

Exploitation des propriétés des fluides frigorigènes pour la simulation des machines frigorifiques en régime transitoire

Patrick SCHALBART, Philippe HABERSCHILL*, André LALLEMAND

Centre de Thermique de Lyon (CETHIL), UMR 5008 CNRS-INSA-UCBL
9 rue de la Physique, Bât. Sadi Carnot, INSA-Lyon, F-69621 Villeurbanne Cedex, France

*(auteur correspondant : philippe.haberschill@insa-lyon.fr)

Résumé - La simulation du fonctionnement des machines frigorifiques nécessite de connaître les propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes. Nous proposons une méthode pour calculer ces propriétés à partir du logiciel Refprop® et pour les intégrer sous forme de matrices dans un logiciel de simulation (Matlab®/Simulink®). Les entrées de ces tableaux sont l'énergie interne massique et la masse volumique du fluide. Le modèle du fonctionnement en régime dynamique de la machine frigorifique utilise ces grandeurs comme variables d'état car elles sont directement déduites de l'intégration des équations de conservation de la masse et de l'énergie. Leur connaissance permet le calcul de toutes les propriétés du fluide, quel que soit son état (liquide, diphasique, vapeur). Une application à la modélisation en régime transitoire d'une machine fonctionnant au R245fa est présentée.

Nomenclature

h	enthalpie, $J.kg^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
M	masse, kg	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
\dot{Q}	flux de chaleur, W	e	entrée
t	temps, s	l	liquide
U	énergie interne, J	p	paroi
u	énergie interne massique, J/kg^{-1}	red	reduit
V	volume, m^3	s	sortie
\dot{W}_t	puissance technique, W	sat	saturé

1. Introduction

La simulation du comportement des machines frigorifiques, en régime permanent ou en régime transitoire, peut se faire à partir de modèles de comportement (modèles de type « boîte noire ») ou à partir de modèles de connaissance [1] [2]. Les modèles de connaissance permettent de représenter les phénomènes physiques et nécessitent, pour cela, le calcul des propriétés du fluide frigorigène qu'il soit à l'état monophasique ou diphasique. Les modèles de connaissance reposent sur l'application des équations de bilan de masse, d'énergie et de quantité de mouvement [3] [4] [5] [6].

Pour la simulation des régimes dynamiques et en particulier lors de fortes sollicitations, les propriétés physiques du fluide frigorigène ne peuvent pas être considérées constantes. Aussi

ces propriétés sont-elles calculées en tout point de l'installation et à chaque pas de temps. De ce fait, la façon d'écrire et d'intégrer les équations de bilan doit prendre en compte le temps nécessaire au calcul des propriétés. Le travail présenté consiste en la mise en œuvre d'une méthode originale, à la fois de présentation des équations de bilan et de calcul des propriétés du fluide frigorigène. Le modèle obtenu et développé dans l'environnement Matlab®/Simulink® permet la simulation de différentes sollicitations dont des démarrages de l'installation.

2. Différents choix de variables d'état

Pour un fluide pur, à l'état monophasique, la connaissance de deux quelconques de ses variables d'état permet de connaître toutes les autres. Dans le domaine diphasique, l'une au moins de ces variables d'état doit être extensive (même massique [7]) pour définir l'état du fluide. Du choix du couple de grandeurs d'état dépend la difficulté de la mise en équation d'une part, et la difficulté du calcul des propriétés physiques d'autre part. Le choix de la pression et de l'enthalpie massique comme variables d'état est le plus courant car le plus naturel [5]. Toutefois, cela conduit à deux stratégies pour le calcul de la pression dans le modèle. Elle peut être calculée à partir d'itérations à chaque pas de temps [8] ; la pression à l'entrée de l'évaporateur, par exemple, est ajustée de telle sorte qu'après intégration des équations de bilan sur l'ensemble de l'évaporateur, le débit calculé à sa sortie soit égal au débit imposé par le modèle du compresseur. L'autre possibilité est de considérer les pressions uniformes dans les échangeurs et de calculer les pressions à partir des équations intégrales de conservation ; ceci rend inutile les itérations sur les pressions à chaque pas de temps [9] [10] mais conduit à négliger les pertes de pression dans les échangeurs.

Il est plus aisé d'utiliser la masse volumique, ρ , et l'énergie interne massique, u , comme variables d'état car ces grandeurs sont issues de l'intégration directe des équations de conservation de la masse et de l'énergie, ce qui simplifie les calculs [11]. En effet, l'équation de conservation de la masse pour un volume V fixé, s'écrit :

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad (1)$$

où \dot{m} est issu de l'intégration de l'équation du bilan de la quantité de mouvement. L'équation de conservation de l'énergie s'écrit :

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s + \dot{Q} + \dot{W}_t \quad (2)$$

Il vient : $\rho = M/V$ et $u = U/M$.

Ces deux variables sont bien représentatives de l'état du fluide. La masse volumique caractérise la concentration des molécules et l'énergie interne englobe l'énergie potentielle d'interaction (négligeable pour un gaz [7]) et l'énergie cinétique d'agitation thermique.

3. Calcul des tables

Afin de diminuer le temps du calcul, les propriétés thermodynamiques sont déterminées par interpolation linéaire à partir de tables générées par le logiciel REFPROP® [12] [13]. Ces tables dont les dimensions sont fixes, permettent, à partir du couple de coordonnées (ρ , u), de calculer toutes les propriétés physiques nécessaires à la modélisation et notamment les coefficients de transferts thermiques et de frottement. La plus grande difficulté rencontrée

dans la genèse de ces tables est le calcul de la pression dans le domaine liquide, compte tenu de sa sensibilité à la masse volumique à énergie interne constante.

Ces tables ont donc pour entrée les valeurs de la masse volumique et de l'énergie interne massique correspondant à tout le domaine étudié. Afin de retrouver les valeurs exactes à saturation dans les tables, le vecteur des énergies internes correspond aux énergies internes du liquide et de la vapeur saturés, classées par ordre croissant, et complétées par les valeurs relatives à la vapeur surchauffée. Ce vecteur correspond à l'ordonnée des tables.

À chaque valeur de l'énergie interne, correspond une valeur de la masse volumique du liquide saturé, $\rho_{l,sat}$ (Tableau 1), lorsqu'elle existe. Cette valeur va servir de référence pour les masses volumiques. Ainsi, l'abscisse des tables correspond, en réalité, à des valeurs réduites de la masse volumique $\rho_{red} = \rho / \rho_{l,sat}$, la valeur de référence $\rho_{l,sat}$ étant relative à l'énergie interne d'entrée dans la table. Ainsi, les masses volumiques réduites inférieures à l'unité correspondent au fluide à l'état de vapeur surchauffée et à l'état diphasique ; les valeurs supérieures à 1 correspondent au liquide sous-refroidi ; la saturation correspond à l'unité (Tableau 2). Cette procédure originale permet d'adopter un pas différent d'abscisse pour le domaine liquide, de telle sorte que les valeurs de la pression inscrites dans la table varient peu d'une colonne à l'autre sur une même ligne (à énergie interne massique constante). Pour les valeurs d'énergie interne supérieures à l'énergie interne critique, pour lesquelles le fluide ne peut pas se retrouver à l'état liquide, une valeur constante a été prise pour la réduction de la masse volumique. Comme pour toutes les lignes correspondantes il est impossible que le fluide soit à l'état liquide, il n'est nul besoin de raffiner les calculs sur une zone précise et la valeur ($\rho_{red} = 1$) ne revêt plus la même importance.

Energie interne massique (J/kg)	Masse volumique liquide saturé (kg/m3)
306954	1177,2
312869	1162,9
318841	1148,3
324872	1133,1
330967	1117,5
337130	1101,3
343367	1084,4
349684	1066,9

Tableau 1 : Extrait de la table de calcul de la masse volumique du liquide saturé

Energie interne massique (J/kg)	Masse volumique réduite				
	0,98	0,99	1	1,000002	1,000003
306954	1506937	1673406	1991806	1991910	1991962
312869	1524085	1675431	1965711	1965807	1965854
318841	1550529	1687370	1950729	1950816	1950860
324872	1586403	1709378	1947034	1947112	1947151
330967	1632169	1741834	1954901	1954972	1955007
337130	1687887	1784857	1974508	1974571	1974603
343367	1754032	1838839	2006149	2006205	2006233
349684	1830660	1903908	2050023	2050072	2050097

Tableau 2 : Extrait de la table de calcul de la pression (Pa)

La Figure 1 représente l'évolution de la pression en fonction de la masse volumique réduite et de l'énergie interne massique. On peut y observer, le changement de gradient de la pression en fonction de la masse volumique réduite à partir de $\rho_{red} = 1$, pour les faibles valeurs d'énergie interne.

Les transitions entre l'état diphasique et l'état liquide peuvent s'avérer numériquement délicates. En effet, à la transition entre le fluide diphasique et le liquide, il y a une rupture du gradient de la pression en fonction de la masse volumique (à énergie interne constante), ce qui provoque quelques oscillations numériques des débits et des pressions au cours de certaines simulations. Avec quelques précautions et en utilisant un solveur adapté, ces faibles oscillations peuvent être réduites de telle sorte qu'elles ne pénalisent pas les résultats de simulation. De plus, pour minimiser d'avantage ce phénomène, il est possible d'effectuer un test sur les variations temporelles des pressions qui, si elles s'avèrent trop importantes, peuvent être réduites par une diminution du pas de temps. Cette solution extrême est utilisée avec parcimonie afin de limiter le temps de calcul global d'une simulation donnée. En dehors de cette zone de transition du fluide de l'état diphasique vers l'état de liquide sous-refroidi, ces problèmes d'oscillation numériques des variables ne sont pas observés.

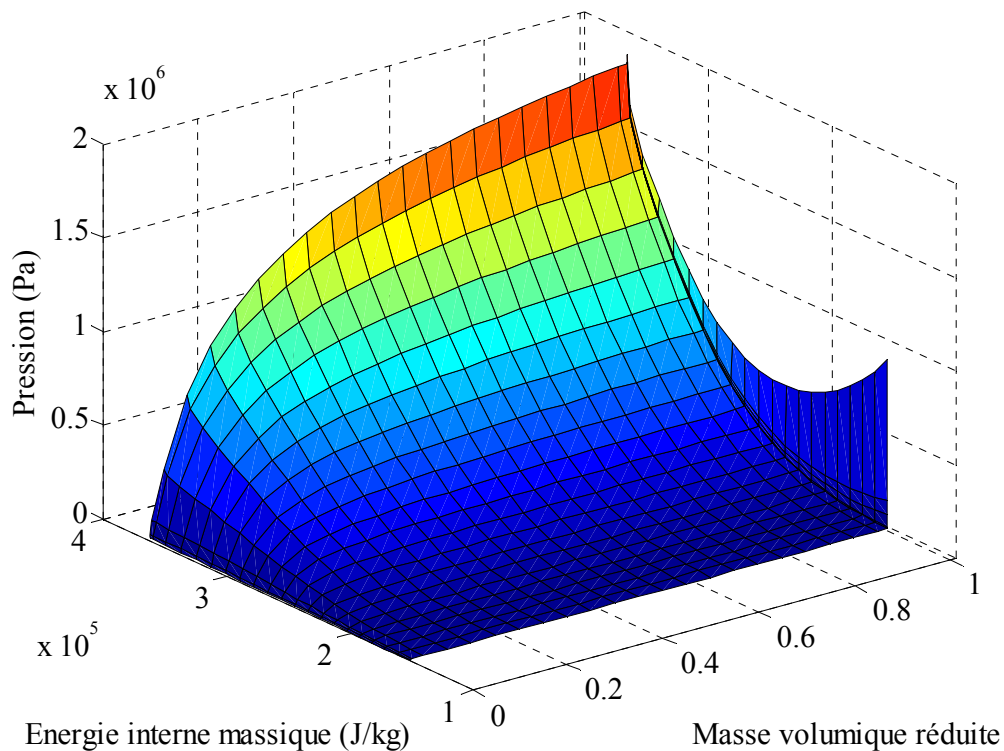


Figure 1 : Pression en fonction de la masse volumique et de l'énergie interne massique

Enfin, pour pallier cette difficulté d'une façon plus radicale, sans conséquence notable sur la précision des tables, les valeurs de la pression ont été légèrement modifiées à l'aide d'un polynôme de lissage pour les points situés de part et d'autre de la courbe de saturation du liquide. Ces modifications permettent d'assurer une continuité du gradient de la pression par rapport à la masse volumique réduite et de supprimer presque complètement les oscillations numériques.

4. Exploitation

Ce principe de calcul des propriétés physiques a permis de concevoir un module élémentaire pour l'application des équations de bilan [14], celui d'une canalisation parcourue par un fluide quelconque en écoulement transitoire, échangeant ou non de la chaleur avec son milieu extérieur. Utilisé pour la modélisation d'une machine frigorifique, ce module élémentaire a permis la simulation d'un démarrage d'une machine mono-étagée à turbo-compresseur telle que décrite dans [11]. Sur la Figure 2 sont représentées les évolutions de la surchauffe et de la masse du fluide frigorigène dans l'évaporateur au cours d'un démarrage simulé par une rampe de la vitesse de rotation du compresseur de 1 000 à 70 000 tr/min en 4 s.

Au cours des premières secondes après le début de la rampe croissante de la vitesse du compresseur, l'évaporateur se vide et la surchauffe du fluide frigorigène en sortie de l'évaporateur augmente du fait de la diminution de la pression d'évaporation. On observe aussi un transfert du liquide du condenseur vers l'évaporateur du fait de l'augmentation de la différence de pression aux bornes du détendeur. La masse de fluide dans l'évaporateur augmente, ce qui fait chuter la surchauffe jusqu'à l'annuler pendant quelques secondes. Il y a donc aspiration de liquide dans le compresseur avec un fort risque d'endommagement. Le débit à l'entrée de l'évaporateur, après avoir atteint un maximum, chute, entraînant la diminution de la masse de fluide et l'augmentation de la surchauffe. De fortes oscillations du débit, et même des inversions, apparaissent alors entre $t = 17$ s et $t = 20$ s, et se répercutent dans toute l'installation. Elles viennent notamment du fait que, pendant toutes ces opérations, la section de passage du détendeur est restée à sa valeur minimale et représente un obstacle fort à l'écoulement du fluide. L'augmentation progressive de son ouverture, due à la surchauffe importante (> 25 K), contribue à la disparition de ces oscillations et à l'augmentation de la pression d'évaporation. Le régime permanent est atteint au bout d'un peu plus de 50 s, ce qui correspond aux ordres de grandeur observés par [9].

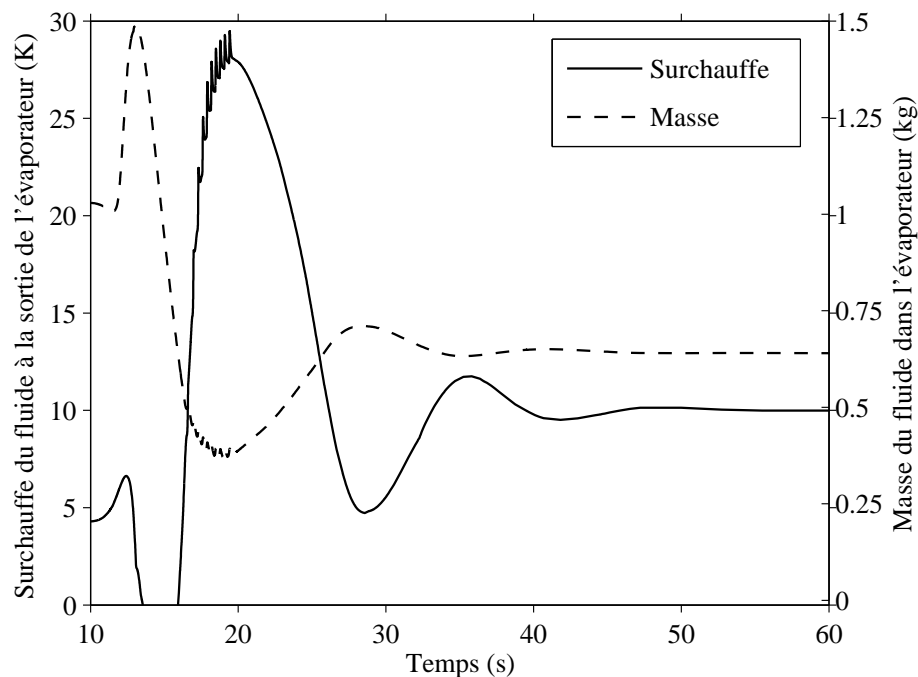


Figure 2 : Surchauffe et masse de fluide dans l'évaporateur au cours d'un démarrage

5. Conclusion

Le choix de variables d'état présenté permet l'intégration directe du système différentiel que représente la mise en œuvre des équations de bilans pour un modèle dynamique de machine frigorifique. En fait, les difficultés d'intégration rencontrées avec d'autres choix de grandeurs d'état [10] qui dans ce cas doivent être résolues à chaque pas de temps, sont déplacées, indépendamment du temps, vers le calcul des propriétés du fluide, pour lequel des solutions originales ont été trouvées. Ce choix a permis l'élaboration d'un module élémentaire de modélisation d'écoulement qui, reproduit en nombre suffisant, permet l'élaboration de modèles fiables pour la simulation en régime dynamique de machines frigorifiques à compression.

Références

- [1] S. TOUBER, Principles and methods for mathematical modelling the steady-state and dynamic behaviour of refrigeration components and installations, *Sciences et Techniques du Froid, IIF-Commission B2* (Dresden, 1984), 163-175.
- [2] H. WANG, S. TOUBER, Distributed and non-steady-state modelling of an air cooler, *Int. J. Refrigeration*, 5-2 (1991), 98-111.
- [3] M. DHAR, W. SOEDEL, Transient analysis of a vapor compression refrigeration system : Part I - The mathematical model, *In : I.I.F. - I.I.R. XV^{ème} Congrès International du Froid* (Venise, Italie, 1979).
- [4] J. CHI, D. DIDION, A simulation model of the transient performance of a heat pump, *Int. J. Refrigeration*, 5-3(1982), 176-183.
- [5] X. PAN, Étude et modélisation d'un meuble frigorifique de vente à haute efficacité énergétique, *Thèse de Doctorat*, École des Mines de Paris, 2000.
- [6] S. LOVATT, A Dynamic Modelling Methodology for the Simulation of Industrial Refrigeration Systems, *Thèse de Doctorat*, Massey University, New Zealand, 1992.
- [7] L. BOREL, *Thermodynamique et Énergétique*, Presses polytechniques romandes, Lausanne (1984).
- [8] L. MACHADO, Modèle de simulation et étude expérimentale d'un évaporateur de machine frigorifique en régime transitoire, *Thèse de Doctorat*, INSA-Lyon, 1996.
- [9] L. GAY, Modélisation d'une machine frigorifique fonctionnant au R407c en régime transitoire, *Thèse de Doctorat*, INSA-Lyon, 1999.
- [10] I. GUITARI, Étude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO₂, *Thèse de Doctorat*, INSA-Lyon, 2005.
- [11] P. SCHALBART, P. HABERSCHILL, A. LALLEMAND, Démarrages et régimes transitoires d'une machine frigorifique : modélisation numérique, *In : Congrès Français de Thermique, SFT 2006* (Île de Ré, 16-19 mai 2006), 1157-1162.
- [12] E.W. LEMMON, M.O. MCLINDEN, M.L. HUBER, *NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Version 7.0*, U.S. Department of Commerce (2002).
- [13] I. GUITARI, P. HABERSCHILL, A. LALLEMAND, Modélisation dynamique d'une pompe à chaleur air/eau fonctionnant au CO₂, *In : 12^{èmes} Journées Internationales de Thermique* (Tanger, Maroc, 15-17 Novembre 2005).
- [14] P. SCHALBART, Modélisation du fonctionnement en régime dynamique d'une machine frigorifique bi-étagée à turbo-compresseurs - Application à sa régulation, *Thèse de Doctorat*, INSA-Lyon, 2006.