

ÉTUDE COMPARATIVE DE L'INTÉRÊT DE L'EMPLOI DES FLUIDES FRIGOPORTEURS MONOPHASIQUES ET DIPHASIQUES POUR LA CLIMATISATION

P. HABERSCHILL, A. LALLEMAND

CETHIL, UMR CNRS-INSA-UCBL, (France)

Rezumat. Un model de simulare dinamică a rețelelor de distribuție a frigului într-o clădire cu ajutorul unui fluid purtător de frig a fost pus la punct. Unul dintre obiectivele modelului îl constituie analiza interesului pe care-l prezintă folosirea fluidelor purtătoare de frig bifazice față de fluidele monofazice, pentru diferite configurații ale instalației. Modelul este aplicat la climatizarea unui clădiri de tip terțiar. Consumul electric bimestrial aferent producerii amestecului apă-gheață este de același ordin de mărime cu cel al unui sistem ce folosește apă glacială, datorită necesarului redus de putere de pompare, compensat de o eficiență frigorifică mai mică.

INTRODUCTION

Le transport et la distribution de froid sont des nécessités du secteur de la conservation et de la distribution de produits alimentaires (entrepôts frigorifiques, supermarchés...) mais également de la climatisation individuelle et collective. Les niveaux de température sont divers et compris entre 8 et -30 °C. Des solutions techniques au transport de froid dans ces conditions de températures sont connues. Actuellement, elles utilisent en général le fluide frigorigène lui-même avec son changement de phase liquide-vapeur pour les basses températures ou un fluide monophasique pour les températures proches de la température ambiante. Dans ce dernier cas les risques environnementaux sont réduits car la quantité de fluide frigorigène est minimisée. Ce fluide secondaire peut être aussi un fluide frigopporteur diphasique (FFD). Il est alors possible de stocker du froid par chaleur latente ce qui représente un fort potentiel massique de stockage, source d'économies.

Le développement des FFD est l'objet de plusieurs études depuis quelques années au Cethyl (Bel 1996, Ben Lakhdar 1998, Bel et Lallemand 1999a et 1999b) et, en particulier, sous l'impulsion de l'Institut International du Froid (IIF) dans le monde entier. En effet, l'IIF a rassemblé différents acteurs du domaine du froid au sein d'une commission spécifique. Cinq colloques ont été organisés et plus de 75 communications ont été publiées. Différents aspects des FFD ont fait l'objet de ces publications, notamment le calcul de leurs propriétés énergétiques et de transport (Lugo et al. 2000, Melinder 2002), leur caractérisation thermo-rhéologique (Stutz et al. 2000, Egolf et al. 2001), leurs modes de fabrication et leur utilisation (End et al. 2001, Ben Lakhdar et al. 2001). Certaines de ces études ont été complétées dans des publications au dernier congrès de l'IIF. La communauté scientifique et industrielle s'entend pour affirmer que les FFD offrent un intérêt énergétique et

économique certain, mais peu de publications donnent des résultats chiffrés. A notre connaissance, seuls Suzuki et al. (2002) présentent l'économie réalisée par adoption d'un FFD par rapport à un fluide frigopporteur monophasique pour la climatisation d'un immeuble.

Le but de la présente étude est d'analyser l'intérêt technique et énergétique, voire économique de l'usage des FFD pour le transport, la distribution et le stockage de froid, en comparant les performances des FFD avec celles du système plus classique à frigopporteur monophasique. Pour atteindre cet objectif, un logiciel d'analyse des performances énergétiques de chacun des systèmes en régime transitoire a été développé. Ce logiciel, à partir de modèles simples de fonctionnement des constituants des systèmes, prend en compte les aspects techniques (taille des machines, des réseaux, des échangeurs, etc.) et autorise une étude paramétrique permettant de dégager des solutions optimales. Ce modèle est appliqué à la climatisation d'un bâtiment de type tertiaire, par circulation de FFD ou d'eau glacée. Le FFD utilisé est un coulis de glace formé à partir d'une solution eau - alcool éthylique.

DESCRIPTION DU MODÈLE

Le modèle développé est à caractère modulaire. Chaque installation est décomposée en éléments simples pour lesquels des modèles sont définis (*figure 1*). Ainsi, on distingue les modèles du générateur de froid, du réseau de distribution, des émetteurs ou frigorigères et du stockage. A ces modèles s'ajoutent deux bibliothèques. La première qui permet le calcul des propriétés énergétiques et de transport des fluides frigopporteurs diphasiques est empruntée à Bel et Lallemand (1999a) et à Ben Lakhdar (1998). La seconde est extraite du logiciel REFPROP® pour le calcul des propriétés des fluides frigorigènes.

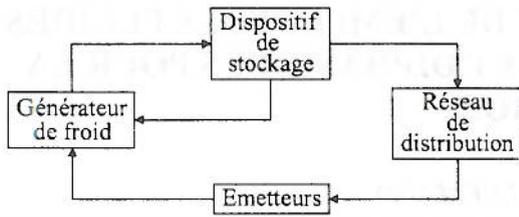


Fig. 1. Schéma de principe du système de climatisation

Générateur de froid

Le générateur de froid correspond à l'assemblage d'un groupe de condensation à air et d'un évaporateur réalisant la production de la glace du coulis ou le refroidissement de l'eau glacée.

Les variables d'entrées du modèle (fig. 2) sont la température extérieure T_{ext} et l'enthalpie h_{1co} (coulis de glace) ou la température T_{1eg} (eau glacée) du fluide frigoporteur à l'entrée de l'évaporateur ainsi que son débit, \dot{m}_{co} ou \dot{m}_{eg} . Les variables de sortie correspondent à l'enthalpie h_{2co} ou la température T_{2eg} du fluide frigoporteur à la sortie de l'évaporateur et la puissance électrique consommée \dot{E}_f .

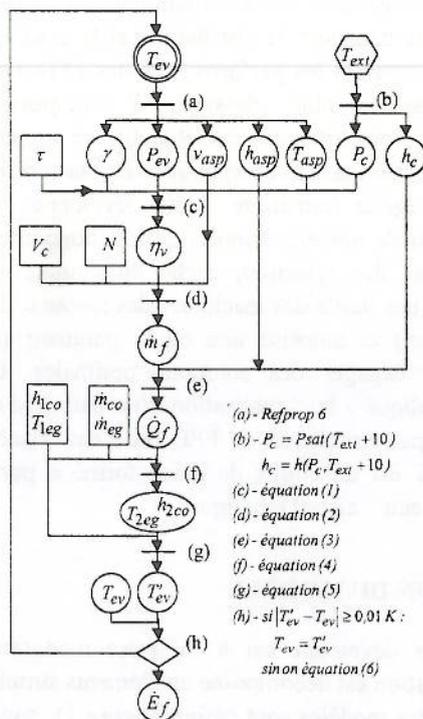


Fig. 2. Schéma synoptique du modèle du générateur de fluide frigoporteur

Pour une température d'évaporation initiale T_{ev} , les caractéristiques du fluide frigorigène à l'aspiration du compresseur sont calculées : coefficient isentropique γ , pression d'évaporation P_{ev} , température T_{asp} , volume v_{asp} et enthalpie h_{asp} massiques à l'aspiration du compresseur, en supposant la surchauffe nulle. La

pression de condensation P_c étant supposée égale à la pression de vapeur saturante à la température ambiante T_{ext} majorée de 10 K de pincement, on détermine le taux de compression, puis le rendement volumétrique du compresseur η_v , la détente du volume mort étant supposée isentropique :

$$\eta_v = 1 - \tau \left(\left(\frac{P_c}{P_{ev}} \right)^{1/\gamma} - 1 \right) \quad (1)$$

avec τ le taux de volume mort fixé a priori.

L'équation (2) permet ensuite de déduire le débit du fluide frigorigène \dot{m}_f connaissant la cylindrée du compresseur V_c et sa vitesse de rotation N :

$$\dot{m}_f = \frac{V_c N}{60} \frac{\eta_v}{v_{asp}} \quad (2)$$

L'enthalpie du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur h_c est déduite de la température de condensation en supposant le sous refroidissement nul et la détente isenthalpique. La puissance frigorifique est alors donnée par :

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f (h_{asp} - h_c) \quad (3)$$

La température de l'eau glacée ou l'enthalpie du coulis à la sortie de l'évaporateur sont déduits de cette puissance.

$$T_{2eg} = T_{1eg} - \frac{\dot{Q}_f}{c_{peg} \dot{m}_{eg}} \text{ ou } h_{2co} = h_{1co} - \frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_{co}} \quad (4)$$

La température du coulis de glace est déduite de son enthalpie connaissant le taux initial de produit antigel (alcool éthylique par exemple).

Une seconde valeur de la température d'évaporation T'_{ev} est déterminée à partir des température d'entrée et de sortie du fluide frigoporteur, connaissant la résistance thermique globale de l'évaporateur R_{th} :

$$T'_{ev} = (T_1 + T_2)_{eg-co} / 2 - \frac{\dot{Q}_f}{R_{th}} \quad (5)$$

Les calculs sont repris jusqu'à convergence (écart entre T_{ev} et T'_{ev} inférieur à 0,01 K).

La puissance électrique consommée est déduite de la puissance frigorifique connaissant l'efficacité η_f par rapport au coefficient d'effet frigorifique de Carnot de la machine.

$$\dot{E}_f = \dot{Q}_f \frac{(T_c - T_{ev})}{T_{ev} \eta_f} \quad (6)$$

Dispositif de stockage

Le dispositif de stockage est assimilé à un réacteur parfaitement agité. Ainsi la température du stock d'eau glacée est issue de l'application de la loi de conservation de l'énergie suivante, en prenant en compte les pertes thermiques vis-à-vis de l'ambiance :

$$\rho_{st} V_{st} c_{pst} \frac{dT_{steg}}{dt} = \dot{m}_{eg} c_{peg} (T_{2eg} - T_{steg}) + C_{st} (T_{ext} - T_{steg}) \quad (7)$$

avec ρ_{st} , c_{pst} , V_{st} , C_{st} respectivement la masse volumique et la chaleur massique de l'eau glacée contenue dans le réservoir de stockage, le volume et la conductance globale du réservoir de stockage.

Pour le coulis de glace, l'équation (7) devient :

$$\rho_{st} V_{st} \frac{du_{st}}{dt} = \dot{m}_{co} (h_{2co} - h_{stco}) + C_{st} (T_{ext} - T_{stco}) \quad (8)$$

Réseau de distribution

Ce module permet le calcul de la puissance de pompage \dot{E}_{po} nécessaire à la circulation du fluide frigopporteur dans le réseau de distribution. Ce réseau est simulé par un tube unique de diamètre D dont la longueur L est déterminée en prenant en compte des longueurs droites équivalentes aux singularités du réseau. La puissance de pompage est donnée par :

$$\dot{E}_{po} = \Delta P \frac{\dot{m}_{eg-co}}{\rho_{steg-stco}} \frac{1}{\eta_{po}} \quad (9)$$

avec η_{po} le rendement global de pompage (fixé arbitrairement à 0,7).

Les pertes de pression sont calculées par la corrélation de Darcy :

$$\Delta P = 4f \frac{L}{\rho_{steg-stco} D} \left(\frac{4\dot{m}_{eg-co}}{\pi D^2} \right)^2 \quad (10)$$

Le facteur de frottement f est différent suivant le régime d'écoulement (caractérisé par le nombre de Reynolds Re) et la nature du fluide. Pour l'eau glacée, f est déterminé par la loi de frottement en régime laminaire ($f = 16/Re$) et celle de Blasius ($f = 0,078/Re^{0,25}$) en régime turbulent. Pour le coulis de glace, f est déterminé en utilisant les propriétés de transport du coulis de glace, corrigé d'un facteur φ_2 , proposé par Snoeck et al. (1993) et fonction du taux volumique de glace w_{gv} .

$$\varphi_2 = 1 + 0,1119 w_{gv}^{2,151} Re^{0,2422} + 0,02415 w_{gv}^{0,3996} D^{-0,2845} \quad (11)$$

Emetteurs

Le modèle d'émetteurs sert à déterminer la température ou l'enthalpie à l'entrée du générateur de froid en réponse aux sollicitations thermiques du réseau de distribution. Ces sollicitations sont introduites dans le logiciel sous la forme d'un fichier fournissant la puissance frigorifique à fournir \dot{Q}_{ch} et la température ambiante pour chaque tranche horaire. A cette puissance il faut ajouter la puissance de pompage, les pompes étant supposées refroidies par la circulation du fluide frigopporteur. Pour l'eau glacée, la température d'entrée dans le générateur est donnée par :

$$T_{1eg} = T_{steg} + \frac{(\dot{Q}_{ch} + \dot{E}_{po})}{\dot{m}_{eg} c_{psteg}} \quad (12)$$

Pour le coulis, l'enthalpie de retour est la suivante :

$$h_{1co} = h_{stco} + \frac{(\dot{Q}_{ch} + \dot{E}_{po})}{\dot{m}_{co}} \quad (13)$$

Afin de tenir compte du temps mis par le fluide pour parcourir le réseau de distribution, un retard est introduit sur la température ou l'enthalpie calculée par ce modèle.

Architecture du logiciel

Le but de cette étude est d'analyser l'intérêt de l'usage des FFD. Ainsi, la variable principale de sortie du logiciel est la consommation électrique du système sur un intervalle de temps donné. Cette énergie s'obtient par intégration des puissances instantanées consommées par le groupe frigorifique et le dispositif de pompage (équations (6) et (9)). Les variables d'entrée sont (fig. 3) :

- la puissance frigorifique à fournir \dot{Q}_{ch} ;
- la température extérieure T_{ext} ;
- le débit du fluide frigopporteur \dot{m}_{eg} ou \dot{m}_{co} ;
- la teneur initiale en fluide antigel w_{gi} .

La puissance frigorifique étant fluctuante, les systèmes doivent être régulés. Nous avons choisi une régulation du type tout ou rien avec plage morte, portant, selon le cas, sur la température de l'eau glacée à la sortie du générateur et du stock et sur la teneur en glace aux mêmes points. Ainsi, six variables d'entrée supplémentaires sont introduites :

- les consignes haute T_{2heg} et basse T_{2beg} à la sortie du générateur ;
- la consigne haute T_{stheg} du stock, pour l'eau glacée,
- les consignes haute w_{g2hco} et basse w_{g2bco} à la sortie du générateur ;
- la consigne basse w_{gstbco} du stock, pour le coulis de glace.

A ces variables s'ajoutent les paramètres définissant les caractéristiques de l'installation :

- la cylindrée V_c , la vitesse de rotation N et le taux de volume mort du compresseur τ ;
- l'efficacité η_f par rapport au coefficient d'effet frigorifique de Carnot ;
- la résistance thermique globale de l'évaporateur R_{th} ;
- le volume V_{st} et la conductance C_{st} du réservoir de stockage ;
- le diamètre D et la longueur L du réseau de distribution.

Pour une valeur initiale de la température de l'eau glacée à l'entrée du générateur de froid, le modèle (a) du générateur est utilisé en fonction du paramètre logique M_{eg} de fonctionnement. Ce paramètre correspond au paramètre de sortie du régulateur tout ou rien. Il prend en compte les valeurs des températures et des consignes de régulation (f). Le modèle du dispositif de stockage (b) fournit la température du fluide à utiliser

pour le modèle du réseau de distribution (c) qui n'est utilisé qu'en fonction du paramètre logique M_{po} activé (valeur vraie) pour un créneau horaire fixé (g) correspondant aux heures d'ouverture h du bâtiment. Dans ce même créneau horaire le modèle (d) des émetteurs fournit une nouvelle valeur de la température d'entrée au générateur. Les calculs sont repris (h) pour un nouveau pas de temps, jusqu'à un nombre entier d'heure pour lequel (e) les sollicitations thermiques du réseau sont réactualisées.

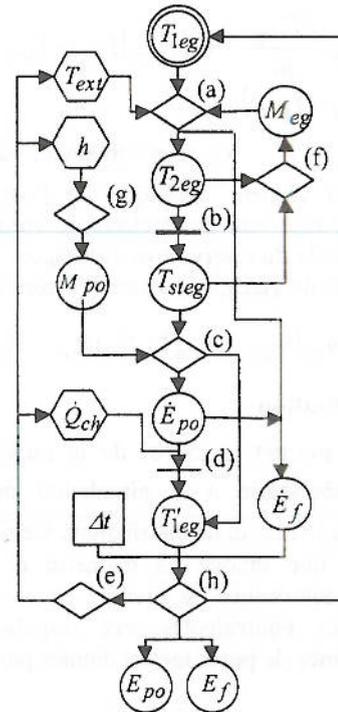
L'architecture décrite précédemment pour le système à eau glacée est appliquée au système utilisant le coulis de glace. Dans ce cas la teneur en glace et l'enthalpie du coulis remplacent la température de l'eau glacée pour les principales étapes et la logique des consignes est inversée.

SIMULATION DE LA CLIMATISATION D'UN BÂTIMENT

Détermination des paramètres et des variables d'entrée du modèle

Le choix du bâtiment à climatiser s'est orienté vers un immeuble à usage d'enseignement et de recherche représentant une surface totale de 5 000 m², répartie sur 5 niveaux. Le calcul de la charge frigorifique est effectué à l'aide du logiciel CODYBA développé au Cethyl (Duta et al. 2000). Ce logiciel prend en compte les conditions climatiques locales (température extérieure, apports solaires ...), la nature et l'inertie des matériaux et la présence des personnels (éclairage, ventilation, activité physique ...) pour déterminer, heure par heure, la puissance frigorifique nécessaire au maintien de la température interne à une valeur fixée (25 °C). La puissance frigorifique calculée dans ces conditions et la température extérieure du 1er juin au 1er août sont représentées sur la figure 4. De cette figure on retiendra pour le dimensionnement du système de climatisation une puissance frigorifique maximale de 140 kW essentiellement due aux apports solaires pour une température extérieure de 30,8 °C. Compte tenu de la dimension du bâtiment : hauteur 17,5 m, longueur 87,5 m et largeur 11,5 m, la longueur équivalente du réseau de distribution du fluide frigoporteur est estimée à 1000 m.

Pour des températures usuelles de l'eau glacée à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur respectivement de 12 et 7 °C, la température d'évaporation correspondante pour un générateur classique d'eau glacée est de l'ordre de 2 °C (pincement de l'évaporateur 5 K). A la température ambiante de 30,8 °C correspond, par hypothèse, une température de condensation de 40,8 °C. En choisissant le R404a comme fluide frigorigène, les données précédentes conduisent à une cylindrée du compresseur de 1,6 10⁻³ m³ (vitesse de rotation 25 Hz), un débit d'eau glacée de 6,7 kg.s⁻¹, un diamètre de conduite de 100 mm (vitesse de circulation de l'eau 1 m.s⁻¹) et une résistance thermique de l'évaporateur de 0,05 K.W⁻¹. Les autres paramètres sont fixés à des valeurs usuelles : taux de volume mort du compresseur de 6 %, efficacité par rapport au coefficient d'effet frigorifique de Carnot de 60 %.



(a) - si $M_{eg} = 1$: modèle de générateur figure (2)

sinon : $T_{2eg} = T_{1eg}$

(b) - modèle du dispositif de stockage

(intégration de l'équation (7))

(c) - si $M_{po} = 1$: modèle du réseau

sinon : $T'_{1eg} = T_{steg}$

(d) - modèle des émetteurs

(e) - réactualisation des variables

(f) - si $T_{2eg} < T_{2beg}$: $M_{eg} = 0$

si $T_{2eg} > T_{2beg}$: $M_{eg} = 1$

si $T_{steg} > T_{stheg}$: $M_{eg} = 1$

(g) - si $8 < h < 20$ h : $M_{po} = 1$

sinon : $M_{po} = 0$

(h) - $T_{1eg} = T'_{1eg}$; $E_{po} = \dot{E}_{po} \Delta t$; $E_f = \dot{E}_f \Delta t$

Fig. 3 : Schéma synoptique du modèle du système de climatisation à eau glacée

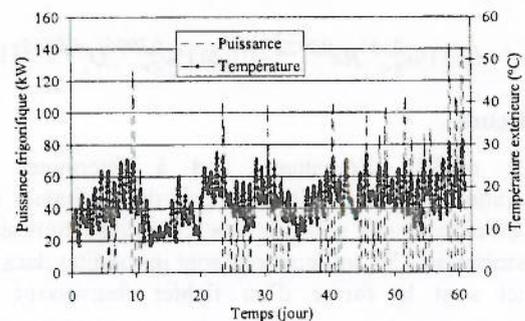


Fig. 4. Charge frigorifique et température extérieure du bâtiment simulé.

Pour le coulis de glace, réalisé à partir d'une solution d'éthanol à 5 %, tous les paramètres sont identiques hormis la résistance thermique de

l'évaporateur qui est fixée à $0,0375 \text{ K.W}^{-1}$. En effet, la plupart des auteurs s'accordent pour admettre un coefficient d'échange du coulis de glace supérieur de plus de 100 % à celui d'un fluide monophasique (Ben Lakhdar 1998, Bel et Lallemand 1999b).

Pour analyser le dimensionnement des dispositifs de climatisation, nous avons représenté les évolutions des températures de l'eau glacée et du coulis de glace en fonction du temps pour la journée correspondant à la plus forte charge thermique sur les figures 5 et 6. Pour ces simulations le volume du réservoir de stockage est fixé à 780 L. Ce volume relativement faible est insuffisant pour réduire les fluctuations de la température de l'eau glacée qui oscille entre les consignes haute et basse de régulation (fixées respectivement à 8 et 6 °C). Compte tenu du changement de phase, ces oscillations disparaissent avec le coulis de glace dont la température est pratiquement constante et vaut -3 °C. La température

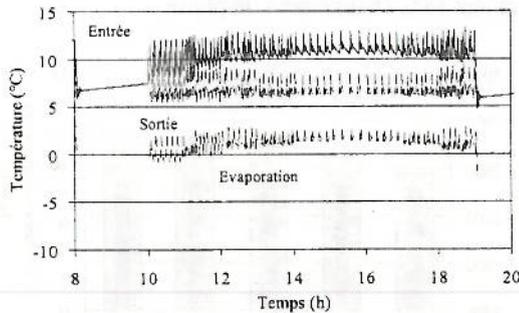


Fig. 5. Température du circuit d'eau glacée et d'évaporation pour la journée la plus chaude.

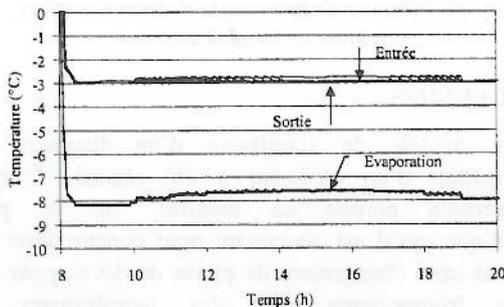


Fig. 6. Température du circuit de coulis et d'évaporation pour la journée la plus chaude.

d'évaporation correspondante est de -7,5 °C, ce qui pénalise la puissance du groupe frigorifique, dont la vitesse de rotation a été portée à 35 Hz (au lieu de 25 Hz) pour compenser cette plus faible température d'évaporation par rapport à l'installation à eau glacée. L'énergie consommée est plus élevée avec le coulis (288 kWh) qu'avec l'eau glacée (211 kWh). La puissance frigorifique étant identique pour les deux systèmes, cette consommation plus élevée est due à la plus faible température d'évaporation qui entraîne un plus faible coefficient d'effet frigorifique (3,9 au lieu de 5,3). Pour des débits identiques ($6,7 \text{ kg.s}^{-1}$), l'énergie de pompage est plus élevée avec le coulis (12 kWh contre 8,5 kWh) car, notamment, sa viscosité est plus forte. Mais ce débit peut être réduit d'un facteur 5, car la

variation du taux de glace n'est que de 5 % dans les émetteurs (consignes du taux de glace 24 et 26 %) (figure 7). Avec cette modification du débit ($1,34 \text{ kg.s}^{-1}$), la puissance de pompage est réduite à 0,13 kWh, avec une légère diminution de l'énergie consommée par le groupe frigorifique (275 kWh) qui est due à une légère augmentation de la température d'évaporation liée à une surchauffe du coulis pour ce débit (figure 8). La surconsommation du système à coulis de glace est ainsi réduite de 30 à 25 % en prenant en compte l'ensemble des consommations électriques.

Avec ces valeurs des paramètres : températures ou teneurs en glace de consignes, débits des fluides frigopORTEURS, vitesses de rotation du compresseur, l'évolution des températures pour les deux mois retenus sont représentés sur les figures 9 et 10. Les consommations électriques des deux systèmes sont proches : 2830 kWh pour le système à eau glacée et 2855 kWh pour le système à coulis de glace. La plus faible consommation pour le pompage du système à coulis de glace (9 kWh au lieu de 520 kWh) compense sa plus forte consommation pour

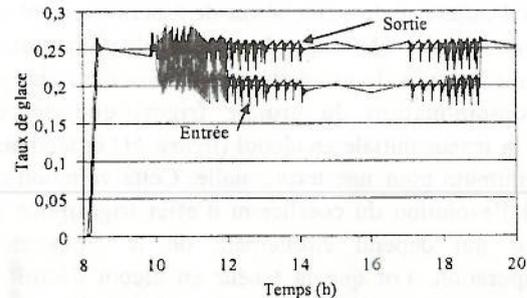


Fig. 7. Taux de glace du circuit de coulis pour la journée la plus chaude (débit $6,7 \text{ kg.s}^{-1}$).

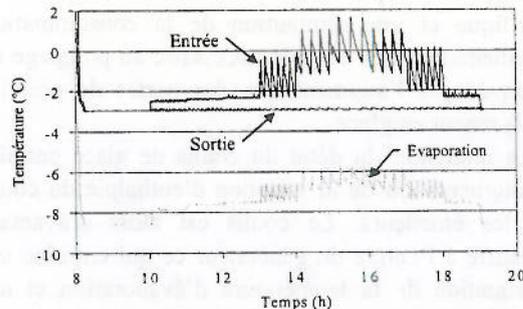


Fig. 8. Température du circuit de coulis et d'évaporation pour la journée la plus chaude (débit $1,34 \text{ kg.s}^{-1}$).

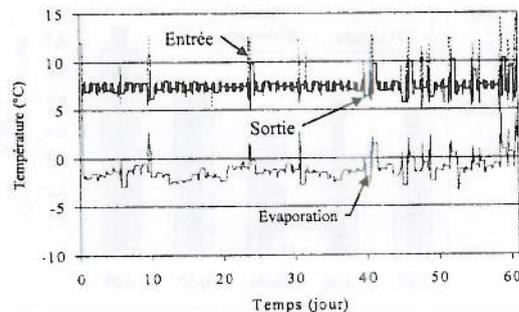


Fig. 9. Température du circuit d'eau glacée et d'évaporation pour les mois de juin et juillet.

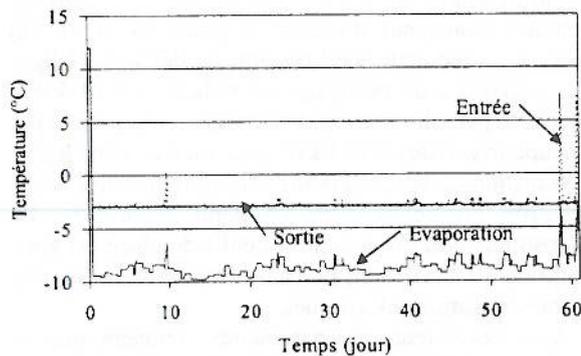


Fig. 10. Température du circuit de coulis et d'évaporation pour les mois de juin et juillet.

le refroidissement (2845 kWh au lieu de 2310 kWh), provoquée par une température d'évaporation moyenne plus faible (-9 °C au lieu de -3 °C).

Etude paramétrique

Hormis celle du volume de stockage, nous avons étudié l'influence des paramètres de fonctionnement sur la consommation électrique du système de climatisation utilisant le coulis de glace durant les deux mois choisis. La consommation du groupe frigorifique décroît avec la teneur initiale en alcool (figure 11) et tend vers un minimum pour une teneur nulle. Cette variation est liée à l'évolution du coefficient d'effet frigorifique de Carnot qui dépend étroitement de la température d'évaporation. Lorsque la teneur en alcool décroît la température de changement de phase du coulis augmente ce qui entraîne une augmentation de la température d'évaporation et donc du coefficient d'effet frigorifique et une diminution de la consommation. L'augmentation de l'énergie nécessaire au pompage est provoquée par l'augmentation des pertes de pression avec la teneur en glace.

La réduction du débit du coulis de glace entraîne une augmentation de la variation d'enthalpie du coulis dans les émetteurs. Le coulis est alors d'avantage surchauffé à l'entrée du générateur ce qui entraîne une augmentation de la température d'évaporation et une diminution de la consommation (figure 12).

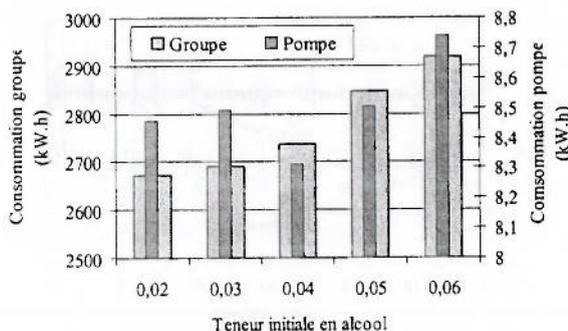


Fig. 11. Influence de la teneur initiale en alcool

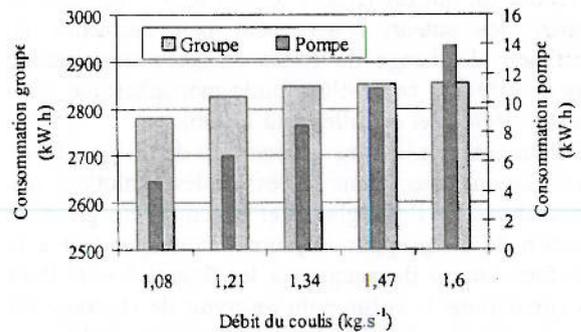


Fig. 12. Influence du débit de coulis de glace.

La consommation du groupe frigorifique suit l'évolution de la consigne de régulation de la teneur en glace à la sortie du générateur (figure 13). Comme précédemment, la consommation du groupe frigorifique est d'autant plus faible que les échanges thermiques s'effectuent sans changement de phase.

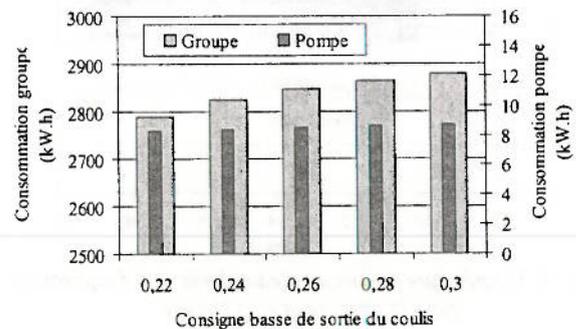


Fig. 13. Influence de la consigne de teneur en glace à la sortie du générateur.

CONCLUSION

Un modèle de simulation d'un dispositif de climatisation d'un bâtiment a été réalisé. L'étude paramétrique permet de montrer, sur le plan énergétique, qu'il est nécessaire pour concurrencer les systèmes sans changement de phase de développer des fluides frigoporteurs dont les températures de congélation permettent des températures d'évaporation du même ordre de grandeur que celle obtenues avec les fluides monophasiques.

En acceptant une surconsommation énergétique, l'usage de coulis de glace permet une réduction des investissements sur le circuit de distribution par réduction du diamètre des conduites et de la surface d'échange des émetteurs. En effet, la puissance de pompage étant inversement proportionnelle à la puissance cinq du diamètre (équation 10), à puissance de pompage identique (520 kWh), le diamètre des conduites avec le coulis de glace peut être réduit à 44 mm au lieu de 100 mm. La température du coulis étant plus faible que celle de l'eau glacée (-3 °C au lieu de 7 °C) la différence de température avec l'air à refroidir est plus importantes, ce qui permettrait une réduction de l'ordre de 50 % de la surface d'échange.

Cette étude a été réalisée avec l'appui du CNRS dans le cadre de l'Action Concertée Énergie et plus particulièrement dans celui du programme de recherche intégré portant sur le transport et la distribution de froid.

NOMENCLATURE

Lettres latines :

C : conductance thermique	$W.K^{-1}$
D : diamètre de la tuyauterie	m
\dot{E} : puissance électrique	W
f : facteur de frottement	
h : enthalpie	$kJ.kg^{-1}$
heure	h
L : longueur de la canalisation	m
\dot{m} : débit massique	$kg.s^{-1}$
M : paramètre logique	
N : vitesse de rotation du compresseur	Hz
P : pression	Pa
\dot{Q} : puissance	W
R : résistance thermique	$K.W^{-1}$
T : température	$^{\circ}C, K$
t : temps	s
v : volume massique	$m^3.kg^{-1}$
V : volume	m^3
w : fraction massique	
w_v : fraction volumique	

Lettres grecques :

ΔP : pertes de pression	Pa
Δt : pas de temps	s
η_f : efficacité par rapport à Carnot	
η_v : rendement volumétrique	
ρ : masse volumique	$kg.m^{-3}$
τ : taux de volume mort	

Indice :

b : consigne basse	ev : évaporation
c : condensation,	ext : extérieur
compresseur	f : frigorigène
ch : charge thermique	h : consigne haute
co : coulis de glace	i : initial
eg : eau glacée	st : réservoir de stockage

Symboles des figures 2 et 3 :

- Paramètre constant
- Variable d'entrée fonction du temps
- Variable initialisée
- Variable
- Action (équation ou modèle)
- Action conditionnelle

BIBLIOGRAPHIE

- [1] BEL, O., *Contribution à l'étude du comportement thermo-hydraulique d'un mélange diphasique dans une boucle frigorifique à stockage d'énergie*. Thèse de doctorat, INSA de Lyon, Lyon, 1996.
- [2] BEL, O, LALLEMAND, A., *Etude d'un fluide frigopporteur diphasique 1 : Caractéristiques thermophysiques intrinsèques d'un coulis de glace*, Int. J. of Refrig. (1999a) 164-174.
- [3] BEL, O, LALLEMAND, A., *Etude d'un fluide frigopporteur diphasique 2 :Analyse expérimentale du comportement thermique et rhéologique*, Int. J. of Refrig. (1999b) 175-187.
- [4] BEN LAKHDAR, M.A., BLAIN, G., COMPINGT, A., LIOPE, D., SMAH, M., *Direct expansion and indirect refrigeration with ice slurry: comparison in supermarket*. Proceedings of the Third Workshop on Ice Slurries. Boyman, T. et al., ed., IIF-IIR, Luzern 2001 pp. 166-167.
- [5] BEN LAKHDAR, M.A., *Comportement thermo-hydraulique d'un fluide frigopporteur diphasique : le coulis de glace*. Etude théorique et expérimentale, Thèse de doctorat, INSA de Lyon, Lyon, 1998.
- [6] Duta, A., J. Noel, J., Roux, J.J., *CoDyBa V6: new version of software for building dynamical behaviour simulation*. Proceedings of PLEA 2000, Cambridge UK juillet 2000 pp.746-751.
- [7] EGOLF, P.W., SARI, O., MEILI, F., VUARNOZ, D., *Pressure drop and heat transfer in a cylindrical heat exchanger with ice slurry flow*. Proceedings of the Third Workshop on Ice Slurries. Boyman, T., et al., ed., IIF-IIR, Luzern 2001 pp. 77-84.
- [8] END, L., EICHER, H., EGOLF, P.W., *Ice slurry pilot and demonstration system for food refrigeration in supermarkets*. Proceedings of the Third Workshop on Ice Slurries. Boyman, T. et al., ed., IIF-IIR, Luzern 2001 pp. 155-162.
- [9] LUGO, R., GUILPART, J., FOURNAISON, L., *Calculation method of thermophysical properties for ammonia water mixtures*. Proceedings of Second Workshop on Ice Slurries. Fournaison, L., et Guilpart, J., ed., IIF-IIR, Paris 2000 pp. 10-19.
- [10] MELINDER, A., *Enthalpy-phase diagrams of aqueous solutions for ice slurry applications*. Proceedings of the Fifth Workshop on Ice Slurries. Melinder, A., ed., IIF-IIR, Stockholm 2002 pp. 107-118.
- [11] SNOECK, C.W., WALOSIK, S., GUPTE, R.P., *Ice slurry transport for district cooling networks*. Slurry Handling and Pipeline Transport-hydrotransport 12. Shook C., ed., Mechanical Engineering Publications Ltd, London 1993 pp. 511-524.
- [12] STUTZ, B., REGHEM, P., MARTINEZ, O., *Friction losses for flow of concentrated slurries*. Proceedings of the Second Workshop on Ice Slurries. Fournaison, L., et Guilpart, J., ed., IIF-IIR, Paris 2000 pp. 29-37.
- [13] SUZUKI, H., MODAK, P.R., MATSO, M., SAKAGUCHI, S., *Flow and system model on ice/water slurry dispersed with surfactant additives*. Proceedings of the Fifth Workshop on Ice Slurries. Melinder, A., ed., IIF-IIR, Stockholm 2002 pp. 126-133.