
Modélisation du comportement thermique d'un système de rafraîchissement d'air par changement de phase de MCP (Echangeur-stockeur air/MCP)

3.1	Introduction	44
3.2	Modèle thermique d'un échangeur-stockeur air/MCP	45
3.2.1	Bilan d'énergie et modélisation des transferts thermiques	45
3.2.1.1	Conservation de l'énergie dans l'écoulement d'air	47
a)	Equation de conservation de l'énergie dans l'écoulement d'air	47
b)	Coefficient d'échange entre l'air et la paroi de l'encapsulation	47
3.2.1.2	Conservation de l'énergie dans la paroi de l'encapsulation	48
3.2.1.3	Conservation de l'énergie dans le MCP	49
3.2.1.4	49	
a)	Equation de conservation de l'énergie dans le MCP	49
b)	Coefficient d'échange entre la paroi de l'encapsulation et le MCP en fusion.....	50
c)	Coefficient d'échange entre la paroi de l'encapsulation et le MCP en solidification	55
3.2.2	Caractérisation du changement de phase	56
3.2.2.1	Représentation paramétrée du changement de phase solide/liquide	56
3.2.2.2	Hystérésis et surfusion.....	58
3.2.2.3	Prise en compte du changement de phase dans les équations de conservation de l'énergie.....	60
3.3	Modèle de co-simulation entre le bâtiment et le système de rafraîchissement.....	61
3.3.1	Stratégie de co-simulation choisie	61
3.3.2	Modélisation thermique de la maison NAPEVOMO	62
3.3.3	Pilotage du système.....	64
3.4	Synthèse du chapitre 3	67

Ce chapitre présente le modèle thermique utilisé pour simuler le système de rafraîchissement utilisant les MCP pour un cycle comprenant le rafraîchissement d'air (fusion des MCP) et la régénération des MCP. Tout d'abord, une fonction enthalpie température paramétrée à partir des caractéristiques thermiques du MCP est présentée. Les équations principales monodimensionnelles sont décrites pour trois domaines : l'écoulement d'air, l'encapsulation et le MCP. Concernant le MCP, une formulation enthalpique est choisie. De plus, les phénomènes dominant les transferts thermiques lors de la fusion du MCP comme la convection naturelle et la fusion par contact sont analysés. Enfin, la mise en place de la co-simulation entre un programme de STD et l'outil de simulation de système de rafraîchissement air/MCP est décrite.

3.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de développer un outil de simulation capable de reproduire le comportement thermique d'échangeurs-stockeurs quelle que soit leur géométrie. Pour cela, des équations mono-dimensionnelles sont utilisées pour chaque élément principal de l'échangeur-stockeur (cf. figure 3. 1) : l'écoulement d'air, l'encapsulation, le Matériau à Changement de Phase (MCP). La spécificité de chaque géométrie est prise en compte dans le calcul des surfaces d'échange, des sections équivalentes et des coefficients d'échange.

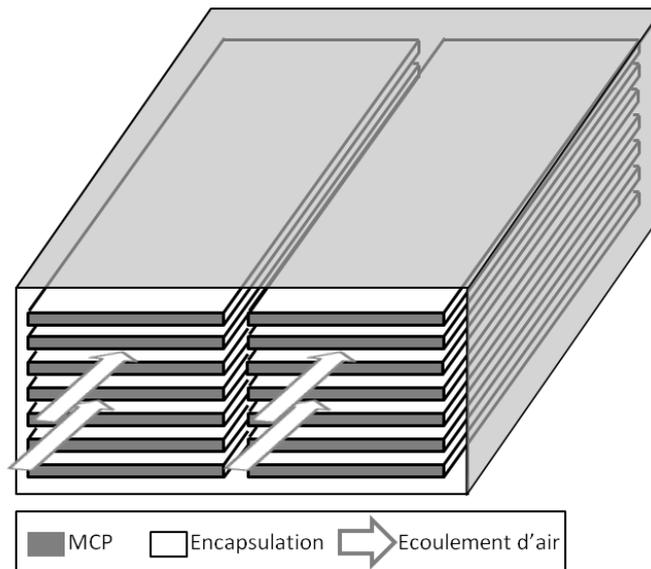


Figure 3. 1 : Schéma représentant un échangeur-stockeur composé d'encapsulation de type cylindre droit à section rectangulaire ($B=0,06$) avec génératrice horizontale.

Le calcul des coefficients d'échange entre le MCP et son encapsulation est ensuite développé spécifiquement pour les cavités de type cylindre droit à section rectangulaire (cf. figure 3. 1) dont le facteur de forme B (ratio entre la hauteur et la largeur de la cavité) varie entre 0,05 et 20 et dont la génératrice est horizontale. La figure 3. 2 présente des sections transversales d'échangeurs-stockeurs avec différents facteurs de forme B . Les coefficients d'échange entre l'air et l'encapsulation sont déterminés pour des écoulements parallèles à la génératrice de l'encapsulation.

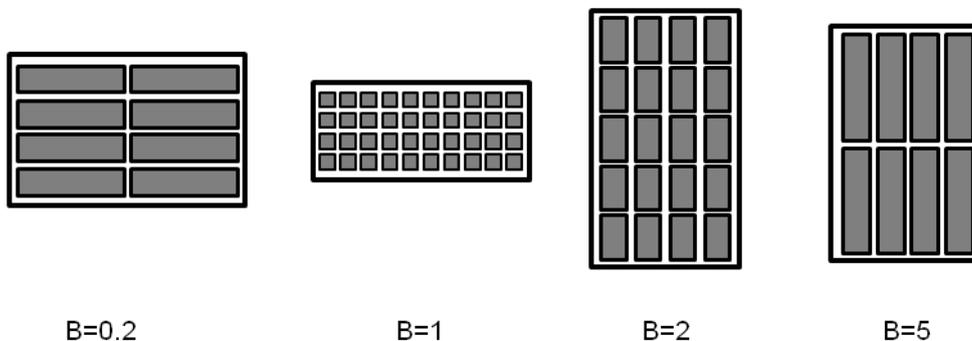


Figure 3. 2 : Schéma représentant un échangeur-stockeur composés d'encapsulation de type cylindres droit à section rectangulaire ($B=0,06$) avec génératrice horizontale

Concernant le MCP, son changement de phase est pris en compte au travers de la formulation enthalpique développée par Voller (Voller, 1990) remplaçant la capacité thermique et la variation de température usuellement utilisées dans les équations de conservation de l'énergie. La fonction enthalpie-température est une représentation du comportement thermique du MCP. Cette fonction peut-être obtenue expérimentalement par

des méthodes calorimétriques comme la DSC (Data Screening Calorimetry), la méthode T-history ou en utilisant une représentation paramétrée dépendant des caractéristiques thermo-physiques principales du matériau telles que la masse volumique, les capacités thermiques et la chaleur latente de changement de phase.

Le couplage des modèles thermiques d'échangeur-stockeur et de bâtiment est présenté. Ce couplage a pour objectif de simuler les performances du système dans des conditions équivalentes à celles du système réel. La présentation du couplage s'appuie sur le cas d'étude de la maison NAPEVOMO dont le modèle thermique est présenté. Le pilotage du système est également exposé en fonction de variables telles que les températures intérieure et extérieure et l'état de charge du système.

3.2 Modèle thermique d'un échangeur-stockeur air/MCP

Afin de pouvoir simuler le comportement d'un système, il est nécessaire de développer un modèle de simulation. Cependant, le comportement du changement de phase du MCP implique que le modèle de simulation soit également dynamique. Le comportement du changement de phase est modélisé ci-après par une fonction enthalpie-température.

3.2.1 Bilan d'énergie et modélisation des transferts thermiques

Ce paragraphe développe le modèle utilisé pour simuler le comportement thermique d'un échangeur-stockeur utilisant les MCP encapsulés dans des tubes de section rectangulaire. Dans le cas des tubes, l'écoulement de l'air est globalement parallèle à l'axe de symétrie des tubes. Le facteur de forme de la section de ces tubes B (ratio entre la largeur et la hauteur) varie entre 0,05 (plaques horizontales) et 20 (plaques verticales).

Les équations principales et les conditions aux limites et initiales associées sont présentées ci-dessous dans trois domaines : l'écoulement d'air, la paroi de l'encapsulation et le MCP. Les trois domaines explicités dans les trois paragraphes sont considérés comme continus et leurs propriétés thermo-physiques comme homogènes. Les équations utilisées sont transitoires et monodimensionnelles suivant l'axe x , axe de l'écoulement global de l'air.

Afin de prendre en compte les transferts thermiques à travers l'enveloppe de l'échangeur-stockeur, les volumes de contrôle sur les trois domaines et les surfaces d'échanges sont exprimés à l'échelle de l'échangeur-stockeur dans les équations de conservation de l'énergie.

Dans le cas des cavités de type cylindre droit horizontal à section rectangulaire, les volumes de contrôle et les surfaces d'échange sont respectivement exprimés en fonction des sections (S) et des périmètres (p) dans la section transversale de l'échangeur-stockeur, comme le montre la figure 3. 3.

L'étude du comportement thermique et dynamique des échangeurs-stockeurs utilisant des MCP est un problème non-linéaire. L'optimisation du système nécessite une flexibilité pour utiliser un seul et unique outil de simulation. Par conséquent, une résolution numérique a été choisie. La figure 3. 4 montre une vue schématique de la méthode de résolution par différences finies utilisée pour résoudre les équations de conservation de l'énergie. Dans cette figure, le MCP solide est représenté en violet foncé, la phase liquide en violet clair, l'encapsulation en bleu, deux demi-épaisseurs de l'écoulement d'air en blanc et deux demi-épaisseurs de l'enveloppe en orange. Les cas de la fusion et de la solidification du MCP sont différenciés sur la figure. Les variables utilisées pour résoudre l'élément x sont aussi représentées.

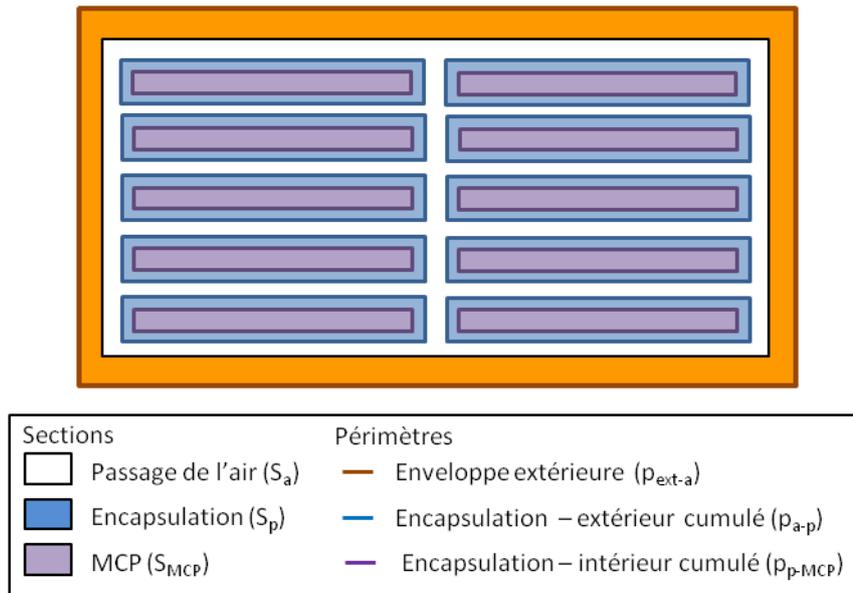


Figure 3. 3 : Schéma de la coupe transversale d'un échangeur-stockeur

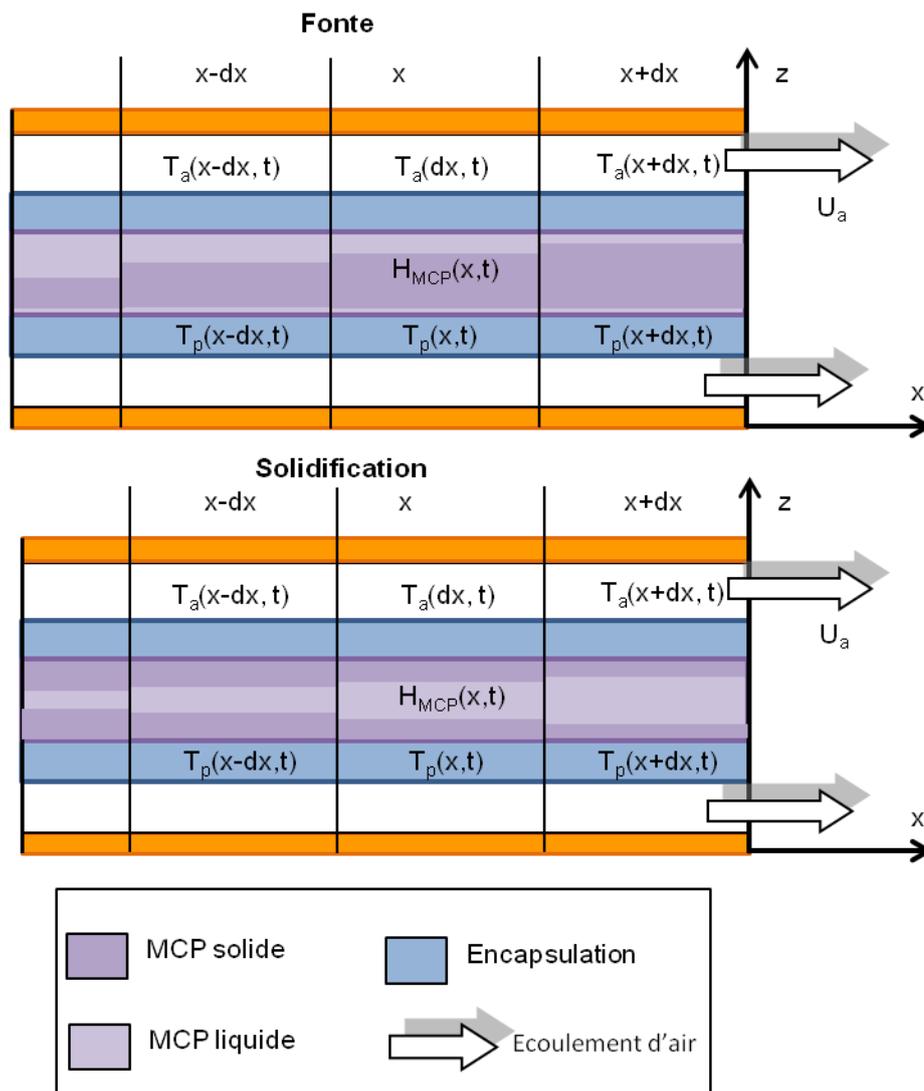


Figure 3. 4 : Schéma d'une partie de la coupe longitudinale d'une encapsulation remplie de MCP et comprise dans un écoulement d'air (direction de l'écoulement décrit par les flèches blanches)

Les trois équations différentielles monodimensionnelles (3- 1), (3- 9) et (3- 11) avec les conditions initiales et aux limites (3- 3), (3- 10) et (3- 12) comportent trois inconnues dépendant de x et du temps : la température de l'air T_a , la température de paroi de l'encapsulation T_p et l'enthalpie du MCP H_{MCP} . Le système d'équations est résolu par la méthode des différences finies pour la discrétisation spatiale et la méthode d'Euler pour la discrétisation temporelle. De plus, le coefficient d'échange entre la paroi de l'encapsulation et le MCP (h_{p-MCP}) dépend des températures du MCP et de la paroi ainsi que de la fraction volumique de la phase liquide σ_l , un calcul itératif jusqu'à convergence est nécessaire à chaque pas de temps.

3.2.1.1 Conservation de l'énergie dans l'écoulement d'air

a) Equation de conservation de l'énergie dans l'écoulement d'air

Hypothèses :

- L'écoulement d'air est supposé également réparti dans l'échangeur-stockeur
- La capacité thermique de l'enveloppe du caisson est négligée

L'équation de conservation de l'énergie pour l'écoulement de l'air est la suivante :

$$\rho_a U_a S_a C p_a \frac{\partial T_a}{\partial x} dx + \rho_a C p_a S_a \frac{\partial T_a}{\partial t} dx = h_{a-p} dA_{a-p} (T_p - T_a) + h_{ext-a} dA_{ext-a} (T_{ext} - T_a) \quad (3- 1)$$

où S_a est la section de passage de l'air (cf. figure 3. 3) et où dA_{ext-a} et dA_{a-p} sont les surfaces d'échange élémentaires dépendant des périmètres représentés dans la figure 3. 3 telles que :

$$dA_{ext-a} = p_{ext-a} dx \text{ et } dA_{a-p} = p_{a-p} dx \quad (3- 2)$$

La seule condition aux limites pour cette équation concernant l'entrée d'air pour laquelle $T_a(A_1, t)$ est une valeur dépendant du temps obtenue à partir de mesures expérimentales (dans la section 4.1.3.3) ou de données de simulation (dans la section 4.2) :

$$T_a(x = 0, t) = T_a(A_1, t) \quad (3- 3)$$

b) Coefficient d'échange entre l'air et la paroi de l'encapsulation

Hypothèses :

- Le champ de vitesse est considéré comme uniforme
- Les propriétés thermo-physiques de l'air sont supposées constantes le long de l'écoulement

L'écoulement d'air dans l'échangeur stockeur est considéré également réparti, c'est-à-dire, que le champ de vitesse est considéré comme uniforme. Le coefficient d'échange convectif (h_{a-p}) entre l'air et la surface d'échange de l'encapsulation est obtenu à partir de l'équation suivante :

$$h_{a-p} = \chi \frac{Nu_{a-p} \lambda_a}{\phi_{hyd}}, \quad (3- 4)$$

où χ est le facteur de correction déterminé expérimentalement prenant en compte que l'écoulement n'est pas en régime établi dans l'échangeur. En effet, les corrélations, ci-dessous déterminant les nombres de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (Re) sont établies pour des régimes établis, c'est-à-dire, les conditions aux

limites comme le bord d'attaque n'influent pas sur le régime de l'écoulement. Or, le bord d'attaque et les turbulateurs empêchent l'air d'établir un régime permanent mais améliorent les transferts thermiques en favorisant les turbulences.

$$\begin{cases} Nu^{(1)} = \left[(3,66 \psi)^3 + 1,61^3 \left(\frac{Pr_a Re_a \phi_{hyd}}{l_t} \right) \right]^{\frac{1}{3}} ; Re_a \leq 900 \\ Nu^{(2)} = 1,86 \left(\frac{Pr_a Re_a \phi_{hyd}}{l_t} \right)^{\frac{1}{3}} ; 1100 < Re_a \leq 2100 ; 0,6 < Pr_a < 500 ; Pr_a Re_a \frac{dh}{L} > 10 \\ Nu^{(3)} = 0,166 \left(Re_a^{\frac{2}{3}} - 125 \right) Pr_a^{\frac{1}{3}} ; 8000 < Re_a \leq 10^4 \\ Nu^{(4)} = 0,023 Re_a^{0,8} Pr_a^{\frac{1}{3}} ; 10^4 < Re_a \leq 10^6 ; 0,6 < Pr_a < 500 ; \frac{L}{dh} > 10 \end{cases} \quad (3-5)$$

(Incropera et De Witt, 1985)

où ψ définit la cylindricité de la conduite. ψ est égal à 1 pour un écoulement à l'intérieur et à l'extérieur d'une conduite circulaire et suit l'équation suivante pour une conduite rectangulaire :

$$\psi = \pi \frac{\min(Y+2e_p, Z+2e_p)}{2(Y+Z+4e_p)} \quad (3-6)$$

où Y et Z respectivement la hauteur et la largeur de la section de la conduite. Les corrélations présentées dans l'équation (3- 5) ne couvrent pas entièrement le domaine de définition du nombre de Reynolds. Par conséquent, une régression linéaire entre chaque corrélation est faite pour que le nombre de Nusselt soit une fonction continue du nombre de Reynolds sur son domaine de définition :

$$\begin{cases} Nu_{a-p} = Nu^{(1)} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} & Re_a < 900 \\ Nu_{a-p} = \frac{Nu^{(2)} - Nu^{(1)}}{1100 - 900} Re_a \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} & 900 \leq Re_a < 1100 \\ Nu_{a-p} = Nu^{(2)} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} & 1100 \leq Re_a < 2100 \\ Nu_{a-p} = Nu^{(3)} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} & 2100 \leq Re_a < 8000 \\ Nu_{a-p} = \frac{Nu^{(4)} - Nu^{(3)}}{10^4 - 8000} Re_a \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} & 8000 \leq Re_a < 10^4 \\ Nu_{a-p} = Nu^{(4)} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} & 10^4 \leq Re_a \end{cases} \quad (3-7)$$

Le terme $\left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$ corrige le nombre de Nusselt prenant en compte le gradient de vitesse près de la paroi. Le coefficient d'échange h_{ext-a} dépend du coefficient d'échange convectif à l'intérieur de l'échangeur h_{a-p} , de la conduction à travers le caisson en bois et un coefficient d'échange de convection naturelle fixé par défaut à $5 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$. Le coefficient h_{ext-a} s'exprime donc de la manière suivante :

$$\frac{1}{h_{ext-a}(x)} = \frac{1}{h_{a-p}(x)} + \frac{e_{cai}}{\lambda_{cai}} + \frac{1}{h_{conv}} \quad (3-8)$$

3.2.1.2 Conservation de l'énergie dans la paroi de l'encapsulation

Les transferts thermiques entre l'air et le MCP à travers les parois de l'encapsulation répondent à l'équation suivante :

$$\rho_p C p_p S_p \frac{\partial T_p}{\partial t} dx = \lambda_p S_p \frac{\partial T_p}{\partial x} dx + h_{a-p} dA_{a-p} (T_a - T_p) + h_{p-MCP} dA_{p-MCP} (T_{MCP}(H_{MCP}) - T_p) \quad (3-9)$$

où S_p est la section cumulée des parois des encapsulations (en bleu en figure 3. 3) et où dA_{a-p} et dA_{p-MCP} sont les surfaces élémentaires dépendant des périmètres p_{a-p} et p_{p-MCP} présentés en figure 3. 3

Les surfaces d'échange perpendiculaires à l'axe x aux extrémités des encapsulations à $x=0$ et $x=L_t$ sont considérées comme négligeables par rapport à la surface d'échange totale. Alors, le flux de chaleur à ses extrémités est considéré comme nul :

$$\frac{\partial T_p(x=0,t)}{\partial x} = 0, \frac{\partial T_p(x=L,t)}{\partial x} = 0 \quad (3-10)$$

De plus, la température initiale de l'encapsulation est fixée soit par les valeurs initiales des parois données dans l'expérience (dans la section 4.1.3.3) soit par une valeur fixée arbitrairement (dans la section 4.2) .

3.2.1.3 Conservation de l'énergie dans le MCP

3.2.1.4

Hypothèses :

- La variation volumique du MCP dans l'encapsulation est négligée
- Les transferts de chaleur dans le MCP suivant l'axe x sont négligés
- un seul front de fusion est considéré dans la section transversale de l'encapsulation
- La section du MCP solide garde le même facteur de forme B que l'encapsulation
- L'écoulement dans le film liquide de MCP d'épaisseur δ est considéré symétrique de part et d'autre de l'axe Z

a) Equation de conservation de l'énergie dans le MCP

L'équation de la conservation de l'énergie dans le MCP est basée sur une formulation enthalpique et monodimensionnelle comme le recommandent Dolado et al. (Dolado et al., 2006) :

$$S_{MCP} \frac{\partial(\rho_{MCP} H_{MCP})}{\partial t} dx = h_{p-MCP} dA_{p-PCM} (T_p - T_{MCP}(H_{MCP})) \quad (3-11)$$

La température T_{MCP} à l'interface entre les phases liquide et solide du MCP dépend de l'enthalpie de ce dernier, soit l'énergie qu'il a pu accumuler ou dissiper. L'équation établissant l'enthalpie initiale du MCP est calculée à partir de la température initiale de la paroi de l'encapsulation :

$$H_{MCP}(x, 0) = H_{MCP}(T_p(x, t = 0) - \Delta T) \quad (3-12)$$

où ΔT est un gradient thermique faible (de l'ordre de $0,1^\circ\text{C}$) pour éviter des divergences lors de l'initialisation du modèle. Dans les équations précédentes, les surfaces d'échange dA_{a-p} et dA_{p-MCP} sont les surfaces élémentaires

(de longueurs dx) définies respectivement comme la surface de la calandre de l'échangeur-stockeur et les surfaces d'échange externe et interne de l'encapsulation :

$$dA_{a-p} = N_t p_{a-p} dx \text{ et } dA_{p-MCP} = N_t p_{p-MCP} dx \tag{3-13}$$

b) Coefficient d'échange entre la paroi de l'encapsulation et le MCP en fusion

Le modèle considère la fusion par contact proche induite par la différence de densité entre le solide et le liquide. Ce phénomène a été mis en évidence théoriquement par Bejan (Bejan, 1992) qui a établi une unique corrélation de fusion par contact proche quelle que soit la géométrie. Hirata et al (Hirata et al., 1993, 1991) ont complété les équations proposées par Bejan par des corrélations expérimentales pour la fusion de l'octadécane et de l'eau dans une encapsulation rectangulaire chauffée iso-thermiquement. Concernant l'octadécane, le solide plus dense exerce une force sur le film liquide de MCP fondu entre la surface inférieure et le solide lui-même.

Dans (Hirata et al., 1991), les auteurs font l'hypothèse dans leur modèle que les transferts thermiques par convection sont négligeables par rapport aux transferts par conduction. Les auteurs ont validés expérimentalement ce modèle en comparant les évolutions de la fraction volumique dans une encapsulation rectangulaire chauffée isothermiquement pour trois ratios $B=Z/Y$: 1/3, 1 et 3. Bien que le modèle et les résultats expérimentaux présentent un comportement identique pour les ratios 1/3 et 1, il existe un écart important de comportement pour le ratio 3. Dans (Hirata et al., 1993), les auteurs ont donc choisi de considérer la possibilité d'une convection naturelle dans l'encapsulation améliorant ainsi la prédiction du modèle.

Dans leur analyse des transferts thermiques dans le MCP, Hirata et al. découpent la section de l'encapsulation en trois zones correspondant à trois positions de front de fusion et trois types de transfert différents (cf. figure 3. 5).

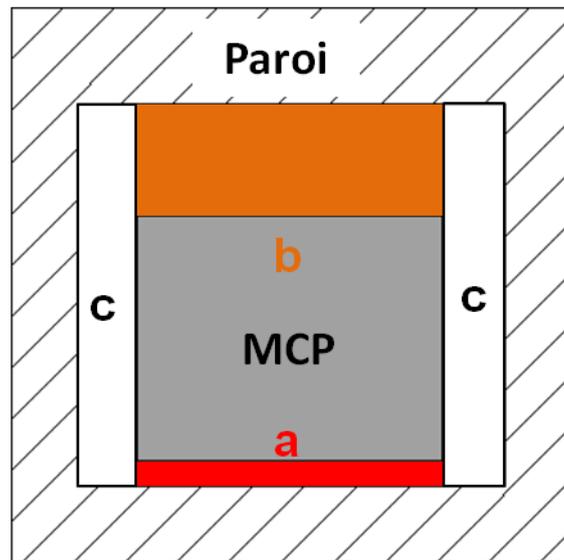


Figure 3. 5 : Coupe transversale d'un tube rempli de MCP fondant avec le découpage des zones pour le calcul du coefficient d'échange

A partir de cette analyse, nous avons établi le coefficient d'échange entre la paroi de l'encapsulation et le MCP tel que :

$$h_{p-MCP}(x, t) = \frac{1}{p_{p-MCP}} [(Y - 2 s_Y) h_{p-MCP}^a + (Y - 2 s_Y) h_{p-MCP}^b + Z h_{p-MCP}^c] \tag{3-14}$$

La figure 3. 6 présente une coupe de la section transversale d'une encapsulation remplie de MCP sur laquelle sont inscrites les différentes variables géométriques intervenant dans le calcul du coefficient d'échange entre le MCP solide et la paroi intérieure du tube. Ainsi Y et Z sont les dimensions intérieures de la section transversale de l'encapsulation. s_y , s_z et δ sont respectivement les positions des front de fusion du MCP solide par rapport aux parois latérales, supérieure et inférieure de l'encapsulation.

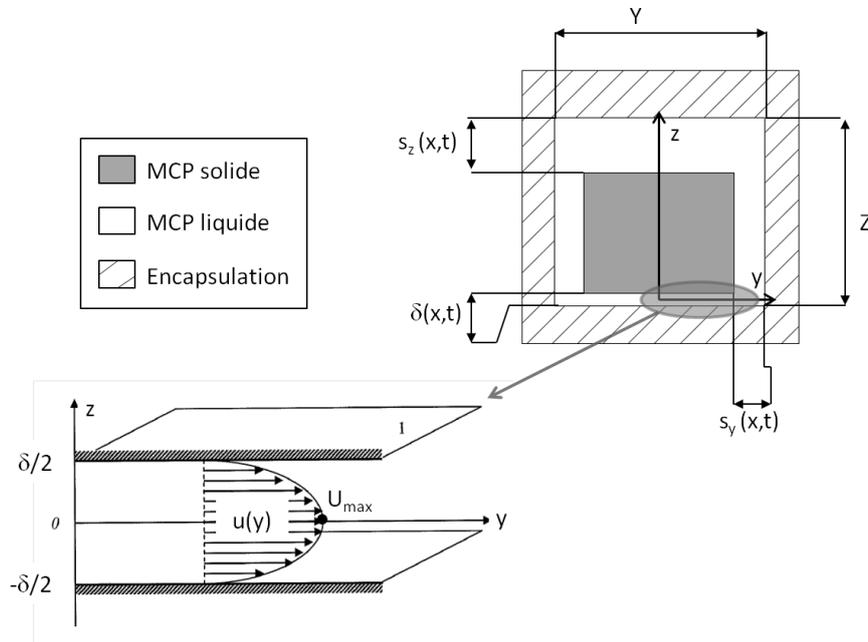


Figure 3. 6 : Coupe transversale d'un tube rempli de MCP fondant avec les différents fronts de fusion et Représentation d'un écoulement visqueux entre deux plaques selon la loi de Poiseuille

Evaluation du coefficient h_{p-MCP}^a

Le coefficient h_{p-MCP}^a dépend de deux composantes : la position du front de fusion δ (cf. figure 3. 6) et le type de transfert thermique. Selon (Hirata et al., 1993), le film liquide au fond de l'encapsulation étant instable, la convection naturelle peut se développer si le nombre de Rayleigh Ra_Y dépasse la valeur critique de 1700.

$$h_{p-MCP}^a(x, t) = Nu_Y \frac{\lambda_l}{\delta} \quad (3-15)$$

où λ_l est la conductivité du MCP et Nu_Y est le nombre de Nusselt dans l'épaisseur du film liquide. Pour déterminer le nombre Nu_Y , Hirata et al. utilisent les corrélations de convection naturelle pour une plaque chaude horizontale établies par Ozisik (Özışık, 1985) telles que :

$$\begin{cases} Nu_Y = 1 & \text{si } Ra_Y(x, t) < 1700 \\ Nu_Y = 0,012 Ra_Y^{0,6} & \text{si } Ra_Y(x, t) < 6000 ; 1 < Pr_l < 5000 \\ Nu_Y = 0,375 Ra_Y^{0,2} & \text{si } Ra_Y(x, t) < 37000 ; 1 < Pr_l < 5000 \\ Nu_Y = 0,13 Ra_Y^{0,3} & \text{si } Ra_Y(x, t) < 37000 ; 1 < Pr_l < 20 \end{cases} \quad (3-16)$$

avec Pr_l le nombre de Prandtl de la phase liquide du MCP et Ra_Y le nombre de Rayleigh du film liquide tel que :

$$Ra_Y(x, t) = \frac{c\rho_l \rho_l^2 g \beta (T_p - T_{MCP}) \delta^3}{\lambda_l \mu_l} \quad (3-17)$$

Pour déterminer la position du front de fusion inférieur δ , les hypothèses sont les suivantes :

Hypothèses :

- Le MCP liquide est considéré Newtonien
- Le terme d'inertie dans la loi de Poiseuille est négligé par rapport à la viscosité
- L'effet de suction induit par la variation volumique solide/liquide est négligé
- Les propriétés thermo-physiques sont considérées constantes
- L'écoulement dans le film liquide est symétrique par rapport à $y=0$ (cf. figure 3. 6)
- L'épaisseur du film liquide δ est considérée constante sur la longueur d'un élément dx

Selon Hirata et al., la position du front de fusion δ est déterminée analytiquement à partir de la loi de Poiseuille définie entre deux plaques telle que :

$$\frac{dP}{dy} = \frac{-2 \mu U_{max}}{\left(\frac{\delta}{2}\right)^2}, \quad (3-18)$$

où P est la pression exercée sur le MCP liquide, μ la viscosité dynamique du MCP liquide et U_{max} la vitesse maximale du liquide suivant l'axe y . En considérant que le problème est symétrique par rapport à l'axe vertical z et que la pression à la limite du MCP solide à $Y/2 - s_Y$ est nulle :

$$P(y) = -\frac{8 \mu U_{max}}{\delta^2} \left(y - \frac{Y \sqrt{\sigma_s}}{2} \right) \text{ avec } \frac{Y}{2} - s_Y = Y \sqrt{\sigma_s} = Y \sqrt{1 - \sigma_l}, \quad (3-19)$$

De plus, la pression P exercée par le MCP solide sur le film de MCP liquide dépend de la gravité et de la poussée d'Archimède telle que :

$$2 X \int_0^{Y \sqrt{\sigma_s}/2} P(y) dy = (\rho_s - \rho_l) V_s g \text{ où } V_s = Y Z X \sigma_s, \quad (3-20)$$

où V_s volume du MCP solide et σ_s la fraction volumique du MCP et ρ_l et ρ_s les masses volumique du MCP liquide et solide. En intégrant la pression suivant l'axe y avec la relation (3- 19), l'équation (3- 20) devient alors :

$$2 \frac{\mu Y \sigma_s}{\delta^2} U_{max} = (\rho_s - \rho_l) Z \sigma_s g \quad (3-21)$$

En état d'équilibre, la vitesse moyenne du liquide dans l'épaisseur du film de MCP dépend du débit de fusion q_{MCP} considéré comme constant suivant l'axe Y :

$$q_{MCP} = \rho_l X \int_{-\delta/2}^{\delta/2} u(z) dz \text{ avec } u(y) = -4 \frac{U_{max}}{\delta^2} y^2 + U_{max} \quad (3-22)$$

Par conséquent, le débit de MCP fondu au niveau de la surface inférieure s'écrit de la manière suivante :

$$\frac{q_{MCP}}{X} = 2 \rho_l \frac{U_{max}}{3} \delta \quad (3-23)$$

Le débit de MCP fondu au niveau de la surface inférieure du MCP solide (q_{MCP}) dépend de la chaleur latente et du transfert thermique à travers le film liquide (dont on néglige la capacité thermique face à la chaleur latente) comme suit :

$$-\frac{\lambda_l}{\delta} X Y \sqrt{\sigma_s} (T_s - T_p) = q_{MCP} L_f, \quad (3-24)$$

où λ_l est la conductivité de la phase liquide et L_f est la chaleur latente du MCP .Par conséquent, le débit linéique de MCP peut s'écrire :

$$\frac{q_{MCP}}{X} = \frac{3 \lambda_l Y \sqrt{\sigma_s} Ste}{2 \delta C_{p_l}} \text{ où } = C_{p_l} \frac{(T_s - T_p)}{L_f}, \quad (3-25)$$

où Ste est le nombre de Stephan et C_{p_l} , la capacité thermique de la phase liquide. A partir des équations (3- 23) et (3- 25), la vitesse maximale U_{max} du MCP liquide dans le film d'épaisseur δ peut s'exprimer de la manière suivante :

$$U_{max} = \frac{3 D_l Y \sqrt{\sigma_s} Ste}{2 \delta^2} \text{ avec } D_l = \frac{\lambda_l}{\rho_l C_{p_l}}, \quad (3-26)$$

où D_l est la diffusivité thermique de la phase liquide du MCP. Ainsi les équations (3- 21) et (3- 26) peuvent être mises en relation par la vitesse maximale U_{max} :

$$2 \frac{\mu Y \sigma_s}{\delta^2} \frac{3 D_l Y \sqrt{\sigma_s} Ste}{2 \delta^2} = (\rho_s - \rho_l) Z g \quad (3-27)$$

Enfin, l'épaisseur du film de MCP liquide δ peut s'écrire de la manière suivante :

$$\delta = \sqrt[4]{3 \frac{\mu Y^2 D_l \sqrt{1 - \sigma_l} Ste}{(\rho_s - \rho_l) Z g}} \quad (3-28)$$

Evaluation du coefficient h_{p-MCP}^b

Dans la couche supérieure du MCP liquide (cf. zone b dans Figure 3. 5) il est considéré que la conduction est dominante. En effet, le MCP est chauffé par la paroi supérieure de l'encapsulation ce qui ne permet pas le développement de convection naturelle. Par conséquent le coefficient h_{p-MCP}^b s'exprime de la manière suivante :

$$h_{p-MCP}^b(x, t) = \frac{\lambda_l}{s_z} \quad (3-29)$$

A partir de l'hypothèse géométrique que le cœur solide du MCP garde le même ratio B entre la hauteur et la largeur que la section de l'encapsulation, la position du front de fusion supérieur s_z dépend alors de la fraction volumique de MCP liquide σ_l et de la position du front de fusion inférieur δ telle que :

$$s_z(x, t) = Z \left[1 - \sqrt{1 - \sigma_l(x, t)} \right] - \delta(x, t) \quad (3- 30)$$

Evaluation du coefficient h_{p-MCP}^c

Selon Hirata et al. (Hirata et al., 1993), il existe de la convection naturelle entre les fronts de fusion latéraux et les parois verticales de l'encapsulation. Les auteurs utilisent la corrélation établie par Jany et Bejan (Jany et Bejan, 1988) pour calculer la position du front de fusion en fonction du temps en prenant en compte la convection naturelle. Cependant, cette corrélation nécessite que la paroi verticale soit à température constante. Or dans le modèle ici développé, la température de l'encapsulation varie en fonction du temps. Par conséquent, il a été choisi d'exprimer le coefficient d'échange h_{p-MCP}^c en fonction du Nombre de Nusselt tel que :

$$h_{p-MCP}^a(x, t) = Nu_z \frac{\lambda_l}{s_Y} \quad (3- 31)$$

avec la position du front fusion s_Y calculée à partir de la même hypothèse que pour le front de fusion s_z :

$$s_Y(x, t) = \frac{Y[1 - \sqrt{1 - \sigma_l(x, t)}]}{2} \quad (3- 32)$$

Le nombre de Nusselt Nu_z est calculé à partir des corrélations de convection naturelle pour des encapsulations verticales développées par Berkovsky et Polevikov (Berkovsky et Polevikov, 1977). La première corrélation utilisée est la suivante :

$$Nu_z = 0,22 \left(\frac{Pr}{0,2+Pr} Ra_z(x, t) \right)^{0,28} \left(\frac{z}{s_Y(x, t)} \right)^{0,25} \quad (3- 33)$$

La corrélation (3- 35) est valide pour les conditions suivantes :

Hypothèses :

$$2 < \frac{z}{s_Y(x, t)} < 10 ;$$

$$Pr_l < 10^5 ;$$

$$10^3 < Ra_z < 10^{10} ;$$

$$\text{Propriétés thermo-physiques calculées pour } \bar{T} = (T_p + T_{MCP})/2$$

La deuxième corrélation utilisée pour le calcul de Nu_z est la suivante :

$$Nu_z = 0,18 \left(\frac{Pr}{0,2+Pr} Ra_z(x, t) \right)^{0,29} \quad (3- 34)$$

La corrélation (3- 35) est valide pour les conditions suivantes :

Hypothèse :

$$1 < \frac{z}{s_Y(x, t)} < 2 ;$$

$$10^{-3} < Pr_l < 10^5 ;$$

$$\frac{Pr_l}{0,2+Pr_l} Ra_z < 10^3 ;$$

$$\text{Propriétés thermo-physiques calculées pour } \bar{T} = (T_p + T_{MCP})/2$$

où

$$Ra_z(x, t) = \frac{c p_l \rho_l^2 g \beta (T_p - T_{MCP}) Z^3}{\lambda_l \mu_l} \quad (3-35)$$

Dans le cas où l'une des conditions de ces corrélations n'est pas satisfaite, le nombre de Nusselt Nu_z est alors fixé à 1 par défaut.

c) Coefficient d'échange entre la paroi de l'encapsulation et le MCP en solidification

Hypothèses :

- Un seul front de fusion est considéré
- Lors de la solidification, la section du MCP liquide garde le même facteur de forme B que l'encapsulation
- Seule la conduction à travers la phase solide est considérée

Dans le modèle de simulation, la solidification comme symétrique par rapport l'axe de symétrie de l'encapsulation. Le transfert thermique entre la paroi de l'encapsulation et l'interface de cristallisation entre la phase solide et la phase liquide du MCP est considéré comme purement conductif. Par conséquent, le coefficient d'échange (h_{p-MCP}) entre le MCP et la paroi de l'encapsulation s'écrit de la manière suivante :

$$h_{p-MCP}(x, t) = \frac{\lambda_s}{p_{p-MCP}} 2 \left[\frac{(Y - 2 \cdot s_Y(x, t))}{s_Z(x, t)} + \frac{Z - 2 \cdot s_Z(x, t)}{s_Y(x, t)} \right], \quad (3-36)$$

où la position des fronts de solidification (cf. Figure 3. 7) dépendent uniquement de la fraction liquide du MCP :

$$s_Z(x, t) = Z \sqrt{(1 - \sigma_l(x, t))} \text{ et } s_Y(x, t) = Y \sqrt{(1 - \sigma_l(x, t))} \quad (3-37)$$

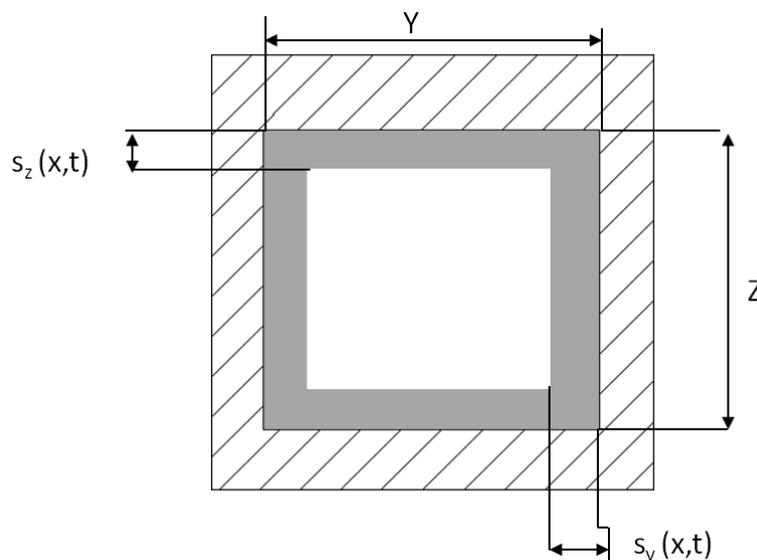


Figure 3. 7 : Coupe transversale d'un tube rempli de MCP solidifiant avec les différents fronts de solidification

3.2.2 Caractérisation du changement de phase

3.2.2.1 Représentation paramétrée du changement de phase solide/liquide

Dans les modèles de simulation de systèmes de stockage par chaleur latente solide-liquide, les propriétés du MCP peuvent être représentées sous deux formes : la chaleur spécifique effective (Arkar et Medved, 2007; Hed et Bellander, 2006; Zukowski, 2007) ou l'enthalpie (Dolado et al., 2011; Lacroix, 1993; Takeda et al., 2004), sachant que la variation de l'enthalpie entre deux états a et b est l'intégrale de la chaleur spécifique suivant la température telle que :

$$\Delta H_b^a = \int_{T_a}^{T_b} C_{p_{eff}}(T) dT \quad (3-38)$$

L'enthalpie peut donc s'écrire en fonction de la température (T) du titre massique de phase liquide (X_l) tel que :

$$H_{MCP} = [(1 - X_l) C_{p_s} + X_l C_{p_l}] T + X_l L_f, \text{ où } X_l = \frac{m_l}{m_{MCP}} \quad (3-39)$$

Le titre massique X_l de phase liquide est fonction de la température. Cette fonction peut être représentée de différentes manières selon que le changement de phase est monovariant (température de fusion unique) ou multivariant (fusion étalée sur une plage de température). Le tableau 3. 1 présente trois représentations paramétrées du titre massique de la phase liquide du MCP.

Nous avons choisi d'utiliser pour la suite la fonction 3 en partie pour la stabilité des calculs numériques. En effet, la dérivée de l'enthalpie est utilisée dans l'équation de conservation de l'énergie (3- 11) et seule la fonction 3 a une dérivée continue sur le changement de phase.

Afin de vérifier la précision de ces représentations du changement de phase, une caractérisation par calorimétrie différentielle à balayage (DSC) a été réalisée sur les deux principaux matériaux étudiés pendant la thèse. Ces MCP sont deux paraffines fabriquées par Rubitherm, la RT21 et la RT28HC dont les températures de fusion sont respectivement aux alentours de 21°C et 28°C avec des capacités de stockage annoncées de 134 kJ.kg⁻¹ et 245 kJ.kg⁻¹ (chaleur sensible des deux phases comprises sur une variation de 15°C autour du changement de phase).

Changement de phase monovariant	Changement de phase multivariant	
Fonction 1	Fonction 2	Fonction 3
$X_l = \begin{cases} 0; & T \leq T_f \\ 1; & T \geq T_f \end{cases}$	$X_l = \begin{cases} 0; & T \leq T_{min} \\ \frac{T - (T_{min})}{\Delta T_1}; & T_{min} \leq T \leq T_{max} \\ 1; & T \geq T_{max} \end{cases}$ <p>où $T_{min} = T_f - \frac{\Delta T_1}{2}$ et $T_{max} = T_f + \frac{\Delta T_1}{2}$</p>	$X_l = 0,5 \left[1 - \tanh\left(\frac{T_f - T}{\Delta T_2}\right) \right]$

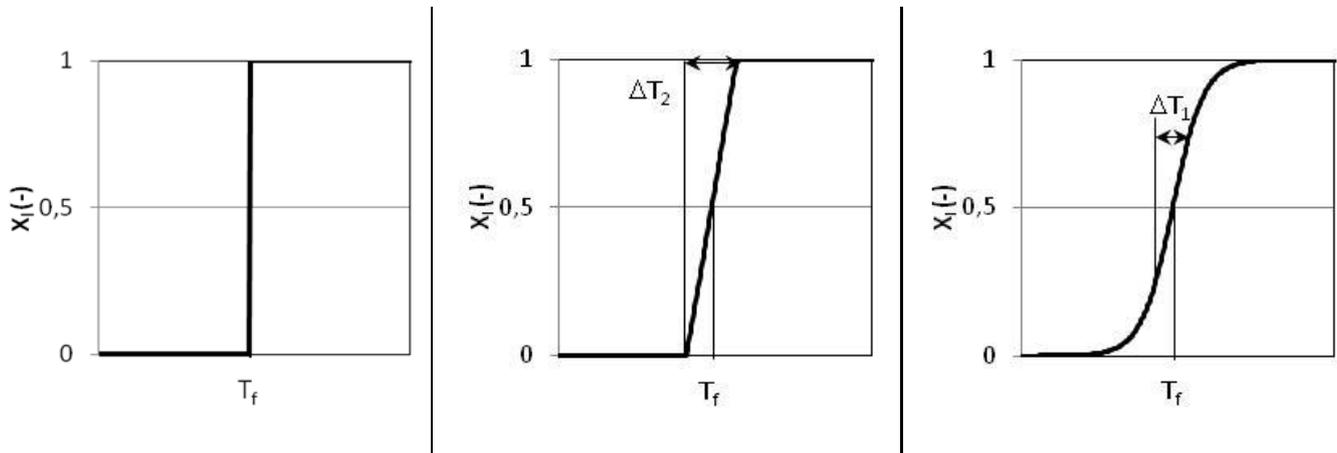


Tableau 3. 1 : Représentations paramétrées du titre massique de MCP fondu en fonction de la température

Une caractérisation rapide de ces deux matériaux a été réalisée par DSC avec une consigne de montée et de descente en température de $1,5^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$. Cette méthode permet de récupérer rapidement des données intéressantes sur les propriétés des matériaux : capacités thermiques, chaleur latente, allure de la fonction enthalpie-température. Cependant, il est important de noter que cette méthode induit une déviation de l'estimation de la température de l'échantillon car une évolution trop rapide de la consigne ne laisse pas le temps d'homogénéiser la température dans l'échantillon, les conditions sont dites non-isothermes dans l'échantillon. Les figures 3.6 et 3.7 montrent respectivement la comparaison des fonctions enthalpie-température expérimentales et paramétrées des paraffines RT28HC et RT21 déterminée à partir de la représentation paramétrée (3- 39). Les paramètres utilisés pour tracer les fonctions paramétrées sont présentés dans le tableau 3. 2.

La Rubitherm RT28HC est une paraffine dont les propriétés se rapprochent du n-octadécane, un alcane linéaire de formule $\text{C}_{18}\text{H}_{38}$. Par conséquent, la fonction (3- 39) paramétrée avec les données fournies par le fabricant (RubiTherm GmbH, 2011) respecte les résultats de DSC de la paraffine RT28HC, comme le montre la figure 3. 8. Contrairement à la RT28HC, la paraffine RT21 est un mélange binaire de deux ou plusieurs alcanes développé afin de proposer un panel de MCP avec différentes températures de changement de phase. Selon Rakotosaona (Rakotosaona, 2005) qui a étudié les diagrammes de phase des mélanges de n-alcanes, un mélange passe pendant sa montée en température par des transitions solide/solide (phase ordonnée \rightarrow désordonnée) puis par un changement de phase solide/liquide étalé (mélange stable solide-liquide dû à la séparation solidus-liquidus). Par conséquent, une capacité thermique équivalente de la phase solide (C_{p_s}) doit être fixée à $5000 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ (prenant en compte le changement de phase solide/solide) et la chaleur latente de changement de phase solide/liquide doit être fixée à $150 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ au lieu de $104 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ pour que la fonction paramétrée corresponde aux résultats de la DSC.

Les résultats des figures 3.6 et 3.7 montrent la nécessité de caractériser expérimentalement les matériaux pour pouvoir modéliser leur comportement thermique. Malheureusement, les techniques de caractérisation précises de type DSC sont onéreuses et chronophages.

Propriétés	RT28 HC	RT21
Températures de fusion/solidification ($^{\circ}\text{C}$)	29,6-24	22,75-17,25
Plages de changement de phase ΔT ($^{\circ}\text{C}$)	2-1	2,5
Chaleur latente ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)	215	104
Capacité thermique du solide ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	2100	5000
Capacité thermique du liquide ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	1800	1800

Masse volumique du solide (kg.m^{-3})	880	880
Masse volumique du liquide (kg.m^{-3})	768	768

Tableau 3. 2 : Propriétés thermo-physiques des paraffines RT28 HC et RT21

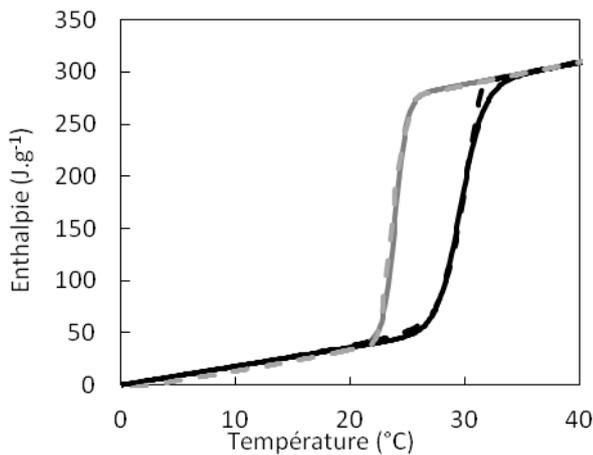


Figure 3. 8 : Caractérisation de la paraffine RT28HC ; Comparaison entre la fonction enthalpie-température théorique (ligne continue) et des résultats de la DSC $1,5^{\circ}\text{C.min}^{-1}$ (tirets) en montée (noir) et descente (gris)

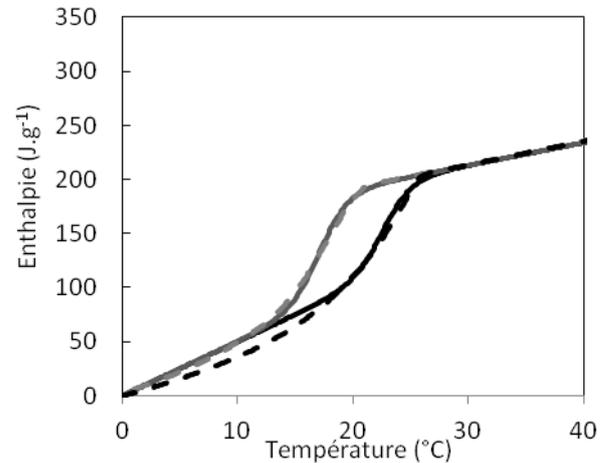


Figure 3. 9 : Caractérisation de la paraffine RT21 ; Comparaison entre la fonction enthalpie-température paramétrée (ligne continue) et des résultats de la DSC $1,5^{\circ}\text{C.min}^{-1}$ (tirets) en montée (noir) et descente (gris)

3.2.2.2 Hystérésis et surfusion

Les courbes enthalpie-température ne sont généralement pas les mêmes en solidification en fusion pour deux raisons connues qui sont la surfusion et l'hystérésis.

La surfusion est un retard à la cristallisation, le liquide descend à une température en dessous de la température théorique de transition de phase (chaleur sensible de la phase liquide) car le premier cristal n'est pas apparu. En effet, Il y a une compétition entre l'énergie nécessaire à la solidification du cristal ($\sim r^3$) et le transfert thermique avec la phase liquide qui l'entoure ($\sim r^2$). Il existe donc un rayon critique en dessous duquel le premier cristal solide disparaît instantanément. Si le rayon critique est atteint le solide s'accroît de manière exponentielle. Ce phénomène aléatoire peut-être favorisé par des particules solides autour desquel les cristaux peuvent se former. Généralement, la surfusion est une caractéristique de matériaux purs. Les MCP réputés pour avoir une surfusion importante sont les composés inorganiques. La surfusion est généralement caractérisée par une différence de température ΔT_{surf} entre la température de fusion et la température la plus probable d'apparition du premier cristal. La surfusion est caractérisée par un point singulier dans la fonction enthalpie température de solidification comme le montre la figure 3. 10.

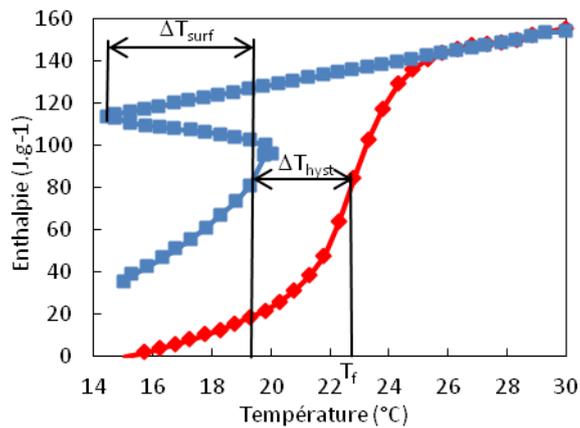


Figure 3. 10 : Fonction enthalpie température du MCP inorganiqueSP22 caractérisé par la méthode T-history (Stanković et Kyriacou, 2013)

L'hystérésis est caractérisée par un décalage total de la fonction enthalpie-température de solidification par rapport à celle de fusion. Selon Mehling et Cabeza (Mehling et Cabeza, 2008), cette déviation entre les deux courbes peut avoir deux sources principales :

- une erreur de mesure : les MCP sont des mauvais conducteurs thermiques. Or des conditions non-isothermes dans le matériau à caractériser peuvent induire une erreur si les consignes de température sont trop rapides ;
- les propriétés thermo-physiques du MCP : lenteur de formation du réseau cristallin, modification de l'organisation cristalline du solide pendant le changement de phase.

La surfusion ne peut pas être caractérisée par la fonction paramétrée de l'enthalpie température alors que pour le phénomène hystérésis il est possible de définir deux fonctions avec des températures et des plages de changement de phase différentes. Cependant, il est nécessaire de caler les paramètres à partir de résultats expérimentaux rigoureux. Par exemple, Stankovic et Kyriacou (Stanković et Kyriacou, 2013) ont récemment caractérisé la paraffine RT21 en utilisant la méthode T-history réputée plus précise que la mesure par DSC avec une consigne de température en rampe.

La figure 3. 11 présente la comparaison de la caractérisation réalisée par Stankovic et Kyriacou et la caractérisation réalisée par DSC avec une consigne de $1,5^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$. Les deux courbes en descente (en gris) montrent que la solidification est initiée à une même température ($21,3^{\circ}\text{C}$). Lors de la solidification, la température mesurée par la DSC s'écarte de la température mesurée par Stankovic et Kyriacou. Cette observation montre qu'il existe bien une déviation de la température induite par des conditions non-isothermes pendant le changement de phase.

La figure 3. 12 présente la comparaison entre la caractérisation de Stankovic et Kyriacou et une fonction paramétrée de l'enthalpie utilisant l'équation (3- 3) et les données inscrites dans le tableau 3. 3. A partir des observations réalisées sur la caractérisation de la paraffine RT21, les paramètres de la fonction enthalpie-température ont été également modifiés et sont présentés dans le tableau 3. 3.

Les courbes enthalpie-température déterminées expérimentalement peuvent être utilisées dans le modèle présenté dans le paragraphe 3.2.1. Cependant, les représentations paramétrées de l'enthalpie autorisent l'analyse de sensibilité (réalisée sur le modèle dans le paragraphe 4.1.3.4). Le paragraphe qui suit montre la manière dont l'enthalpie est prise en compte dans l'équation (3- 11).

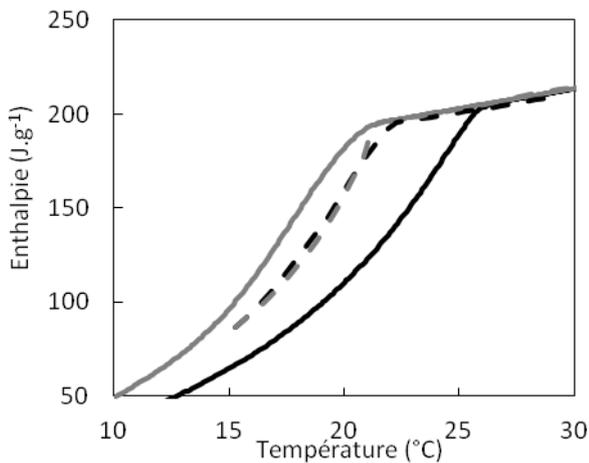


Figure 3. 11 : Comparaison de la caractérisation de la paraffine RT21 entre la DSC à $1,5^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ (ligne continue) et la méthode T-history de Stankovic et Kyriacou (tirets) en montée (noir) et en descente (gris)

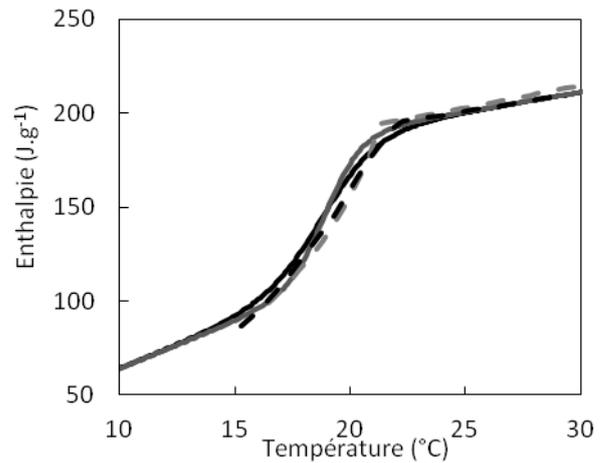


Figure 3. 12 : Caractérisation de la paraffine RT21 ; Comparaison entre la fonction enthalpie-température paramétrée (ligne continue) et la méthode T-history de Stankovic et Kyriacou (tirets) en montée (noir) et descente (gris)

Propriétés	RT28 HC	RT21
Températures de fusion/solidification ($^{\circ}\text{C}$)	27,95-25,25	19
Plages de changement de phase ΔT ($^{\circ}\text{C}$)	1,5	2,4-1,6
Chaleur latente ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)	215	134
Capacité thermique du solide ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	2 100	4 500
Capacité thermique du liquide ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	1 800	1 800
Masse volumique du solide ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	880	880
Masse volumique du liquide ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	768	768

Tableau 3. 3 : Propriétés thermo-physiques des paraffines RT21 déterminées à partir de Stankovic et Kyriacou (Stanković et Kyriacou, 2013)

3.2.2.3 Prise en compte du changement de phase dans les équations de conservation de l'énergie

Hypothèses :

- Les capacités thermiques des phases liquide et solide sont considérées constantes
- La variation volumique lors du changement de phase solide/liquide est négligée

Les équations de conservation de l'énergie sont exprimées suivant une discrétisation volumique. L'enthalpie volumique $\rho_{\text{MCP}}H_{\text{MCP}}$ est donc exprimée dans l'équation (3- 11) en fonction de la masse volumique ρ_{MCP} et l'enthalpie massique H_{MCP} dépendant de la température. Pendant le changement de phase, il est difficile d'établir une masse volumique unique car le MCP est un mélange hétérogène solide/liquide. Cependant, l'enthalpie volumique peut également s'écrire de la manière suivante :

$$\rho_{MCP} H_{MCP} = \frac{m_s C p_s T + m_l C p_l T + m_l L_f}{V_{MCP}}, \quad (3-40)$$

et donc s'exprimer également en fonction des fractions volumiques des phases solide (σ_s) et liquide (σ_l) :

$$\rho_{MCP} H_{MCP} = [\rho_s \sigma_s C p_s + \rho_l \sigma_l C p_l] T + \rho_l \sigma_l L_f, \quad (3-41)$$

Or, il est possible d'exprimer la fraction volumique de la phase solide σ_s telle que :

$$\sigma_s = \frac{1-\sigma_l}{1+\kappa}, \text{ avec } \kappa = \frac{\rho_s - \rho_l}{\rho_l}, \quad (3-42)$$

où κ est la variation volumique entre solide et liquide lors du changement de phase. L'enthalpie volumique est alors exprimée en fonction de la température (T) et la fraction volumique de la phase liquide du MCP (σ_l) telle que :

$$\rho_{MCP} H_{MCP} = \left[\rho_s \frac{1-\sigma_l}{1+\kappa} C p_s + \rho_l \sigma_l C p_l \right] T + \rho_l \sigma_l L_f \quad (3-43)$$

La variation volumique κ est généralement négligée dans les modèles de la littérature (Dutil et al., 2010; Mehling et Cabeza, 2008; Voller, 1990). L'enthalpie volumique devient alors :

$$\rho_{MCP} H_{MCP} = [\rho_s (1 - \sigma_l) C p_s + \rho_l \sigma_l C p_l] T + \rho_l \sigma_l L_f, \text{ avec } \sigma_l = 0,5 \left[1 - \tanh\left(\frac{T_f - T}{\Delta T_2}\right) \right] \quad (3-44)$$

3.3 Modèle de co-simulation entre le bâtiment et le système de rafraîchissement

Le but de la co-simulation est de développer un outil capable d'évaluer les performances d'une solution de systèmes de rafraîchissement (réseau de ventilation équipé d'un ventilateur et d'échangeurs-stockeurs) pour un bâtiment et un climat donnés. Or, la température d'entrée du modèle du système MCP est la température intérieure du bâtiment qui elle-même est influencée par la température de sortie du système de rafraîchissement. Il y a donc un phénomène de couplage. Pour déterminer les performances du système, il est nécessaire de simuler la maison et l'influence du système à chaque pas de temps.

3.3.1 Stratégie de co-simulation choisie

Pour simuler le comportement thermique d'un bâtiment couplé avec le système de rafraîchissement, il y a deux stratégies possibles : (1) utiliser un code maison développé sur le même logiciel que le programme de simulation du système MCP comme le code Shaman développé sur MATLAB par Nobatek (Hénon et al., 2012) pour la simulation thermique de patrimoine ou (2) ouvrir une boîte de dialogue entre l'outil de simulation de l'échangeur-stockeur et un logiciel de STD commercial.

Bien que la première stratégie permette une maîtrise totale du code de simulation, elle implique de devoir développer un outil identique à la multitude qui existe déjà et qui est développé depuis plus de vingt ans comme

COMFIE (Peuportier et Sommereux, 1990) ou Energy+ issu de BLAST et DOE-2 (Birdsall et al., 1990). Dans une optique de diffusion d'un outil de prédimensionnement, la deuxième stratégie utilisant un des logiciels maîtrisés par les bureaux d'étude français, européens voire mondiaux est donc ici privilégiée.

On appelle co-simulation, le couplage entre deux différents simulateurs qui ne sont, à l'origine, pas destinés à communiquer. Pendant la co-simulation, les simulateurs calculent simultanément et échangent des données à chaque pas de temps synchronisés.

Le logiciel Pleiade+Comfie est le logiciel le plus utilisé par les bureaux d'études français en thermique du bâtiment. Bien que le cœur de calcul COMFIE soit libre, il ne prévoit pas l'entrée de variables via une interface externe ou le développement assisté de module.

Le TRNSYS est un logiciel souvent utilisé par les laboratoires pour des co-simulations et l'évaluation des performances de systèmes énergétiques. Pour cela, il utilise des modules de calcul indépendants « TYPE » dont on connecte les entrées et les sorties. TRNSYS permet le développement de « TYPE » comme celui de Chiu et al. par exemple, (Chiu et al., 2013) qui proposent d'optimiser un système de rafraîchissement utilisant des MCP en utilisant le logiciel TRNSYS et le « TYPE 842 » développé par l'Université de Graz. Le logiciel permet de rentrer les données du bâtiment et du système de rafraîchissement de manière complète. En simulant une centaine de configuration, Chiu et al. ont déterminé le front de Pareto suivant deux objectifs : le taux de couverture des besoins en froid et le coût du système. Bien que très complet et flexible, le logiciel TRNSYS reste peu utilisé par les bureaux d'études thermiques car l'interface en schéma-blocs est peu ergonomique et peu intuitive.

EnergyPlus est le logiciel de STD soutenu par le département de l'énergie du gouvernement des Etats Unis d'Amérique (US Department of Energy, s. d.). Bien qu'EnergyPlus n'ait pas d'interface graphique, plusieurs éditeurs proposent des surcouches graphiques dont les plus connues sont DesignBuilder (DesignBuilder Software Ltd, s. d.) et CYPE (CYPE, s. d.). Le programme MLE+ (Nghiem, 2010) est une boîte à outil MATLAB® gratuite et libre permettant de dialoguer (envoyer et recevoir des variables) avec le logiciel EnergyPlus (US Department of Energy, s. d.) à chaque pas de temps. Dès lors, il permet des changements dynamiques des scénarios ou des variables non prévus par le logiciel EnergyPlus ; par exemple, Novakovic et Cvetkovic (Novakovic et Cvetkovic, 2013) proposent une régulation de stores à lames (montée/descente et angles des lames) en fonction des apports solaires ; Zhao et al. (Zhao et al., s. d.) proposent eux un système de contrôle de bâtiment prédictif utilisant MARLAB/SIMULINK et EnergyPlus.

Nous avons choisi d'utiliser les logiciels Energy+ pour la simulation du bâtiment et MATLAB équipé de la toolbox MLE+ pour la simulation du système et la gestion de la co-simulation. La figure 3. 13 montre l'interaction entre les différents logiciels utilisés pour la co-simulation du système de rafraîchissement couplé à la maison NAPEVOMO. Les données de sorties d'EnergyPlus sont les températures extérieure et intérieure. A partir de ces données, MATLAB simule le comportement du système et renvoie la puissance de rafraîchissement à EnergyPlus. Les résultats obtenus sont sauvegardés et traités par MATLAB.

3.3.2 Modélisation thermique de la maison NAPEVOMO

Un modèle thermique de la maison NAPEVOMO est généré en utilisant le logiciel OpenStudio (NREL, 2010) (interface graphique de EnergyPlus). Ce logiciel permet de renseigner la géométrie du bâtiment en 3D des parois extérieures et intérieures, les masques solaires, la composition des parois, les différentes zones thermiques les scénarios d'utilisation (thermostat, occupation, ventilation). La figure 3. 14 montre la modélisation 3D de la maison NAPEVOMO. Les murs (en jaune), la toiture (en rouge) et le vitrage (translucides) composent l'enveloppe thermique. Les masques solaires sont représentés en gris-bleu.

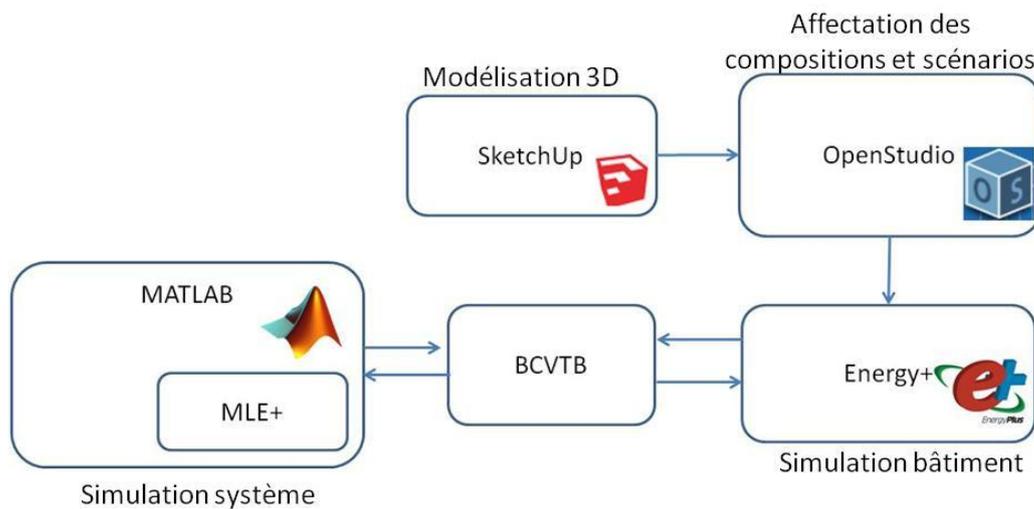


Figure 3. 13 : Schéma représentant l'interaction entre les logiciels utilisés pour la co-simulation

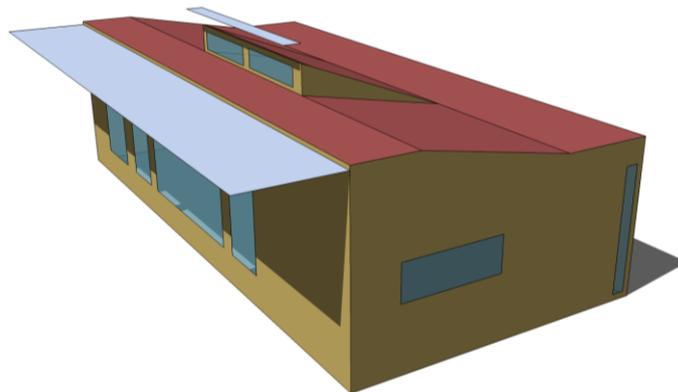


Figure 3. 14 : Modélisation 3D de la maison NAPEVOMO réalisée avec le plugin Sketchup® de OpenStudio®

Compte tenu de la taille réduite de la maison NAPEVOMO (47 m²), une unique zone thermique pour toute la maison est considérée ce qui permet de réduire le temps de calcul. La composition des parois utilisée est celle donnée par Bruneau et al. (Bruneau et al., 2010) avec certaines simplifications. En effet, l'évapotranspiration de la toiture et du mur végétalisé et l'apport d'inertie des briques de terre crue ont été négligés. Les compositions de parois et les scénarios des apports internes (occupation, puissance dissipée par les systèmes) sont résumés en Annexe C .

NAPEVOMO est une maison à ossature bois, c'est-à-dire que des montants sont répartis tous les 60 cm dans une première épaisseur d'isolant, une surcouche d'isolant est installée à l'extérieur pour diminuer les ponts thermiques. Or, le logiciel EnergyPlus permet de renseigner les compositions de parois seulement comme une superposition de couches homogènes. Par conséquent, une conductivité et une chaleur spécifique équivalentes sont calculées par rapport au ratio de la surface cumulée de chaque composant sur la surface totale des parois pour les épaisseurs hétérogènes.

De plus, le parement extérieur des murs est un bardage en bois avec une lame d'air ventilée difficile à modéliser. Le bardage n'est pas considéré dans la composition du mur car la lame d'air entre le bardage et le pare-pluie est à température ambiante. Cependant, le bardage protège du rayonnement solaire tout en rayonnant sur le pare-pluie car il monte en température.

La caractérisation d'un parement extérieur avec lame d'air ventilée est définie par le guide de la Réglementation Thermique 2012 (CSTB, 2012). La lame d'air ventilée intervient dans deux caractéristiques de la paroi : (1) le

facteur de transmission solaire (Th-S) et (2) la résistance thermique de la paroi appelée dans le guide caractéristiques utiles des éléments de construction (Th-U). La figure 3. 15 représente la simplification réalisée pour considérer les bardages avec lame d'air ventilée dans le modèle thermique de la RT2012. Rse et Rsi sont respectivement les résistances superficielles des côtés extérieur et intérieur de la paroi. La RT 2012 préconise de ne prendre compte dans les caractéristiques que la paroi côté intérieur et de corriger le coefficient d'absorption et la résistance thermique superficielle extérieure tel que $RS_e=RS_i$ (Cf. figure 3. 15). Pour obtenir une hypothèse équivalente dans le logiciel Energy+, les parois extérieures verticales ont été considérées comme non exposées au vent.

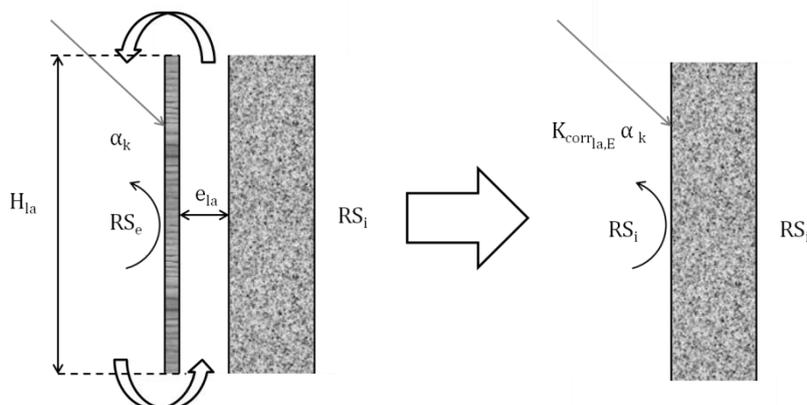


Figure 3. 15 : Schéma représentant le calcul des parois opaques de la RT2012

De plus, L'absorptivité de la surface extérieure est corrigée pour prendre en compte la protection du bardage. Par conséquent, l'absorptivité équivalente est considérée telle que :

$$\alpha_{k, \text{cor}} = K_{\text{corr-la,E}} \alpha_k \quad (3- 45)$$

Le coefficient de correction $K_{\text{corr-la,E}}$ compris entre 0,5 et 1,0 dépend de la hauteur de paroi, de l'épaisseur de lame d'air et du coefficient d'absorption du parement extérieur. Le Tableau 3. 4 montre les coefficients $K_{\text{corr-la,E}}$ en fonction des paramètres précédemment cités.

L'inertie du mobilier (30 m² de bois massif d'épaisseur 10 cm) et des murs intérieurs (26 m²) a été considérée en tant que masse thermique interne. Pour réaliser la simulation, le logiciel a besoin d'un fichier de données météorologiques au format EPW (Energy Plus Weather data). Les fichiers utilisés pour la co-simulation sont les données météorologiques « typiques » fournies par ASHRAE et distribuées gratuitement par EnergyPlus. Pour la validation expérimentale de la co-simulation, un fichier expérimental été généré par le logiciel Meteonorm (METEOTEST, s. d.) à partir des données de la station météorologique située sur le site d'Arts et Métiers ParisTech, à Talence.

3.3.3 Pilotage du système

Dans le modèle de simulation, le système est piloté suivant trois variables d'observation : la température extérieure (T_{ext}), la température intérieure de la maison (T_{int}) et l'état de charge du système exprimé par la fraction de MCP liquide (σ_1). A partir de ces variables des consignes ont été établies pour faire le choix entre trois état de fonctionnement : Arrêt, Rafraîchissement, Régénération. Les consignes de températures et de fractions de MCP fondu sont les suivantes :

- T_{ON} : température intérieure de consigne haute au dessus de laquelle le système se met en marche

- T_{OFF} : température intérieure de consigne haute en dessous de laquelle le système s'arrête
- T_{REG} : température régénération en dessous de laquelle le système passe automatiquement en mode régénération
- σ_{MIN} : fraction de liquide minimum ; état de décharge maximale
- σ_{MAX} : fraction de liquide maximum ; état de charge maximale
- Pour limiter le nombre de paramètres, l'état de décharge maximal est défini en fonction de l'état de charge maximal de la manière suivante :

$$\sigma_{min}=1-\sigma_{max}$$

(3- 46)

	Z_{la} (m)			
	2 ou moins		10 ou plus	
e_{la} (m)	$\alpha_k=0,4$	$\alpha_k=0,8$	$\alpha_k=0,4$	$\alpha_k=0,4$
0	1,0	1,0	1,0	1,0
0,05	0,70	0,65	0,70	0,70
0,1	0,65	0,60	0,65	0,60
0,5	0,60	0,55	0,55	0,50

Tableau 3. 4 : Coefficient correcteur en fonction de la hauteur de paroi, de l'épaisseur de lame d'air et le coefficient d'absorption du parement extérieur

- La figure 3. 16 montre le logigramme de pilotage du système de rafraîchissement. Ce logigramme permet la sélection entre les trois états de fonctionnement du système : rafraîchissement, régénération et arrêt. Pour rafraîchir, la température extérieure doit être supérieure à une certaine température T_{REG} pour laquelle il est considéré que la maison pourrait être ventilée naturellement pour maintenir son confort d'été. La température T_{ON} (resp. T_{OFF}) est la température haute (basse) de la régulation de la température intérieure à deux points au-dessus (en-dessous) de laquelle le système se met en marche (s'arrête). Entre les deux températures de consigne T_{ON} et T_{OFF} , il y a une condition en hystérésis, donc une condition sur l'état de fonctionnement du système (cf. figure 3. 16).
- Les consignes de pilotage T_{REG} , T_{ON} , T_{OFF} , σ_{max} sont des paramètres de conception du système qui vont influencer sur ses performances comme le COP, coefficient de performance ou le taux inconfort. Le tableau 3. 5 résume les différentes variables d'observation pour le pilotage ainsi que les consignes associées avec les valeurs définies par défaut.

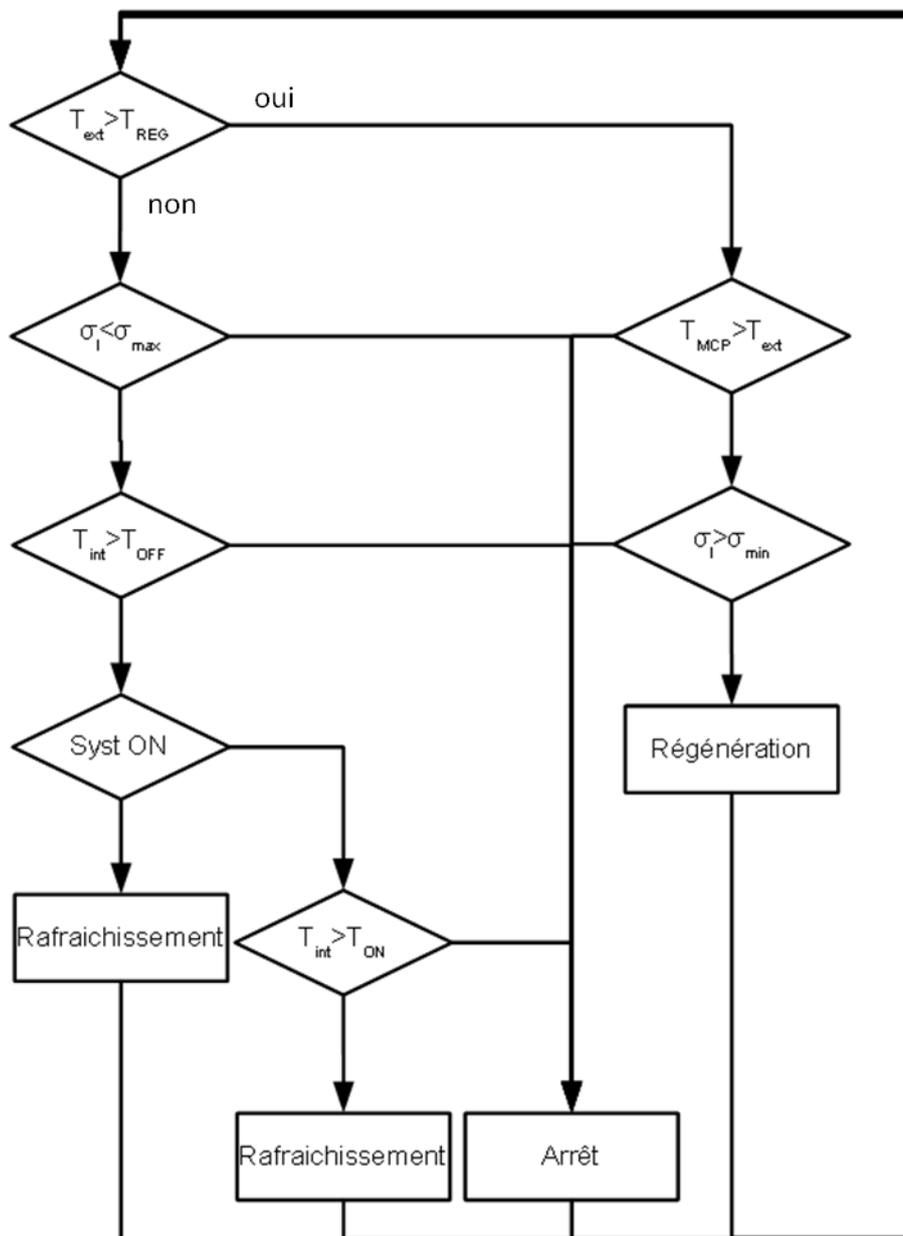


Figure 3. 16 : Logigramme de pilotage du système de rafraichissement

Variables d'observation	Consignes de pilotage	Valeurs des consignes
Température extérieure T_{ext} (°C)	T_{REG}	20
Température intérieure T_{int} (°C)	T_{ON}	26
	T_{OFF}	22
Fraction de MCP fondu σ_1 (-)	σ_{MAX}	0,99
	σ_{MIN}	0,01

Tableau 3. 5 : Coefficient correcteur en fonction de la hauteur de paroi, de l'épaisseur de lame d'air et le coefficient d'absorption du parement extérieur

3.4 Synthèse du chapitre 3

Dans ce chapitre, le modèle utilisé dans l'outil de simulation du comportement thermique d'un échangeur-stockeur composé de MCP a été présenté. La formulation utilise de surfaces équivalentes pour calculer les coefficients d'échange et les vitesses, le modèle peut donc simuler de nombreuses géométries différentes : sphères, tubes ou plaques. Dans le cadre de l'étude, la détermination des coefficients d'échange entre le MCP et son encapsulation a été limitée aux cavités de section rectangulaires soumises à un écoulement horizontal, c'est-à-dire les tubes horizontaux, plaques verticales et plaques horizontales.

Les coefficients d'échange entre le MCP et son encapsulation laissent la possibilité d'une fusion par contact. Si la phase solide est plus dense que la phase liquide, le solide tombe au fond de l'encapsulation restant à proximité de la surface inférieure de l'encapsulation. De plus, de la convection naturelle dans la phase liquide du MCP est considérée le long des parois verticales et entre la surface inférieure de l'encapsulation et le MCP.

Enfin, l'outil de simulation d'échangeur-stockeur a été intégré à une co-simulation permettant de simuler simultanément le système de rafraîchissement et le bâtiment dans lequel il est installé. La mise en place de cette co-simulation a été présentée dans le cas particulier de la maison NAPEVOMO. Les consignes de pilotage du système ont été également détaillées.

