



Simulation dynamique du stockage et du déstockage de l'énergie d'une cuve de stockage à matériaux à changement de phase

Boussad BOUMEDDANE, Abdenour ELIAS

Laboratoire structures, Université Saad DAHLAB, BLIDA1
BP 270, route de Soumaa, 09000, BLIDA, ALGERIE
b.boumeddane@univ-blida.dz, elias.abdenour@yahoo.fr

Résumé : Nous nous proposons dans le cadre de ce travail d'étudier une machine de climatisation fonctionnant totalement à l'énergie solaire. Le système étudié pour répondre à la demande sans cesse croissante de rafraîchissement estivale est un couplage d'un concentrateur solaire parabolique CSP et d'une machine à absorption dotée d'une cuve de stockage avec un matériau à changement de phase MCP. La simulation dynamique de l'installation a permis d'optimiser les composants du système et de déterminer les capacités de stockage de l'énergie et l'autonomie de la cuve lors de la phase de déstockage. Une étude paramétrique de la cuve de stockage a été menée pour déterminer l'influence de différents paramètres sur la phase de stockage et de déstockage de l'énergie ainsi que sur l'énergie d'appoint en cas de nécessité. Les résultats obtenus sont très satisfaisants et comparables à ceux obtenus dans la littérature scientifique et permettent de plus de réaliser ultérieurement un prototype de machine de réfrigération solaire reliée à une cuve de stockage à MCP

Mots clés : Simulation dynamique, cuve de stockage, stockage et déstockage de l'énergie, matériaux à changement de phase MCP, concentrateur solaire parabolique CSP.

1. Introduction

Durant la dernière décennie, une demande de confort accrue et des températures élevées en été, ont conduit à un fort développement de la climatisation dans les bâtiments. Ce développement de la climatisation est responsable d'un fort pic de consommation électrique en été, le système de production et le transport d'électricité se rapprochant parfois de ses limites de capacité, ce qui a entraîné des délestages fréquents de la part des sociétés de distribution d'électricité. Associés aux éventuelles fuites de fluides frigorigènes, ces pics de production électriques induisent une augmentation des émissions de gaz à effet de serre, accentuant le cercle vicieux du changement climatique

Nous nous proposons dans le cadre de ce travail d'étudier une machine de climatisation fonctionnant totalement à l'énergie solaire.. Cette installation est très fiable par rapport à un système en fonctionnement continu, parce qu'elle ne comporte pas de pièces en mouvement, la commande étant assurée uniquement par l'énergie solaire. Le dispositif retenu permet d'obtenir des températures adaptées à la climatisation (4 à 6°C) sans difficulté et avec un rendement conséquent.

La captation solaire est composé d'un (ou plusieurs) collecteur parabolique CSP et qui alimente en chaleur le générateur de la machine par l'intermédiaire d'une cuve de stockage à MCP (matériaux à changement de phase). La machine à absorption comporte outre le générateur, un absorbeur, un condenseur et un évaporateur. Au niveau de l'évaporateur on dispose des frigories correspondant à la chaleur latente d'évaporation du réfrigérant et donc de la capacité frigorifique de la machine.

Les matériaux à changement de phase pour le stockage d'énergie MCP ont prouvé un grand potentiel dans les applications de l'énergie solaire. Contrairement aux matériaux de stockage à chaleur sensibles (eau, galets...) les matériaux de stockage à chaleur latente stockent beaucoup plus de chaleur par unité de volume, un autre avantage de ces matériaux réside dans le fait que le stockage et la restitution de la chaleur se fait à température constante, ce qui les rend idéals pour des applications comme le chauffage et la climatisation

2. Schéma de l'installation

La machine frigorifique à absorption étudiée est composée de cinq échangeurs permettant un transfert de chaleur entre le fluide de travail, constitué d'un mélange (solvant-réfrigérant), et trois sources de chaleur extérieures à la machine. La chaleur est échangée grâce aux trois circuits d'huile (Therminol), d'eau glacée et d'eau de refroidissement qui matérialisent les trois niveaux de températures de la machine tritherme. Le solvant et le frigorigène qui constituent le fluide de travail ont l'un pour l'autre une forte affinité.

Le fonctionnement du dispositif commence par le stockage de la chaleur apporté par l'huile provenant du capteur solaire dans une cuve de stockage par un matériau à changement de phase (MCP) sous forme de chaleur latente (phase de stockage). La phase de déstockage consiste à faire circuler de l'huile thermique dans une boucle comprenant la cuve de stockage et le générateur de la machine à absorption, la quantité de chaleur extraite de la cuve de stockage sert à chauffer la solution (LiBr-eau) pour assurer la séparation du fluide frigorigène (eau) du solvant LiBr. Si la température désirée n'est pas atteinte à l'intérieur le générateur, un système d'appoint (four à gaz naturelle) fournit la chaleur nécessaire pour assurer le fonctionnement du désorbeur. La figure 1 schématise le fonctionnement de l'installation complète de climatisation solaire utilisant une machine à absorption et munie d'une cuve de stockage à matériaux à changement de phase.

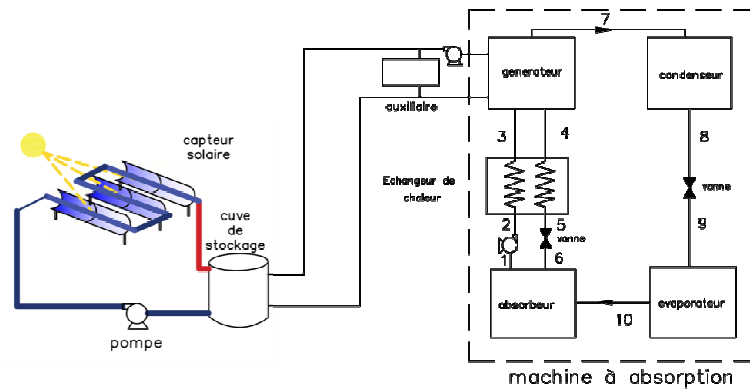


Figure 1 : Installation de climatisation solaire à absorption

3. Modélisation du capteur cylindro-parabolique

Du au mauvais rendement des capteurs solaires plans pour des températures supérieures ou égales à 80°C, nous avons opté dans cette étude sur l'utilisation des concentrateurs solaires paraboliques qui permettent d'atteindre des températures très élevées au générateur pour permettre une amélioration très significative du coefficient de performance du système. De plus avec les systèmes à concentration, on peut stocker de la chaleur dans des réservoirs de grande capacité pour permettre d'étaler la durée de fonctionnement du système même après le coucher du soleil.

Les formules utilisées dans la modélisation du concentrateur cylindro parabolique sont regroupées dans le tableau 1 suivant :

Tableau 1 : Equations utilisées pour le modèle du concentrateur

Variables	formules
Coefficient d'échange convectif entre la vitre et l'ambiance	$h_{c,cg-a} = (N_u)k_{air}/D_{cg}$, $N_u = 0.3 (Re)^{0.6}$; $Re = \frac{\rho_{air}VD_{cg}}{\mu_{air}}$
Coefficient d'échange radiatif entre la vitre et l'ambiance	$h_{r,cg-a} = \varepsilon_{cg}\sigma(T_{cg} + T_a)(T_{cg}^2 + T_a^2)$
Coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre	$h_{r,ab-cg} = \frac{\sigma(T_{cg} + T_{ab})(T_{cg}^2 + T_{ab}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{A_{ab}}{A_{cg}}\left(\frac{1}{\varepsilon_{cg}} - 1\right)}$
Coefficient global de perte thermique	$U_L = \left[\frac{A_{ab}}{(h_{r,cg-a} + h_{c,cg-a})A_{cg}} + \frac{1}{h_{r,ab-cg}} \right]^{-1}$
Facteur d'efficacité du collecteur	$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_e}{h_{fi}D_i} + \left(\frac{D_e}{2k_{ab}} \ln \frac{D_e}{D_i}\right)}$
Facteur de dissipation de la chaleur	$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{A_{ab}U_L} \left[1 - e^{\left(\frac{A_{ab}U_L F'}{\dot{m}c_p}\right)} \right]$
Quantité de chaleur utile et transmise au fluide caloporteur	$Q_u = F_R (\eta_{op}I_D A_{ap} - U_L A_{ab}(T_i - T_a))$
Température de sortie du Collecteur	$Q_u = \dot{m}c_p(T_o - T_i)$, $\eta_{csp} = \frac{Q_u}{I_D A_{ap}}$

Pour le calcul du bilan énergétique, on devrait tenir compte des hypothèses suivantes :

1. La forme de la parabole est symétrique.
2. La température ambiante autour du capteur est uniforme.
3. La vitre est considérée comme opaque aux radiations infrarouges
4. L'écoulement du fluide est unidimensionnel.
5. Les échanges par conduction dans l'absorbeur et la vitre sont négligeables.
6. L'effet d'ombre du tube sur le miroir est négligeable.

4. Modélisation de la cuve de stockage

Le système physique est représenté schématiquement par la figure 2, l'ensemble est constitué de capsules sphériques contenant chacune le PCM, ces sphères sont contenues dans une enceinte métallique de forme cylindrique à axe vertical traversé par un fluide caloporteur. Cette disposition permet d'avoir une importante surface de contact, et permet d'obtenir une porosité uniforme

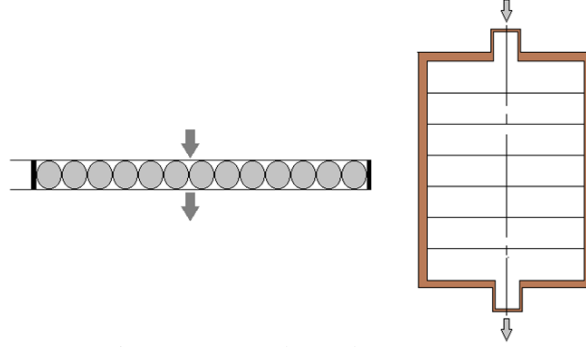


Figure 2 : Cuve de stockage à MCP

Les hypothèses suivantes sont faites dans le modèle mathématique du problème pour permettre de résoudre les équations différentielles régissant les phénomènes de transfert de chaleur dans la cuve de stockage.

- Les parois de la cuve sont adiabatiques.
- L'influence de la paroi du cylindre est négligée.
- Le phénomène est monodimensionnel.
- La vitesse moyenne de l'écoulement du fluide est constante dans tout le stock.
- La conduction entre les particules sphériques est ignorée
- les gradients de températures sont faibles à l'intérieur des capsules.
- L'échange par rayonnement est négligé.
- Le coefficient d'échange par convection entre le solide et le fluide est supposé constant et indépendant de la température.
- Les propriétés thermo-physiques du fluide et des capsules sont constantes dans tout le stock sauf la capacité calorifique du MCP, elle est variable pendant le changement de phase du matériau.

Les équations de conservation d'énergie pour le fluide caloporteur et les capsules contenant le MCP sont données comme suit : [1], [2]

$$\varepsilon \cdot \rho_F \cdot Cp_F \cdot \frac{\partial T_F(x,t)}{\partial t} + \varepsilon U \cdot \rho_F \cdot Cp_F \cdot \frac{\partial T_F(x,t)}{\partial x} = k_F \cdot \frac{\partial^2 T_F(x,t)}{\partial x^2} + h_{cf} \cdot a \cdot (T_{Ca}(x,t) - T_F(x,t)) \quad (1)$$

$$(1 - \varepsilon) \cdot \rho_{Ca} \cdot Cp_{app} \cdot \frac{\partial T_{Ca}(x,t)}{\partial t} = h_{cf} \cdot a \cdot (T_F(x,t) - T_{Ca}(x,t)) \quad (2)$$

La discrétisation spatiotemporelle de ces 2 équations par la méthode des différences finies et en adoptant le schéma implicite dans le temps a conduit à résoudre un système d'équations linéaires à chaque pas de temps. La forme tri diagonale de ce système d'équations a été résolue par la méthode TDMA.

Pour permettre la résolution de ce système dans le temps et dans l'espace, des conditions initiales et aux limites sont nécessaires. Ces conditions sont données comme suit :

- $t=0$; $T_F(x,t=0)=T_{Ca}(x,t=0)=T_0$ Conditions initiales
- $x=0$; $T_F(x=0,t)=T_{Ca}(x=0,t)=T_{ent}$ Conditions aux limites
- $\frac{\partial T_F}{\partial x}(x=L,t)=\frac{\partial T_{Ca}}{\partial x}(x=L,t)=0$ le système est adiabatique à la sortie du lit

5 Résultats et commentaires

La simulation numérique a été réalisée pour une cuve de 1 mètre de diamètre et 1 mètre de hauteur placée verticalement dans laquelle sont placées des capsules sphériques de 0.1 m de diamètre remplies de PCM, le fluide caloporteur entre par le haut de la cuve et sort par le bas. Les températures initiales du fluide et des capsules ainsi que la température d'entrée du fluide lors du stockage et du déstockage sont présentés dans le tableau 2

Tableau 2 : Températures des composants de la cuve

Températures (°C)	Stockage	Déstockage
Température entrée fluide (Therminol 60)	140	40
Température initiale capsules Erythritol	20	130
Température initiale du fluide dans la cuve	80	140

5.1 Etude de la phase de stockage

Une étude paramétrique est réalisée pour déterminer l'influence de certains paramètres principaux sur la quantité d'énergie stockée et le temps nécessaire pour obtenir totalement du liquide à l'intérieur des capsules.

5.1.1 Evolution spatiotemporelle de la température du MCP

La figure 3 et 4 représentent l'évolution de la température du PCM dans le temps et suivant la profondeur de la cuve. Dans les premiers nœuds du côté de l'entrée, l'augmentation de la température est rapide, les capsules de l'entrée atteignent la température fixée du fluide T_{inlet} au bout de 150 mn et le palier du changement de phase se voit à peine, pour les autres couches de MCP l'évolution devient de plus en plus lente, le palier du changement de phase est plus visible, cela s'explique par le fort gradient de température à l'entrée et qui est moins important à la sortie.

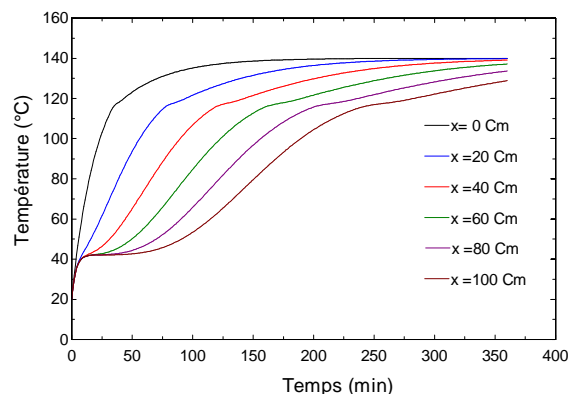


Figure 3 : Evolution de la température du MCP pour différentes profondeurs

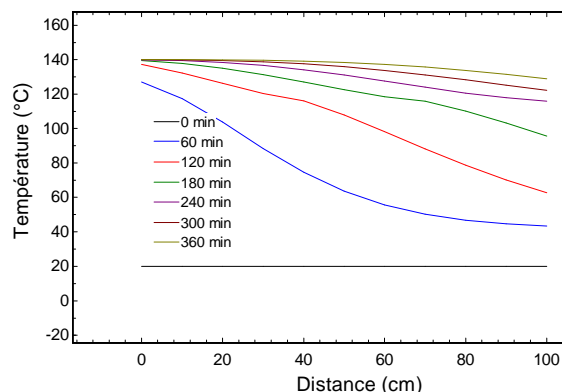


Figure 4 : Evolution de la température des couches de MCP pour différents temps

5.1.2 Evolution de la température du fluide à l'intérieur de la cuve

La figure 5 présente le profil de température du fluide dans la cuve de stockage, dans le premier nœud la température du fluide croît avec le temps et atteint la température fixe du fluide d'entrée au bout de 150 mn, la courbe est croissante. A partir des nœuds du milieu on observe une courbe décroissante puis croissante, cela s'explique par les conditions initiales du fluide et des capsules respectivement de 80 et 20 °C qui font que dans

les étages inférieures de la cuve il y a d'abord un échange entre le fluide qui se trouve initialement dans la cuve et les capsules ce qui traduit la diminution de la température initiale du fluide puis le fluide se chauffe et sa température augmente.

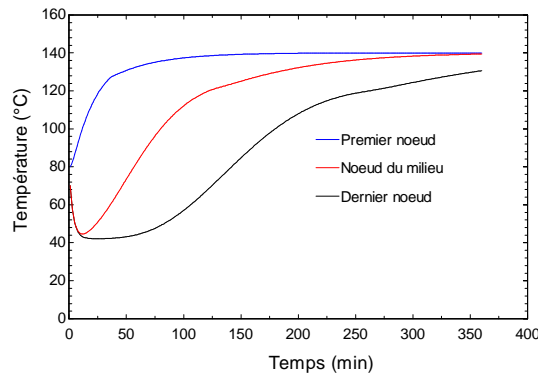


Figure 5 : Evolution de température du fluide pour différentes profondeurs

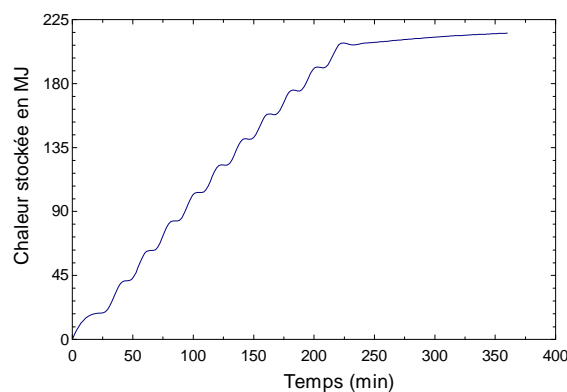


Figure 6 : Evolution de la quantité de chaleur stockée dans la cuve

5.1.3 Evolution de la quantité de chaleur stockée

La figure 6 montre l'évolution de la quantité de chaleur stockée dans le temps, de $t=0$ à $t=35$ mn le stockage se fait par chaleur sensible dans la phase solide, puis la température des capsules du 1^e étage atteignent la température de fusion et le stockage par chaleur latente commence à $t=35$ mn jusqu'à $t=220$ mn et à partir de 220 mn la chaleur est stockée sous forme sensible dans la phase liquide. Les paliers observés représentent les changements de phase dans les différents étages de capsules

5.14 Effet du coefficient d'échange convectif sur la température du premier noeud

La figure 7 présente la variation de la température du PCM à l'entrée en fonction du coefficient de convection, en augmentant le coefficient d'échange on observe une diminution du temps nécessaire pour la fusion du PCM, pour un $h=50$ (w/m^2k) mn il faudrait 40 mn pour que le PCM des capsules du premier étage fondent, alors que pour $h=150$ (w/m^2k) il faudrait 32 mn soit un gain de 8mn. A partir du $h=150$ l'écart entre les courbes est minime, ce qui nous amène à dire que la valeur nominale de h est voisine de $150 w/m^2k$.

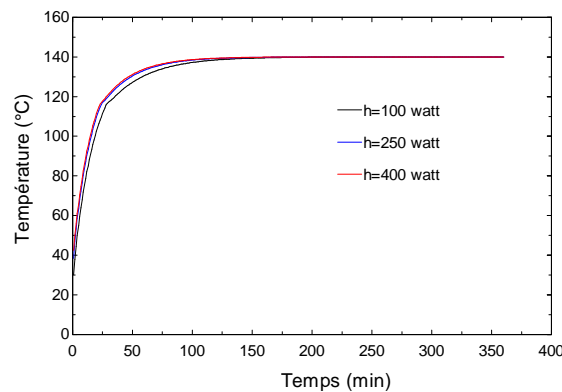


Figure 7 : Evolution de température du MCP en fonction du temps pour différents h

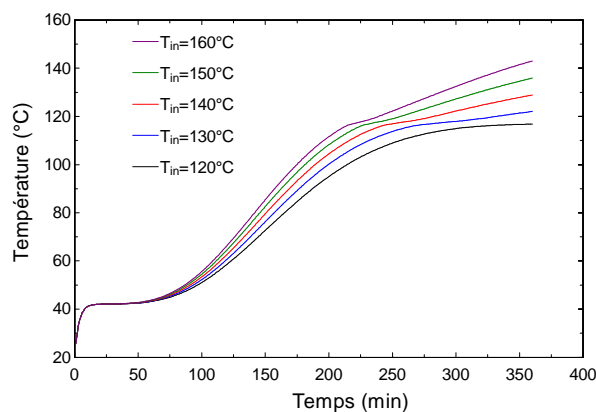


Figure 8 : Evolution de la température du MCP pour différentes températures d'entrée du fluide

5.1.5 Effet de la température d'entrée du fluide sur la température du MCP

La figure 8 montre la variation de la température du nœud du milieu de la cuve à PCM en fonction de la température d'entrée du fluide. Les courbes montrent que lorsqu'on augmente la température d'entrée de 120°C à 160 °c on observe une diminution du temps nécessaire à la fusion du PCM dans cet étage de capsule de 77 mn. L'écart entre les courbes à la fin du stockage est justifié par la température d'entrée.

5.1.6 Effet du débit de fluide sur le taux de liquide

La figure 9 montre l'effet de la variation du débit de fluide sur l'évolution du taux du liquide à l'intérieur de la cuve. En effet, lors de l'augmentation du débit on observe une diminution du temps nécessaire à la fonte du PCM. Pour un débit de 5 (Kg/mn) il faudrait 240 mn (4 heure) pour la fonte de tout le PCM alors que pour un débit de 8 (Kg/mn) il faudrait 151 mn (2 h 31 mn) soit 89 mn de moins. Cela s'explique par l'augmentation de la vitesse lorsque le débit augmente et par conséquent l'augmentation du coefficient d'échange qui est en fonction de la vitesse.

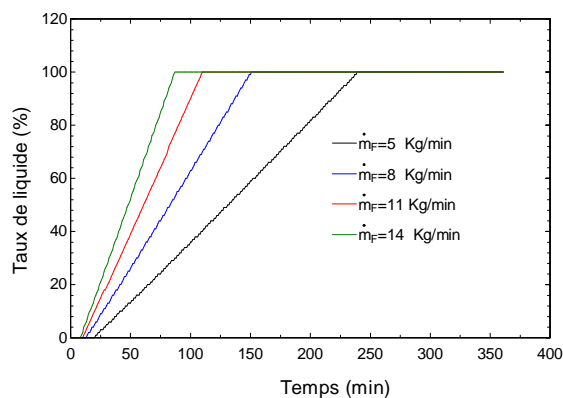


Figure 9 : Evolution du taux de liquide pour différents débit de fluide

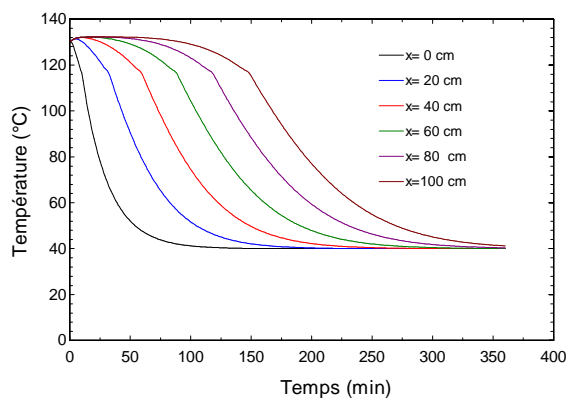


Figure 10 : Evolution de la température du MCP pour différentes profondeurs (déstockage)

5.2 Etude de la phase de déstockage

La phase de déstockage de l'énergie contenue dans la cuve revêt un intérêt très particulier, car elle nous renseigne sur la quantité d'énergie stockée lors de la présence de l'ensoleillement et son utilisation ultérieure dans des applications diverses.

5.2.1 Evolution spatiotemporelle de la température du MCP

La figure 10 représente la variation temporelle de la température du PCM lors du déstockage. Les courbes montrent que lors du déstockage, l'étage supérieur des capsules se décharge en premier et les températures atteignent une valeur de (40 °C) au bout de 105 mn alors que pour le dernier étage il faudrait plus de 360 mn pour que la température des capsules descende jusqu'à la température d'entrée. Cela s'explique par le fait que les étages supérieurs de la cuve sont exposés en premier au fluide froid et échangent la chaleur stockée avec le fluide caloporteur.

5.2.2 Autonomie de la cuve de stockage

La figure 11 représente l'autonomie de la cuve de stockage en fonction de la puissance calorifique à fournir. La variation de la puissance fournie par la cuve est inversement proportionnelle au temps d'autonomie de la cuve, lorsque la puissance à fournir augmente l'autonomie de la cuve diminue. La cuve de stockage peut assurer une puissance calorifique de 10 KW pendant un temps de 6h alors que pour une puissance de 20 kW l'autonomie descend à 3 h

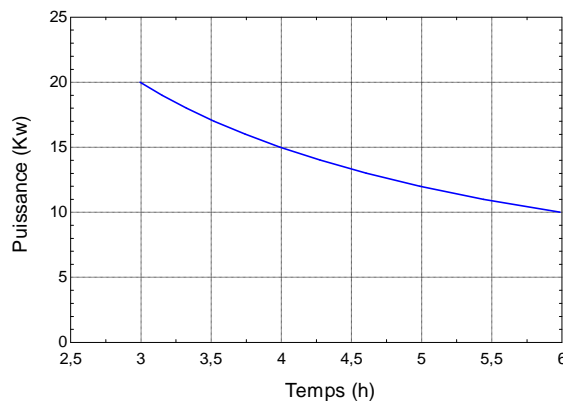


Figure 11 : Autonomie de la cuve de stockage

5.3 Simulation dynamique de la boucle comprenant la cuve de stockage- CSP

La figure 12 montre l'évolution des températures à l'entrée et à la sortie du concentrateur solaire parabolique pour une durée d'exposition de 7 heures correspondant à la journée du 21 juin. En initialisant toutes les températures du fluide et des capsules à 20°C à 9h du matin, on remarque que les capsules des différentes couches fondent après 6 heures de stockage de la chaleur. La figure 13 montre que la fusion de la première couche commence quatre heures après le début de l'opération de stockage.

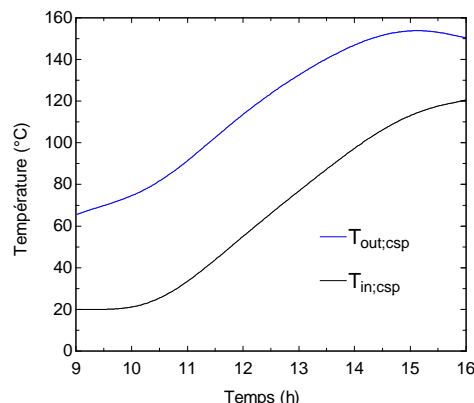


Figure 12 : Evolution température entrée et sortie du concentrateur solaire parabolique

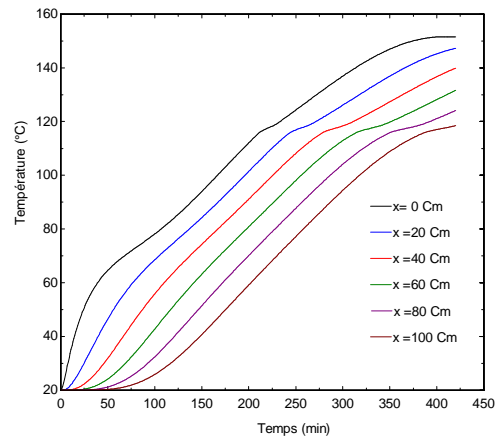


Figure 13 : Autonomie de la cuve de stockage

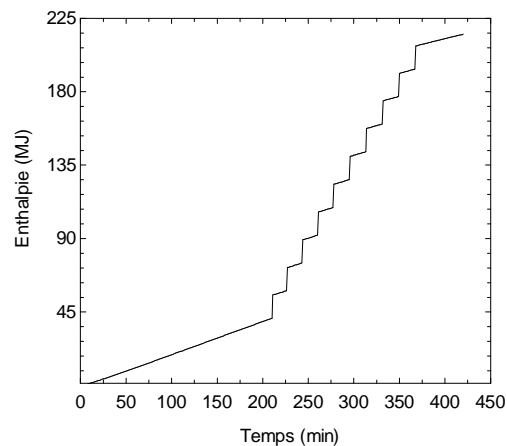


Figure 14 : Chaleur stockée

Conclusion

Nous avons présenté dans ce travail les phases de stockage et de déstockage de la chaleur à l'intérieur d'une cuve de stockage remplie de capsules contenant un matériau à changement de phase. Une étude paramétrique est menée pour déterminer l'influence de certains paramètres sur la quantité de chaleur stockée et la durée de stockage. La simulation dynamique nous a permis de déterminer l'évolution des températures à l'entrée et la sortie du collecteur solaire ainsi qu'à l'intérieur de la cuve. La simulation a permis de montrer qu'à partir du zénith les couches de MCP commencent à fondre et la fusion totale est obtenue environ à 16h. Les résultats obtenus sont satisfaisants et comparables à ceux obtenus dans la littérature scientifique.

Références

- [1] Lei Yang, Xiaosong Zhang, Guoying Xu, *Thermal performance of a solar storage packed bed using spherical capsules filled with PCM having different melting points*, Energy and Buildings 68 (2014) 639–646
- [2] A. Felix Regin & al, *An analysis of a packed bed latent heat thermal energy storage system using PCM capsules: Numerical investigation*, Renewable Energy 34 (2009) 1765–1773
- [3] Amar M. Khudhair, Mohammed M. Farid, *A review on energy conservation in building applications with thermal storage by latent heat using phase change materials*, Energy Conversion and Management, Volume 45, Issue 2, January 2004, Pages 263-275
- [4] Atul 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, Volume 13, Issue 2, February 2009, Pages 318-345
- [5] Belén Zalba, José M Marín, Luisa F. Cabeza, Harald Mehling, *Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications*, Applied Thermal Engineering, Volume 23, Issue 3, February 2003, Pages 251-283

- [6] Mohammed M Farid, Amar M Khudhair, Siddique Ali K Razack, Said Al-Hallaj, *A review on phase change energy storage: materials and applications*, Energy Conversion and Management, Volume 45, Issues 9–10, June 2004, Pages 1597-1615
- [7] Murat Kenisarin, Khamid Mahkamov, *Solar energy storage using phase change materials*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 11, Issue 9, December 2007, Pages 1913-1965
- [8] Mehmet Esen, Teoman Ayhan, *Development of a model compatible with solar assisted cylindrical energy storage tank and variation of stored energy with time for different phase change materials*, Energy Conversion and Management, Volume 37, Issue 12, December 1996, Pages 1775-1785