



HAL
open science

FLUIDES FRIGORIGENES NATURELS ET FLUIDES A FAIBLE GWP POUR PETITES POMPES A CHALEUR

Paul Byrne, Ahmadou Diaby, Redouane Ghouali, Thierry Mare, Ousmane
Sow

► **To cite this version:**

Paul Byrne, Ahmadou Diaby, Redouane Ghouali, Thierry Mare, Ousmane Sow. FLUIDES FRIGORIGENES NATURELS ET FLUIDES A FAIBLE GWP POUR PETITES POMPES A CHALEUR. Colloque International Franco-Québécois CIFQ, May 2017, Saint-Lô, France. hal-01579547

HAL Id: hal-01579547

<https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01579547>

Submitted on 3 Sep 2017

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.



Distributed under a Creative Commons Attribution| 4.0 International License

FLUIDES FRIGORIGENES NATURELS ET FLUIDES A FAIBLE GWP POUR PETITES POMPES A CHALEUR

Paul **BYRNE**^{a,*}, Ahmadou Tidiane **DIABY**^{a,b}, Redouane **GHOUBALI**^a, Thierry **MARE**^a,
Ousmane **SOW**^b

^a Laboratoire Génie Civil Génie Mécanique - INSA de Rennes et Université de Rennes 1, France

^b Laboratoire d'Énergétique Appliquée, ESP, Université Cheikh Anta Diop, Dakar, Sénégal

RÉSUMÉ

La conception d'une pompe à chaleur (PAC) dépend très fortement des propriétés du fluide frigorigène utilisé. Actuellement, les actions politiques en faveur de la protection de l'environnement ont imposé de nouvelles restrictions sur l'usage des fluides à fort GWP. Dans ce contexte, le recours à des fluides naturels tels que le dioxyde de carbone, l'ammoniac et les hydrocarbures est considéré aujourd'hui comme une alternative sérieuse du fait de leur faible impact environnemental. L'industrie chimique a en parallèle développé de nouveaux fluides synthétiques, les hydrofluorooléfines (HFO). Un produit prometteur de la famille des HFO est le R1234yf. La première partie de cette étude traite de la littérature scientifique sur les petites pompes à chaleur fonctionnant avec des fluides naturels ou des HFO à faible GWP. Les résultats de tests expérimentaux sur deux pompes à chaleur travaillant avec un HFC (R407C) et du propane ont été utilisés pour valider un modèle numérique de petite PAC. D'autres modèles utilisant des fluides frigorigènes naturels et du HFO-1234yf sont dérivés des modèles validés. Une étude de simulation réalisée à l'aide du logiciel EES compare les performances des différents fluides frigorigènes pour différentes conditions de fonctionnement.

Mots Clés : hydrocarbures, dioxyde de carbone, ammoniac, HFO, pompe à chaleur

NOMENCLATURE

Symboles :

CFC	Chlorofluorocarbure
COP	Coefficient de performance, -
C _p	Capacité thermique massique, J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
DTLM	Moyenne logarithmique de l'écart de température, K
ECS	Eau chaude sanitaire
F	Facteur de correction
GWP	Global Warming Potential, kg _{CO2} sur 100 ans
h	enthalpie, kJ.kg ⁻¹
HC	Hydrocarbure
HCFC	Hydrochlorofluorocarbure
HFC	Hydrofluorocarbure
HFO	Hydrofluorooléfine
LIE	Limite inférieure d'inflammabilité, %
LSE	Limite supérieure d'inflammabilité, %
\dot{m}	Débit massique, kg.s ⁻¹
ODP	Ozone Depletion Potential, -
PAC	pompe à chaleur
\dot{Q}	Puissance échangeurs, W
S	Surface, m ²
T	Température, °C
TFA	Acide trifluoroacétique

U	coefficient d'échange global, W.m ² .K ⁻¹
V _b	Volume balayé, m ³ .h ⁻¹
\dot{W}	Puissance compresseur, W

Lettres grecques :

Δ	Ecart
γ	Coefficient polytropique, -
η	Rendement, -
ρ	Masse volumique, kg.m ⁻³
σ	Taux de compression, -

Indices / Exposants :

cd	condensation
crit	critique
ev	évaporation
ff	fluide frigorigène
gc	gas cooler
is	isentropique
s	sortie
so	source
vol	volumétrique

* auteur correspondant : paul.byrne@univ-rennes1.fr

1. INTRODUCTION

Le règlement (UE) n°517/2014 relatif aux gaz à effet de serre fluorés (appelé communément F-Gas) est entré en vigueur le 1^{er} janvier 2015 dans l'ensemble de l'union européenne [1]. Ce texte abroge l'ancien règlement 842/2006 et introduit un programme de réduction des émissions de gaz à effet de serre jusqu'en 2030 et avec en ligne de mire une diminution drastique des quantités de HFC dès 2015 (phase-down).

Dans ce contexte, le retour aux fluides frigorigènes « naturels », c'est-à-dire naturellement présents dans l'environnement, devient une alternative prometteuse dans le développement de nouvelles pompes à chaleur. Parmi les fluides naturels, trois candidats se démarquent : les hydrocarbures, le dioxyde de carbone et l'ammoniac. En parallèle, de nouveaux fluides de synthèse de la famille des hydrofluorooléfines (HFO) ont fait leur apparition sur le marché et offrent un faible GWP.

A travers une revue bibliographique, cet article présente d'abord les différentes alternatives aux HFC par leurs applications et leurs caractéristiques thermophysiques. Puis, un modèle numérique de machine frigorifique, validée pour de petites installations de pompes à chaleur, est décrit dans sa forme générale et dans son adaptation aux différents fluides. Enfin, une étude comparative de simulation est menée pour différents fluides frigorigènes.

2. Revue bibliographique

2.1. Hydrocarbures

Les hydrocarbures (HC) offrent des performances thermodynamiques intéressantes mais leur développement à grande échelle reste limité à certaines applications [2-4]. Plusieurs types d'hydrocarbures ont été utilisés comme fluides frigorigènes. Le propane (R290) et l'isobutane (R600a) étaient parmi ceux utilisés avant 1930. La grande majorité des installations où l'utilisation des hydrocarbures est potentiellement intéressante sont des installations domestiques (réfrigérateurs, climatiseurs) ou commerciales. L'isobutane (R600a) est l'hydrocarbure le plus fréquemment utilisé dans les réfrigérateurs. Le propane (R290) commence à être utilisé par des fabricants de pompes à chaleur. Il est également employé dans les chauffe-eau thermodynamiques, les climatiseurs et les systèmes de réfrigération commerciale.

Le tableau 1 présente les domaines d'application des hydrocarbures les plus utilisés et les fluides HFC équivalents. Les principales contraintes imposées par les réglementations portent sur le caractère inflammable des hydrocarbures. Le tableau 2 détaille la formule chimique, le pouvoir de réchauffement global (GWP), le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone les limites inférieure et supérieure d'explosivité (LIE et

LES) exprimées en pourcentages volumiques dans l'air ainsi que la température d'auto-inflammation. Pour les trois hydrocarbures, les valeurs sont assez proches. Ils sont classés A3, fortement inflammables et non toxiques, d'après l'ASHRAE [5]. Si bien que dans les réglementations européennes et nationales actuelles, les machines frigorifiques ayant une charge de plus de 150 g sont interdites dans des locaux occupés par des personnes [6].

Tableau 1 : Domaines d'application des hydrocarbures

Fluide frigorigène	Domaine d'application	Niveaux de température	Fluide synthétique équivalent
R600a (isobutane)	applications domestiques	Haute et moyenne température	R12, R134a
R290 (propane)	commerciales, industrielles, congélateurs, climatisation, PAC	Haute, moyenne et basse température	R22, R404A, R407C, R507A
R1270 (propylène)	réfrigération industrielle, climatisation, pompes à chaleur, tertiaire, industrielles	Haute, moyenne et basse température	R22, R404A, R407C, R507A

Tableau 2 : Caractéristiques des hydrocarbures

Fluide	R600a (isobutane)	R290 (propane)	R1270 (propylène)
Formule chimique	CH ₃ CH ₂ CH ₃	C ₄ H ₁₀	C ₃ H ₆
GWP _{100ans} (kgCO ₂ /kg)	3	3	2
ODP	0	0	0
Masse molaire (g/mol)	58,12	44,10	42,08
T _{crit} (°C)	134,67	96,68	92,42
P _{crit} (bar)	36,40	42,47	46,65
Risque potentiel	Forte inflammabilité		
LIE % (V/V)	2,2	1,8	2
LSE % (V/V)	10	9,8	11,2
Température d'auto-inflammation	470 °C	460 °C	485 °C

2.2. Dioxyde de carbone

Le dioxyde de carbone fait partie des premiers fluides utilisés dans l'histoire de la réfrigération [7]. Dans les années 1930, il a été complètement abandonné au profit des CFC. Ce fluide a un ODP nul et un GWP égal à 1 (tableau 3). Le dioxyde de carbone se distingue surtout des autres fluides par une température critique faible et une pression critique élevée. Contrairement au cycle thermodynamique classique dans les applications de chauffage et de rafraîchissement, le cycle utilisé avec le dioxyde de carbone n'a pas d'étape de condensation en condenseur. En effet, la source chaude d'une pompe à chaleur ou d'un climatiseur est souvent à une température plus élevée que la température critique du

CO₂. Le cycle est donc dit « transcritique » (figure 1) car il passe par une phase supercritique (au-dessus du point critique), dans laquelle le fluide s'apparente à un brouillard visqueux. Au cours de ce cycle spécifique, le CO₂ est comprimé jusqu'à une pression supercritique pouvant atteindre 120 bar. Puis, il est refroidi dans un échangeur appelé « refroidisseur de gaz » ou « gas cooler » dans lequel le fluide passe progressivement de l'état de gaz supercritique à liquide supercritique avec une variation des propriétés thermodynamiques importante mais progressive.

Tableau 3 : Caractéristiques du dioxyde de carbone

Fluide	R744 (dioxyde de carbone)
Formule chimique	CO ₂
GWP _{100ans} (kg _{CO2} /kg)	1
ODP	0
Masse molaire (g/mol)	44,01
T _{crit} (°C)	30,98
P _{crit} (bar)	73,77
Risques potentiels	Forte pression Faible performance dans l'application chauffage

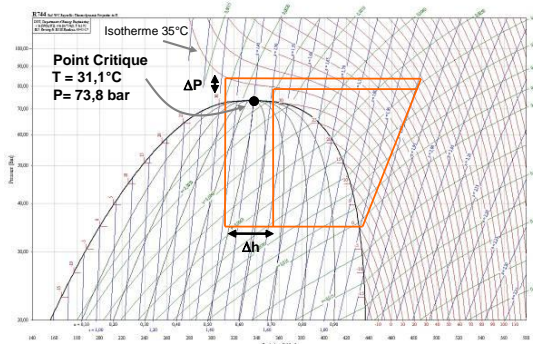


Figure 1 : Cycle transcritique du CO₂ sur le diagramme de Mollier pression-enthalpie

Les isothermes au-dessus du point critique présentent un point d'inflexion. On peut remarquer que dans ce domaine, pour une température avant détente constante (35°C sur la figure 1), une faible variation de pression entraîne une forte variation de la puissance aux échangeurs et donc une forte variation du coefficient de performance. Il est donc important de contrôler la haute pression du système.

Aujourd'hui, le dioxyde de carbone n'est pas un fluide utilisé dans l'application du chauffage des bâtiments. Les performances du cycle thermodynamique en chauffage sont environ 30 % plus faibles qu'avec du R134a [8]. L'impact sur le réchauffement climatique est alors indirect, par l'augmentation des émissions de gaz à effet de serre due à la surconsommation d'électricité pour produire la même quantité de chaleur.

Cependant, Gustav Lorentzen, chercheur norvégien auteur de "Revival of carbon dioxide as a refrigerant"

[9], affirme en 1995 que le dioxyde de carbone se présente comme le meilleur fluide pour remplacer les CFC et les HCFC. L'industrie en a décidé autrement car elle a préféré fabriquer des machines fonctionnant au HFC, fluide adapté à la technologie déjà existante des machines au CFC ou au HCFC. Mais aujourd'hui, au vu des réglementations de plus en plus contraignantes sur les gaz à effet de serre, le dioxyde de carbone apparaît de nouveau comme un fluide intéressant. Si bien que d'après Peter Neksa [10], le CO₂ est un fluide prometteur, même pour l'application du chauffage des bâtiments. En effet, les nouveaux composants de cette technologie sont de plus en plus adaptés aux propriétés thermodynamiques du CO₂. Le cycle transcritique du CO₂ atteint des performances correctes à partir du moment où l'on refroidit au maximum le gaz supercritique comme cela est déjà réalisé dans l'application des chauffe-eau thermodynamiques « Eco Cute » développés par la Norvège et le Japon. La variation continue de température du CO₂ entre environ 120 et 20°C au gas cooler est mise à profit pour produire de l'eau chaude à température plus élevée que les pompes à chaleur traditionnelles. C'est la possibilité de produire de l'eau chaude sanitaire avec le cycle CO₂ qui explique en partie le développement important de ce type d'appareils au Japon, pays où les besoins en eau chaude sanitaire sont élevés du fait des traditions liées aux bains [11]. Stene propose par ailleurs un système combiné de production d'eau chaude sanitaire et de chauffage [12] par pompe à chaleur au CO₂. La machine dispose de trois gas coolers en série dans lesquels la température du CO₂ supercritique diminue progressivement. Les gas coolers des niveaux de température le plus bas et le plus élevé réalisent respectivement un préchauffage et un réchauffage de l'eau chaude sanitaire alors que le gas cooler de niveau intermédiaire de température prépare de l'eau chaude pour le réseau de chauffage des locaux. Ce concept permet de profiter au maximum du sous-refroidissement et de l'importante variation de température au gas cooler.

Un autre domaine d'application du CO₂ est la réfrigération en supermarché, principalement en boucle secondaire. Le CO₂ est un excellent fluide frigopporteur ou caloporteur. Son utilisation à la place d'un HFC permet de diminuer le potentiel d'impact sur le réchauffement climatique [13]. Cependant, cette application ne concerne pas les petites pompes à chaleur et sort du cadre de cet article.

2.3. Ammoniac

L'ammoniac (NH₃ ou R717) est un des tous premiers fluides frigorigènes (tableau 4). Son impact environnemental est nul concernant l'appauvrissement de la couche d'ozone et sur le réchauffement climatique mais peut participer à l'acidification des eaux et des sols. Ce fluide peut être mortel pour l'homme inhalé à

haute dose, est éventuellement inflammable ou explosif et se montre corrosif pour certains métaux comme le cuivre et ses alliages. Pourtant, ses performances en cycle frigorifique surpassent celles de tous les autres fluides frigorigènes disponibles actuellement. A cause de sa forte toxicité, il est utilisé principalement dans les installations industrielles. Bien que l'expérience acquise tout au long du XXème siècle sur l'étanchéité des machines frigorifiques et la détection de fuites [14] ainsi que le durcissement des contraintes réglementaires sur les HFC qui ouvre d'autres perspectives pour ce réfrigérant [15], il reste encore une forte crainte vis-à-vis de la toxicité ce fluide et à ce jour, aucune installation de pompe à chaleur ou de machine frigorifique de petite puissance n'est commercialisée.

Tableau 4 : Caractéristiques de l'ammoniac

Fluide	R717 (ammoniac)
Formule chimique	NH ₃
GWP _{100ans} (kgCO ₂ /kg)	0
ODP	0
Masse molaire (g/mol)	17,03
T _{crit} (°C)	132,25
P _{crit} (bar)	113,33
Risques potentiels	Forte toxicité Légère inflammabilité

2.4. Hydrofluorooléfines

Les caractéristiques du HFO-1234yf, destiné à la climatisation, sont reportées dans le tableau 5 [20].

Tableau 5 : Caractéristiques d'un HFO

Fluide	R1234yf (2,3,3,3-tétrafluoropropène)
Formule chimique	CH ₂ =CF ₂ CF ₃
GWP _{100ans} (kgCO ₂ /kg)	4
ODP	0
Masse molaire (g/mol)	114,04
T _{crit} (°C)	94,70
P _{crit} (bar)	33,82
Risques potentiels	Légère inflammabilité Acidification des eaux

Les hydrofluorooléfines (HFO) sont des HFC insaturés. Oléfine est l'ancien terme pour un alcène, un hydrocarbure insaturé. L'insaturation provient d'une double liaison covalente entre deux atomes de carbone. Ce caractère confère à la molécule un plus faible temps de vie dans l'atmosphère et provoque une décomposition rapide en acide trifluoroacétique (TFA). Les TFA représentent un risque d'acidification des pluies et des cours d'eau lorsqu'ils sont rejetés dans l'atmosphère [16]. Pourtant, plusieurs études ont prouvé leur capacité à remplacer en tant que « retrofit » ou « drop-in » du R134a dans des applications de climatisation [17-18]. Une étude de simulation a montré

que l'impact sur l'acidification des eaux de pluie du remplacement des HFC par des HFO dans la climatisation automobile demeurerait limité à l'échelle de l'Europe [19]. Un autre risque de l'utilisation des HFO est la légère inflammabilité de ces fluides. Il est classé A2L d'après l'ASHRAE [5]. Cette catégorie a été créée spécialement pour cette famille de fluides très faiblement inflammables. Néanmoins, certaines études portent sur des mélanges de HFO avec d'autres fluides frigorigènes afin de limiter l'inflammabilité du mélange.

2.5. Comparaison des propriétés thermophysiques des fluides

Dans cette section, les propriétés des fluides à faible GWP sont comparées entre elles et à celles du R134a, le HFC le plus utilisé en climatisation (tableau 6).

Tableau 6 : Caractéristiques d'un HFC

Fluide	R134a (1,1,1,2-tétrafluoroéthane)
Formule chimique	C ₂ H ₂ F ₄
GWP _{100ans} (kgCO ₂ /kg)	1430
ODP	0
Masse molaire (g/mol)	102,03
T _{crit} (°C)	101,03
P _{crit} (bar)	40,59
Risque potentiel	Réchauffement climatique

La figure 2 présente l'évolution des pressions de saturation en fonction de la température. Le CO₂ (R744) présente des pressions nettement plus hautes que les autres fluides et doit fonctionner en cycle transcritique pour produire de l'eau chaude à 35 °C en chauffage ou à 50 °C dans le cas d'un chauffe-eau thermodynamique. Les autres fluides ont des niveaux de pression comparables. L'isobutane (R600a) risque de fonctionner à des basses pressions inférieures à la pression atmosphérique en-dessous de -11 °C. Toute application en dessous de cette température exige une parfaite étanchéité de l'installation afin d'éviter que l'humidité de l'air ambiant ne s'infilte dans le circuit frigorifique. Le propylène (R1270) présente au contraire des pressions de saturation plus élevées.

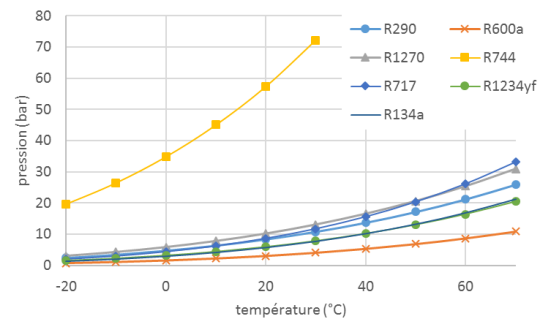


Figure 2 : Comparaison des pressions de saturation

Le propane (R290) est l'hydrocarbure retenu pour la simulation du fait de ses niveaux de pression moyens.

L'ammoniac n'est pas simulé car, à cause de sa toxicité, il y a peu d'avenir pour ce fluide dans les petites pompes à chaleur. Le R134a et le R1234yf ont des caractéristiques thermodynamiques très proches (pressions de saturation, volumes spécifiques, chaleurs spécifiques, viscosités et capacités frigorifiques volumétriques). Les fluides retenus pour la simulation sont donc le propane, le HFO-1234yf et le CO₂.

3. MODELES DE POMPES A CHALEUR

Les résultats de tests expérimentaux sur deux thermofrigopompes en mode pompe à chaleur air-eau travaillant avec un HFC-407C et du propane ont été utilisés pour valider les modèles numériques des composants [21]. Les modèles de petites pompes à chaleur utilisant du HFO-1234yf et du CO₂ sont dérivés des modèles validés. Une étude de simulation réalisée à l'aide du logiciel EES [22] compare les performances des différents fluides frigorigènes pour un fonctionnement en chauffage (T_{eau,s} = 35 °C) et en fin de chauffe de ballon en application de chauffe-eau thermodynamique (T_{eau,s} = 50 °C) et pour des températures d'air extérieur T_{air,e} de 7, 2 et -7 °C.

3.1. Modèles de compresseurs

Les modèles de compresseurs sont basés sur des données de fabricants. Ils utilisent deux rendements utilisés dans les équations 1 et 2. La première équation détermine le débit de fluide frigorigène à partir de la masse volumique du fluide, du rendement volumétrique et du volume balayé. L'équation 2 est utilisée pour calculer la puissance électrique absorbée grâce à la puissance mécanique idéale suivant une compression isentrope et le rendement isentropique du compresseur.

$$\dot{m}_{ff} = \rho \cdot \eta_{vol} \cdot V_b \quad (1)$$

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}_{reel}} \quad (2)$$

Pour les trois fluides, les rendements volumétriques et isentropiques sont donnés par les équations 3 à 8 en fonction du taux de compression σ , des températures d'évaporation et de condensation et du coefficient polytropique γ . Le rendement isentropique du compresseur au CO₂ est calculé à partir d'une équation linéaire d'interpolation obtenue par Brown et al. [23] à partir de résultats expérimentaux menés par Rieberer et Halozan [24] (équation 5). Le rendement volumétrique est donné par une relation simplifiée en fonction du taux de compression tiré de résultats graphiques de Nekså et al. [25] obtenus par l'étude d'un compresseur à piston (équation 8).

$$\eta_{is-R290} = -0,001\sigma^3 + 0,026\sigma^2 - 0,25\sigma - 0,014T_{ev} + 0,0108T_{cd} + 0,7512 \quad (3)$$

$$\eta_{is-R1234yf} = -0,0008\sigma^4 + 0,02211\sigma^3 - 0,2119\sigma^2 + 0,8713\sigma + 0,0062T_{ev} - 0,0012T_{cd} - 0,5934 \quad (4)$$

$$\eta_{is-R744} = 0,9343 - 0,04478\sigma \quad (5)$$

$$\eta_{vol-R290} = -0,1290\sigma^\gamma + 0,1257\sigma + 0,9010 \quad (6)$$

$$\eta_{vol-R1234yf} = 0,072\sigma^\gamma + 0,8715\gamma - 0,0197\sigma \quad (7)$$

$$\eta_{vol-R744} = 1,02 - 0,06\sigma \quad (8)$$

Comme illustré sur la figure 1, il existe une haute pression optimale qui est déterminée par itérations par le solveur EES pour un COP maximal. En mode production d'eau chaude sanitaire (ECS), cette pression est fixée à 100 bar.

3.2. Modèle d'échangeurs

Les modèles d'échangeurs utilisent la méthode de la moyenne logarithmique de l'écart de température. La puissance thermique échangée peut s'écrire grâce aux équations 9 à 11.

$$\dot{Q} = F \cdot U \cdot S \cdot DTLM \quad (9)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{so} \cdot C_{p_{so}} \cdot \Delta T_{so} \quad (10)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ff} \cdot \Delta h_{ff} \quad (11)$$

Dans le cas de l'évaporateur sur air extérieur, un facteur de correction F est pris en compte du fait des courants de fluides croisés. La résolution du système des équations 9 à 11 permet de calculer les pressions de fonctionnement ainsi que les températures de sortie des fluides. Les coefficients d'échange globaux U ont été calculés à l'aide de corrélations sur les coefficients d'échange des fluides en fonction de leurs températures [26-28]. Les surfaces d'échange ont été dimensionnées d'après les règles de la profession. Les débits des sources ont été adaptés pour correspondre à un écart de 8 K sur l'air, de 5 K en chauffage et de 35 K en ECS.

4. RESULTATS DE SIMULATION

Les hypothèses de simulation sont les suivantes :

- Surchauffe de 5 K à l'évaporateur,
- Sous-refroidissement de 2 K pour le propane et le R1234yf,
- Les pertes de charge et les pertes thermiques dans les échangeurs sont négligées,
- Pas de givrage à l'évaporateur ni de dégivrage.

Les résultats de simulation des performances des pompes à chaleur sont présentés sur la figure 3.

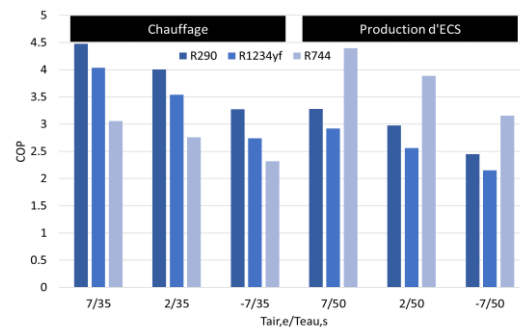


Figure 3 : Comparaison des performances des trois fluides

Le COP est le rapport de la puissance de chauffage sur la puissance électrique absorbée. Le propane est le fluide ayant les meilleures propriétés thermodynamiques en chauffage. Le CO₂ profite du cycle thermodynamique transcritique pour chauffer l'ECS de 10 °C à 50 °C de manière efficace grâce à la diminution progressive de la température dans le gas cooler jusqu'à 20 °C. Cette température fixée peut être obtenue par une régulation du débit d'eau dans un échangeur séparé du ballon d'ECS. En revanche, en mode chauffage, la température de sortie du gas cooler est plus élevée et fixée à 40 °C. la puissance thermique délivrée est donc plus faible.

5. CONCLUSION

Les prochaines réglementations internationales vont pousser les fabricants de petites pompes à chaleur à développer des machines utilisant des fluides frigorigènes à faible GWP. La revue bibliographique a identifié plusieurs candidats parmi les fluides purs : quelques hydrocarbures, les HFO et le CO₂. Les hydrocarbures montrent de bonnes performances mais sont fortement inflammables. Une limitation de charge est appliquée aux petites pompes à chaleur dans les locaux occupés. Les HFO sont moins performants, ont aussi peu d'impact sur le réchauffement climatique mais sont plus chers car synthétisés par l'industrie chimique et présentent un risque potentiel d'acidification des cours d'eau. Le CO₂ est très performant en production d'ECS mais peu performant en chauffage. Les hautes pressions de fonctionnement impose l'utilisation de composants plus chers que pour les autres technologies. Aujourd'hui, il n'existe donc pas de fluide à faible GWP idéal pour les petites pompes à chaleur.

REMERCIEMENTS

Les auteurs remercient la Région Bretagne et une bourse de la fondation BPO pour leur soutien financier.

RÉFÉRENCES

[1] European Commission, 2014. Regulation (EU) No 517/2014 : On fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. Off. J. Eur. Union.

[2] PALM, B., Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems - A review. *International Journal of Refrigeration* 31, pp. 552–563, (2008).

[3] CHANG, Y.S., KIM, M.S., RO, S.T., Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system. *International Journal of Refrigeration* 23, pp. 232–242, (2000).

[4] BYRNE, P., GHOUBALI, R., MIRIEL, J., Scroll compressor modelling for heat pumps using hydrocarbons as refrigerants. *International Journal of Refrigeration* 41, pp. 1–13, (2014).

[5] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ANSI/ASHRAE Standard 34, Designation and Safety Classification of Refrigerants, (2004).

[6] GHOUBALI, R., BYRNE, P., BAZANTAY, F., Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters. *International Journal of Refrigeration*, (2017).

Doi : 10.1016/j.ijrefrig.2017.02.017

[7] BYRNE, P., MIRIEL, J., LENAT, Y., Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO₂ as a working fluid, *International Journal of Refrigeration* 32, pp. 1711-1723, (2009).

[8] BYRNE P. Advances in air-source heat pump water heaters. *Chapitre 4 pp. 93-122 de l'ouvrage Novel Concepts for Energy-Efficient Water Heating Systems: Theoretical Analysis and Experimental Investigation*. Nova Science Publishers, (2013).

[9] LORENTZEN, G., Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 17, pp. 292-301, (1994).

[10] NEKSA, P., CO₂ Heat Pump Systems, *International Journal of Refrigeration* 25, pp. 421-427, (2002).

[11] KUSAKARI, K., The spread situation and the future view of the CO₂ refrigerant heat pump water heater in Japan, *7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Trondheim, Norway, Keynote speech, 2006

[12] STENE, J., Residential CO₂ Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating, *International Journal of Refrigeration* 28, pp. 1259-1265, (2005).

[13] FOURNAISON, L., Evolution des Fluides Frigoporteurs, *Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air*, No. 1080, pp. 45-55, janvier-février (2008).

[14] CALM, J.M., Emissions and environmental impacts from air-conditioning and refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration* 25, pp. 293-305, (2002).

[15] DUMINIL, M., Histoire et Evolution des Fluides Frigorigènes des Systèmes Frigorifiques à Compression, *Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air*, No. 1080, pp. 45-55, janvier-février (2008).

[16] NAVARRO-ESBRI, J., MENDOZA-MIRANDA, J.M., MOTA-BABILONI, A., BARRAGAN-CERVERA, A., BELMAN-FLORES, J.M., Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system *International Journal of Refrigeration* 36, pp. 870-880, (2013).

[17] ZILIO, C., BROWN, J.S., SCHIOCHET, G., CAVALLINI, A., The refrigerant R1234yf in air conditioning systems. *Energy* 36, pp. 6110-6120, (2011).

[18] LEE, Y., JUNG, D., A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications. *Applied Thermal Engineering* 35, pp. 240-242, (2012).

[19] HENNE, S., SHALLCROSS, D.E., REIMANN, S., XIAO, P., BRUNNER, D., O'DOHERTY, S., BUCHMANN, B., Future emissions and atmospheric fate of HFC-1234yf from mobile air conditioners, in *Europe. Environ. Sci. Technol.* 46, pp. 1650-1658, (2012).

[20] AKASAKA, R., Thermodynamic property models for the difluoromethane (R-32) + trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R-1234ze(E)) and difluoromethane + 2,3,3,3-tetrafluoropropene (R-1234yf) mixtures, *Fluid Phase Equilibria* 358, pp. 98-104, (2013).

[21] GHOUBALI, R., BYRNE, P., BAZANTAY, F., Simulation study of heat pumps for simultaneous heating and cooling coupled to buildings. *Energy and Buildings* 72, pp. 141–149, (2014).

[22] KLEIN, S., Engineering Equation Solver, Version 10.200-3D, ©1992-2017

[23] STEVEN BROWN, J., YANA-MOTTA, S.F., DOMANSKI, P.A., Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a, *International Journal of Refrigeration* 25, pp.19–32, (2002).

[24] RIEBERER, R., HALOZAN, H., CO₂ heat pumps in controlled ventilation systems. In *Proceedings of IIR- Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Oslo, Norway, pp. 212–222, (1998).

[25] NEKSA P., CO₂-Heat Pump Water Heater: Characteristics, System Design and Experimental Results, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 3, pp. 172-179, 1998

[26] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE Handbook, Fundamentals, SI Edition, (1989).

[27] PARK, K.-J., KANG, D.G., JUNG, D., Condensation heat transfer coefficients of R1234yf on plain, low fin, and Turbo-C tubes, *International Journal of Refrigeration* 34, pp. 317–321, (2011).

- [28] **NAVARRO-ESBRI, J., MOLES, F., PERIS, B., BARRAGAN-CERVERA, A., MENDOZA-MIRANDA, M., MOTA-BABILONI, A., BELMAN, J.M.**, Shell-and-tube evaporator model performance with different two-phase flow heat transfer correlations. Experimental analysis using R134a and R1234yf, *Applied Thermal Engineering* 62, pp. 80–89, (2014).