



HAL
open science

Modélisation dynamique d'un système frigorifique domestique couplé à un matériau à changement de phase

Kamel Azzouz, Denis Leducq, Jacques Guilpart, Dominique Gobin

► To cite this version:

Kamel Azzouz, Denis Leducq, Jacques Guilpart, Dominique Gobin. Modélisation dynamique d'un système frigorifique domestique couplé à un matériau à changement de phase. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00155105

HAL Id: hal-00155105

<https://hal.science/hal-00155105>

Submitted on 29 Aug 2007

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

MODELISATION DYNAMIQUE D'UN SYSTEME FRIGORIFIQUE DOMESTIQUE COUPLE A UN MATERIAU A CHANGEMENT DE PHASE

Kamel AZZOUZ¹, Denis LEDUCQ¹, Jacques GUILPART¹, Dominique GOBIN²

¹ CEMAGREF – Unité de Recherche Génie des Procédés Frigorifiques, BP 44 – 92163 Antony Cedex

² CNRS-Laboratoire FAST, Bat 502-Campus Universitaire 91405 – Orsay -France
kamel.azzouz@cemagref.fr

Résumé : Un modèle mathématique a été développé pour simuler l'impact d'un matériau à changement de phase sur le comportement dynamique d'un système frigorifique domestique fonctionnant en tout ou rien. Le changement de phase dans le matériau est décrit par un modèle de conduction pure avec une technique d'immobilisation de l'interface. Dans la modélisation dynamique du système frigorifique, on admet une évolution linéaire du titre en vapeur tout au long des échangeurs et on utilise des propriétés thermophysiques moyennées calculées à partir d'un titre de vapeur moyen. Les résultats du couplage des deux modèles dynamiques montrent clairement l'intérêt de l'intégration d'un élément à chaleur latente dans un réfrigérateur domestique.

Mots clés : réfrigérateur domestique, matériau à changement de phase, stockage de froid, modèle numérique, méthode de Landau.

1. INTRODUCTION

On dénombre actuellement 37 millions de réfrigérateurs dans les foyers français fonctionnant en permanence avec de médiocres performances énergétiques (coefficient de performance de l'ordre de 1). Ces appareils consomment 18 Milliards de kWh ce qui équivaut à 20% de la consommation résidentielle d'électricité [1] et contribuent ainsi à l'effet de serre à hauteur de 2,25 milliards de tonnes de CO₂ par an. L'intégration de matériaux à changement de phase dans un réfrigérateur domestique est une solution technologique innovante et économique pour réduire cette consommation d'énergie et limiter les pics de puissance en électricité. L'effet de la plus grande inertie thermique apportée par ces matériaux aura également pour conséquence : de limiter le nombre d'arrêt démarrage (chaque démarrage étant caractérisé par une surconsommation électrique), de privilégier certaines heures de fonctionnement dans la journée et de stabiliser la température pour une meilleure conservation des aliments. Afin d'estimer le comportement et la performance du nouveau système et établir un dimensionnement optimal d'un prototype qui permettra de démontrer la faisabilité de ce concept, on développe une modélisation du fonctionnement du cycle à compression de vapeur en régime non établi couplé à un dispositif de stockage de froid.

2. MODELISATION DU PROCESSUS DE CHANGEMENT DE PHASE DANS LE PCM

Le problème considéré est schématisé sur la Figure 1. Il s'agit d'une plaque d'un matériau à changement de phase d'épaisseur L . La solidification (et la fusion) s'effectue au contact avec l'évaporateur, la deuxième face étant adiabatique (contact avec isolant thermique).

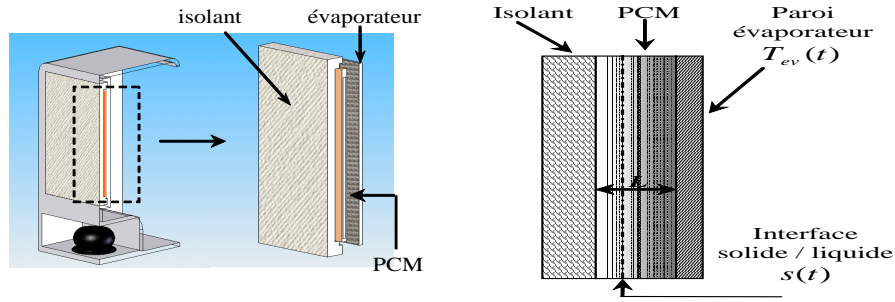


Figure 1 : Représentation schématique du réfrigérateur avec PCM

2.1. Mise en équation

Le processus de changement de phase dans le PCM appartient à une classe de problèmes dits à frontière mobile, et la solution recherchée consiste à déterminer, au cours du temps, le champ de température dans les deux phases solide et liquide, ainsi que la position de l'interface $s(t)$. Les hypothèses admises dans la modélisation du PCM sont :

- la conduction est le seul mode de transfert de chaleur dans le PCM
- la résistance de contact avec l'évaporateur est négligeable.

Les équations de la chaleur dans les phases solide et liquide s'écrivent:

$$\text{Phase Liquide } (s < x < L): \quad \frac{\partial T_l}{\partial t} = a_l \frac{\partial^2 T_l}{\partial x^2} \quad (1)$$

$$\text{Phase Solide } (0 < x < s): \quad \frac{\partial T_s}{\partial t} = a_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} \quad (2)$$

$$\text{Bilan à l'interface } (x = s) : \quad \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} - \lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial x} = \rho_s L \frac{ds}{dt} \quad (3)$$

Conditions Limites :

$$\text{Phase Liquide : } (s < x < L) \quad T_l(x = s, t) = T_f \quad - \lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial x}(x = L, t) = 0$$

$$\text{Phase Solide : } (0 < x < s) \quad T_s(x = s, t) = T_f \quad T_s(x = 0, t) = T_{ev}(t)$$

Conditions initiales:

Le calcul est initialisé par une solution analytique, où la position de l'interface solide-liquide et le champ de température dans les deux phases sont calculés par la méthode de Neumann.

$$\text{Position de l'interface :} \quad s(t = t_0) = s_0$$

$$\text{Champ de température :} \quad T_l(x, t = t_0) = T_l^0 \text{ et } T_s(x, t = t_0) = T_s^0$$

2.2. Méthode de résolution

Dans notre problématique, le changement de phase se fait à température constante, notre choix s'est donc porté sur le modèle à suivi de front qui est mieux adapté aux cas de changement de phase franc. La méthode de Landau [2] est fréquemment utilisée et consiste à immobiliser l'interface par une transformation de coordonnées. On pose, respectivement, pour le liquide et pour le solide:

$$X_s = \frac{x}{s(t)}, \quad X_l = \frac{1-x}{1-s(t)}$$

Après avoir adimensionné les équations de la chaleur par rapport à une longueur de référence L et un temps de référence $\frac{L^2}{a_l}$ dans les phases solide et liquide. En exprimant chacune des deux équations dans ce système de coordonnées qui dépend du temps, celles-ci deviennent des équations de type transport diffusion instationnaires :

$$\text{Phase Liquide } (0 < X_l < 1): \frac{\partial \theta_l}{\partial t^*} + X_l \frac{\dot{s}^*}{1-s^*} \frac{\partial \theta_l}{\partial X_l} - \frac{1}{(1-s^*)^2} \frac{\partial^2 \theta_l}{\partial X_l^2} = 0 \quad (4)$$

$$\text{Phase Solide } (0 < X_s < 1): \frac{\partial \theta_s}{\partial t^*} - X_s \frac{\dot{s}^*}{s^*} \frac{\partial \theta_s}{\partial X_s} - \frac{a^*}{s^{*2}} \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial X_s^2} = 0 \quad (5)$$

$$\text{Bilan à l'interface } (X_s = X_l = 1) \dot{s}^* = \frac{ste}{\rho^*} \left(\frac{\lambda^*}{s^*} \frac{\partial \theta_s}{\partial X_s} + \frac{1}{1-s^*} \frac{\partial \theta_l}{\partial X_l} \right) \quad (6)$$

avec : $\theta = \frac{T - T_f}{\Delta T_{ref}}$, $s^* = \frac{s}{L}$, $Ste = \frac{Cp \cdot \Delta T_{ref}}{L_f}$ et ΔT_{ref} étant une température de référence.

3. MODELE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE

On admet une évolution linéaire du titre en vapeur tout au long des échangeurs et on utilise des propriétés thermophysiques moyennées calculées à partir d'un titre de vapeur moyen \bar{x} . On considère aussi un régime d'écoulement établi pour le fluide frigorigène (débit identique à l'entrée et à la sortie de l'échangeur). En combinant la conservation d'énergie de l'évaporateur (réfrigérant+paroi) avec la conservation de masse du frigorigène, on peut écrire :

En fonctionnement (solidification du PCM) :

$$M_{f-ev} \frac{dh_{ev}}{dt} + M_{ev} Cp_{ev} \frac{dT_{ev}}{dt} + \dot{m}(h_{ev-s} - h_{ev-e}) - K_e S_{ev} (T_a - T_{ev}) - \varphi_{pcm} \cdot S_{ev} = 0 \quad (7)$$

A l'arrêt on a :

$$M_{f-ev} \frac{dh_{ev}}{dt} + M_{ev} Cp_{ev} \frac{dT_{ev}}{dt} - K_e S_{ev} (T_a - T_{ev}) - \varphi_{pcm} \cdot S_{ev} = 0 \quad (8)$$

avec $h_{ev} = \bar{x}_e h_e^v + (1 - \bar{x}_e) h_e^l$ et $\varphi_{pcm} = -\lambda \cdot \frac{\Delta T_{ref}}{L} \cdot \frac{1}{s} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=0}$

λ est égal à λ_s s'il s'agit de solidification et à λ_l dans le cas de la fusion.

K_e est le coefficient d'échange thermique entre l'évaporateur et l'air. Il inclut la convection naturelle entre la plaque de l'évaporateur et l'air dans l'enceinte frigorifique, et l'échange radiatif entre la plaque de l'évaporateur et les six surfaces internes de l'enceinte.

Avec les mêmes hypothèses sur les propriétés thermophysiques du frigorigène dans le condenseur Le bilan d'énergie sur le condenseur (réfrigérant + paroi) permet d'écrire:

$$M_{f-c} \frac{dh_c}{dt} + M_c Cp_c \frac{dT_c}{dt} - \dot{m}(h_{c-e} - h_{c-s}) + K_c S_c (T_c - T_{ext}) = 0 \quad (9)$$

La température de l'air dans l'enceinte du réfrigérateur est supposée uniforme. La conservation d'énergie de l'air dans le compartiment réfrigéré permet d'écrire:

$$K_a \frac{dT_a}{dt} = K_{refr} S_{refr} (T_{ext} - T_a) C_{od} + K_e S_e (T_a - T_{ev}) \quad (10)$$

K_a est une constante obtenue expérimentalement, qui caractérise le processus de transfert de chaleur entre le milieu extérieur et l'air dans l'enceinte du réfrigérateur (terme d'accumulation dans les parois du réfrigérateur). K_{refr} est le coefficient d'échange global de la caisse du réfrigérateur (déperditions thermiques). C_{od} est un coefficient calculé d'après Kao [3] pour inclure les effets des ouvertures de porte.

Dans la modélisation, du capillaire et du compresseur l'inertie thermique a été négligée.

4. COUPLAGE DES MODELES

Après avoir établi le modèle de la machine frigorifique et du PCM, on a procédé à la discrétisation de l'ensemble des équations par la méthode des volumes finies. Nous avons ensuite couplé dans EES (Engineering Equation Solver) les équations des modèles via les conditions aux limites (la température imposée coté PCM qui résulte de l'échange de chaleur avec l'évaporateur) qui conduisent ainsi à un système global non linéaire. Ce système d'équations a été ensuite résolu par la méthode directe de Newton-Raphson.

5. RESULTATS

Le modèle résultant du couplage de la machine frigorifique avec PCM a été validé expérimentalement, différents résultats de simulation ont été comparés aux essais expérimentaux. On observe sur les Figures 2,3 et 4 que le modèle permet de prédire de façon satisfaisante la température de l'air dans le compartiment réfrigéré, la pression d'évaporation ainsi que la puissance électrique consommée

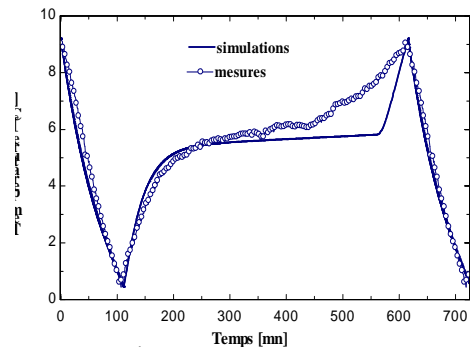


Figure 2 : Évolution de la température de l'air dans l'enceinte réfrigérée

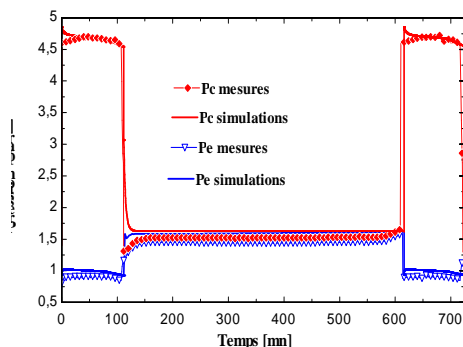


Figure 3 : Évolution de pression d'évaporation et de condensation

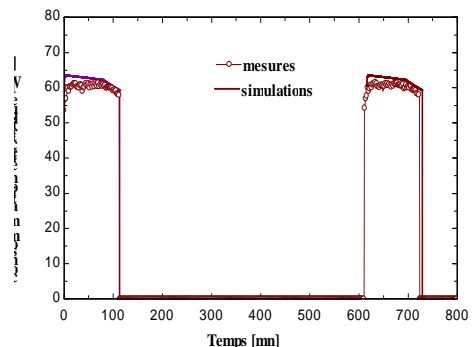


Figure 4 : Évolution de la puissance consommée par le compresseur

Des simulations ont été effectuées pour un PCM avec une température de 0°C et une épaisseur de 5mm. La Figure 5, montre que l'ajout d'une plaque de PCM de 5 mm dans la face arrière de l'évaporateur permet de réduire significativement les fluctuations de

température dans l'enceinte du réfrigérateur tout en diminuant le temps de fonctionnement du compresseur (17,5 % avec PCM contre 25 % sans PCM). Ainsi, il est possible d'avoir une autonomie (maintien du groupe froid à l'arrêt) de 8 heures et demie. La figure 6 illustre l'impact de l'ajout du PCM sur la pression d'évaporation, on observe une remontée de la pression de l'ordre de 0,2 bar, ce qui correspond à un gain d'environ 6K en température d'évaporation. Cette remontée de la température d'évaporation a pour conséquence une puissance frigorifique plus élevée qui se traduit par une amélioration du coefficient de performance du système.

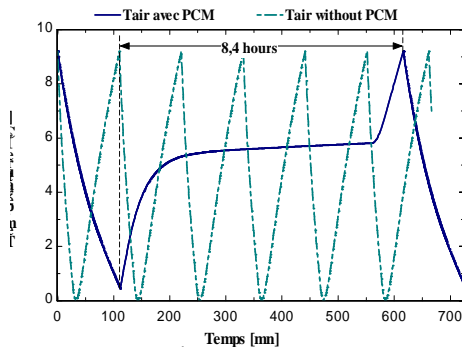


Figure 5 : Évolution de la température de l'air avec et sans PCM

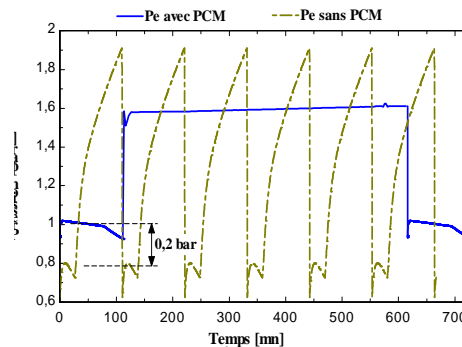


Figure 6 : Évolution de la pression d'évaporation avec et sans PCM

5. CONCLUSION

Ce travail constitue la première partie d'une modélisation du couplage entre un cycle à compression de vapeur et un processus de changement de phase solide-liquide. Le modèle numérique présenté permet d'ores et déjà d'estimer l'impact énergétique lié à l'ajout d'un élément à chaleur latente dans un évaporateur de type Roll bond. Les premiers résultats obtenus à partir des simulations numériques montrent clairement l'intérêt de l'intégration de cet élément dans un réfrigérateur domestique

Nomenclature

a	diffusivité thermique, $m^2 \cdot s^{-1}$
C_p	capacité calorifique massique, $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$
h	enthalpie massique du fluide, $J \cdot kg^{-1}$
h	enthalpie massique du fluide, $J \cdot kg^{-1}$
K	coefficient d'échange global, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
L	chaleur latente de fusion du PCM, $J \cdot kg^{-1}$
M	masse, kg
P	pression du fluide, bar
S	surface d'échange, m^2
s^*	position du front adimensionnée
\dot{s}^*	vitesse du front adimensionnée
Ste	nombre de Stefan
T	température, K
t	temps, s
x	abscisse, m

Symboles grecs

α	coefficient d'échange convectif,
θ	température adimensionnée
ρ	masse volumique du fluide, $kg \cdot m^{-3}$
λ	conductivité thermique, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
φ	densité de flux thermique, $W \cdot m^{-2}$

Indices et exposants

c	condenseur
e	entrée
ev	évaporateur
ext	extérieure
f_{ev}	frigorigène dans l'évaporateur
f_c	frigorigène dans le condenseur
l	liquide
$refri$	réfrigérateur
s	solide, sortie

Références

- [1] ADEME, Etude expérimentale des appareils électroménagers à haute efficacité énergétique placés en situation réelle, *Rapport final Projet ECODROME*, 1998.
- [2] H.LANDAU, Heat conduction in a melting solid, *Quart. Applied Math.*8, p. 81-94, 1950.
- [3] JY. Kao, GE. Kelly, Factors affecting the energy consumption of two refrigerator-freezers, *ASHRAE Transactions*, 11; 102, 1996.