

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE Ferhat ABBAS SETIF 1



THESE

Présentée
Pour l'obtention du diplôme de

DOCTORAT EN SCIENCES
Option : Énergies renouvelables

Par

M DJEFFAL Rachid

THEME

***Efficacité du Stockage Thermique par Chaleur Latente
Expérimentation et Application à des Systèmes Énergétiques réels***

Soutenue le : 24 Octobre 2021

Devant le jury :

CHEGAAR Mohamed	Professeur	Université de Ferhat Abbas Setif 1	Président
BEKKOUCHE Sidi Mohammed El Amine	Directeur de Recherche	Unité de Recherche, URAER Ghardaïa	Rapporteur
YOUNSI Zohir	Professeur	LGCgE, Université de Lille 1	Co-Rapporteur
GUELLAL Messaoud	Professeur	Université de Ferhat Abbas Setif 1	Examineur
TOUAFEK Khaled	Directeur de Recherche	Unité de Recherche, URAER Ghardaïa	Examineur
FARH Hichem	Professeur	Université de Larbi Tébessi, Tébessa	Examineur
KRACHE Lahcene	Maître de Conférences	Université de Ferhat Abbas Setif 1	Invité

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

La mémoire de mon cher père Yahia et cher ex-encadreur Pr Mostapha SAMAI,

Que Dieu ait vos âmes dans sa sainte miséricorde, " rabbi yerhamhoum ".

La mémoire de ma belle-mère Hadria MAKHLOUFI " rabbi yerhamha ".

Ma chère mère,

Ma chère femme, qui m'a toujours encouragé et motivé tout au long de mes travaux,

Tous mes enfants, Nardjes, Koussay, Yasmine et Mohamed Salah,

Mon beau-père Said MAKHLOUFI,

Tous mes frères et Sœurs,

*Tous les chercheurs et personnel de soutien de l'Unité de Recherche Appliquée en
Energie Renouvelable de Ghardaïa,*

Tous mes amis,

Tout être humain sage, libre et adroit,

Tous ceux qui m'ont aidé et encouragé de loin ou de près.

DJEFFAL Rachid

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, je remercie mon Dieu, Tout-Puissant d'avoir achevé ce modeste travail et d'être aujourd'hui parmi vous.

Ces travaux ont été réalisés au sein de l'Unité de Recherche Appliquée en Energie Renouvelable URAER de Ghardaïa, avec la collaboration du Département de Physique de la Faculté des Sciences de l'Université Farhat Abbès de Sétif 1 et le Laboratoire de Génie Civil et géo-Environnement, LGCE, de Lille, sous la direction de Mr Sidi Mohammed El Amine BEKKOUCHE, Directeur de Recherche à l'URAER, en remplaçant le défunt Mr Mostapha SAMAI, Pr à l'Université Farhat Abbès de Sétif 1, mon ex-directeur de cette thèse "rabbi yerhmou", vraiment c'est une perte pour l'université de Sétif et la recherche utile pour l'Algérie en général. Je saisis cette occasion donc pour exprimer ma profonde gratitude et mes sincères remerciements à Mr Sidi Mohamed El Amine BEKKOUCHE pour ses conseils et son aide avisée.

J'exprime aussi mes vifs remerciements à Mr Zohir YOUNSI, Professeur à l'Ecole des Hautes Etudes d'Ingénieur (HEI) à l'Université de Lille de France. J'ai apprécié beaucoup ses qualités humaines, son aide avisée, la justesse de ses remarques, ses conseils et son esprit d'écoute qui me permettent d'atteindre mes objectifs et d'apprendre énormément.

Je tiens aussi à exprimer mes plus vifs remerciements aux membres du jury :

- Mr Mohamed CHEGAAR: Professeur à l'Université Farhat Abbès de Sétif pour l'honneur qu'il me fait en acceptant la présidence du jury*
- Mr Messaoud GUELLAL: Professeur à l'Université Farhat Abbès, Sétif (examineur)*
- Mr Khaled TOUAFEK: Directeur de Recherche à l'URAER, Ghardaïa (examineur)*
- Mr Hichem FARH: Professeur à l'Université Larbi Tebessi, Tébessa (examineur)*
- Mr Lahcene KRACHE: Maître de Conférences à l'Université de Farhat Abbès, Sétif (invité)*

Pour avoir accepté gracieusement de lire et d'examiner ce travail.

Je désire également témoigner toute ma reconnaissance aux membres de notre équipe d'Architecture Solaire et Bioclimatique de l'URAER de Ghardaïa / EPST CDER - Alger.

Je tiens également à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réussite de ce modeste travail.

DJEFFAL Rachid

SOMMAIRE

Sommaire.....	01
Listes des figures.....	03
Liste des tableaux.....	05
Nomenclature.....	06
Introduction générale	10
1. Enjeux et contexte global.....	11
2. Objectifs.....	12
3. Structure de la thèse.....	12
Références.....	14
Chapitre 1 : Etat de l'art sur le stockage par chaleur latente	16
1. Introduction.....	17
2. Le stockage thermique.....	21
2.1.1. Stockage par chaleur sensible.....	23
2.1.2. Stockage par chaleur latente.....	24
2.1.3. Le stockage thermochimique.....	26
3. Les Matériaux à Changement de Phase "MCPs".....	28
3.1. Mécanisme de changement de phase.....	29
3.2. Propriétés requises.....	31
4. Classification des Matériaux à Changement de Phase.....	32
4.1. MCP organiques.....	33
4.2. MCP Inorganiques.....	34
4.3. Les MCP eutectiques.....	34
5. Applications des MCPs dans le bâtiment.....	35
5.1. Méthode d'incorporation directe.....	37
5.2. Méthode d'immersion.....	38
5.3. Méthode d'encapsulation.....	38
6. Conclusion.....	40
Références.....	40
Chapitre 2 : Effets potentiels des MCPs encapsulés sur le confort et l'efficacité énergétique	45
1. Introduction.....	46
2. Modèle mathématique du confort.....	49
2.1. Bilan enthalpique global.....	50
2.2. Bilan sensible et modèle de conduction.....	52
2.3. Bilan latent.....	55

3.	Données météorologiques et climatiques de Ghardaïa.....	55
4.	Modèle d'un habitat résidentiel.....	57
5.	Méthode choisie pour améliorer les performances thermiques.....	59
6.	L'effet potentiel des MCPs sur le confort thermique.....	61
7.	Méthode d'évaluation de l'efficacité énergétique.....	67
7.1.	Besoins énergétiques dus à l'enveloppe.....	68
7.2.	Besoins en eau chaude sanitaire.....	70
7.3.	Apports internes.....	70
7.4.	Consommation électrique journalière.....	72
7.5.	Apports solaires.....	72
8.	L'effet des MCPs sur l'efficacité énergétique de l'habitat.....	73
9.	Conclusion.....	79
	Références.....	79
Chapitre 3:	Conception et expérimentation d'un système frigorifique contenant des MCPs	83
1.	Introduction.....	84
2.	Description du prototype.....	87
2.1.	Compresseur.....	87
2.2.	Condenseur.....	88
2.3.	Détendeur.....	88
2.4.	Evaporateur.....	89
2.5.	Cellule de réfrigération/congélation.....	89
2.6.	Ailettes contenant le MCP.....	90
3.	Expérimentation et résultats notables.....	91
4.	Conclusion.....	100
	Références.....	101
Chapitre 4:	Expérimentation d'un système de production d'eau chaude sanitaire "ECS" en utilisant un nouveau Matériau à Changement de Phase "MCP"	104
1.	Introduction.....	105
2.	Matériel et méthode.....	107
2.1.	Étapes expérimentales et composants de base.....	108
2.2.	Description générale et principe de fonctionnement du système expérimental	109
3.	Résultats expérimentaux.....	112
3.1.	Caractérisation expérimentale du MCP.....	112
3.2.	L'influence du MCP sur la température de l'eau stockée.....	116

3.3.	Comparaison des besoins énergétiques et financiers en utilisant l'électricité conventionnelle comme source énergétique principale	117
4.	Conclusion.....	123
	Références.....	124
	Conclusion générale.....	128

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1:	Les cycles de stockage et de décharge de l'énergie	25
Figure 1.2:	Classification des systèmes de stockage par sorption et par réaction chimique	27
Figure 1.3:	Principe du stockage de l'énergie par adsorption/désorption	28
Figure 1.4:	Stockage d'énergie par changement de phase	30
Figure 1.5:	Classification des MCP solides-liquides	32
Figure 1.6:	Différents modes d'intégration du MCP dans le bâtiment	36
Figure 1.7:	Images descriptives des agrégats, sur la gauche des agrégats simples, à droite des agrégats qui ont absorbé les MCPs	38
Figure 1.8:	Encapsulation des Matériaux à Changement de Phase	39
Figure 2.1:	Modèle de conduction pour une paroi	53
Figure 2.2:	Situation géographique de Ghardaïa, (a) ancien découpage, (b) nouveau découpage	56
Figure 2.3:	Cartographie des valeurs moyennes annuelles de la durée d'insolation mesurée (1992 - 2002)	57
Figure 2.4:	Plans descriptifs 2D et 3D	58
Figure 2.5:	Schémas descriptifs des configurations étudiées des parois opaques de l'enveloppe	60
Figure 2.6:	Eclairement incident sur les parois opaques de l'enveloppe, jour de 10 Novembre, cas d'un ciel clair	61
Figure 2.7:	Température ambiante de l'air extérieur, 05-17 Novembre 2016. L'humidité relative varie de 22.5% au 82.9 % avec une valeur moyenne égale à 48.11 %	62
Figure 2.8:	Humidité relative de l'air extérieur, 05-17 Novembre 2016	62
Figure 2.9:	Vitesse du vent de l'air extérieur, 05-17 Novembre 2016	63
Figure 2.10:	Transition à la période froide et paramètres de base du confort thermique: (a) température et (b) humidité relative pour une teneur en eau fixe ($6.5 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}} / \text{kg}_{\text{air sec}}$, 05-17 Novembre 2016)	64

Figure 2.11:	Températures superficielles du toit: (a) à l'intérieur du local (b) à l'extérieur du local (05-17 Novembre 2016)	64
Figure 2.12:	Températures superficielles du mur Nord: (a) à l'intérieur du local (b) à l'extérieur du local (05-17 Novembre 2016)	65
Figure 2.13:	Diagramme du confort selon la norme DIN 1946, 15-16 Novembre 2016	65
Figure 2.14:	Besoins énergétiques mensuels, annuels. Etude comparative entre les trois configurations	76
Figure 2.15:	Besoins en chauffage et en refroidissement, taux de diminution et étude comparative entre les trois configurations	76
Figure 3.1:	Schéma descriptif du cycle frigorifique	87
Figure 3.2:	Compresseur Danfoss SC15BXT2	88
Figure 3.3:	Préparation du MCP, 18 % alcool + 82 % eau distillée, $T_f = -5\text{ °C}$	90
Figure 3.4:	Images descriptives du prototype réalisé	91
Figure 3.5:	Image indiquant la quantité de la glace accumulée sur l'une des parties du circuit frigorifique	92
Figure 3.6:	Calcul et prédiction de la consommation électrique de la machine frigorifique, cas d'une enceinte expérimentale remplie de bouteilles d'eau ($T_{\text{Thermostat}} = -7.5\text{ °C}$)	93
Figure 3.7:	L'économie en énergie issue du stockage thermique par stockage latent ($T_{\text{Thermostat}} = -7.5\text{ °C}$)	94
Figure 3.8:	La surconsommation énergétique de la machine frigorifique due à la panne technique ($T_{\text{Thermostat}} = -7.5\text{ °C}$)	95
Figure 3.9:	Calcul et prédiction de la consommation électrique de la machine frigorifique, cas d'une enceinte expérimentale remplie de bouteilles d'eau ($T_{\text{Thermostat}} = 4\text{ °C}$)	96
Figure 3.10:	La surconsommation énergétique de la machine frigorifique due au mauvais choix de la température du thermostat ($T_{\text{Thermostat}} = 4\text{ °C}$)	97
Figure 4.1:	Les principaux composants des chauffe-eaux électriques réalisés, a : échangeur de chaleur, b : résistance électrique en cuivre, c : groupe de sécurité pour le contrôle de la pression, d : cuves de stockage d'eau	109
Figure 4.2:	Réalisation des cuves de stockage et préparation du MCP pour l'incorporer sur les parois latérales de l'une des cuves de stockage	110
Figure 4.3:	Schéma hydraulique des raccordements coté eau sanitaire	111

Figure 4.4:	Vue générale sur le système réalisé sur la disposition et l'emplacement des cuves réalisées.	111
Figure 4.5:	Photos générales de l'échantillon et de la calorimétrie différentielle à balayage (Differential Scanning Calorimetry DSC 6000)	113
Figure 4.6:	Flux de chaleur non soustrait en fonction de la température de l'échantillon, fusion et solidification du mélange Paraffine / Graisse du mouton	114
Figure 4.7:	Température de l'eau dans les cuves réglée à des températures du thermostat fixées à 55, 60, 65 et 70 °C	116
Figure 4.8:	Volume d'eau chaude sanitaire produit à 540 °C	119
Figure 4.9:	Gain bénéficié en termes de production de l'eau chaude sanitaire par rapport à la production initiale (premier cas sans MCP), exprimé en pourcentage (%)	119
Figure 4.10:	Facture électrique, prix unitaire correspondant au volume produit à 50 °C	120
Figure 4.11:	Le gain financier "exprimé en pourcentage" dû à l'utilisation du matériau à changement de phase MCP	122

LISTES DES TABLEAUX

Tableau 1.1:	Matériaux pour le stockage thermique à chaleur sensible	24
Tableau 1.2:	Matériaux pour le stockage thermique à chaleur latente	26
Tableau 1.3:	Quelques exemples de MCP	29
Tableau 2.1:	Coordonnées de Ghardaïa	56
Tableau 2.2:	Propriétés thermo-physiques des éléments de construction	59
Tableau 2.3:	Températures / humidités relatives, amortissement des fluctuations et déphasage, 15 - 16 Novembre 2016	66
Tableau 2.4:	Valeurs retenues des résistances thermiques superficielles	69
Tableau 2.5:	Coefficients des vitrages nus K_i des parois vitrées	70
Tableau 2.6:	Émission de chaleur par personne, C_p	71
Tableau 2.7:	Chaleur émise par éclairage/ équipements	71
Tableau 2.8:	Consommation moyenne de l'éclairage et d'appareils électroménagers par jour	72
Tableau 2.9:	Facteurs solaires pour les deux types de vitrages les plus courants	73
Tableau 2.10:	Besoins énergétiques mensuelles de chauffage / climatisation	74

Tableau 2.11:	Besoins énergétiques mensuelles de chauffage / climatisation pour les trois configurations	75
Tableau 3.1:	Températures instantanées à l'intérieur de la cellule expérimentale en fonction de la hauteur verticale ($T_{\text{Thermostat}} = -10\text{ °C}$)	98
Tableau 3.2:	L'influence de l'aliment sur la consommation électrique pour $T_{\text{Thermostat}} = -10\text{ °C}$, exprimée en kWh	99
Tableau 4.1:	Résultats de l'analyse issus du flux de chaleur non soustrait en fonction de la température de l'échantillon	115
Tableau 4.2:	Caractéristiques et paramètres techniques du MCP incorporé dans la cuve	115
Tableau 4.3:	Production en eau chaude à 50 °C et consommation électrique requise	118
Tableau 4.4:	Gain en production en % par rapport au volume produit et par rapport à la consommation électrique	122

NOMENCLATURE

Caractères latins

A	: Aire de la baie	m^2
A_{nj}	: Aire réceptrice équivalente de la surface ayant l'orientation j	m^2
b_i	: Coefficient de réduction des déperditions thermiques	
C_{Air}	: Capacité calorifique de la masse d'air	$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
C_p	: Chaleur émise par occupant	W/occupant
C_p	: Chaleur spécifique à pression constante	$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
C_p	: Capacité calorifique des MCPs	$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
C_{pl}	: Chaleurs spécifiques des phases liquides	$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
C_{ps}	: Chaleurs spécifiques des phases solides	$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
C_v	: Capacité thermique à volume constant	$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
C_x, C_y	: Capacités thermiques massiques des couches x et y	$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
$D_{\text{pres/jour}}$	: Durée de présence par jour	h/jour
D_j	: Nombre de degrés-jours de chauffage / climatisation	
$DP_{\text{Enveloppe}}$	: Somme des déperditions thermiques	W/K
E	: Energie stockée	W

e	: Epaisseur	m
F _{Cor_Ecr}	: Facteur de correction pour les écrans latéraux	
F _{Cor_h}	: Facteur de correction pour l'horizon	
F _{Cor_Sur}	: Facteur de correction pour les surplombs	
F _{Omb}	: Facteur d'ombre	
F _{Omb_R}	: Facteur d'ombre des rideaux	
F _{Omb_S}	: Facteur d'ombre de la surface	
F _{Red}	: Facteur de réduction pour les encadrements des vitrages	
F _{Surf-i}	: Facteur de forme entre les surfaces d'échange à l'intérieur de la zone thermique	
g	: Facteur solaire de la baie	
h _{Conv-amb}	: Coefficient de transfert convectif entre les surfaces d'échange et l'air ambiant extérieur	W m ⁻² K ⁻¹
H _{Entr(i)}	: Enthalpie de la masse d'air humide entrant dans la zone i	J / mol
H _r	: Humidité relative	%
H _{Sort(i)}	: Enthalpie de la masse d'air humide sortant de la zone i	J / mol
H _{Spéc}	: Humidité spécifique ou teneur en eau de l'air de la zone n	kg _{vapeur} /kg _{masse}
I _j	: Irradiation solaire sur une surface unitaire ayant l'orientation j	W/m ²
k	: Nombre correspondant de couches	
L _v	: Chaleur latente de vaporisation de l'eau	kJ/kg
m	: Masse	kg
m	: Nombre total des surfaces intérieures (murs, portes,...)	
n _A , n _B	: Nombres de nœuds (couches) correspondants aux couches i et j, respectivement	
N _{Jch}	: Le nombre de jours chauffés	
N _{Pers}	: Nombre de personnes occupant le logement	
p	: Masse volumique de l'eau en fonction de sa température	kg/litre
P _{L_Clim}	: Puissances latentes fournies par la climatisation	W
P _{L_Interne}	: Puissances latentes internes	W
P _{sat}	: Pression de vapeur saturante	Pa
P _{S_Clim}	: Puissances sensibles fournies par la climatisation	W

$P_{S_Interne}$	: Puissances sensibles e internes	W
Q_{ECS}	: Energie requise pour la production de l'eau chaude	Wh
$Q_{Mas}^{Trans}(i, n)$	: Débit massique de transition de l'air de la zone i à la zone n	kg/s
$Q_{Mas}^{Trans}(n, i)$	: Débit massique de transition de l'air de la zone n à la zone i	kg/s
$Q_{Mas}^{Trans}(i, n)$	: Expression des flux convectifs échangés entre les surfaces	W
R_i	: Résistances thermiques de chaque couche de construction	$m^2 \text{ K/W}$
r_{occ}	: Résistance supplémentaire des occultations	$m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
r_{rid}	: Résistance supplémentaire des rideaux éventuels	$m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
R_{se}	: Résistance d'échange thermique superficielle extérieure	$m^2 \text{ K/W}$
R_{si}	: Résistance d'échange thermique superficielle intérieure	$m^2 \text{ K/W}$
r_v	: Résistance supplémentaire des voilages éventuels	$m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$
S_i	: Surface	m^2
S_j	: Surface des parois (opaques et transparentes) dans la zone i	m^2
S_x, S_y	: Surface des couches x et y des parois	m^2
T_1-T_2	: Oscillation de la température	K
T_2	: Température supérieure	K
T_{Air}	: Température de l'air de la zone n	K
T_{amb}	: Température de l'air ambiant extérieur	K
T_{ECS}	: Température de l'eau chaude au point de soutirage	$^\circ\text{C}$
T_{ef}	: La température moyenne de l'eau froide du mois considéré	$^\circ\text{C}$
$T_{Surf_j}(i)$	: Température de surface j dans la zone i	K
U_i	: Coefficient de transmission thermique par degré de différence entre l'intérieur et l'extérieur	$W \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}$
V_{vent}	: Vitesse du vent	$m \text{ s}^{-1}$
V_{ECS}	: Volume requis de l'eau chaude	litres

Abréviation

AIE	: Agence Internationale de l'Energie
DSC	: Differential Scanning Calorimetry

ECS : Eau Chaude Sanitaire
 HVAC : Systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation
 MCP-DR : Matériaux à Changement de Phase- Djefal Rachid
 MCPs : Matériaux à Changements de Phases
 SET : Stockage d'Energie Thermique

Lettres grecques

σ	: Constante de Stefan-Boltzmann, égale à $5.67 \cdot 10^{-8}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$
α	: Coefficient d'absorption	
λ	: Conductivité thermique	$W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$
ρ	: Densité volumique	$kg \cdot m^{-3}$
G	: Eclairement global incident sur les différentes parois	$W \cdot m^{-2}$
ε	: Émissivité thermique	

Introduction générale

Introduction générale

0.1. Enjeux et contexte global

Selon l'Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Energie "Aprue", le secteur du bâtiment en Algérie est un secteur non productif et énergivore. Sa consommation est de 41% par rapport à l'énergie finale, devançant ainsi les secteurs d'agriculture (33%), de l'énergie (19%), de l'industrie et des transports (7%). L'objectif visé était de relancer certaines pistes pour réduire la consommation énergétique résidentielle et tertiaire de 10 à 15 % d'ici 2030 [1]. Cette situation met notre société face à plusieurs défis et a incité des enjeux politiques, économiques, sociaux, culturels et géographiques. Enrayer cette crise veut dire harmoniser la vision architecturale et énergétique du logement.

Les chiffres récents indiquent une prédominance du gaz naturel et de l'électricité (avec des taux de consommation de 53.61% et 33.7% respectivement) par rapport au gaz de pétrole liquéfié "GPL" et à la biomasse "bois" (correspondants à des taux de consommation de respectivement 12.46% et 0.01% de la consommation globale) [2, 3].

Cependant, les statistiques ont montré que l'énergie utile est principalement utilisée pour le chauffage, la climatisation, la production d'eau chaude sanitaire, elle pourrait aussi l'être pour quantifier le besoin de production de froid alimentaire (réfrigérateurs et congélateurs), de cuisson et de production de lumière [4].

Pour faire face, la stratégie à adopter doit mener une recherche des solutions mieux adaptées, des alternatives énergétiques et une exploitation des différentes potentialités pour les utiliser, les mettre en exergue et développer des applications utiles à ce secteur gourmand en énergie.

Les énergies renouvelables présentent des solutions fiables à la globalité des problèmes liés à la hausse de la consommation énergétiques, plus particulièrement, ceux qui affectent négativement nos sociétés et notre planète en générale. Ce type d'énergie est gratuit, propre et non épuisable. Actuellement, le développement des technologies basées sur l'utilisation des énergies renouvelables met en avant l'aspect multifonctionnel des MCPs mis en

œuvre : parois opaques et transparentes des bâtiments, façade photovoltaïque, ventilation couplée à l'utilisation des MCPs, chauffage domestique, froid solaire,... etc. Néanmoins, l'inconvénient majeur est dû à l'intermittence de ces ressources énergétique. Le développement et le couplage des systèmes de stockage thermique latent adaptés peuvent contrer certaines problématiques, ce qui engendre une production énergétique efficace et optimisée.

0.2. Objectifs

Les objectifs généraux de cette thèse s'inscrivent dans le cadre d'une gestion plus efficace et rationnelle de l'énergie. Les actions et les démarches à suivre vont s'orienter vers l'amélioration du confort thermique et l'efficacité énergétique.

Pour y remédier, nous avons étudié des méthodes basées sur le stockage thermique par chaleur latente au moyen des matériaux à changement de phase "MCPs". Cette technique est en pleine expansion en Algérie; l'incorporation des MCPs s'avère idéale et efficace pour économiser une part importante des charges énergétiques, tant pour le bâtiment, les machines frigorifiques et les chauffe baignoires. L'importance des contributions est liée directement à la quantification des besoins en énergie pour le chauffage et/ou le refroidissement. Les actions à mettre en œuvre anticipent des situations plus respectueuses à l'environnement. D'autant plus que les scientifiques ont déclaré que l'avantage du stockage thermique par chaleur latente est double :

- D'une part, il permet de limiter les volumes de stockage: la chaleur latente permet d'emmagasiner de six à huit fois plus d'énergie thermique que la chaleur sensible dans un même volume [5].
- D'autre part, les phénomènes engendrés (stockage ou déstockage d'énergie) conduisent à une stabilisation des températures de fonctionnement.

0.3. Structure de la thèse

Après une introduction générale, qui situe le sujet dans un contexte globale, nous avons présenté notre thèse en quatre chapitres.

Le premier chapitre a permis, à travers un large état d'art, une synthèse sur les systèmes de stockage thermique par chaleur latente. Les MCPs sont utilisés comme éléments de stockage. Ces matériaux sont caractérisés par une forte densité de stockage et une bonne capacité à maintenir une température stable.

Le deuxième chapitre est consacré aux effets potentiels des MCPs encapsulés sur le confort thermique et l'efficacité énergétique. Le potentiel des ces matériaux a suscité un intérêt particulier en vue d'amortir les fluctuations des températures et améliorer le confort et l'inertie thermique des bâtisses. La méthode est basée sur un couplage entre le modèle de Rumianowski [6] et le modèle de Roux [7], exprimé par les équations des bilans enthalpiques et massiques. Une étude de cas concernant l'intégration des MCPs sur les températures et les humidités relatives d'une maison en fonction de la teneur en eau de l'air intérieur et conformément à la norme DIN 1946 [8] sera abordée. Dans ce cas, l'évaluation de l'efficacité énergétique de la bâtisse est devenue incontournable et sera donc appréhendée dans ce chapitre.

Le troisième chapitre propose une conception via une étude expérimentale d'un système frigorifique. Nous nous intéressons à l'influence des MCPs eutectiques sur la consommation et son mode de fonctionnement. Des expériences menées servent à étudier les caractéristiques de la fusion/solidification d'un MCP d'une température de fusion de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ intégré sur les parois d'une cellule expérimentale de réfrigération / congélation de forme cubique équipée de tous les accessoires de réglage (valves, wattmètre, thermomètres,...etc.). Le matériau a été préparé au sein de notre unité en utilisant un thermomètre testeur de fusion et en mélangeant l'eau distillée et l'alcool. Il contient 18 % d'alcool et 82 % d'eau distillée.

Le dernier chapitre est consacré à la conception et à l'expérimentation d'un système de stockage latent et de production d'eau chaude. Les résultats retenus seront issus d'une comparaison des besoins énergétiques et financiers en utilisant l'électricité conventionnelle comme source énergétique principale. Les travaux entrepris s'intéressent à un chauffe-eau électrique à accumulation "appelé aussi cumulus", qui est un système de production d'eau chaude sanitaire permettant d'accumuler de l'eau dans un réservoir. Cette eau est

régulièrement chauffée, ce qui permet de bénéficier d'une grande quantité d'eau chaude déjà préchauffée, prête à alimenter les différentes demandes. Un nouveau MCP (75 % paraffine et 25 % graisse mouton) a été caractérisé par une méthode calorimétrique améliorée au sein du laboratoire LGCgE "Campus de l'école de Hautes Études d'Ingénieur à Lille, établissement de Junia Hauts de France. Des modèles de prédiction basés sur la méthode de régression linéaire sont projetés pour pouvoir déterminer les économies financières engendrées.

Enfin, une conclusion générale synthétisera les résultats les plus pertinents et récapitulera ainsi en gros le travail abordé.

Références

1. Le secteur du bâtiment, premier consommateur d'énergie en Algérie, site web.<http://www.aps.dz/economie/85470-le-secteur-du-batiment-premier-consommateur-d-energie-en-algerie>. Publié le 13/02/2019. Consulté en décembre 2020.
2. Ministère de l'énergie (ME), 2016. Bilan Energétique National de l'année 2015.
3. R. Ghedamsi, Développement d'une méthodologie de conception de bâtiments à énergie positive en Algérie, thèse de Doctorat soutenue en décembre 2018, Université Kasdi Merbah Ouargla, Algérie.
4. B. Allibe, Modélisation des consommations d'énergie du secteur résidentiel français à long terme - Amélioration du réalisme comportemental et scénarios volontaristes. Thèse de doctorat, Ecole des Hautes Etudes en Sciences Sociales, Spécialité Economie de l'environnement et des ressources naturelles, novembre 2012, France.
5. M. Wohrer, Les enjeux industriels, Sophia Antipolis énergie développement: un nouveau type de centrales solaires Thermodynamiques, Réalités industrielles, novembre 2009.
6. I. Sarbu, C. Sebarchievici, A comprehensive review of thermal energy storage, Sustainability 2018, 10, 191.
7. K. Pielichowsk, K. Pielichowski, Phase change materials for thermal energy storage, Progress in Materials Science 65 (2014) 67-123.
8. Norme DIN 1946-4:2008-12. Raumluftechnik – Teil 4: Raumluftechnische Anlagen in Gebäuden und Räumen des Gesundheitswesens (Ventilation and air conditioning - Part 4: Ventilation in buildings and rooms of health care), BeuthVerlag GmbH, Berlin.

Chapitre I

Etat de l'art sur le stockage par chaleur latente

Chapitre I :

Etat de l'art sur le stockage par chaleur latente

I.1. Introduction

Il est bien connu que l'utilisation de systèmes adéquats de stockage d'énergie thermique "SET" dans le secteur du bâtiment et de l'industrie présente un potentiel élevé en matière de conservation d'énergie. L'utilisation de stockage d'énergie thermique peut surmonter le manque de coïncidence entre l'approvisionnement en énergie et sa demande; son application dans les systèmes actifs et passifs permet l'utilisation de l'énergie résiduelle, les stratégies de changement de charge de pointe et l'utilisation rationnelle de l'énergie thermique. Les avantages de l'utilisation du SET dans un système énergétique sont: l'augmentation de l'efficacité globale et une meilleure fiabilité, mais aussi une meilleure économie, une réduction des coûts d'investissement et de fonctionnement, un environnement moins pollué et moins de CO₂ [1].

Les concepts de stockage appliqués au secteur du bâtiment ont été classés en systèmes actifs ou passifs. Les systèmes SET passifs peuvent améliorer efficacement les sources d'énergie thermique naturellement disponibles afin de maintenir les conditions de confort dans les bâtiments et de minimiser l'utilisation des systèmes de chauffage ou de refroidissement assistés mécaniquement. Ces systèmes comprennent l'utilisation accrue de façades ventilées, de masse thermique, d'effet d'ombrage avec des stores, de vitrages revêtus et de chauffage solaire et de refroidissement passif (ventilation nocturne).

D'autre part, l'utilisation des systèmes SET actifs fournit un degré élevé de contrôle des conditions intérieures et améliore la manière de stocker l'énergie thermique. Ces systèmes sont généralement intégrés dans les bâtiments pour fournir un refroidissement libre ou pour déplacer la charge thermique des conditions de pointe aux heures creuses dans plusieurs applications, telles que

les applications d'eau chaude sanitaire ou les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation "HVAC" [2].

L'un des moyens utilisés pour le stockage d'énergie thermique et qui a fait l'objet de plusieurs études, est l'utilisation de matériaux à changement de phase "MCP". Ces derniers, incorporés dans l'enveloppe du bâtiment, permettent d'accroître son inertie thermique et ce, grâce à leur chaleur latente qui permet de stocker/déstocker une grande quantité d'énergie [3].

Ces matériaux sont des matériaux intelligents qui reposent sur l'application d'un principe physique simple: ils se liquéfient en absorbant de l'énergie à partir d'une certaine température caractéristique pour chaque type de matériau (en général fixée par leur formulation) et restituent cette énergie lorsque la température de leur environnement est inférieure à celle-ci. Les MCPs sont utilisés dans différents domaines: le stockage d'énergie solaire, le refroidissement des boîtes de transport de produits sensibles, les systèmes de mémoires permanentes en informatique (conservation de l'information sans utilisation électrique dans une transition de phase vitreuse/cristalline: la PRAM (Parallel Random Access Machine, un modèle de machine parallèle)), les systèmes de climatisation (liquide frigorigènes), l'industrie textile (par exemple les vêtements) ainsi que dans le domaine de la construction des bâtiments où ils sont utilisés dans les systèmes passifs et actifs [4].

Plusieurs investigations dans le domaine de stockage latent spécifiquement par les matériaux intelligents MCPs montrent l'importance de ces genres de substances dans le domaine des bâtiments et l'efficacité énergétique parmi elles: D. Arunkumar et al. en 2020 [5], et dans le cadre de la réduction de la consommation d'énergie pour les applications du bâtiment telles que le refroidissement et le chauffage. Il a été montré que le MCP joue un rôle essentiel, il peut être incorporé dans la structure et les matériaux conventionnels du bâtiment de manière efficace. Il agit comme une barrière thermique et minimise également la chaleur entrant dans la pièce. Les résultats montrent qu'une baisse de température des surfaces intérieures de 5.7 °C provoque une réduction de gain de chaleur de 33%. Il a été montré aussi que le MCP sélectionné avait une grande influence sur la réduction de la transmission de chaleur dans les climats chauds, mais pour un climat tempéré,

l'intensité solaire diffère d'un jour à l'autre, donc les charges de transmission du refroidissement varient, donc l'employabilité du MCP est influencée par les facteurs ambiants. Il s'est avéré que le MCP incorporé a été efficace du mois d'Avril au mois de Juillet.

En 2019, Z.X. Li et al. [6] ont montré que l'approche passive de stockage d'énergie thermique à chaleur latente intégrant des MCPs est une technique brillante pour s'attaquer aux problèmes de consommation d'énergie élevée dans les bâtiments. Cet article a étudié la performance thermique des murs conventionnels des bâtiments à Ispahan, en Iran, avec l'inclusion des différents MCPs selon les différents emplacements. Les résultats montrent que la performance du mur à base de MCP est fortement influencée par la conductivité thermique, l'enthalpie de changement de phase et la température de fusion du MCP. Un MCP peut réduire plus efficacement le transfert de chaleur vers l'espace intérieur au cas où il aurait une conductivité thermique inférieure, une chaleur latente de changement de phase plus élevée et sa température de changement de phase qui devrait être plus proche de la température ambiante. De plus, la conductivité thermique a la priorité sur les autres propriétés thermophysiques des MCPs. La conductivité thermique du MCP inférieure conduit à transférer la plus faible quantité de chaleur vers l'espace intérieur.

En 2018, Ylenia Cascone et al. [7], une contribution scientifique a été menée pour la rénovation d'un immeuble en Italie. Les optimisations ont été effectuées pour minimiser les besoins énergétiques du bâtiment pour le chauffage et le refroidissement et le coût d'investissement. Ils ont pu expliquer l'importance de l'intégration des nouveaux MCPs pour différents emplacements dans les enveloppes de bâtiments anciens énergivores en climat méditerranéen.

Au cours de la même année, L. Erlbeck et al. [8], sur la base d'une étude expérimentale, ont donné l'ajustement du comportement thermique en modifiant la forme des incorporations du MCP dans les blocs de béton. Différentes formes de MCP sont réalisées (cubiques, plaques plates, cylindriques et sphériques) pour étudier les changements de transfert de chaleur et de convection pendant les phases de chauffage, de fusion, de

cristallisation et de refroidissement. Par conséquent, le système de test a été développé pour chauffer le bloc de béton par rayonnement et le refroidir à l'aide d'un flux d'air froid. Une couche mince de MCP combinée à une position de montage de la plaque plate montre les meilleurs résultats pour la cristallisation et la fusion.

Toujours en cette année, Myriam Bahrar et al. [9], une étude numérique et expérimentale a été réalisée sur l'utilisation des MCPs microencapsulés dans le textile renforcé par des panneaux en béton armé pour le stockage d'énergie dans un élément de façade pour l'amélioration de l'efficacité énergétique dans les bâtiments. Les résultats ont montré une augmentation de la capacité de stockage de la chaleur.

La thèse de doctorat de Stéphane Guichard [10] s'inscrit dans une démarche de la maîtrise d'énergie dans le secteur du bâtiment. L'objectif de cette contribution était de trouver des solutions passives pour atteindre de hautes performances énergétiques par l'incorporation spécifique des nouveaux MCPs dans le tissu de logements. Les matériaux à formes stabilisées solide-liquide, sont utilisés pour stocker l'énergie thermique sous forme de chaleur latente, les résultats trouvés prouvent l'impact des MCPs pour le confort des êtres humains.

Vincent Basecq [11] a développé deux prototypes. Le premier est utilisé dans des conditions réelles en l'intégrant dans la façade d'un bâtiment existant. Le second a été réalisé dans un banc expérimental avec des conditions maîtrisées de laboratoire en développant en parallèle un modèle numérique du mur. Les conclusions acquises ont montré nettement l'importance des MCPs.

Par ailleurs, en vue de réduire le taux de transfert de chaleur, améliorer la capacité de stockage thermique, réduire les fluctuations de température de l'air intérieur et déplacer les taux de transfert de chaleur de pointe vers les heures creuses, il est fort possible d'intégrer un écran thermique en MCP dans la cavité des murs de bâtiments [12]. La concentration du MCP était de 10% en poids du panneau de gypse. Les flux de chaleur de pointe étaient réduits jusqu'à 11%. Il a été déduit aussi que pour des réductions plus importantes

des flux de chaleur de pointe, l'emplacement optimal du MCP devrait être à côté de la face interne du panneau mural.

En fait, la contribution de Juan Pablo Arzamendia Lopez [13] a montré que, par l'intermédiaire d'une plaque sandwich contenant des clous et du MCP, les propriétés matériaux nécessaires sont obtenues. Afin de satisfaire aux exigences en termes de propriétés fonctionnelles, le design du système est modifié en ajoutant des ailettes sur les surfaces d'échange. Il a prouvé qu'avec 20 ailettes de 3 mm d'épaisseur sur la surface d'échange de la planche à clous, le chauffage est effacé pendant 2h lors de la période de forte demande journalière pendant l'hiver.

Cependant, le travail qui s'est porté sur l'intégration des MCPs comme système de régulation dynamique en rénovation thermique, mené par Julien Borderon [14], indique d'une manière claire l'intérêt, l'importance et l'efficacité de ce genre de substances MCP (composé ternaire de paraffines micro-encapsulées). Les techniques déployées ont favorisé une amélioration du confort thermique et une réduction de la facture énergétique des bâtiments avec une technologie nouvelle par le couplage des MCPs et la ventilation (échangeur air / MCP).

Entre autre, le système actif en MCP étudié par Serge Ekomy Ango [15], qui est utile pour le rafraîchissement et le réchauffement d'un logement passif, nous a permis de démontrer sa capacité d'assurer un rafraîchissement satisfaisant de l'air ambiant durant 6 jours.

En 2007, un nouveau concept d'enveloppe hybride a été proposé par Xavier Faure [16]. En hiver, le chauffage est assuré par des capteurs solaires thermiques à air associés à des panneaux d'inertie avec MCP. Une circulation d'air, dans des cavités au sein de l'enveloppe, transporte l'énergie des capteurs jusqu'au stockage. En été, les surplus de chaleur sont absorbés dans les panneaux d'inertie puis évacués la nuit par une sur-ventilation des cavités d'air en boucle ouverte. Les études paramétriques ont montré l'intérêt du système proposé des réductions de 30% à 50% sont obtenues sur les consommations de chauffage, le nombre d'heures de surchauffe est nettement réduit. Les épaisseurs des panneaux d'inertie sont de 1cm pour un stockage par chaleur

latente, contre 5cm à 8cm selon les climats pour un stockage par chaleur sensible.

Le MCP peut être aussi utilisé comme moyen de stockage du froid intégré au système de ventilation mécanique pour le refroidissement passif des bâtiments [17]. Le dispositif a été rempli de sphères de paraffine RT20 encapsulées. Les simulations numériques ont montré qu'un MCP avec une température de fusion comprise entre 20 °C et 22 °C est le plus adapté à ce système dans le cas d'un climat continental. Les analyses des températures dans un bâtiment basse consommation ont montré que la technique de refroidissement des logements avec une ventilation/MCP est une technique efficace.

I.2. Le stockage thermique

Le développement de dispositifs de stockage d'énergie efficaces et peu coûteux est aussi important pour développer de nouvelles sources d'énergie. Le stockage d'énergie thermique "SET" peut être défini comme le stockage temporaire de l'énergie thermique à des températures élevées ou basses. Le SET n'est pas un nouveau concept, il a été utilisé pendant des siècles. Le stockage d'énergie peut réduire le temps où il existe une inadéquation entre l'offre et la demande d'énergie, et joue un rôle important en conservation d'énergie.

La technologie de stockage de l'énergie thermique a été développée au point où elle peut avoir un effet significatif sur la vie moderne. L'utilisation non technique majeure du stockage thermique était de maintenir une température constante dans l'habitation, pour le garder au chaud pendant les nuits froides de l'hiver. De grosses pierres, des blocs de fonte et des céramiques étaient utilisés pour stocker la chaleur d'un feu le soir pour toute la nuit.

Avec l'avènement de la révolution industrielle, le stockage thermique d'énergie a été introduit comme un sous-produit de la production d'énergie. Une importante application pour le stockage thermique aujourd'hui est dans les habitations familiales. Le stockage de la chaleur dans les centrales électriques se fait généralement sous forme de vapeur ou d'eau chaude et dure généralement peu de temps. Très récemment, d'autres matériaux tels que des

huiles ayant un point d'ébullition très élevé, ont été suggérés comme substances de stockage de chaleur pour les services publics d'électricité.

Il existe trois méthodes de base pour stocker l'énergie thermique:

Chauffer un liquide ou un solide, sans changer de phase.

Cette méthode est appelée stockage de chaleur sensible. La quantité d'énergie stockée dépend du changement de température du matériel et peut être exprimée sous la forme [18]:

$$E = m \int_{T_1}^{T_2} C_p dT \quad (1)$$

Où

m est la masse,

C_p est la chaleur spécifique à pression constante,

T₁ et T₂ représentent les niveaux de température inférieurs et supérieurs entre lesquels le stockage fonctionne, et

La différence (T₂ - T₁) est appelée oscillation de la température.

Chauffer un matériau, qui subit un changement de phase (généralement fondu)

Ceci est appelé stockage de chaleur latente. La quantité d'énergie stockée (E) dans ce cas dépend de la masse (m) et la chaleur latente de fusion (λ) du matériau [18].

$$E = m \lambda \quad (2)$$

Le stockage fonctionne isothermiquement au point de fusion du matériau. Si le fonctionnement isotherme à la température de changement de phase est difficile, le système fonctionne sur une gamme de températures T₁ à T₂ qui comprend le point de fusion. Les contributions de chaleur sensible doivent être prises en compte et la quantité d'énergie stockée est donnée par [18]:

$$E = m \int_{T_1}^{T_F} C_{ps} dT + m \lambda + m \int_{T_F}^{T_2} C_{pl} dT \quad (3)$$

Où

C_{ps} et C_{pl} représentent les chaleurs spécifiques des phases solide et liquide.

En utilisant la chaleur pour produire une certaine réaction physico-chimique et ensuite stocker les produits.

Absorber et adsorber sont deux exemples pour la réaction de liaison. La chaleur est libérée lorsque la réaction inverse est faite pour se produire. Dans ce cas également, le stockage fonctionne essentiellement de manière isotherme pendant les réactions.

I.2.1. Stockage par chaleur sensible

Dans le cas de systèmes de stockage de chaleur sensible, l'énergie est stockée ou extraite en chauffant ou en refroidissant un liquide ou un solide, ce qui ne change pas sa phase pendant ce processus. Diverses substances ont été utilisées dans de tels systèmes. Ceux-ci comprennent les liquides tels que l'eau, les huiles de transfert de chaleur et certains sels fondus inorganiques, ainsi que les roches solides, les cailloux et les réfractaires. Dans le cas des solides, le matériau est invariablement sous forme poreuse et la chaleur est stockée ou extraite par l'écoulement d'un gaz ou d'un liquide à travers les pores ou les vides.

Le choix de la substance utilisée dépend largement du niveau de température de l'application, l'eau étant utilisée pour des températures inférieures à 100 °C et les briques réfractaires utilisées pour des températures autour de 1000 °C. Les systèmes de stockage de chaleur sensibles sont plus simples en termes de conception que les systèmes de stockage de chaleur latente ou de liaison. Cependant, ils souffrent de l'inconvénient d'être plus volumineux. Pour cette raison, un critère important dans le choix d'un matériau pour le stockage de chaleur sensible est sa valeur " ρC_p ". Un deuxième inconvénient associé avec des systèmes de chaleur sensible est qu'ils ne peuvent pas stocker ou fournir de l'énergie à une température constante.

Comme le montre le tableau 1, il est possible de stocker la chaleur sensible dans un matériau solide, liquide, ou gazeux. La vapeur surchauffée, unique gaz, est un très mauvais matériau conducteur et stockeur de la chaleur en plus d'être très corrosif sous pression. En revanche, les huiles minérales ont la meilleure capacité de stockage. Les sels fondus ont l'avantage d'être bon

marché et présentent une conductivité thermique et une capacité thermique acceptable comparés aux métaux et bétons. Cela explique leur large utilisation dans les centrales solaires commerciales actuelles. Pour les températures élevées (supérieures à 600°C), les bétons réfractaires, le Cofalit® (déchets industriels rendus inertes par vitrification), et les sels de carbonates sont des matériaux candidats.

Tableau 1.1: Matériaux pour le stockage thermique à chaleur sensible [19]

Matériau	Températures		Etat	Densité (kg/m ³)	Conductivité W/(m.K)	Capacité thermique (J/kg.K)	Capacité thermique volumique (kWhm ⁻³)
	Basse	Haute					
Béton armé HT	200	400	Solide	2500	1.5	850	118
NaCl (sel)	200	500	Solide	2160	7	850	153
Fonte	200	400	Solide	7200	37	560	224
Acier trempé	200	700	Solide	7800	40	600	650
Briques réfractaires	200	1200	Solide	3500	5	1150	958
Cofalit®	200	1200	Solide	3000	2	1000	833
Eau liquide	0	100	Liquide	1000	0.6	1180	32
HITEC sel solaire	120	133	Liquide	-	-	-	-
Sels fondus solaires	265	565	Liquide	1870	0.52	1600	250
Huile minérale	200	300	Liquide	770	0.12	2600	55
Sels de carbonate	450	850	Liquide	2100	2	2000	420
Vapeur surchauffée	100	300	Gaz	0.4	0.04	2	4 x 10 ⁻⁵

Le stockage thermique par chaleur sensible est donc très facile à mettre en œuvre mais requiert des volumes et des masses importants de matériau afin de stocker une grande quantité d'énergie [20].

I.2. 2. Stockage par chaleur latente

L'énergie thermique peut être stockée de façon isotherme grâce à un changement de phase des matériaux, solide/liquide ou liquide/vapeur. Durant l'étape de charge, l'énergie thermique fournie au matériau permet son échauffement, puis son changement de phase et éventuellement sa surchauffe. Celle-ci est ensuite stockée à la température de charge. Lors de la restitution de l'énergie le matériau change de nouveau de phase pour restituer l'énergie stockée et reprendre son état initial [21].

Le stockage par chaleur latente est une solution de stockage thermique qui exploite la chaleur latente d'un MCP, autrement dit sa capacité à passer de

l'état solide à l'état liquide (fusion) sous l'effet de la chaleur. L'énergie de changement de phase est absorbée lors de la fusion du MCP et est restituée lors de sa solidification (figure 1.1). Cette solution nécessite l'utilisation d'un fluide caloporteur pour transférer la chaleur de la source à l'unité de stockage. Le MCP subissant des cycles de fusion/solidification, il ne peut être utilisé directement comme fluide de transfert.

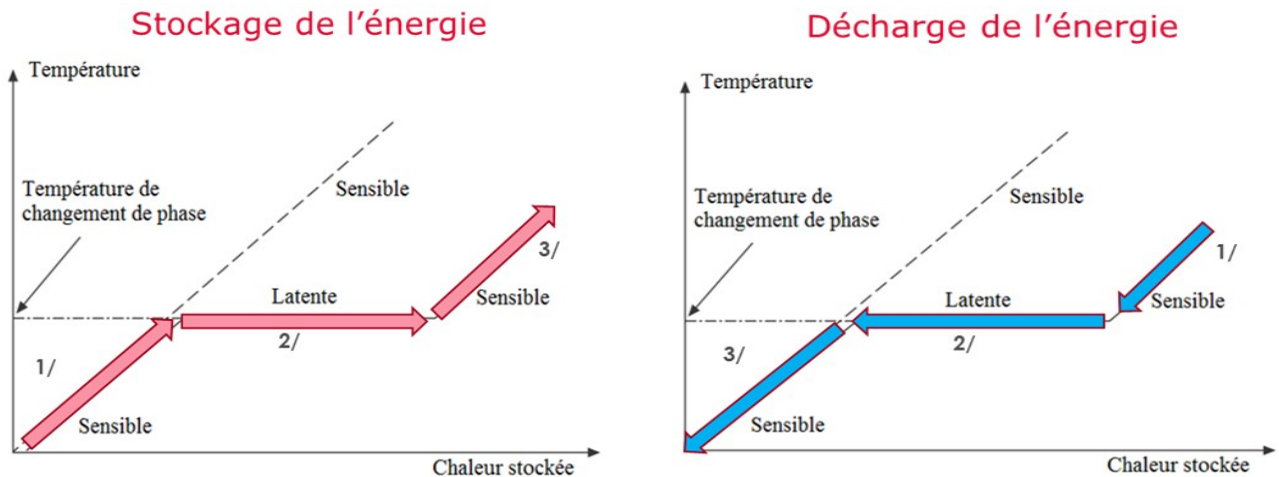


Figure 1.1: les cycles de stockage et de décharge de l'énergie

Le stockage de la chaleur latente présente donc des avantages par rapport au stockage de la chaleur sensible, car il permet le stockage et l'approvisionnement d'énergie à une température constante adaptée à l'objectif spécifique de l'application. En outre, la densité d'énergie pouvant être obtenue est plus élevée. Pour l'utilisation pratique du stockage de la chaleur latente, le changement de phase de la fusion est particulièrement approprié car il implique une grande quantité de chaleur avec peu de changement de volume. La chaleur de fusion par unité de volume est par conséquent, un critère de qualité de base d'un support de stockage, mais d'autres propriétés énumérées ci-dessous dictent également dans une large mesure, les possibilités de développer une unité de stockage fiable et efficace:

1. Capacité de stockage élevée:
 - a. Chaleur élevée de fusion par unité de volume
 - b. Chaleur élevée de fusion par unité de poids
 - c. Chaleur spécifique élevée
2. Point de fusion convenablement adapté à l'application

3. Basse pression de vapeur (<1bar) aux températures de fonctionnement
4. Stabilité chimique et peu de corrosion
5. Dangereux, hautement inflammable ou toxique
6. Cristallisation reproductible, pas de dégradation
7. Peu de surfusion et taux élevé de croissance des cristaux
8. Petit changement de volume avec solidification
9. Haute conductivité thermique [22].

Le tableau 2 regroupe les propriétés thermophysiques moyennes des grandes catégories de matériaux à changement de phase. Il est possible d'utiliser un métal, de la roche, de l'eau, des paraffines ou des matériaux qualifiés d'organiques (fabriqués par les êtres-vivants) ou de non organiques.

Tableau 1.2: Matériaux pour le stockage thermique à chaleur latente [23].

Matériau	Densité kg/m ³	Conductivité W/(m.K)	Capacité calorifique J/(kg.K)	Chaleur Latente J/kg	Masse pour stocker 1 GJ (tonnes)	Masse de stockage relative
Métal (cuivre)	8940	400	385	205 000	173 ($\Delta T = 15K$)	40
Roche	2240	1.5	1000	-	67 ($\Delta T = 15K$)	15
Eau	1000	0.6	4200	330 000	16 ($\Delta T = 15K$)	4
PCM organiques	800	1	2000	190 000	5.3	1.25
Paraffine	900	0.2	2000	170 000	5	1.15
PCM inorganiques	1600	2	2000	230 000	4.35	1

I.2.3. Le stockage thermochimique

Le stockage thermique par voie thermochimique exploite la réversibilité d'une réaction (adsorption-désorption ou chimique) qui est, selon le sens de la réaction considérée, soit endothermique soit exothermique.



A: Réactif solide ou liquide.

ΔH_r : Chaleur de réaction en J/mol.

B et C: Produits sous forme gaz, liquide ou solide [24].

Le terme de stockage thermochimique recouvre deux phénomènes: la sorption et la réaction chimique. Le stockage de chaleur par sorption est intéressant pour le stockage basse température ($T \approx 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$) tandis que pour des

applications de type solaire concentré ($T \approx 200$ à 1000 °C), ce sont les réactions de synthèse chimique qui semblent être les plus adaptées. La figure 1.2 présente la classification des systèmes de stockage par sorption et par réaction chimique.

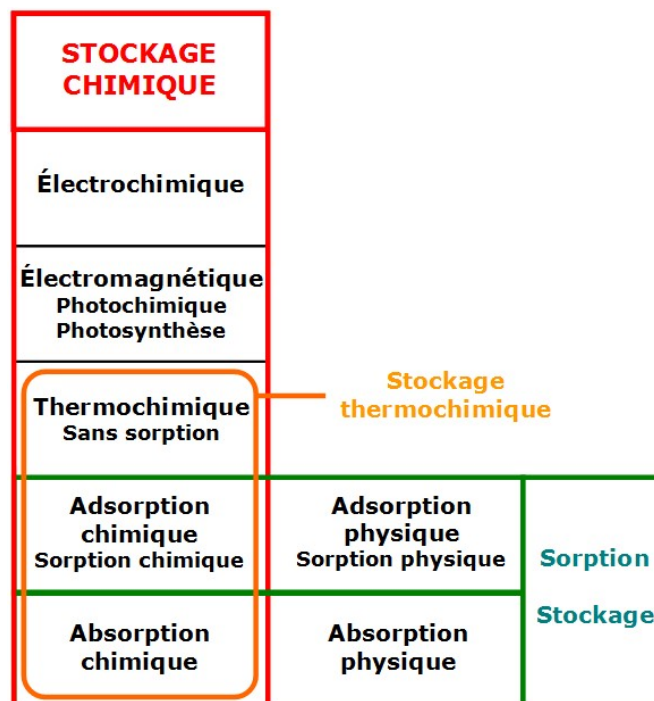


Figure 1.2: Classification des systèmes de stockage par sorption et par réaction chimique [25]

Les systèmes à adsorption mettent en jeu un couple solide/gaz. Les principaux matériaux adsorbants sont des matériaux poreux à grande surface spécifique tels que les gels de silice, les alumino-phosphates, les silico-phosphates et les zéolithes. L'adsorption correspond à la fixation des molécules de gaz à la surface du solide. Ce phénomène est exothermique, donc restitue de la chaleur (décharge de l'énergie). La désorption correspond à la libération des molécules de gaz de la surface du solide. Ce phénomène est endothermique, donc consomme de la chaleur (stockage de l'énergie). Le schéma ci-dessous (figure 1.3) présente le principe du stockage de l'énergie par adsorption/désorption.

Le stockage de chaleur par voie thermochimique offre plusieurs avantages par rapport aux deux autres systèmes de stockage (sensible et latent) :

- La densité énergétique est respectivement 5 à 10 fois plus importante que pour des systèmes de stockage par chaleur latente ou par chaleur sensible
- Stockage de chaleur jusqu'à 250 °C

- La restitution de la chaleur peut se faire à température constante
- La durée de stockage et la distance de transport des réactifs sont théoriquement illimitées, puisque les produits peuvent être stockés à température ambiante (aucune perte thermique). C'est le seul procédé de stockage de chaleur qui permet de réaliser un stockage "inter-saisonnier", c'est à dire, stocker l'énergie l'été pour la restituer l'hiver.

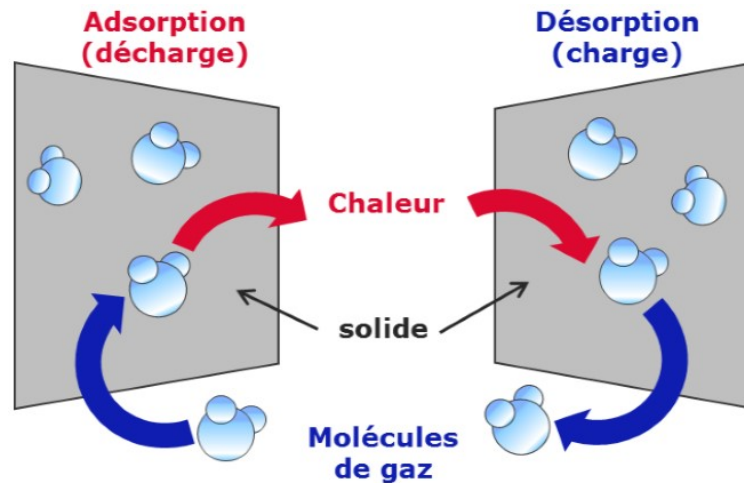


Figure 1.3: Principe du stockage de l'énergie par adsorption/désorption.

Mais ce type de stockage présente aussi quelques inconvénients, citons à titre d'exemple:

- La complexité de la technologie et la complexité d'intégration entre sources et puits de chaleur.
- Le temps de charge long, limité par le transfert de masse dans le système.

I.3. Les Matériaux à Changement de Phase "MCPs"

Au cours des dernières décennies, l'utilisation des MCPs a été étendue dans divers domaines tels que l'amélioration de l'inertie thermique, la protection thermique des dispositifs électroniques afin de limiter le pic de température, l'augmentation de la durée de vie des batteries, les centrales solaires,...etc. L'objectif commun de toutes ces applications sont le stockage d'énergie thermique. Le stockage d'énergie thermique réduit non seulement la discordance entre l'offre et la demande, mais améliore également la performance et la fiabilité des systèmes énergétiques, d'où ils jouent un rôle crucial dans les futurs besoins énergétiques.

Les MCPs fournissent généralement une grande quantité de chaleur, en raison du changement de phase pendant le stockage et la décharge. En raison du développement des méthodes de modélisation assistée par ordinateur, plusieurs méthodes numériques pour résoudre les problèmes de changement de phase ont été développées. Le problème de changement de phase est généralement caractérisé par une transition de fusion en mouvement qui divise le domaine en une phase liquide et une solide. Les phénomènes globaux sont décrits par les équations de transfert de la chaleur et impliquent des termes de chaleur latente.

I.3.1. Mécanisme de changement de phase

Lors de l'application de la chaleur, l'énergie interne d'un solide est augmentée jusqu'à une fusion spécifique au point où il devient un liquide. Dans les matériaux purs, la liquéfaction / solidification se produit à une température distincte T , qui est connue comme la température d'équilibre de fusion / congélation. Cette température dépend uniquement de la pression et est constante si la fusion / solidification se déroule lentement. Dans ce cas, aucune courbure de l'interface solide-liquide n'est présente et aucune différence significative dans les chaleurs spécifiques entre les phases existent. Les MCPs absorbent ou libèrent une grande quantité de chaleur à une température de transition de phase constante lorsqu'ils subissent un changement de phase. Le tableau 3 donne plus de détails sur quelques MCPs.

Tableau 1.3: Quelques exemples de MCP.

Famille	Domaine de température	Enthalpie de fusion (kJ kg^{-1})
Eau ou solutions	Sous-ambiante	300 à 335
Paraffines	Ambiante ou subambiante	200
Composés organiques	Ambiante ou subambiante	200
Hydrates	Ambiante ou subambiante	200 à 250
Solide-solide	60 à 200 °C	150
Sels	200 à 1000 °C	200

Les MCPs présentent un changement de phase solide-liquide, liquide-gaz et vice versa. Bien que le changement de phase liquide-gaz implique également

l'absorption de chaleur, en créant des variations importantes de volume pendant le changement. Ainsi, pour exploiter la chaleur du changement de phase liquide-gaz, de très grands volumes de confinement sont requis. Les MCPs solide-liquide sont particulièrement prometteurs car ils montrent très peu de changement de volume pendant le changement de phase qui permet à la chaleur d'être stockée dans un volume plus petit.

L'absorption d'une grande quantité de chaleur à température constante pendant le changement de phase est l'un des principaux avantages de MCP. La nature isotherme de l'absorption de chaleur et le dégagement comme le montre la figure 1.4 rendent les MCPs des candidats appropriés pour les applications de stockage d'énergie thermique et de contrôle de la température. Elle illustre le mécanisme de changement de phase, qui est une transformation du premier ordre.

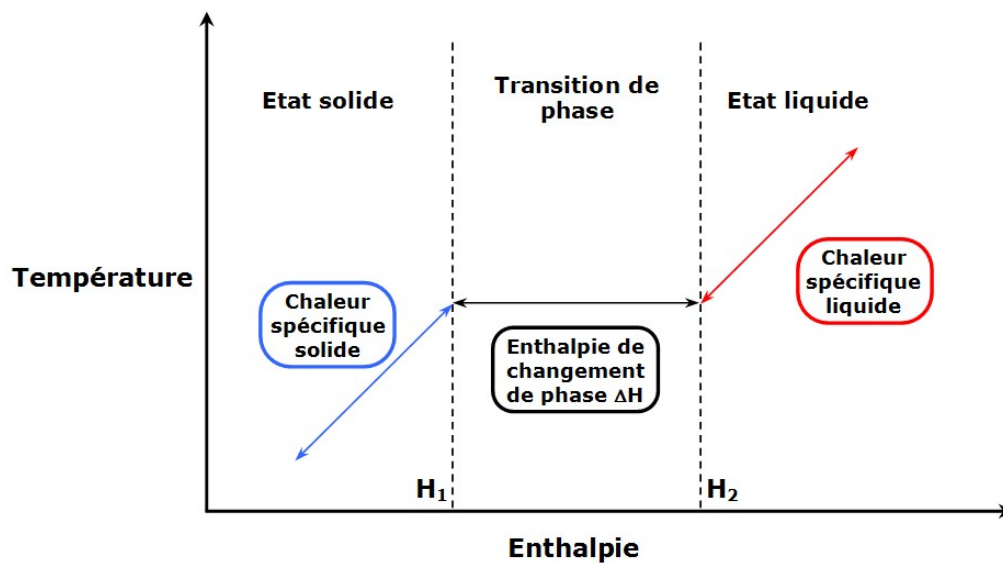


Figure 1.4: Stockage d'énergie par changement de phase

La grandeur énergétique associée à cette transition est l'enthalpie de changement d'état (équation 5) dans laquelle H_1 et H_2 sont les enthalpies respectivement associées aux phases liquides et solides [26].

$$\Delta H = H_2 - H_1 \quad (5)$$

En dehors de la transition de phase, le stockage de chaleur se fait de manière sensible, comme pour tout matériau, en fonction de sa chaleur spécifique [26].

I.3.2. Propriétés requises

Il est possible de trouver des matériaux avec une température de fusion à l'intérieur de la plage souhaitée mais un matériau doit présenter certaines propriétés pour devenir un MCP réalisable. Celles-ci peuvent être classées en 5 groupes: propriétés thermiques, propriétés physiques, propriétés cinétique, propriétés chimiques et propriétés économiques [27].

Les propriétés thermiques que le matériau doit avoir :

- Température de transition de phase appropriée pour l'application spécifique.
- Haute chaleur latente de transition afin d'occuper le volume minimum possible.
- Haute conductivité thermique afin de fournir les gradients de température minimum et faciliter les charges et les rejets de chaleur.

Les propriétés physiques sont :

- Equilibre de phase favorable pour faciliter le stockage de la chaleur.
- Haute densité pour occuper aussi le volume minimum possible.
- Petit changement de volume pour faciliter la construction des différents conteneurs nécessaires et échangeurs de chaleur.
- Faible pression de vapeur afin d'éviter les contraintes et les problèmes avec les conteneurs et échangeurs de chaleur nécessaires.

Les propriétés cinétiques sont :

- Taux de cristallisation suffisant pour éviter la surfusion.
- Pas de surfusion car cela rend difficile le contrôle du transfert de chaleur.

Les propriétés chimiques sont :

- Stabilité chimique à long terme, cycle complet de fusion / congélation et réversible pour le maximum de cycles.
- Compatibilité avec les matériaux de construction.
- Aucune toxicité pour des raisons de sécurité.
- Aucun risque d'incendie pour des raisons de sécurité.
- Non explosif également pour des raisons de sécurité.

Les propriétés économiques sont :

- Enfin, du point de vue économique, le matériel doit être abondant, disponible et rentable pour une utilisation correcte et judicieuse dans les systèmes de stockage.

I.4. Classification des Matériaux à Changement de Phase

De nombreux MCPs ne répondent pas entièrement à toutes les exigences d'un système de stockage thermique idéal. Cependant, plusieurs solutions techniques et novatrices ont été développées. Par exemple, les additifs de nanomatériaux et les ailettes métalliques peuvent être utilisés pour augmenter la conductivité. Autres nouveaux matériaux intégrés sont actuellement intéressants et en cours de développement pour éviter de nombreux problèmes potentiels de surfusion [28]. Idéalement, les matériaux à utiliser dans les systèmes de stockage thermique à changement de phase doivent avoir une température de fusion / solidification dans la plage d'application pratique et ils doivent avoir une forte chaleur latente de fusion et une haute conductivité thermique.

Une large gamme des MCPs est actuellement disponible avec des propriétés thermiques variables et une large gamme de température d'utilisation. La figure 1.5 présente les différents types de MCP existants.

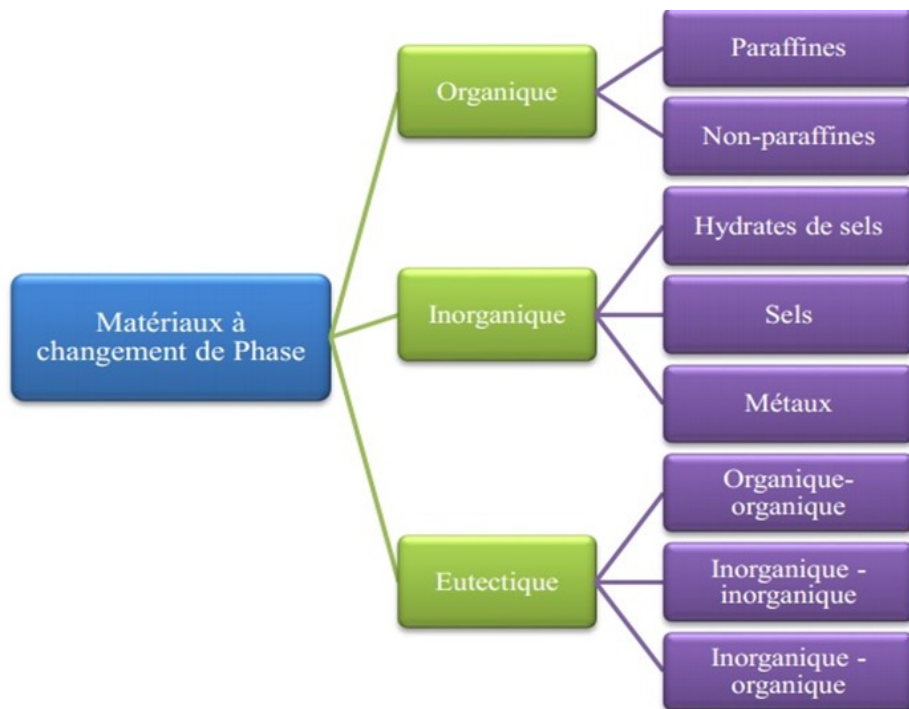


Figure 1.5: Classification des MCPs solides-liquides

I.4.1. MCPs organiques

Les matériaux organiques sont issus des êtres vivants et sont composés essentiellement de carbone. On les trouve dans la nature sous forme de matière végétale ou animale. Les MCPs organiques sont classés en tant que paraffine et non-paraffine. La paraffine est constituée d'une chaîne hydrocarbonée saturée de (C_nH_{2n+2}) . La longueur de la chaîne est directement proportionnelle à la chaleur latente de fusion. Les paraffines sont connues pour être non corrosives, non-toxiques, ayants une bonne stabilité et capables de se cristalliser avec léger sous-refroidissement. Cependant, elles sont assez inflammables et elles ont également une faible conductivité thermique et un changement de volume élevé pour la transition de phase.

Les matériaux organiques sans paraffine constituent la catégorie la plus importante des MCPs pour le SET. Parmi les nombreux types de MCPs organiques non paraffinées, les acides gras qui ont suscité récemment beaucoup d'intérêt. Ils sont caractérisés par des propriétés thermo-physiques et cinétiques souhaitables. Les acides gras sont constitués d'une chaîne de $CH_3(CH_2)_{2n}COOH$ [29]. En les comparants aux paraffines, les acides gras ont une chaleur latente plus élevée, un changement de volume plus faible pour la transition de phase, une température de fusion bien définie, et un comportement reproductible pour la fusion et la congélation. Comme les paraffines, les acides gras ont également une faible conductivité thermique, ils sont inflammables à très hautes températures, et dans l'ensemble ne présentent pas des problèmes de surfusion.

Les alcools de sucre sont des MCPs organiques qui sont caractérisés par la formule $HOCH_2[CH(OH)]_nCH_2O$. Ces MCPs organiques sont nouveaux. Par conséquent, peu d'informations sont disponibles. Ils ont une densité élevée qui leur donne une chaleur latente de fusion plus élevée par rapport aux autres MCPs organiques. Cependant, ils montrent un sous-refroidissement comparé à d'autres MCPs organiques. Les esters, également connus sous le nom d'esters d'acides gras, peuvent être produits à partir d'acides gras combinés avec un alcool. Ils sont généralement non toxiques et ne présentent pas des problèmes de surfusion [30].

I.4.2. MCPs inorganiques

Les matériaux inorganiques couvrent une large gamme de température et ont généralement des enthalpies de fusion similaires par masse, mais plus élevées par volume en raison de leurs densités élevées. Le principal inconvénient de ces matériaux est leur compatibilité avec d'autres matériaux, car la corrosion peut être développée avec certaines combinaisons MCP-métal. Ils sont essentiellement constitués de sels, de métaux ou d'alliage. Les composés inorganiques, tels que les sels hydratés, ont des chaleurs latentes par unité de volume plus élevées que celles des composés organiques. En outre, ils sont non inflammables et sont moins coûteux que les composés organiques.

À la différence des composés organiques, les composés inorganiques sont recyclables, cependant ils sont plus ou moins corrosifs et présentent des problèmes de surfusion. Les sels hydratés sont les produits inorganiques les plus appropriés pour le stockage d'énergie thermique à basse température. Ils sont constitués de sels et d'eau dans des proportions bien définies. Afin d'obtenir les différentes températures de fusion ou des propriétés améliorées des matériaux, différents mélanges de matériaux inorganiques ont été testés. La recherche d'un nouveau mélange de matériaux doit généralement s'effectuer expérimentalement [31].

I.4.3. Les MCPs eutectiques

Les MCPs eutectiques sont des substances composées de plusieurs MCPs purs. En général, ce sont des mélanges de MCPs organiques et inorganiques (organique-organique, organique-inorganique, inorganique-inorganique). Ils ont deux principaux avantages; le point de fusion net est similaire à une substance pure et leurs chaleurs latentes volumétriques sont légèrement supérieures à celle des composés organiques purs. Leurs deux principaux inconvénients sont dus premièrement au peu de données disponibles sur les propriétés thermiques de ces matériaux, et deuxièmement ils sont peu utilisés au niveau des systèmes industriels [32].

Le mélange eutectique fond presque à température constante. Les principaux matériaux inorganiques sont les sels, les hydrates de sel, les

solutions aqueuses et l'eau. Certains eutectiques ont des températures de fusion optimales pour une application dans le cadre du stockage d'énergie thermique. Ils peuvent être utilisés comme matériaux de stockage dans les collecteurs destinés au chauffage et au rafraîchissement des bâtiments.

I.5. Applications des MCPs dans le bâtiment

Les MCPs peuvent être utilisés passivement ou activement dans les bâtiments. Dans les deux cas, les MCPs sont incorporés dans l'enveloppe du bâtiment. Dans les systèmes passifs, l'énergie solaire pendant la journée et la fraîcheur pendant la nuit sont stockées dans l'enveloppe du bâtiment, ça permet de réduire et de déplacer la charge maximale de chauffage et de refroidissement. L'objectif donc est de stocker la chaleur ou la fraîcheur dans le bâtiment pendant les heures creuses, lorsque la consommation de l'électricité est relativement faible. La chaleur et la fraîcheur stockées peuvent être utilisées pendant les périodes de pointe, lorsque la consommation de l'électricité est élevée. Un remarquable avantage économique peut être réalisé par cette application.

La plupart des anciens systèmes de stockage thermique appliqués dans les bâtiments consistent à utiliser des matériaux à haute inertie tels que la pierre, la terre crue ou les briques d'adobe. Cependant, cette méthode nécessite une grande épaisseur de paroi (plus de 30 cm) qui est globalement inacceptable. Ainsi, le MCP pourrait être une alternative à ces murs lourds en les incluant dans l'enveloppe du bâtiment, en ayant une densité de stockage élevée dans un volume beaucoup plus faible et en augmentant la capacité de stockage d'énergie thermique dans une plage thermique spécifique.

Les MCPs peuvent être incorporés dans les matériaux de construction par différentes méthodes, mais les méthodes les plus prometteuses sont l'incorporation directe, l'immersion et l'encapsulation [33].

Le choix des matériaux dépend généralement de la température de fusion. En effet, cette dernière doit être proche de la température de confort, c'est le cas des sels hydratés et de plusieurs MCPs inorganiques. L'intégration des MCPs dans la construction d'un bâtiment peut se faire à travers un plancher chauffant, le plafond, les fenêtres ou les parois comme le montre la figure 1.6.

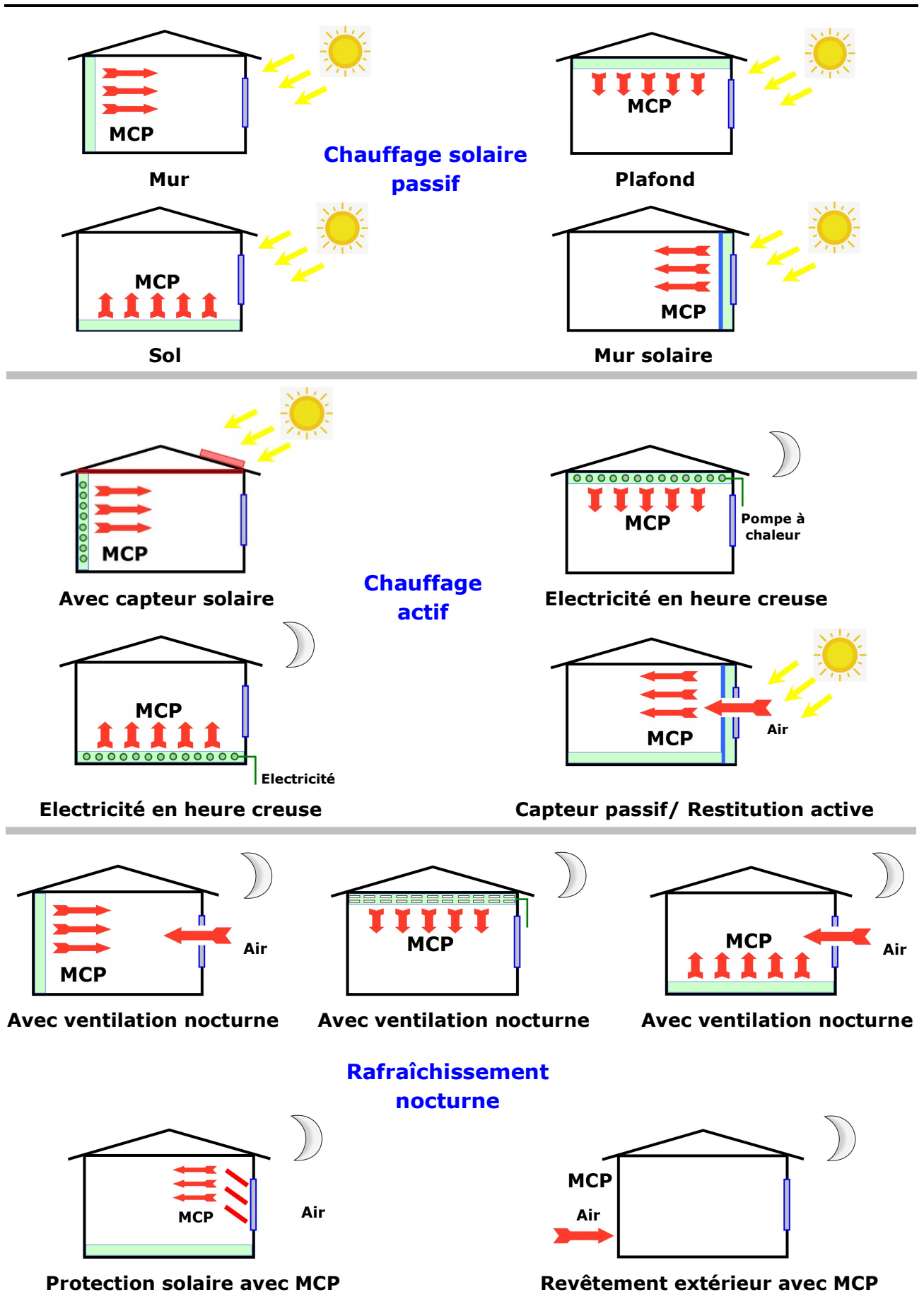


Figure 1.6: Différents modes d'intégration du MCP dans le bâtiment [32]

1.5.1. Méthode d'incorporation directe

En incorporation directe, les MCPs sous forme de liquide ou de poudre sont mélangés aux matériaux de construction pendant la phase de production. Cela rend le processus plus économique. Les MCPs incorporés dans les panneaux de gypse et de béton peuvent être fabriqués selon cette méthode.

Athienitis et al. [34] ont constaté que ce panneau de gypse a 10 fois plus de capacité de stockage d'énergie par rapport à ceux des panneaux de gypse. Ils se sont intéressés aux propriétés physico-mécaniques du panneau de gypse fabriqué avec 21-22% de MCP de type stéarate de butyle par la méthode d'incorporation directe.

Kaasinen [35] a pu produire des échantillons de béton en utilisant du ciment comme matériau matriciel pour les MCPs selon deux méthodes. D'abord en mélangeant le ciment et les agrégats légers du pré-MCP absorbé et en second lieu en mélangeant le ciment et le MCP seuls. Bédécarrats [36] a montré qu'il est possible de produire le béton de stockage d'énergie thermique en utilisant les agrégats poreux, qui absorbent le MCP de type stéarate de butyle. Ces agrégats sont mélangés avec du ciment et d'autres matières premières pour produire du béton de stockage d'énergie thermique. L'inconvénient de l'incorporation directe est que les MCPs peuvent interagir directement avec les matériaux de construction provoquant la dégradation des principales propriétés de ces derniers. En outre, les MCPs peuvent se séparer ou s'échapper des matériaux et contaminer l'environnement intérieur [37].

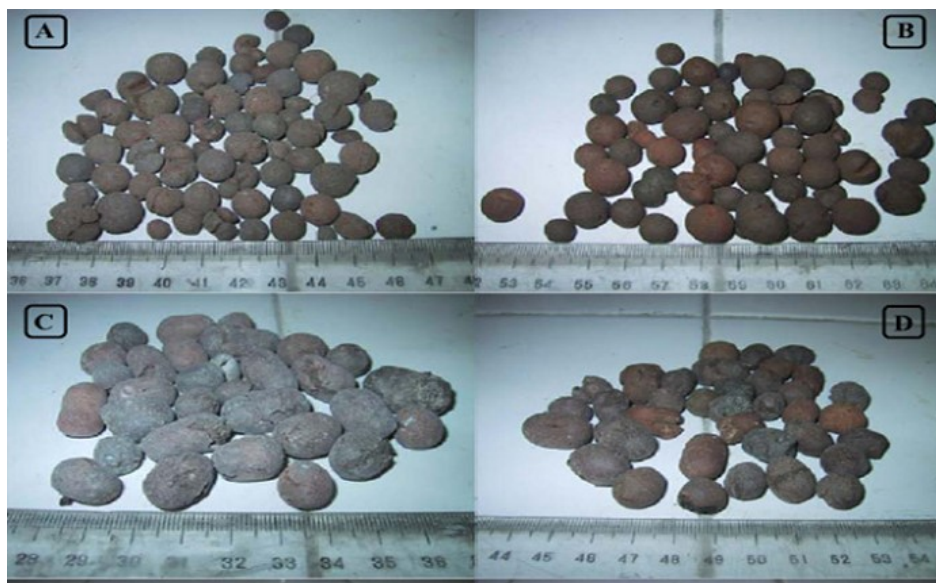




Figure 1.7: Images descriptives des agrégats, sur la gauche des agrégats simples, à droite des agrégats qui ont absorbé les MCPs

1.5.2. Méthode d'immersion

Par la méthode d'immersion, des matériaux de construction finis tels que des blocs de béton, des briques ou des panneaux muraux peuvent être incorporés avec des MCPs en les immergeant dans des MCPs fondus. La structure poreuse de ces produits permet aux MCPs fondus d'être absorbés par capillarité. L'avantage de cette méthode est qu'elle peut être appliquée aux produits finis. Un panneau de gypse, qui a été immergé dans un MCP liquide de type stéarate de butyle, ayant une plage de variation de phase de 16.0 à 20.8 °C, a été appliqué à une salle d'essai à Montréal. Les températures de l'air intérieur et des parois de la salle d'essai ont été enregistrées. Pour ce faire, la méthode de différence finie a été adoptée pour simuler le transfert de chaleur dans les parois de gypse. Il a été constaté la température ambiante maximale pouvait être réduite de 4 °C. Il a été également révélé que les résultats de la simulation sont en accord étroit avec les résultats expérimentaux. Ainsi, la méthode développée peut être utilisée pour simuler des parois de gypse incorporées par MCP [38]. Kaasinen [35] a incorporé des éléments de construction couramment utilisés tels que les panneaux muraux, le béton, la brique et le bois avec des MCPs. Une augmentation de la capacité de stockage thermique a été obtenue grâce à ces applications. Le principal problème qui se pose au cours de cette étude est la fuite des MCPs après leur imprégnation dans les matériaux de construction.

1.5.3. Méthode d'encapsulation

Pour surmonter les déficiences, telles que les fuites et les effets néfastes sur les propriétés matérielles des MCPs résultant des processus d'incorporation

directe et d'immersion, une autre méthode d'incorporation appelée encapsulation est développée. Avec cette méthode, les MCPs sont incorporés avec des matériaux de construction après leur encapsulation dans des conteneurs. Par cette méthode, les MCPs n'ont aucun contact direct avec les matériaux de construction et donc aucune interaction ne se produit entre eux. Cela empêche la dégradation des matériaux de construction causée par les MCPs. Il existe deux méthodes d'encapsulation, la macro-encapsulation et la micro-encapsulation.

Le principe de ce stockage est d'utiliser un MCP confiné dans des récipients étanches de petites dimensions ; quelques cm^3 à quelques litres (figure 1.8). Il suffit de les refroidir pour cristalliser leur contenu et de les mettre en contact avec la charge chaude pour le déstockage. Essentiellement, trois formes de capsules sont disponibles: des sphères, des bâtonnets et des plaques. Un fluide caloporteur procède à un échange d'énergie au contact des capsules. Ce type de stockage, permet l'utilisation des différents types de MCP sans exception.



Figure 1.8: Encapsulation des Matériaux à Changement de Phase

En effet, l'utilisation des eutectiques par exemple, s'avère impossible ou très difficile dans les systèmes tels que le bac à glace car dans de gros volumes, nous rencontrons facilement les phénomènes de ségrégation (séparation des composants de la solution). Le principal inconvénient de la méthode de macro-encapsulation est qu'elle ne donne pas de flexibilité pour modifier les matériaux de construction. Par exemple, aucun trou ne doit être produit dans l'enveloppe afin d'éviter les dommages des conteneurs MCP. Cet inconvénient limite l'application des MCPs macro-encapsulés. Ces inconvénients peuvent

être évités si la méthode de micro-encapsulation est utilisée pour incorporer des MCPs dans les matériaux de construction. Par cette méthode, les MCPs sont encapsulés dans des capsules, qui ont quelques micromètres de diamètre. Ces capsules sont ensuite incorporées dans les matériaux de construction [38].

I.6. Conclusion

Les méthodes passives, en particulier l'intégration des MCPs, appliquées à un bâti permettent de fournir de l'air conditionné tout en utilisant moins d'énergie. L'enveloppe d'une construction est susceptible d'être transformée et le bâtiment lui-même peut être conçu de telle sorte que sa demande d'énergie (chauffage et climatisation) soit réduite pour avoir un environnement beaucoup plus confortable en utilisant ces matériaux.

Les concepts décrits dans ce chapitre peuvent servir à l'amélioration de l'inertie de l'enveloppe d'un bâtiment afin de minimiser la consommation énergétique. Les phénomènes associés à cette technique nous ont montré que, pour améliorer l'inertie thermique d'une structure, il est possible d'introduire dans une paroi solide des matériaux qui, grâce à leur chaleur latente, permettent de stocker/déstocker une grande quantité d'énergie.

L'incorporation d'une couche de matériaux à changement de phase permet d'augmenter les performances d'un mur ou une paroi en amortissant les fluctuations des températures pendant les saisons estivale et hivernale.

Références

1. A. Gracia, L.F Cabeza, Phase change materials and thermal energy storage for buildings, *Energy and Buildings*, 103, 2015, 414-419. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.06.007>.
2. J. Heier, C. Bales, V. Martin, Combining thermal energy storage with buildings - A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 42 (2015) 1305-1325. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.031>.
3. N. Martaj, R. Bennacer, M. Elomari, M. El Ganaoui, L'utilisation des matériaux à changement de phase pour le rafraichissement et l'amélioration de la qualité de l'air dans le bâtiment <https://www.sft.asso.fr > dir > actes > 41370-fichier4>. Consulté Avril 2021.
4. S.B Ekomy Ango, Contribution au stockage d'énergie thermique en bâtiment: développement d'un système actif à matériaux à changement de phase, Thèse de doctorat délivrée par l'École Nationale Supérieure

- d'Arts et Métiers Spécialité "Energétique", 2011, Arts et Métiers ParisTech - Centre de Bordeaux I2M-TREFLEFrance.
5. D. Arunkumar, M. Ramu, R. Murugan, S. Kannan, S. Arun, S. Baskar, Investigation of heat transfer of wall with and without using phase change material, *materialstoday proceeding*, 33(7), 2020, 2646-2650. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.01.220>.
 6. Z.X. Li, A. Al-Rashed, M. Rostamzadeh, R. Kalbasi, A. Shahsavar, M. Afrand, Heat transfer reduction in buildings by embedding phase change material in multi-layer walls: Effects of repositioning, thermophysical properties and thickness of PCM, *Energy Conversion and Management*, 195, 2019, 43-56. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.075>.
 7. Y. Cascone, A. Capozzoli, M. Perino, Optimisation analysis of PCM-enhanced opaque building envelope components for the energy retrofitting of office buildings in Mediterranean climates, *Applied Energy*, 211, 2018, 929-953. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.11.081>.
 8. L. Erlbeck, P. Schreiner, K. Schlachter, P. Dörnhöfer, F. Fasel, F.J. Methner, M. Rädle, Adjustment of thermal behavior by changing the shape of PCM inclusions in concrete blocks, *Energy Conversion and Management*, 158, 256-265. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.073>.
 9. M. Bahrar, Z.I. Djamai, M. EL Mankibi, A. Si Larbi, M. Salvia, Numerical and experimental study on the use of microencapsulated phase change materials (PCMs) in textile reinforced concrete panels for energy storage, *Sustainable Cities and Society*, 41, 455-468. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2018.06.014>.
 10. S. Guichard, Contribution à l'étude des parois complexes intégrant des matériaux à changements de phase : modélisation, expérimentation, et évaluation de la performance énergétique globale, Thèse de doctorat, Matériaux composites et construction, Université de la Réunion, 2013, France.
 11. V. Basecq, Développement d'un mur capteur/stockeur solaire pour le chauffage des bâtiments à très basse consommation d'énergie, thèse de doctorat en Génie civil, Eco-conception. Université de La Rochelle, 2015, France.
 12. X. Jin, M.A. Medina, X. Zhang, On the placement of a phase change material thermal shield within the cavity of buildings walls for heat transfer rate reduction, *Energy*, 73, 780-786. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.06.079>.
 13. J.P.A. Lopez, Méthodologie de conception des matériaux architecturés pour le stockage latent dans le domaine du bâtiment. Architecture, aménagement de l'espace. INSA de Lyon, 2013. Français. NNT : 2013ISAL0060. tel-01135297.
 14. J. Borderon, Intégration des matériaux a changement de phase comme système de régulation dynamique en rénovation thermique, Thèse de doctorat, Spécialité : Génie Civil, délivrée par l'École Nationale des

- Travaux Publics de l'Etat, Ecole doctorale : Mécanique, Energétique, Génie civil et Acoustique, 2012, Université de Lyon, France.
15. S.E. Ango, Contribution au stockage d'énergie thermique en bâtiment : développement d'un système actif à matériaux à changement de phase, thèse de doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Spécialité Energétique. ParisTech - Centre de Bordeaux I2M-TREFLE, France
 16. F. Xavier, Enveloppe hybride pour bâtiment à haute performance énergétique, Thèse de doctorat en Mécanique Energétique Option Energétique Physique, Université Joseph-Fourier - Grenoble I, Centre Scientifique et Technique du Bâtiment, Agence de l'environnement et de la Maîtrise de l'énergie, 2007, France.
 17. C. Arkar, S. Medved, Free cooling of a building using PCM heat storage integrated into the ventilation system, *Solar Energy* 81, 2007, 1078-1087. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2007.01.010>.
 18. M.G. Corradini, M. Peleg, Prediction of vitamins loss during non-isothermal heat processes and storage with non-linear kinetic models, *Trends in Food Science & Technology*, 17(1), 24-34. <https://doi.org/10.1016/j.tifs.2005.09.004>.
 19. D. Verdier-Gorcias, Stockage thermique de protection à chaleur latente intégré à un récepteur solaire à air pressurisé, Thèse de doctorat en Energétique et Génie des Procédés, Ecole doctorale 305, Energie et Environnement, Université de Perpignan Via Domitia, 2016, France.
 20. M.P. Pardo, Développement d'un procédé de stockage d'énergie thermique haute température par voie thermochimique, Thèse de doctorat en Génie des Procédés et Environnement, Université de Toulouse, 2013, France
 21. J. Schröder, K. Gawron, Latent heat storage, *International Journal of Energy Research*, 5(2), 103-109, 1981. <https://doi.org/10.1002/er.4440050202>.
 22. A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lázaro, P. Dolado, B. Zalba, L.F. Cabeza, State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1-Concepts, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(1), 31-55. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.035>.
 23. A. Soupart-Caron, Stockage de chaleur dans les matériaux à changement de phase. Thèse de doctorat en Mécanique des fluides, énergétique et procédés, Université Grenoble Alpes, 2015, France.
 24. K.E. N'Tsoukpoe, H. Liu, N. Le Pierrès, L. Luo, A review on long-term sorption solar energy storage, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(9), 2009, 2385-2396. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.05.008>.
 25. J.C. Portaspana, Master thesis (pre-Bologna period), High temperature thermal energy storage systems based on latent and thermo-chemical heat storage. Universitat Politècnica de Catalunya, Technische Universität Wien, 2010.

26. D. Mathis, Développement de nouveaux matériaux de haute inertie thermique à base de bois et matériaux à changement de phase biosourcés, Doctorat en sciences du bois, université Laval, Québec, 2019, Canada
27. E. Oró, A. de Gracia, A. Castell, M.M. Farid, L.F. Cabeza, Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications, *Applied Energy*, 99, 513-533.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.03.058>
28. R.M.R. Saeed, Thermal characterization of phase change materials for thermal energy storage, Master thesis, Spring 2016.
https://scholarsmine.mst.edu/masters_theses/7521.
29. K. Pielichowska, K. Pielichowski, Phase change materials for thermal energy storage, *Prog. Mater. Sci.* 65, 67-123 (2014).
30. C. Seck, Analyse et modélisation du comportement thermique d'un système de préchauffage d'air neuf pour l'habitat, Thèse de doctorat en Génie Civil, Université d'Artois, 2010, France.
31. L.N. Farré, Thermal energy storage in buildings through phase change materials (PCM) incorporation for heating and cooling purposes, PhD Thesis, Universitat de Lleida, Departament d'Informàtica i Enginyeria Industrial, 2016. <http://hdl.handle.net/10803/398840>
32. Y. Zhang, G. Zhou, K. Lin, Q. Zhang, H. Di, Application of latent heat thermal energy storage in buildings: State-of-the-art and outlook, *Building and Environment*, 42(6) 2007, 2197-2209.
<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.07.023>
33. M. Ozdenefe, Phase Change Materials and thermal performance of buildings in Cyprus, doctoral thesis, University of Manchester 2013.
<http://www.manchester.ac.uk/escholar/uk-ac-man-scw:189825>
34. A.K. Athienitis, C. Liu, D. Hawes, D. Banu, D. Feldman, Investigation of the thermal performance of a passive solar test-room with wall latent heat storage, *Building and Environment*, 32(5), 1997, 405-410.
[https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(97\)00009-7](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(97)00009-7)
35. H. Kaasinen, The absorption of phase change substances into commonly used building materials *Sol. Solar Energy Materials and Solar Cells*, 27, (2) 1992, 173-179. [https://doi.org/10.1016/0927-0248\(92\)90118-9](https://doi.org/10.1016/0927-0248(92)90118-9)
36. J.P. Bédécarrats, Utilisation rationnelle de l'énergie par les techniques de stockage et de transport du froid par chaleur latente, Habilitation à Diriger des Recherches, Engineering Sciences (physics), Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2011.
37. F. Kuznik, J. Virgone, J. Noel, Optimization of a phase change material wallboard for building use, *Applied Thermal Engineering*, 28(11-12), 2008, 1291-1298. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.10.012>.

38. B. Zalba, J.M. Martin, L.F. Cabeza, H. Mehling, Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications, *Applied Thermal Engineering*, 23(3), 2003, 251-283. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00192-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00192-8)

Chapitre II

Effets potentiels des MCPs encapsulés sur le confort et l'efficacité énergétique

Chapitre II :

Effets potentiels des MCPs encapsulés sur le confort et l'efficacité énergétique

II.1. Introduction

Ces derniers temps, le réchauffement climatique affecte plusieurs pays et plusieurs régions, par exemple la France a été frappée par la vague de chaleur de juin 2019, causant la mort de milliers de poissons et des milliers d'hectares de vignobles brûlés. Selon l'Agence internationale de l'énergie "AIE", le bâtiment est le secteur le plus énergivore, responsable d'environ un tiers de toutes les émissions de gaz à effet de serre [1, 2], la moitié de ces émissions sont liées aux systèmes de chauffage et de climatisation [3, 4].

Face à cette situation désastreuse, nous devons faire appelle à une intervention urgente et efficace pour intégrer de nouvelles solutions à la construction. Cependant, de telles structures ne permettent pas d'avoir des propriétés suffisantes capables d'amortir les fluctuations de la température extérieure. L'un des moyens de réduire les besoins énergétiques d'un bâtiment est donc la conception d'une enveloppe économe en énergie et de limiter les émissions de gaz à effet de serre.

Il est nécessaire de gérer la production et l'utilisation d'énergie consacrée au chauffage et au refroidissement des bâtiments en limitant les pertes et en récupérant les apports passifs maximaux. Pour atteindre ces objectifs, il existe un certain nombre de principes de base, dont les plus importants sont l'isolation, l'utilisation du gain solaire et l'inertie thermique (une façon de réduire la consommation d'énergie est d'utiliser le stockage). Les caractéristiques des bâtiments conçus pour utiliser le stockage thermique doivent comprendre différents moyens ou dispositifs techniques pour augmenter la masse thermique. Ces dispositifs peuvent être utilisés pour le stockage seul ou peuvent également servir d'éléments structurels. La capacité thermique d'un bâtiment devrait être suffisante pour stabiliser les grandes variations quotidiennes de température et pour augmenter le déphasage entre

les pics de température intérieure et extérieure [5]. L'utilisation des MCPs dans le tissu du bâtiment est à encourager en raison de sa capacité thermique et sa chaleur latente excellente. L'utilisation des MCPs pour la climatisation et le chauffage des bâtiments a suscité de nombreuses recherches au cours des dernières décennies.

Le grand nombre de contributions a été publié sur l'application de ces matériaux en tant que système passif. Cependant, le choix de la température de fusion conformément aux différentes conditions climatiques joue un rôle clé en vue d'améliorer la performance énergétique des bâtiments [6]. Servando et al. [7] ont montré que l'utilisation des MCPs couplés à une ventilation nocturne est une stratégie très puissante pour réduire la demande de refroidissement des bâtiments. Stritih et al. [8] ont proposé des travaux sur l'utilisation des MCPs à paroi composite remplis en utilisant le logiciel TRNSYS. Les résultats ont montré que l'intégration des MCPs dans les murs peut réduire la consommation d'énergie journalière. Zhou et al. [9] avaient utilisés des plaques en MCP comme revêtement intérieur des murs et des plafonds dans une pièce orientée au Sud d'un immeuble de bureaux à Pékin. L'énergie de refroidissement naturelle a été chargée sur les plaques en MCP par ventilation nocturne horaire pour maintenir une température maximale de l'air intérieur en dessous de 28 °C. Les résultats indiquent que l'effet du stockage thermique par les plaques en MCP combinés à la ventilation nocturne pourrait améliorer le niveau de confort thermique intérieur et économiser 76% de la consommation d'énergie de refroidissement diurne en été à Pékin. Les MCPs peuvent être utilisés comme barrière thermique; le concept est basé sur la capacité du système à modifier la position de la couche MCP dans l'enveloppe du bâtiment par rapport à la couche isolante. Une évaluation du principe basée sur un outil numérique démontre le potentiel de réduction de la charge de refroidissement de cette technologie lorsqu'elle est mise en œuvre dans différents systèmes de construction. Les résultats démontrent que les MCPs sont utilisés non seulement comme barrière thermique, mais également comme système de refroidissement efficace [1]. Mao et al. [10], ont pu intégrer le MCP pour affaiblir voire éliminer les effets de la charge thermique de l'enveloppe. Les effets du MCP sur le changement de la température de l'air de retour dans une

chambre de ville côtière ont été étudiés et comparés à l'enveloppe traditionnelle du bâtiment. Les caractéristiques du MCP, telles que la température de fusion et la quantité de MCP, ont également été étudiées. Les résultats prouvent l'utilisation efficace de ce type de matériaux. Les travaux menés par Mohammad et al. [11] conduisent à présenter une méthode qui contrôle le fonctionnement du thermostat du bâtiment en tenant compte des effets des conditions aux limites intérieures et extérieures et des caractéristiques des MCPs pour la zone climatique de Madrid. Le logiciel de simulation énergétique EnergyPlus (version 8.1) [4] a été utilisé aussi pour analyser la performance énergétique des modèles de bâtiments (avec MCP) et implémenter le modèle Fanger pour contrôler le fonctionnement du thermostat associé au chauffage, à la ventilation et à la climatisation "heating, ventilation and air-conditioning HVAC". Les différents scénarios étudiés reposent sur des MCPs avec différents points de fusion et différentes épaisseurs. L'impact des vêtements des occupants ont été aussi pris en considération.

L'étude expérimentale sur le terrain utilise des bâtiments jumeaux côte à côte exposés aux mêmes conditions aux limites internes et externes. EnergyPlus, après avoir été comparé aux résultats expérimentaux, est utilisé pour l'étude numérique. L'étude numérique est menée pour un appartement résidentiel existant, en mettant l'accent sur les effets de différents paramètres de conception tels que l'orientation et le rapport fenêtre-mur. Les analyses préliminaires des données expérimentales montrent que les MCPs stabilisent efficacement l'air interne en inversant le sens du flux de chaleur. En fait, les fluctuations de la température de l'air intérieur et des murs sont réduites respectivement de 1.4 °C et 2.7 °C [4]. En outre, sur la base de l'analyse des données numériques, le MCP change effectivement la température de fonctionnement mais n'entraîne pas une amélioration significative du confort thermique lorsqu'il est évalué pendant un régime d'occupation nocturne en été. Au contraire, le MCP est efficace pour réduire la demande d'énergie de chauffage jusqu'à 57% en hiver [4].

Certains bâtiments à Ghardaïa se caractérisent parfois par des vagues de chaleur estivales et un froid hivernal insupportable en raison de la grande inertie et de la capacité de stockage sensible que possède la pierre lourde [12].

Les caractéristiques des MCPs peuvent être exploitées pour ralentir la température d'une pièce en stockant la chaleur au rythme de la journée, évitant ainsi les pics de chaleur et diminuant les amplitudes de température [12-14].

Les principaux objectifs de ce chapitre consistent à évaluer cette méthode d'intégration qui permet de réduire la consommation énergétique résidentielle. On verra si nous pouvons assurer un confort plus amélioré des habitants par l'allongement des périodes d'intersaisons. Deux types de matériaux (MCPs) seront incorporés en même temps dans le tissu du cadre bâti. Nous nous intéressons plus particulièrement à la modélisation du comportement thermo-aéraulique d'une habitation multizone par un modèle mathématique couplé. Un modèle de mur contenant un MCP pour la période hivernale intégré à la paroi intérieure du mur Nord, avec une température de fusion de 22.6 °C, a été étudié. Une partie sera consacrée à l'effet de ces matériaux sur l'efficacité énergétique de la bâtisse toute entière.

II.2. Modèle mathématique du confort

Pour simuler le transfert thermo-aéraulique, nous utilisons un programme basé sur le modèle proposé par Rumianowski [15], en le combinant avec le modèle de Roux [16] qui s'est basé principalement sur les équations des bilans enthalpiques et massiques. La modélisation thermo-aéraulique permet de suivre les échanges thermiques et évaluer le confort thermique. Les paramètres principaux sont la température et l'humidité qui vont permettre d'analyser le processus de stockage/déstockage de l'énergie dans les parois de l'enveloppe.

Les modèles existants diffèrent les uns des autres par l'approche de modélisation et l'importance des hypothèses. D'ailleurs dans la littérature, certains modèles sont plus ou moins raffinés et reposent tous sur des hypothèses plus ou moins fortes. Un modèle détaillé a été déjà établi a permis d'exposer et comprendre les fondements théoriques des formulations mathématiques utilisées et de bien assimiler les hypothèses qui en découlent. Les hypothèses retenues sont les suivantes :

- Le transfert de chaleur est unidirectionnel et perpendiculaire aux parois

- L'air est considéré comme gaz transparent parfait
- Le transfert convectif de l'air est naturel
- Les propriétés thermo-physiques des matériaux de construction sont constantes et indépendantes des conditions météorologiques
- La température de l'air à l'intérieur des zones est supposée uniforme (utilisation de la méthode nodale)
- La voûte céleste est assimilée à un corps noir pour les radiations de grandes longueurs d'ondes
- La contribution de l'apport énergétique interne dû à l'occupant et/ou d'autres gains internes est négligeable

Ce modèle s'affranchit de quelques hypothèses simplificatrices établies par d'autres modèles de la littérature. Ces modèles (de la littérature), bien qu'ils reposent sur différentes approches, un nombre important considère tous les régimes de transfert quasi-stationnaires et néglige dans l'ensemble l'effet des transferts hydriques sur la prédiction du comportement thermique [17].

II.2.1. Bilan enthalpique global

Dans un bâtiment, les transferts d'énergie prennent principalement la forme de transferts de chaleur et de matière. Ces transferts ont pour origine la tendance naturelle de la chaleur à transiter des zones chaudes vers les zones froides. Par ailleurs, la vapeur d'eau va migrer des zones les plus humides vers les plus sèches. Les modes de transfert de chaleur dite sensible sont classiquement la conduction, la convection et le rayonnement. La chaleur dite latente est mise en jeu au cours des changements de phases d'un corps, l'eau et sa vapeur pour ce qui concerne le bâtiment.

Pour ce faire, nous supposons qu'une zone i est en contact avec $N+1$ autres zones. Nous désignons par $N=0$ l'environnement extérieur. La variation d'enthalpie par unité de temps pour la zone i est donnée comme suit [18-22] :

$$\frac{dH(i)}{dt} = \frac{dH_{Entr}(i)}{dt} - \frac{dH_{Sort}(i)}{dt} + Q_{Air(i)-j}^{Cv} + P_{L_Clim} + P_{S_Clim} + P_{L_Interne} + P_{S_Interne} \quad (2.1)$$

$H_{Entr}(i)$: Enthalpie de la masse d'air humide entrant dans la zone i (J)

$H_{Sort}(i)$: Enthalpie de la masse d'air humide sortant de la zone i (J)

P_{S_Clim} , P_{L_Clim} : Puissances sensibles et latentes fournies par la climatisation (W); elles sont égales à 0 (par hypothèse)

$P_{S_Interne}$, $P_{L_Interne}$: Puissances sensibles et latentes internes dues aux appareils, aux occupants, à l'éclairage...etc. (W); elles sont égales à 0 (par hypothèse)

$$H_{Entr}(i) = \sum_{n=0}^N Q_{Mas}^{Trans}(n,i) \left(T_{Air}(n) C_{Air} + H_{Spéc}(n) \right) (L_v + C_v T_{Air}(n)) \quad (2.2)$$

$$H_{Sort}(i) = \sum_{n=0}^N Q_{Mas}^{Trans}(i,n) \left(T_{Air}(i) C_{Air} + H_{Spéc}(i) \right) (L_v + C_v T_{Air}(i)) \quad (2.3)$$

$Q_{Mas}^{Trans}(n,i)$: Débit massique de transition de l'air de la zone n à la zone i (kg/s)

$Q_{Mas}^{Trans}(i,n)$: Débit massique de transition de l'air de la zone i à la zone n (kg/s)

T_{Air} : Température de l'air de la zone n, égale à la température de l'air entrant dans la zone i (K)

C_{Air} : Capacité calorifique de la masse d'air ($J\ Kg^{-1}\ K^{-1}$)

$H_{Spéc}$: Humidité spécifique ou teneur en eau de l'air de la zone n, égale à l'humidité de l'air entrant dans la zone i. Elle représente, par définition, la masse de vapeur d'eau contenue dans l'unité de masse d'air sec (kg_{vapeur}/kg_{masse} ou %)

$L_v = 2500\ kJ/kg$: Chaleur latente de vaporisation de l'eau

$C_v = 1.96\ J\ kg^{-1}\ K^{-1}$: La capacité thermique à volume constant

$Q_{Air(i)-j}^{Cv}$: Expression des flux convectifs échangés entre les surfaces j de température T_{Air}

$$Q_{Air(i)-j}^{Cv} = \sum_{j=1}^{j=m} S_j h_{cij} (T_{Air}(i) - T_{Surf_j}(i)) \quad (2.4)$$

S_j : Surface des parois (opaques et transparentes) dans la zone i (m^2)

$T_{Surf_j}(i)$: Température de surface j dans la zone i (K). Elle peut être calculée en établissant le bilan thermique des murs.

m: Le nombre total des surfaces intérieures (murs, portes et fenêtres) dans la zone i.

Les coefficients de transfert convectif dus aux échanges thermiques entre l'air ambiant et les parois intérieures sont donnés comme suit:

- Pour une paroi verticale [18, 23]

Si le régime d'écoulement est laminaire, c'est à dire $10^4 < Gr Pr < 10^9$

$$h_{Conv} = 1.42 (\Delta T/L)^{1/4} \quad (2.5)$$

En cas d'un régime turbulent : $Gr Pr > 10^9$,

$$h_{Conv} = 1.31 (\Delta T/L)^{1/3} \quad (2.6)$$

- Pour une surface supérieure d'une plaque horizontale chaude ou une surface inférieure d'une plaque froide [22, 23]

Si le régime d'écoulement est laminaire, c'est à dire $10^4 < Gr Pr < 10^9$

$$h_{Conv} = 1.32 (\Delta T/L)^{1/4} \quad (2.7)$$

En cas d'un régime turbulent : $Gr Pr > 10^9$,

$$h_{Conv} = 1.52 (\Delta T/L)^{1/3} \quad (2.8)$$

- Pour une surface inférieure d'une plaque chaude ou une surface supérieure d'une plaque froide [22, 23]

Le coefficient d'échange convectif valable pour les deux régimes d'écoulement est donné par l'équation suivante :

$$h_{Conv} = 1.59 (\Delta T/L)^{1/4} \quad (2.9)$$

II.2.2. Bilan sensible et modèle de conduction

Faisant suite à certaines approches, la variation d'enthalpie peut être assimilée à une variation des températures [10, 11]:

$$\rho_{Air}(i) C_{Air}(i) V_{Air}(i) \frac{dT_{air}(i)}{dt} = \sum_{i=0}^N [Q_{Mas}^{Trans}(i,n) C_{Air} (T_{Air}(n) - T_{Air}(i))] + Q_{Air(i)-j}^{Cv} + P_{S_Clim} + P_{S_Interne} \quad (2.10)$$

Le système d'équations différentielles ordinaires obtenu sera en interaction directe avec le modèle de conduction ci-dessous.

Le modèle est basé sur une approche qui permet de représenter le système multicouche par un modèle proposé par Rumianowski en 1989 et repris par Con et al. en 2003 [22, 23]. Il est souvent utilisé lorsque nous allons s'intéresser à la détermination de la température d'un nœud à l'intérieur d'un mur. La figure suivante (1) est une illustration du principe de décomposition.

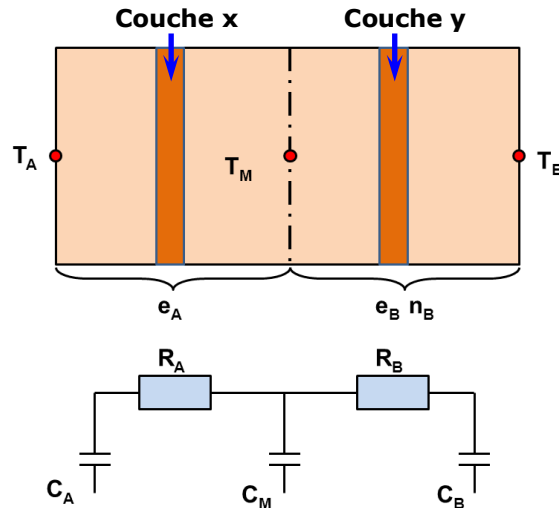


Figure 2.1: Modèle de conduction pour une paroi [24]

Les résistances équivalentes sont calculées par les formules suivantes [22, 23]:

$$R_A = \sum_{k=1}^{n_A} \frac{e_k}{\lambda_k S_k} \quad (2.11)$$

$$R_B = \sum_{k=n_A+1}^{n_B} \frac{e_k}{\lambda_k S_k} \quad (2.12)$$

$$n = n_A + n_B \quad (2.13)$$

k : Nombre correspondant de couches

e : Epaisseur (m)

n_A et n_B : Nombres de nœuds (couches) correspondants aux couches i et j, respectivement

λ : Conductivité thermique ($W K^{-1} m^{-1}$)

Les capacités thermiques équivalentes sont déterminées par les équations ci-dessous [22, 23]:

$$C_A = \sum_{k=1}^{n_A} \rho_x C_x e_x S_x (1 - \beta_x) \quad (2.14)$$

$$C_B = \sum_{j=n_A+1}^{n_B} \rho_y C_y e_y S_y \delta_y \quad (2.15)$$

$$C_M = \sum_{k=1}^{n_A} \rho_x C_x e_x S_x \beta_x + \sum_{j=n_A+1}^{n_B} \rho_y C_y e_y S_y (1 - \delta_y) \quad (2.16)$$

$$\beta_x = \frac{\frac{e_x}{2 \lambda_x S_x} + \sum_{k=1}^{x-1} \frac{e_k}{\lambda_k S_k}}{R_A} \quad (2.17)$$

$$\delta_y = \frac{\frac{e_y}{2 \lambda_y S_y} + \sum_{k=n_A+1}^{y-1} \frac{e_k}{\lambda_k S_k}}{R_B} \quad (2.18)$$

C_x et C_y : Capacités thermiques massiques des couches x et y ($J Kg^{-1} K^{-1}$)

ρ : Densité volumique ($kg m^{-3}$)

S_x et S_y : Surface des couches x et y des parois (m^2)

Le bilan énergétique correspondant aux murs est exprimé par les équations suivantes [22, 23]:

$$C_A \frac{dT_A}{dt} = \frac{T_M - T_A}{R_A} + \sum S F_{Surf-i} \sigma (T_i^4 - T_A^4) + S h_{conv} (T_{Air} - T_A) \quad (2.19)$$

$$C_B \frac{dT_B}{dt} = \alpha S G + \frac{T_M - T_B}{R_B} + \varepsilon S \frac{1 - \cos(\beta)}{2} (T_{Sol_ext}^4 - T_B^4) + \varepsilon S \frac{1 + \cos(\beta)}{2} (T_{Ciel}^4 - T_B^4) + S h_{Conv_amb} (T_{amb} - T_B) \quad (2.20)$$

$$C_M \frac{dT_M}{dt} = - \frac{T_M - T_A}{R_A} - \frac{T_M - T_B}{R_B} \quad (2.21)$$

σ : Constante de Stefan-Boltzmann, égale à $5.67 \cdot 10^{-8} W m^{-2} K^{-4}$

G : Eclairement global incident sur les différentes parois ($W m^{-2}$)

α : Coefficient d'absorption

ε : Émissivité thermique

F_{Surf-i} : Facteur de forme entre les surfaces d'échange à l'intérieur de la zone thermique

$h_{Conv-amb}$: Coefficient de transfert convectif entre les surfaces d'échange et l'air ambiant extérieur ($W m^{-2} K^{-1}$).

$$h_{Conv-amb} = 2.8 + 3.3 V_{vent} \quad (2.22)$$

$$T_{Ciel} = 0.0552 T_{amb}^{1.5} \quad (2.23)$$

V_{vent} : Vitesse du vent ($m s^{-1}$)

T_{amb} : Température de l'air ambiant extérieur (K)

II.2.3. Bilan latent

Dans la thermique du bâtiment, les variations de la masse d'air représentent des quantités faibles, ce qui nous permet de simplifier l'équation de conservation de la masse d'air dans une zone quelconque. L'équation générale du bilan latent qui traite les transferts massiques de vapeur d'eau dans le local est donnée sous la forme suivante :

$$m_{Air}(i) \frac{dH_{Spéc}(i)}{dt} = \sum_{i=0}^N [Q_{Mas}^{Trans}(i,n) (H_{Spéc}(n) - H_{Spéc}(i))] + \frac{P_{L_Clim}}{L_v} + \frac{P_{L_Interne}}{L_v} \quad (2.24)$$

Les N équations à N inconnus obtenues représentent les humidités spécifiques de l'air de chaque zone. Par ailleurs, en utilisant la formule empirique de Nadeau et Puiggali [16, 23, 24], on pourra définir la relation entre l'humidité spécifique (la teneur en eau ou l'humidité absolue) et l'humidité relative.

$$H_{Spéc} = \frac{0.622 P_{Sat}(T) Hr}{101325 - P_{Sat}(T) Hr} \quad (2.25)$$

Hr : Humidité relative (%)

P_{sat} : Pression de vapeur saturante (Pa)

II.3. Données météorologiques et climatiques de Ghardaïa

La Wilaya de Ghardaïa se situe au centre du Nord Saharien, elle est issue du découpage administratif du territoire de 1984. Mais depuis la création de la nouvelle loi en cette année qui réorganise le territoire algérien en élevant le nombre de wilayas de quarante-huit à cinquante-huit, son périmètre géographique est devenu moins large et délimité par Laghouat au Nord, El Djelfa au Nord Est, Ouargla à l'Est, El Meniaa au Sud et El-Bayadh à l'Ouest (figure 2.2). Les coordonnées de Ghardaïa qui permettent de définir la position d'un point sur le globe terrestre sont résumées dans le tableau 2.1.

Ghardaïa a un climat de désert sec avec un hiver froid et un été chaud. La température moyenne annuelle est de 22.61 °C. Les températures minimales sont observées au mois de janvier avec 5.5 °C tandis que la valeur maximale (41.7 °C) est observée pendant le mois de juillet. L'humidité relative est très

faible; elle est de l'ordre de 21.60% en juillet, atteignant un maximum de 55.80% en janvier et une moyenne annuelle de 38.33% [25].

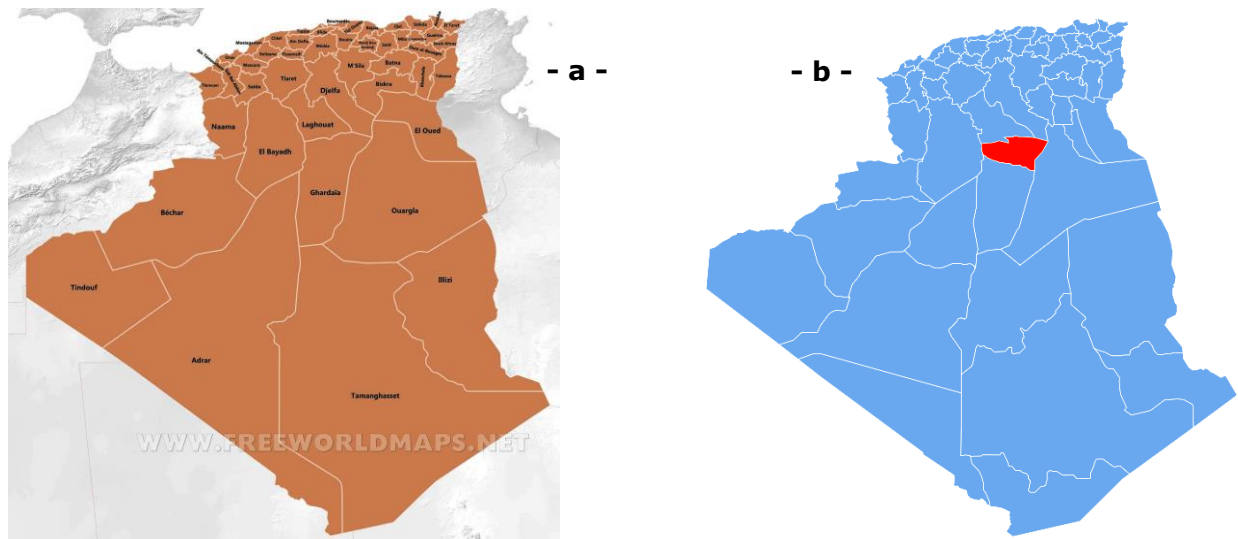


Figure 2.2: Situation géographique de Ghardaïa, (a) ancien découpage, (b) nouveau découpage

Tableau 2.1: Coordonnées de Ghardaïa [25].

Coordonnées géographiques			Coordonnées en degrés décimaux		Coordonnées en degrés et minutes décimales		Coordonnées UTM Universal Transverse Mercator "UTM" coordinates Zone UTM: 31S	
Latitude	Longitude	Altitude	Latitude	Longitude	Latitude	Longitude	X	Y
32°29'27" " Nord	3°40'24" Est	503 m	32.49094°	3.67347°	32°29.4564' Nord	3°40.4082' Est	563272.17563548	3595054.5575299

Elle se caractérise aussi par un taux d'insolation très important (75% en moyenne). La moyenne annuelle du rayonnement solaire global mesurée sur un plan horizontal dépasse 20 MJ/m². La durée d'ensoleillement est supérieure à 3000 heures par an, ce qui favorise l'utilisation de l'énergie solaire dans divers domaines. La durée d'insolation la plus basse de 234.5 heures est enregistrée en décembre, les valeurs les plus élevées ont été enregistrées en juillet avec 337.3 heures. La durée d'insolation moyenne entre 2000 et 2009 était de 3391.20 heures/an, soit environ 9 heures/jour. La carte de la durée d'insolation établie par Yaiche et al. [26] pour la période qui s'étend de l'année 1992 à l'année 2002 a montré qu'en moyenne annuelle, la durée d'insolation journalière varie de 9 heures à 9 heures 30 minutes pour la région de Ghardaïa. La répartition établie, indiquée par la figure 2.3, est fortement liée à la nébulosité moyenne (couverture nuageuse) des sites.

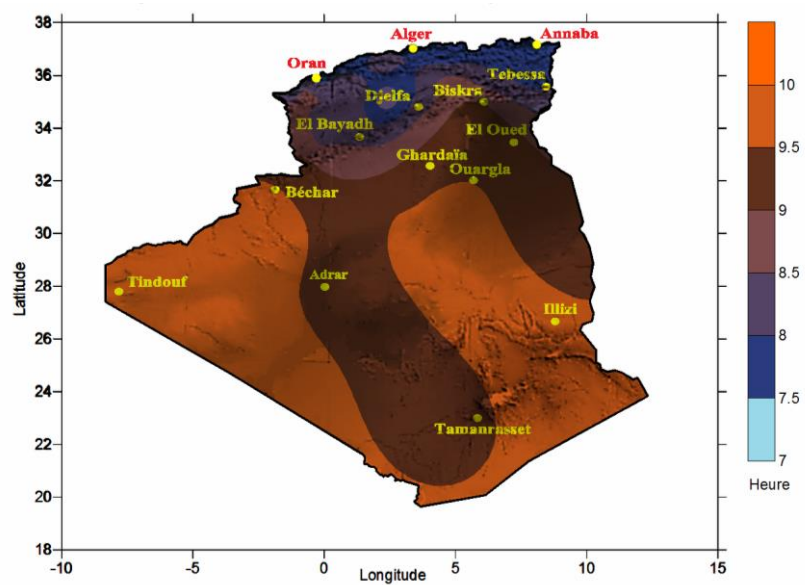
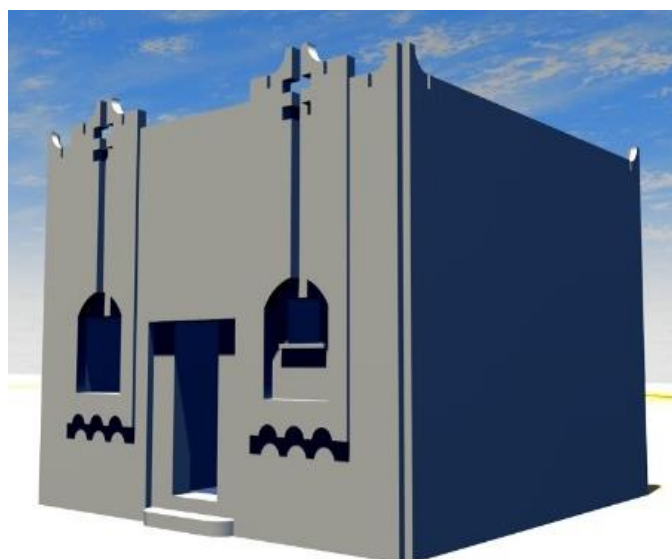


Figure 2.3: Cartographie des valeurs moyennes annuelles de la durée d'insolation mesurée (1992 - 2002)

II.4. Modèle d'un habitat résidentiel

Le modèle de la construction retenue se démarque par une forme parapipédique simple. Cette étude se consacre à un studio d'une compacité insuffisante, d'une terrasse plane inaccessible, d'une superficie totale de 43.56 m² et d'une surface habitable de 34.10 m² (figure 2.4). Il est composé de:

- Un salon de 7.75 m² de surface
- Une cuisine d'une surface habitable de 4.90 m²
- Un bloc sanitaire d'une surface de 4.90 m²
- Un espace de dégagement lié à un hall d'une superficie de 8.80 m²
- Une chambre d'une superficie d'environ 7.75 m².



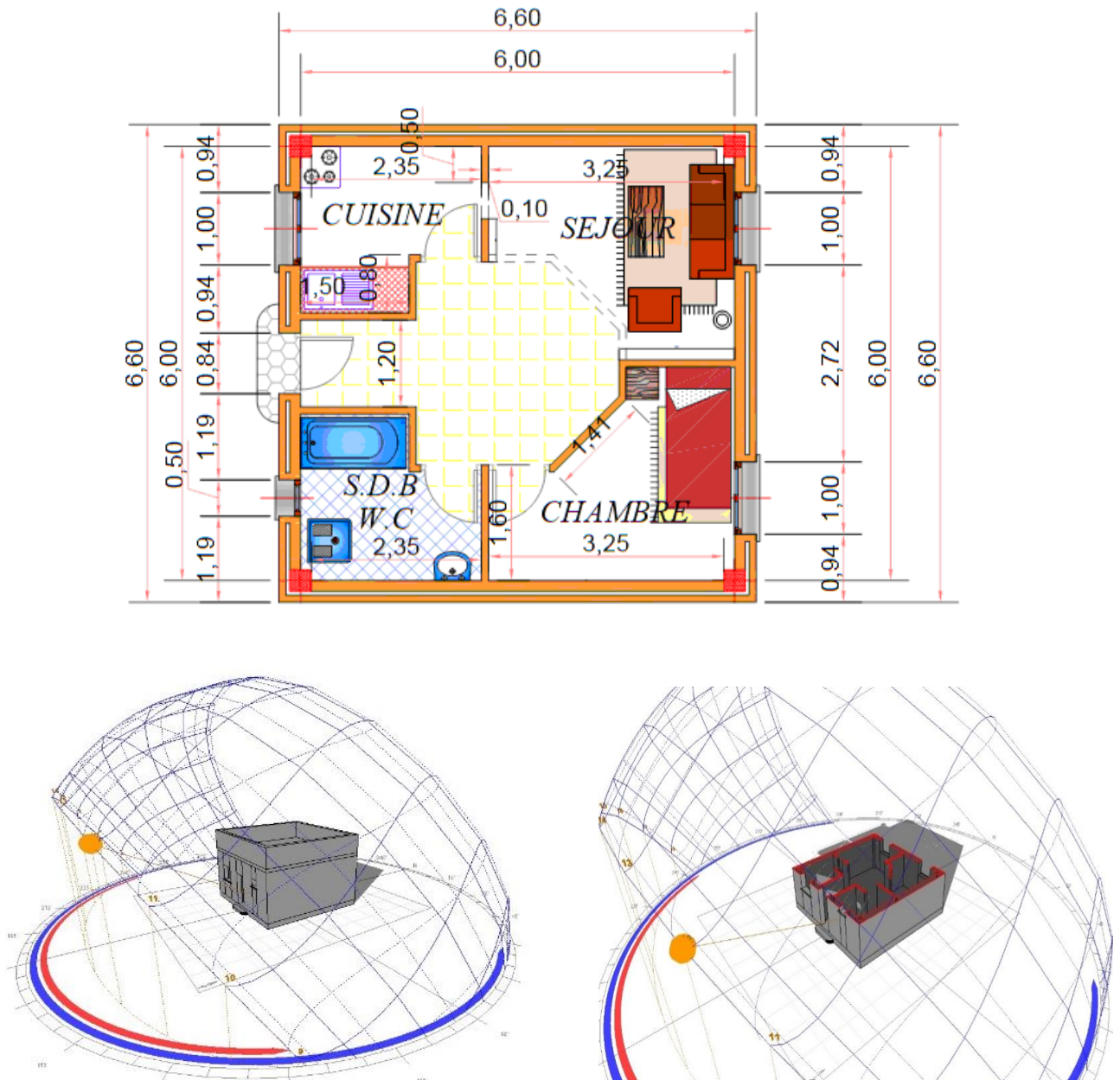


Figure 2.4: Plans descriptifs 2D et 3D

Les propriétés thermiques et physiques des éléments de construction sont globalement les plus courants (utilisées) dans la région (tableau 2.2). Le coût est donc une considération vitale dans le choix de ces matériaux locaux, disponibles et durables. La pierre est le matériau de construction le plus utilisé. Cette enveloppe est thermiquement inefficace, nécessitant une isolation thermique qui signifie souvent des coûts énergétiques élevés vu le climat difficile qui règne à Ghardaïa. Cette situation peut générer donc d'importantes déperditions thermiques. L'orientation sera choisie pour permettre à l'énergie solaire de pénétrer parfaitement dans le bâtiment, fournissant une source

d'énergie gratuite en hiver grâce aux fenêtres situées sur la façade sud. Les surfaces en verre seront entièrement nettoyées. Le sol est massif offre la possibilité de stocker le gain solaire le jour pour le restituer plus tard (la nuit).

Tableau 2.2: Propriétés thermo-physiques des éléments de construction

	Matériaux et éléments de construction	Conductivité thermique (W/m/K)	Épaisseur des couches (m)	Coefficients de transmission thermique U (W/m ² K)
Mur extérieur	Ciment de mortier	1.40	0.015	2.5306
	Pierre lourde	2.30	0.370	
	Ciment de mortier	1.40	0.015	
	Plâtre	0.35	0.015	
Toit	Dalle de ciment	1.45	0.050	2.2936
	Dalle à lame creuse	1.45	0.150	
	Ciment de mortier	1.40	0.015	
	Plâtre	0.35	0.015	
Sol	Carrelage	6.14	0.025	2.1659
	Chape	1.40	0.040	
	Dalle	1.75	0.150	
	Sable sec	0.40	0.020	
	Film polyane pour éviter les remontées d'humidité	2.40	0.200	
	Pierres + graviers	2.40	0.200	
Fenêtres à simple vitrage, permettant des cadres				4.500
Porte en bois avec cadre				3.195

II.5. Méthode choisie pour améliorer les performances thermiques

Le bâtiment est au cœur des problèmes énergétiques et même environnementaux. L'amélioration des performances thermiques des bâtiments constitue un enjeu majeur pour répondre à ces préoccupations. Cette construction nécessite une mise en conformité générale puisqu'elle est énergivore et de faible confort. Cette situation nous a exigé de renforcer les performances par une bonne isolation et un meilleur stockage thermique vu que l'enveloppe est la source principale des déperditions. L'action de réduction des consommations d'énergies concerne dès le départ l'isolation thermique des immeubles. L'utilisation des MCPs est autre alternative en raison de la densité énergétique (en kWh/m³) qui est plus élevée que celle des systèmes de stockage par chaleur sensible, ce qui confère aux systèmes de stockage par chaleur latente des pertes thermiques moindres. Les critères de sélection donc sont à la fois thermo-physiques, chimiques, cinétiques, économiques et même

écologiques. C'est pourquoi, notre travail s'est focalisé sur l'intégration d'une paroi MCP de 1 cm d'épaisseur sur le mur Nord (figure 2.5).

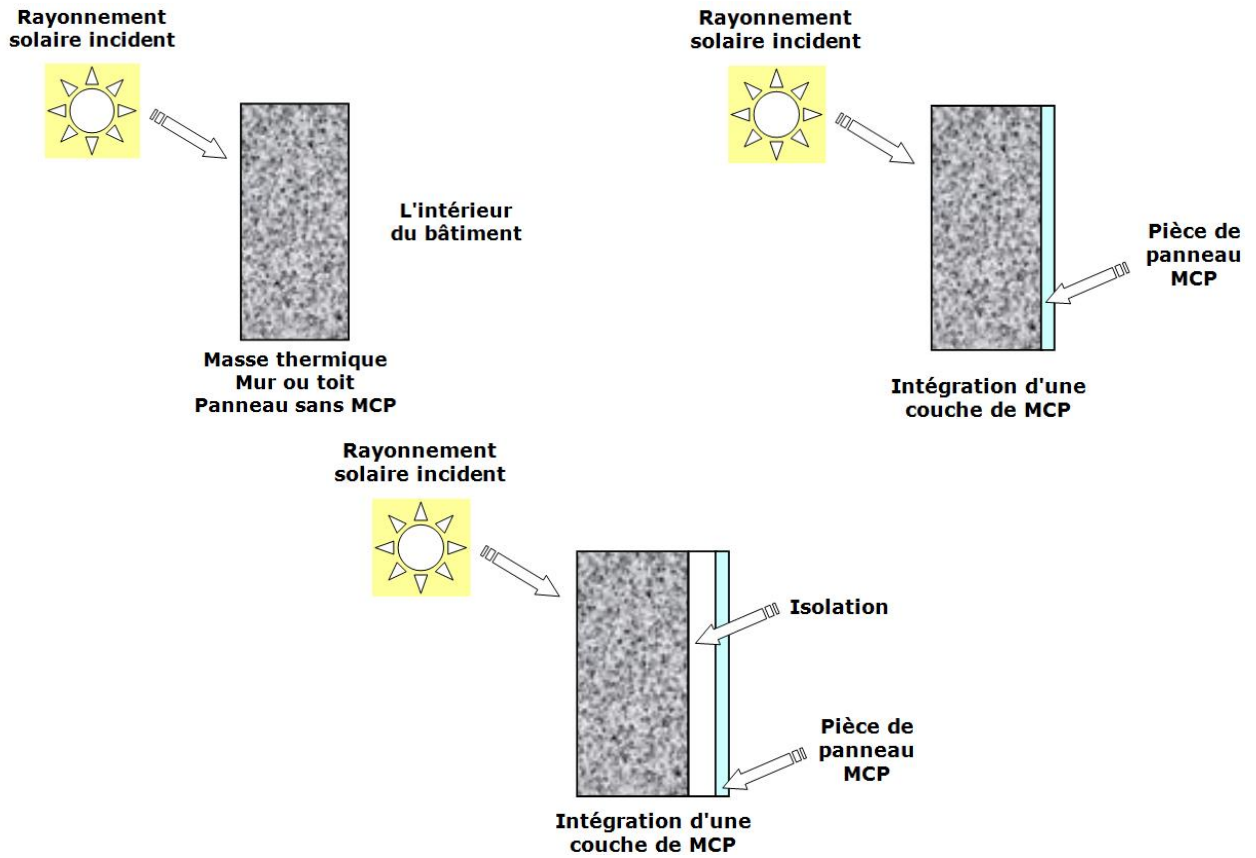


Figure 2.5: Schémas descriptifs des configurations étudiées des parois opaques de l'enveloppe

Les MCPs restent des technologies moins abordables en Algérie que les isolants classiques, notamment en ce qui concerne leur utilisation dans l'habitat. Le MCP visé pour notre cas a une température de fusion qui appartient aux températures du confort considérée (entre 20 et 27). Les propriétés physiques du MCP intégré dans le mur sont exprimées par les équations suivantes :

$$\lambda = 0.22 \text{ si } T \leq 22.6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \& \quad \lambda = 0.18 \text{ si } T > 22.6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.26)$$

$$C_p = \begin{cases} 4250 + 10750 e^{-\frac{(22.6-T)^2}{16}} & \text{si } T \leq 22.6 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ 4250 + 10750 e^{-\frac{(22.6-T)^2}{9}} & \text{si } T > 22.6 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad (2.27)$$

λ : Conductivité thermique des MCPs ($\text{W K}^{-1} \text{ m}^{-1}$)

C_p : Capacité calorifique des MCPs ($\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$)

Pour résoudre les différentes formulations mathématiques (sous forme de systèmes d'équations différentielles) des problèmes physiques, nous avons

réalisé des programmes sous Matlab qui utilisent la méthode Runge Kutta d'ordre 4 à pas adaptatif dans "Ordinary Differential Equations: ode45, ode23 ode23s". Cette méthode repose sur le principe de l'itération, c'est-à-dire qu'une première estimation de la solution est utilisée pour calculer une seconde estimation, plus précise, et ainsi de suite.

II.6. L'effet potentiel des MCPs sur le confort thermique

Comme il est montré dans les figures 2.6-2.8, treize jours du 05 au 17 Novembre 2016 ont été sélectionnés pour entreprendre ce travail. Cette période correspond généralement à un ciel dégagé. Elle se caractérise par des températures intérieures des parois qui traversent la température de fusion de 22.6 °C. Les éclairagements solaires incidents sur une surface horizontale et sur les murs verticaux faisant face au Nord, à l'Est, au Sud et à l'Ouest ont été déterminés en utilisant le modèle de Perrin Brichambaut [27].

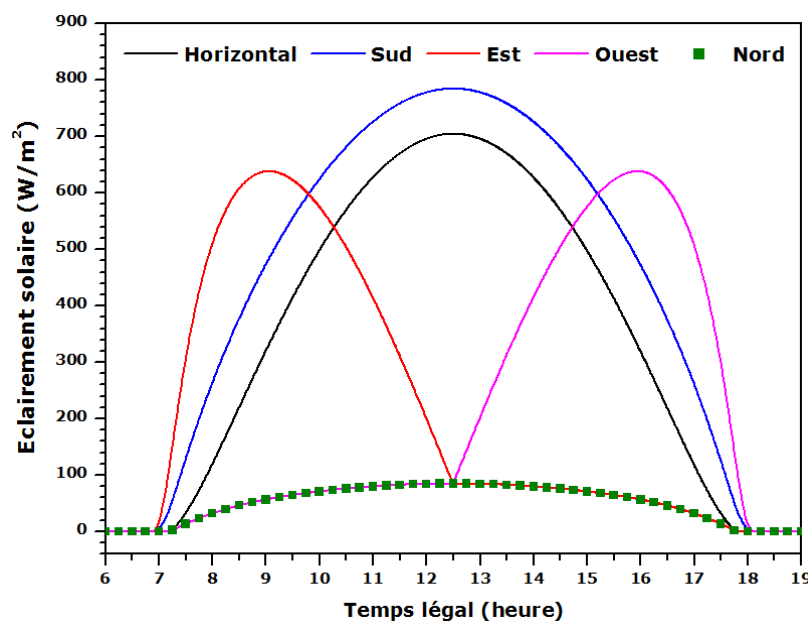


Figure 2.6: Eclairement incident sur les parois opaques de l'enveloppe, jour de 10 Novembre, cas d'un ciel clair

Concernant la température ambiante de l'air extérieur, la période a connu une chute des températures le 07 Novembre puis elle est devenue plus froide le jour qui suit. A partir du sixième jour (10 Novembre), les valeurs ont oscillé entre 21.3 °C et 10.4 °C.

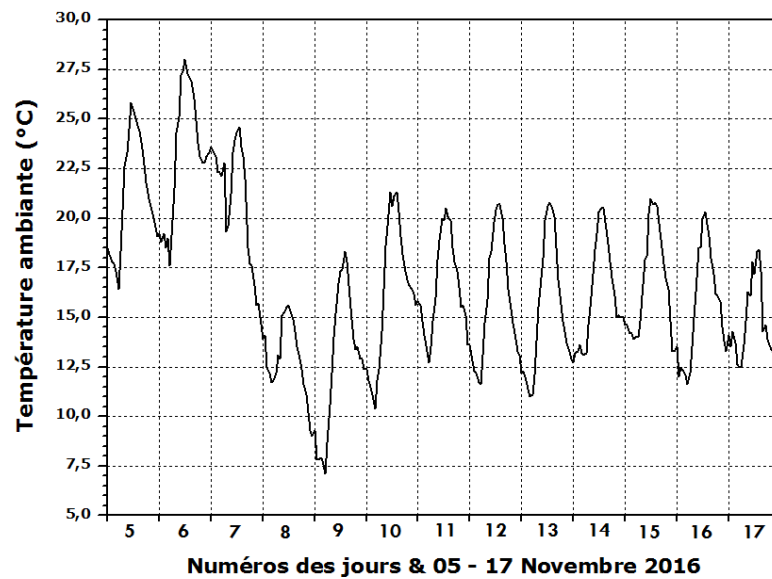


Figure 2.7: Température ambiante de l'air extérieur, 05-17 Novembre 2016

L'humidité relative varie de 22.5% au 82.9 % avec une valeur moyenne égale à 48.11 %.

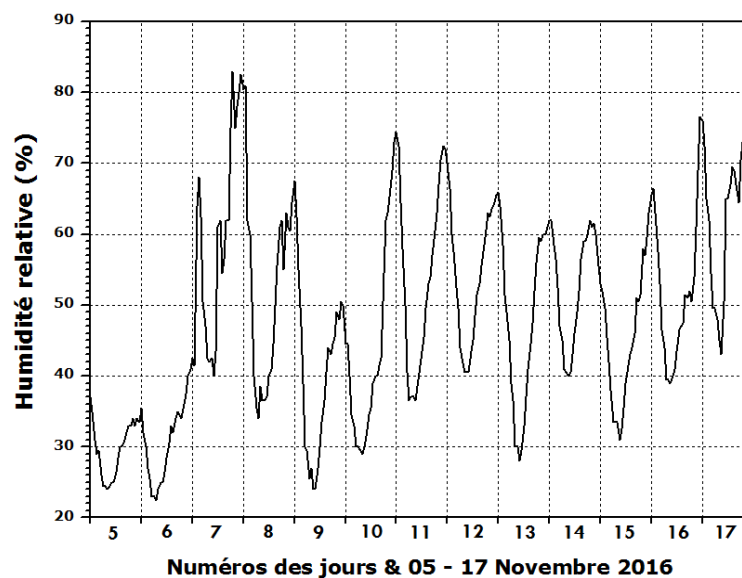


Figure 2.8: Humidité relative de l'air extérieur, 05-17 Novembre 2016

La vitesse du vent était particulièrement plus importante dans les jours où il y avait des chutes de températures (07-08 Novembre). Sa valeur moyenne correspondante à ces deux jours est de 15.15 km/h. Le pic est enregistré le 07 Novembre à 7h 43mn, il s'est arrêté à 36.11 km/h. Au-delà de cette période, la force de cette vitesse s'est affaiblie à une moyenne de 7.25 km/h, sa valeur instantanée n'a pas dépassé 16.38 km/h.

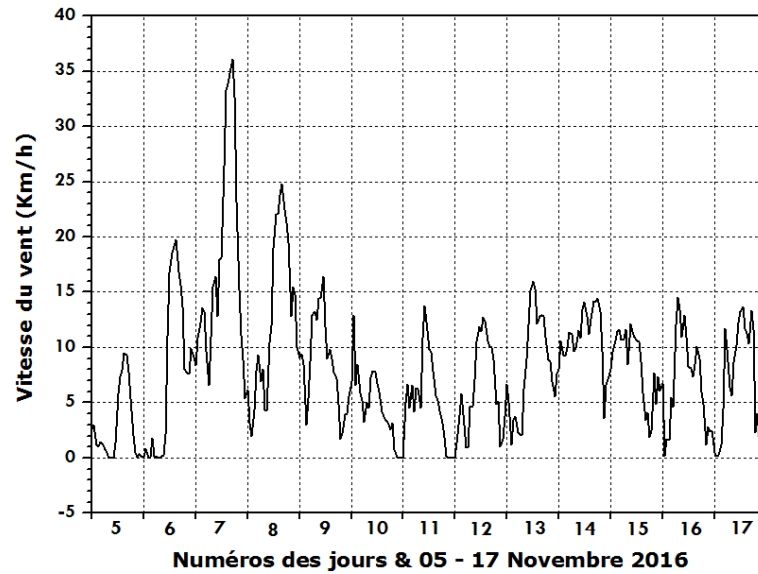
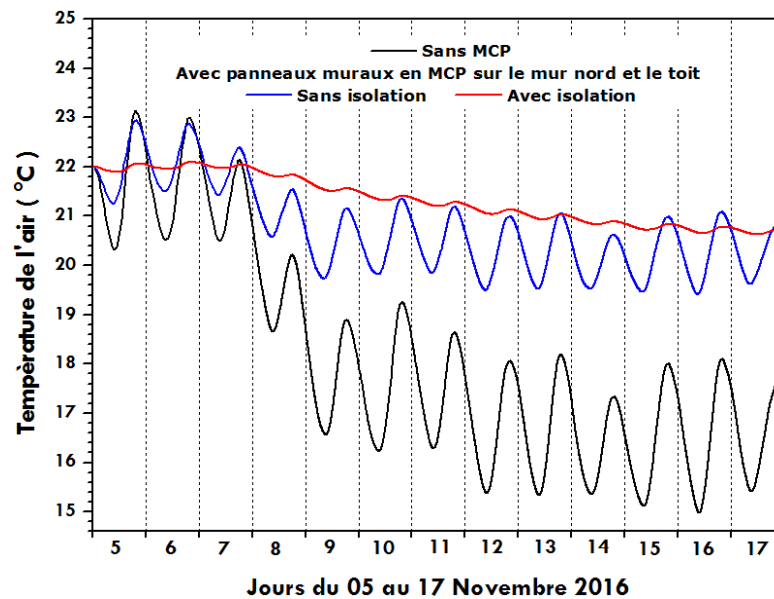
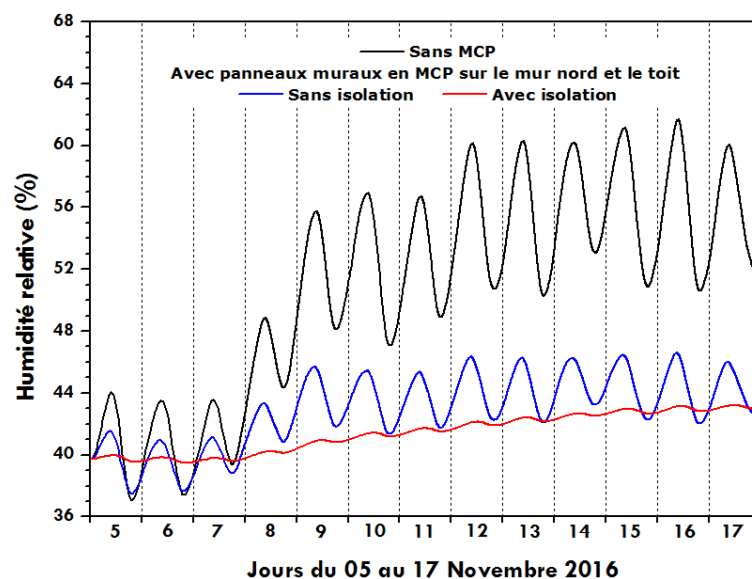


Figure 2.9: Vitesse du vent de l'air extérieur, 05-17 Novembre 2016

Les profils des températures / humidités relatives tracés concernent l'air ambiant intérieur (figure 2.10) et les températures superficielles intérieures et extérieures des parois à isoler (figures 2.11 et 2.12). La teneur en eau fixée est de $6.5 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air sec}}$. Le troisième cas correspond à une isolation thermique intérieure; à l'exception du sol qui est isolé par 5 cm, les parois de l'enveloppe sont isolées par 10 cm du polystyrène. La projection des paramètres obtenus est effectuée en utilisant le diagramme du confort représenté par la figure 2.13.

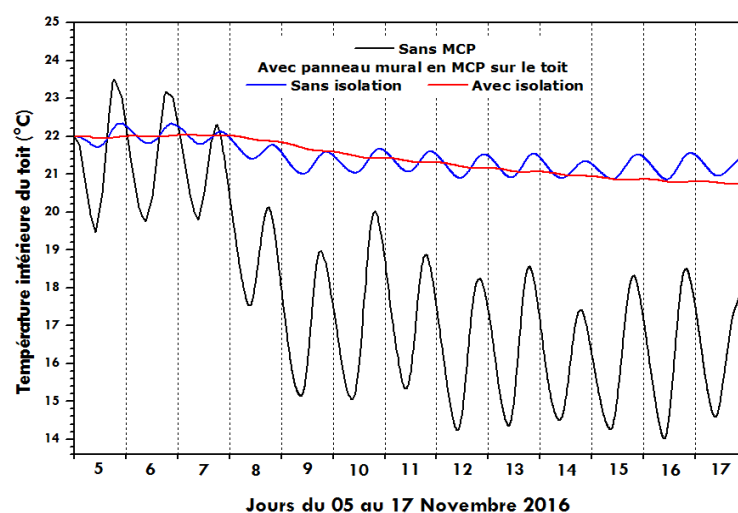


- a -

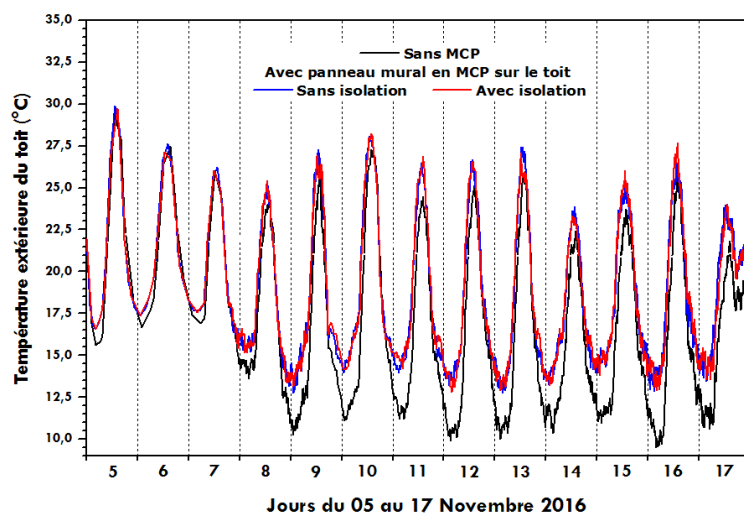


- b -

Figure 2.10: Transition à la période froide et paramètres de base du confort thermique: (a) température et (b) humidité relative pour une teneur en eau fixe ($6.5 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}} / \text{kg}_{\text{air sec}}$, 05-17 Novembre 2016)

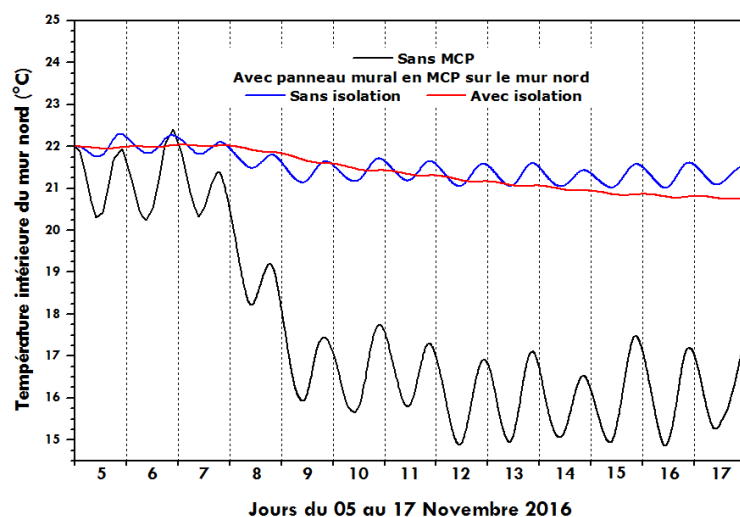


- a -

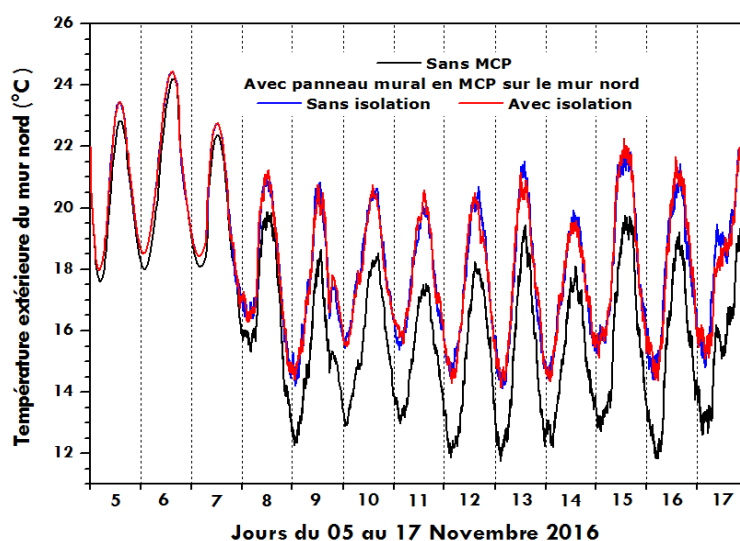


- b -

Figure 2.11: Températures superficielles du toit: (a) à l'intérieur du local (b) à l'extérieur du local (05-17 Novembre 2016)



- a -



- b -

Figure 2.12: Températures superficielles du mur Nord: (a) à l'intérieur du local (b) à l'extérieur du local (05-17 Novembre 2016)

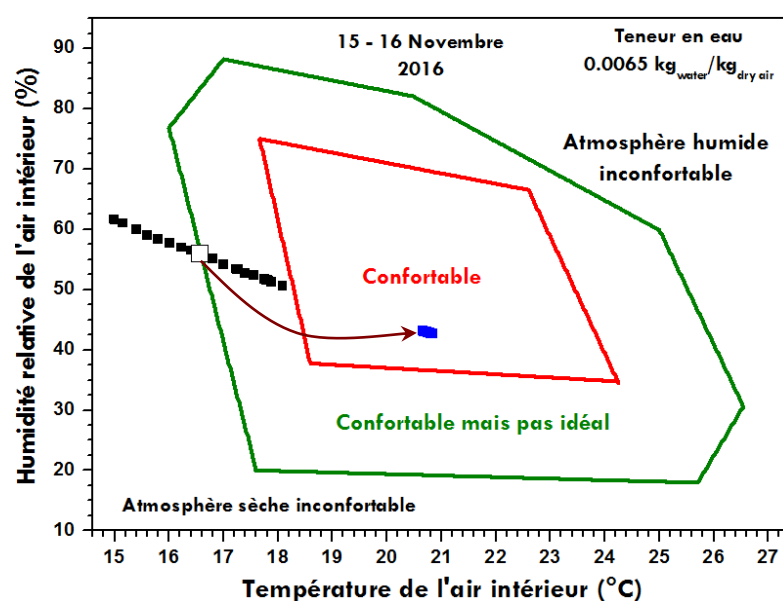


Figure 2.13: Diagramme du confort selon la norme DIN 1946, 15-16 Novembre 2016

L'analyse judicieuse des résultats obtenus nous amène à calculer les valeurs moyennes des paramètres de base engendrés par les fluctuations maximales que se soit pour les températures ou pour les valeurs de l'humidité relative. A cet égard, deux journées successives ont été retenues afin de mettre un état récapitulatif sur ces indices importants pour les trois configurations affichées. A travers le tableau 2.3, on peut déduire l'amortissement des fluctuations de ces paramètres du confort et le déphasage tout en attribuant une intention particulière aux températures enregistrées.

Tableau 2.3: Températures / humidités relatives, amortissement des fluctuations et déphasage, 15 - 16 Novembre 2016

		Valeur maximale	Valeur minimale	Valeur moyenne	Amortissement	Déphasage par rapport au 1 ^{er} cas	
Température de l'air (°C)	1 ^{er} cas	18.0974	14.9848	16.5654	3.1126	/	
	2 ^{eme} cas	21.0827	19.4103	20.2550	1.6724	33 mn	
	3 ^{eme} cas	20.8450	20.6503	20.7499	0.1946	1 h et 59 mn	
Température surfacique du mur Nord (°C)	Intérieure	1 ^{er} cas	17.4813	14.8593	16.0983	2.6220	/
		2 ^{eme} cas	21.6137	21.0130	21.3002	0.6007	4 h et 01 mn
		3 ^{eme} cas	20.9399	20.7751	20.8366	0.1648	5 h et 01 mn
	Extérieure	1 ^{er} cas	19.7764	11.8288	15.8093	7.9476	/
		2 ^{eme} cas	21.8211	14.3918	18.2963	7.4292	24 mn
		3 ^{eme} cas	22.2543	14.3725	18.3923	7.8818	30 mn
Humidité de l'air (%)	1 ^{er} cas	61.6857	50.5918	55.8936	11.0939	/	
	2 ^{eme} cas	46.6003	42.0197	44.2520	4.5806	42 mn	
	3 ^{eme} cas	43.1534	42.6389	42.8896	0.5146	1 h et 51 mn	

L'analyse des résultats indique que la technique employée suscite un déphasage (par rapport à la première configuration) jugé intéressant pour la troisième configuration (rouge). Globalement, il dépasse deux heures pour le mois de Novembre. Ce décalage donne l'appréciation qu'il n'est pas assez important, mais réellement il est intéressant en raison de l'enveloppe qui est déjà à forte inertie thermique. Ceci dit que la première configuration est thermiquement inerte, le décalage horaire est important par rapport à la température ambiante de l'extérieur. On pourra avoir donc plus de déphasage si la structure est plus légère. Cette configuration génère aussi un meilleur confort et une forte stabilisation des principaux paramètres du confort. L'amortissement des températures est de 0.1946 °C (bleu). En ce qui concerne l'humidité, les fluctuations ont été fortement amorties, les valeurs obtenues

sont couramment inférieures à 1% (vert). Le déphasage en humidité relative pour le mois de Novembre est souvent marquant, il est relatif par rapport au niveau d'isolation et il se rapprocher de 2 heures (marron).

Les indices de l'inertie thermique issus du mur Nord cette fois-ci sont marquants, malgré la forte inertie des parois initialement non isolées. La troisième configuration engendre une meilleure stabilisation des températures et une diminution remarquable des fluctuations. La valeur record du déphasage correspond à la troisième configuration, elle est de presque 5 heures (chiffres en noir gras).

Par ailleurs, les températures surfaciques extérieures restent toujours soumises aux conditions climatiques extérieures tout en subissant une légère variation. Les couches isolantes sont des barrières thermiques qui entraînent une amélioration des performances.

En revenant aux paramètres du confort, nous pouvons constater que la température et l'humidité relative sont inversement proportionnelles et forment une ligne droite. Cette linéarité est due à la teneur en eau qui a été considérée fixe ($6.5 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air_sec}}$). Si c'est le contraire, nous allons obtenir un nuage de points qui dépend de la variation temporelle de cette teneur. Pour notre cas, la figure 2.13 prouve que l'incorporation d'une bonne isolation a permis d'atteindre le confort en intersaison.

II.7. Méthode d'évaluation de l'efficacité énergétique

Les besoins calculés pour un bâtiment sont exprimés en kilowattheures (kWh) par les formules suivantes [27]:

En période de chauffage

$$Q_{\text{Tot}} = Q_{\text{Enveloppe}} - (Q_{\text{Occup}} + Q_{\text{Elec}}) + Q_{\text{ECS}} + Q_{\text{Cons_Elc}} - Q_{\text{Solaire}} \quad (2.28)$$

En cas de surchauffe (climatisation)

$$Q_{\text{Tot}} = Q_{\text{Enveloppe}} + (Q_{\text{Occup}} + Q_{\text{Elec}}) + Q_{\text{ECS}} + Q_{\text{Cons_Elc}} + Q_{\text{Solaire}} \quad (2.29)$$

En intersaisons

$$Q_{\text{Tot}} = \left| Q_{\text{Enveloppe}} - (Q_{\text{Occup}} + Q_{\text{Elec}}) \right| + Q_{\text{ECS}} + Q_{\text{Cons_Elc}} \pm Q_{\text{Solaire}} \quad (2.30)$$

$Q_{\text{Enveloppe}}$ représentent les besoins énergétiques liés à l'enveloppe. Q_{Occup} représente les apports internes dus aux occupants. Q_{Elec} les apports internes dus à l'éclairage, aux équipements...etc. Q_{ECS} les besoins énergétiques liés à la consommation de l'eau chaude sanitaire. $Q_{\text{Cons_Elc}}$ besoin énergétique de la charge électrique (éclairage, électroménagers...etc.). Q_{Solaire} représente le gain bénéficié des apports solaires passifs.

II.7.1. Besoins énergétiques dus à l'enveloppe

Les besoins énergétiques (kWh) dus à l'enveloppe par degré de différence en température entre l'intérieur et l'extérieur sont formulés par l'équation suivante [27]:

$$Q_{\text{Enveloppe}} = 24 DP_{\text{Enveloppe}} Dj \quad (2.31)$$

$DP_{\text{Enveloppe}}$: Somme des déperditions thermiques (W/K) dues aux murs, fenêtres, portes, plafonds, ponts thermiques, sol, planchers et à la ventilation.

Dj : Nombre de degrés-jours de chauffage / climatisation.

$$Q_{\text{Enveloppe}} = DP_{\text{plafonds}} + DP_{\text{murs}} + DP_{\text{sols}} + DP_{\text{portes}} + DP_{\text{fenêtres}} + DP_{\text{ponts}} + DP_{\text{ventil}} \quad (2.32)$$

$$DP_{\text{plafonds}} = \sum_{i=1}^{i=n} b_{\text{plafond}_i} S_{\text{plafond}_i} U_{\text{plafond}_i} \quad (2.33)$$

$$DP_{\text{murs}} = \sum_{i=1}^{i=n} b_{\text{mur}_i} S_{\text{mur}_i} U_{\text{mur}_i} \quad (2.34)$$

$$DP_{\text{sols}} = \sum_{i=1}^{i=n} b_{\text{sol}_i} S_{\text{sol}_i} U_{\text{sol}_i} \quad (2.35)$$

$$DP_{\text{portes}} = \sum_{i=1}^{i=n} b_{\text{porte}_i} S_{\text{porte}_i} U_{\text{porte}_i} \quad (2.36)$$

$$DP_{\text{fenêtres}} = \sum_{i=1}^{i=n} b_{\text{fenêtre}_i} S_{\text{fenêtre}_i} U_{\text{fenêtre}_i} \quad (2.37)$$

S_i : la surface (m^2)

b_i : le coefficient de réduction des déperditions thermiques

U_i : le coefficient de transmission thermique par degré de différence entre l'intérieur et l'extérieur ($W/m^2 K$)

$$U_i = \frac{1}{R_{si} + \sum_{i=1}^{i=n} R_i + R_{se}} \quad (2.38)$$

R_{si} : la résistance d'échange thermique superficielle intérieure ($m^2 \text{ K/W}$)

R_i : les résistances thermiques de chaque couche de construction ($m^2 \text{ K/W}$)

R_{se} : la résistance d'échange thermique superficielle extérieure ($m^2 \text{ K/W}$)

Pour les surfaces planes, les valeurs des résistances thermiques qui seront retenues sont données par le tableau 2.4 [27].

Tableau 2.4: Valeurs retenues des résistances thermiques superficielles

	Direction du flux de chaleur		
	Ascendant	Horizontal	Vers le bas
$R_{si} \text{ (m}^2 \text{ K/W)}$	0.10	0.13	0.17
$R_{se} \text{ (m}^2 \text{ K/W)}$	0.04	0.04	0.04

Le coefficient de transmission thermique des parois vitrées de l'ensemble fenêtre-occultation est calculé en supposant qu'il existe une lame d'air immobile entre la fenêtre et l'occultation.

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{K_i} + r_v + r_{rid} + r_{occ} \quad (2.39)$$

r_v : (en $m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$) représente la résistance supplémentaire des voilages éventuels, on adopte $r_v = 0.025 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$,

r_{rid} : (en $m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$) représente la résistance supplémentaire des rideaux éventuels, on adopte $r_{rid} = 0.030 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$,

r_{occ} : (en $m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$) représente la résistance supplémentaire des occultations (si elles existent), sa valeur se rapproche de $0.17 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$, r_{occ} : est supposée nulle en absence des occultations.

Les occultations sont les systèmes associés aux vitrages permettant de constituer une isolation thermique nocturne (volets, stores,...).

Les coefficients K_i ($\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$) des vitrages nus sont donnés dans le tableau 2.5 ci-dessous.

Tableau 2.5: Coefficients des vitrages nus K_i des parois vitrées [14]

Type de vitrage	Epaisseur de la lame d'air (en mm)	Nature de la menuiserie	Paroi verticale	Paroi horizontale
Vitrage simple	/	Bois	5.0	5.5
		Métal	5.8	6.5
Vitrage double	5 à 7	Bois	3.3	3.5
		Métal	4.0	4.3
	8 à 9	Bois	3.1	3.3
		Métal	3.9	4.2
	10 à 11	Bois	3.0	3.2
		Métal	3.8	4.1
	12 à 13	Bois	2.9	3.1
		Métal	3.7	4.0
Double fenêtre	plus de 30	Bois	2.6	2.7

II.7.2. Besoins en eau chaude sanitaire

L'expression générale qui permet d'identifier les besoins en eau chaude sanitaire est formulée par l'équation 2.40 [27]:

$$Q_{ECS} = p \cdot 1.1628 \cdot V_{ECS} (T_{ECS} - T_{ef}) \quad (2.40)$$

Q_{ECS} : l'énergie requise (Wh) pour la production de l'eau chaude

p : la masse volumique de l'eau en fonction de sa température, elle est proche de 1 kg/litre.

V_{ECS} : le volume requis de l'eau chaude (par litres)

$$V_{ECS} = 50 N_{Pers} \quad (2.41)$$

N_{Pers} : le nombre de personnes occupant le logement

T_{ECS} : la température de l'eau chaude au point de soutirage (°C)

T_{ef} : la température moyenne (°C) de l'eau froide du mois considéré entrant dans le ballon ou le serpentin de production d'eau chaude sanitaire (production instantanée)

II.7.3. Apports internes

L'être humain génère de la chaleur pour le maintien de ses fonctions corporelles. Cette chaleur résulte de la combustion des aliments ingérés avec l'oxygène respiré. Plus l'effort du corps humain est élevé, plus la quantité de

chaleur diffusée est élevée. Le tableau 2.6 formule une estimation chiffrée de la diffusion de chaleur en fonction de l'activité pratiquée par la personne.

Tableau 2.6: Émission de chaleur par personne, C_p [27]

Niveau d'activité	Exemples d'activité	Diffusion de chaleur par personne (sensible et latente)
1	Activité statique assise (lire et écrire par exemple)	120 W
2	Travaux simples assis ou debout, travail en laboratoire, machine à écrire	150 W
3	Activités corporelles légères	190 W
4	Activités corporelles moyennes à difficiles	Plus de 200 W

Les apports dus aux occupants sont donnés par l'équation suivante [27]:

$$Q_{\text{Occup}} = C_p N_{\text{Pers}} D_{\text{pres/jour}} N_{\text{Jch}} \quad (2.42)$$

C_p : la chaleur émise par occupant (W/occupant)

$D_{\text{pres/jour}}$: la durée de présence par jour (h/jour)

N_{Jch} : le nombre de jours chauffés

Les moteurs électriques et les machines électriques, en raison de leur fonctionnement, émettent une certaine quantité de chaleur dans l'ambiance qui dépend des rendements. Sur la base de certaines références, il est possible de proposer quelques valeurs de gains en chaleur en fonction des différents appareils électroménagers (tableau 2.7).

Tableau 2.7: Chaleur émise par éclairage/ équipements

Type d'équipement	Durée (Heure), modes et puissance de fonctionnement (Watts)				Energie (Wh)
TV LCD + démo intégré	Mode 1 20	En veille Nombre d'heures 19	Mode 2 78	En marche Nombre d'heures 5	770
Réfrigérateur (250 litres)	La moyenne horaire journalière est de 22.9167 W				550
Ordinateur portable	Mode 1 27	En veille Nombre d'heures 22.05 (22h 03 mn)	Mode 2 187	En marche Nombre d'heures 0.95 (57 mn)	810
Éclairage des lampes de type LED (4 lampes)	Mode 1 2.89	Éteint Nombre d'heures 85	Mode 2 18.75	Allumé Nombre d'heures 11	452
Divers					1000
Total par jour					3 582

II.7.4. Consommation électrique journalière

Le calcul de la consommation électrique journalière d'un ménage repose sur la puissance (W) de l'équipement électrique et le nombre d'heures pendant lesquelles l'appareil ou l'équipement fonctionne [27].

$$\text{Consommation électrique journalière (kWh)} = (\text{nombre d'heures d'utilisation}) \times (\text{puissance électrique de l'appareil en watts} / 1000) \quad (2.43)$$

Tableau 2.8: Consommation moyenne de l'éclairage et d'appareils électroménagers par jour

Type d'équipement		Puissance (W)		Durée d'utilisation par jour (heure)	Consommation journalière moyenne (Wh)
		Valeurs opératoires	Valeurs opératoires		
TV LCD avec Démo intégré	en service en veille	90 - 250 3	140 /	5 h 19 h	757.00
Réfrigérateur (250 litres)		/	/	En continu	551.00
Eclairage : 4 lampes économiques		15 - 25	20	6 h (Séjour) 3 h (Cuisine) 1 h (SDB) 1 h (Chambre)	220.00
Ordinateur à écran plat	en service en veille	70 - 80 3	75 /	4 h 2 h	306.00
Chargeur de téléphone portable		5	/	1 h	5.00
fer à repasser		750 - 1100	925	15 min	231.25
Aspirateur		650 - 800	720	12 min	144.00
Alarme radio		3 - 6 W	4.5	En continu	108.00
Rasoir électrique		8 - 12 W	10	3 min	0.50
Sèche-cheveux		300 - 600 W	450	5 min	37.50
Temps total par jour (Wh)					2360.25/jour

II.7.5. Apports solaires

Les apports solaires dépendent de l'ensoleillement et des surfaces réceptrices, ils se calculent par l'équation 2.44 [27]:

$$Q_{\text{Solaire}} = \sum_j I_j \sum_n A_{nj} \quad (2.44)$$

La première somme s'effectue sur toutes les orientations j. La seconde s'effectue sur toutes les surfaces n d'orientations j qui captent le rayonnement solaire.

I_j : l'irradiation solaire sur une surface unitaire ayant l'orientation j

A_{nj} : l'aire réceptrice équivalente de la surface ayant l'orientation j . Elle est calculée comme suit [27]:

$$A_S = A F_{Omb} F_{Red} g \quad (2.45)$$

A : l'aire de la baie (m^2)

F_{Red} : le facteur de réduction pour les encadrements des vitrages, égale au rapport de l'aire de la surface transparente à l'aire totale de la menuiserie vitrée;

F_{Omb} : le facteur d'ombre, il est défini par l'utilisateur pour des raisons simplificatrices, et peut être calculé par [27]:

$$F_{Omb} = F_{Omb_R} F_{Omb_S} \quad (2.46)$$

F_{Omb_R} : le facteur d'ombre des rideaux;

F_{Omb_S} : le facteur d'ombre de la surface qui peut être calculé par:

$$F_{Omb_S} = F_{Cor_h} F_{Cor_Sur} F_{Cor_Ecr} \quad (2.47)$$

F_{Cor_h} : le facteur de correction pour l'horizon

F_{Cor_Sur} : le facteur de correction pour les surplombs

F_{Cor_Ecr} : le facteur de correction pour les écrans latéraux

g : le facteur solaire de la baie

Le facteur solaire utilisé dans cette formule est en principe la moyenne dans le temps du rapport de l'énergie traversant l'élément exposé à l'énergie incidente sur celui-ci, en l'absence d'ombrage. Certaines valeurs figurent dans le tableau 2.9 ci-dessous. Ces valeurs correspondent à l'incidence normale, avec une surface propre.

Tableau 2.9: Facteurs solaires pour les deux types de vitrages les plus courants [27]

Type de vitrage	g
Vitrage simple	0.85
Double vitrage clair	0.75

II.8. L'effet des MCPs sur l'efficacité énergétique de l'habitat

Le tableau 2.10 donne en chiffres les besoins mensuels de chauffage / climatisation correspondant à la région de Ghardaïa. Les paramètres retenus

sont: T_{ext} la température ambiante extérieure, T_{ef} la température de l'eau froide qui varie selon le mois, $T_{ECS} = 50$ °C la température de l'eau chaude sanitaire retenue, $C_p = 150$ W la chaleur émise par l'occupant, $N_{Pers} = 2$ nombre de personnes occupant le local, $D_{pres} / jour = 14h$ la durée moyenne journalière de la présence par occupant.

La température du confort T_{Conf} est calculée en fonction de la température ambiante mensuelle T_{ext} , en utilisant l'équation d'Auliciems [27]:

$$T_{Conf} = 17.8 + 0.31 T_{ext} \quad (2.48)$$

Les gains solaires directs sont pris en compte en période froide. Les quantités énergétiques calculées sont utilisées pour assurer un confort permanent dans toutes les zones de l'habitat.

La méthode des degrés-jours a été utilisée pour les calculs.

Tableau 2.10: Besoins énergétiques mensuelles de chauffage / climatisation

	T_{ext} (°C)	T_{Conf} (°C)	T_{ef} (°C)	Dj	$Q_{Enveloppe}$ (kWh)	$Q_{Solaire}$ (kWh)	Gains internes (kWh)		Q_{ECS} (kWh)	Q_{Cons_Elec} (kWh)	Q_{Tot} (kWh)
							Q_{Occup}	Q_{Elec}			
Janvier	13.93	22.12	09.00	253.84	3095.59	205.50	130.20	111.04	147.79	73.03	2869.67
Février	14.75	22.37	09.00	213.33	2600.90	176.46	117.60	100.30	133.49	65.96	2405.99
Mars	17.15	23.12	11.50	184.93	2252.39	168.45	130.20	111.04	138.78	73.03	2054.50
Avril	22.74	24.85	13.20	63.28	768.05	/	126.00	107.46	128.37	70.67	733.64
Mai	27.27	26.25	15.80	31.50	382.14	/	130.20	111.04	123.28	73.03	819.69
Juin	31.82	27.66	18.50	124.67	1522.94	/	126.00	107.46	109.88	70.67	1936.96
Juillet	34.38	28.46	19.30	183.59	2252.59	/	130.20	111.04	110.66	73.03	2677.53
Août	33.00	28.03	19.10	154.07	1885.81	/	130.20	111.04	111.38	73.03	2311.46
Septembre	29.43	26.92	18.00	75.20	915.09	/	126.00	107.46	111.63	70.67	1330.85
Octobre	24.98	25.54	15.80	17.48	211.72	/	130.20	111.04	123.28	73.03	225.83
Novembre	16.54	22.93	12.30	191.62	2334.59	184.47	126.00	107.46	131.51	70.67	2118.85
Décembre	12.30	21.61	09.00	288.70	3522.26	181.44	130.20	111.04	147.79	73.03	3320.40
Total (kWh)					21744.07				1517.84	859.85	22805.37

Les valeurs d'irradiation solaire verticale Sud correspondant à l'année 2016 ont été utilisées pour calculer les apports solaires. Cette année a été marquée par un taux de couverture nuageuse assez faible, sa valeur sur cinq mois (janvier, février, mars, novembre et décembre) est estimée à 5.94%. Il est légèrement proche de la valeur annuelle de 5.47% [28].

Les besoins énergétiques indiquent que cet habitat est énergivore, la valeur de la consommation énergétique est estimée à 523.54 kWh/m²/an. Pour

maintenir une température fixe à T_{Conf} dans toutes les zones, il faut garantir une énergie consommée de 22805.37 kWh/an. La principale raison de cette consommation élevée est liée au manque d'isolation thermique. Dans ces circonstances, une intégration efficace de certaines solutions constructives passives apparaît comme étant un processus obligatoire.

Le deuxième cas consiste à intégrer une couche additionnelle d'un MCP de température de fusion de 22.6 °C et de 1 cm d'épaisseur sur la surface intérieure du mur Nord. Le deuxième MCP est de température de fusion de 26 °C, de même épaisseur et il est intégré sur la surface intérieure du toit. Les propriétés physiques du deuxième MCP sont exprimées par les équations suivantes :

$$\lambda = 0.22 \text{ si } T \leq 26 \text{ °C} \quad \& \quad \lambda = 0.18 \text{ si } T > 26 \text{ °C} \quad (2.49)$$

$$C_p = \begin{cases} 2000 + 11000 e^{-\frac{(26-T)^2}{2.25}} & \text{si } T \leq 26 \text{ °C} \\ 2000 + 11000 e^{-\frac{(26-T)^2}{4}} & \text{si } T > 26 \text{ °C} \end{cases} \quad (2.50)$$

Le troisième cas correspond à une isolation thermique intérieure combinée à ces MCPs. A l'exception du sol qui est isolé par 5 cm, les parois de l'enveloppe sont isolées par 10 cm du polystyrène (0.04 W/m/K). Les résultats des besoins mensuels de chauffage et/ou de climatisation en 2016 en fonction des différentes températures de confort sont répertoriés dans le tableau 2.11.

Tableau 2.11: Besoins énergétiques mensuelles de chauffage / climatisation pour les trois configurations

	Cas classique T_{Conf} Calculé par l'équation d'Auliciems	$T_{\text{Conf}} = 22.5 \text{ °C}$ pour la période froide & $T_{\text{Conf}} = 26 \text{ °C}$ pour la période chaude & $T_{\text{Conf}} = T_{\text{ext}}$ pour les mois d'avril et octobre		
		Cas classique	Avec MCPs	Avec isolation-MCPs
Janvier	2869.67	3015.44	2911.01	708.98
Février	2405.99	2451.16	2366.01	567.50
Mars	2054.50	1820.50	1755.92	381.46
Avril	733.64	423.76	408.81	302.09
Mai	819.69	915.30	897.48	573.87
Juin	1936.96	2553.56	2472.78	1038.16
Juillet	2677.53	3627.98	3506.44	1372.24
Août	2311.46	3092.19	2990.77	1208.37
Septembre	1330.85	1671.21	1623.50	777.62
Octobre	225.83	617.78	611.53	488.77
Novembre	2118.85	1961.42	1891.57	409.85
Décembre	3320.40	3659.72	3534.43	913.78
Total (kWh/an)	22805.37	25638.54	24970.25	8742.69

L'estimation des besoins en chauffage et en climatisation de cet habitat résidentiel sera déterminée en fonction des données environnementales de cette habitation. La figure 2.14 donne cette estimation en traçant les histogrammes mensuels correspondants à ces besoins.

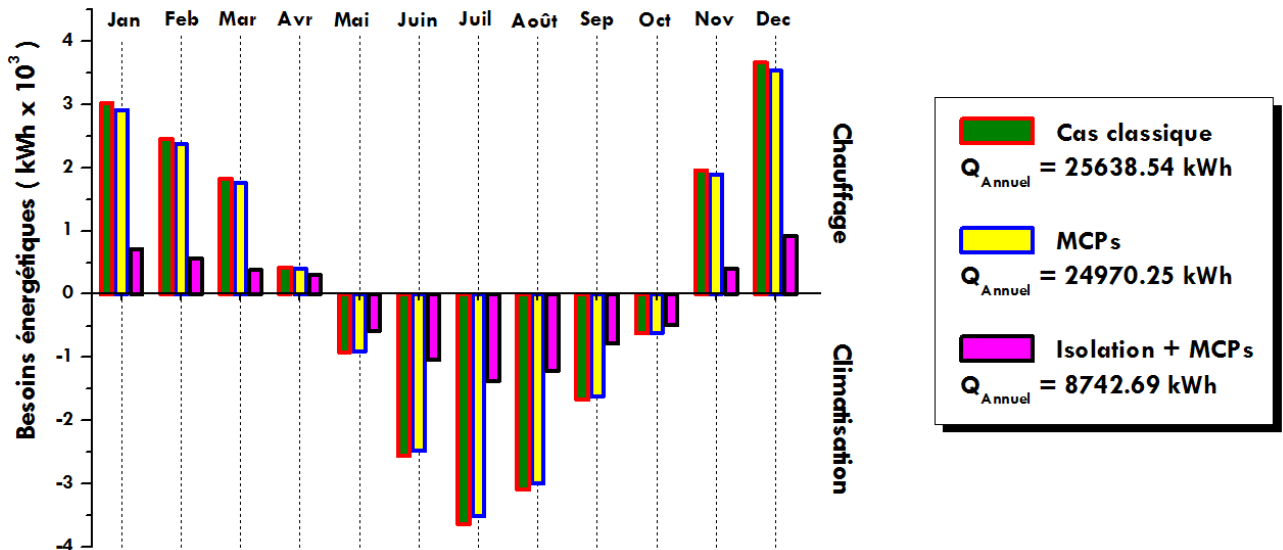


Figure 2.14: Besoins énergétiques mensuels, annuels. Etude comparative entre les trois configurations

La figure 2.15 donne plus de détail sur le rapport des besoins en chauffage et en refroidissement par rapport à l'annuel pour les trois configurations. Les taux de diminution sont exprimés en pourcentage.

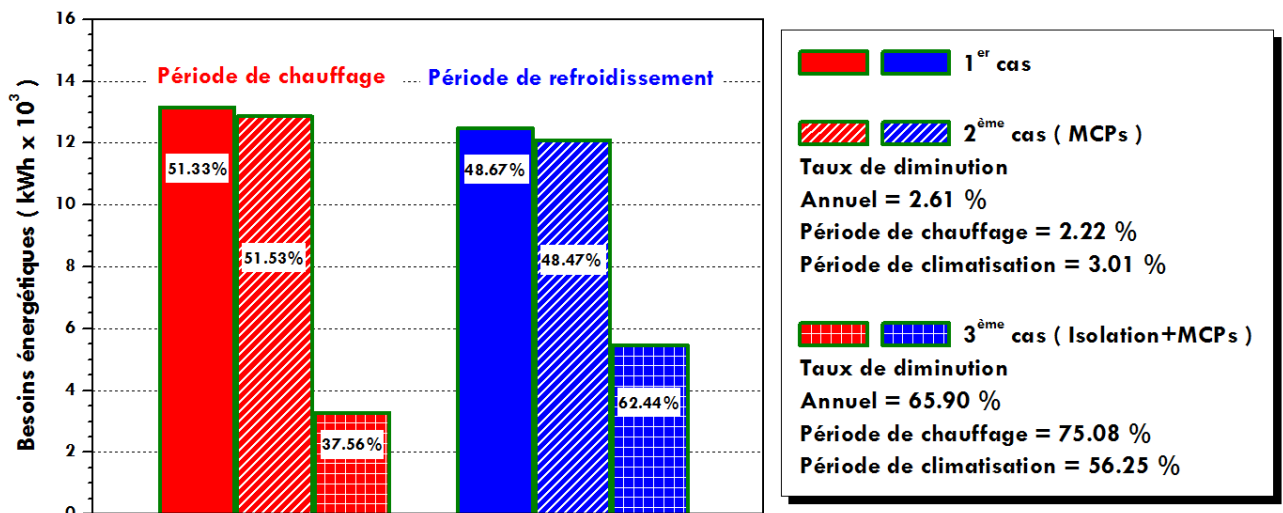


Figure 2.15: Besoins en chauffage et en refroidissement, taux de diminution et étude comparative entre les trois configurations

Les résultats indiquent que la troisième configuration provoque une baisse intéressante, elle est estimée à 65.90%. Cependant, ce concept passif appliqué

à cette structure est plus utile en hiver, l'économie d'énergie peut dépasser 75%. Minimiser les besoins de refroidissement nécessite plus d'efforts en été. Ces résultats sont très logiques et coïncident fortement avec la littérature en raison de la spécificité du climat saharien. En effet, contrairement au troisième cas, dans les deux premières configurations, les besoins en chauffage sont plus élevés par rapport à l'énergie due au refroidissement. Il a été constaté que les besoins de climatisation dominant et représentent 62.44% pour le troisième cas.

Certains pensent que les MCPs peuvent se substituer aux isolants conventionnels. Mais en réalité, ils peuvent juste améliorer l'inertie pour l'utilisation de la fraîcheur nocturne aux heures les plus chaudes ou la chaleur aux heures les plus froides. Le stockage et le déstockage se font par chaleur latente si les températures de fusion/solidification du MCP sont adaptées à la température intérieure du milieu. L'économie en énergie consommée se fera donc uniquement à ces périodes, c'est-à-dire au voisinage de la température de la fusion du MCP.

Si nous voulons mener une étude technico-économique, il convient de calculer le temps de retour sur investissement défini comme étant le rapport entre le surcoût et le gain. Le prix du matériau isolant, le coût des travaux d'isolation et la facture annuelle d'énergie sont additionnés puis inclus dans les calculs.

Le coût d'une plaque de polystyrène (5cm d'épaisseur x 2m² de surface) est de 600 DZD. En adoptant une isolation de l'enveloppe, on sera conduit à un coût total (de l'isolation) de 91 044.00 DZD.

Le coût réel retenu du kilowattheure est 10.54 DZD/kWh. En Algérie, ce coût se rapproche vers le tiers du coût moyen européen (18.64 c€/kWh) [29].

Pour assurer donc la totalité des besoins énergétiques dans toutes les zones (sans exception) à une température du confort calculée par l'équation d'Auliciems, il a fallu une facture d'électricité annuelle (non subventionnée) de 240 368.60 DZD/an. En intégrant ce concept passif (isolation thermique), la facture se réduit à 92 147.95 DA.

En Europe, le coût des travaux d'isolation est effrayant et très lourd (entre 40 € et 120 € par m²), mais le retour sur investissement était très important

[30]. Contrairement à l'Europe, en Algérie les prix des travaux d'isolation thermique sont beaucoup moins chers, pour notre cas le coût est considéré à 1800 DZD/m² et il couvre toutes les charges (main d'œuvre, transport...etc.). En conséquence, le prix équivalent des travaux d'isolation pour cet habitat est de 312 336.00 DZD.

Cependant, le coût retenu du matériau à changement de phase est fixé à 26 3520.00 DZD/m³ (1647 \$/m³), donc par analogie, le montant requis pour intégrer les MCPs est de 166 966.27 DZD.

Le surcoût est la différence entre la charge totale (la facture d'énergie correspondante à la troisième configuration, le coût des travaux d'isolation, le coût de l'isolant et le prix du MCP) et la facture énergétique initiale correspondante à une température du confort calculée par l'équation d'Auliciems.

La charge totale est de 662 494.22 DZD (91 044.00+92 147.95+312 336.00+166 966.27). Le coût supplémentaire est égal à $662\,494.22 - 240\,368.60 = 422\,125.62$ DZD. Ce montant représente environ 63.72% par rapport à la charge totale et 175.62% par rapport à la facture initiale. La variation du temps de retour sur investissement, exprimée par le nombre de mois, est le rapport entre le surcoût multiplié par 12 et le gain financier annuel issu des techniques conceptuelles. En considérant que la consommation équivalente est répartie équitablement sur tous les mois, le temps de retour d'investissement se calcul comme suit: $(422\,125.62 \times 12) / (240\,368.60 - 92\,147.95) = 34.17$ mois.

Le temps de retour d'investissement est à moyen terme, de l'ordre de 3 ans. La rentabilité économique des travaux dépend, en effet, de la performance initiale de l'habitat. Un investissement d'isolation couplée à un MCP adapté de 422 125.62 DZD pour un habitat énergivore permettrait d'économiser 148 220.65 DZD /an, soit un temps de retour sur investissement proche de 3 ans.

Ces résultats encouragent et motivent l'intégration des bâtiments bien isolés. Le temps de retour d'investissement est très acceptable car il intervient à moyen terme: inférieur à 5 ans.

II.9. Conclusion

L'incorporation d'un MCP convenable a permis d'atteindre le confort en intersaison. La situation était très abordable au mois de novembre car le confort est parfait. L'utilisation des MCPs peut permettre l'obtention d'un régime de fonctionnement quasi stationnaire de durée relativement allongée, notamment pendant l'intersaison. La technologie des MCPs a pu réduire l'effet de la chaleur et du froid, aidant à maintenir une température confortable aux périodes de transition.

Ces travaux de recherche ont montré que d'importantes économies financières peuvent être réalisées en améliorant l'isolation des bâtiments. Suite à ces résultats, des économies d'énergie peuvent être réalisées grâce à une enveloppe de bâtiment appropriée.

L'isolation thermique appliquée aux composants opaques avec l'intégration de MCP est une solution efficace. L'influence de ce concept passif sur la charge de chauffage et de refroidissement est importante car elle favorise une diminution d'environ 65.9%. Les techniques utilisées dans ce travail sont plus utiles en période hivernale (économie de l'ordre de 75.08%) à cause du climat estival Saharien difficile, ce qui s'accorde fortement avec la littérature et avec la plupart des bâtiments tertiaires de nos villes. Les besoins en refroidissement dominant et représentent près de 62.44% pour une construction énergétique de classe "D".

Sur toute l'année, l'intégration d'une seule couche mince de MCP sur les toits et les murs Nord (deuxième configuration) est insuffisante. L'intégration judicieuse et la bonne exploitation de ces MCPs doivent se faire en associant ces matériaux intelligents à un matériau isolant plus ou moins épais.

Références

1. A. Gracia, Dynamic building envelope with PCM for cooling purposes-Proof of concept, Applied Energy, 235, 2019, 1245-1253.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.11.061>
2. IEA, Energy Technology Perspectives, IEA; 2016, p. 14.
3. The European Union explained: Energy, Sustainable, secure and affordable energy for Europeans, European Commissioner for Energy; 2014.

4. B. Nghana, F. Tariku, Phase change material's (PCM) impacts on the energy performance and thermal comfort of buildings in a mild climate, *Building and Environment*, 99, 2016, 221-238.
<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.01.023>
5. M. Ahmad, Nouveaux composants actifs pour la gestion énergétique de l'enveloppe légère des bâtiments, couplage matériaux a changement de phase, super-isolation, apports solaires, Grenoble, thèse de doctorat en mécanique énergétique, Université Joseph Fourier, 2004.
6. M. Saffari, A. Gracia, C. Fernández, L. F. Cabeza, Simulation-based optimization of PCM melting temperature to improve the energy performance in buildings, *Applied Energy*, 202, 2017, 420-434.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.107>
7. S. Álvarez, Luisa F. Cabeza, A. Ruiz-Pardo, A. Castell, J. A. Tenorio, Building integration of PCM for natural cooling of buildings, *Applied Energy*, Volume 109, September 2013, Pages 514-522.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.01.080>
8. U. Stritih, V.V. Tyagi, R. Stropnik, H. Paksoy, F. Haghighat, M. Mastani Joybari, Integration of passive PCM technologies for net-zero energy buildings, *Sustainable Cities and Society*, 41, 2018, 286-295.
<https://doi.org/10.1016/j.scs.2018.04.036>
9. G. Zhou, Y. Yang, H. Xu, Energy performance of a hybrid space-cooling system in an office building using SSPCM thermal storage and night ventilation, *Solar Energy*, 85(3), 2011, 477-485.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.12.028>
10. M. Ning, H. Jingyu, P. Dongmei, L. Shengchun, S. Mengjie, Investigations on thermal environment in residential buildings with PCM embedded in external wall, *Energy and Buildings*, 158, 2018, 616-628.
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.387>
11. M. Saffari, A. Gracia, S. Ushak, L. F. Cabeza, Economic impact of integrating PCM as passive system in buildings using Fanger comfort model, *Energy and Buildings*, 112, 2016, 159-172.
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.12.006>
12. A. M. Khudhair, M. M. Farid, A review on energy conservation in building applications with thermal storage by latent heat using phase change materials, *Energy Conversion and Management*, 2004, 45, 263-275.
[https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00131-6](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00131-6)
13. V. V. Tyagi, D. Buddhi, PCM thermal storage in buildings: A state of the art, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2007, 11, 1146-1166.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2005.10.002>
14. D. Zhou, C. Y. Zhao, Y. Tian, Review on energy storage with phase change materials (PCMs) in building applications, 2012, *Applied Energy*, 92, 593-605. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.08.025>
15. P. Rumianowski, J. Brau, J. J. Roux, An adapted model for simulation of the inter-action between a wall and the building heating system, *Thermal*

- Performance of the Exterior Envelopes of Buildings IV Conference, Orlando USA, 224-233, 1989.
16. J. J. Roux, Comportement thermique des bâtiments, Institut National des Sciences Appliquées, département de génie civil, INSA de Lyon, 2000.
 17. R. Djedjig, Impacts des enveloppes végétales à l'interface bâtiment microclimat urbain, Doctorat en Génie Civil, Université de La Rochelle, Décembre 2013.
 18. S. M. A. Bekkouche, T. Benouaz, M. Hamdani, M. K. Cherier, M. R. Yaiche, N. Benamrane, Modelling and experiment of buildings thermo-aeraulic behaviour according to the level-compactness in Saharan climate conditions, *Engineering Structures and Technologies*, Taylor & Francis, 2016 8(3): 117-130. <https://doi.org/10.1115/1.4042455>
 19. M. A. C. Haddam, T. Benouaz, M. Hamdani, M. K. Cherier, N. Benamran, Integration of eaves and shading devices for improving the thermal comfort in a multi-zone building, *Thermal Science*, 2015, 19, Suppl 2, S615-S624. <https://doi.org/10.2298/TSCI140422117H>
 20. M. Hamdani, S.M.A. Bekkouche, T. Benouaz, M.K. Cherier, A new modelling approach of a multizone building to assess the influence of building orientation in Saharan climate, *Thermal Science*, 2015, 19, Suppl 2, S591-S601. <https://doi.org/10.2298/TSCI131217026H>
 21. S. M. A. Bekkouche, T. Benouaz, M. Hamdani, M. K. Cherier, M. R. Yaiche, N. Benamrane, Judicious choice of the building compactness to improve thermo-aeraulic comfort in hot climate, *Journal of Building Engineering*, 01 (2015) 42-52. <https://doi.org/10.1016/j.jobee.2015.03.002>
 22. R. Kaoulal, Contribution à l'étude des systèmes solaires intégrés aux bâtiments, Thèse de doctorat, Université Tahri Mohammed Béchar Spécialité : Physique énergétique, 2017.
 23. Y. Jannot, Transferts thermiques, école des mines, Nancy, 2012.
 24. M. A. C. Haddam, Application de quelques notions de la conception bioclimatique pour l'amélioration de la température interne d'un habitat, Thèse de Doctorat, Université de Tlemcen, Mars 2015.
 25. Ghardaïa, Algérie : faits et chiffres, 2011-2021 dateandtime.info, Available at: <https://dateandtime.info/fr/citycoordinates.php?id=2496049> (accessed January 2021).
 26. M. R. Yaiche, A. Bouhanik, S. M. A. Bekkouche, A. Malek, T. Benouaz Revised solar maps of Algeria based on sunshine duration. *Energy Conversion and Management*, 82, 2014, 114-123. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.02.063>
 27. A. Bensaha, Exploitation d'énergies renouvelables pour la conception d'un habitat durable dans un site isolé en zone semi-aride en Algérie, Thèse de Doctorat D-LMD, Spécialité : Electronique, Option : Matériaux et énergies renouvelables, Université Amar Telidji- Laghouat, 2021.

28. M. K. Cherier, S. M. A. Bekkouche, T. Benouaz, S. Belaid, M. Hamdani, N. Benamrane, Energy efficiency and supplement interior comfort with passive solar heating in Saharan climate, *Advances in Building Energy Research*, 14(1), 2020, 94-114.
<https://doi.org/10.1080/17512549.2018.1502682>.
29. WebNRJ | Informations sur l'électricité et le gaz, Prix du kilowattheure d'électricité: Available at: <http://webnrj.com/pages/prix-du-kilowattheure-d-electricite> (accessed April 2021)
30. Combien coûte l'isolation thermique de votre maison ? Available at: <https://www.calculeo.fr/Subventions/Isolation-thermique/Prix> (accessed April 2021)

Chapitre III

Conception et expérimentation d'un système frigorifique contenant des MCPs

Chapitre III :

Conception et expérimentation d'un système frigorifique contenant des MCPs

III.1. Introduction

Les principes de stockage de l'énergie thermique sont au nombre de trois. Le stockage par chaleur sensible, par chaleur latente et le stockage thermochimique. Ce sont des principes qui impliquent des puissances spécifiques ainsi que des températures de stockage variées [1]. Ainsi, les capacités spécifiques; c'est-à-dire le rapport de l'énergie stockée au volume de matériaux actifs mis en jeu dans ces différents procédés de stockage, sont indiquées ci-dessous et montrent une réelle différenciation entre ces solutions:

- Chaleur sensible (solide ou liquide) : $\sim 50 \text{ kWh/m}^3$
- Chaleur latente (changement de phase) $\sim 100\text{-}150 \text{ kWh/m}^3$
- Stockage par thermochimie $> 300\text{-}500 \text{ kWh/m}^3$

La densité énergétique des MCPs (kWh/m^3) est supérieure à celle des systèmes de stockage par chaleur sensible, ce qui se traduit par une plus grande compacité et des pertes thermiques plus faibles des systèmes de stockage par chaleur latente. La chaleur stockée dépend de la masse et de la chaleur latente de la fusion du MCP [2]. En fait, l'utilisation pratique des MCPs dans les applications de réfrigérateurs est l'un des domaines de recherche les plus actifs pour le stockage de chaleur latente avec une efficacité supérieure.

Les propriétés thermodynamiques des frigorigènes sont essentielles pour la conception d'équipements frigorifiques utilisant des mélanges de frigorigènes. De nombreuses équations d'état cubiques utilisant des règles de mélange classiques ont été développées dans la littérature pour déterminer les paramètres précis des mélanges sur la plage de pression ou de température considérée [3-7]. Les équations cubiques ont l'avantage que les trois valeurs de volume peuvent être obtenues analytiquement sans avoir besoin d'une procédure de résolution itérative [8].

Plusieurs chercheurs ont mené des prospections sur les applications des MCPs pour l'amélioration des performances des réfrigérateurs domestiques. Suamir et al. [9] ont montré que les mélanges à base d'eau contenant 5% à 35% d'esters d'huile de maïs ont des températures de congélation comprises entre -3.5 °C et -27 °C. D'autres recherches [10] ont révélé que les utilisations judicieuses des MCPs dans les systèmes de réfrigération à compression de vapeur ont favorisé de grands effets sur les performances du système, le cycle marche-arrêt du compresseur et les économies d'énergie électrique. Des travaux antérieurs comprenaient des rapports sur les influences des performances de la température de changement de phase et de l'épaisseur du MCP. Les avantages et les inconvénients de l'utilisation du MCP dans l'évaporateur, le condenseur, la section du compartiment et le compresseur ont été analysés de manière descriptive et comparés aux résultats pratiques. De plus, un nouveau système de réfrigération utilisant un MCP disponible a été développé pour réduire la consommation d'énergie et tester expérimentalement leurs performances [11]. Ces dernières années, le système de réfrigération le plus efficace sur le plan énergétique et économique est celui de l'absorption solaire [12]. Néanmoins, afin d'évaluer l'efficacité énergétique d'un réfrigérateur, deux MCPs eutectiques en cascade ont été testés. Cette expérience a utilisé cette technique pour réduire la température de la surface du condenseur pendant le cycle de réfrigération et par conséquent améliorer le coefficient de performance "COP" [13]. Rasta et al. [14] ont pu développer un MCP à base d'eau pour le stockage d'énergie thermique à froid qui constitue des mélanges d'eau avec une petite quantité d'huile végétale ajoutée. Un ajout de 5% à 10% dans une solution aqueuse pourrait réduire la température de congélation de 0 °C à respectivement -3.5 °C et -6.5 °C. En outre, il a été noté que la consommation d'énergie peut être réduite en utilisant les MCPs à divers endroits dans les réfrigérateurs ménagers [15-16]. Certains travaux ont été menés sur un échangeur de chaleur eau-MCP innovant pour le refroidissement [17, 18]. C'était l'occasion de développer un modèle numérique complet et des corrélations empiriques. Schalbart et al. [19] ont prouvé le grand potentiel des MCPs pour préserver la qualité des aliments tout en gérant correctement leur énergie de fonctionnement; des économies d'énergie de l'ordre de 8 à 20% ont

été signalées. Ce type de matériau peut également être arrangé dans des camions frigorifiques; cette technologie favorise une faible consommation d'énergie avec moins d'émissions de gaz à effet de serre. Avec une température intérieure qui avoisine $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, un MCP d'une chaleur latente de 154.4 kJ kg^{-1} et une température de fusion de $-26.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ est nécessaire [20]. Ainsi, dans le cadre des résultats retenus dans certaines contributions [21], la description du procédé technique et ses séquences lors du cycle de charge/décharge (partiel ou complet) justifie des aspects pertinents permettant la libération (stockage) d'énergie froide. D'autre part, la modélisation mathématique de l'échangeur de chaleur MCP appliqué aux réfrigérateurs domestiques est réalisable sur la base des approches de la littérature disponibles. C'est ce qui a été fait dans les travaux publiés par Bakhshipour et al. [22], où ils ont modélisé séparément les différents cycles de réfrigération à l'aide des MCPs. Les hypothèses de l'ensemble du système sont effectuées pour chaque partie séparément, y compris le compresseur, l'évaporateur, le détendeur, le condenseur et l'échangeur de chaleur MCP. D'autres auteurs ont annoncé que le stockage de chaleur latente utilisant de la paraffine comme MCP prédirait une augmentation de la capacité de réfrigération du cycle d'environ 30% pendant le cycle de décharge [23]. Enfin, à travers une revue critique [24], il a été montré qu'il n'y a pas de description satisfaisante du processus de fusion sous contrainte, le problème du transfert de chaleur pendant le processus de changement de phase est le plus important. Ce sont parmi les raisons pour lesquelles les auteurs ont adressé des recommandations qui peuvent être faites pour les travaux futurs dans ce domaine.

L'objectif de ce chapitre est de développer un dispositif expérimental constitué d'une machine à cycle frigorifique offrant de larges possibilités (congélation et refroidissement des produits en un temps réduit ou bien plus rapide). Il est connecté à des accessoires de réglage (boîtier de commande électrique, thermostat de température, vannes de contrôle, wattmètre, thermomètres... etc.) et à un compteur électronique automatique pour évaluer la consommation correspondante. Un matériau à changement de phase avec une température de fusion de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a été incorporé dans ce système de

réfrigération pour réduire la consommation d'énergie électrique. Les approches adoptées reposaient sur deux cas différents: le premier correspond à une cellule classique et le second concerne une cellule d'expérimentation isolée thermiquement contenant des plaques eutectiques en MCP [25].

III.2. Description du prototype

Le prototype expérimental réalisé est sous forme d'une cellule de réfrigération/congélation munie d'un matériau à changement de phase MCP. Le montage de ce dispositif multifonctionnel décrit par le cycle frigorifique est représenté par la figure 3.1, il comporte les composants suivants: un compresseur, un évaporateur, un détendeur et un condenseur.

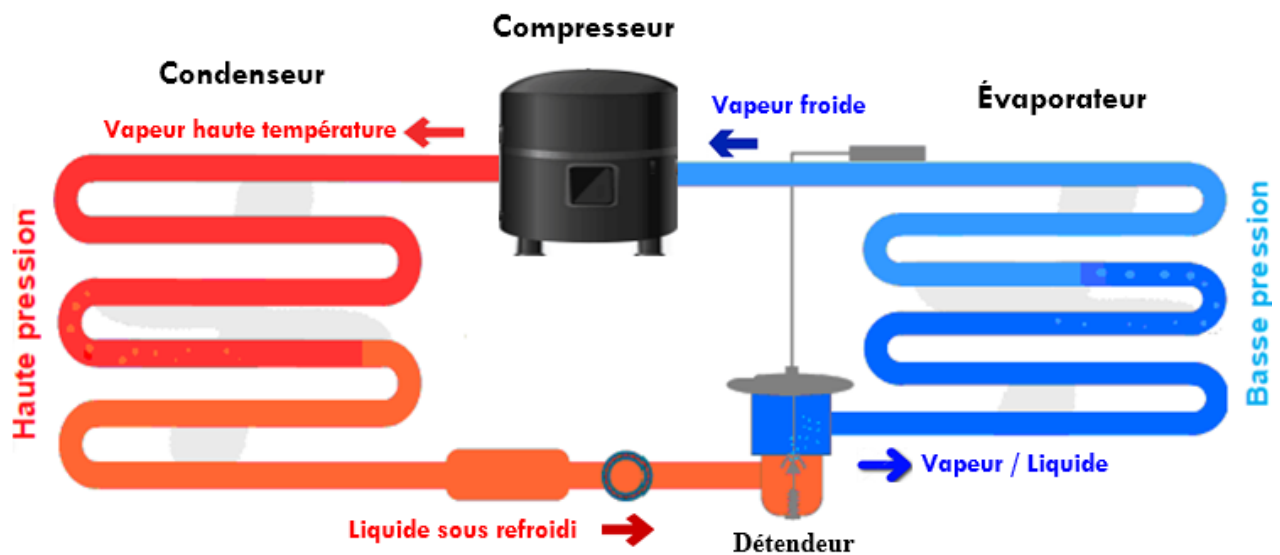


Figure 3.1: Schéma descriptif du cycle frigorifique [25]

III.2.1. Compresseur

Ce compresseur frigorifique comprime l'air froid puis il le fait circuler à travers le circuit pour refroidir l'intérieur de la cellule. Son rôle est d'aspirer les vapeurs produites par la vaporisation du fluide frigorigène dans l'évaporateur à une faible pression correspondant aux conditions de fonctionnement, et de refouler à haute pression ces vapeurs comprimées dans le condenseur afin de permettre leur condensation par refroidissement et de type Danfoss SC15BX T2 [17, 25].



Figure 3.2: Compresseur Danfoss SC15BXT2

III.2.2. Condenseur

La vapeur comprimée à une température élevée, pénètre dans le condenseur où, après avoir été désurchauffée jusqu'à la température correspondante à la tension de vapeur saturante dans la vapeur refoulée, elle est condensée à température constante. La chaleur de désurchauffe est la chaleur latente de condensation, sont enlevées par le médium de condensation (air ou eau). Si la température de ce médium est suffisamment basse, nous pouvons obtenir un sous-refroidissement du liquide [25].

III.2.3. Détendeur

Le liquide arrive au détendeur qui permet sa vaporisation partielle par abaissement brusque de la pression. Le détendeur est un orifice calibré à la puissance de l'installation. C'est un élément passif du circuit frigorifique mais essentiel pour réaliser le cycle de compression/détente permettant de transférer les calories ou frigories de l'évaporateur au condenseur. La détente du fluide est une détente isenthalpique au cours de laquelle la quantité de chaleur totale contenue dans le liquide en amont du détendeur et dans le mélange liquide/vapeur en aval de l'orifice n'a pas varié. Il n'y a eu qu'un transfert d'énergie et une modification de l'état physique du fluide. Le rôle du détendeur est de modifier les conditions d'équilibre du fluide frigorigène liquide sortant du condenseur en abaissant la température du fluide [17, 25]. Son rôle, lorsqu'il est à ouverture variable, est de contrôler le remplissage en liquide de l'évaporateur [14, 25].

III.2.4. Evaporateur

Le liquide arrive à l'évaporateur qui permet le passage de l'état liquide à l'état gazeux. Petit à petit le liquide se transforme en gaz au contact de l'air circulant autour de l'évaporateur. C'est le deuxième changement d'état (l'évaporation). Notons que l'évaporateur absorbe l'énergie au medium considéré, que se soit de l'air ou de l'eau, puis les vapeurs retournent au compresseur pour un nouveau cycle.

Les évaporateurs sont des sources de production du froid, et sont des échangeurs thermiques. Ils assurent le passage du flux thermique du milieu à refroidir au fluide frigorigène, ce flux thermique ayant pour effet de vaporiser le fluide frigorigène, liquide qui est contenu à l'intérieur de l'évaporateur [18, 25]. L'absorption de ce flux à température constante sera par libération de sa chaleur latente de vaporisation [25].

III.2.5. Cellule de réfrigération/congélation

Le système frigorifique réalisé est muni d'une cellule expérimentale de réfrigération/congélation a une forme cubique équipée de tous les accessoires nécessaires de réglage (valves, wattmètre, thermomètres,...etc.). La cellule est une enceinte isolée, liée aux différents composants de production de froid. Son emplacement permet de vérifier à la fois le bon fonctionnement (arrêt et mise en marche) et d'effectuer des mesures de tension d'alimentation et d'intensité nominale de son ventilateur durant son fonctionnement. Reste à dire que les revêtements extérieurs et intérieurs sont en tôle d'aluminium [25].

Les cellules "de refroidissement et de congélation rapide" sont caractérisées par des évaporateurs à très grand débit d'air. Ces cellules sont caractérisées par des évaporateurs à très grand débit d'air. Une cellule de congélation rapide de 400 kilos de purée de pommes de terre mis en barquettes de 400 grammes nécessite une puissance de 45 kW frigorifique pour une température d'évaporation de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, et un débit d'air de $60\,000\text{ m}^3/\text{h}$. À titre indicatif, les puissances électriques mises en œuvre dans les cellules mécaniques varient de 50 à 70 W par kg de charge nominale. A titre d'exemple, une cellule de refroidissement rapide de 70 kg de capacité

nominale a une puissance de 3 à 4 kW (ventilateur compris). Les consommations électriques d'une cellule pendant le cycle de refroidissement, varient de 90 à 60 Wh par kg d'aliment suivant l'importance et le type de la cellule, la manière dont elle est chargée, l'épaisseur à refroidir et le type d'aliments. Pour les cellules de congélation rapide, les puissances électriques mises en œuvre dans les cellules mécaniques sont sensiblement les mêmes que celles des cellules de refroidissement rapide, mais les consommations sont plus importantes (3 fois plus environ). Elles varient, de 180 à 270 Wh par kg d'aliment, suivant l'importance et le type de cellule, la manière dont elle est chargée l'épaisseur et le type d'aliments des préparations à congeler [25].

III.2.6. Ailettes contenant le MCP

Des expériences ont été menées pour étudier les caractéristiques de la fusion/solidification d'un matériau à changement de phase d'une température de fusion qui s'est fixée à -5 °C. Ce dernier a été préparé au sein de notre unité, en utilisant un thermomètre testeur de fusion et en mélangeant 82 % de l'eau distillée et 18% d'alcool. La température d'ébullition résultante est de 102 °C. Cette préparation s'est étalée donc dans des conditions d'asepsie dominatrice. Les petites plaquettes réalisées sont ensuite introduites dans la cellule expérimentale [25].

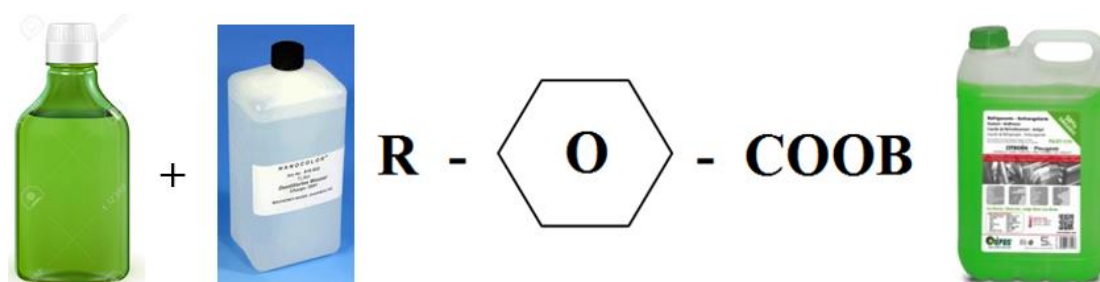


Figure 3.3: Préparation du MCP, 18 % alcool + 82 % eau distillée, $T_f = -5\text{ °C}$

Le dispositif expérimental réalisé est constitué d'une machine à cycle frigorifique offrant de larges possibilités d'utilisation. C'est pourquoi, il est connecté à des accessoires de réglage (boite de commande électrique, thermostat de température, valves, wattmètre, thermomètres,...etc.) et un compteur digital de consommation électrique. Ses principales applications dans le secteur socio-économique sont [25]:

- Congélation et refroidissement des produits en un temps réduit
- Homogénéisation et régulation des températures à l'intérieur de l'enceinte
- Augmentation du temps de conservation en cas de coupure d'électricité
- Retarder certaines pannes techniques dues aux défauts d'étanchéités (comme l'accumulation de glace) [25]



Figure 3.4: Images descriptives du prototype réalisé

III.3. Expérimentation et résultats notables

Pour tester ce prototype, nous allons le laisser fonctionner durant une période de pas moins de 3 jours afin de trouver des éventuelles défaillances. Notre démarche va se baser sur deux situations distinctes : dans la première, nous utilisons une enceinte expérimentale classique, la deuxième concerne une enceinte expérimentale isolée (polystyrène) avec des ailettes en MCP intégrées sur ses parois. Au début, la machine est éteinte, la température initiale est proche de la température environnante de l'air ambiant extérieur. Après sa mise en marche, il est possible de tracer les courbes de la figure ci-dessous sachant que le thermostat a été réglé à $-7.5\text{ }^{\circ}\text{C}$. La consommation électrique de la machine dans ce cas, exprimée en kilowattheures, est en fonction de la

durée du fonctionnement du prototype. Une prédiction des résultats sera associée aux valeurs mesurées pour faire montrer l'influence du MCP sur la consommation énergétique [25].

Pour le premier cas, au bout de 30 heures, il est a été constaté que le thermostat ne déclenche plus et génère donc une forte consommation électrique en raison de l'accumulation de la glace sur une partie du circuit frigorifique (figure 3.5). Par supposition, cette situation est due soit à des fuites d'étanchéité, d'un ventilateur de condenseur et/ou d'un moteur défectueux, ou un mauvais thermostat "contrôle froid". Comme solution, il semble plus judicieux d'intégrer intelligemment une résistance électrique pour faire fondre parallèlement les boules de glace accumulées. Pour le deuxième cas, il a fallu environ 40 heures pour voir l'apparition d'une couche de glace sur l'une des parties du circuit frigorifique.

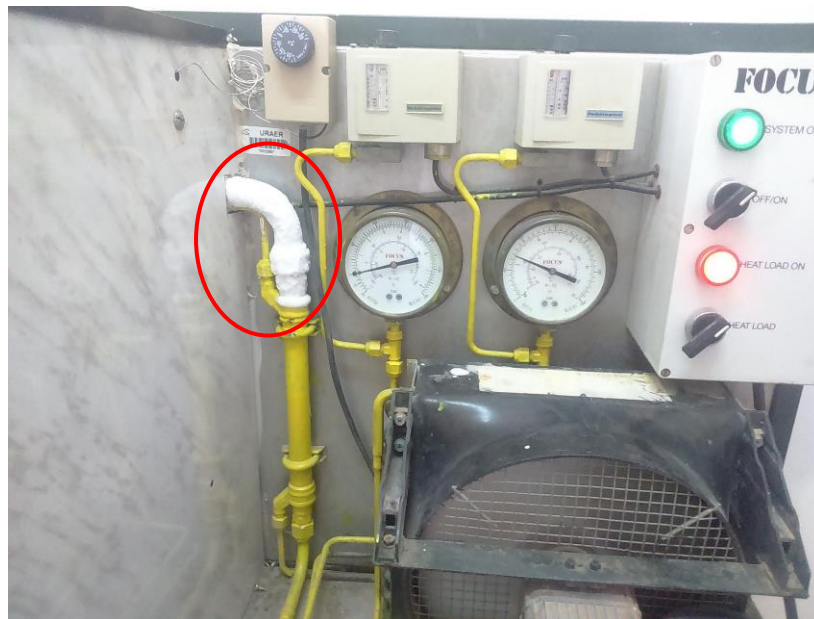


Figure 3.5: Image indiquant la quantité de la glace accumulée sur l'une des parties du circuit frigorifique

La description et la prédiction de la consommation électrique de la machine frigorifique dans le cas d'une enceinte expérimentale remplie de bouteilles d'eau sont données par la figure 3.6. Maîtriser la consommation d'énergie est aujourd'hui vitale. En décortiquant les résultats obtenus, nous pouvons d'abord calculer l'économie en énergies suite à l'intégration des plaquettes en MCP en considérant que cette machine fonctionne sans aucune défaillance au cours de

sa mise en marche (figure 3.7). Les expériences nous ont conduit à une réduction en énergie jusqu'au 12.88 %.

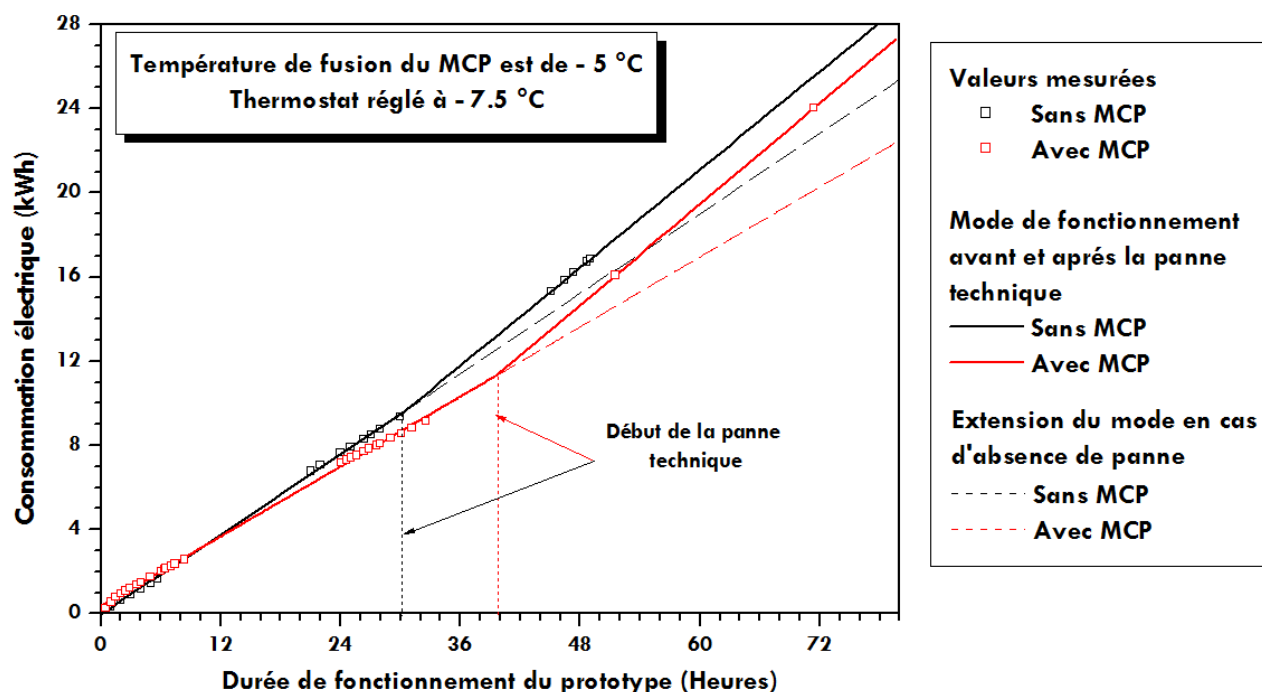
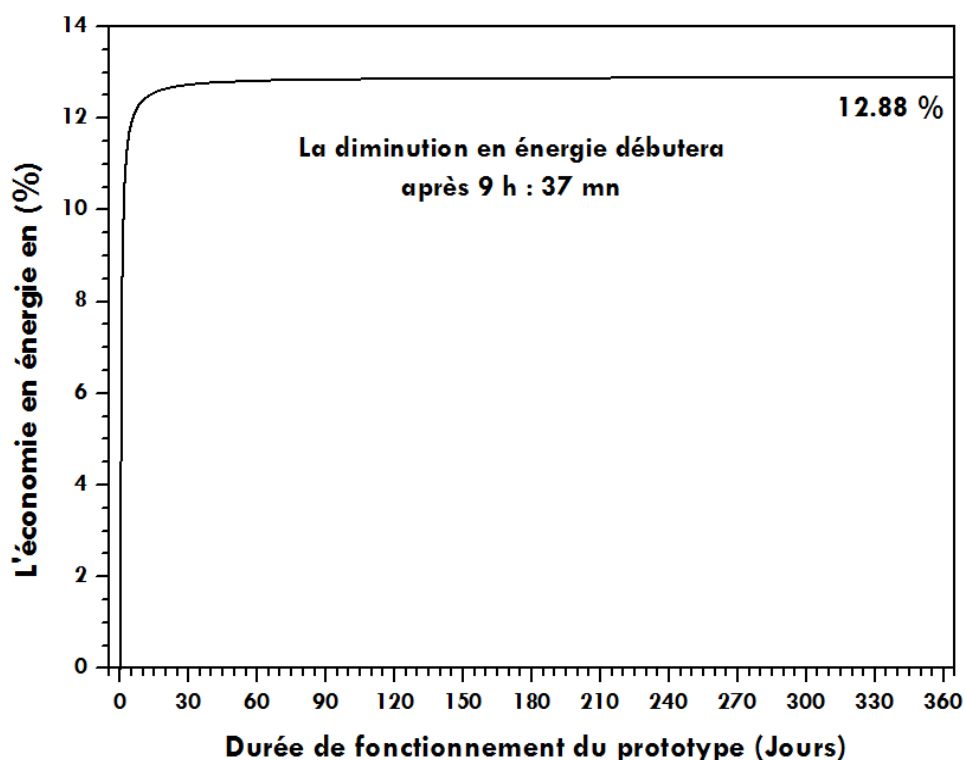


Figure 3.6: Calcul et prédiction de la consommation électrique de la machine frigorifique, cas d'une enceinte expérimentale remplie de bouteilles d'eau ($T_{\text{Thermostat}} = -7.5\text{ °C}$)



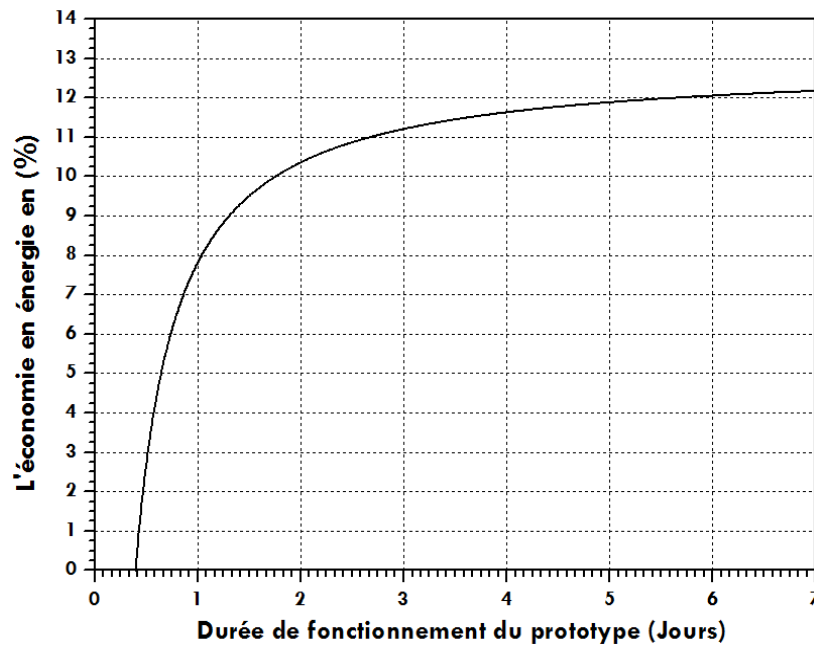


Figure 3.7: L'économie en énergie issue du stockage thermique par stockage latent ($T_{\text{Thermostat}} = -7.5\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Le stockage par chaleur latente nécessite moins de volume que le stockage par chaleur sensible du fait que la chaleur latente est généralement beaucoup plus élevée que la capacité calorifique. Donc c'est tout à fait logique de trouver que la consommation énergétique de la machine au cours des premières phases est plus importante dans le cas d'un système de réfrigération muni de plaques en MCP. L'énergie requise dans ce moment permet au matériau de stocker la chaleur latente et permet en même temps de refroidir l'air intérieur de la cellule. La durée requise (9 h : 37 mn) qui nous a permis d'avoir une économie en énergie et le retard soulevé à cet égard se justifient donc par le processus détaillé ci-dessus.

Une fois la panne survenue, une quantité de glace se forme puis s'accumule rapidement sur une partie du circuit. Ce phénomène génère une nette augmentation de la consommation électrique par rapport aux valeurs affichées en cas d'aucune défaillance (figure 3.8). Cette croissance en énergie est fortement sensible notamment pour une cellule en MCP. Ces résultats semblent très logiques pour une enceinte en MCP vu que la consommation pour un fonctionnement normale affiche des valeurs plus basses.

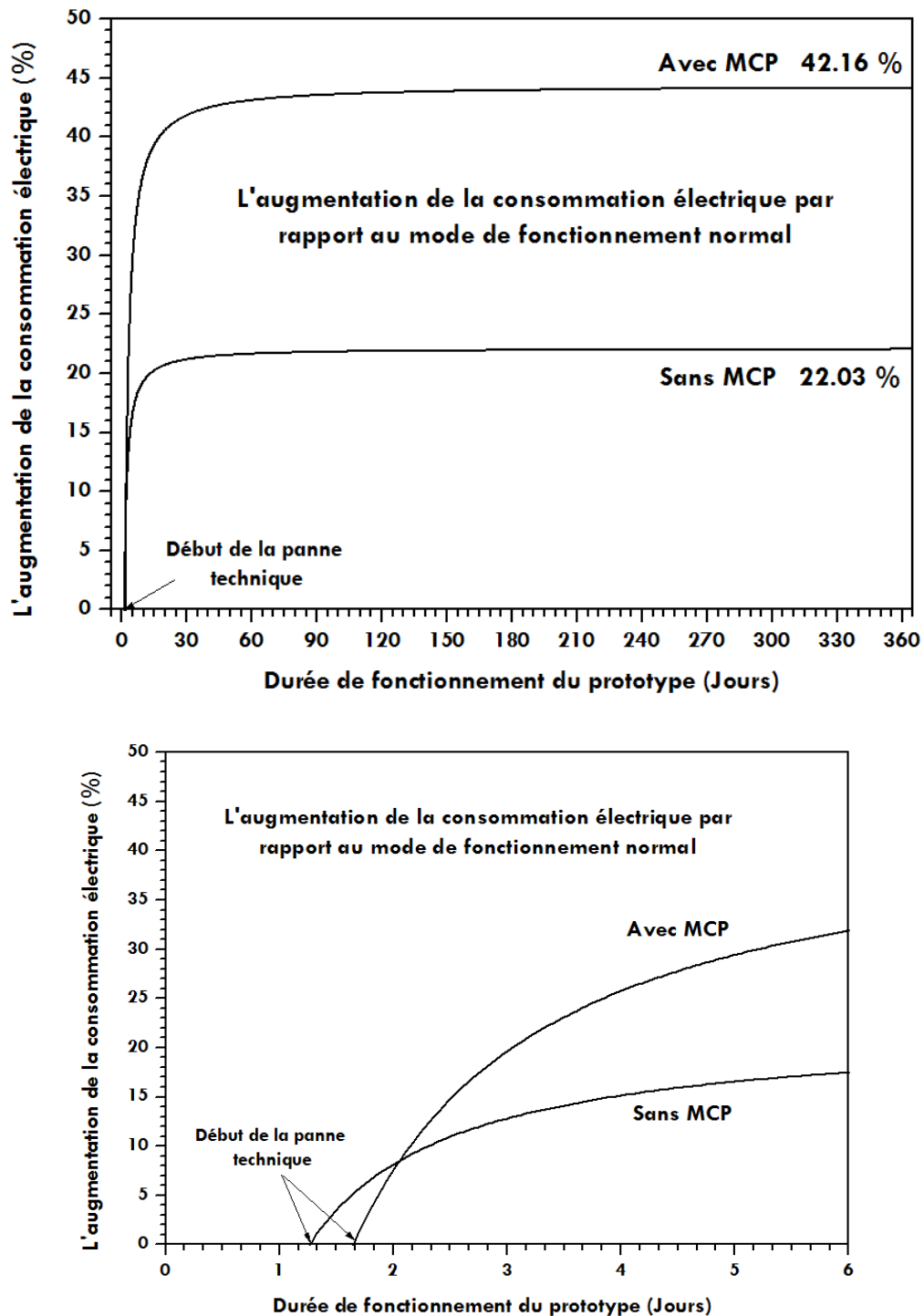


Figure 3.8: La surconsommation énergétique de la machine frigorifique due à la panne technique ($T_{\text{Thermostat}} = -7.5^{\circ}\text{C}$)

Cependant, il est très important de signaler qu'un mauvais choix de la température du thermostat entraîne une surconsommation énergétique inutile et coûteuse. Selon l'exemple indiqué en figures 3.9 et 3.10, un thermostat réglé à 4°C entraîne une surconsommation pouvant dépasser les 16%. Les MCPs sont capables de changer l'état physique sur une plage de température

et leur réactivité repose sur un principe physique simple. Lorsque la température environnante est égale à la température de fusion des MCPs, ces derniers changent de phase en se cristallisant et absorbent l'énergie par chaleur latente. Lorsque la température environnante augmente, les MCPs se liquéfient en restituant l'énergie qu'ils ont stockée. Si le thermostat est réglé à 4 °C, on n'aura jamais un changement de l'état physique du MCP vu que cette dernière est très loin de la température de fusion (-5 °C).

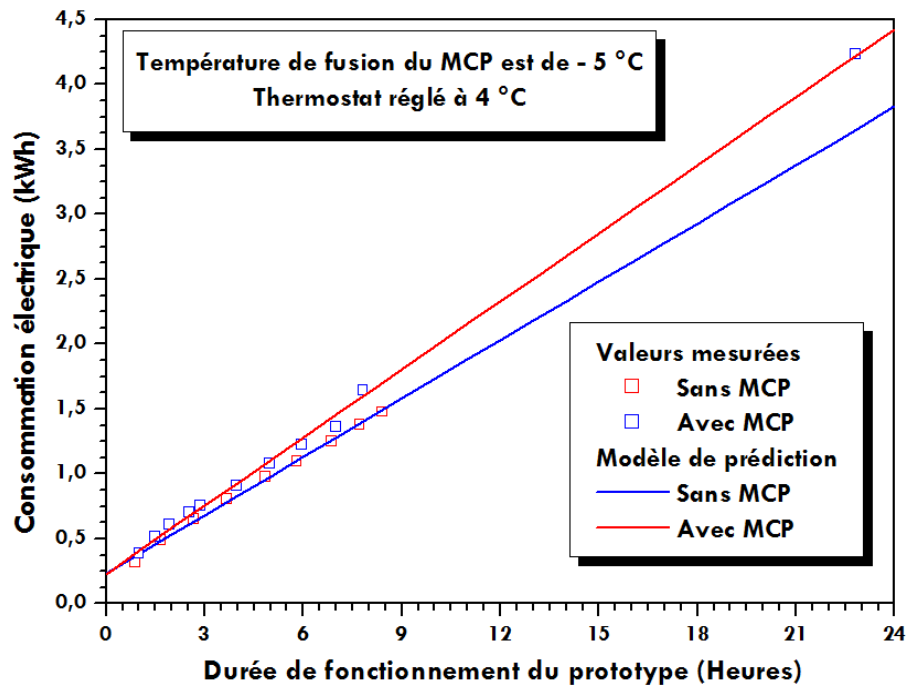
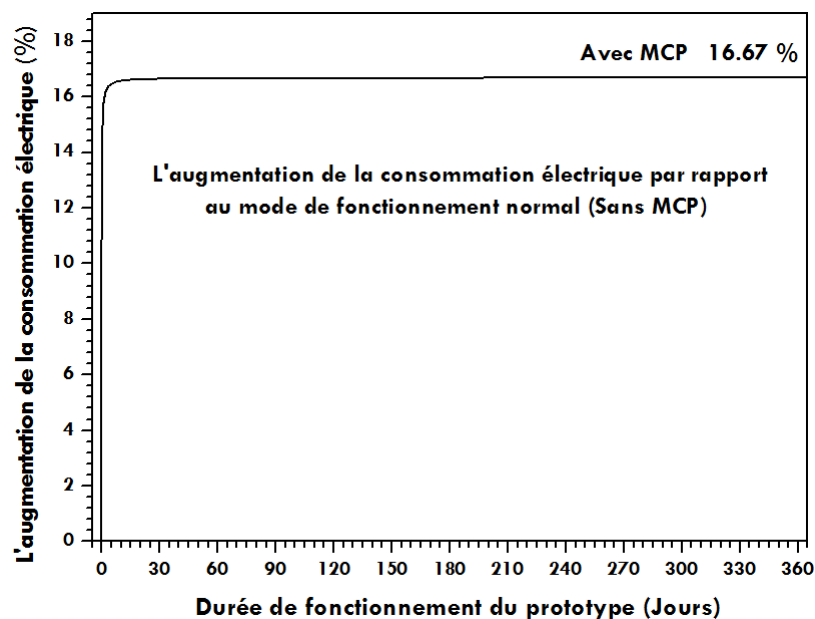


Figure 3.9: Calcul et prédiction de la consommation électrique de la machine frigorifique, cas d'une enceinte expérimentale remplie de bouteilles d'eau ($T_{\text{Thermostat}} = 4\text{ °C}$)



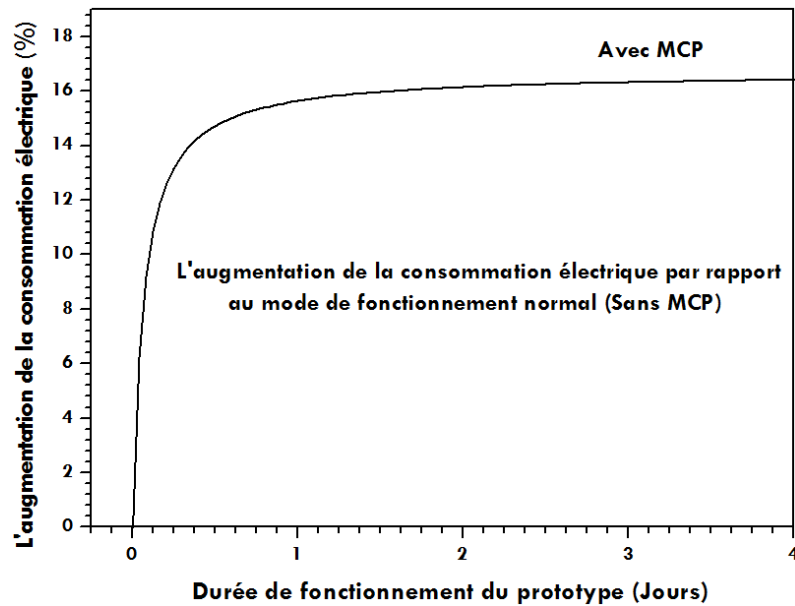


Figure 3.10: La surconsommation énergétique de la machine frigorifique due au mauvais choix de la température du thermostat ($T_{\text{Thermostat}} = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Une étude menée par Ouahrlent et al. [25] a permis d'effectuer des simulations numériques sur la convection naturelle dans une cavité d'air. Ils se sont intéressés au transfert de chaleur et de masse induit par la convection naturelle. Ils ont prouvé que si le régime d'écoulement est dominé par le processus de convection naturelle, une stratification thermique peut être établie. Mais il peut être partiellement ou totalement éliminé par un courant d'écoulement intensif. Ce phénomène dépend donc de l'état thermique, la hauteur de l'espace clos et le mouvement de l'air dans l'espace à refroidir. L'identification de ce phénomène au cours de cette présente expérience nécessite une démarche précise et bien menée. Pour mesurer la température de l'air, nous avons utilisé trois thermocouples de type K placés sur l'axe vertical méridien (de hauteur de 56 cm) à différentes hauteurs : 5 cm, 28 cm et 51 cm et une unité d'acquisition de type AGILENT connectée à un PC.

Le tableau 3.1, peut donner une idée sur le niveau de la stratification de la température de l'air à l'intérieur de la cellule expérimentale. Une comparaison entre les différents profils s'est effectuée pour une température du thermostat fixée à $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Expérimentalement, la stratification thermique est définie comme étant la différence entre la température maximale et la température minimale. Dans notre cas, en mode de fonctionnement, et conformément au tableau 1, elle est plus remarquable entre le centre de la cellule et à 51 cm de

hauteur. Les valeurs récapitulées montrent que les MCPs contribuent à limiter le phénomène de la stratification de la température.

Tableau 3.1: Températures instantanées à l'intérieur de la cellule expérimentale en fonction de la hauteur verticale ($T_{\text{Thermostat}} = -10\text{ °C}$)

Temps (mn)	Sans MCP & Hauteur des points de mesure (°C)			Avec MCP & Hauteur des points de mesure (°C)		
	5 cm	28 cm au centre de la cellule	51 cm	5 cm	28 cm au centre de la cellule	51 cm
0	20.2	20	20.3	20.1	19.9	20.2
30	5.4	5.1	5.7	4.2	3.8	4.7
60	0	0	0.3	-1.2	-1.5	-0.9
90	-4.8	-5.1	-4.2	-9.7	-10	-9
120	-7.1	-8.3	-6.5	-8.9	-9.2	-8.5
150	-5	-7.5	-4.7	-9.9	-10	-9.8
180	-9.1	-9.7	-8.5	-8.9	-9.2	-8.5
210	-6.2	-7.7	-5.3	-9.8	-10	-9.7
240	-9.2	-9.9	-8.5	-9.4	-9.7	-9.1
270	-6.1	-7.6	-5.2	-8.7	-9.2	-8.2
300	-8.9	-9.3	-8.3	-9.6	-10	-9.2
330	-9.5	-10	-9.1	-8.9	-9.5	-8.3
360	-9.1	-9.7	-8.3	-9.2	-9.6	-8.7
390	-9.5	-9.9	-9.1	-9.9	-10	-9.7
420	-6.5	-8.3	-6.1	-9.4	-9.8	-9.1
450	-9.4	-9.9	-8.9	-9.7	-10	-9.3
480	-5.7	-7.6	-5.2	-9.5	-9.8	-9.2
510	-9.3	-9.9	-8.7	-9.3	-9.5	-8.9
540	-9.9	-10	-9.7	-8.7	-9.1	-8.2
570	-6.7	-7.2	-6.1	-9.9	-10	-9.9
610	-7.9	-8.4	-7.7	-8.8	-9.2	-8.3
640	-9.3	-9.8	-8.9	-9.4	-9.9	-8.9
670	-6.1	-7.4	-5.6	-8.9	-9.4	-8.6
700	-9.2	-9.7	-8.9	-8.7	-9.1	-8.5
720	-9.3	-9.8	-9.1	-8.7	-9.1	-8.6

Avec ce type d'alimentation en air et sans MCP, la stratification maximale de la température est à environ 12.17 °C par mètre de hauteur équivalent à 2.8 °C par 23 cm. En se basant sur des chiffres moyens, il s'est trouvé que la stratification de la température est à environ 5.44 °C par mètre de hauteur équivalent à 1.25 °C par 23 cm.

D'autre part, en intégrant les ailettes en MCP, la stratification maximale de la température est réduite, elle est à environ 5.22 °C par mètre de hauteur (1.2 °C par 23 cm). La stratification moyenne de la température dans ce cas est de 2.94 °C par mètre de hauteur équivalente à 0.68 °C par 23 cm. L'air provenu de l'évaporateur est donc intensivement mélangé, ce qui garantit une bonne homogénéité de température et une meilleure stratification.

En se servant de cette même application (congélation pour $T_{\text{Thermostat}} = -10$ °C), il est possible de tester superficiellement l'influence de l'aliment sur la consommation électrique de la machine. Les conditions des testes opérées sont les mêmes pour les trois cas: congélation à vide, congélation des 10 baguettes de pain (le volume équivalent occupé est de 6.90 % par rapport au volume de la cellule), congélation du 10 litres d'eau (le volume équivalent occupé est de 7.04 % par rapport au volume de la cellule). Les résultats obtenus indiqués sur le tableau 3.2 représentent la consommation électrique accumulée correspondante aux différents processus de congélation.

Il est à rappeler que plus le produit est chaud, plus la quantité d'électricité utilisée pour le refroidir est importante. En assurant une correcte répartition des aliments tout en évitant de surcharger la cellule, on a pu favoriser une meilleure circulation d'air provenant de l'évaporateur.

Tableau 3.2: L'influence de l'aliment sur la consommation électrique pour $T_{\text{Thermostat}} = -10$ °C, exprimée en kWh

Temps (min)	20	26	30	45	60	90	120	150	180	210	240
Vide	0.2	0.244	0.275	0.392	0.497	0.711	0.78	0.85	1.05	1.09	1.36
10 baguettes de pain	0.21	0.261	0.281	0.401	0.509	0.723	0.81	0.88	1.08	1.13	1.39
10 litres d'eau	0.21	0.257	0.279	0.398	0.499	0.72	0.8	0.87	1.08	1.12	1.38

En présence de ces conditions, le système frigorifique engendrera une surconsommation d'énergie moyenne qui s'est estimée à 3.33 % pour le pain et 2.45 % pour l'eau. Elle est considérable dès les premières phases, elle peut franchir 6.97 % pour le pain et 5.33% en congelant de l'eau. Mais au bout de quelques temps (30 minutes au maximum), la surconsommation moyenne en énergie électrique diminua puis se fixera autour de 2.74% pour le pain et à

environ 1.85 % pour l'eau. En conséquence, avec une bonne circulation de l'air (provenu de l'évaporateur) à l'intérieur de l'enceinte expérimentale, il est possible de réduire sensiblement la surconsommation énergétique due à la refroidissement/congélation de l'aliment. Pour un thermostat réglé à -10 °C par exemple, il est possible de réaliser une surconsommation légère qui peut atteindre seulement 1.69 % pour le pain et à environ 0.40 % pour l'eau.

III.4. Conclusion

Dans ce chapitre, un prototype expérimental constitué d'une machine à cycle frigorifique offrant de larges possibilités (congélation et refroidissement des produits en un temps réduit) a été réalisé. Un panneau de commande a été implémenté sur la machine pour choisir manuellement le refroidissement ou la congélation. Un matériau à changement de phase MCP avec une température de fusion de -5 °C a été incorporé dans ce système de réfrigération pour réduire la consommation d'énergie électrique. Cependant, il a été prouvé que des économies d'énergie significatives ont été réalisées grâce à des transferts latents. Ces procédés sont actuellement envisageables permettant de réduire le volume d'un élément de stockage d'énergie (compacité), voire d'augmenter fortement la quantité d'énergie contenue dans un même volume de stockage (densité d'énergie).

En conséquence, l'intégration du MCP dans l'enveloppe de la cellule peut réduire l'énergie consommée jusqu'à 12.88%. Une panne technique ou une défaillance d'étanchéité entraînera une augmentation marquée de la consommation d'énergie, elle est estimée à 22.03% pour un cas ordinaire et 42.16% pour une cellule combinée à des plaques eutectiques en MCP. La demande croissante d'énergie est très sensible en particulier pour une cellule en MCP. En guise de solution, il apparaît plus approprié d'intégrer intelligemment une résistance électrique pour faire fondre parallèlement les boules de glace accumulées.

D'ailleurs, un mauvais choix de la température du thermostat entraîne une consommation d'énergie inutile et coûteuse, un thermostat réglé à 4 °C peut entraîner une surconsommation de plus de 16%.

Les principales applications dans le secteur socio-économique sont répertoriées comme suit:

- Congélation et refroidissement des produits en un temps réduit: l'abaissement rapide de la température des aliments maintient leur teneur en humidité inchangée et empêche la croissance normale des bactéries
- Homogénéisation et régulation de la température à l'intérieur du coffret
- Prolonger la durée de conservation des produits alimentaires en cas de panne d'alimentation électrique
- Retarder certaines pannes techniques dues à des défauts d'étanchéité (comme l'accumulation de glace)

Références

1. O. Megret, L. Bequet, A. Manificat, C. Weber, Transport longue distance et stockage d'énergie calorifique, en couplage avec des procédés de valorisation énergétique des déchets. Etat de l'art, 2011, 437 p, n°09-0233/1A.
2. H. Nazir, M. Batool, F. J. B. Osorio, M. Isaza-Ruiz, X. Xu, K. Vignarooban, P. Phelan, Inamuddin, A. M. Kannan, Recent developments in phase change materials for energy storage applications: A review, International Journal of Heat and Mass Transfer, 129, 2019, 491-523.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.126>
3. G. Soave, Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state, Chemical Engineering Sciences, 27, 1972, 1197-1203.
[https://doi.org/10.1016/0009-2509\(72\)80096-4](https://doi.org/10.1016/0009-2509(72)80096-4)
4. D.Y. Peng, D.B. Robinson, A new two-constant equation of state, Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals, 15, 1976, 59-64.
<https://doi.org/10.1021/i160057a011>
5. J.J. Martin, Cubic equations of state-which? Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals, 18(2), 1979, 81-97.
<https://doi.org/10.1021/i160070a001>
6. K.E. Gubbins, C.H. Twu, Thermodynamics of polyatomic fluid mixtures - I: Theory, Chemical Engineering Sciences, 33(7), 1978, 863-878.
[https://doi.org/10.1016/0009-2509\(78\)85176-8](https://doi.org/10.1016/0009-2509(78)85176-8)
7. S.J. Han, H.M. Lin, K.C. Chao, Vapor-Liquid equilibrium of molecular fluid mixtures by equation of state, Chemical Engineering Sciences, 43(9), 1988, 2327-2367. [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(88\)85170-4](https://doi.org/10.1016/0009-2509(88)85170-4)
8. S.V. Gadamsetty, M.H. Joshpura, P. Saxena, A Review on Property prediction of ionic liquids using Cubic equation of state, Institute of Technologie, 2011, Niram University, Ahmadabad

9. N. Suamir, M. Rasta, Sudirman, K.M. Tsamos, Development of corn-oil ester and water mixture Phase Change Materials for food refrigeration applications, *Energy Procedia*, 161, 2019, 198-206
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.082>
10. S. Bista, S.E. Hosseini, E. Owens, G. Phillips, Performance improvement and energy consumption reduction in refrigeration systems using phase change material (PCM), *Applied Thermal Engineering* 142, 2018, 723-735.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.068>
11. Xiaoming Chen, Quan Zhang, Zhiqiang John Zhai, Dongbo Wu, Shuguang Liao, Experimental study on operation characteristics of a novel refrigeration system using phase change material, *Energy and Buildings* 150, 2017, 516-526. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.05.069>
12. M.M.A. Khan, R. Saidur, F.A. Al-Sulaiman, A review for phase change materials (PCMs) in solar absorption refrigeration systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 76, 2017, 105-137.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.070>
13. A. Pirvaram, S.M. Sadrameli, L. Abdolmaleki, Energy management of a household refrigerator using eutectic environmental friendly PCMs in a cascaded condition, *Energy* 181, 2019, 321-330.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.129>
14. I.M. Rasta, I.N. Suamir, The role of vegetable oil in water based phase change materials for medium temperature refrigeration, *Journal of Energy Storage*, 15, 2018, 368-378. <https://doi.org/10.1016/j.est.2017.12.014>
15. J. Vadhera, A. Sura, G. Nandan, G. Dwivedi, Study of Phase Change materials and its domestic application, *Materials Today: Proceedings* 5, 2018, 3411-3417. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.11.586>
16. M.M. Joybari, F. Haghighat, J. Moffat, P. Sra, Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review, *Energy and Buildings* 106, 2015, 111-124.
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.06.016>
17. L. Roccamena, M. El Mankibi, N. Stathopoulos, Development and validation of the numerical model of an innovative PCM based thermal storage system, *Journal of Energy Storage*, 24, 2019, 100740.
<https://doi.org/10.1016/j.est.2019.04.014>
18. J. Wu, B. Tremeac, M.F. Terrier, M. Charni, E. Gagnière, F. Couenne, B. Hamroun, C. Jallu, Experimental investigation of the dynamic behavior of a large-scale refrigeration - PCM energy storage system Validation of a complete model, *Energy*, 116(1), 2016, 32-42.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.09.098>
19. P. Schalbart, D. Leducq, G. Alvarez, Ice-cream storage energy efficiency with model predictive control of a refrigeration system coupled to a PCM tank, *International Journal of Refrigeration*, 52, 2015, 140-150.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.08.001>

20. M. Liu, W. Saman, F. Bruno, Development of a novel refrigeration system for refrigerated trucks incorporating phase change material, *Applied Energy*, 92, 2012, 336-342.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.10.015>
21. G. Bejarano, M. Vargas, M.G.Ortega, F. Castaño, J.E. Normey-Rico, Efficient simulation strategy for PCM-based cold-energy storage systems, *Applied Thermal Engineering*, 139, 2018, 419-431.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.008>
22. S. Bakhshipour, M.S. Valipour, Y. Pahlavani, Parametric analysis of domestic refrigerators using PCM heat exchanger, *International Journal of Refrigeration*, 83, 2017, 1-13.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.07.014>
23. T. Korth, F. Loistl, A. Storch, R. Schex, A. Krönauer, C. Schweigler, Capacity enhancement of air conditioning systems by direct integration of a latent heat storage unit, *Applied Thermal Engineering*, 167, 2020, 114727. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114727>
24. M.M. Kenisarin, K. Mahkamov, S.C. Costa, I. Makhkamova, Melting and solidification of PCMs inside a spherical capsule: A critical review, *Journal of Energy Storage*, 27, 2020, 101082.
<https://doi.org/10.1016/j.est.2019.101082>
25. F. Ouahli, A. Soudani, Numerical study of thermal convection in a porous medium. *Instrumentation Mesure Métrologie*, 18(1), 2019, 69-74.
<https://doi.org/10.18280/i2m.180111>

Chapitre IV

Expérimentation d'un système de production d'eau chaude sanitaire "ECS" en utilisant un nouveau matériau à changement de phase "MCP"

Chapitre IV :

Expérimentation d'un système de production d'eau chaude sanitaire "ECS" en utilisant un nouveau matériau à changement de phase "MCP"

IV.1. Introduction

La consommation d'énergie pour l'eau chaude sanitaire "ECS" constitue une part importante de la consommation énergétique globale au fil des ans. En moyenne, le chauffage de l'eau domestique représente 21% de la consommation totale d'énergie des bâtiments danois. Cependant, il est possible d'atteindre 41% pour un bâtiment économe en énergie. Aux Pays-Bas, l'utilisation d'ECS est responsable de 23% de la consommation de gaz dans les bâtiments existants, mais elle peut atteindre 50% dans les nouveaux bâtiments [1]. Au Danemark, cette consommation a augmenté d'environ 50% de 1987 à 2016 [2]. Dans le cas du Sud-Afrique, le processus de chauffage de l'eau consomme jusqu'à 40% de l'énergie totale; les technologies en question comprennent le chauffe-eau électrique à accumulation, les chauffe-eau solaires, le chauffe-eau à pompe à chaleur, le chauffage géothermique de l'eau... etc. [3].

En effet, la consommation d'eau chaude sanitaire est largement influencée par la situation géographique du site, les modes de vie des occupants, le jour et la saison de l'année [4-6]. Par exemple, Rouleau et al. [7] ont développé une méthode dimensionnelle pour un système d'ECS basée sur un modèle de comportement des occupants. D'autres études ont décrit des systèmes de contrôle plus efficaces pour l'eau chaude sanitaire dans les bâtiments résidentiels. Dans ce cas, le confort, le comportement du résident, les données climatologiques et météorologiques historiques ont été à la base de certains programmes de chauffage optimaux [8-10]. Fernández-Seara et al. [11] ont essayé de trouver une meilleure configuration pour l'équipement du système d'ECS, y compris un ballon d'eau chaude.

Une étude importante a été réalisée sur une maison familiale typique de 5 occupants pour analyser les profils de demande d'ECS en tenant compte des

dimensions des réservoirs de stockage [6]. Chandra et coll. [12] ont réalisé une revue systématique perspicace sur le phénomène de stratification thermique dans les ballons d'eau chaude sanitaire. En conséquence, des schémas communs dans le réservoir d'ECS ont été inclus pour décrire les positions de l'échangeur de chaleur [11] et leurs caractéristiques dynamiques [13].

En 2016, Kepplinger et al. [14] ont pu présenter des tests expérimentaux par la méthode de gestion autonome via des chauffe-eau électriques à accumulation. La performance du stockage d'énergie thermique (sensible et latente) pour un système solaire d'ECS a été prouvée par de nombreuses études. Certaines techniques impliquaient l'utilisation de matériaux à changement de phase "MCPs" dans des applications de stockage d'énergie thermique [15-18]. Ils peuvent ainsi être utilisés comme moyen de stockage de chaleur dans le réservoir d'eau, ce qui peut améliorer l'efficacité thermique et la stratification thermique du réservoir de stockage de chaleur. Le déphasage de la puissance crête demandée a été choisi comme principal avantage de cette technique [19]. L'ajout d'un module MCP au sommet d'un réservoir de stockage d'eau a favorisé une augmentation significative de la densité énergétique de l'eau à l'intérieur du réservoir [20]. Un MCP associé à un stockage sensible (avec de l'acétate de sodium trihydraté + 10% de graphite) peut améliorer le stockage d'énergie, impactant en particulier les performances des réservoirs de stockage [21]. Un MCP commercial biosourcé avec une température de fusion de 58 °C a été intégré dans un réservoir d'eau pour se concentrer expérimentalement sur son comportement dynamique [22]. Sinon, un nouvel égaliseur a été proposé pour améliorer les performances d'un système de capteurs solaires et renforcer le phénomène de stratification dans le réservoir de stockage de chaleur. Il s'agit d'une technologie qui peut favoriser la stabilité des caractéristiques de puissance calorifique du réservoir thermique à eau [23].

En plus de ce qui est enregistré, des contributions précieuses disponibles dans la littérature ont également mis en évidence les performances thermiques des réservoirs d'eau chaude horizontaux utilisés dans les systèmes solaires d'eau chaude sanitaire [24-27], les indicateurs d'efficacité, par exemple

l'exergie, le gradient de thermocline et l'efficacité de stratification [28], profils de consommation d'eau chaude sanitaire [29], analyse des pertes de chaleur des systèmes de stockage de réservoirs [30], efficacité en cascade d'une unité en MCP avec un réservoir de stockage d'eau [31], méthode de commande multi-mode pour les réservoirs de stockage d'eau [32], la demande d'eau chaude sanitaire et les options d'approvisionnement alternatives [33].

Les recherches menées dans ce chapitre se sont concentrées sur deux parties principales. La première qui est originale concerne la caractérisation et la compréhension des phénomènes couplés thermiques et hydrodynamiques d'un nouveau MCP. La caractérisation thermophysique a été réalisée en utilisant des méthodes calorimétriques améliorées. Dans la deuxième partie, une application concrète et des tests expérimentaux ont été envisagés sur un système de production d'ECS comprenant deux cuves de stockage d'eau de mêmes dimensions. Contrairement à la deuxième cuve qui est couverte par le matériau composite au sein de ses parois verticales, les déperditions thermiques à travers les parois de la première cuve sont assez conséquentes. Le plan de ce travail, les procédures adaptées et les résultats attendus auront un impact socio-économique certain. Les paramètres à déterminer (le volume produit de l'eau chaude, le gain bénéficié en termes de production, les factures électriques correspondantes, le prix unitaire correspondant à un volume produit à 50 °C et le gain financier exprimé en pourcentage) seront en fonction de la température du thermostat des résistances thermiques enfermées à l'intérieur des cuves.

IV.2. Matériel et méthode

Les différences dans les systèmes de production d'ECS se trouvent essentiellement dans la ressource énergétique utilisée. Pour bénéficier d'un système de production d'ECS fonctionnant à l'électricité, il faudra installer un chauffe-eau électrique. Les travaux entrepris dans cette étude s'intéressent à un chauffe-eau électrique à accumulation "appelé aussi cumulus", qui est un système de production d'ECS permettant d'accumuler de l'eau dans un réservoir. Cette eau est régulièrement chauffée, ce qui permet de bénéficier d'une grande quantité d'eau chaude déjà préchauffée, prête à alimenter les

différentes demandes. La quantité d'eau chaude disponible dépend de la taille et de la performance du ballon d'eau chaude. L'avantage de ce type de ballon est de pouvoir bénéficier d'une eau à température constante. L'inconvénient reste sa consommation électrique. En effet, en chauffant régulièrement l'eau contenue dans le ballon, le chauffe-eau consomme de l'électricité de manière relativement importante.

IV.2.1. Étapes expérimentales et composants de base

Les chauffe-eaux électriques sont composés de plusieurs éléments assurant un bon fonctionnement :

- Deux cuves de stockage émaillées de 80 litres d'eau, de formes parallélépipédiques et munies d'échangeurs thermiques à tubes lisses dimensionnés (15m de longueur et 16mm de diamètre) pour un fonctionnement optimal
- Deux résistances électriques en cuivre, pilotées par deux thermostats en cachetées et en contact direct avec l'eau des cuves. Le rôle de ces derniers consiste à couper l'alimentation de la résistance lorsque la température souhaitée est atteinte
- Deux échangeurs thermiques, se sont des dispositifs qui transfèrent la chaleur afin d'obtenir un chauffage désiré. Le cuivre a été sélectionné vu son excellente conduction de la chaleur. Il possède une haute conductivité thermique. La fabrication d'un échangeur de chaleur à serpentin en cuivre est un processus simple, le redressement et la coupe du tube de cuivre ont été faits manuellement.
- Le groupe de sécurité: lorsque l'eau monte en température, elle se dilate et augmente le volume. Comme résultat, la pression à l'intérieur du ballon augmente. Le groupe de sécurité a pour mission de contrôler constamment cette pression. Pour notre cas, il a été réglé pour s'ouvrir une fois la pression d'eau excède 2 bars

Les principaux composants des chauffe-eaux électriques sont décrits dans la figure 4.1. Les images indiquent aussi l'emplacement des résistances électriques et des échangeurs de chaleur qui sont de forme spirale disposés sous forme cylindrique.

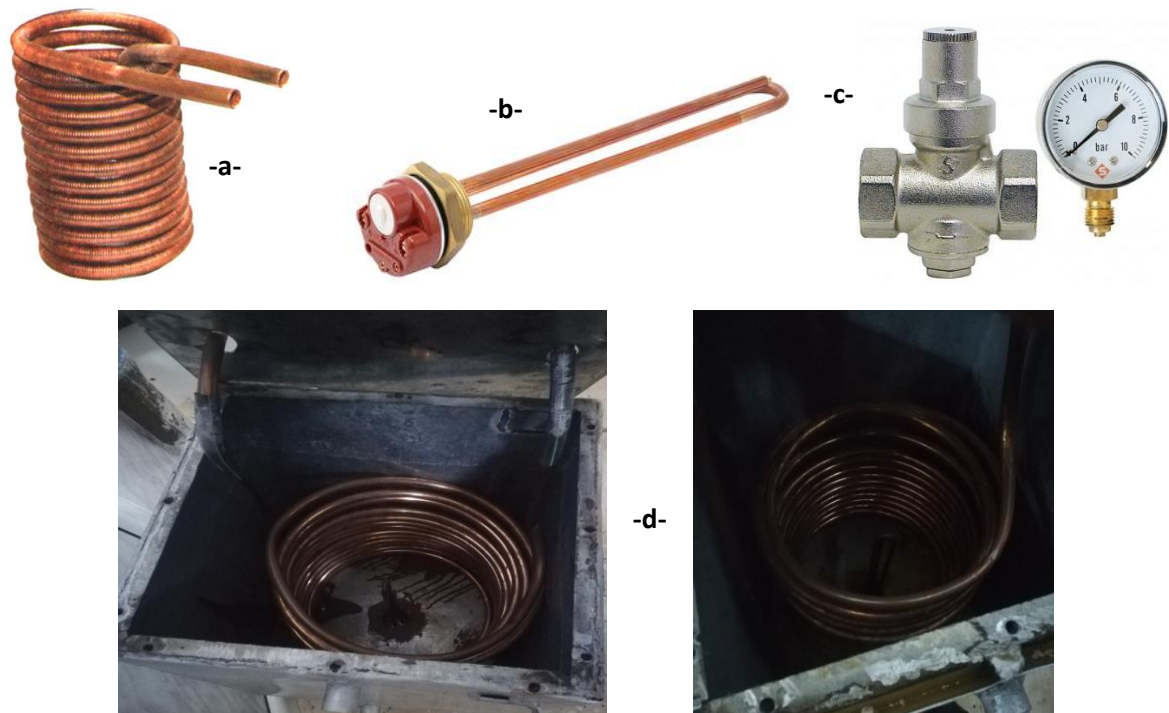


Figure 4.1: Les principaux composants des chauffe-eaux électriques réalisés, a : échangeur de chaleur, b : résistance électrique en cuivre, c : groupe de sécurité pour le contrôle de la pression, d : cuves de stockage d'eau

L'idée retenue dans ce protocole expérimental repose sur un MCP constitué d'un mélange de paraffine avec la graisse de mouton que l'on dénomme: MCP-DR. Ce dernier a été préparé au sein de notre unité en mélangeant 75% de paraffine et 25% de graisse mouton. Les images introduites ci-dessous (figure 4.2) décrivent de façon générale les différentes étapes de conception. Le matériau sera incorporé directement sur les parois latérales de l'une des cuves de stockage. Cette étape a pour but de préparer et de caractériser le composite contenant le matériau MCP. La fusion de la paraffine et son adoption sont des opérations qui ont duré quelques minutes, elles ont été assistées en utilisant un chalumeau à propane et une grande louche.

IV.2.2. Description générale et principe de fonctionnement du système expérimental

Le chauffe-eau électrique à accumulation (appelé également cumulus électrique) est l'une des solutions les plus confortables, simple d'utilisation en termes de production d'eau chaude pour une habitation. L'installation du chauffe-eau électrique nécessite un raccordement au réseau électrique via deux compteurs digitaux de bonne précision (1 watt).

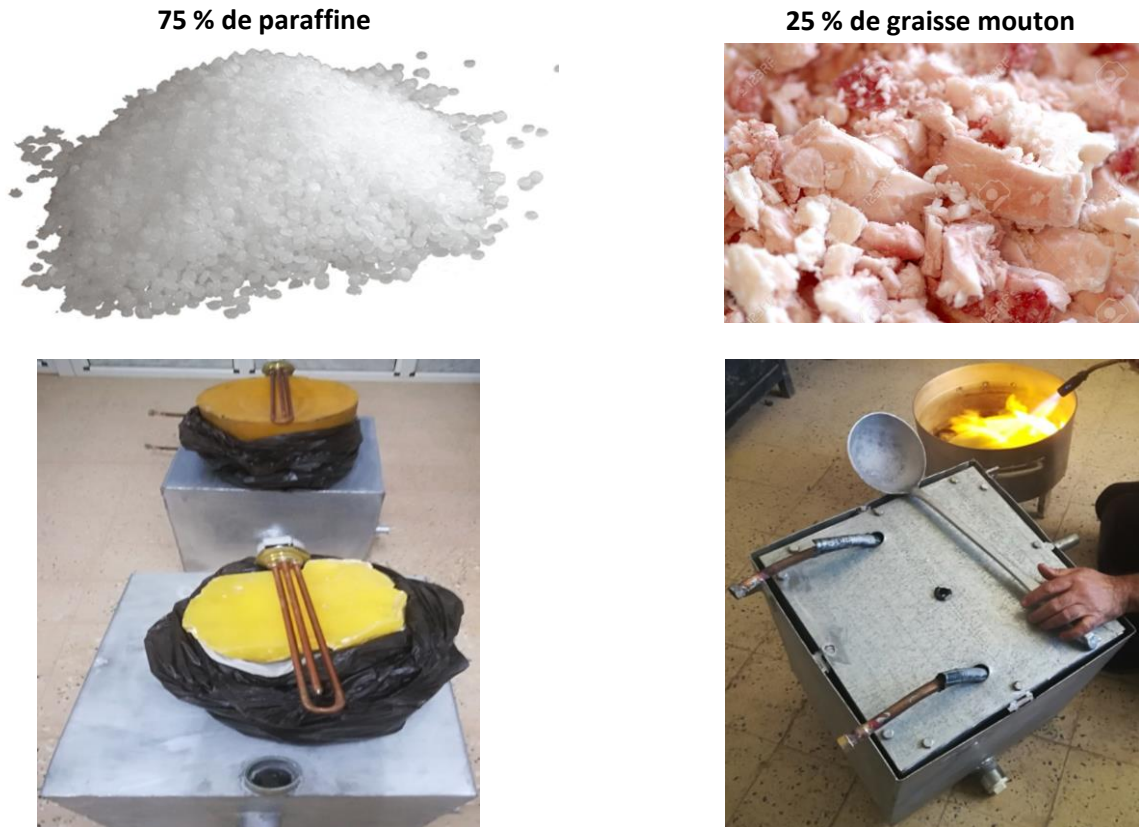


Figure 4.2: Réalisation des cuves de stockage et préparation du MCP pour l'incorporer sur les parois latérales de l'une des cuves de stockage

Le circuit d'alimentation électrique comporte un dispositif de mise sous tension en heures creuses protégé par un disjoncteur modulaire adapté. Le choix, l'emplacement et la disposition des cuves sont retenus de telle sorte que l'eau entrante dans les deux cuves sera distribuée de manière similaire. Nous plaçons aussi à l'installation deux manomètres d'une précision de 0.01 bar pour chaque cuve. Pour assurer convenablement la mise en marche du système, des robinets d'arrêt ont été introduits. Le raccordement hydraulique à accumulation est assuré donc par une canalisation d'arrivée d'eau froide et une canalisation de départ d'eau chaude vers l'installation sanitaire. Un réducteur de pression au chauffe-eau lors du raccordement a été ajouté. La figure 4.3 donne une description générale du circuit hydraulique raccordé aux cuves du stockage d'eau. La figure 4.4 apporte une vue générale sur le système tout entier, notamment la disposition et l'emplacement des cuves conçues.

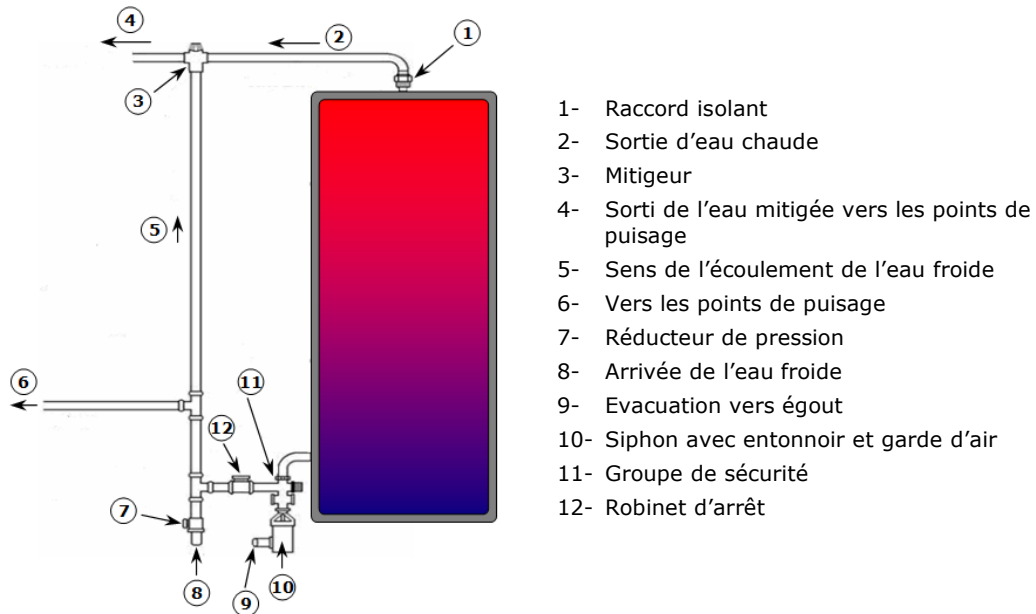


Figure 4.3: Schéma hydraulique des raccordements coté eau sanitaire



Figure 4.4: Vue générale sur le système réalisé sur la disposition et l'emplacement des cuves réalisées

Le chauffe-eau se présente donc sous la forme d'un réservoir émaillé, muni d'une résistance, d'un thermostat de régulation et d'un système de prévention de la corrosion. Il est possible de l'installer sans contraintes dans différentes parties d'un bâtiment avec différents types de pose. L'arrivée d'eau froide sous pression remplit le réservoir au fur et à mesure qu'il se vide. L'eau froide rentre par le bas de la cuve, pour y être chauffée progressivement et automatiquement sous l'effet de la résistance électrique. L'eau chaude

s'accumule en haut du réservoir grâce au phénomène de stratification, par lequel l'eau chaude reste constamment en hauteur et ne se mélange pas à l'eau froide nouvellement arrivée dans la cuve. Lors de la chauffe, la densité de l'eau diminue, de sorte qu'elle devient plus légère et reste en hauteur, tandis que l'eau froide, dont la densité est plus importante, reste au fond de la cuve.

Afin de ne pas perturber cet équilibre de couches lors de l'arrivée d'eau froide sous pression dans la cuve, un brise-jet se situe généralement à l'extrémité de la canne d'arrivée d'eau froide au sein de la cuve. Pour contrôler la chauffe et la température d'eau dans le chauffe-eau, un thermostat détecte si la température de l'eau dans le ballon est en-dessous de la consigne de température demandée sur le thermostat. Si tel est le cas, il ferme le circuit électrique du chauffe-eau de sorte que la résistance soit mise sous tension. L'eau se chauffe jusqu'à ce que le thermostat détecte que la température souhaitée est atteinte: le circuit électrique s'ouvre et la résistance est mise hors tension. Une fois que l'eau chaude a été utilisée (et a été remplacée par de l'eau froide), ou a eu le temps de refroidir par déperditions, la résistance se remet automatiquement en marche grâce au thermostat qui ferme à nouveau le circuit électrique. L'eau est ainsi continuellement chauffée.

L'avantage du chauffe-eau par accumulation par rapport à d'autres chauffe-eau électriques est qu'il peut être programmé/commandé pour ne chauffer que durant les heures creuses, ce qui permet une réduction significative de la facture énergétique. Toutefois, il est possible aussi de l'activer manuellement pour qu'il chauffe durant les heures pleines en cas de besoins.

IV.3. Résultats expérimentaux

IV.3.1. Caractérisation expérimentale du MCP

Dans ce travail, nous avons préparé puis caractérisé un nouveau MCP (75% paraffine + 25% graisse mouton) au sein du laboratoire LGCgE "Campus de l'école de Hautes Études d'Ingénieur à Lille, établissement de JUNIA Hauts de France sous la direction du Professeur Zohir YOUNSI. Nous voulons comprendre précisément les phénomènes couplés de thermique et

d'hydrodynamique. Après la préparation du matériau, la caractérisation thermophysique a été réalisée par des méthodes calorimétriques améliorées. Notre démarche expérimentale s'est basée sur une calorimétrie différentielle à balayage (Differential Scanning Calorimetry ou DSC). Elle mesure les différences des échanges de chaleur entre un échantillon à analyser et une référence. Elle permet de déterminer les transitions de phase, notamment la température de transition vitreuse des matériaux amorphes, les températures de fusion et de cristallisation et les enthalpies de réaction pour connaître les taux de réticulation. Les analyses ont été réalisées sous balayage d'un gaz inerte (par exemple, l'azote ou l'argon) pour éviter toute réaction du matériau à étudier avec l'atmosphère du four. Notre expérience consiste à mesurer le flux de chaleur reçu par un échantillon lorsque l'on fait varier la température du plateau supportant la cellule qui le contient.

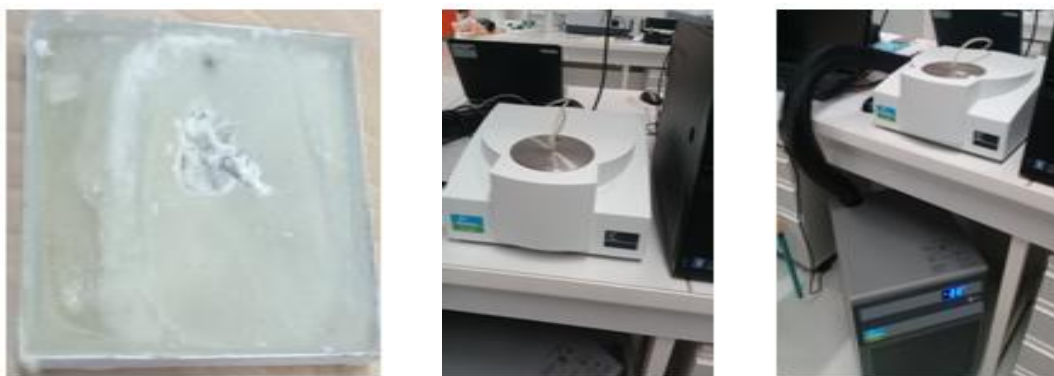


Figure 4.5: Photos générales de l'échantillon et de la calorimétrie différentielle à balayage (Differential Scanning Calorimetry DSC 6000)

Composition du MCP : 25% Graisse animale + 75% Parrafin

Poids de l'échantillon: 11.45 mg

Conditions initiales : Température à 10 °C

Étapes de la méthode:

- Actions de pré-exécution
- Début de la mise en marche & L'action se produit immédiatement
- Passer le gaz à l'azote à 20 ml/min & L'action se produit immédiatement
- Maintenir 5 min à 10°C
- Chauffer de 10 à 70 °C à 1 °C/min
- Maintenir pendant 5 min à 70 °C

- Refroidir de 70 °C à 10 °C à 1°C / min
- Maintenir 5 min à 10 °C

La figure ci-dessous (4.6) présente le flux de chaleur de l'échantillon en fonction de la température. La DSC permet d'étudier les transitions physiques et les réactions chimiques de manière quantitative.

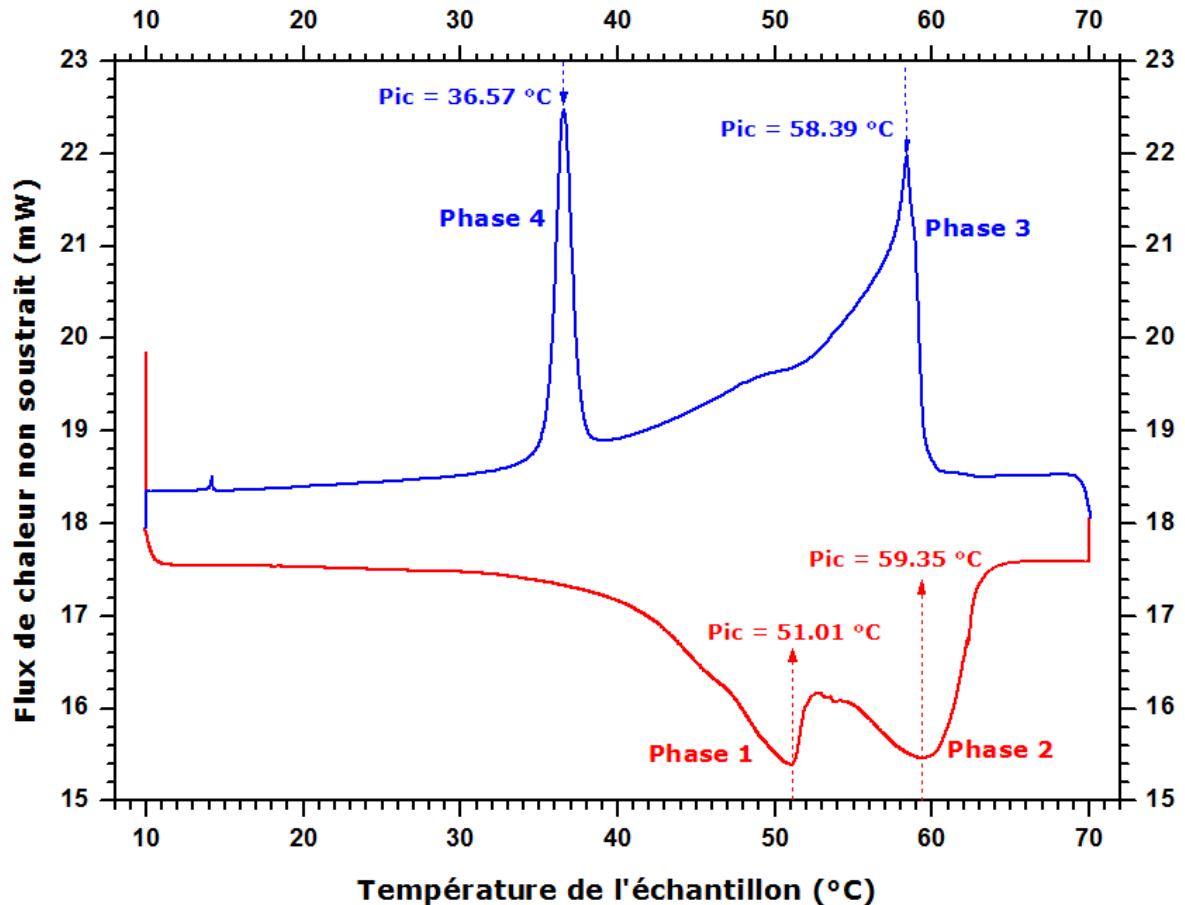


Figure 4.6: Flux de chaleur non soustrait en fonction de la température de l'échantillon, fusion et solidification du mélange Paraffine / Graisse du mouton

Les résultats de l'analyse représentent l'évolution du flux de chaleur en fonction de la température lors de la solidification ou la fusion. La figure montre dans le cas de la fusion la présence de deux pics de flux de chaleur d'amplitudes rapprochées. Le premier pic (dans la phase 1) correspond à la fusion de la graisse du mouton à une température de l'ordre de 51.01 °C. Le deuxième (dans la phase 2) correspond à la fusion de la paraffine et se situe à une température de 59.35 °C. Dans le cas de la solidification, deux pics de flux de chaleur d'amplitudes légèrement différentes se présentent. Le premier pic (la phase 3) correspond à la solidification de la paraffine à une température de

58.39 °C. Le deuxième (la phase 4) correspond à la solidification de la graisse du mouton à 36.57 °C. Les résultats détaillés sont récapitulés dans le tableau suivant (4.1):

Tableau 4.1: Résultats de l'analyse issus du flux de chaleur non soustrait en fonction de la température de l'échantillon

N° de la phase	Température au début de la phase en °C	Température à la fin de la phase en °C	Pic en °C	L'enthalpie massique de la réaction ΔH en J/g	Energie équivalente, 1 kWh = 3600 kJ en MJ	Type de la réaction
1	45.05	52.04	51.01	-23.8043	-272.560	Fusion de la graisse du mouton
2	54.92	62.58	59.35	-34.0144	-389.465	Fusion de la paraffine
3	59.47	56.55	58.39	55.1503	631.470	Solidification de la paraffine
4	37.58	35.58	36.57	25.4134	290.984	Solidification de la graisse du mouton

Les caractéristiques finales du MCP obtenu ainsi que ses paramètres techniques résultants sont résumés sur le tableau 4.2.

Tableau 4.2: Caractéristiques et paramètres techniques du MCP incorporé dans la cuve

Paramètres	Valeurs
Température de fusion	52 °C
Densité (état solide)	920 Kg/m ³
Densité (état liquide)	885 Kg/m ³
Conductivité thermique (état solide)	0.215 W/m/k
Conductivité thermique (état liquide)	0. 175 W/m/k
Chaleur latente	180-210 Kj/kg
Chaleur spécifique (état solide)	2395 Kj/kg/°C
Chaleur spécifique (état liquide)	2451 Kj/kg/°C

Cette démarche nous a permis d'avoir des résultats indicatifs et fort intéressants. La température de fusion attendue est encourageante pour nos futures applications, elle s'élève à environ 52 °C.

IV.3.2. L'influence du MCP sur la température de l'eau stockée

La prochaine étape consiste à conduire des tests simples qui peuvent nous montrer l'effet des MCPs en mesurant les températures de l'eau contenue dans les deux cuves. Pour ce faire, plusieurs thermocouples de type K ont été introduits à l'intérieur des cuves selon l'axe vertical symétrique de chacune. Les valeurs des températures pour les deux cas ont été calculées en retenant les valeurs moyennes des valeurs affichées. La démarche adoptée pour les mesures consiste premièrement à fixer une température du thermostat à l'état initiale. Le circuit électrique sera donc en mis en tension et permettra par la suite le chauffage de l'eau. Le circuit électrique s'ouvrira et la résistance sera par la suite mise hors tension dès que la température atteindra la température de consigne fixée au début. Les tests vont être achevés pour des températures réglées à 55, 60, 65 et 70 °C (figure 4.7).

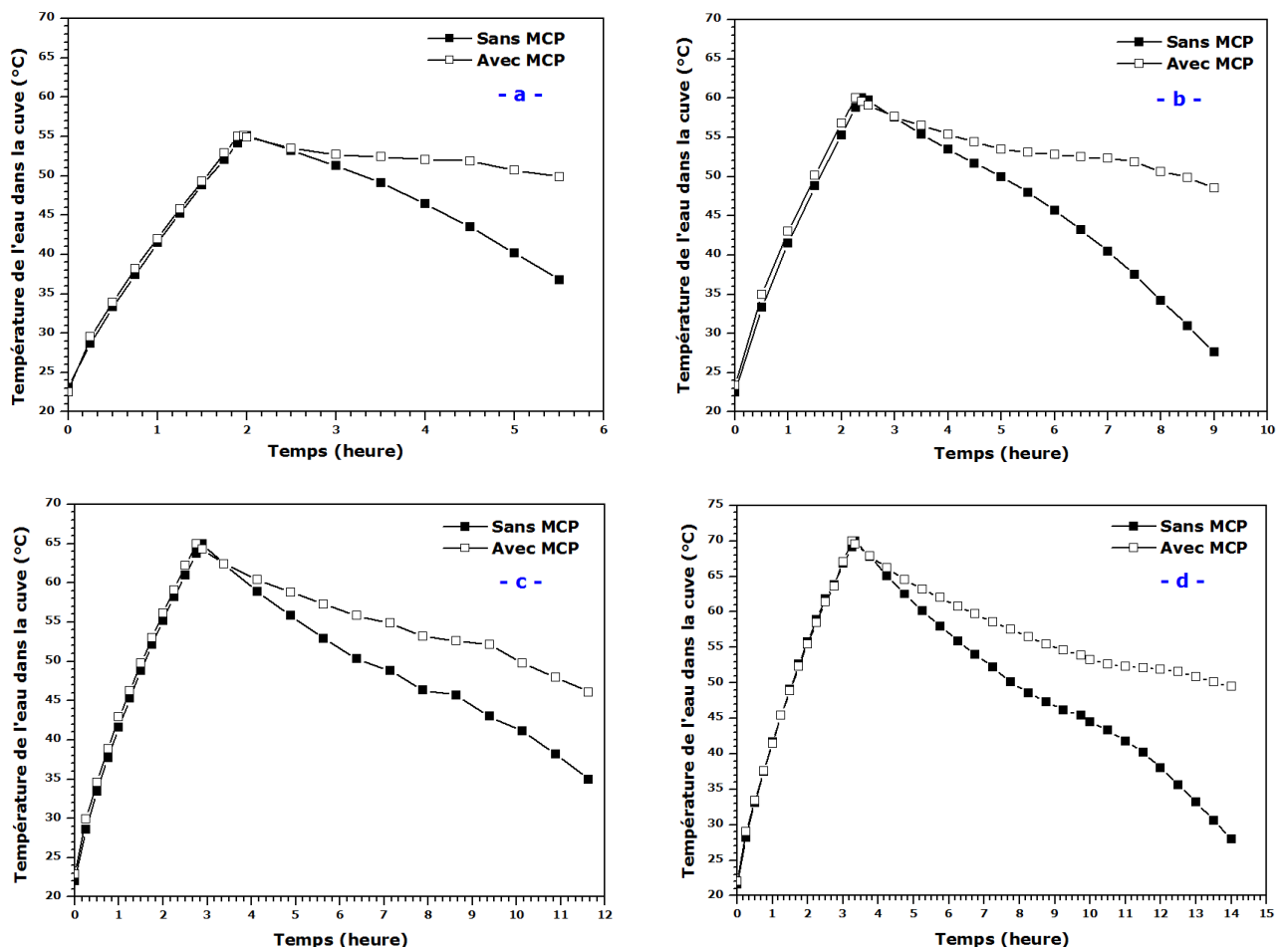


Figure 4.7: Température de l'eau dans les cuves réglée à des températures du thermostat fixées à 55, 60, 65 et 70 °C

Les résultats obtenus montrent que l'incorporation des MCPs via les parois latérales de la cuve d'eau ont permis de maintenir des températures à des

niveaux supérieures par rapport au premier cas (cuve classique sans MCP), et ceci juste après la mise hors tension du système. En se référant aux deux cuves, les écarts en températures d'eau enregistrées étaient proches de 13 °C, 6.3 °C, 5.4 °C, et 4 °C après 3 heures et demie si le thermostat est réglé à 55 °C, 60 °C, 65 °C et 70 °C respectivement. Dès cette mise hors tension du système, les températures vont perdre entre 5.1 °C et 6.1 °C pour l'eau contenant dans la cuve en MCP et entre 13.8 °C et 18.2 °C pour l'eau stockée dans la première cuve. Ces résultats justifient que l'isolation renforcée et le stockage latent ont permis une meilleure minimisation des pertes thermiques.

Dans cette partie, nous avons mis en évidence l'intérêt de l'utilisation de ces types de matériaux pour la production de l'eau chaude domestique. Les résultats expérimentaux prouvent clairement, que les graisses des animaux (plus particulièrement la graisse des moutons) sont des matériaux prometteurs pour le stockage latent. Ils favorisent un déphasage convenable et amortissent les fluctuations des températures, donc une meilleure inertie thermique. Ces MCPs peuvent être proposés comme solutions efficaces pour l'amélioration de l'efficacité énergétique de ces systèmes. Ils offrent la possibilité de chauffer l'eau en heures creuses et en tarif bas avec leurs déphasages. Ils permettent par conséquent d'augmenter plus la durée de vie des systèmes et en même temps d'abaisser les émissions du CO₂. Cette étude peut offrir une nouvelle piste pour les chercheurs, les décideurs et les investisseurs en Algérie. Ces matériaux intelligents MCPs peuvent présenter de nouvelles solutions pour les différents problématiques.

IV.3.3. Comparaison des besoins énergétiques et financiers en utilisant l'électricité conventionnelle comme source énergétique principale

Au début, on s'est limité par une seule source d'énergie, on verra l'apport du MCP en utilisant l'électricité conventionnelle comme source énergétique principale. Les premiers tests ont été effectués sous des conditions initiales particulières. Les MCPs ont déstocké l'énergie accumulée (état solide). Les cuves sont vides à l'état initial. La température de l'eau froide à la source à l'état initiale est la même pour les deux cuves. Les courbes tracées peuvent

donner une idée préalable sur l'avantage de cette technique en termes de production. La minimisation des besoins énergétiques semble très intéressante dans cette réalisation. Pour étudier l'aspect financier, nous nous basons sur la consommation électrique requise pour le chauffage domestique. Les valeurs mesurées (tableau 4.3) correspondent aux différentes températures du thermostat. Le prix du kilowattheure est fixé à 10.54 DZD. Dès que l'eau atteint la température ajustée du thermostat, nous calculons la production en eau à 50 °C.

Tableau 4.3: Production en eau chaude à 50 °C et consommation électrique requise

Température du thermostat (°C)	Sans MCP		Avec MCP	
	Production (Litre)	Power consumption (kWh)	Production (Litre)	Power consumption (kWh)
50	75	2.8	75	2.7
55	83	3.35	112	3.25
60	98	4.1	156	3.95
65	117	4.45	198	4.4
70	131	5.25	259	5.25
75	143	6.25	317	6

En projetant les résultats obtenus affichés dans le tableau, il est possible de dresser un modèle de prédiction en utilisant la méthode de régression linéaire. Ainsi, l'avantage des modèles de régression est que l'on peut par la suite mesurer l'importance de l'association entre deux variables. Pour cette raison, nous présentons les graphiques des modèles de régression linéaire obtenus dans la figure 4.8. Cette approche nous permet d'estimer le volume d'eau chaude sanitaire produit à 50 °C en fonction des températures du thermostat.

L'analyse de régression linéaire permet de déterminer des droites approchant des variations proportionnelles. Par ailleurs, le coefficient de régression linéaire R^2 traduit une bonne linéarité pour tous les deux cas. L'avantage de ces estimations est d'avoir une idée préalable sur la quantité d'eau chaude produite à 50 °C en retenant n'importe quelle température du thermostat. Les valeurs indiquées nous amènent par la suite à déterminer le gain en termes de production (figure 4.9).

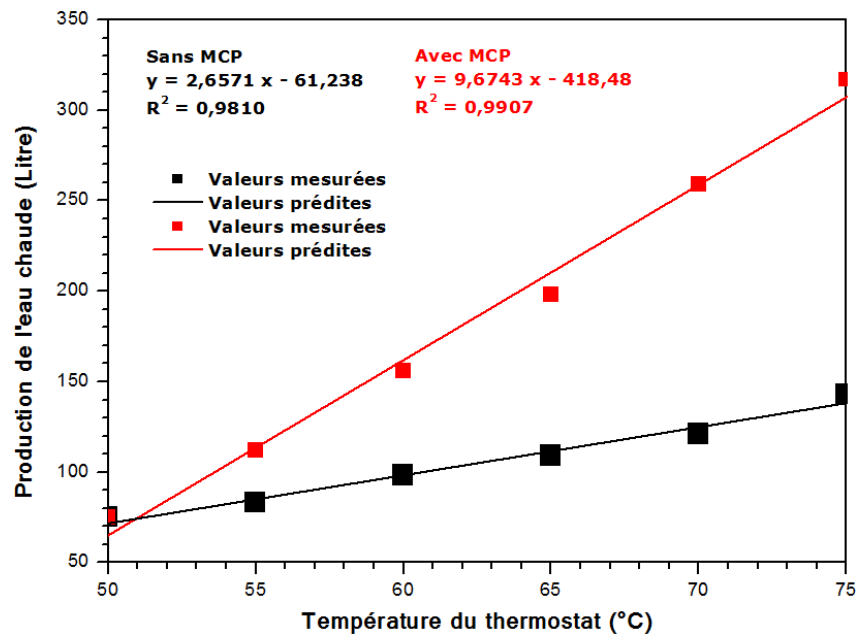


Figure 4.8: Volume d'eau chaude sanitaire produit à 50 °C

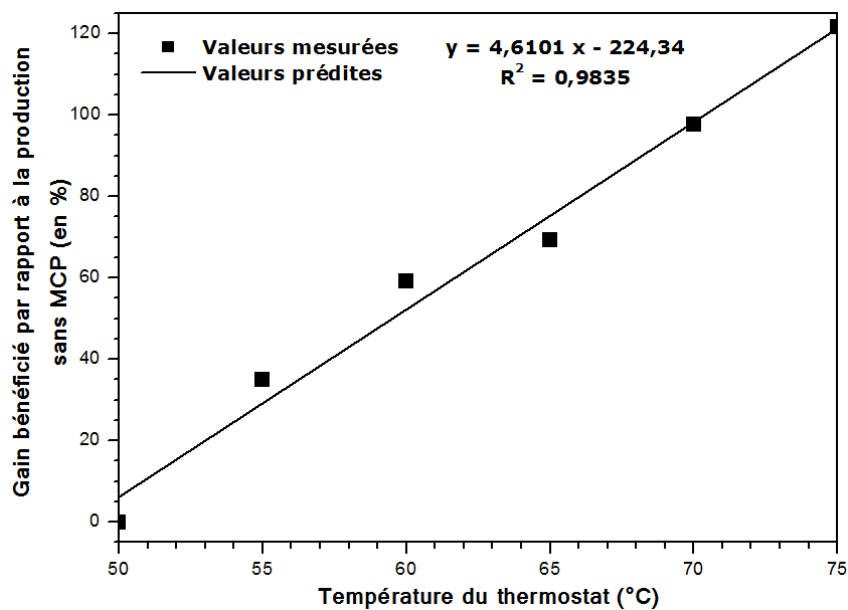


Figure 4.9: Gain bénéficié en termes de production de l'eau chaude sanitaire par rapport à la production initiale (premier cas sans MCP), exprimé en pourcentage (%)

De même, le coefficient de régression linéaire R^2 traduit une bonne linéarité de la fonction qui détermine la quantité bénéficiée de l'eau produite en intégrant ce matériau à changement de phase. Les données obtenues montrent qu'il est favorable de retenir des températures supérieures pour avoir une meilleure production. Comme exemple, en passant d'une température du thermostat de 50 °C à environ 70 °C, la quantité d'eau produite sera doublée. Donc, plus la température du thermostat augmente plus on aura une production plus élevée.

Le chauffage de l'eau est parmi les postes principaux de consommation électrique, cette démarche aura pour objectif de faire des économies importantes. La consommation électrique due au chauffage d'eau varie selon le nombre d'occupants du logement, les valeurs donc peuvent varier considérablement selon ce nombre et les habitudes de consommation du foyer. Les courbes tracées dans la figure 4.10 donnent une idée sur le coût équivalent permettant d'assurer un litre d'eau chauffé à la température du thermostat. Le prix du chauffage d'un litre d'eau sera aussi exprimé en fonction de la température du thermostat en adoptant des fonctions de régression non linéaire.

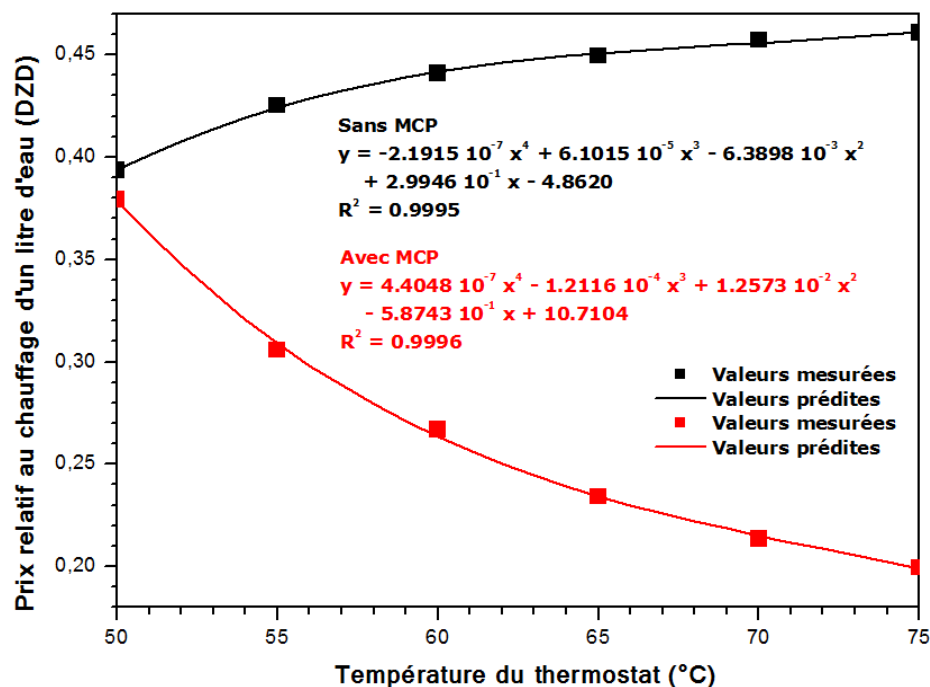


Figure 4.10: Facture électrique, prix unitaire correspondant au volume produit à 50 °C

Les données ci-dessus reflètent une fourchette de consommation élevée en se basant sur le système de chauffage muni d'une cuve de stockage classique à fortes déperditions. La faible isolation de ses parois empêche l'eau dans la cuve à se maintenir à une température acceptable. Le coût requis pour le chauffage d'un litre d'eau est proportionnel (mais non linéaire) par rapport à la température du thermostat. Ces types de cuves peuvent donc constituer des sources importantes de gaspillage en élevant la température du chauffage d'un litre d'eau de 50 °C à 75 °C, on pourra conduire une surfacturation de l'ordre

de 17.08%. Cette surfacturation sera amortie en passant d'un niveau d'une température à une autre, elle s'est fixée à 8.10%, 3.67%, 1.95%, 1.71% et 0.74% en augmentant les températures du thermostat de 50 à 55 °C, de 55 à 60 °C, de 60 à 65 °C, de 65 à 70 °C et de 70 à 75 °C respectivement. En faisant une lecture approfondie de ces chiffres, il est possible de déterminer la consommation requise et la facture correspondante pour assurer une quantité d'eau chauffée à n'importe quelle température.

En voulant produire par exemple 230 litres d'eau chaude à 50 °C, il faudra consommer une énergie électrique de l'ordre de 8.59 kWh (équivalente à 90.505 DZD) pour un thermostat réglé à 50 °C. On pourra aussi assurer une énergie électrique de 10.05 kWh (équivalente à 105.96 DZD) afin d'obtenir la même quantité d'eau à une température de 75 °C. Dans cette situation, il est judicieux de retenir un thermostat à basse température.

Par opposition, en se basant sur les mêmes chiffres clés relatifs au deuxième système de chauffage, il est prouvé que le coût requis pour le chauffage d'un litre d'eau est inversement proportionnel (mais non linéaire) par rapport à la température du thermostat. En élevant la température du chauffage d'un litre d'eau de 50 à 75 °C, on pourra conduire une économie financière de l'ordre de 47.42 %. Ces économies seront amorties en passant d'un niveau d'une température à une autre, elles se sont fixées à 19.40%, 12.72%, 12.25%, 8.80% et 6.60% en augmentant les températures du thermostat de 50 à 55 °C, de 55 à 60 °C, de 60 à 65 °C, de 65 à 70 °C et de 70 à 75 °C respectivement. En projetant les chiffres, la facture correspondante pour assurer 230 litres d'eau chauffée à 50 °C correspond à une consommation électrique de l'ordre de 8.28 kWh (équivalente à 87.262 DZD) pour un thermostat réglé à 50 °C. On pourra aussi assurer une énergie électrique de 4.35 kWh (équivalente à 45.885 DZD) afin d'obtenir la même quantité d'eau à une température de 75 °C.

En restant dans ce contexte, il sera plus conforme d'insérer la figure 4.11 qui donne une courbe générale décrivant ainsi les économies financières provenant de l'utilisation d'une cuve de stockage à chaleur latente en fonction de la température du thermostat de la résistance électrique.

Les économies financières engendrées prouvent que le chauffage de l'eau chaude par le deuxième système est plus rentable pour des températures plus élevées. La chaleur latente d'un MCP a été exploitée en profitant de sa capacité à passer de l'état solide à l'état liquide (fusion) sous l'effet de la chaleur. L'énergie de changement de phase est absorbée lors de la fusion du MCP et est restituée lors de sa solidification.

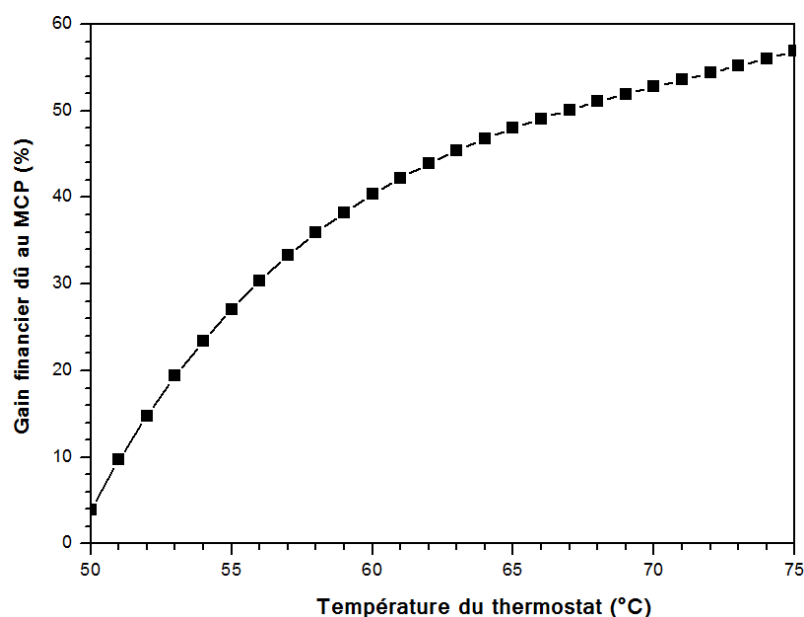


Figure 4.11: Le gain financier "exprimé en pourcentage" dû à l'utilisation du matériau à changement de phase MCP

Tableau 4.4: Gain en production en % par rapport au volume produit et par rapport à la consommation électrique

Température du thermostat (°C)	Production de l'eau chaude à 50 °C / Consommation électrique / Prix unitaire						Gain en production en % par rapport à	
	Sans MCP			Avec MCP			La production Sans MCP	Consommation électrique Sans MCP
	Production de l'eau chaude (Litre)	Consommation électrique (kWh)	Prix unitaire (DZD)	Production de l'eau chaude (Litre)	Consommation électrique (kWh)	Prix unitaire (DZD)		
50	75	2.8	0.3935	75	2.7	0.3794	0	3.57
55	83	3.35	0.4254	112	3.25	0.3058	34.94	2.98
60	98	4.1	0.4410	156	3.95	0.2669	59.18	3.80
65	109	4.65	0.4496	198	4.45	0.2342	69.23	1.12
70	121	5.25	0.4573	259	5.25	0.2136	97.71	0
75	143	6.25	0.4607	317	6	0.1995	121.68	4

IV.4. Conclusion

Les chauffe-eau conventionnels et / ou électriques peuvent consommer une quantité d'énergie importante. Cette consommation élevée est principalement due à des technologies de chauffage de l'eau des réservoirs de stockage électriques obsolètes et inefficaces. Les techniques expérimentales adaptées au réservoir de stockage ont apporté des changements significatifs au coût de consommation du système de chauffage de l'eau conçu. La rentabilité des fonctionnalités (des MCPs) convaincantes a été discutée. Cette viabilité était basée sur la disponibilité de l'eau chaude et les économies d'énergie. Dans cette étude, un nouveau MCP a été développé pour le réservoir d'ECS afin d'améliorer le processus de production. Les résultats des analyses sont basés sur l'application de la méthode de calorimétrie différentielle à balayage. L'analyse a révélé que la température de fusion attendue (52 °C) était prometteuse pour les applications futures, en particulier pour le chauffage de l'eau. À des températures plus élevées, le flux de chaleur absorbé était maximisé à la température de fusion, parallèlement au changement de température transitoire. Avec la baisse de température dans l'environnement environnant, le MCP déjà fondu s'est solidifié, provoquant la libération de chaleur. De plus, des résultats expérimentaux ont montré l'utilité des graisses animales qui sont des matériaux prometteurs pour le stockage latent.

Les principales autres conclusions de l'étude de recherche sont:

Les réservoirs d'eau à fortes déperditions thermiques peuvent constituer les principales causes de gaspillage, en élevant la température de chauffage d'un litre d'eau de 50 à 75 ° C, il sera possible d'effectuer une charge supplémentaire de 17.08%. Cette surfacturation sera amortie en passant d'un niveau de température à un autre. Pour un procédé utilisant de l'eau chaude en discontinu, il convient de sélectionner une température de thermostat basse.

Pour ces types de systèmes d'ECS, en particulier ceux équipés de réservoirs latents, il s'est avéré qu'il était favorable de conserver des températures plus élevées pour une meilleure production. La production d'ECS augmentera considérablement en augmentant la température du thermostat.

En augmentant la température de l'eau de 50 à 75 ° C, une économie financière d'environ 47.42% a été réalisée. Ces économies financières seront amorties en passant d'un niveau à un autre.

Les valeurs enregistrées du gain financier dû au stockage latent sont proportionnelles à la température du thermostat encapsulé dans le ballon de stockage. Une économie financière d'environ 56.88% à une température de thermostat de 75 °C a été enregistrée. De plus, la réduction des besoins financiers du procédé a été estimée à seulement 3.94% pour une température du thermostat de 50 ° C.

Références

1. A. Bertrand, A. Mastrucci, N. Schüler, R. Aggoune, F. Maréchal, characterisation of domestic hot water end-uses for integrated urban thermal energy assessment and optimisation, *Applied Energy* 186, 2017, 152-166. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.107>.
2. A. Marszal-Pomianowska, B. Valeva, V. Georgieva, O.K. Larsen, R.L. Jensen, C. Zhang, high resolution measuring system for domestic hot water consumption, Development and field test, *Energy Procedia*, 158, 2019, 2859-2464. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.1022>.
3. P.A. Hohne, K. Kusakana, B.P. Numbi, a review of water heating technologies: An application to the South African context, *Energy Reports*, 5, 2019, 1-19. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2018.10.013>.
4. K. Ahmed, P. Pylsy, J. Kurnitski, Hourly consumption profiles of domestic hot water for different occupant groups in dwellings, *Solar Energy*, 137, 2016, 516-530. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.08.033>.
5. M.C. Rodríguez-Hidalgo, P.A. Rodríguez-Aumente, A.Lecuona, M. Legrand, R.Ventas, Domestic hot water consumption vs. solar thermal energy storage: the optimum size of the storage tank, *Applied Energy*, 97, 2012, 897-906. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.12.088>.
6. C. Artur, D. Neves, B.C. Cuamba, A.J. Leão, Comparison of two dynamic approaches to modelling solar thermal systems for domestic hot water, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 30, 2018, 292-303. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.10.012>.
7. J. Rouleau, A.P. Ramallo-González, L. Gosselin, P. Blanchet, S. Natarajan, A unified probabilistic model for predicting occupancy, domestic hot water use and electricity use in residential buildings, *Energy & Buildings*, 202, 2019, 109375. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.109375>.
8. J. Šíroký, F. Oldewurtel, J. Cigler, S. Prívara, Experimental analysis of model predictive control for an energy efficient building heating system, *Applied Energy*, 88, 2011, 3079-3087.

- <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.03.009>.
9. H. Kazmi, S. D'Oca, C. Delmastro, S. Lodeweyckx, S.P. Corgnati, Generalizable occupant-driven optimization model for domestic hot water production in NZEB, *Applied Energy*, 175, 2016, 1-15.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.04.108>.
 10. A. Rahmatmand, M. Vratonjic, P.E. Sullivan, Energy and thermal comfort performance evaluation of thermostatic and electronic mixing valves used to provide domestic hot water of buildings, *Energy & Buildings*, 212, 2020, 109830. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.109830>.
 11. J. Fernández-Seara, F.J. Uhía, Á.Á. Pardiñas, S. Bastos, Experimental analysis of an on demand external domestic hot water production system using four control strategies, *Applied Energy*, 103, 2013, 85-96.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.10.030>.
 12. Y.P. Chandra, T. Matuska, Stratification analysis of domestic hot water storage tanks: A comprehensive review, *Energy & Buildings*, 187, 2019, 110-131. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.01.052>.
 13. Y. Zhao, S. Zhou, L. Li, Dynamic Characteristics modeling of a heat exchanger using neural network, *First International Conference on Intelligent Networks and Intelligent Systems*, Date Added to IEEE Xplore: 21 November 2008, 13-18. <https://doi:10.1109/ICINIS.2008.16>.
 14. U. Atikol, L.B.Y. Aldabbagh, The impact of two-stage discharging on the exergoeconomic performance of a storage-type domestic water-heater, *Energy*, 83, 2015, 379-386.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.031>.
 15. M.Y. Abdelsalam, H.M. Teamah, M.F. Lightstone, J.S. Cotton, Hybrid thermal energy storage with phase change materials for solar domestic hot water applications: Direct versus indirect heat exchange systems, *Renewable Energy*, 147, 2020, 77-88.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.08.121>.
 16. B. Zalba, J.M. Marín, L.F. Cabeza, H. Mehling, Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications, *Applied Thermal Engineering*, 23, 2003, 251-283.
[https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00192-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00192-8).
 17. A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, Review on thermal energy storage with phase change materials and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 2009, 318-345.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.10.005>.
 18. Z. Younsi, L. Zalewski, S. Lassue, D.R. Rousse, A. Joulin, A novel technique for experimental thermophysical characterization of Phase-Change Materials, *International Journal of Thermophysics*, 32, 2011, 674-692. <https://doi.10.1007/s10765-010-0900-z>.
 19. M.A. Gómez, J. Collazo, J. Porteiro, J.L. Míguez, Numerical study of an external device for the improvement of the thermal stratification in hot

- water storage tanks, *Applied Thermal Engineering*, 144, 2018, 996-1009.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.023>.
20. L.F. Cabeza, M. Ibáñez, C. Solé, J. Roca, M. Nogués, Experimentation with a water tank including a PCM module, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 90(9), 2006, 1273-1282.
<https://doi.org/10.1016/j.solmat.2005.08.002>.
 21. D.N. Nkwetta, P.E. Vouillamoz, F. Haghighat, M. El-Mankibi, A. Moreau, A. Daoud, Impact of phase change materials types and positioning on hot water tank thermal performance: Using measured water demand profile, *Applied Thermal Engineering*, 67(1-2), 2014, 460-468.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.03.051>.
 22. L. Mongibello, M. Atrigna, N. Bianco, M. Di Somma, G. Graditi, N. Risi, Experimental test of a hot water storage system including a macro-encapsulated phase change material (PCM), *IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conference Series*, 796, 2017, 012030.
<https://doi.org/10.1088/1742-6596/796/1/012030>.
 23. Z. W. Hua, Z. Binlin, D. Guanhua, Z. Weidong, W. Zhou, An experimental study for the enhancement of stratification in heat-storage tank by equalizer and PCM module, *Journal of Energy Storage*, 27, 2020, 101010.
<https://doi.org/10.1016/j.est.2019.101010>
 24. D. Erdemir, H. Atesoglu, N. Altuntop, Experimental investigation on enhancement of thermal performance with obstacle placing in the horizontal hot water tank used in solar domestic hot water system, *Renewable Energy*, 138, 2019, 187-197.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.01.075>.
 25. G. Rosengarten, M. Behnia, G. Morrison, some aspects concerning modelling the flow and heat transfer in horizontal mantle heat exchangers in solar water heaters, *International Journal of Energy Research*, 23(11) , 1999, 1007-1016. doi:10.1002/(sici)1099-114x(199909)23:11<1007::aid-er537>3.0.co;2-1.
 26. M.F. Young, J.W. Baughn, An investigation of thermal stratification in horizontal storage tanks, *Journal of Solar Energy Engineering*, 103(4), 1981, 286-290. <https://doi.org/10.1115/1.3266255>.
 27. G. Rosengarten, G.L. Morrison, M. Behnia, Mixed convection in a narrow rectangular cavity with bottom inlet and outlet, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22(2), 2001, 168-179.
[https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(00\)00087-4](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(00)00087-4).
 28. S. Fertahi, A. Jamil, A. Benbassou, Review on solar thermal stratified storage tanks (STSST): Insight on stratification studies and efficiency indicators, *Solar Energy*, 176, 2018, 126-145.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.10.028>.
 29. E. Fuentes, L. Arce, J.Salom, A review of domestic hot water consumption profiles for application in systems and buildings energy performance

- analysis, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 2018, 1530-1547. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.229>.
30. A.K.A. Araújo, G.I. Medina T, Analysis of the effects of climatic conditions, loading level and operating temperature on the heat losses of two-tank thermal storage systems in CSP, *Solar Energy*, 176, 2018, 358-369. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.10.020>.
31. H. Huang, Y. Xiao, J. Lin, T. Zhou, Y. Liu, Q. Zhao, Improvement of the efficiency of solar thermal energy storage systems by cascading a PCM unit with a water tank, *Journal of Cleaner Production*, 245, 2020, 118864. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.118864>.
32. T. Huang, X. Yang, S. Svendsen, Multi-mode control method for the existing domestic hot water storage tanks with district heating supply, *Energy*, 191, 2020, 116517. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116517>.
33. T. Kitzberger, D. Kilian, J. Kotik, T. Pröll, Comprehensive analysis of the performance and intrinsic energy losses of centralized Domestic Hot Water (DHW) systems in commercial (educational) buildings, *Energy & Buildings* 195, 2019, 126-138. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.05.016>.

Conclusion générale

Conclusion générale

La transition énergétique est devenue incontournable afin de diversifier les sources d'énergie. Vu cette situation, il faut dès maintenant imposer une modification structurelle et profonde des modes de production et de consommation d'énergie. La réduction de la demande en énergie peut être obtenue au moyen d'une amélioration de la performance des bâtiments, par les différentes techniques et technologies entreprises, et par un changement des modes de vie d'occupants.

L'intégration judicieuse des matériaux intelligents (matériaux à changement de phase) est un moyen efficace pour réduire la consommation énergétique et les émissions de carbone liées aux logements. Les résultats obtenus à cet égard ont montré l'impact des MCPs sur le confort thermique (les températures et les humidités relatives intérieures) d'une maison saharienne. Les introduire dans une paroi qui, grâce à leurs chaleurs latentes, permettent de stocker/déstocker une grande quantité d'énergie et améliorer les principaux paramètres du confort en retardant le transfert de chaleur et en amortissant les fluctuations des températures en fonction de la teneur en eau de l'air. La situation était plus abordable au mois de Novembre car le confort est presque parfait. Le régime de fonctionnement est quasi stationnaire de durée relativement longue au cours de cette période de transition. Les résultats des travaux ont montré aussi que d'importantes économies financières peuvent être réalisées en améliorant l'isolation des bâtiments. Une bonne exploitation des MCPs doit se faire en associant ces derniers à un matériau thermiquement isolant. Ce concept énergétique "dit passif" a favorisé une diminution de 65.9%. Les techniques déployées dans ce travail sont plus utiles en période hivernale (économie de l'ordre de 75.08%) à cause de l'agressivité du climat estival Saharien, ce qui s'accorde fortement avec la littérature et avec la plupart des bâtiments tertiaires de nos villes. Les besoins en refroidissement dominant et représentent près de 62.44%, même après l'isolation. Le retour

sur investissement est inférieur à trois ans pour cette région saharienne caractérisée par un climat sec, chaud et désertique.

En plus de l'enveloppe de l'édifice, les machines à hautes performances énergétiques peuvent présenter un potentiel d'économie énergétique et financier important. La machines à cycle frigorifique par exemple offre de larges possibilités d'économie d'énergie. Un matériau à changement de phase avec une température de fusion de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a permis une réduction importante d'énergie électrique. Nous avons montré expérimentalement qu'actuellement ce procédé est envisageable. Il favorise une minimisation qui peut atteindre un chiffre annuel de 12.88%. Mais, une panne technique ou une défaillance d'étanchéité entraîne une surconsommation estimée à 22.03% pour le premier cas et 42.16% si on intègre des plaques eutectiques en MCP.

Par ailleurs, la consommation d'eau chaude sanitaire représente couramment une part importante du budget énergétique d'un ménage. La solution proposée dans cette thèse est prometteuse, elle permet de réaliser des économies non-négligeables sur les factures d'énergie. Le nouveau matériau développé dans cette contribution a permis d'améliorer le processus de production d'un réservoir de stockage d'eau chaude sanitaire. Les résultats expérimentaux ont montré l'utilité des graisses animales qui sont des matériaux encourageants pour le stockage latent. En effet, en cas d'une cuve de stockage de fortes déperditions thermiques, une température de thermostat plus faible est convenable. Le système approuve une charge financière additionnelle de 17.08% juste en variant cette température de 50 à $75\text{ }^{\circ}\text{C}$. Par opposition, il s'est avéré très favorable de sélectionner des températures de thermostat plus élevées pour une meilleure production d'eau chaude en incorporant le nouveau MCP de température de fusion de $52\text{ }^{\circ}\text{C}$. Le passage d'une température de 50 à une température de $75\text{ }^{\circ}\text{C}$, il est fortement possible d'augmenter le volume d'eau chaude produit tout en réalisant une économie financière d'environ 47.42%.

D'autre part, le gain financier dû au stockage latent par MCP est proportionnel par rapport à la température du thermostat. Les calculs ont prouvé que la réduction du coût est de 3.94% et 56.88% pour une température du thermostat fixée respectivement à 50 et $75\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Perspectives

Cependant, certains travaux peuvent être envisagés au futur, nous les énumérons comme suit :

1. Revue et travaux plus approfondis sur des MCPs répandus convenables à des applications de bâtiment
2. Utilisation d'autres matériaux à changement de phase (à différentes températures de fusion) dans le système frigorifique conformément à son mode d'utilisation.
3. Intégration de l'énergie solaire via un chauffe-eau solaire comme principale source d'énergie. L'énergie électrique conventionnelle sera donc considérée comme appoint.
4. Dimensionnement, optimisation et adoption des techniques plus fiables pour une production plus efficace d'eau chaude en utilisant le stockage à chaleur latente.

Production scientifique

1. **R. Djeffal**, S.M.A. Bekkouche, M. Samai, Z. Younsi, R. Mihoub, A. Benkhelifa, Effect of Phase Change Material eutectic plates on the electric consumption of a designed refrigeration system, *Instrumentation Mesure Métrologie*, 19 (1), 2020, 1-8.
<https://doi.org/10.18280/i2m.190101>.
2. **R. Djeffal**, M. Samai, Z. Younsi, S.M.A. Bekkouche, L. Koufi, Caractérisations expérimentales des nouveaux Matériaux à Changement de Phase (MCPs), *Revue des Energies Renouvelables SIENR'18 Ghardaïa* (2018) 33 - 38.
3. **R. Djeffal**, S.M.A. Bekkouche, M. Samai, Z. Younsi, M.K. Cherier, M. Hamdani, Gestion de la consommation énergétique du bâtiment par l'incorporation spécifique des matériaux intelligents MCPs, 1^{ère} Journée Nationale en Energie Renouvelables et Matériaux Avancés, 13 Novembre 2018.
4. **R. Djeffal**, S.M.A. Bekkouche, M. Samai, Z. Younsi, N. Benamrane, M.K. Cherier, Amélioration du confort par l'intégration des matériaux intelligents (MCP), 1st International Seminar on the Apport of the Simulation in Technological Innovation, Ghardaïa (Algeria), March, 07-08 2017.
5. **R. Djeffal**, S.M.A. Bekkouche, M. Samai, M.K. Cherier, Z. Younsi, Comportement thermique d'une maison inerte dans une période d'intersaison propice à l'intégration des MCPs, Quatrième Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables, SIENR16 – Ghardaïa, 24 - 25 Octobre 2016.
6. **R. Djeffal**, S.M.A. Bekkouche, M. Samai, M.K. Cherier, N. Benamrane, B. Tidjar, L'apport de la perméabilité à l'air de l'enveloppe des bâtiments sur le confort thermique intérieur, Séminaire National sur les Systèmes Énergétiques Hybrides Ghardaïa les 29 - 30 Novembre 2015.



Effect of Phase Change Material Eutectic Plates on the Electric Consumption of a Designed Refrigeration System

Rachid Djeflal^{1,2}, Sidi Mohammed El Amine Bekkouché^{1*}, Mustapha Samai², Zohir Younsi^{3,4}, Redouane Mihoub¹, Abdelaziz Benkhalifa¹

¹ Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, URAER, Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, 47133, Ghardaïa, Algeria

² Groupe de Thermique, Département d'Architecture, Institut d'Architecture et des Sciences de la Terre, Université Ferhat Abbas, Sétif 19000, Algérie

³ FUPL, Hautes Etudes d'Ingénieur (HEI), LGCgE (EA 4515), Rue de Toul, F-59000 Lille, France

⁴ Univ. Artois, Laboratoire Génie Civil & Geo-Environnement LGCgE- EA 4515, Technoparc Futura, F-62400 Béthune, France

Corresponding Author Email: smabekkouché@gmail.com

<https://doi.org/10.18280/i2m.190101>

ABSTRACT

Received: 8 November 2019

Accepted: 3 January 2020

Keywords:

refrigeration system, phase change material PCM, energy saving, over-consumption of energy, energy consumption, thermal stratification, melting temperature

The main objective of this research is to design an improved refrigeration system incorporating a phase change material; experimental measurements have been carried out to reduce energy consumption. The adopted method was based on the comparison of two cases: the first corresponded to a classical cell and the second concerned an isolated experimental cell with phase change material (PCM) eutectic plates. An energy saving of up to 12.88% has been recorded. In the event of leaks, the operation will subsequently generate an over-consumption which was estimated at 22.03% compared to the initial consumption and 42.16% for a cell combined with eutectic plates. An incorrect choice of the thermostat temperature leads to unnecessary and expensive energy consumption. These materials have helped us to limit and sometimes almost avoid the stratification of temperature; on average, the temperature stratification was 0.68°C per 23 cm. A better air circulation from the evaporator can be promoted with a correct food distribution; it is possible, therefore, to reduce significantly the over-consumption due to cooling/freezing of the food. For a programmable thermostat (-10°C), a light over-consumption that can reach only 1.69% for bread and about 0.40% for water has been achieved.

1. INTRODUCTION

As depicted in the literature [1], thermal energy storage systems are used particularly in buildings and in industrial processes. Latent heat storage is a thermal storage solution that operates the latent heat of a phase change material. The phase change energy will be absorbed during the phase change material melting process and will then be restored during its solidification. This solution requires the use of a heat transfer fluid to transfer heat from the source to the storage unit [2]. The energy density of phase change materials (kWh/m³) is higher than that of sensible heat storage systems, which results in a greater compactness and lower thermal losses of latent heat storage systems. The stored heat depends upon the mass and latent heat of the phase change material fusion [3]. In fact, convenient use of phase change materials in refrigerator applications is one of the most active research areas for latent heat storage with higher efficiency.

Several researchers have conducted investigations on phase change material applications to improve the performance of domestic refrigerators. Nyoman Suamir et al. [4] have shown that the water-based mixtures containing 5% to 35% of corn-oil ester have freezing temperatures between -3.5 and -27°C. Other researchers [5] have revealed that judicious uses of phase change materials in vapor compression refrigeration

systems have promoted great effects on the system performance, compressor on-off cycle and saving in electrical energy. Earlier works have included reports on the performance influences of the phase change temperature and phase change material thickness. The strengths and weaknesses of using phase change material in the evaporator, condenser, compartment section and compressor were analyzed descriptively, and compared with practical findings. Moreover, a novel refrigeration system using an available phase change material was developed to reduce energy consumption and test experimentally their performance [6]. In recent years, the most energy and economically efficient refrigeration system is that of solar absorption [7]. Nevertheless, in order to evaluate the energy efficiency of a refrigerator, two eutectic phase change materials in a cascade arrangement have been tested. This experiment employed technique to reduce the temperature of the condenser surface during the refrigeration cycle and consequently improve the coefficient of performance (COP) [8]. Rasta et al. [9] have been able to develop a water based phase change material for cold thermal energy storage that constitutes mixtures of water with small amount vegetable oil addition. An addition of 5% to 10% in water solution could decrease the freezing temperature from 0°C down to respectively -3.5°C to -6.5°C. Furthermore, it was noted that the power consumption can be

reduced by using the phase change materials in various locations in household refrigerators [10, 11]. Extra works on an innovative water phase change material heat exchanger for cooling [12] and on phase transitions within heat exchangers, and phase change material storage tank [13] have been carried out to develop a comprehensive numerical model and empirical correlations, respectively. Schalbart et al. [14] have been proven the great potential of phase change materials to preserve the food quality while appropriately managing their operating energy; energy savings in the order of 8-20% have been reported. This type of material can also be combined with refrigerator trucks; this technology promotes low energy consumption with less greenhouse gas emissions. With an interior temperature which is approximately -18°C , a phase change material of a latent heat of 154.4 kJ kg^{-1} and a melting temperature of -26.7°C was required [15]. Therefore, as part of the retained result in some contributions [16], the description of the technical process and its sequences during the (partial or complete) charging/discharging cycle justify relevant aspects allowing the release (storage) of the previously stored (released) cold energy. On the other hand, mathematical modeling of phase change material heat exchanger applied to domestic refrigerators is feasible based on the available literature approaches. This is what has been done in works published by Bakhshipour et al. [17] where they have separately modeled the different refrigeration cycles using phase change materials. Assumptions of the entire system are carried out for each part separately, including compressor, evaporator, expansion valve, condenser and phase change material heat exchanger. Other researchers have announced that latent heat storage using paraffin as phase change material will predict an increase of the cycle's refrigeration capacity by about 30% during the discharging cycle [18]. Finally, through above-mentioned [19], it has been shown that there is no satisfactory description of the constrained melting process, the problem of heat transfer during the phase change process is the most important one. These are among the reasons why authors herein have

addressed the recommendations, which can be handled it for future work in this field.

The objective of this research work is to develop an experimental device consist of a refrigeration cycle machine that offer wide possibilities (freezing and cooling of products in a reduce time). Accordingly, it is connected to adjustment accessories (electrical control box, temperature thermostat, control valves, wattmeter, thermometers...etc.) and an automatic electronic counter to evaluate the corresponding power consumption. A phase change material with a melting temperature of -5°C has been incorporated into this refrigeration system to reduce the electrical energy consumption. The adopted approaches which are based on two different cases: the first corresponds to the case of a classical cell and the second concerns an isolated experimental cell with phase change material eutectic plates.

This work was structured around several parts; after the introduction, an overall description of the experimental refrigeration system was provided. Experiment and significant results have been reported in section 3. Several items were dealt with the power consumption of the refrigerating machine, energy over-consumption due to the technical breakdown, incorrect choice of the thermostat temperature, and homogeneity and air thermal stratification inside the experimental cell. Finally, the last section was dedicated to the conclusion of the research work.

2. DESCRIPTION OF THE EXPERIMENTAL REFRIGERATION SYSTEM

The mounting of this device of multifunctional type was based on the refrigeration cycle described in Figure 1. The entire system is consisting of several compartments including compressor (Figure 2), evaporator, expansion valve and condenser. The experimental prototype is made in the form of a refrigerating/freezing cell integrated with a phase change material (Figure 3).

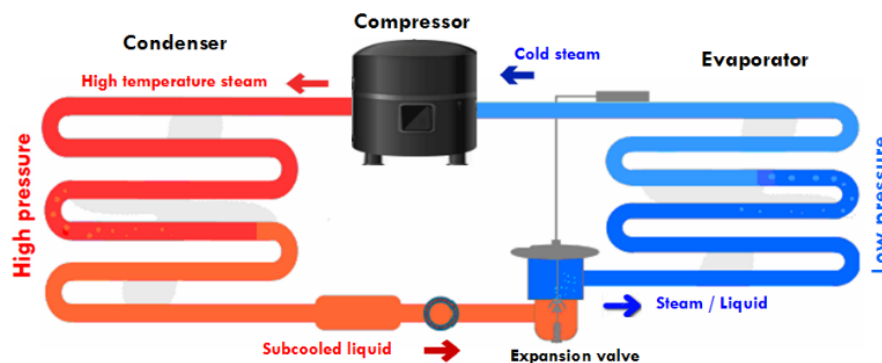


Figure 1. Descriptive scheme of the refrigeration cycle



Figure 2. Danfoss SC15BXT2 compressor installation

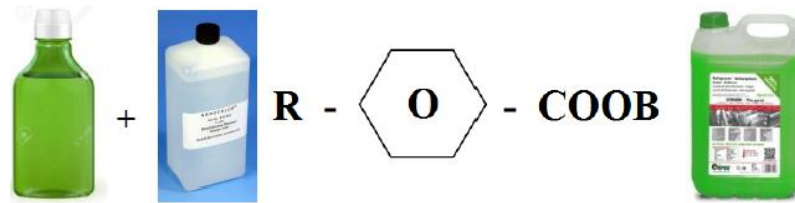


Figure 3. Phase change material preparation process, 18% alcohol + 82% distilled water, $T_f = -5^\circ\text{C}$

2.1 Danfoss SC15BXT2 compressor

Mechanical energy expended by the compressor allows the gas to be sucked in at low pressure and low temperature, to compress it, then to repress it to the condenser under high pressure and high temperature. So it circulates to cool the inside of the cell. The role here is to suck the vapours produced by vaporizing the refrigerant in the evaporator at a low pressure under the operating conditions, then discharge these compressed vapours to the condenser at high pressure to allow their condensation by cooling [20].

2.2 Condenser

The condenser is a heat exchanger which allows the transition from the gaseous to the liquid state. The gas passes through the condenser and gradually transforms into liquid by exchange with air circulating around the condenser area. This is the first state change due to condensation. It should be noted that the condenser yields its energy to air. Then the liquid passes through the dehydrator, which filters out any impurities and traps the moisture.

2.3 Expansion valve

The liquid reaches the expander which allows its partial vaporization by abrupt reduction in pressure. The expansion valve is a calibrated orifice to the installation power. This component is a passive part of the refrigeration circuit and essential to perform the compression/detente cycle allowing the transfer of calories or frigories from the evaporator to the condenser. The fluid expansion is an isenthalpic détente in which the amount of total heat contained in the liquid upstream of the expansion valve and in the liquid/vapour mixture downstream of the orifice has not changed.

There was only an energy transfer a change in the physical state of the fluid. The role of the expander is to modify the equilibrium conditions of the liquid refrigerant leaving the condenser by lowering the fluid temperature. Its role is to control the liquid filling of the evaporator when it is with variable aperture [20].

2.4 Evaporator

The liquid arrives at the evaporator which allows the passage from the liquid to the gaseous state. Gradually the liquid turns into gas by the contact of air circulating around the evaporator; this is the second state change (evaporation). Note that the evaporator absorbs energy in the considered medium, whether it is air or water. Then the vapours return to the compressor for a new cycle.

Evaporators are heat exchangers and sources of cold production. They ensure the passage of the heat flux from the medium to be cooled to the refrigerant. This heat flux has as

effect the vaporization of the liquid refrigerant contained inside the evaporator. The absorption of this flux at constant temperature will be by releasing its latent heat of vaporization. Some works have represented an update of previous studies on their parametric evaluation efficiency [21].

2.5 Refrigeration / freezing cell

The refrigeration system also consists of an experimental refrigeration/freezing cell of parallelepiped shape (54 cm long, 47 cm wide and 56 cm high) equipped with all necessary adjustment accessories (valves, wattmeter, thermometers...etc). This cell is an isolated enclosure, linked to the various cold production components. Its location allows checking both the proper functioning of the condenser and the evaporator, by stopping, starting the refrigeration system, and performing supply voltage and nominal intensity measurements during the fan operation. External and internal coatings are made of aluminium sheet.

Rapid cooling and freezing cells are characterized by evaporators with very high air flow. The rapid freezing of 400 kg of mashed potatoes in 400 g trays requires a cooling power of 45 kW for an evaporation temperature of -40°C , and an air flow of 60000 m^3/h . As an indication, the electrical powers implemented in the mechanical cells vary from 50 to 70 W per kg of nominal load. For example, a rapid cooling cell with a nominal capacity of 70 kg has a power of 3 to 4 kW (including fan). The electrical consumption of a cell during the cooling cycle varies from 90 to 60 Wh per kg of the feed, depending on the cell importance and their type, how it is charged, the thickness and the type of the food to be cooled [22].

For fast freezing cells, the electrical powers implemented in the mechanical cells are substantially the same as those of the fast cooling cells, but the consumptions are high estimated at around three times more. They range from 180 to 270 Wh per kg of feed, depending on the cell importance and their type, how it is charged, the thickness and the type of the food to be cooled [22].

2.6 Phase change material plates

Experiments were carried out to the characteristics of the melting / solidification of a phase change material at a melting temperature of -5°C . This has been prepared within our research unit using a melting tester thermometer and mixing distilled water and alcohol. It contains 18% alcohol and 82% distilled water. The resulting boiling temperature is 102°C . This preparation has spread under conditions of dominant asepis.

The experimental device is a refrigeration cycle machine allowing a wide range of applications. It is connected to adjustment accessories (electrical control box, temperature thermostat, valves, wattmeter, thermometers...etc.) and to an electric energy counter with high precision (Figure 4).



Figure 4. Global descriptive images of the developed prototype

3. EXPERIMENT AND SIGNIFICANT RESULTS

To test this prototype, we will let it run for not less than 3 days in order to find possible failures. The deployed method will be based on two distinct situations: in the first, a conventional experimental enclosure was used, the second concerns an isolated experimental enclosure (polystyrene) with phase change material plates integrated on its inner side. At first, the machine is switched off; the initial temperature is close to the temperature of the outside ambient air. After switching on, it is possible to plot up to 6 different curves on Figure 5 knowing that the thermostat has been set to -7.5°C . The electrical consumption of the machine, in kilowatt hours, is a function of the entire on-mode duration. Predicted results will be established from the measured values to investigate the phase change material effect of hot water demand. For the first case, after 30 hours, it was noted that the thermostat has not been triggered, and therefore generates a high electrical consumption due to ice accumulation on one part of the refrigeration circuit. This situation is assumed to be due to leaking seals (our present case), a faulty condenser or/and motor fan or a poor "cold control" thermostat. As a solution, it appears more appropriate to intelligently integrate an electrical resistance to melt the accumulated ice balls in parallel. For the second case, approximately 40 hours were required to see an ice layer on one part of the refrigeration system (Figure 6).

Reducing energy costs is an important part of energy management. It is within this context that obtained results have

been dissected. The energy saving was calculated by integrating phase change material eutectic plates and considering that this machine runs without any failure during its start-up (Figure 7). Assuming this perfect refrigeration machine can be operated year round; results have led to a reduction in energy of up to 12.88%.

For the same quantity of the stored energy, latent heat storage requires less volume than sensible heat storage because the latent heat is much higher than the calorific capacity. It is therefore absolutely logical to find that the energy consumption of the refrigeration system during the first process phases is high in the case of a refrigeration system with phase change material eutectic plates. The required energy supplied by the electric power (generation) supply system allowed (at the same time) the phase change material to store latent heat and cool the air inside the cell. The duration requested (9 h: 37 mn), which allowed us to have an energy saving and the delay raised in this respect are therefore justified by the process as detailed above.

Layers of ice can then form and will accumulate quickly on the indicated part of the circuit when the blackout occurred. This phenomenon generates a marked increase in power consumption compared to the displayed values under non-fault conditions. The growing demand for energy is highly sensitive especially for a phase change material cell (Figure 8). These results seem very logical for a phase change material enclosure, since the consumption under normal operating conditions displays lowest values.

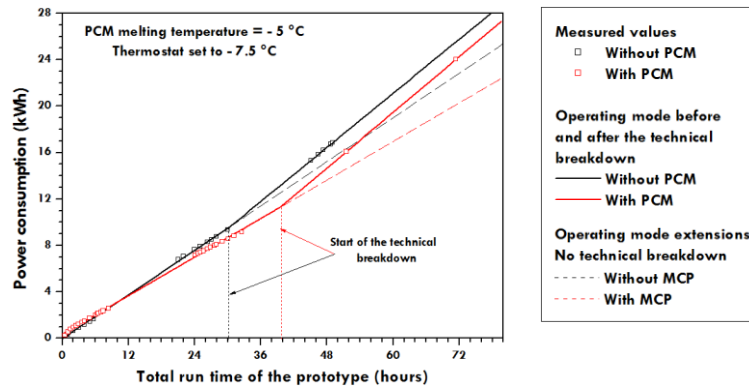


Figure 5. Calculation and prediction of the power consumption of the refrigerating machine, case of an experimental cell filled with water bottles ($T_{\text{Thermostat}} = -7.5^{\circ}\text{C}$)



Figure 6. Illustrative picture, indicating the amount of the accumulated ice on one part of the refrigeration circuit

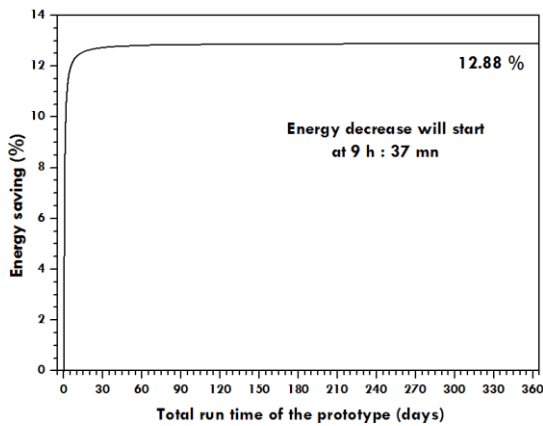
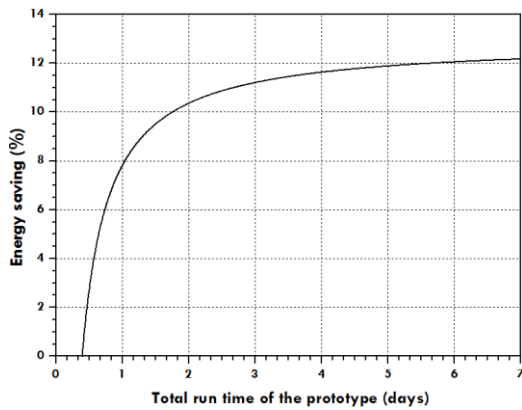


Figure 7. Energy saving in the designed refrigeration system with latent heat storage

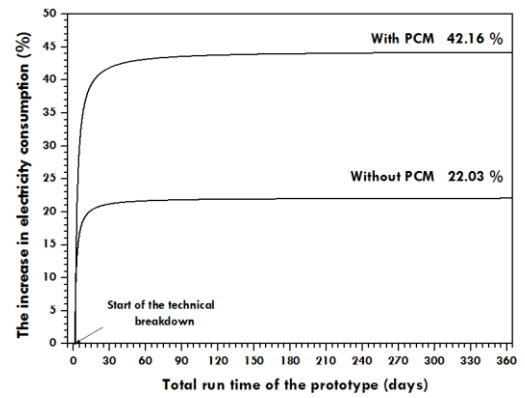
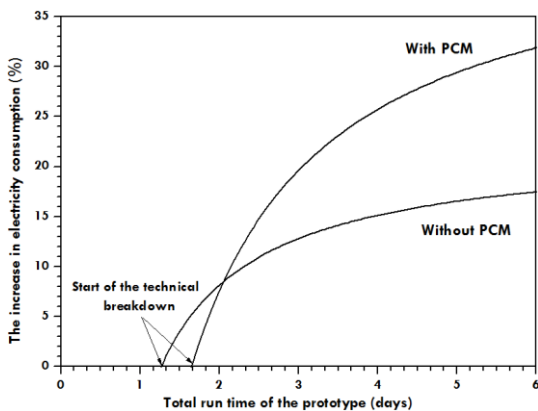


Figure 8. Over-consumption of energy of the refrigerating machine due to the technical breakdown ($T_{\text{Thermostat}} = -7.5^{\circ}\text{C}$)

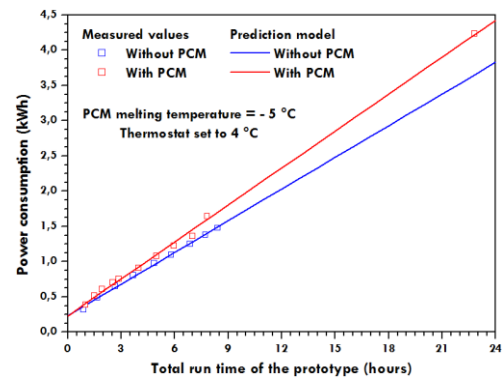


Figure 9. Calculation of the total energy use of the refrigerating machine, case of an experimental cell filled with water bottles ($T_{\text{Thermostat}} = 4^{\circ}\text{C}$)

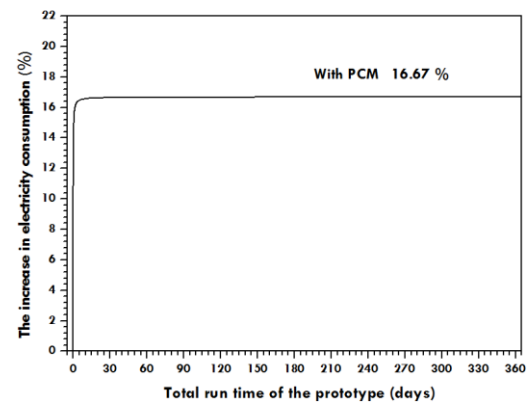
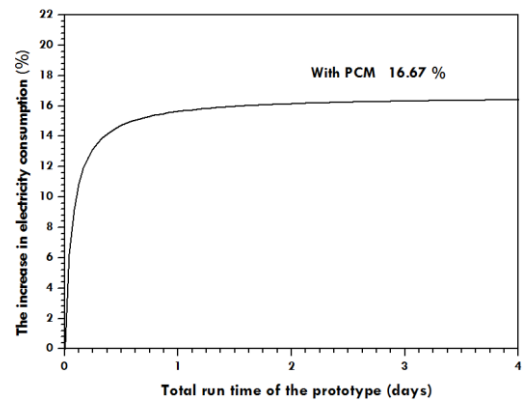


Figure 10. Over-consumption of energy of the refrigerating machine due to the incorrect choice of the thermostat temperature ($T_{\text{Thermostat}} = 4^{\circ}\text{C}$)

However, it is very important to note that an incorrect choice of the thermostat temperature leads to unnecessary and expensive energy consumption. According to the example shown in Figures 9 and 10, a thermostat set at 4 °C can result in an over-consumption of more than 16%.

Phase change materials can change the physical state over a temperature range; their reactivity is based on a simple physical principle. At surrounding temperatures of around phase change material melting temperature, this used phase change material starts to change its phase from liquid to solid by crystallizing and absorbing energy by latent heat transfer. Thus, phase change materials will become liquid by restoring the stored energy when the environment temperature increases. If the thermostat is set at 4 degrees, there will never be a change in the phase change material physical state since it is very far from the melting temperature (-5°C).

The air temperature is not always homogeneous but can increase with height. This phenomenon is referred to as temperature stratification, hot air tends to rise and cool air tends to sink. A study conducted by Ouahmlent et al. [23] was dealing with the numerical simulation of natural convection in a shaped cavity. They are interested in the heat and mass transfer induced by natural convection. If the flow regime is dominated by the natural convection process, thermal stratification can be established. But it can be partially or totally eliminated by an intensive flow current. This phenomenon therefore depends on the thermal state, the height of the enclosed space and the air movement in the space to be cooled. In order to identify it, experiment requires a precise

and well-conducted approach. Three type-K thermocouples inserted along the vertical meridian axis (56 cm high) at different heights: 5 cm, 28 cm and 51 cm and an AGILENT acquisition unit connected to a PC were used to collect temperature data. Nevertheless, Table 1 can give an idea about the air stratification inside the experimental cell. A comparison between the different profiles was made for a thermostat temperature of -10°C.

Experimentally, thermal stratification is defined as the difference between maximum and minimum temperature. In our case, in the operating mode and according to Table 1, it is most remarkable between the cell center and at 51 cm height. The summarised values show that phase change materials are helping us to limit and sometimes almost avoid the stratification of temperature. With this air supply type and without phase change material, the maximum temperature stratification was around 12.17°C per meter of height equivalent to 2.8°C per 23 cm. In addition, based on average values, the temperature stratification was found to be about 5.44°C per meter of height equivalent to 1.25°C per 23 cm. Moreover, by integrating phase change material eutectic plates, the maximum stratification of the air temperature was reduced; it was around 5.2174 °C per meter of height (1.2°C per 23 cm). On average, the temperature stratification in this case was 2.94°C per meter of height equivalent to 0.68°C per 23 cm. The evaporator air has therefore been intensively mixed, ensuring good temperature homogeneity and better stratification.

Table 1. Instantaneous temperatures within the experimental cell as a function of the vertical height ($T_{\text{Thermostat}} = -10^{\circ}\text{C}$)

Time (mn)	Without phase change material & Height of measurement points (°C)			With phase change material & Height of measurement points (°C)		
	5 cm	28 cm in the cell center	51 cm	5 cm	28 cm in the cell center	51 cm
0	20.2	20	20.3	20.1	19.9	20.2
30	5.4	5.1	5.7	4.2	3.8	4.7
60	0	0	0.3	-1.2	-1.5	-0.9
90	-4.8	-5.1	-4.2	-9.7	-10	-9
120	-7.1	-8.3	-6.5	-8.9	-9.2	-8.5
150	-5	-7.5	-4.7	-9.9	-10	-9.8
180	-9.1	-9.7	-8.5	-8.9	-9.2	-8.5
210	-6.2	-7.7	-5.3	-9.8	-10	-9.7
240	-9.2	-9.9	-8.5	-9.4	-9.7	-9.1
270	-6.1	-7.6	-5.2	-8.7	-9.2	-8.2
300	-8.9	-9.3	-8.3	-9.6	-10	-9.2
330	-9.5	-10	-9.1	-8.9	-9.5	-8.3
360	-9.1	-9.7	-8.3	-9.2	-9.6	-8.7
390	-9.5	-9.9	-9.1	-9.9	-10	-9.7
420	-6.5	-8.3	-6.1	-9.4	-9.8	-9.1
450	-9.4	-9.9	-8.9	-9.7	-10	-9.3
480	-5.7	-7.6	-5.2	-9.5	-9.8	-9.2
510	-9.3	-9.9	-8.7	-9.3	-9.5	-8.9
540	-9.9	-10	-9.7	-8.7	-9.1	-8.2
570	-6.7	-7.2	-6.1	-9.9	-10	-9.9
610	-7.9	-8.4	-7.7	-8.8	-9.2	-8.3
640	-9.3	-9.8	-8.9	-9.4	-9.9	-8.9
670	-6.1	-7.4	-5.6	-8.9	-9.4	-8.6
700	-9.2	-9.7	-8.9	-8.7	-9.1	-8.5
720	-9.3	-9.8	-9.1	-8.7	-9.1	-8.6

Table 2. The influence of the food product on the cumulative electrical power (kWh), $T_{\text{Thermostat}} = -10^{\circ}\text{C}$

Time (min)	20	26	30	45	60	90	120	150	180	210	240
Vacuum cell	0.2	0.244	0.275	0.392	0.497	0.711	0.78	0.85	1.05	1.09	1.36
10 bread baguettes	0,21	0,261	0,281	0,401	0,509	0,723	0,81	0,88	1,08	1,13	1,39
10 liters of water	0,21	0,257	0,279	0,398	0,499	0,72	0,8	0,87	1,08	1,12	1,38

Using this same application (freezing for $T_{\text{Thermostat}} = -10^{\circ}\text{C}$), it is possible to superficially test the influence of the food on the electrical consumption. The measurements operating conditions are the same for the three cases: vacuum freezing, freezing of 10 bread baguettes (the occupied equivalent volume was 6.90% compared to the cell volume), and freezing of 10 liters of water (the equivalent volume was 7.04% compared to the cell volume). The cumulative electrical power corresponding to the different freezing processes are presented in Table 2.

It will be remembered that the temperature of the food product is proportional to the electrical consumption required to cool it. By ensuring a correct food distribution while avoiding overloading the cell, a better air circulation (air exchange) from the evaporator can be promoted. In these conditions, the refrigeration system will result in over-consumption estimated at 3.33% for bread baguettes and 2.45% for water. It is considerable in the early stages; it can exceed 6.97% for bread baguettes and 5.33% by freezing water. But, within a few moments (up to 30 minutes), the average over-consumption in electrical energy will decrease and then be fixed around 2.74% for bread and about 1.85% for water. As a result, with a good flow of air (from the evaporator) inside the test cell, it is possible to reduce significantly the over-consumption due to cooling/freezing of the food. For a programmable thermostat (-10°C for example), it is possible to achieve a light over-consumption that can reach only 1.69% for bread and about 0.40% for water.

4. CONCLUSION

In this research work, an experimental prototype consisting of a refrigeration cycle machine offering wide possibilities (freezing and cooling of products in a reduced time) was developed. A control panel has been implemented on the machine to manually choose cooling or freezing. A phase change material with a melting temperature of -5°C has been incorporated into this refrigeration system to reduce the electrical energy consumption. However, it has been shown that significant energy savings have been achieved through latent transfers. These processes are currently conceivable making it possible to reduce the volume of an energy storage element (compactness), or even to greatly increase the amount of the contained energy in the same storage volume (energy density).

As results, integrating phase change materials into the cell envelope can reduce the energy consumed by up to 12.88%. A technical breakdown or a tightness failure will cause a marked increase in energy consumption; it is estimated at 22.03% for an ordinary case and 42.16% for a cell combined with phase change material eutectic plates. The growing demand for energy is highly sensitive especially for a phase change material cell. These results are logical since the consumption under normal operating conditions displays lowest values. As a solution, it appears more appropriate to intelligently integrate an electrical resistance to melt the accumulated ice balls in

parallel. Otherwise, an incorrect choice of the thermostat temperature leads to unnecessary and expensive energy consumption, a thermostat set at 4°C can result in an over-consumption of more than 16%.

Its main applications in the socio-economic sector are listed as follows:

- Freezing and cooling of products in a reduced time: the rapid lowering of food temperature maintains their unaltered moisture content and prevents the normal growth of bacteria
- Homogenization and temperature regulation inside the enclosure
- Extending the shelf-life of food products in the case of an electric supply failure
- Delaying certain technical breakdowns due to sealing faults (such as ice accumulation)

REFERENCES

- [1] Sarbu, I., Sebarchievici, C. (2018). A comprehensive review of thermal energy storage. *Sustainability* 2018, 10(1): 191. <http://dx.doi.org/10.3390/su10010191>
- [2] Pielichowski, K., Pielichowski, K. (2014). Phase change materials for thermal energy storage. *Progress in Materials Science*, 65: 67-123. <http://dx.doi.org/10.1016/j.pmatsci.2014.03.005>
- [3] Nazir, H., Batool, M., Osorio, F.J.B., Isaza-Ruiz, M., Xu, X., Vignarooban, K., Phelan, P., Inamuddin, Kannan, A.M. (2019) Recent developments in phase change materials for energy storage applications: A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 129: 491-523. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.126>
- [4] Nyoman Suamir, I., Made Rasta, I., Sudirman, Tsamos, K.M. (2019). Development of corn-oil ester and water mixture phase change materials for food refrigeration applications. *Energy Procedia*, 161: 198-206. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.082>
- [5] Bista, S., Hosseini, S.E., Owens, E., Phillips, G. (2018). Performance improvement and energy consumption reduction in refrigeration systems using phase change material (PCM). *Applied Thermal Engineering*, 142: 723-735. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.068>
- [6] Chen, X., Zhang, Q., Zhai, Z.J., Wu, D., Liao, S. (2017). Experimental study on operation characteristics of a novel refrigeration system using phase change material. *Energy and Buildings*, 150: 516-526. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.05.069>
- [7] Khan, M.M.A., Saidur, R., Al-Sulaimana, F.A. (2017). A review for phase change materials (PCMs) in solar absorption refrigeration systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 76: 105-137. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.070>
- [8] Pirvaram, A., Sadrameli, S.M., Abdolmaleki, L. (2019). Energy management of a household refrigerator using

- eutectic environmental friendly PCMs in a cascaded condition. *Energy*, 181: 321-330. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.129>
- [9] Rasta, I.M., Suamir, I.N. (2018). The role of vegetable oil in water based phase change materials for medium temperature refrigeration. *Journal of Energy Storage*, 15: 368-378. <https://doi.org/10.1016/j.est.2017.12.014>
- [10] Vadhera, J., Sura, A., Nandan, G., Dwivedi, G. (2018). Study of phase change materials and its domestic application. *Materials Today: Proceedings*, 5(2): 3411-3417. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.11.586>
- [11] Joybari, M.M., Haghighat, F., Moffat, J., Sra, P. (2015). Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review. *Energy and Buildings*, 106: 111-124. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.06.016>
- [12] Roccamena, L., El Mankibi, M., Stathopoulos, N. (2019). Development and validation of the numerical model of an innovative PCM based thermal storage system. *Journal of Energy Storage*, 24: 100740. <https://doi.org/10.1016/j.est.2019.04.014>
- [13] Wu, J., Tremeac, B., Terrier, M.F., Charni, M., Gagnière, E., Couenne, F., Hamroun, B., Jallut, C. (2016). Experimental investigation of the dynamic behavior of a large-scale refrigeration - PCM energy storage system, validation of a complete model. *Energy*, 116(Part 1): 32-42. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.09.098>
- [14] Schalbart, P., Leducq, D., Alvarez, G. (2015). Ice-cream storage energy efficiency with model predictive control of a refrigeration system coupled to a PCM tank. *International Journal of Refrigeration*, 52: 140-150. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.08.001>
- [15] Liu, M., Saman, W., Bruno, F. (2012). Development of a novel refrigeration system for refrigerated trucks incorporating phase change material. *Applied Energy*, 92: 336-342. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.10.015>
- [16] Bejarano, G., Vargas, M., Ortega, M.G., Castaño, F., Normey-Rico, J.E. (2018). Efficient simulation strategy for PCM-based cold-energy storage systems. *Applied Thermal Engineering*, 139: 419-431. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.008>
- [17] Bakhshipour, S., Valipour, M.S., Pahamli, Y. (2017). Parametric analysis of domestic refrigerators using PCM heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 83: 1-13. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.07.014>
- [18] Korth, T., Loistl, F., Storch, A., Schex, R., Krönauer, A., Schweigler, C. (2020). Capacity enhancement of air conditioning systems by direct integration of a latent heat storage unit. *Applied Thermal Engineering*, 167: 114727. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114727>
- [19] Kenisarin, M.M., Mahkamov, K., Costa, S.C., Makhkamova, I. (2020). Melting and solidification of PCMs inside a spherical capsule: A critical review. *Journal of Energy Storage*, 27: 101082. <https://doi.org/10.1016/j.est.2019.101082>
- [20] Papin, P.J., Jacquard, P. (1996). *Installation Frigorifique*. Volume 2, 7th edition.
- [21] <https://energieplus-lesite.be/techniques/froid-alimentaire7/cellules-de-refroidissement-et-de-congelation-rapides/>, accessed on Feb. 9, 2020.
- [22] Cucumo, M.A., Ferraro, V., Galloro, A., Gullo, D., Kaliakatsos, D., Nicoletti, F. (2019). Parametric CFD analysis for the evaluation of evaporative cooler performances. *Instrumentation Mesure Métrologie*, 18(5): 427-434. <https://doi.org/10.18280/i2m.180501>
- [23] Ouahlent, F., Soudani, A. (2019) Numerical study of thermal convection in a porous medium. *Instrumentation Mesure Métrologie*, 18(1): 69-74. <https://doi.org/10.18280/i2m.180111>

ملخص

تم تكريس العمل الذي تم إنجازه في هذه الأطروحة بصفة عامة للتقليل من استهلاك الطاقة للمباني مع ضمان كفاءة الطاقة في الإسكان والراحة الحرارية للسكان. نحن مهتمون بدمج المواد الذكية (مواد تغيير الطور "MCP") داخل السكّات وخلية باردة وسخان حمام منزلي (ECS). يمكن أن يكون دمج MCPs في الجدران والأسقف حلاً فعالاً. إن تأثير هذا المفهوم السلبي (MCP + عزل) على حمل التسخين والتبريد مهم لأنه يفضل خفض حوالي 65.9% تقريباً. من ناحية أخرى، يمكن أن يؤدي دمج MCP على جدران الخلية الباردة إلى تقليل الطاقة السنوية المستهلكة بنسبة تصل إلى 12.88%. علاوة على ذلك، بالنسبة لأنظمة تسخين المياه، لا سيما تلك المجهزة بخزانات كامنة (MCP)، فقد وجد أنه من الملائم الحفاظ على درجات حرارة أعلى من أجل إنتاج أفضل. سيزداد إنتاج الماء الساخن بشكل كبير عن طريق زيادة درجة منظم الحرارة. من خلال زيادة درجة حرارة الماء من 50 إلى 75 درجة مئوية، تم تحقيق توفير مالي يقارب 47.42%. في الواقع، تثبت النتائج التي تم الحصول عليها أن MCPs تقدم حلاً موثوقاً ومفيدة للتطبيقات المختلفة.

الكلمات المفتاحية: الراحة الحرارية، كفاءة الطاقة، MCP، العزل الحراري، السكن المستهلك للطاقة، خلية التبريد، تسخين المياه.

Abstract

The work done in this thesis is generally dedicated to reduce the energy consumption of buildings while ensuring the energy efficiency of housing and thermal comfort of the residents. We are interested in integrating PCM materials (Phase Change Materials) inside the housing, cold cell, and home bath heater (ECS). Integration of MCPs into walls and ceilings can be an effective solution. The influence of this passive concept (MCP + insulation) on heating and air conditioning is important because it favors a reduction of about 65.9%. On the other hand, incorporating MCP into cold cell walls can reduce annual energy consumed by up to 12.88%. Moreover, for water heating systems, particularly those equipped with latent tanks (MCP), it has been found expedient to maintain higher temperatures for better production. The hot water production will be greatly increased by increasing the temperature of the thermostat. By increasing the water temperature from 50 to 75 °C, a financial saving of approximately 47.42% was achieved. In fact, the obtained results prove that MCPs offer reliable and useful solutions for various applications.

Keywords: Thermal comfort, Energy efficiency, MCP, Thermal insulation, Energy-intensive housing, Refrigeration system, Water heating.

Résumé

Les travaux effectués dans cette thèse sont consacrés globalement à minimiser la consommation énergétique des bâtiments tout en assurant l'efficacité énergétique des logements et le confort hygrothermique des habitants. Nous nous intéressons à l'intégration des matériaux intelligents (Matériaux à Changement de Phase "MCP") dans les parois opaques d'un habitat, une cellule frigorifique et un chauffe bain domestique. L'intégration des MCPs dans les murs et les toits peut être une solution efficace. L'influence de ce concept passif (MCP + isolation) sur le chauffage et la climatisation est importante car elle favorise une diminution d'environ 65.9%. D'autre part, l'intégration du MCP sur les parois d'une cellule frigorifique peut réduire l'énergie annuelle consommée jusqu'à 12.88%. Par ailleurs, pour les systèmes de chauffage d'eau, en particulier ceux équipés de réservoirs latents (en MCP), il s'est avéré qu'il était favorable de conserver des températures plus élevées pour une meilleure production. La production d'ECS augmentera considérablement en augmentant la température du thermostat. En augmentant la température de l'eau de 50 à 75 °C, une économie financière d'environ 47.42% a été réalisée. En fait, les résultats obtenus prouvent que les MCPs présentent des solutions fiables et utiles pour différentes applications.

Mots clés: Confort thermique, Efficacité énergétique, MCP, Isolation thermique, Habitat économe, Système frigorifique, Chauffage de l'eau.