THÈSE DE DOCTORAT

de l'Université de recherche Paris Sciences et Lettres
PSL Research University

Préparée à MINES ParisTech

Etude d'une compression refroidie par injection d'huile dans un compresseur scroll : application au remplacement du R-410A dans les groupes refroidisseurs d'eau

Ecole doctorale n°432

Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Spécialité Energétique et Procédés

COMPOSITION DU JURY :

M. Marc CLAUSSE,
Insa Lyon, Rapporteur

M. Vincent LEMORT,
Université de Liège, Rapporteur

M. Michel FEIDT,
Université de Lorraine, Examinateur

M. Khalil EL KHOURY,
Université Libanaise, Président

M. Assaad ZOUGHAIB,
Mines Paristech, Examinateur

Soutenue par Rani **HANNA**

le 23 novembre 2016

Dirigée par Assaad ZOUGHAIB

Remerciements

Ce travail a été mené au Centre Efficacité Energétique des Système de l'Ecole des Mines de Paris.

Tout d'abord, je souhaite exprimer ma profonde gratitude à mon directeur de thèse, Monsieur Assaad ZOUGHAIB, pour m'avoir accueilli dans son équipe et pour m'avoir offert l'opportunité de suivre cette thèse de doctorat. Je le remercie également pour son soutien durant les trois années de thèse.

Je remercie M. Marc CLAUSSE professeur du Cethil Lyon et M. Vincent LEMORT professeur assistant de l'Université de Liège, d'avoir accepté de juger mon travail et être rapporteurs de cette thèse. De même, je remercie M. Michel FEIDT, M. Khalil EL KHOURY et Mme Joelle RIZK d'avoir accepté de faire partie du jury de thèse.

Je tiens à remercier tous les membres et les collègues du CES, en particulier mes collègues et amis Youssef et Michel. Aussi, je remercie Egoi et les membres de la plate-forme technique du CES surtout Franck, Kevin et Aimé.

Je suis très reconnaissant à Beatriz, mes parents et à mes amis Nabil, Hadi, Georges, Nehme, Rida, Andres, Khalil, Christian, Griselda, Pamela, Matias, Angel, Clari, Emi, Smita, Jakob et d'autres aussi pour leur soutien énorme.

Table des matières

Remerciements i

Liste des figures v

Liste des tableaux x

Nomenclature xii

Introduction générale 1

Chapitre 1 Groupes refroidisseurs d'eau: les nouveaux challenges posés par le remplacement des HFC 3

1.1. Enjeux climatiques 3

1.2. Le secteur du froid et les groupes refroidisseurs d'eau 5

1.3. Etat de l'art du remplacement du R-410A et conséquences sur les groupes refroidisseurs d'eau 6

1.4. Retrofit du R-410A dans un groupe refroidisseur d'eau via le test de quatre candidats à bas GWP 11

1.4.1. Description du système et des tests 11

1.4.1.1. Description du dispositif expérimental et des tests réalisés 11

1.4.1.2. Résultats expérimentaux et discussions 13

1.4.2. Conclusion 15

1.5. Analyse exergétique du fonctionnement du chiller testé 16

1.6. Conclusions 19

Chapitre 2 Etude de la compression refroidie à l'aide d'une injection d'huile au niveau du compresseur 21

2.1. Revue historique sur les travaux menés sur la compression refroidie 21

2.2. Interactions huile-gaz lors de la compression 26

2.2.1. Echanges entre l'huile et le réfrigérant 26

2.2.1.1. Echange de masse 27

2.2.1.2. Echange de chaleur 31

2.2.2. Modèle simplifié de compression refroidie avec l'huile _____ 35
2.2.2.1. Calcul des propriétés thermophysiques du mélange _____ 35
2.2.2.2. Définition du rendement de compression polytropique _____ 36
2.2.2.3. Equations de conservation _____ 36
2.2.2.4. Logigramme de résolution _____ 37
2.3. Etude de sensibilité _____ 39
2.3.1.1. Effet de la qualité et des conditions de l'écoulement de l'huile sur l'échange thermique entre l'huile et le réfrigérant _____ 39
2.3.1.2. Effet du transfert de masse sur la compression refroidie _____ 40
2.3.1.3. Importance du contrôle quantitatif de l'écoulement d'huile _____ 43
2.4. Simulation de la compression refroidie du R-32 par une injection d'huile _____ 45
2.5. Conclusions _____ 47
Chapitre 3 Injection et atomisation contrôlées de l'huile au niveau de l'aspiration du compresseur 49
3.1. Calcul théorique et mesures expérimentales du débit massique de l'huile injectée à travers les buses d'atomisation _____ 50
3.2. Les différents régimes d'atomisation et les facteurs influençant l'atomisation _____ 51
3.3. Mesures expérimentales du diamètre des gouttelettes du spray généré _____ 51
Atomization of high viscosity liquids through hydraulic atomizers designed for water atomization _ 53
1. Introduction _____ 53
2. Mass flow calculation _____ 56
3. Mass flow rate experimental setup _____ 59
4. Mass flow experimental results _____ 61
5. Factors influencing atomization process and different atomization regimes _____ 67
6. Spray characterization experimental setup _____ 71
7. Spray characterization experimental results and comparison with correlations from literature 74
8. Conclusions and perspectives _____ 79
Appendix _____ 79

Chapitre 4 Application expérimentale de l'injection d'huile dans le compresseur et validation du modèle de compression refroidie _____ 81

4.1. Montage expérimental : connexion du système d'injection d'huile au groupe refroidisseur d'eau 81

4.2. Expérimentations _____ 84

4.2.1. Résultats expérimentaux _____ 85

4.2.1.1. Tests de références _____ 85

4.2.1.2. Tests avec injection d'huile dans l'enceinte _____ 90

Caractérisation de l'injection d'huile durant les essais avec injection d'huile dans l'enceinte _____ 90

Résultats expérimentaux des tests avec injection d'huile dans l'enceinte _____ 93

4.2.1.3. Tests avec injection d'huile directement en face de l'aspiration du compresseur 96

4.2.2. Comparaison entre les résultats expérimentaux et les prévisions théoriques _____ 99

4.3. Adaptation du modèle théorique en intégrant la variation du diamètre des gouttelettes d'huile injectées durant la compression _____ 100

4.4. Conclusion _____ 104

Conclusions et perspectives _____ 105

Annexe _____ 109

Annexe A _____ 109

Annexe B _____ 117

Liste des figures

Figure 1: Approximation du changement de la température globale moyenne à la surface du globe depuis l'ère préindustrielle, c'est-à-dire précédant 1750, par rapport à la période 1850-1900 et par rapport à la période 1986-2005 [4]. 4
Figure 2: Distribution des émissions de HFC en masse sur l'ensemble des secteurs consommant des HFC. [5]. 5
Figure 3: Répartition sectorielle de la banque de fluides frigorigènes de France métropole en 2013 [7]. 6
Figure 4: Répartition des fluides frigorigènes de la banque de France métropole en 2013 [7]. 6
Figure 5: Circuit frigorifique du GRE. 7
Figure 6: Diagramme T-S du GRE. 7
Figure 7 : Comparaison entre les capacités frigorifiques estimées par le produit de la masse volumique et de la chaleur latente des réfrigérants R-32, R-1234yf, R1234ze, R600a et R125 et celles du R-410A. 8
Figure 8: Schéma de l'installation expérimentale. 12
Figure 9: Fluctuation du débit massique de réfrigérant avant et après le réglage du détendeur pour le cas du DR-5A avec réserve liquide et pour une charge de 3200 g. 13
Figure 10: Distribution des pertes exergétiques dans le GRE avec le R-410A à 35 °C. 17
Figure 11: Distribution des pertes exergétiques dans le GRE avec le R-32 à 35 °C. 17
Figure 12: diagramme T-S de la compression du R-410A et du R-32 à une température ambiante de 35 °C. 18
Figure 13: Schéma de discrétisation 1D de la géométrie sphérique représentant une gouttelette d'huile. 29
Figure 14: Evolution et profil de la concentration de R-134a dissout dans une gouttelette d'huile de diamètre 2.5 µm durant la compression. 30
Figure 15: Evolution et profil de la concentration de R-134a dissout dans une gouttelette d'huile de diamètre 25 µm durant la compression. 30
Figure 16: Evolution et profil de la température pour une gouttelette d'huile de diamètre 40 µm durant un cycle de compression. 34
Figure 17: Evolution et profil de la température pour une gouttelette d'huile de diamètre 100 µm durant un cycle de compression. 34
Figure 18: Comparaison entre une compression non discrétisée et une compression discrétisée pour le cas du R-410A. 36

Figure 19: modèle de la compression refroidie par injection d'huile. 38
Figure 20: Coefficient d'échange de chaleur par convection entre une gouttelette d'huile et le gaz en fonction du diamètre de la gouttelette d'huile. 39
Figure 21: Compression du R-407C avec une injection d'huile de 5% en masse de l'huile, avec un coefficient d'échange de chaleur par convection allant de 0 à 3000 $W/m^2/K$ et avec intégration de la dissolution du R-134a dans l'huile. 41
Figure 22: Variation de la fraction massique du R-134a dissout dans l'huile durant le cycle de compression. 41
Figure 23: Compression du R-407C avec une injection d'huile de 5% en masse, avec un coefficient d'échange de chaleur par convection allant de 0 à 3000 $W/m^2/K$ et sans échange de masse entre le réfrigérant et l'huile. 42
Figure 24: Comparaison du gain dû à l'injection d'huile en fonction du coefficient d'échange thermique par convection entre les deux cas avec et sans échange de matière entre le réfrigérant et l'huile injectée. 42
Figure 25: Compression du R-32 avec différents débits massiques d'huile pour un diamètre de gouttelettes de 50 µm et pour un coefficient d'échange thermique par convection de 1044 $W/m^2/K$. 44
Figure 26: Compression du R-32 avec une fraction massique de l'huile injectée égale à 5% de celle du réfrigérant et pour différents diamètres de gouttelettes d'huile allant de 5 à 200 µm. 46
Figure 27: Nozzle orifice geometry 57
Figure 28: Experimental setup for the mass flow rate test and measurement system. 60
Figure 29: Comparison between manufacturer mass flow rate and calculated mass flow rate for water. 62
Figure 30: Experimental and calculated mass flow rate according to correlations from literature for the atomizer of 100 µm orifice diameter. 63
Figure 31: Experimental and calculated mass flow rate according to correlations from literature for the atomizer of 150 µm orifice diameter. 63
Figure 32: Experimental and calculated mass flow rate according to correlations from literature for the atomizer of 410 µm orifice diameter. 64
Figure 33: Experimental and theoretical mass flow rate according to equation (70) for the atomizer of 100 µm orifice diameter. 65
Figure 34: Experimental and calculated mass flow rate according to equation (70) for the atomizer of 150 µm orifice diameter. 66

Figure 35: Experimental and calculated mass flow rate according to equation (70) for the atomizer of 410 µm orifice diameter. 66
Figure 36: Four jet breakup regimes [89]. 68
Figure 37: Water injection in air at atmospheric pressure under an injection pressure of 6 bars through the 150 µm orifice diameter atomizer. 69
Figure 38: Oil injection at 17 °C in air at atmospheric pressure under an injection pressure of 30 bars through the 150 µm orifice diameter atomizer. 69
Figure 39: Oil injection at 17 °C in CO2 at 10 bars under an injection pressure of 40 bars through the 410 µm orifice diameter atomizer. 69
Figure 40: Oil injection at 17 °C in CO2 at 10 bars under an injection pressure of 35 bars through the 100 µm orifice diameter atomizer. 69
Figure 41: Different breakup regimes in function of Oh and Wegas numbers and breakup regimes for oil injection at 17 °C through the three studied atomizers in air at 1 bar pressure and in CO2 at 10 bars pressure under 5, 10, 20, 40 and 65 bars injection pressure (for each orifice diameter, injection pressure increase from left to right on the graph). Also, in this graph points representing Figure 37, Figure 38, Figure 39, and Figure 40 are showed. 70
Figure 42: Experimental setup for atomization conditions testing and for spray characterization. 72
Figure 43: Image of the experimental setup used for spray characterization. 73
Figure 44: Image of the sticking droplets on the sight glass after consecutive tests with the 410 µm orifice diameter atomizer. 74
Figure 45: D_{32} diameters measured under different experimental conditions for the atomizer of 100 µm orifice diameter. 74
Figure 46: D_{32} diameters measured under different experimental conditions for the atomizer of 150 µm orifice diameter. 75
Figure 47: D32 diameters measured under different experimental conditions for the atomizer of 410 µm orifice diameter. 75
Figure 48: Comparison between measured D_{32} diameters and calculated D_{32} diameters for the three tested atomizers and under all testing conditions. 77
Figure 49: Comparison between measured D_{32} diameters for 100 µm orifice diameter atomizer and calculated D_{32} diameters using Lefebvre correlation (receiving gas density and injected oil temperature are indicated in the legend). 77
Figure 50: Comparison between measured D_{32} diameters for 150 µm orifice diameter atomizer and calculated D_{32} diameters using Lefebvre correlation (receiving gas density and injected oil temperature are indicated in the legend). 78

Figure 51: Comparison between measured D_{32} diameters for 410 µm orifice diameter atomizer and calculated D_{32} diameters using Lefebvre correlation (receiving gas density and injected oil temperature are indicated in the legend). 78
Figure 52: dispositif expérimental du GRE placé dans la chambre climatique et connecté à la boucle d'eau et au système d'injection d'huile. 83
Figure 53: COP en fonction de la charge de réfrigérant en bipassant l'enceinte pour l'optimisation de la charge de réfrigérant à une température ambiante de 35 °C. 85
Figure 54: Puissance froide produite par le GRE en fonction de la charge de réfrigérant en bipassant l'enceinte pour l'optimisation de la charge de réfrigérant à une température ambiante de 35 °C. 86
Figure 55: COP du GRE avec et sans enceinte en fonction de la température ambiante. 87
Figure 56: Puissance frigorifique produite par le GRE avec et sans enceinte en fonction de la température ambiante. 87
Figure 57: Puissance électrique consommée par le GRE avec et sans enceinte en fonction de la température ambiante. 88
Figure 58: Température de refoulement à la sortie du compresseur pour les tests de référence avec et sans enceinte en fonction de la température ambiante. 88
Figure 59: Réduction de la température de refoulement du compresseur par rapport aux essais avec enceinte et sans injection d'huile pour les essais avec injection d'huile dans l'enceinte en utilisant les buses de diamètre d'orifice 150 et 410 µm séparément et simultanément. 94
Figure 60: Taux de réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur par rapport aux essais avec enceinte et sans injection d'huile pour les essais avec injection d'huile dans l'enceinte en utilisant les buses de diamètre d'orifice 150 et 410 µm séparément et simultanément. 94
Figure 61: Taux de variation du COP du GRE par rapport aux essais avec enceinte et sans injection d'huile pour les essais avec injection d'huile dans l'enceinte en utilisant les buses de diamètre d'orifice 150 et 410 µm séparément et simultanément. 95
Figure 62: Réduction de la température de refoulement du compresseur par rapport aux essais avec enceinte et sans injection d'huile pour les essais avec injection d'huile directement en face de l'aspiration du compresseur en utilisant la buse de diamètre d'orifice 150 µm. 97
Figure 63: Taux de réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur par rapport aux essais avec enceinte et sans injection d'huile pour les essais avec injection d'huile directement en face de l'aspiration du compresseur en utilisant la buse de diamètre d'orifice 150 µm. 97
Figure 64: Taux de variation du COP du GRE par rapport aux essais avec enceinte et sans injection d'huile pour les essais avec injection d'huile directement en face de l'aspiration du compresseur en utilisant la buse de diamètre d'orifice 150 µm. 98

Figure 65: Compression du R-32 avec une injection d'huile d'une fraction massique de l'huile injectée allant de 0.5 % à 20 % et pour un diamètre de gouttelettes d'huile égal à 35.7 µm. 99
Figure 66: Compression du R-32 avec une injection d'huile d'une fraction massique de l'huile injectée égale à 0.76% et pour un diamètre de gouttelettes variable qui varie de 35.2 µm jusqu'à un diamètre allant de 50 à 300 µm, toujours pour une température ambiante de 35 °C. 101
Figure 67: Compression du R-32 avec une injection d'huile d'une fraction massique de l'huile injectée égale à 2.3% et pour un diamètre de gouttelettes variable qui varie de 35.3 µm jusqu'à un diamètre allant de 50 à 300 µm, toujours pour une température ambiante de 35 °C. 102

Liste des tableaux

Tableau 1: GWP des fluides frigorigènes étudiés expérimentalement (dans des mélanges pour la plupart) pour le remplacement du R-410A 11
Tableau 2: Comparaison entre le COP, la puissance frigorifique, la température de refoulement et la pression de refoulement du R-410A et des réfrigérants de remplacement dans le cas avec réserve liquide et une charge de 2700 g et dans le cas sans réserve liquide et une charge de 3200 g. 15
Tableau 3: Pertes exergétiques au niveau des différents composants du système pour le R-410A et le R-32 à une température ambiante de 35 °C. 17
Tableau 4: Coefficients de l'équation (19) pour la dissolution du R-134a, le R-125 et le R-32 dans l'huile POE étudiée. 28
Tableau 5: Ordre de grandeur du nombre de Nusselt, du coefficient d'échange thermique convectif entre des gouttelettes d'huile de diamètre 100 µm et le R-410A et du nombre de Biot pour les deux conditions C1 et C2. 32
Tableau 6: Ordre de grandeur du nombre de Nusselt, du coefficient d'échange thermique convectif entre des gouttelettes d'huile de diamètre 100 et 40 µm et le R-32 et du nombre de Biot pour les deux conditions C3 et C4. 33
Tableau 7: Réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur et de la température de refoulement en fonction du débit d'huile injecté pour un diamètre de gouttelettes de 50 µm et pour un coefficient d'échange thermique par convection de 1044 $W/m^2/K$. 44
Tableau 8: Coefficient d'échange thermique, réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur et refroidissement de la température de refoulement du compresseur pour une compression refroidie du R-32 par injection d'huile avec un débit massique équivalent à 5% du débit de réfrigérant et avec un diamètre moyen des particules du spray entre 5 et 200 µm. 47
Tableau 9: Température, pression et densité à l'aspiration du compresseur avec et sans enceinte à une température ambiante de 35 °C. 89
Tableau 10: Pression d'injection, débit massique et diamètre de Sauter moyen du spray d'huile injecté dans l'enceinte pour les buses de diamètre d'orifice 150 et 410 µm utilisées séparément et simultanément. 92
Tableau 11: débit massique de l'huile entraînée par le gaz et la proportion de cette huile dans le débit du mélange huile réfrigérant. 93
Tableau 12: Réduction de la puissance consommée par le compresseur (gain (%)) et de la température de refoulement du compresseur pour la simulation de la compression du R-32 avec une

injection d'huile d'une fraction massique de l'huile injectée variant entre 0.5% et 20% et pour un diamètre moyen des gouttelettes d'huile de 35.7 µm. 100
Tableau 13: Réduction de la puissance consommée par le compresseur (gain (%)) et de la température de refoulement du compresseur pour la simulation de la compression du R-32 avec une injection d'huile d'une fraction massique de l'huile injectée de 0.76% en variant de diamètre des gouttelettes de 35.2 µm à l'entrée du compresseur jusqu'à 300 µm à la sortie du compresseur. 101
Tableau 14 : Réduction de la puissance consommée par le compresseur (gain(%)) et de la température de refoulement du compresseur pour la simulation de la compression du R-32 avec une injection d'huile d'une fraction massique de l'huile injectée variant entre 0.5% et 5% et pour un diamètre moyen des gouttelettes d'huile variant durant la compression de 35.7 µm à 210 µm. 103

Nomenclature

Symbole et abréviation	Significations	Unité
A	Surface	m^2
Bi	Nombre de Biot	-
C_d	Coefficient de décharge	-
C_D	Coefficient de traînée	-
C	Concentration massique	-
CFC	ChloroFluoroCarbure	-
COP	Coefficient de performance	-
c_p	Chaleur spécifique	J/kg/K
CRF	Code des règlements fédéraux	-
D	Coefficient de diffusion	m^2/s
D_{32}	Sauter mean diameter	m
E	Energie	J
g	Accélération de la pesanteur	m/s^2
GES	Gaz à effet de serre	-
Gr	Nombre de Grashof	-
GRE	Groupe refroidisseur d'eau	-
GWP	Global Warming Potential	-
h	Enthalpie spécifique	J/kg
h_c	Coefficient d'échange thermique	$W/m^2/K$
HCFC	HydroChloroFluoroCarbure	-
HFC	HydroFluoroCarbure	-
HFO	HydroFluoroOléfine	-
K_H	Coefficient de Henry massique	-
L_c	Longueur caractéristique	m
$\dot{m}$	Débit massique	Kg/s
$\dot{N}$	Terme source	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
ODP	Ozone Depletion Potential	bar
P	Pression	Pa
PAC	Pompe à chaleur	-

P_{ex}	Pertes exergétiques	J/kg
PECC	Programme Européen sur le Changement Climatique	-
PFC	Perfluorocarbone	-
P_i	Pression partielle	Pa
POE	Huile polyol-ester	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
Q	Flux de chaleur	W
R	Rayon	m
Ra	Nombre de Rayleigh	-
Re	Nombre de Reynolds	-
s	Entropie spécifique	J/kg/K
s_s	Densité spécifique	-
SC	Surchauffe	-
SF_6	Hexafluorure de soufre	-
SMD	Sauter mean diameter	m
SR	Sous-refroidissement	-
t	Temps	s
T	Température	K
T_0	Température ambiante	K
UE	Union Européenne	-
$\dot{V}$	Débit volumique	m^3/s
VRF	Variable refrigerant flow	-
We	Nombre de Weber	-
x	Coordonnée	m
r	Coordonnée radiale	m
x_i	Fraction massique	-

Indice	**Signification**
ae	Entrée air
as	Sortie air
asp	Aspiration
comp	Compresseur
cond	Condenseur
det	Détendeur

e	Eau
ee	Entrée eau
es	Sortie eau
evap	Evaporateur
ff	Réfrigérant
g	Gaz
is	Isentropique
l	Liquide
m	Mélange
o	Huile
p	Goutte
ref	Refoulement
RL	Réfrigérant dissout
s	Saturation
sys	Système
ven	ventilateur

Lettre Grecque	**Signification**	**Unité**
η	Rendement	-
λ	Conductivité thermique	W/m/K
β	Coefficient de dilatation thermique	K^{-1}
θ	Coordonnée angulaire	-
ϕ	Coordonnée angulaire	-
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
μ	Viscosité dynamique	Kg/m/s
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
α	Diffusivité thermique	m^2/s
σ	Tension superficielle	N/m

Introduction générale

Depuis l'époque de la révolution industrielle, la consommation énergétique mondiale est toujours croissante et accompagnée par des émissions de gaz à effet de serre et par l'augmentation du taux de pollution. Face à cette menace, plusieurs mesures ont déjà été prises et plusieurs réglementations ont été imposées, mais cela reste insuffisant pour éviter un dérèglement climatique non soutenable de notre planète. L'industrie climatique, produisant la plupart des principaux produits responsables de la dégradation de la couche d'ozone et des produits contributeurs au problème du réchauffement climatique, est fortement concernée par les améliorations énergétiques et environnementales nécessaires.

La réduction de l'impact environnemental des systèmes de climatisation fait l'objet de nombreuses réglementations et accords internationaux et de vastes programmes de recherches. Malgré cette mobilisation, la réduction de l'impact des émissions de gaz à effet de serre provenant de ces systèmes et l'amélioration de leur efficacité énergétique restent insuffisantes. Aussi, la réduction de l'impact environnemental du réfrigérant ne suffit pas sans être accompagnée par un maintien ou voir une amélioration de l'efficacité énergétique, parce que dans le cas contraire le bilan global pourrait être négatif d'un point de vue environnemental. Ainsi, comment faut-il réagir et quelles sont les solutions possibles pour aller vers des réfrigérants alternatifs à plus bas impact environnemental tout en actant positivement sur l'efficacité énergétique?

Dans ce contexte, cette thèse traite de l'opportunité d'améliorer l'efficacité énergétique dans les groupes refroidisseurs d'eau grâce à la compression refroidie simultanément avec le remplacement du R-410A (largement utilisé dans ces systèmes) par des réfrigérants à plus bas impact environnemental.

Le premier chapitre présente les enjeux climatiques, énergétiques et réglementaires de la thèse avant de passer à une revue bibliographique et à des tests de remplacements du R-410A par des remplaçants proposés en réponse à ces enjeux. Ensuite, un fluide de substitution est sélectionné en se basant sur des critères de puissance frigorifique et de performance énergétique, c'est le R-32. Mais, ce substituant cause des températures et des pressions de compression très élevées qui pénalisent le rendement énergétique du système et qui atteignent des niveaux critiques surtout à hautes températures ambiantes. Ainsi et après revue des différentes solutions proposées dans la littérature, le refroidissement de la compression qui pourra réduire la température de la compression tout en améliorant son rendement en s'approchant d'une compression isotherme est

choisi comme solution à grand potentiel pour accompagner le passage du R-410A au R-32 ayant un moindre impact environnemental.

Le deuxième chapitre détaille les travaux menés dans la littérature sur la compression refroidie et évalue son potentiel. En outre, un modèle 1D simplifié est réalisé pour montrer le gain maximal que peut offrir la solution de compression refroidie par le moyen d'une injection d'huile au niveau du compresseur du groupe refroidisseur d'eau. Ainsi, les paramètres clés nécessaires à la réussite de cette solution sont identifiés. Mais, il reste à concevoir un système permettant l'injection de l'huile au niveau du compresseur tout en contrôlant les paramètres clés identifiés que sont la taille des gouttes, le débit et la température de l'huile.

Le chapitre 3, grâce à un dispositif expérimental dédié, présente l'étude d'un système d'atomisation d'huile basé sur l'injection sous pression de l'huile de lubrification à travers des atomiseurs hydrauliques. Le débit massique de l'huile, le phénomène de l'atomisation et la qualité du spray généré sont étudiés théoriquement et caractérisés expérimentalement. Ce chapitre rédigé sous forme d'article est soumis à la revue « Experimental Thermal and Fluid Science ».

Le quatrième et dernier chapitre consiste à évaluer et tester expérimentalement l'effet de l'injection d'huile sur le refroidissement de la compression et sur l'amélioration des performances énergétiques du groupe refroidisseur d'eau étudié. Un autre objectif reste d'utiliser ces résultats expérimentaux pour améliorer le modèle théorique proposé au niveau du chapitre 2.

A la fin de ce manuscrit, une synthèse des différents résultats est donnée dans le cadre d'une conclusion et des perspectives sont proposées dans l'objectif de permettre des améliorations supplémentaires basées sur l'expérience du travail réalisé et de donner le point de départ à de prochains travaux.

Chapitre 1

Groupes refroidisseurs d'eau: les nouveaux challenges posés par le remplacement des HFC

1.1.Enjeux climatiques

La pollution est un problème mondial qui s'accentue de plus en plus. Les émissions de gaz à effet de serre causant le réchauffement climatique (Figure 1) représentent un aspect très important de ce problème. Un autre aspect est la destruction de la couche d'ozone. Plusieurs protocoles ont été organisés pour combattre la pollution et des réglementations ont commencé à être imposées pour cadrer et réduire ce problème.

En 1974, Rowland et Molina ont gagné le prix Nobel en prévoyant que les CFC étaient assez stable pour atteindre la couche stratosphérique de l'atmosphère où sous la radiation solaire ils peuvent libérer leurs atomes de chlore qui peuvent détruire la couche d'ozone qui forme une couche protectrice des rayons ultra-violet [1]. Quelques années plus tard, des études scientifiques montraient que le taux d'épuisement de l'ozone était de 3% par décennie ce qui permettait un délai relativement large pour l'élimination des CFC. Ainsi, les Etats Unis et quelques autres pays ont arrêté l'utilisation des CFC dans les aérosols, mais il n'y pas eu un vrai travail pour trouver des alternatifs aux CFC dans les autres applications jusqu'au renouvellement du débat sur les CFC en 1985 suite à la découverte d'une intense destruction subie par la couche d'ozone en-dessus de l'Antarctique selon Farman et al. [2] cités par Powell [1]. Ainsi, en 1985 cette destruction partielle mais inattendue de la couche d'ozone a été discutée à Vienne et les discussions ont conduit à la conclusion de la Convention de Vienne qui vise à contrôler la production et l'émission des gaz chlorés [3].

En 1987, 31 nations ont ratifié le protocole de Montréal qui a subi plus tard des révisions successives pour bannir des fluides en raison de leur participation à la destruction de la couche d'ozone. Les CFC et les HCFC principalement utilisés dans l'industrie du froid et du génie climatique figurent parmi ces substances. Ils ont été remplacés par des fluides qui ne possèdent pas de composés chlorés et qui ont un ODP nul comme les HFC.

Mais, l'élimination des CFC était plus lente que prévue dans les pays développés à cause du stockage de grandes quantités par les utilisateurs et les distributeurs de réfrigérants [1]. Aussi, ce retard est dû

d'une part au fait de la possibilité de recycler les CFC et ainsi certaines contrebandes faisaient passer des nouveaux CFC sous le label de CFC recyclés ce qui a conduit l'Union Européenne à interdire l'usage des CFC recyclés en janvier 2000 [1].

En 1997, le protocole de Kyoto a classé les HFC parmi les gaz à effet de serre dont les émissions doivent être limitées. À Kyoto, les états membres de l'UE se sont engagés à réduire leur émission de GES de 8% jusqu'en 2010 par rapport à 1990.

En 2000, la commission européenne a présenté le PECC (Programme Européen sur le Changement Climatique). En 2007, l'Union européenne confirme ces objectifs de réduire les émissions de GES d'au moins 20% jusqu'en 2020 et voir encore plus si d'autres pays développés s'engagent sur des objectifs comparables. Le règlement (UE) n°517/2014 du 16 avril 2014 relatif aux GES vise à réduire de deux tiers les émissions de GES et adopte un système de quotas concernant les quantités d'HFC mises sur le marché.

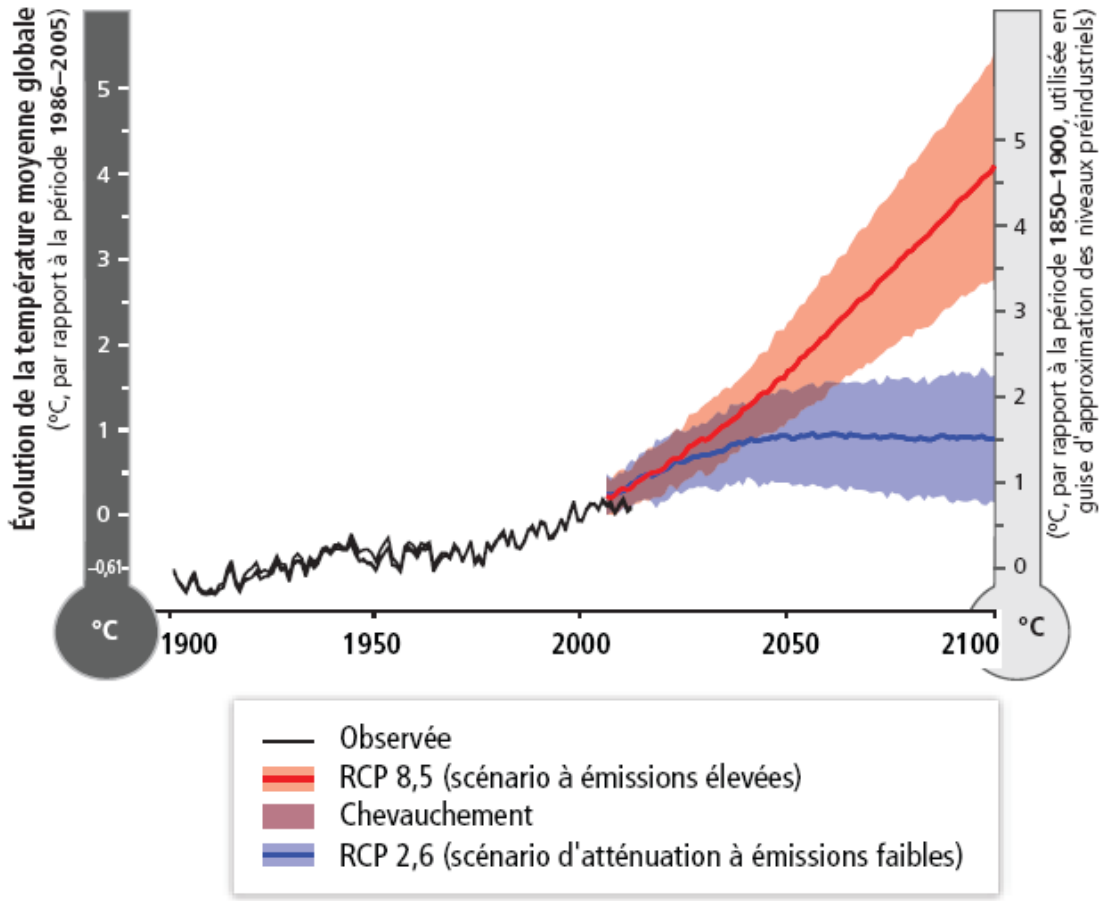


Figure 1: Approximation du changement de la température globale moyenne à la surface du globe depuis l'ère préindustrielle, c'est-à-dire précédant 1750, par rapport à la période 1850-1900 et par rapport à la période 1986-2005 [4].

1.2.Le secteur du froid et les groupes refroidisseurs d'eau

Le secteur du froid est concerné par l'enjeu climatique déjà présenté, directement par le fait qu'il utilise des GES (les fluides frigorigènes) et indirectement par sa consommation d'énergie. En 2012, dans l'ensemble des secteurs consommant des HFC, PFC et SF6, la climatisation et la réfrigération occupaient la 9ème position (2.8%) en matière de niveau d'émission de HFC et la 3ème position pour sa contribution à l'évolution des émissions de HFC (7.5%). La climatisation embarquée (automobile) et le froid commercial sont les principaux contributeurs suite à la substitution des CFC et des HCFC respectivement depuis 1994 et 2000 comme montré dans la Figure 2 [5].

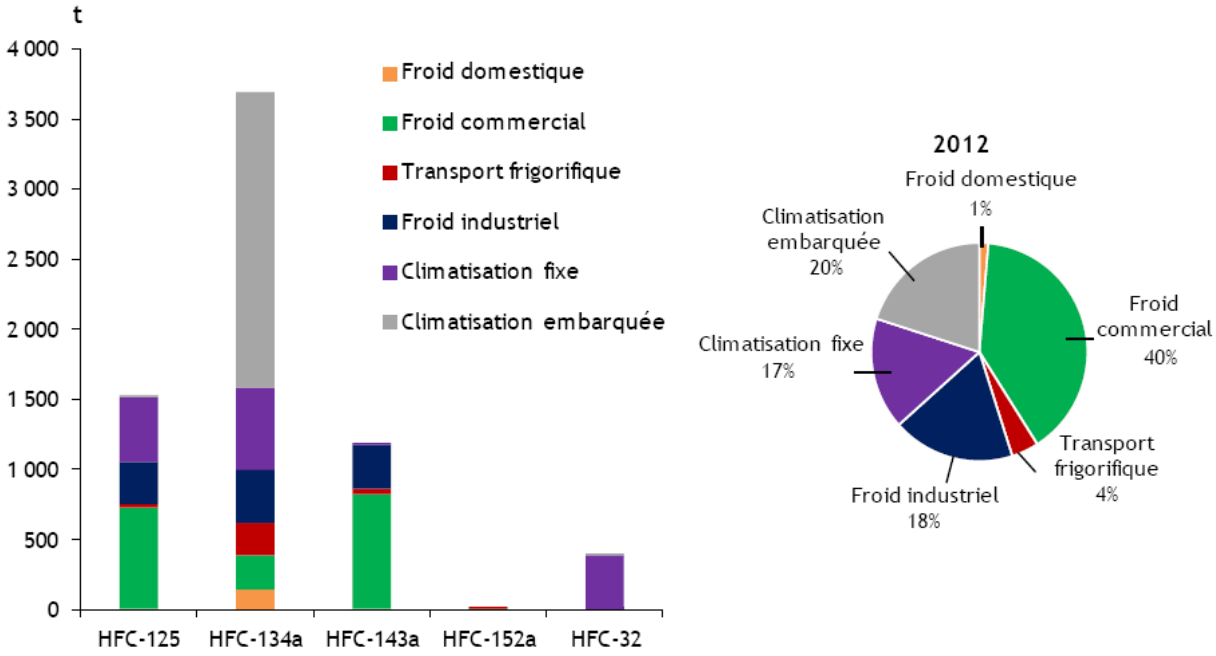


Figure 2: Distribution des émissions de HFC en masse sur l'ensemble des secteurs consommant des HFC. [5].

Comme exemple, selon l'inventaire des émissions de fluides frigorigènes en France et DOM TOM, en 2013 le froid commercial occupe 12% de la banque de fluides frigorigènes de la métropole et les chillers ou GRE en occupent 14% comme représenté à la Figure 3. En outre, d'après la même source le R-410A représente 14% des fluides frigorigènes formant la banque de la France métropolitaine en 2013. La répartition des fluides frigorigènes est montrée à la Figure 3.

Le R-410A est un mélange de 50% en masse de R-125 et de 50% en masse de R-32. Il est caractérisé par un ODP nul et un GWP d'environ 2090. Vu son GWP relativement élevé, il est concerné par la réduction de deux tiers des émissions de GES adoptée dans la nouvelle réglementation.

En 2010 le R-410A représentait 5 887 tonnes parmi les 56 690 tonnes de la banque des fluides frigorigènes [6], ce qui est l'équivalent de 10.4% de la banque. Le R-410A utilisé entre autres fluides dans les GRE occupe 1 137 tonnes de la Banque 2013 - GRE, c'est-à-dire 14% du total de la Banque 2013 - GRE et la banque de R-410A a subi une forte croissance de 14% entre 2012 et 2013 [7]. D'où l'importance d'étudier les GRE fonctionnant avec du R-410A.

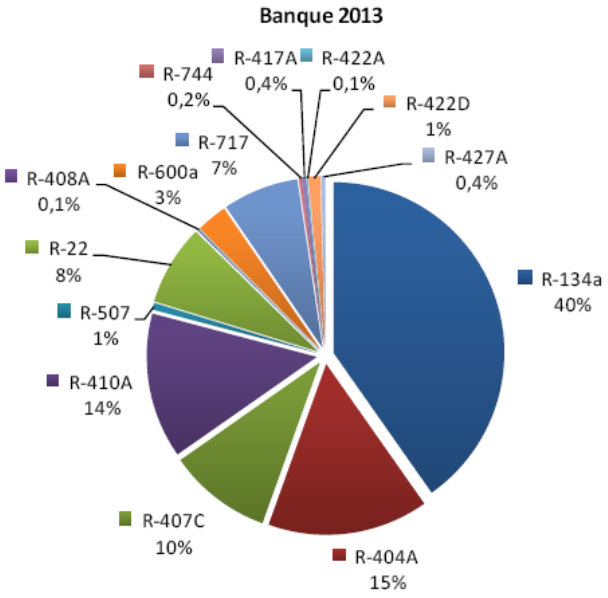


Figure 3: Répartition sectorielle de la banque de fluides frigorigènes de France métropole en 2013 [7].

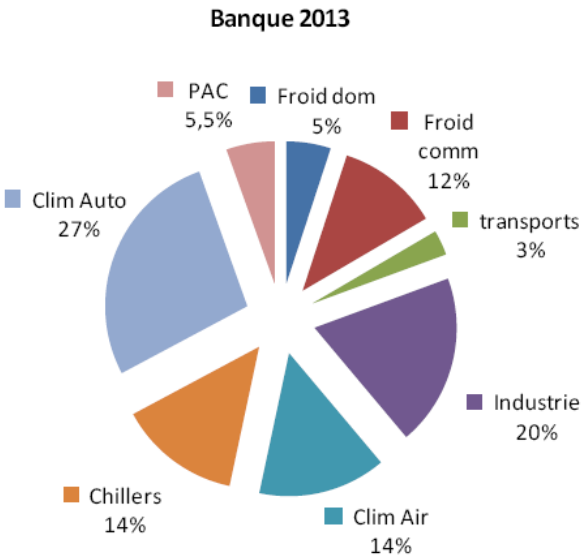


Figure 4: Répartition des fluides frigorigènes de la banque de France métropole en 2013 [7].

1.3.Etat de l'art du remplacement du R-410A et conséquences sur les groupes refroidisseurs d'eau

Le circuit frigorifique du GRE et son cycle thermodynamique sont représentés schématiquement à la Figure 5 et à la Figure 6 respectivement. Les principaux composants du GRE sont le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur.

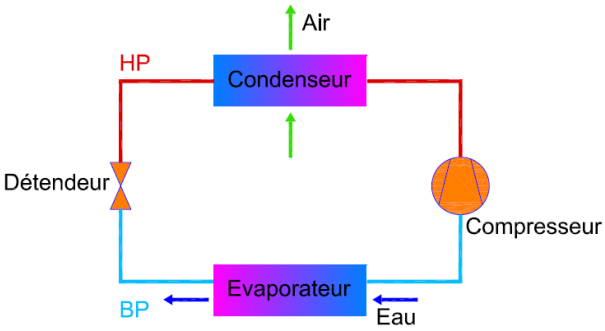


Figure 5: Circuit frigorifique du GRE.

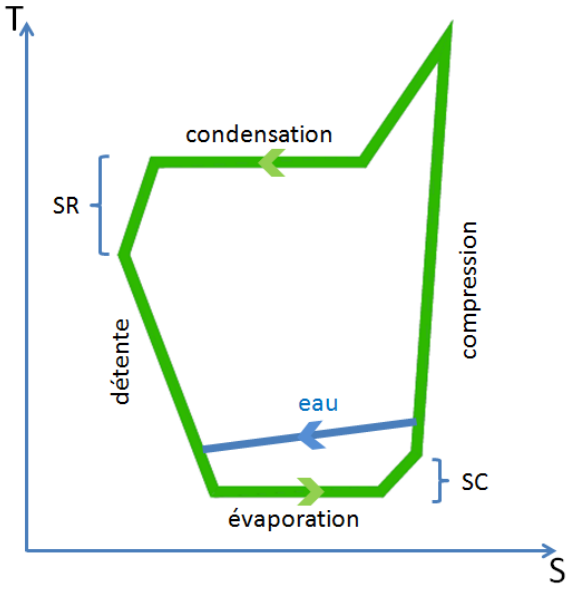


Figure 6: Diagramme T-S du GRE.

Alors, comme expliqué ci-avant, il faut trouver des alternatifs au R-410A ayant des GWP plus bas. Les HFO ayant des GWP très faibles, se positionnent aujourd'hui, comme remplaçants du R-410A ou comme composants de mélanges pour substituer le R-410A. Malgré le fait que certains fabricants ont développé différents mélanges HFC/HFO, ces mélanges ne fournissent pas une solution entière au problème parce que certains d'entre eux sont inflammables et d'autres ont des GWP inférieurs à ceux des réfrigérants actuellement utilisés mais toujours supérieurs aux limites imposées par les nouvelles réglementations et dans certains cas des performances inférieures à celles des réfrigérants actuels [8].

Ainsi, en plus d'avoir un GWP plus bas que celui du R-410A tout réfrigérant candidat pour remplacer le R-410A doit avoir des propriétés similaires à celles du R-410A qui possède une capacité volumétrique frigorifique très élevée et de bonnes propriétés concernant l'échange thermique et le transport. Une comparaison entre la capacité frigorifique du R-410A et celles de certains réfrigérants parmi les plus utilisés individuellement et comme composant de mélange dans le cadre des études de remplacement du R-410A est montrée dans la Figure 7 ci-dessous. Aussi, les GWP de ces réfrigérants sont donnés dans le Tableau 1.

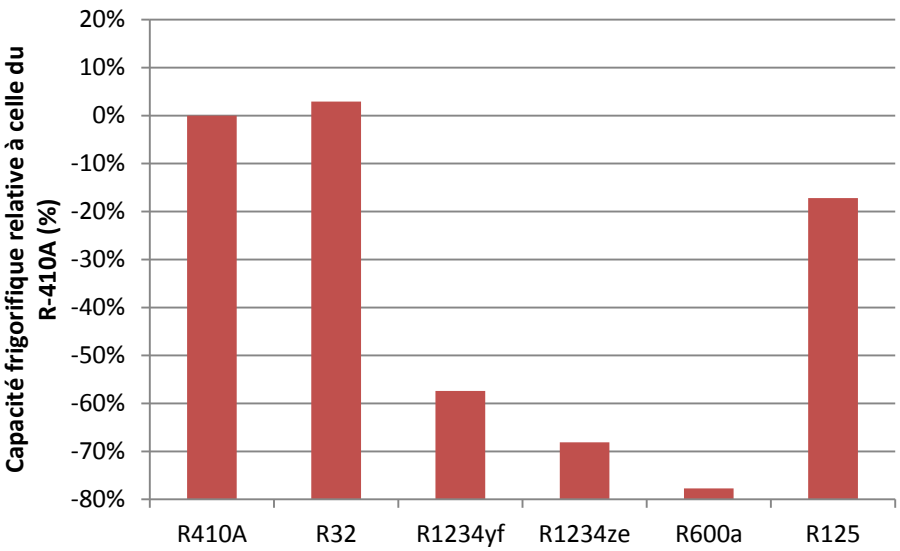


Figure 7 : Comparaison entre les capacités frigorifiques estimées par le produit de la masse volumique et de la chaleur latente des réfrigérants R-32, R-1234yf, R1234ze, R600a et R125 et celles du R-410A.

En effet, Smith et al. [9] ont fait des expériences où ils ont mesuré le coefficient de transfert de chaleur d'un flux diphasique et la perte de charge dans un tube en cuivre utilisé dans les climatiseurs à détente directe pour le R-410A, le R-32, le R-1234yf, le DR-5 et le DR-5A. Ils ont trouvé que le R-32 a un coefficient de transfert de chaleur égal ou légèrement supérieur à celui du R-410A, par contre le coefficient de transfert de chaleur du R-1234yf est 15 à 20% plus petit que celui du R-410A. Le DR-5 et le DR-5A ont un coefficient de transfert de chaleur compris entre ceux du R-32 et du R-1234yf. Ces travaux montrent le potentiel du R-32 et des HFO dans le remplacement du R-410A.

Dans une étude similaire, Anowar Hossain et al. [10] ont montré que le coefficient de transfert de chaleur durant l'évaporation du mélange R-1234ze(E)/R32 (55%/45% en masse) est inférieur à celui du R-32 et du R-410A qui ont des coefficients de transfert de chaleur presque égaux, mais il est supérieur à celui du R-1234ze(E) seulement pour les faibles titres en vapeur.

Différents travaux traitent la transition du R-410A à une nouvelle génération de réfrigérants à plus bas GWP et permettant de maintenir la performance et la capacité du système.

Leck [11] a modélisé le remplacement du R-410A par le R-32 et certains mélanges de réfrigérants dans un système de climatisation. Il a trouvé que ces réfrigérants atteignent un COP égal ou supérieur à celui du R-410A. Cependant, seul le R-32 améliore la puissance frigorifique, mais il impose des conditions inacceptables dans certains cas pour le compresseur et le lubrifiant à cause des températures et des pressions de refoulement très élevées.

Koyama et al. [12] ont réalisé des expériences de remplacement du R-410A par le réfrigérant R-1234ze(E) et un mélange formé de 50% en masse de R-1234ze(E) et de 50% en masse de R-32 dans une PAC conçue pour fonctionner avec du R-410A. Leurs tests ont montré que dans le cas du mélange R-1234ze(E)/R-32 déjà mentionné, le COP est inférieur à celui du R-410A de 7.5% pour une même puissance de chauffage de 2.8 kW. Par contre, dans le cas du R-1234ze(E) pur et pour une puissance de chauffage de 1.6 kW, le COP est 20% plus bas que celui du R-410A pour une puissance de chauffage de 2.8 kW. D'où, ils ont conclu que la puissance de chauffage et le COP peuvent être améliorés en ajoutant davantage du R-32 au mélange R-1234ze(E)/R-32.

Barve et al. [13] ont montré que le R-32 donne des puissances de réfrigération et de chauffage et un COP similaires à ceux du R-410A dans une PAC pour une application résidentielle, mais avec un problème de température de refoulement et de pression élevées. Ils ont testé aussi le R-1234yf qui a donné un COP similaire à celui du R-410A et une puissance calorifique plus faible.

Piao et al. [14] cités par Hwang et al. [15] ont comparé le R-410A avec le R-32, le R-1234yf et le mélange R-32/R-1234yf. Ils ont trouvé que sans modifier le système, le meilleur remplaçant du R-410A est le R-32.

Tsujii et al. [16] ont trouvé que le R-32 améliore la capacité frigorifique et le COP d'une PAC VRF multi-split, mais aussi avec une température et une pression de refoulement plus élevées que celles du R-410A.

Besbes et al. [17] ont réalisé un test de retrofit du R-410A dans une PAC air/eau. Ils ont trouvé que le DR-5A et le ARM-70a ont amélioré la capacité de chauffage et le COP.

Schultz [18] a testé le remplacement du R-410A par le R-32 et les mélanges DR-5, DR-4, L-41a, L-41b, ARM-70a, ARM-32a et HPR1D dans un GRE de 15.5 kW de puissance. Il a trouvé que les différents fluides avaient une puissance similaire à celle du R-410A (±2%). De même, l'amélioration du COP pour le R-32 était inférieure à l'amélioration prévue avec des températures et des pressions de refoulement très élevées. Le DR-5 offre des caractéristiques similaires à celles du R-410A, mais avec des températures de refoulement élevées.

Hwang et al. [15] ont réalisé des tests de remplacement du R-410A par trois réfrigérants à bas GWP (R32, D2Y60 et L41a) dans une PAC de puissance 10.55 kW. Ils ont trouvé que le R-32 augmente la capacité frigorifique de 4% sauf à une température ambiante de 27.8 °C où il donne une puissance frigorifique presque égale à celle du R-410A. Le D2Y60 a une puissance frigorifique plus faible que celle du R-410A de 16% à 19%. Le L41a a une puissance frigorifique 6% à 10% inférieure à celle du R-

410A. En mode de réfrigération, le R-410A a un COP supérieur à celui de tous ces remplaçants selon les tests qu'ils ont réalisés.

Tian et al. [19] ont étudié expérimentalement le remplacement du R-410A par le mélange R-32/R-290 (68%/32% en masse) dans deux climatiseurs ménagers qui diffèrent par leurs échangeurs et leur système de ventilation. Selon leurs résultats, l'utilisation du mélange R-32/R-290 permet de réduire la charge du réfrigérant pour les deux climatiseurs. Pour ces deux climatiseurs, la capacité en mode chauffage et refroidissement, la puissance consommée et la température de refoulement du compresseur ont augmenté en passant du R-410A au mélange R-32/R-290, par contre le COP a diminué dans tous ces cas.

Abdulkarem et al. [20] ont réalisé des tests de remplacement du R-410A par des réfrigérants alternatifs à bas GWP (R-32, D2Y60 et L41a). En mode de production de froid, le R-32 est le seul qui permet d'avoir une capacité frigorifique supérieure à celle du R-410A, mais avec un COP plus faible. Le D2Y60 et le L41a ont des capacités frigorifiques et un COP inférieurs à ceux du R-410A. En mode de chauffage, de nouveau le R-32 a une capacité de chauffage supérieure à celle du R-410A, mais avec un COP plus bas. Le D2Y60 a une puissance calorifique inférieure à celle du R-410A dans tous les tests et un COP plus bas que celui du R-410A sauf à des températures de -8 et 17 °C. Le L41a a un COP et une puissance de chauffage inférieurs à ceux du R-410A dans deux tests et un COP et une puissance de chauffage supérieurs à ceux du R-410A dans deux autres tests.

Ainsi, dans les différents travaux de remplacement du R-410A cités de la littérature, plusieurs réfrigérants et mélanges de réfrigérants ont été testés. La majorité des remplaçants du R-410A représentent soit un COP inférieur à celui du R-410A soit une puissance frigorifique ou une puissance calorifique inférieure à celle du R-410A. Mais, le plus mentionné dans ces études comme ayant le plus de potentiel surtout en termes de puissances frigorifique ou calorifique reste le R-32, avec une amélioration ou une dégradation du COP selon l'étude ou l'expérimentation. Mais, la majorité de ces études mentionnent aussi le problème de la température et de la pression de refoulement du compresseur très élevées en remplaçant le R-410A par le R-32.

En complément des travaux cités, un travail expérimental a été réalisé dans le cadre de cette thèse pour l'étude du remplacement du R-410A par des réfrigérants et des mélanges de certains des réfrigérants montrés dans le Tableau 1. Ce travail, réalisé dans le cadre du programme de l'évaluation des réfrigérants alternatifs à bas GWP (AREP2) de l'AHRI, a fait l'objet d'une publication au congrès international de réfrigération ICR2015.

Réfrigérant	R-32	R-125	R-600a	R-1234yf	R-1234ze
GWP	675	3420	20	6	4

Tableau 1: GWP des fluides frigorigènes étudiés expérimentalement (dans des mélanges pour la plupart) pour le remplacement du R-410A

Le texte du papier présenté à ICR2015 est inséré en Annexe A. Les principaux résultats de ce travail expérimental sont présentés dans le paragraphe suivant.

1.4. Retrofit du R-410A dans un groupe refroidisseur d'eau via le test de quatre candidats à bas GWP

Dans l'intention de remplacer le R-410A (GWP = 2090) qui est caractérisé par une grande capacité volumétrique frigorifique et de bonnes propriétés de transfert thermique et de transport, des remplaçants de ce dernier sont testés. Comme déjà présenté dans le paragraphe précédent, dans la littérature plusieurs travaux de remplacement du R-410A ont été décrits.

Ainsi, le travail réalisé dans le cadre de cette étude expérimentale concerne le remplacement du R-410A dans un GRE (avec et sans réserve liquide) par le R-32 et les mélanges DR-5A (fabriqué par DuPont), L-41-1 et le L-41-2 (fabriqués par Honeywell). Les mélanges testés sont composés de deux ou plus des réfrigérants mentionnés dans le Tableau 1.

1.4.1. Description du système et des tests

1.4.1.1. Description du dispositif expérimental et des tests réalisés

Le dispositif expérimental est constitué d'une chambre climatique à température contrôlée reproduisant les conditions ambiantes et d'une boucle d'eau simulant la charge thermique à refroidir comme montré dans la Figure 8. La température de l'air est mesurée dans trois positions verticales différentes à l'entrée du condenseur, avec deux capteurs de température PT100 d'une incertitude de ±0.3 °C et un thermocouple d'une incertitude de ±0.5 °C. La température de l'eau est mesurée à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur du GRE à l'aide de deux capteurs PT100 d'une incertitude de ±0.15 °C immergés dans le circuit d'eau. Un débitmètre électromagnétique est utilisé pour mesurer le débit volumétrique de l'eau avec une incertitude de 1%.

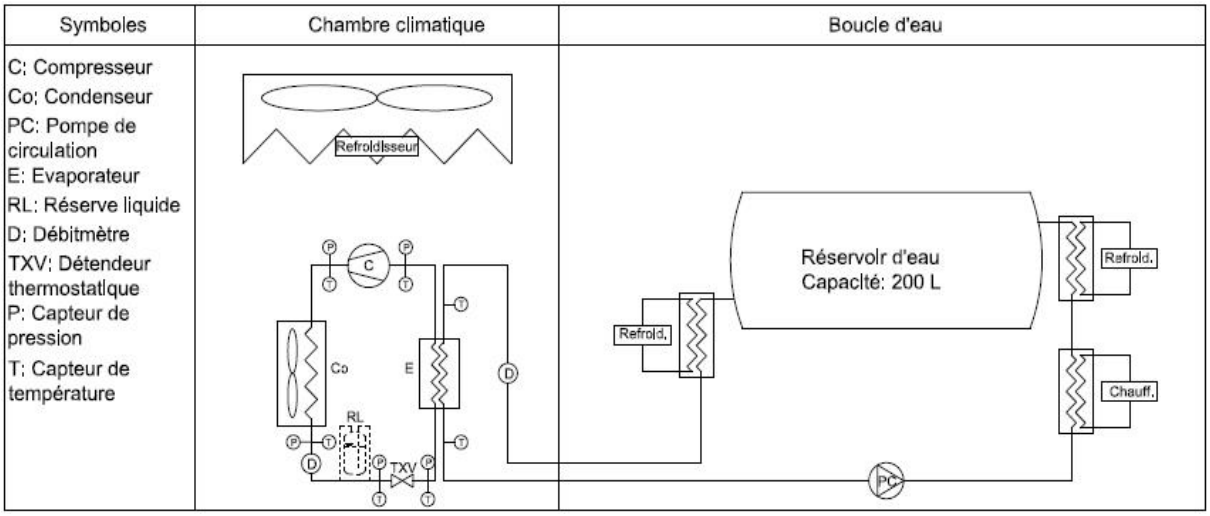


Figure 8: Schéma de l'installation expérimentale.

Les essais sont réalisés dans deux configurations différentes, avec et sans réserve liquide puisqu'elle peut être contournée comme le montre la Figure 8. Le GRE utilisé dans ces tests possède les caractéristiques suivantes:

- Réfrigérant: R-410A.
- Charge de réfrigérant: 3200 g avec réserve liquide et 2700 g sans réserve liquide.
- Capacité frigorifique nominale: 7.87 kW avec réserve liquide et 8.48 kW sans réserve liquide à une température ambiante de 35 °C et une température d'eau de 7 °C à la sortie de l'évaporateur.
- COP_{sys} = 2.03 avec réserve liquide et COP_{sys} = 2.51 sans réserve liquide.

Pour les mesures de température et de pression sur le circuit du réfrigérant, des thermocouples à immersion avec une précision de ± 0,5 ° C et des capteurs de pression avec une précision de ± 15kPa sont installés à l'entrée et à la sortie de chaque composant du GRE pour les deux configurations.

La littérature démontre que le détendeur est ajusté dans de nombreux tests de retrofit afin d'optimiser le COP [13] et de contrôler la surchauffe et le sous-refroidissement [21]. Aussi, dans certains cas, le remplacement du R-410A sans aucune modification dans l'installation a causé de très grandes fluctuations du débit massique de réfrigérant, ce phénomène est connu par le phénomène de pompage ou « hunting » en anglais et il est mentionné par plusieurs études comme celles présentées par Aprea et al. [22], Huang et al. [23] et Wang et al. [24].

Pendant les tests réalisés, le détendeur est ajusté afin de réduire les fluctuations élevées du débit de réfrigérant observées au cours de certains essais (comme le montre la Figure 9). Dans le cas montré dans la Figure 9, le réglage du détendeur a permis de réduire les fluctuations du débit massique du

réfrigérant de ±50% à ±15%. La surchauffe ou le sous-refroidissement ne sont pas contrôlés parce que la composition de la plupart des mélanges étudiés était inconnue au moment des essais.

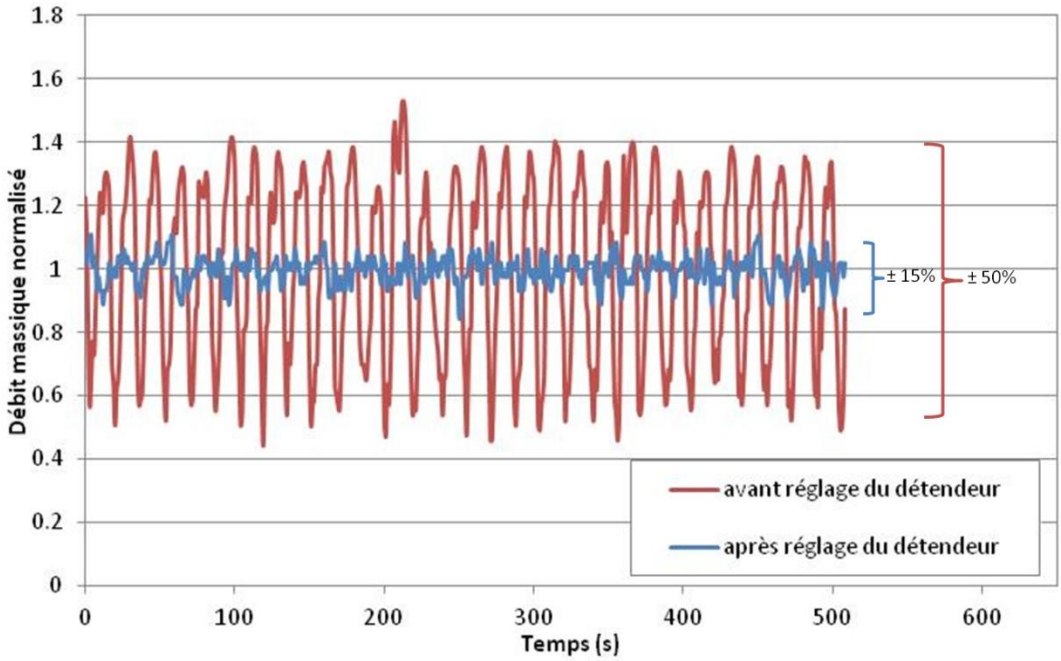


Figure 9: Fluctuation du débit massique de réfrigérant avant et après le réglage du détendeur pour le cas du DR-5A avec réserve liquide et pour une charge de 3200 g.

Pour le R-410A et pour chacun des remplaçants testés, les essais sont effectués pour une charge de 2700 g sans réserve liquide et pour des charges de 3200 g et 3900 g avec réserve liquide. Tous les tests sont conduits avec un débit d'eau de 0,4586 l/s et ils sont limités à une température de refoulement de 126 °C. Le GRE est testé à pleine charge sous les températures ambiantes de 30, 35, 40 et 45 °C et la température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur est contrôlée par un régulateur afin de maintenir une température de 7 °C à la sortie de l'évaporateur.

1.4.1.2. Résultats expérimentaux et discussions

La puissance frigorifique et le COP sont calculés à l'aide des équations (1) et (2) respectivement.

$$Q_{froid} = \dot{m}_{eau} c_{p,eau} (T_{entrée} - T_{sortie}) \quad (1)$$

$$COP_{sys} = \frac{Q_{froid}}{W_{comp} + W_{ven}} \quad (2)$$

La puissance du ventilateur W_{ven} est de 210 à 220 W dans tous les tests.

Les résultats des essais réalisés selon les différentes configurations sont montrés ci-après dans le Tableau 2 où le COP et le Q_{froid} des réfrigérants sont normalisés relativement au R-410A.

Ces résultats montrent que sans réserve liquide le R-410A présente le meilleur COP_{sys}, mais le R-32 qui avait le plus bas COP a permis un Q_{froid} supérieur à celui du R-410A, mais avec des températures de refoulement très élevées ce qui a limité les essais à 40 °C de température ambiante.

Avec réserve liquide, le COP a diminué en général ce qui est cohérent avec l'étude faite par Rajapaksha et al. [25]. Cela revient à la diminution du sous-refroidissement de 12 °C sans réserve liquide à 1 °C avec réserve liquide pour le R-410A. Dans ce cas, et pour une charge de 3200 g, pour des températures supérieures à 35 °C, le L-41-1 a un COP supérieur à celui du R-410A. A 45 °C il fournit une puissance frigorifique supérieure. Pour une charge de 3900 g, à 40 °C, le L-41-1 présente un COP supérieur et à 45 °C un Q_{froid} supérieur. Avec une charge de 3200 g, Le L-41-2 permet d'améliorer le COP avec réserve liquide sauf pour la température de 45 °C, il permet aussi d'augmenter la capacité frigorifique sauf pour les températures inférieures à 35 °C dans le cas de la charge de 3200 g. Le R-32 permet d'améliorer la capacité frigorifique à hautes températures avec un COP plus bas que celui du R-410A sauf à 45 °C et toujours avec une température et une pression de refoulement élevées. L'utilisation de la réserve liquide a permis de diminuer la pression et la température de refoulement. Pour la charge de 3900 g, les résultats étaient similaires au cas de la charge de 3200 g à l'exception du DR-5A probablement à cause des fluctuations du débit causées par un réglage inapproprié du détendeur.

		Tests sans réserve liquide et avec une charge de 2700g				Tests avec réserve liquide et avec une charge de 3200 g				Tests avec réserve liquide et avec une charge de 3900 g			
Réfrigérant	T (°C)	ΔCOP (%)	ΔQ_{froid} (%)	T_{ref} (°C)	P_{ref} (bars)	ΔCOP (%)	ΔQ_{froid} (%)	T_{ref} (°C)	P_{ref} (bars)	ΔCOP (%)	ΔQ_{froid} (%)	T_{ref} (°C)	P_{ref} (bars)
R-410A	30	0.0	0.0	80.9	27.80	0.0	0.0	77.2	26.02	0.0	0.0	77.1	26.04
	35	0.0	0.0	88.2	30.67	0.0	0.0	83.7	28.73	0.0	0.0	84.0	28.73
	40	0.0	0.0	96.6	33.72	0.0	0.0	92.0	31.60	0.0	0.0	91.6	31.68
	45	0.0	0.0	104.6	36.89	0.0	0.0	99.4	34.86	0.0	0.0	99.6	34.90
DR-5A	30	-2.9	-3.8	77.3	26.77	-1.8	-6.7	73.5	26.45	-1.6	-3.4	66.5	25.22
	35	-1.0	-2.9	80.2	29.49	-0.3	-3.7	74.3	27.72	0.1	-1.7	62.5	28.31
	40	-2.0	-4.1	84.1	32.37	-0.4	-2.7	79.9	30.88	-4.5	-5.7	65.0	31.54
	45	-3.4	-7.3	85.8	35.05	-2.2	-4.3	83.9	34.29	-12.4	-15.6	63.8	34.45
L-41-1	30	-7.3	-4.2	89.0	27.77	-2.6	-6.3	86.5	24.54	-3.8	-6.1	86.1	24.44
	35	-4.9	-1.6	91.5	30.98	-0.4	-3.2	92.0	27.48	-0.5	-2.9	90.3	27.44
	40	-4.1	-0.6	95.9	34.11	1.1	-0.6	96.0	30.75	1.3	-0.1	92.7	30.93
	45	-5.4	-0.8	100.2	37.49	3.1	1.1	98.9	34.59	-0.1	0.3	96.2	34.76
L-41-2	30	-7.4	-3.9	89.1	27.58	0.0	-5.0	83.4	24.76	0.5	-5.4	78.9	24.47
	35	-4.6	-1.4	93.3	30.69	2.1	-1.5	86.7	27.95	2.2	-2.3	82.0	27.60
	40	-2.4	0.0	95.3	33.82	3.0	1.2	89.7	31.54	1.4	-1.2	86.5	31.22
	45	-3.6	-0.2	99.8	37.08	-0.6	1.0	93.6	35.50	1.3	0.3	90.1	35.07
R-32	30	-8.5	1.7	106.4	29.60	-3.7	-2.0	95.4	25.85	-6.4	-2.4	95.7	25.78
	35	-8.9	2.4	118.5	32.82	-2.6	0.2	105.6	28.83	-4.0	-0.3	106.2	28.75
	40	-8.4	3.2	125.7	35.73	-1.9	2.2	115.9	31.97	-3.1	1.5	116.7	31.93
	45	-	-	-	-	0.4	6.3	124.4	35.41	0.3	6.1	124.9	35.38

Tableau 2: Comparaison entre le COP, la puissance frigorifique, la température de refoulement et la pression de refoulement du R-410A et des réfrigérants de remplacement dans le cas avec réserve liquide et une charge de 2700 g et dans le cas sans réserve liquide et une charge de 3200 g.

1.4.2. Conclusion

Il est possible d'avoir des performances ou des puissances supérieures à celles du R-410A sous certaines conditions comme il est montré dans le Tableau 2.

Sans réserve liquide, le R-32 a un COP inférieur à celui du R-410A de 8 à 9 % mais avec une capacité frigorifique supérieure de 1.7 à 3.2 %. Avec moins de différence, Barve et al. [13] et Pham et al. [26] ont eu des résultats similaires. Le DR-5A permet un COP supérieur à celui du R-410A mais avec une puissance inférieure de 2.9 à 7.3 %. Les L-41-1 et L-41-2 présentent une puissance frigorifique similaire à celui du R-410A pour une température supérieure à 40 °C, mais un COP plus bas.

Avec réserve liquide, en comparaison avec le R-410A, le R-32 a un COP inférieur sauf à 45 °C et une puissance frigorifique supérieure à haute température. Le L-41-1 améliore la performance pour une température supérieure à 35 °C et produit une puissance supérieure que celle du R-410A à 45 °C. Le L-41-2 améliore le COP sauf à basses températures pour la charge de 3200 g et améliore la puissance froide à 40 °C et 45 °C pour la charge de 3200 g et à 45 °C pour la charge de 3900 g.

Aucun des fluides testés ne permet une substitution directe du R-410A sans pénalité. Les mélanges testés (prototypes proposés par les fabricants de fluides frigorigènes) sont à composition inconnue au moment des tests mais il semblerait que le R-32 soit présent comme composant majoritaire dans la plupart de ces mélanges. En le mélangeant à d'autres fluides (surtout des HFO), on peut réduire légèrement le GWP, retrouver un COP équivalent à celui du R-410A mais on perd en puissance frigorifique.

Ainsi, les résultats de ces tests expérimentaux du remplacement du R-410A montrent une nouvelle fois le R-32 comme un remplaçant à grand potentiel du R-410A, étant presque le seul à permettre d'avoir une puissance frigorifique identique ou supérieure à elle du R-410A, mais avec une réduction de la performance énergétique et des températures et des pressions de refoulements très élevées et parfois critiques pour le système surtout à hautes températures ambiantes.

1.5.Analyse exergétique du fonctionnement du chiller testé

Dans les mesures réalisées avec la configuration originale et en remplaçant le R-410A par les différents fluides de substitution, il est remarquable que dans les cas où la puissance atteint ou dépasse celle du R-410A (essentiellement dans le cas du remplacement par le R-32), le COP est plus faible que celui du R-410A et les températures et pressions de refoulement sont en général très élevées. Dans certains cas, la diminution inattendue du COP peut être due aussi à ces températures et pressions de refoulement très élevées.

Pour comprendre ces résultats expérimentaux, et notamment pour comprendre le comportement du système avec le R-32, source de polémique dans la littérature, une analyse exergétique est effectuée. Elle permet de pointer les sources de destruction d'exergie et d'aider à proposer des solutions d'amélioration.

Les pertes exergétiques pour chacun des composants du GRE sont calculées à l'aide des équations (3), (4), (5), (6), et (7) en utilisant les données expérimentales. Pour l'analyse du compresseur, le rendement isentropique, approché par le rendement global et une hypothèse d'adiabacité, du compresseur est également défini par l'équation (8).

$$P_{ex,evap} = \dot{m}_{ff}\left(h_e - h_s - T_0 * (s_e - s_s)\right) + \dot{m}_{eau}\left(h_{ee} - h_{es} - T_0 * (s_{ee} - s_{es})\right) \quad (3)$$

$$P_{ex,comp} = T_0 \dot{m}_{ff}(s_s - s_e) \quad (4)$$

$$P_{ex,cond} = \dot{m}_{ff}\left(h_e - h_s - T_0 * (s_e - s_s)\right) + \dot{m}_{air}\left(h_{ae} - h_{as} - T_0 * (s_{ae} - s_{as})\right) \quad (5)$$

$$P_{ex,det} = T_0 \dot{m}_{ff}(s_s - s_e) \quad (6)$$

$$P_{ex,tot} = P_{ex,evap} + P_{ex,comp} + P_{ex,cond} + P_{ex,det} \quad (7)$$

$$\eta_{is} = \frac{h_{is} - h_{asp}}{h_{ref} - h_{asp}} \quad (8)$$

Dans le Tableau 3, les pertes exergétiques des différents composants du système sont données pour une température ambiante de 35 °C.

	Pertes exergétiques (kW)	
	R-410A	R-32
Compresseur	0.88	1.44
Condenseur	0.56	1.14
Détendeur	0.34	0.36
Evaporateur	0.19	0.38

Tableau 3: Pertes exergétiques au niveau des différents composants du système pour le R-410A et le R-32 à une température ambiante de 35 °C.

Dans la Figure 10 et la Figure 11, la répartition des pertes exergétiques du système est montrée pour le R-410A et le R-32.

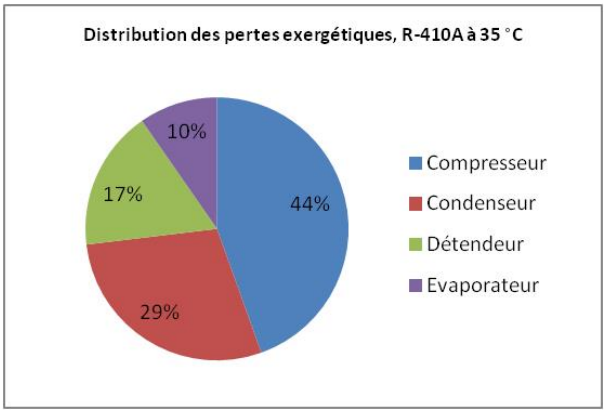


Figure 10: Distribution des pertes exergétiques dans le GRE avec le R-410A à 35 °C.

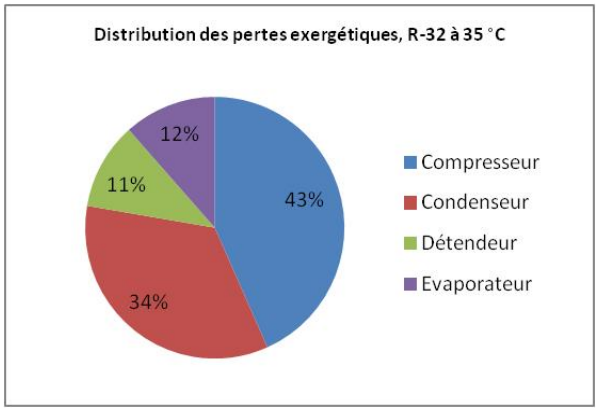


Figure 11: Distribution des pertes exergétiques dans le GRE avec le R-32 à 35 °C.

Dans les deux cas, le compresseur était à l'origine des plus grandes pertes exergétiques de 1.44 et 0.88 kW (ou 43 et 44% des pertes exergétiques totales) respectivement pour le R-32 avec un rendement isentropique du compresseur de 63% et pour le R-410A avec un rendement isentropique du compresseur de 65%. La compression dans un diagramme TS est montrée sur la Figure 12 pour les deux fluides. La production d'entropie pendant la compression est proportionnelle à la destruction d'exergie, il est clair que la perte exergétique relative au R-32 est plus grande que la perte exergétique relative au R-410A d'environ 63.6%.

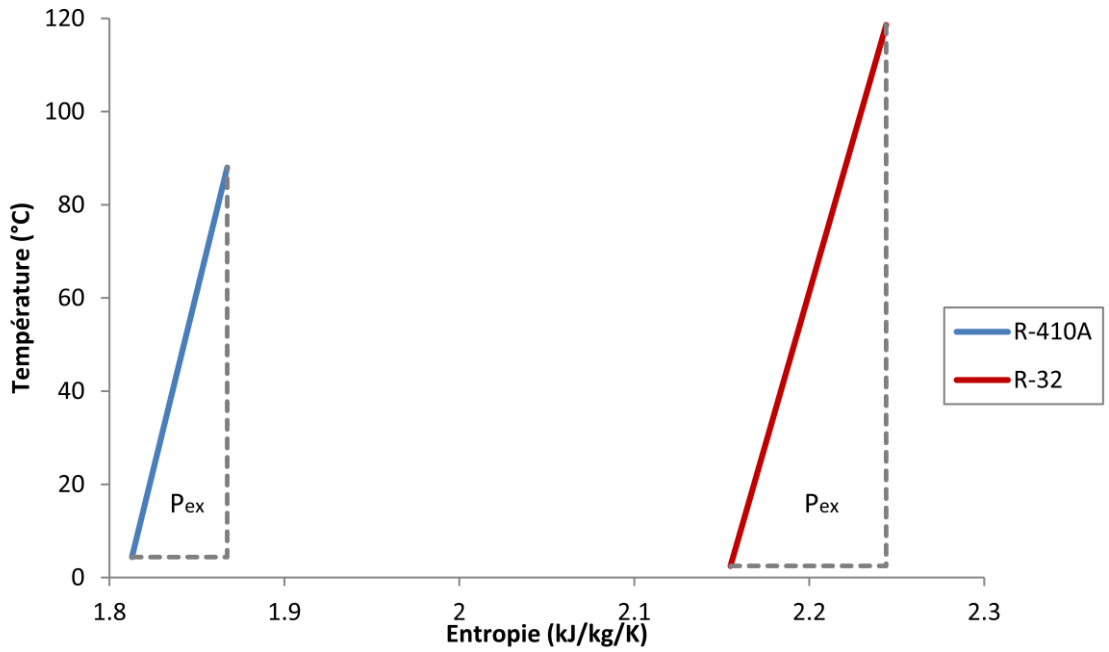


Figure 12: diagramme T-S de la compression du R-410A et du R-32 à une température ambiante de 35 °C.

Par la suite, viennent les pertes au niveau du condenseur en deuxième place qui sont 0.56 et 1.14 kW respectivement pour le R-410A et pour le R-32, ce qui signifie une augmentation des pertes exergétiques au niveau du condenseur d'environ 104% en passant du R-410A au R-32. Ces pertes sont directement liés aux conditions de refoulement qui influent la désurchauffe. Dans le cas du R-410A la désurchauffe est de 36.6 °C contre 65.3 °C dans le cas du R-32, ce qui explique les grandes pertes exergétiques au niveau du condenseur pour le R-32 par rapport au R-410A. Alors, les températures et les pressions de refoulement très élevées pour le R-32 sont responsables d'une partie principales des pertes supplémentaires subies en utilisant le R-32. D'où l'importance de l'amélioration des performances de la compression qui est une piste qui pourra améliorer les performances du système.

Selon Calm [27], le passage à une nouvelle génération de réfrigérants à GWP plus faible doit s'accompagner d'une amélioration des performances pour ne pas produire l'effet inverse du but recherché. Ainsi, sans s'assurer d'une performance égale ou superieure à la situation actuelle, le changement de fluide risque d'augmenter au lieu de réduire l'impact environnemental global dont la réduction reste l'objectif principal de tout changement de réfrigérant ou de tout passage à une nouvelle génération de réfrigérants.

1.6.Conclusions

Dans les études présentées et celle qui est réalisée dans le cadre de cette thèse, des tests de remplacement du R-410A par des réfrigérants à plus bas GWP sont effectués. Les résultats de ces études montrent que certains réfrigérants permettent d'améliorer le COP du système et d'autres permettent d'améliorer la puissance frigorifique ou calorifique fournie par le système dans certaines conditions. Mais, dans la majorité des cas, aucun candidat ne permet d'obtenir des améliorations sur tous les aspects. Le R-32 se distingue par sa disponibilité immédiate mais aussi par sa capacité à remplacer le R-410A tout en augmentant la capacité frigorifique mais avec des températures et des pressions de refoulement très élevées. De même, le R-32 est sélectionné par plusieurs des études déjà mentionnées comme remplaçant à grand potentiel du R-410A tout en montrant aussi les problèmes générés par l'utilisation du R-32 et qui sont reliés aux conditions de refoulement du compresseur.

La règlementation vise une réduction progressive du GWP. Mais, un simple remplacement d'un réfrigérant par un autre à plus bas GWP n'est pas suffisant que s'il est accompagné par une amélioration ou un maintien du rendement énergétique et de la puissance. Selon l'IIF [28] les émissions des fluides halogénés dans l'atmosphère comptent pour 20% de l'impact du froid sur le réchauffement climatique contre 80% pour la consommation énergétique des systèmes frigorifiques qui représente environ 15% de la consommation électrique mondiale. De même, Li [29] montre dans son étude de la performance climatique sur le cycle de vie (life cycle climate performance: LCCP) que parmi les contributeurs aux émissions de $CO_{2,eq}$ d'une pompe à chaleur, la puissance consommée représente environ 90% des émissions totales. Ainsi, pour une réduction efficace des émissions de $CO_{2,eq}$, il est très important d'agir sur les performances énergétiques. Il montre dans un exemple intégrant une PAC fonctionnant avec le R-410A qu'il a étudiée qu'une amélioration du COP de 5%, 10% et 15%, réduit le LCCP de 4%, 8% et 12% respectivement, contre une réduction d'environ 1% seulement pour une réduction du taux de récupération du réfrigérant de 9%.

D'où l'importance d'agir sur le rendement énergétique des systèmes tout en faisant la transition à la nouvelle génération de réfrigérants. Ainsi, le passage du R-410A au R-32 (qui semble être le fluide majoritairement adopté) doit être accompagné par une amélioration des performances énergétiques du système pour permettre de réduire effectivement l'impact environnemental du GRE, parce que sans cette amélioration il y aura une réduction du GWP mais une dégradation du COP.

Dans la littérature, plusieurs solutions pour améliorer les performances des cycles frigorifiques sont étudiées, parmi ces solutions l'utilisation d'une turbine de détente, la compression multi-étagée,

l'utilisation d'un éjecteur, l'utilisation d'un variateur de fréquence, le contrôle de la composition et le refroidissement de la compression.

Dans le cas du R-32, il est remarquable que les plus grandes pertes exergétiques qui pénalisent le COP du GRE sont au niveau du compresseur et il est remarquable aussi que le R-32 présente des températures et des pressions de refoulement très élevées et critiques à hautes températures ambiantes comme le montrent le Tableau 3, la Figure 10 et la Figure 11. D'où la compression refroidie est retenue comme la solution la plus adéquate pour l'amélioration des performances énergétiques du GRE et pour réduire la température de refoulement très élevée pour le R-32. La sélection de la compression refroidie n'élimine pas le fait que les autres solutions proposées par la littérature permettent aussi d'améliorer l'efficacité énergétique du GRE, ces solutions pouvant s'ajouter à la compression refroidie.

Alors, dans le chapitre suivant, la compression refroidie est modélisée pour évaluer le potentiel d'amélioration qu'elle présente sur les performances énergétiques du GRE surtout au niveau de la compression et de la température de refoulement. De même, une étude paramétrique est réalisée en utilisant ce modèle pour identifier les paramètres clés permettant d'obtenir l'effet recherché. La maîtrise de ces paramètres clés est l'objet du chapitre 3 dont les résultats permettent de définir les caractéristiques du système de refroidissement qui est présenté en chapitre 4.

Chapitre 2

Etude de la compression refroidie à l'aide d'une injection d'huile au niveau du compresseur

Dans le chapitre 1, différents remplaçants du R-410A sont testés. Le seul parmi ces réfrigérants qui a permis de maintenir ou d'augmenter la puissance frigorifique du GRE par rapport à celle du GRE fonctionnant avec le R-410A est le R-32. Mais, l'utilisation du R-32 conduit à des températures de refoulement très élevées et critiques surtout à hautes températures ambiantes. Aussi, pour le R-32 le COP a diminué par rapport au R-410A. Ainsi, une solution de compression refroidie représenterait un grand potentiel d'amélioration surtout pour le R-32.

Dans ce chapitre, la compression refroidie est étudiée par modélisation pour évaluer le potentiel qu'elle représente aussi bien pour réduire la température de refoulement à la sortie du compresseur et pour améliorer les performances énergétiques du système en réduisant la puissance électrique consommée par le compresseur. Alors, les différents moyens permettant de refroidir la compression et les facteurs influençant l'efficacité de ces solutions sont étudiés dans ce qui suit.

2.1.Revue historique sur les travaux menés sur la compression refroidie

La compression refroidie fut l'objet de différentes études dans le but d'améliorer les performances des PACs ou d'atténuer la température de refoulement du compresseur. De très hautes températures de compression peuvent causer des nombreux problèmes techniques (tenue physico-chimique des réfrigérants, lubrification, performances du compresseur, ...).

La compression peut être refroidie en réalisant une compression multi-étagée avec refroidissement intermédiaire. Mais, cette structure est utilisée surtout pour les systèmes à très grandes puissances et elle reste chère surtout pour être appliquée à un système de faible puissance.

Une variante de la compression multi-étagée avec refroidissement intermédiaire est la compression bi-étagée avec injection intermédiaire de réfrigérant qui par mélange avec le refoulement du premier étage refroidit la vapeur entrant au deuxième étage.

Le refroidissement de la compression à travers les parois de la chambre de compression est aussi l'une des solutions. Mais, ce refroidissement reste limité par les coefficients d'échange entre le gaz et la paroi et par la surface de la paroi.

En dehors, de ces solutions, la plupart des travaux s'interessent à l'injection d'un liquide (le plus souvent l'huile de lubrification) dans la chambre de compression ou à l'aspiration du compresseur.

En effet, Peterson et al. [30] ont construit un modèle thermodynamique de compresseur à palettes. Dans leur modèle, ils ont considéré que le seul transfert thermique que fait le gaz dans le compresseur est avec l'huile de lubrification dans la chambre de compression et que ce transfert est proportionnel au volume de la chambre en supposant la présence de gouttelettes d'huile ou de brouillard d'huile ce qui augmente la surface d'échange. Finalement, ils ont conclu que l'échange entre le gaz et l'huile est inefficace sauf dans le cas d'une compression à deux étages où le mélange entre le gaz et l'huile dans le passage d'un étage à l'autre permet de refroidir le gaz.

Zweifel [31] permet dans son brevet d'augmenter l'efficacité de la compression et de diminuer sa température dans un compresseur rotatif à un ou plusieurs étages et à injection de liquide dans la chambre de compression pour le refroidissement. Il a amélioré l'injection de l'huile en augmentant le nombre des injecteurs, en diminuant le diamètre d'injection (entre 0.3 et 1.2 mm) et en optimisant la position des injecteurs. Alors, il a réussi à avoir une atomisation plus fine de l'huile et une meilleure homogénéisation du mélange air-huile ce qui rend le refroidissement plus efficace.

Singh et al. [32] ont utilisé dans une modélisation d'un compresseur à vis le même modèle d'échange entre le gaz et l'huile de lubrification que Peterson et al. [30]. Mais, ils ont considéré que cet échange est faible à cause du temps de résidence faible dans la chambre de compression et que le refroidissement du gaz a lieu essentiellement dans le tuyau de refoulement.

Selon Singh et al. [33], l'efficacité thermodynamique des compresseurs à vis avec huile dépend largement du transfert de chaleur entre le gaz et l'huile. Dans leur modèle mathématique, ils supposent que l'huile est injectée sous forme de gouttelettes sphériques non-interactives. Ils estiment que théoriquement le passage d'une compression polytropique de l'air ($n < 1.4$) à une compression quasi isotherme permet un gain de 15 à 20 % en efficacité. Pour augmenter la surface d'échange entre l'huile et le gaz il faut atomiser l'huile pour avoir des gouttelettes fines (brouillard). Ils estiment le temps de résidence de l'huile dans le compresseur de 1 à 2 ms. Dans leur modèle, le transfert thermique est régit par l'équation (9) où le coefficient d'échange est déterminé par l'équation (11) donnée par Ranz et al. [34].

$$Q = h_c A_p \Delta T \tag{9}$$

Avec:

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{6} \tag{10}$$

$$\frac{h_c d_p}{\lambda_g} = 2 + 0.6 Re^{0.5} Pr^{0.33} \tag{11}$$

Pour le calcul du diamètre de gouttelettes après plusieurs éclatements, ils utilisent l'équation (12) qui est donnée par Isshiki [35].

$$\left(\frac{d}{d_o}\right)^{0.25} = \frac{1.9}{We_o^{0.25}} + 0.315 \left(\frac{\rho_g}{\rho_p}\right)^{1.5} C_{D,o} We_o^{0.125} ln\left(\frac{d}{d_o}\right) \tag{12}$$

Où l'indice o réfère à l'orifice et C_D est le coefficient de traînée qui est considéré égal à 1.

Leur étude montre une amélioration des performances de 7% pour des gouttelettes de 1000 µm et de 8.3% pour des gouttelettes de 100 µm et une diminution de la température.

Haberschill et al. [36] ont étudié dans un modèle théorique (où ils supposent que le gaz est un gaz parfait idéal) le refroidissement des compresseurs à piston de PAC par injection de liquide pendant la compression. Ils trouvent que pour l'injection d'une masse équivalente à 22% de la masse aspirée et à une position particulière de la course du piston, la température maximale est réduite de 125 °C à 68 °C soit une réduction de 57 °C, avec une chute du COP de 0.5% et une augmentation inférieure à 1% du travail consommé par le compresseur. Cela leur permet de réduire la surface du condenseur d'environ 30%.

Blaise et al. [37] ont étudié expérimentalement l'influence d'une injection d'huile pour une PAC fonctionnant avec un compresseur à vis. Dans cette expérience il y a deux débits d'huile contrôlés, l'un pour la lubrification des paliers et l'autre pour le refroidissement et pour l'étanchéité et il est injecté directement dans le compresseur. Ils ont trouvé qu'en augmentant le débit de l'huile de refroidissement le rendement volumétrique augmente, mais le rendement isentropique du compresseur ne varie pas, l'effet de cette augmentation sur le COP est négligeable. Alors que l'augmentation du débit de l'huile de lubrification des paliers cause une diminution du rendement volumétrique et du rendement isentropique du compresseur.

Stosic et al. [38] ont développé un modèle mathématique de l'effet de l'huile sur un compresseur à vis. Dans ce modèle, le coefficient d'échange de chaleur entre le gaz et la carcasse du compresseur et le rotor est donné par l'équation (13) et l'échange thermique entre le gaz et les gouttelettes d'huile est donné par l'équation (14).

$$Nu_{paroi} = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (13)$$

$$Q = h_c A_p (T - T_o) \quad (14)$$

Avec:

$$Nu_{goutte} = 2 + 0.6Re^{0.6}Pr^{0.33} \quad (15)$$

Où la vitesse de l'huile dans le nombre de Reynolds est déterminée par le débit massique injecté à travers l'orifice de diamètre D.

En même temps, le bilan sur l'huile implique cet échange thermique, et il est décrit par l'équation (16).

$$Q = m_o c_{p,o} \frac{dT_o}{dt} \quad (16)$$

Où T_{ob} est la température de l'huile évoluant tout au long de la compression.

Ils ont trouvé que la différence de température entre l'huile et le gaz reste inférieure à 1.5 °C pour un diamètre de gouttelettes arrivant à 1 mm. La température d'injection de l'huile a un effet important sur la température de refoulement, plus elle est faible plus le gaz est refroidi. Par contre, le type de l'huile (en termes de viscosité) n'a pas beaucoup d'influence sur la température de refoulement, mais il influence plus fortement le rendement volumétrique et le rendement isentropique du compresseur.

Stosic et al. [39] ont eu dans leur expérience concernant l'effet d'une injection d'huile sur le travail d'un compresseur à vis une réduction entre 2.76 % et 7% du travail consommé par un compresseur de puissance 75 kW pour une injection d'huile optimisée (débit réduit) par l'optimisation du diamètre et de la position de l'orifice d'injection. Dans leur étude, ils mentionnent un effet de l'huile sur le refroidissement de l'air durant la compression et qui est influencé par la taille des gouttelettes, la température, la position et la vitesse de l'injection et la viscosité de l'huile. Ils ont calculé le SMD (diamètre moyen de Sauter) à l'aide de l'équation (17).

$$r = 0.0183 \left(\frac{\rho_o \sigma_o}{\rho^{0.5} W}\right) \left(1 + \frac{m}{m_o}\right)^{0.7} \quad (17)$$

Où W est la vitesse d'injection de l'huile.

L'échange thermique entre le gaz et l'huile est régi par les équations (14), (15) et (16). Leurs résultats expérimentaux ont montré que l'optimisation de l'injection de l'huile a permis de réduire la température de refoulement de 30 °C.

Sakuda et al. [40] ont étudié un nouveau système d'alimentation d'huile pour améliorer les performances d'un compresseur scroll d'un système de conditionnement d'air. Selon eux, un faible débit d'huile augmentera les fuites dans le compresseur et un large débit d'huile causera un chauffage du réfrigérant à l'aspiration ce qui conduira à une réduction du débit de réfrigérant. En réduisant le débit d'huile, la puissance frigorifique fournie a augmenté et la puissance consommée par le compresseur a diminué et ainsi, le COP est amélioré d'environ 1% en diminuant jusqu'au quart le débit d'huile conventionnel.

Hiwata et al. [41] ont étudié l'effet de la quantité de l'huile injectée dans la chambre de compression sur la performance d'un compresseur scroll fonctionnant avec le CO_2. Ils ont trouvé un rendement volumétrique maximal de 71.75% et une température de refoulement minimale de 71.4 °C (elle est de 71.8 °C sans injection d'huile) pour une injection d'huile équivalente à 5.4% du débit massique de réfrigérant. De même, pour les mêmes conditions expérimentales, le COP était maximal pour ce débit d'huile, le COP a augmenté d'environ 5.3% par rapport au système sans injection d'huile. Pour d'autres conditions expérimentales, le débit d'huile optimal était entre 2 et 15% du débit massique du réfrigérant, le débit d'huile optimal en pourcentage massique varie inversement au débit de réfrigérant.

Toublanc et al. [42] ont étudié théoriquement un cycle CO_2 transcritique. Ils ont montré que le cycle à compression isotherme réduit le rejet de chaleur au niveau du refroidisseur de gaz de 10% de moins que le cycle conventionnel et que la compression isotherme réduit le travail mécanique du compresseur plus que la compression isentropique. Sous les mêmes conditions de haute pression, ils ont eu un COP de 6.5 pour un cycle avec compression isotherme contre un COP de 3.8 pour une compression isentropique.

Bell et al. [43] ont réalisé une injection d'huile dans un compresseur scroll conçu pour fonctionner avec du R-410A sur un GRE. L'huile POE est injectée à travers des ports directement dans la chambre de compression après la fin de l'aspiration. Ils ont remarqué qu'il y a un équilibre thermique entre le gaz et l'huile au refoulement, ceci en installant cinq capteurs de température en différentes dispositions au niveau de la sortie du compresseur. Avec l'augmentation du débit d'huile injecté, le rendement isentropique du compresseur augmentait progressivement, de même pour le débit de réfrigérant ce qui était dû au fait du refroidissement du réfrigérant dans la chambre d'aspiration parce que la suite de la compression est plus isotherme. La température de refoulement diminue de manière monotone en augmentant le débit d'huile (elle diminue d'environ 17 °C pour un débit d'huile de 5% du débit massique total). Par contre la consommation du compresseur reste constante jusqu'une fraction massique de l'huile de 0.25 à partir de laquelle elle augmente pour se stabiliser

une autre fois. En refroidissant l'huile jusqu'à 35 °C (température interne), la température de refoulement diminue d'environ 37 °C pour une fraction massique de l'huile de 0.363.

Ramaraj et al. [44] ont testé expérimentalement l'injection d'huile POE dans un compresseur scroll fonctionnant avec du R-410A et noyé dans l'huile sur un banc d'essai similaire à celui décrit par Bell et al. [43]. Ils ont trouvé que l'injection d'huile permet d'augmenter le débit de réfrigérant et de diminuer fortement la température de refoulement. Le rendement volumétrique augmente avec l'injection d'huile grâce à la réduction des fuites. Le rendement isentropique atteint un maximum pour un rapport de débit massique de l'huile de 10% et il diminue à grands débits d'huile à cause des grandes pertes de charge à l'aspiration et au refoulement. Ils ont aussi créé un modèle semi-empirique permettant de simuler la puissance consommée par le compresseur, le débit massique et la température de refoulement pour différents débits d'huile.

Alors, une injection d'huile paraît une des solutions les plus intéressantes pour refroidir la compression et pour améliorer les performances dans le but d'avoir un système plus performant d'une part et de donner plus d'avantages aux remplaçants du R-410A surtout ceux qui sont caractérisés par une température de refoulement élevée d'autre part et en particulier le R-32. Cependant, mal maitrisée, celle-ci a un effet contraire comme l'ont montré certaines des études citées ci-avant.

Pour déterminer les paramètres clés à contrôler pour avoir un effet positif de l'injection d'huile, un modèle simplifié est réalisé et une étude paramétrique en utilisant ce modèle est effectuée.

2.2.Interactions huile-gaz lors de la compression

2.2.1. Echanges entre l'huile et le réfrigérant

Durant la compression, l'huile de lubrification injectée et le réfrigérant entrent en contact ce qui implique un échange entre les deux fluides. D'une part il y a un échange de chaleur causé par la différence de température entre le gaz et l'huile et d'autre part il y a un échange de matière (absorption et désorption du gaz par l'huile) causé par l'évolution des conditions d'équilibre (température et pression) durant la compression. En outre, chacun de ces deux échanges a une influence sur l'autre, puisque l'un varie les conditions d'équilibre de l'autre. Le refroidissement de la compression par une injection d'huile s'il a lieu, c'est à l'aide de ces échanges.

L'huile utilisée dans cette étude est l'huile POE (Emkarate RL32-3 MAF) dont les propriétés sont données en Annexe B.

2.2.1.1. Echange de masse

L'huile POE et les réfrigérants étudiés sont bien miscibles. L'huile POE est parfaitement miscible avec les HFCs selon plusieurs références parmi lesquelles Youbi-Idrissi [45] et Rapin et al. [46]. Par exemple, selon Kang et al. [47] cités par Youbi-Idrissi [45], le R-410A, le R-32 et le R-125 sont miscibles dans l'huile POE jusqu'une fraction massique de 42% de réfrigérant dans le mélange huile/réfrigérant et pour des températures comprises entre -40 et 90 °C. Selon Leck [48] le R-1234yf a une large marge de miscibilité dans le POE. De même selon Smith [49], le R-1234yf est miscible dans le POE 32 pour des rapports massiques réfrigérant/huile inférieures à 65% et il n'y a pas d'immiscibilité entre le R-1234ze et le POE 32 comme le cas du R-134a.

Durant la compression, il y a une évolution de la température et de la pression, donc les conditions d'équilibre entre le gaz et l'huile varient. Alors, la concentration de saturation du gaz dissout dans l'huile évolue. Dans la littérature, plusieurs travaux traitent la solubilité des réfrigérants dans les huiles de lubrification. Des résultats de travaux expérimentaux déjà réalisés sont pris de la littérature et utilisés pour tirer des relations donnant la concentration de saturation de certains réfrigérants dans l'huile POE utilisée.

Un coefficient de Henry massique est déterminé selon l'équation (18) à partir de la pression partielle du composant et de la fraction massique du gaz dissout.

$$K_H = \frac{P_i}{x_i} \tag{18}$$

Par la suite les coefficients de l'équation (19) donnant le coefficient de Henry en fonction de la température et de la pression sont déterminés en fonction de données expérimentales prises de la littérature.

$$K_H = c_0 + c_1 T + c_2 T^2 + c_3 T^3 + c_4 TP + c_5 P + c_6 P^2 \tag{19}$$

Ces coefficients sont donnés dans le Tableau 4. Ils sont déterminés pour la dissolution dans le POE du R-134a (-20 °C < T < 120 °C, 5% < x_i < 48% et écart maximal de 10%) à partir des données de Grebner et al. [50], du R-32 (10 °C < T < 60 °C et 5% < x_i < 60%) et du R-125 (-10 °C < T < 60 °C et 6% < x_i < 33%) à partir des données de Youbi-Idrissi [45].

Réfrigérant	c_0	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6
R-134a	7.205e7	-7.188e5	2.277e3	-2.179	2.314e-2	-8.581	-7.548e-8
R-125	2.354e7	-2.062e5	4.714e2	0	4.611e-2	-1.426e1	-5.804e-7
R-32	-4.818e7	2.850e5	-3.226e2	0	1.146e-1	-3.415e1	-1.138e-6

Tableau 4: Coefficients de l'équation (19) pour la dissolution du R-134a, le R-125 et le R-32 dans l'huile POE étudiée.

Pour étudier la diffusion du réfrigérant dans les gouttelettes d'huile, les gouttelettes sont assimilées à des sphères. La diffusion de matière (loi de Fick) en coordonnées sphériques qui est analogue à celle de la diffusion de chaleur est décrite par l'équation (20).

$$\frac{\partial C}{\partial t} = \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(CDr^2\frac{\partial x}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2\sin\theta}\frac{\partial}{\partial \Phi}\left(CD\frac{\partial x}{\partial \Phi}\right) + \frac{1}{r^2\sin\theta}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(CD\sin\theta\frac{\partial x}{\partial \theta}\right) + \dot{N} \qquad (20)$$

En supposant que le coefficient de diffusion D est constant et uniforme dans toute la gouttelette et en supposant que le gradient de concentration n'est dépendant que du rayon, la sphère est composée de couches ayant une seule concentration par couche. L'équation (20) peut être simplifiée par l'équation (21).

$$\frac{\partial C}{\partial t} = D\left(\frac{\partial^2 C}{\partial r^2} + \frac{2}{r}\frac{\partial C}{\partial r}\right) \qquad (21)$$

Le schéma présenté dans la Figure 13 montre la discrétisation spatiale de la gouttelette afin de traiter numériquement le problème.

En discrétisant spatialement l'équation (21) avec un schéma numérique d'ordre deux, l'équation de la diffusion s'écrit sous la forme suivante:

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} = D\left(\frac{C_{i+1} - 2C_i + C_{i-1}}{\Delta r^2} + \frac{2(C_{i+1} - C_i)}{\Delta r\big((i-1)\Delta r\big)}\right) \qquad (22)$$

Avec:

$$\Delta r = R/n_r \qquad (23)$$

Où R est le rayon de la gouttelette d'huile et n_r est le nombre de mailles.

Les conditions aux limites sont une condition de Dirichlet sur la surface externe et flux nul à la surface interne. Ces conditions aux limites sont représentées par les équations (24) et (25) respectivement.

$$C_{nr} = C_s \quad (24)$$

$$C_2 = C_1 \quad (25)$$

A l'instant initial t = 0, la concentration C = C_0 (C_0 est la concentration initiale homogène du gaz dissout dans l'huile) pour 0 < r < R.

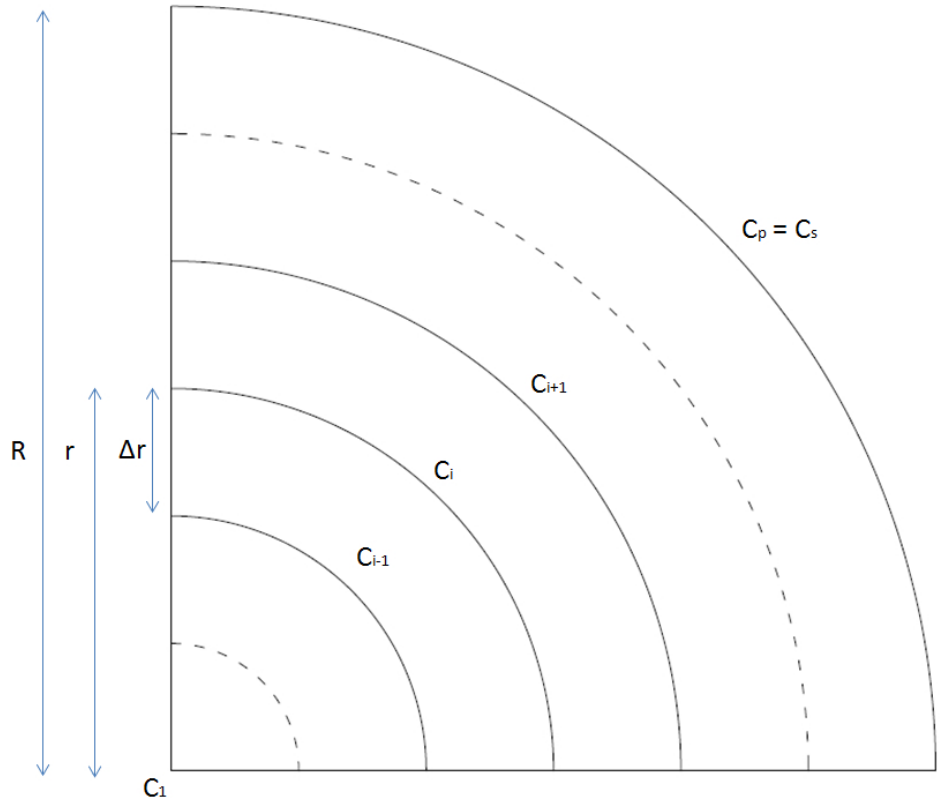


Figure 13: Schéma de discrétisation 1D de la géométrie sphérique représentant une gouttelette d'huile.

Le coefficient de diffusion dépend en réalité de la concentration, mais dans ce cas il est considéré constant comme un coefficient de diffusion apparent ou effectif de manière similaire à ce qui est proposé par Yokozeki [51] qui a trouvé que ce coefficient de diffusion apparent permet de s'approcher des résultats expérimentaux. De même, Yokozeki [51] a trouvé que le R-134a est bien plus soluble que le R-125 et le R-32 dans une huile POE68 pour une pression supérieure à 2 bars. En outre, il trouve en analysant des données expérimentales le coefficient de diffusion du R-134a dans l'huile POE68 en fonction du rapport massique du réfrigérant dissout dans l'huile selon l'équation (26). Selon Yokozeki [51], le coefficient de diffusion du R-134a dans l'huile POE 68 à 4.46 bars est de 2.016e-9 m^2/s contre 1.422e-9 et 1.796e-9 pour le R-125 et le R-32 respectivement sous la même pression.

$$lnD = -20.485 + 2.114x_R \quad (26)$$

D'où il est possible de constater que le R-134 est à la fois plus soluble et plus diffusif que le R-32 et le R-125 dans l'huile POE.

Pour le compresseur scroll du GRE utilisé dans le travail expérimental, la durée de la compression est calculée afin de déterminer le temps de contact entre une gouttelette d'huile et le réfrigérant. Ainsi, la durée de la compression est égale à 3.6e-4 s pour une fréquence de 50 Hz et en considérant que la particule absorbée par le compresseur nécessite 1.8 tours pour être refoulée. En admettant un coefficient de diffusion du R-134a de 2e-9 m^2/s. L'équation (21) est résolue comme montré dans la Figure 14 et la Figure 15 pour ces données et pour deux gouttelettes d'huile de diamètres 2.5 et 25 µm respectivement.

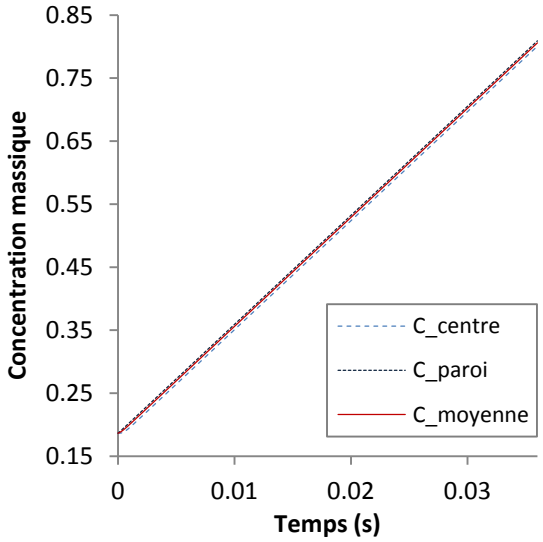


Figure 14: Evolution et profil de la concentration de R-134a dissout dans une gouttelette d'huile de diamètre 2.5 µm durant la compression.

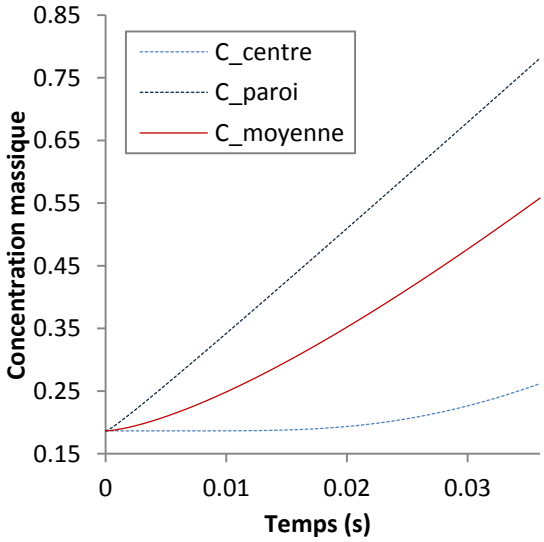


Figure 15: Evolution et profil de la concentration de R-134a dissout dans une gouttelette d'huile de diamètre 25 µm durant la compression.

Il est remarquable qu'avec l'augmentation du diamètre des gouttelettes, la variation de la concentration à l'intérieur des gouttelettes s'accroît. L'équation (27) permet de calculer une concentration adimensionnée qui représente un rapport entre la différence de concentration entre la paroi et le centre d'une part et la paroi et la moyenne d'une autre part.

$$C^* = \frac{C_s - C_{moyenne}}{C_s - C_1} \tag{27}$$

Pour un diamètre de 2.5 µm C^* = 0.5, tandis que pour un diamètre de 25 µm C^* varie de 0.055 à t = 0 à 0.44 à t = 0.036 s.

Ainsi, il est remarquable que pour des diamètres de gouttelettes de l'ordre de 25 µm, un important gradient de concentration du R-134a dissout dans l'huile est présent. Ce gradient est encore certainement plus grand pour le R-32 et le R-125 puisqu'ils ont des coefficients de diffusion dans l'huile plus faibles que celui du R-134a.

2.2.1.2. Echange de chaleur

L'échange de chaleur entre l'huile et le gaz dépend de la surface d'échange, du coefficient d'échange de chaleur et de la différence de température entre les deux fluides. En supposant que l'huile circule pendant la compression sous forme de gouttelettes sphériques, l'échange de chaleur entre l'huile et le gaz est décrit par l'équation (14).

En faisant l'hypothèse que l'injection d'huile a lieu sous forme de gouttelettes sphériques circulant à la même vitesse que le gaz ce qui est moins favorable pour un échange thermique efficace, l'échange entre les deux fluides se fait par convection naturelle. Dans ce cas, le coefficient d'échange est calculé selon l'équation (28) de Churchill [52] citée par Incropera et al. [53] pour $Pr \geq 0.7$ et $Ra_D \leq 10^{11}$ ou par l'équation (29) proposée par Pelletret et al. [54] pour $Pr \approx 1$ et $Gr < 10^8$.

$$Nu_D = 2 + \frac{0.589 Ra_D^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.469}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \tag{28}$$

$$Nu = 2 + 0.45 Gr^{1/4} Pr^{1/3} \tag{29}$$

Avec:

$$Nu = \frac{h_c L_c}{\lambda} \tag{30}$$

$$Ra = Gr.Pr \tag{31}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha} \tag{32}$$

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L_c^3 \rho^2}{\mu^2} \tag{33}$$

Dans le cas des gouttelettes, la dimension caractéristique qui apparaît dans les nombre de Nusselt et de Grashof est le diamètre des gouttelettes. Ainsi, pour des gouttelettes très fines (diamètre tend vers 0), le nombre de Nusselt tend vers 2.

Pour savoir si la température de la gouttelette peut être considérée homogène ou pas, il faut calculer le nombre de Biot qui est donné par l'équation (34).

$$Bi = \frac{h_c L_{c,Bi}}{\lambda_{liq}} \tag{34}$$

Où la longueur caractéristique relative au nombre de Biot est donnée par l'équation (35).

$$L_{c,Bi} = \frac{Volume}{Surface} \tag{35}$$

Le nombre de Biot permet de faire la distinction entre les corps minces (Bi < 0.1) qui sont considérés thermiquement homogènes et les corps épais (Bi > 0.1) qui ne sont pas thermiquement homogènes. Dans le cas de l'hypothèse de gouttelettes sphérique, $L_{c,Bi}$ = diamètre/6.

Le Tableau 5 présente l'ordre de grandeur du nombre de Biot et du coefficient d'échange thermique par convection pour des gouttelettes de diamètre 100 µm et pour une différence de température de 5 °C entre le R-410A et l'huile pour les deux conditions C1 (T = 278.13 K et P = 8.5739 bars) et C2 (T = 316.08 K et P = 18.692 bars) qui ressemblent aux conditions de température et de pression respectivement à l'entrée et à la sortie du compresseur. Dans le Tableau 6 le même calcul est présenté pour l'échange thermique entre le R-32 et des gouttelettes d'huile de diamètre 100 et 40 µm et pour les conditions C3 (T = 287.35 K et P = 8.23 bars) et C4 (T = 374.15 K et P = 29.00 bars) qui sont des données expérimentales prises d'essais réalisés et dont les résultats sont exploités également au chapitre 4.

	Nu		h		Bi	
	C1	C2	C1	C2	C1	C2
Incropera	4.0	4.6	496	751	0.07	0.17
Pelletret	3.9	4.5	485	732	0.07	0.17

Tableau 5: Ordre de grandeur du nombre de Nusselt, du coefficient d'échange thermique convectif entre des gouttelettes d'huile de diamètre 100 µm et le R-410A et du nombre de Biot pour les deux conditions C1 et C2.

	diamètre (µm)	Nu		h		Bi	
		C3	C4	C3	C4	C3	C4
Incropera	100	3.6	4.2	447	874	0.06	0.19
Pelletret	100	3.5	4.1	438	853	0.06	0.19
Incropera	40	2.8	3.1	870	1610	0.05	0.14
Pelletret	40	2.8	3.1	859	1590	0.05	0.14

Tableau 6: Ordre de grandeur du nombre de Nusselt, du coefficient d'échange thermique convectif entre des gouttelettes d'huile de diamètre 100 et 40 µm et le R-32 et du nombre de Biot pour les deux conditions C3 et C4.

Alors, dans cet exemple, sous les conditions de C1 et C3 le nombre de Biot est inférieur à 0.1 et sous les conditions C2 et C4 le nombre de Biot est supérieur à 0.1. Donc, pour des conditions similaires à celles de C1 et C3 la température de l'huile peut être considérée uniforme. Pour les conditions de C2 et C4, le nombre de Biot est supérieur à 0.1, où il atteint 0.19 et 0.17 respectivement pour l'échange thermique entre le R-32 et le R-410A et les gouttelettes d'huile de diamètre 100 µm. Pour l'échange thermique entre le R-32 et les gouttelettes d'huile de diamètre 40 µm le nombre de Biot est réduit à 0.14 sous les conditions de C4. L'effet du diamètre sur le nombre de Biot est remarquable, en réduisant le diamètre des gouttelettes d'huile de 100 à 40 µm, le nombre de Biot passe respectivement de 0.06 à 0.05 pour les conditions de C3 et de 0.19 à 0.14 pour les conditions de C4.

Mais, l'échange de chaleur est couplé aussi avec le transfert de masse et un certain mouvement relatif entre le gaz et les gouttelettes d'huile et compte tenu de la faible valeur du nombre de Biot même si elle dépasse la limite de 0.1 on pourra considérer l'hypothèse d'une température des gouttelettes d'huile uniforme pour des diamètres de gouttelettes de l'ordre de grandeur de celui des diamètres étudiés dans ce cas.

Pour plus de certitude, un calcul de la diffusion thermique est réalisé de façon similaire à celui fait dans le paragraphe précèdent pour la diffusion de matière. L'équation de la diffusion thermique est simplifiée comme pour le cas de la diffusion de la matière, elle est donnée par l'équation (36) qui est discrétisée spatialement selon un schéma numérique d'ordre deux pour donner l'équation (38).

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \tag{36}$$

Où α est le coefficient de diffusion thermique donné par l'équation (37).

$$\alpha = \frac{\lambda_{liq}}{\rho_{liq} c_{p,liq}} \tag{37}$$

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} = \alpha \left(\frac{T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}}{\Delta r^2} + \frac{2(T_{i+1} - T_i)}{\Delta r\big((i-1)\Delta r\big)} \right) \tag{38}$$

De même, la température adimensionnée T^* est définie de façon analogue à celle de C^* selon l'équation (39).

$$T^* = \frac{T_s - T_{moyenne}}{T_s - T_1} \tag{39}$$

La Figure 16 et la Figure 17 montrent la résolution de l'équation (38) pour deux gouttelettes d'huile de diamètre 40 et 100 µm successivement.

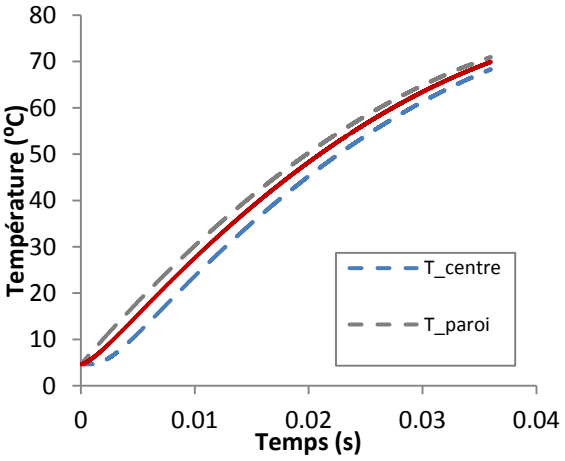


Figure 16: Evolution et profil de la température pour une gouttelette d'huile de diamètre 40 µm durant un cycle de compression.

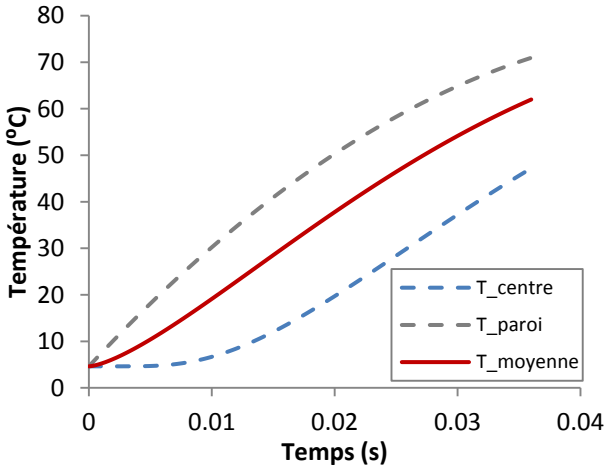


Figure 17: Evolution et profil de la température pour une gouttelette d'huile de diamètre 100 µm durant un cycle de compression.

Pour les deux diamètres de 40 et de 100 µm, T^* atteint une valeur de 0.6 respectivement après 0.02s et 0.01s ce qui est relativement rapide pour une variation continue de la température. Ce résultat est prévu surtout que le nombre de Biot montré dans le Tableau 5 à une valeur moyenne supérieure à 0.1 pour la gouttelette de 100 µm. Cependant, le gradient radial de température est très faible pour la gouttelette de diamètre 40 µm et il devient plus grand pour la gouttelette de 100 µm. Alors, des gouttelettes d'huile ayant un diamètre proche de 40 µm ou inférieur peuvent être considérées des corps thermiquement minces ou à température homogène. Dans la suite de l'étude, par souci de simplification, cette hypothèse est aussi considérée même pour les gouttelettes de tailles supérieures.

2.2.2. Modèle simplifié de compression refroidie avec l'huile

Pour modéliser la compression refroidie avec l'huile, il est nécessaire de déterminer les propriétés et l'état du mélange huile/réfrigérant en tout point pendant la compression.

En considérant un système fermé (sans prendre en compte les fuites dans la chambre de compression), le mélange (gaz + liquide) n'échange pas de masse avec l'extérieur. Ainsi, la conservation de masse est donnée par l'équation (40).

$$\frac{dm_{tot}}{dt} = \frac{dm_{gaz}}{dt} + \frac{dm_{liq}}{dt} = 0 \tag{40}$$

Mais, un échange de masse existe entre le gaz et le liquide. Cet échange est décrit plus tard.

La conservation de l'énergie est donnée par l'équation (41).

$$\frac{dE}{dt} = \delta W + \delta Q \tag{41}$$

En considérant une compression adiabatique, δQ=0 et l'équation de conservation de l'énergie devient:

$$\frac{dE}{dt} = \delta W \tag{42}$$

Où δW est la puissance élémentaire effectuée par le compresseur sur l'ensemble de la masse.

2.2.2.1. Calcul des propriétés thermophysiques du mélange

La masse volumique apparente du mélange est calculée selon l'équation (43) ou selon l'équation (44).

$$\rho_m = x_{huile}\rho_{huile} + (1 - x_{huile})\rho_{RL} \tag{43}$$

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{x_{huile}}{\rho_{huile}} + \frac{1 - x_{huile}}{\rho_{RL}} \tag{44}$$

Selon Yan et al. [55], l'équation (44) est plus précise que l'équation (43) pour des températures entre -35 et 20 °C pour des mélanges de R22/SW46 et R134a/SW46. Selon Youbi-Idrissi [45], l'équation (44) a plus de sens physique parce qu'elle exprime l'addition des volumes massiques. De même, Lebreton et al. [56] utilisent cette dernière équation.

La conductivité thermique apparente et la chaleur spécifique apparente du mélange sont données respectivement par les équations (45) et (46).

$$\lambda_m = (1 - x_{RL})\lambda_{huile} + x_{RL}\lambda_{RL} \tag{45}$$

$$c_{p,m} = (1 - x_{RL})c_{p,huile} + x_{RL}c_{p,RL} \quad (46)$$

2.2.2.2. Définition du rendement de compression polytropique

Pour la modélisation de la compression, il faut noter que le rendement isentropique d'une compression discrétisée temporellement diffère légèrement de celui calculé à l'aide de l'équation (8), parce que dans le diagramme thermodynamique (T,s par exemple) les courbes isobares ne sont pas équidistantes, dans ce cas on parle de rendement polytropique. Ceci est montré dans la Figure 18 pour un exemple de compression du R-410A d'une pression de 8.66 bars et d'une température de 4.4 °C à une pression de 31.59 bars et une température de 88.0 °C. Le rendement isentropique global de cette compression est de 65.06% et pour atteindre le même point de fin de compression le rendement polytropique est de 68.62%.

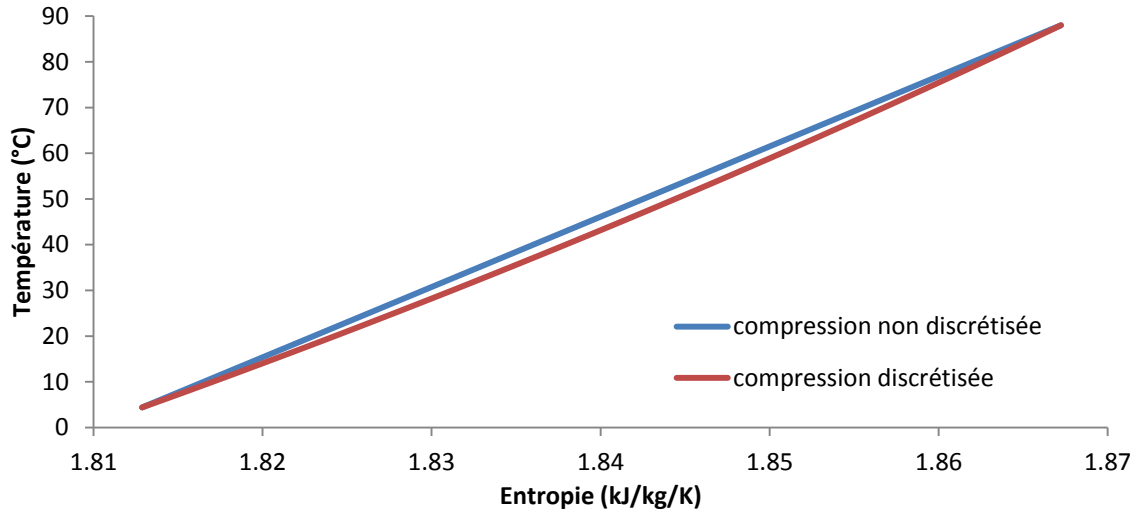


Figure 18: Comparaison entre une compression non discrétisée et une compression discrétisée pour le cas du R-410A.

2.2.2.3. Equations de conservation

Durant la compression, le gaz et le liquide échangent de la chaleur par convection, cet échange dépend de la surface développée entre l'huile et le gaz et du coefficient d'échange thermique et de la différence de température entre les deux fluides selon l'équation (47).

$$Q = m_g \Delta h_g = m_l c_{p,l} \Delta T_l = h_c A_l (T_g - T_l) \quad (47)$$

Avec l'évolution des conditions de température et de pression, les concentrations de saturation varient et elles sont évaluées à l'aide des équations (18) et (19) et des coefficients du Tableau 4. Le

phénomène d'absorption ou de désorption est accompagné d'un transfert thermique dû à la chaleur d'absorption ou de séparation qui doit être prise en compte. Cette chaleur est équivalente à la chaleur latente du réfrigérant selon Fukuta et al. [57] qui ont montré dans leur étude qu'en estimant la chaleur de désorption de l'isobutane de l'huile de réfrigération, leur modèle donne des résultats très proches de ceux des résultats expérimentaux, ceci est traduit par l'équation (48).

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{C_l}\left(h_c A_l \Delta T + \frac{dm_{RL}}{dt}\Delta h_{RLv}\right) \tag{48}$$

Avec:

$$C_l = c_{p,huile} m_{huile} + c_{p,RL} m_{RL} = c_{p,l} m_l \tag{49}$$

Où Δh_{RLv} représente la chaleur de séparation qui est supposée égale à la chaleur latente du réfrigérant.

La masse volumique et la chaleur spécifique du liquide (formé de l'huile et du gaz dissous) sont déterminées par les équations (44) et (46) respectivement. Les caractéristiques de l'huile sont calculées selon les équations donnant les propriétés thermophysiques de l'huile données en Annexe B.

En outre, la composition du gaz est calculée en tenant compte de l'absorption ou de la désorption du réfrigérant dans l'huile. En définissant la fraction massique du réfrigérant dissout dans l'huile par l'équation (50), la masse du réfrigérant dissout en fonction de la masse d'huile est donnée par l'équation (51).

$$x_{RL} = \frac{m_{RL}}{m_{RL} + m_{huile}} \tag{50}$$

$$m_{RL} = m_{huile}\left(\frac{x_{RL}}{1 - x_{RL}}\right) \tag{51}$$

2.2.2.4. Logigramme de résolution

Le modèle décrit ci-dessus et qui sera utilisé par la suite pour simuler la compression refroidie est représenté dans le schéma de la Figure 19.

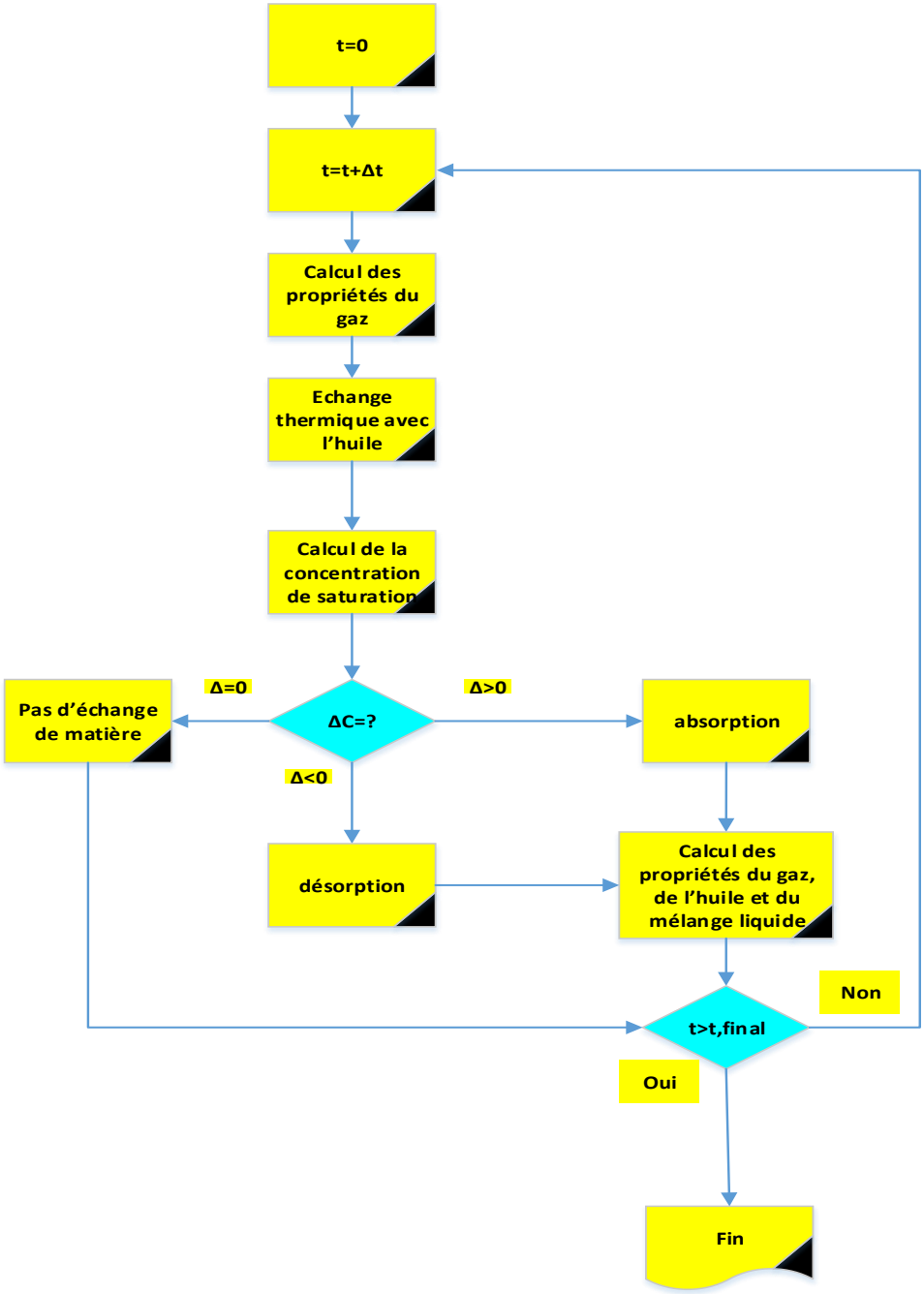


Figure 19: modèle de la compression refroidie par injection d'huile.

2.3.Etude de sensibilité

2.3.1.1. Effet de la qualité et des conditions de l'écoulement de l'huile sur l'échange thermique entre l'huile et le réfrigérant

Pour calculer le coefficient d'échange de chaleur par convection, une étude de sensibilité au diamètre des gouttelettes d'huile est réalisée à l'aide des équations (28) et (29). Les résultats de cette étude sont montrés dans la Figure 20. Les deux équations donnent des coefficients d'échange thermique par convection presque égaux.

Pour des diamètres inférieurs à 50 µm, le coefficient d'échange dépasse les 1000 W/m^2/K et tend asymptotiquement vers l'infini. Alors, pour des petites gouttelettes l'échange est infini et la condition d'équilibre thermique est atteinte.

D'où la grande importance d'avoir un spray très fin ce qui garantit un coefficient d'échange thermique élevé permettant le refroidissement du réfrigérant durant la compression et une surface d'échange élevée entre l'huile et le réfrigérant.

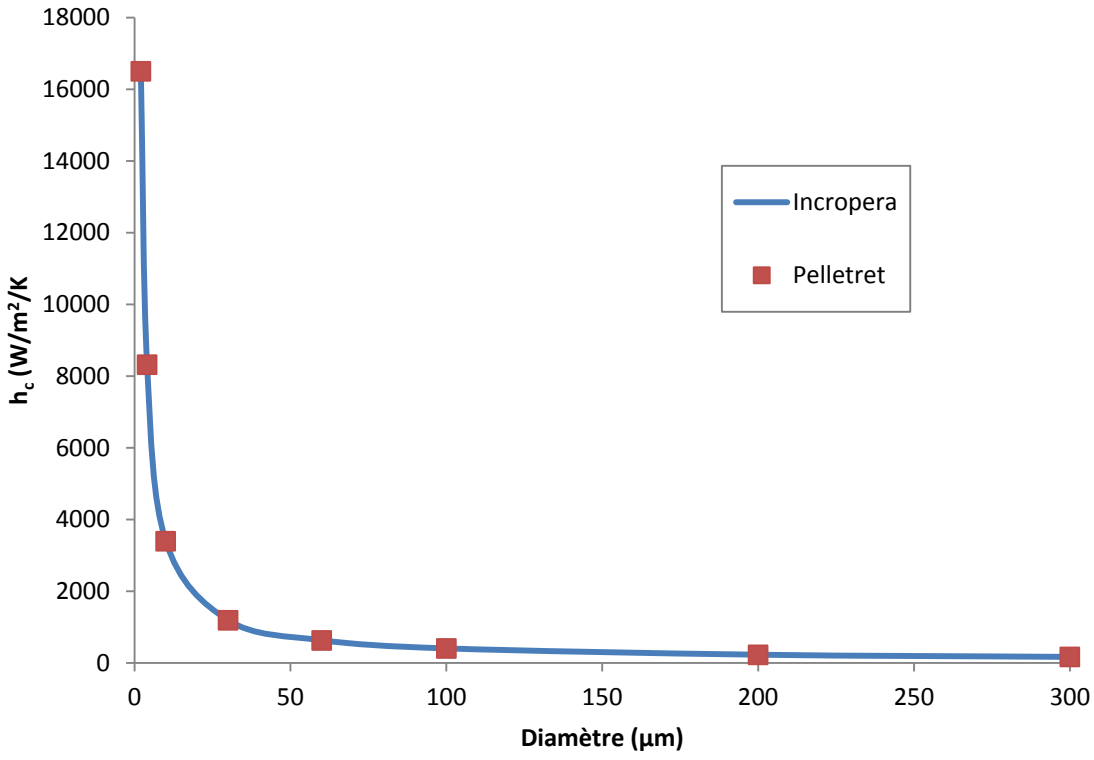


Figure 20: Coefficient d'échange de chaleur par convection entre une gouttelette d'huile et le gaz en fonction du diamètre de la gouttelette d'huile.

2.3.1.2. *Effet du transfert de masse sur la compression refroidie*

La compression avec injection d'un débit massique d'huile équivalent à 5% du débit massique du réfrigérant est étudiée.

Le R-410A est un mélange dont la moitié de la masse est du R-32 et l'autre moitié est du R-125. Le R-32 et le R-125 ont une solubilité et une diffusivité faibles dans l'huile par rapport à celles du R-134a comme montré avant. Pour cette raison et dans le but d'évaluer l'effet du transfert de masse sur la compression refroidie, la compression du R-407C (dont le R-134a constitue 52% de sa masse) est étudiée comme premier cas au lieu du R-32 ou du R-410A.

D'après des données expérimentales, le R-407C entre dans la chambre de compression à une température de 3.8 °C et une pression de 4.33 bars et est refoulé à une température de 80.2 °C et une pression de 19.83 bars. Dans un premier cas, l'échange de matière est pris en compte pour le R-134a surtout puisqu'il est caractérisé par une solubilité et un coefficient de diffusion largement plus grands que ceux du R-125 et du R-32.

Comme le montre la Figure 21, pour des coefficients d'échange élevés l'injection de 5% en masse d'huile permet de réduire la consommation électrique du compresseur de 18% et la température de refoulement de 8 °C. La variation de la fraction massique du R-134a dissout dans l'huile est montrée à la Figure 22, pour des coefficients d'échange thermique élevés, la fraction massique du R-134a dissout dans l'huile est quasi-constante. Pour cela, la compression du R-407C est étudiée dans les mêmes conditions que le cas précédent, mais sans échange de matière, ce cas est représenté à la Figure 23. Le gain sur la consommation d'énergie est de 17% et la température de refoulement est réduite de 7.4 °C.

En comparant les gains dans les deux cas avec et sans échange de masse entre le réfrigérant et l'huile comme dans la Figure 24, sans échange de matière le gain est de 1% plus faible que dans le cas contraire ce qui signifie que les deux cas sont très similaires surtout avec des variations faibles de la concentration massique de réfrigérant dissout.

Ainsi, ces calculs montrent que pour le R-32 et le R-125 la part de l'échange de masse de l'effet d'une injection d'huile pour refroidir la compression sera encore moindre parce que pour le R-32 et le R-125 les concentrations de saturations et les coefficients de diffusion sont inférieurs à ceux du R-134a. Alors, les simulations de la compression refroidie par une injection d'huile dans le cas du R-32 sont réalisées sans considérer l'échange de masse entre l'huile et le réfrigérant.

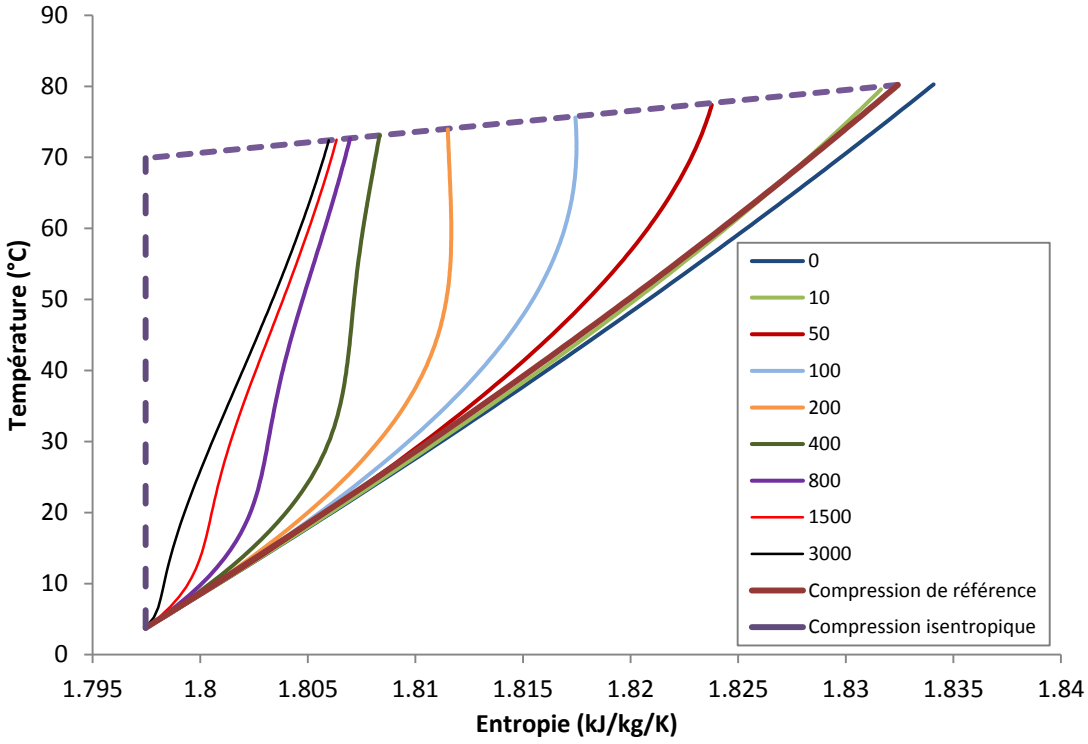


Figure 21: Compression du R-407C avec une injection d'huile de 5% en masse de l'huile, avec un coefficient d'échange de chaleur par convection allant de 0 à 3000 W/m^2/K et avec intégration de la dissolution du R-134a dans l'huile.

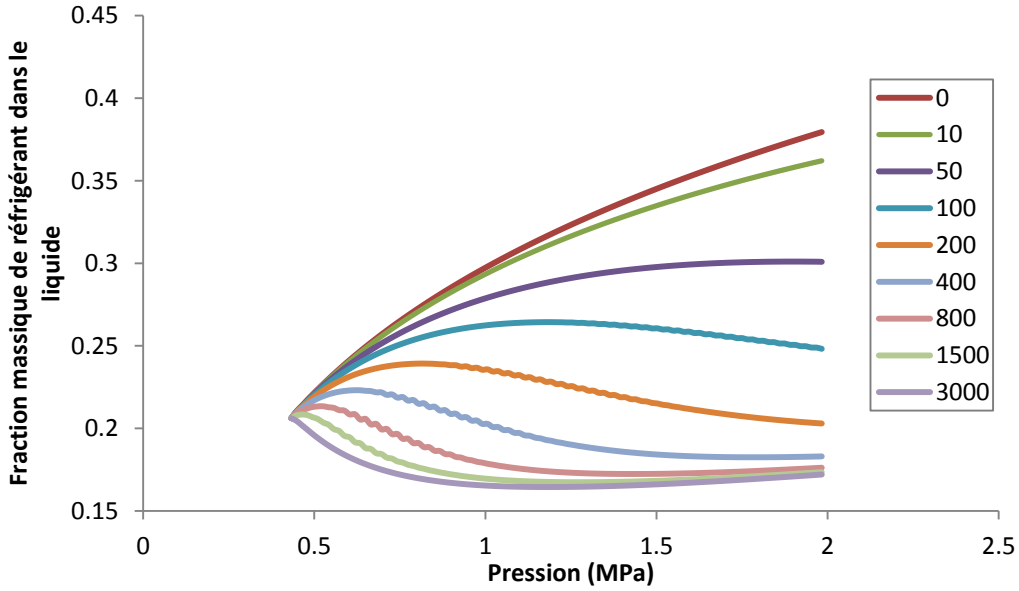


Figure 22: Variation de la fraction massique du R-134a dissout dans l'huile durant le cycle de compression.

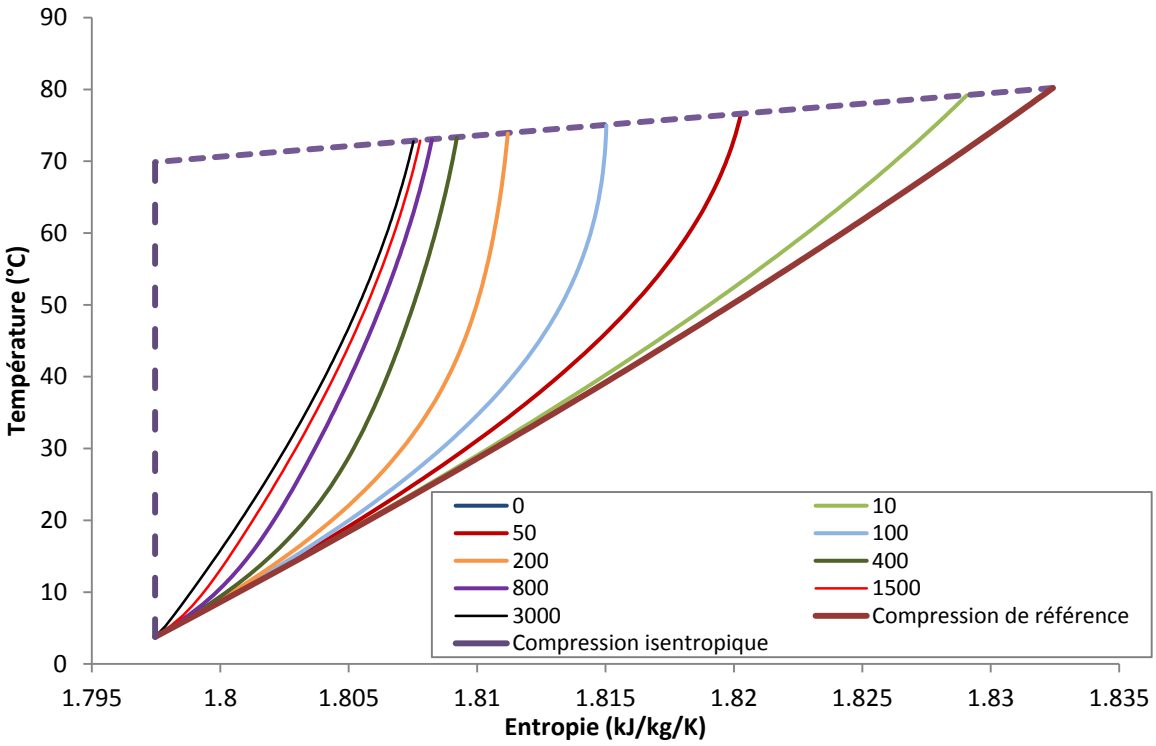


Figure 23: Compression du R-407C avec une injection d'huile de 5% en masse, avec un coefficient d'échange de chaleur par convection allant de 0 à 3000 W/m^2/K et sans échange de masse entre le réfrigérant et l'huile.

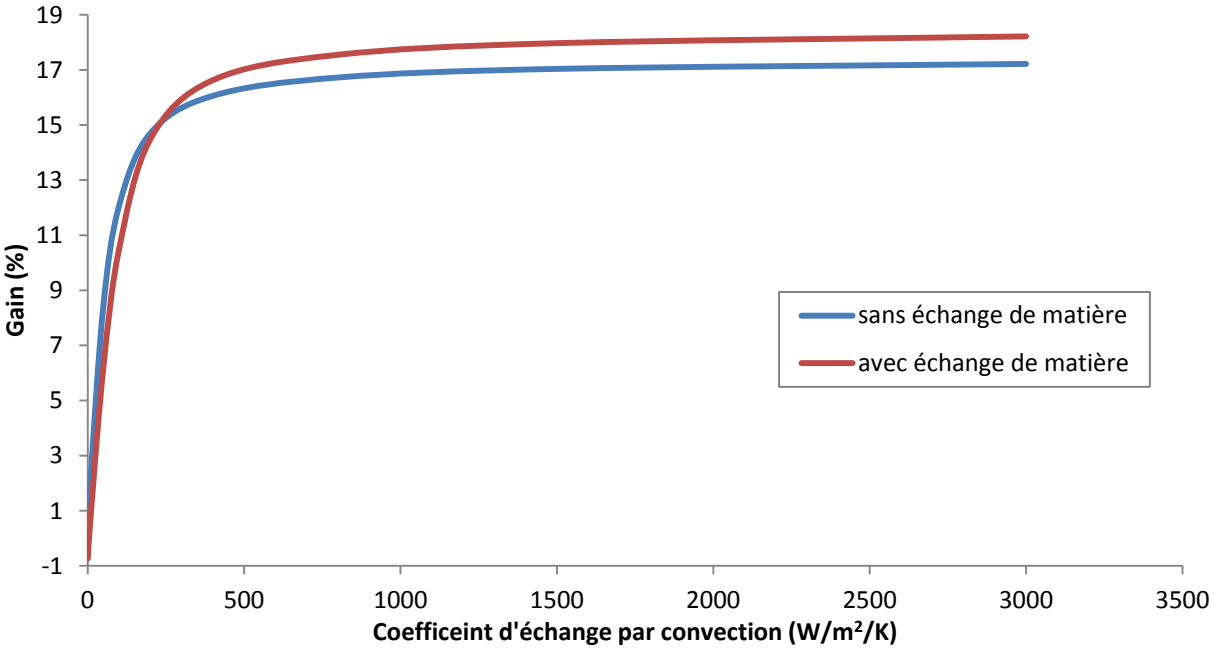


Figure 24: Comparaison du gain dû à l'injection d'huile en fonction du coefficient d'échange thermique par convection entre les deux cas avec et sans échange de matière entre le réfrigérant et l'huile injectée.

2.3.1.3. Importance du contrôle quantitatif de l'écoulement d'huile

Pour étudier l'effet de la quantité de l'huile injectée, la compression du R-32 est étudiée en variant la fraction d'huile injectée de 0 à 20% avec un diamètre de gouttelettes de 50 µm ce qui permet d'avoir un coefficient d'échange thermique de 1044 $W/m^2/K$. Les résultats de cette variation sont montrés dans la Figure 25 et les gains apportés par cette variation sont donnés dans le Tableau 7.

Les résultats de cette simulation montrent qu'un gain de 33% avec une réduction de la température de refoulement de 18.2 °C peuvent être atteint pour un débit massique de l'huile injectée équivalent à 20% du débit massique du réfrigérant. Pour ce débit d'huile injecté, la compression dépasse même la compression isentropique en termes d'efficacité énergétique. Mais, il faut rappeler que dans ce modèle, les pertes de charges qui peuvent être causées par un grand débit d'huile ne sont pas prises en compte.

Pour la simulation la compression du R-32 refroidie par injection d'huile, les données de la compression sans injection sont des données expérimentales prises des tests réalisés avec le R-32 et exploitées également au chapitre 4. C'est le cas où le GRE est testé pour une température ambiante de 35 °C. Ainsi, le R-32 est comprimé de son état à l'aspiration où la pression est égale à 8.23 bars avec une température de 14 °C jusqu'à une pression de 28.0 bars et une température de 106 °C au refoulement.

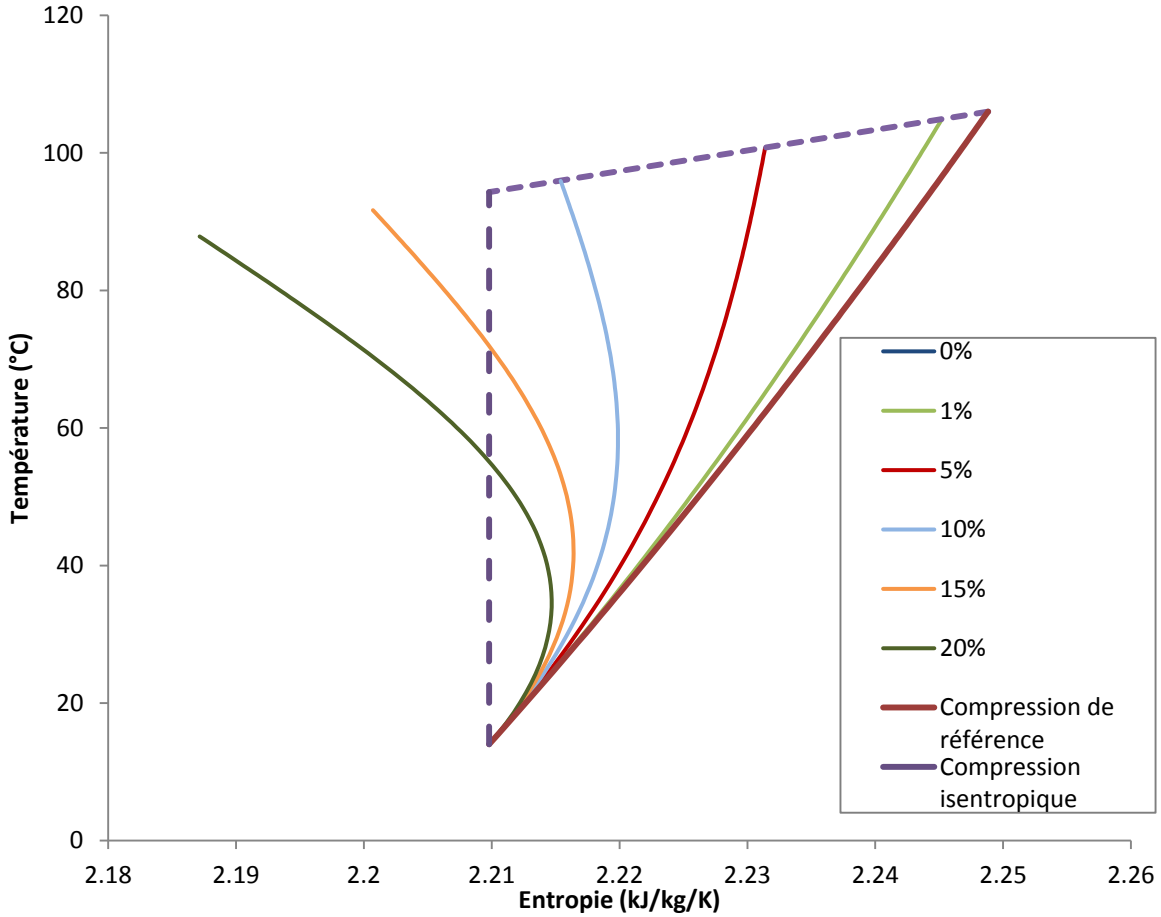


Figure 25: Compression du R-32 avec différents débits massiques d'huile pour un diamètre de gouttelettes de 50 µm et pour un coefficient d'échange thermique par convection de 1044 W/m^2/K.

$\%m_{huile}$	T (°C)	Gain (%)
-	106.0	-
1%	104.9	2.0%
5%	100.7	9.6%
10%	95.9	18.2%
15%	91.7	26.1%
20%	87.8	33.2%

Tableau 7: Réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur et de la température de refoulement en fonction du débit d'huile injecté pour un diamètre de gouttelettes de 50 µm et pour un coefficient d'échange thermique par convection de 1044 W/m^2/K.

Ces résultats montrent qu'avec l'augmentation du débit d'huile le gain s'amplifie. Ce résultat est vrai avec les hypothèses du modèle:

- Gouttelettes de 50 microns quel que soit le débit.
- Prise en compte uniquement de la phase de compression sans tenir compte de l'aspiration et du refoulement.

Ainsi, il est clair que ce résultat doit être interprété avec prudence. S'il est clair que le gain augmenterait comme l'indique le modèle avec plus d'huile injectée, ce gain va être maximal à un certain débit puis la tendance risquerait de s'inverser. En effet, intuitivement, il semble évident qu'en augmentant la masse d'huile injectée il devient plus compliqué de garder une certaine finesse de l'injection pour garder une surface d'échange relativement grande et un coefficient d'échange thermique élevé.

Mais aussi, à partir d'un certain débit d'huile injecté, ce débit d'huile va obstruer les zones d'aspiration et de refoulement causant des pertes de charge et dégradant ainsi les performances.

Donc, le débit est l'un des paramètres déterminants de l'effet de l'injection d'huile à conditions qu'il soit accompagné d'une finesse suffisante des gouttelettes et ne pas être très élevé pour causer de grandes pertes de charges.

2.4.Simulation de la compression refroidie du R-32 par une injection d'huile

Le refroidissement de la compression du R-32 est étudié puisque le R-32 était le plus prometteur pour le remplacement du R-410A. La simulation de cette compression est réalisée pour une fraction massique d'huile injectée de 5% en changeant le diamètre des gouttelettes du spray d'huile injecté. Dans cette simulation, le coefficient d'échange thermique par convection est calculé en fonction du diamètre des gouttelettes d'huile.

Dans ce cas, les données de la compression sans injection sont les mêmes que celles de la simulation réalisée dans le paragraphe précédent.

Les résultats de cette simulation et les coefficients d'échange thermique par convection entre les gouttelettes d'huile et le R-32 sont montrés dans la Figure 26 et le Tableau 8. Ces résultats montrent qu'avec la diminution du diamètre des gouttelettes d'huile, le coefficient d'échange thermique par convection augmente, aussi la surface d'échange entre le réfrigérant et l'huile augmente, ainsi la température de refoulement et la puissance électrique consommée par le compresseur diminuent

davantage. En allant d'un diamètre de gouttes de 50 µm à un diamètre de gouttes de 5 µm, le gain passe de 9.2% à 13.5% et la température de refoulement est réduite de 5.1 et 7.5 °C respectivement. Alors que pour un diamètre de gouttes de 200 µm, le gain est réduit à 1.9% et la température de refoulement n'est réduite que de 1 °C. Donc, la finesse du spray ou du brouillard d'huile injecté joue un rôle essentiel dans l'efficacité de cette injection, ce qui confirme la constatation du paragraphe 2.3.1.1.

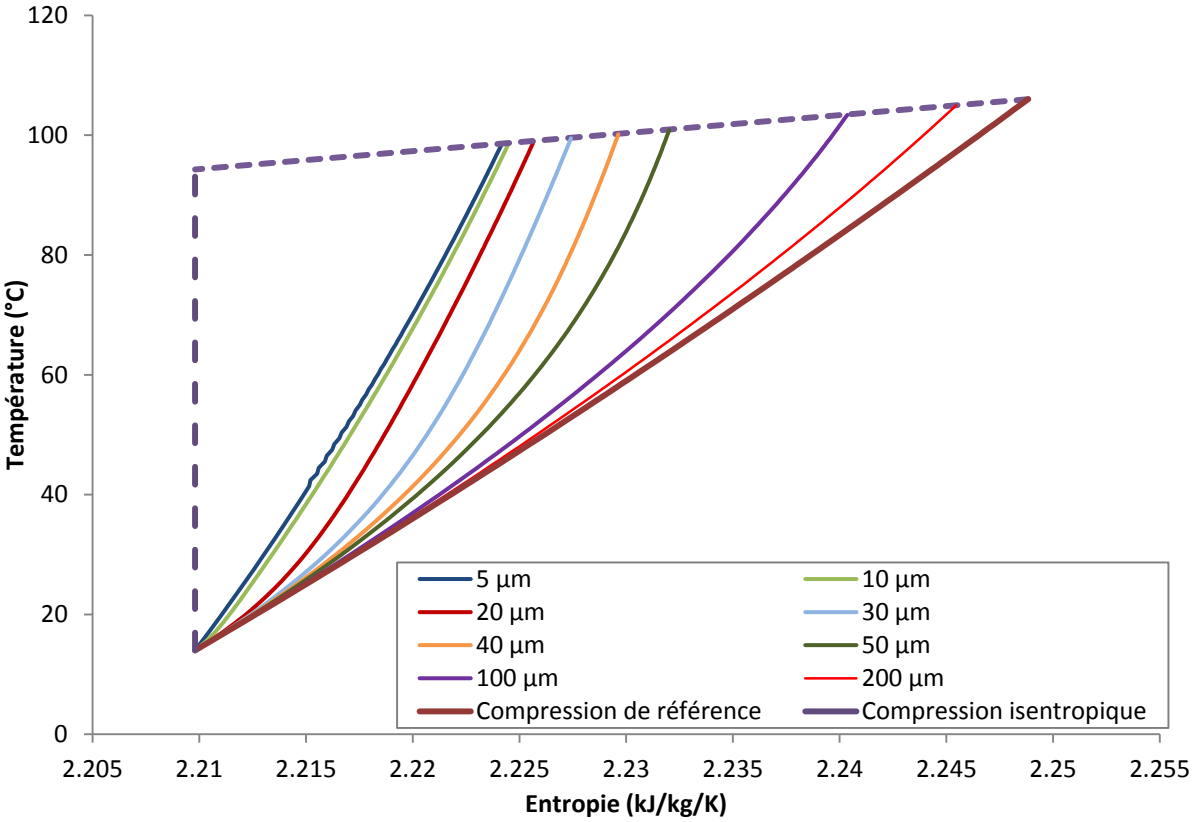


Figure 26: Compression du R-32 avec une fraction massique de l'huile injectée égale à 5% de celle du réfrigérant et pour différents diamètres de gouttelettes d'huile allant de 5 à 200 µm.

diamètre (µm)	5	10	20	30	40	50	100	200
h ($W/m^2/k$)	7286	3876	2133	1537	1231	1044	653	436
Gain (%)	13.5	13.3	12.7	11.7	10.5	9.2	4.7	1.9
Réduction de T_refoulement (°C)	7.5	7.4	7.0	6.5	5.9	5.1	2.6	1.0

Tableau 8: Coefficient d'échange thermique, réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur et refroidissement de la température de refoulement du compresseur pour une compression refroidie du R-32 par injection d'huile avec un débit massique équivalent à 5% du débit de réfrigérant et avec un diamètre moyen des particules du spray entre 5 et 200 µm.

2.5.Conclusions

Ainsi, le modèle simplifié présenté dans ce chapitre permet d'identifier les éléments clefs pour obtenir un effet significatif de compression refroidie:

- Une injection d'huile sous forme de brouillard fin (diamètre moyen des gouttelettes inférieur à 50 µm)
- Une température d'huile injectée proche de celle du réfrigérant aspiré.
- Un débit suffisant pour absorber la chaleur générée par la compression.

Mais, ce modèle présente certainement des limites et ne pourra pas à lui seul aider à la conception et l'optimisation de la compression refroidie.

Certaines caractéristiques nécessaires pour l'efficacité de l'injection ne sont pas évidentes à réaliser et nécessitent des systèmes bien spécifiques pour les générer. Aussi, même si un spray ayant les caractéristiques demandées est généré, cela ne garantit ni le fait que ce spray soit entièrement transporté par le réfrigérant tout au long du processus de compression ni le fait que les caractéristiques de ce spray n'évoluent pas durant ce processus comme par exemple une variation du diamètre moyen des gouttelettes du spray. Pour répondre à ces questions théoriquement, une étude et une simulation numérique de l'écoulement de l'huile depuis le système d'injection jusqu'à la fin de la compression tout en passant par la phase de l'aspiration du compresseur est nécessaire et ce type de simulation doit être validé expérimentalement au moins partiellement pour vérifier la validité de ces résultats. La simulation numérique en question reste un travail important mais complexifié par la complexité des phénomènes étudiés, la géométrie très complexe de la zone d'aspiration du compresseur et des chambres de compression et par le grand volume de cette

géométrie ce qui nécessite de très grandes capacités de calculs et des temps de calcul longs sans oublier la nécessité d'une validation expérimentale. Ainsi, une telle étude pourrait servir pour affiner les résultats et optimiser l'injection et pour prédire plus précisément l'évolution de l'huile injectée tout au long du processus de compression. Cependant, compte tenue de la lourdeur numérique d'un tel modèle ainsi que l'incertitude qu'engendreraient les nécessaires hypothèses, on a choisi dans cette thèse d'aborder le sujet expérimentalement tout en profitant des enseignements de la modélisation simplifiée. Ainsi ce travail expérimental aboutira à la conception d'un système permettant la génération du spray d'huile souhaité et à l'expérimentation de ce système et de son effet sur le refroidissement de la compression.

Ainsi, dans la suite de ce travail, deux grandes études sont menées de front pour concevoir, étudier et expérimenter un système d'injection d'huile qui permet de contrôler les caractéristiques de l'injection d'huile et pour tester expérimentalement la compression refroidie du R-32 en utilisant ce système d'injection d'huile. Ces études font l'objet des chapitres suivants. Alors, dans le chapitre 3 un système d'atomisation de l'huile sera étudié et testé pour évaluer le potentiel d'un tel système à contrôler les caractéristiques de l'injection d'huile nécessaires pour permettre le refroidissement de la compression. Dans le chapitre 4, ce système sera testé directement en le connectant au GRE pour évaluer et mesurer l'effet de l'injection d'huile sur le refroidissement de la compression.

Chapitre 3

Injection et atomisation contrôlées de l'huile au niveau de l'aspiration du compresseur

La compression refroidie par injection d'huile est sélectionnée dans cette thèse comme solution à étudier théoriquement et expérimentalement pour réduire la température de refoulement du compresseur et améliorer les performances énergétiques du système. La modélisation simplifiée présentée au chapitre précèdent a permis d'identifier le potentiel de ce type de compression. Cette solution présente encore plus de potentiel lorsque le R-32 est utilisé comme réfrigérant vu qu'avec le R-32 les températures de refoulement sont les plus élevées et atteignent même des niveaux critiques à hautes températures ambiantes.

Pour réussir l'objectif de refroidir la compression, l'injection d'huile au niveau de l'aspiration du compresseur doit répondre à des critères qui garantissent un échange de chaleur suffisant avec le réfrigérant durant la compression. Ces critères se résument par la qualité de l'injection qui dépend de la taille des gouttelettes du spray généré et le débit massique et la température de l'huile injectée. Ainsi, dans ce chapitre un système d'injection et d'atomisation de l'huile de lubrification du compresseur est étudié et caractérisé dans des conditions similaires à celles de l'aspiration du compresseur. Le chapitre est rédigé sous forme d'article en anglais soumis à la revue « Experimental Thermal and Fluid Science». Un résumé en français présente en résumé les principaux résultats obtenus.

Pour atomiser l'huile de lubrification, des atomiseurs hydrauliques conçus pour l'atomisation de l'eau peuvent être utilisés. Mais, il reste difficile de prédire les caractéristiques de l'atomisation en utilisant ces atomiseurs à cause de la grande différence entre les propriétés physiques de l'huile et de l'eau. L'huile de lubrification est beaucoup plus visqueuse que l'eau surtout à basses températures et elle a une tension superficielle supérieure à celle de l'eau. Les propriétés de l'huile étudiée sont données à la fin de l'article présenté à la fin de ce chapitre. En outre, des travaux de la littérature et présentés explicitement dans l'article ci-après montrent qu'avec l'augmentation de la viscosité, l'atomisation a une tendance à devenir plus difficile à atteindre, la qualité du spray a une tendance à se dégrader avec l'augmentation de la taille des gouttelettes et le débit massique a une tendance à diminuer. Il y a également d'autres paramètres qui influencent l'atomisation comme la pression d'injection et la densité du gaz dans lequel le liquide est injecté.

Ainsi, dans ce chapitre, le débit massique d'eau et d'huile est calculé théoriquement et mesuré expérimentalement pour les buses d'atomisation utilisées. De même, les conditions et les régimes d'atomisation sont étudiés théoriquement et expérimentalement, aussi la taille des gouttelettes du spray généré est mesurée expérimentalement et calculée à l'aide de corrélations de la littérature.

3.1. Calcul théorique et mesures expérimentales du débit massique de l'huile injectée à travers les buses d'atomisation

Pour l'atomisation de l'huile de lubrification, trois buses d'atomisation conçues originalement pour l'atomisation de l'eau et ayant des diamètres d'orifice de 100, 150 et 410 µm sont sélectionnées.

Les fabricants de ces atomiseurs fournissent des relations empiriques qui permettent de calculer le débit massique du liquide injecté en fonction de la pression d'injection et de la densité relative du liquide utilisé par rapport à celle de l'eau. Or, ces équations ne prennent pas en compte la variation de la viscosité due au changement de liquide ou due au changement de la température du liquide lui-même.

Par ailleurs, dans la littérature il existe des corrélations qui permettent de calculer les coefficients de décharge à travers les orifices des atomiseurs hydrauliques en fonction de la géométrie de ces orifices et du nombre de Reynolds. Ainsi, ces corrélations prennent en compte la viscosité du liquide à travers le nombre de Reynolds.

Ayant le débit massique fourni par les fabricants en fonction de la pression d'injection pour l'injection de l'eau à travers ces atomiseurs, les coefficients de décharge sont déterminés. Ainsi, les propriétés géométriques non mesurables des orifices de ces buses, utilisées dans les corrélations (l_o/d_o), sont identifiées et les prédictions des corrélations sont validées pour l'eau.

Pour caractériser l'injection de l'huile, un dispositif expérimental est conçu et construit. Un schéma représentatif de ce dispositif expérimental est montré dans la Figure 28 de l'article. Le débit massique de l'huile injectée à travers trois atomiseurs testés est mesuré sous différentes pressions d'injection et sous différentes températures d'huile pour varier sa viscosité parce qu'elle dépend essentiellement de sa température. Le débit massique calculé à l'aide des corrélations prises de la littérature présente une grande différence par rapport au débit massique mesuré pour le cas de l'huile. Alors, une nouvelle corrélation donnée par l'équation (70) est proposée pour le calcul du coefficient de décharge en se basant sur la corrélation de Lichtarowicz donnée par l'équation (61) et en lui ajoutant un terme adimensionnel de viscosité relative. Le débit massique de l'huile calculé en

utilisant cette nouvelle corrélation est proche de celui mesuré expérimentalement avec une différence maximale de 11% et une différence moyenne de 2%.

Ainsi, pour caractériser l'injection, il faut encore caractériser le spray généré en déterminant la taille de ces gouttelettes.

3.2. Les différents régimes d'atomisation et les facteurs influençant l'atomisation

Avant de caractériser la granulométrie du spray généré par atomisation à travers les trois buses testées, il faudra s'assurer que les conditions de l'expérience sont favorables à l'atomisation. Il est intéressant aussi d'identifier les facteurs influençant cette atomisation.

Les différents régimes d'atomisation sont décrits et les limites de transition entre ces différents régimes sont déterminées en se basant sur la littérature. Aussi, la visualisation des injections réalisées à travers les atomiseurs étudiés sous différentes conditions d'injection reliés à la pression d'injection et à la densité du gaz recevant le liquide injecté permet de positionner les régimes observés par rapport aux différents régimes décrit dans la littérature. En plus, ces expérimentations sont aussi placées sur le graphe de la Figure 41 décrivant les différents régimes d'atomisation et les zones de transition d'un régime à un autre en fonction du nombre de Weber pour le gaz et du nombre d'Ohnesorge, ce qui a permis la validation dans le cas de l'expérience de la limite de transition vers le régime d'atomisation. Aussi, il est possible de constater que le régime d'atomisation n'est pas atteint en injectant l'huile dans l'air sous pression ambiante.

Dans la suite de l'étude, le diamètre des gouttelettes des sprays générés est mesuré sous différentes conditions d'injection. La mesure de ce diamètre est très importante pour la caractérisation du spray parce qu'il influence fortement la surface d'échange et le coefficient d'échange thermique entre le spray et le gaz.

3.3. Mesures expérimentales du diamètre des gouttelettes du spray généré

Un dispositif expérimental est conçu et construit pour la caractérisation du spray généré par atomisation en utilisant les trois buses de diamètre d'orifice 100, 150 et 410 µm. Le schéma et la photo de ce dispositif expérimental sont montrés respectivement dans la Figure 42 et la Figure 43. L'instrument de mesure Spraytec est utilisé pour mesurer le diamètre des gouttelettes formant le spray. Cet instrument permet une mesure en continue de ce diamètre.

Des tests sont réalisés avec les trois buses sous différentes pressions d'injection de l'huile, différentes températures d'huile et différentes pressions et densités du gaz recevant le spray. Les résultats expérimentaux montrent un diamètre de Sauter moyen compris entre 25 et 45 µm pour les trois buses et sous les différentes conditions expérimentales, avec une tendance des D_{32} mesurés à diminuer en augmentant la pression d'injection et en diminuant la viscosité de l'huile via l'augmentation de sa température. Alors, sous ces conditions expérimentales le spray généré est caractérisé par des petits diamètres de gouttelettes ce qui permet d'avoir des coefficients d'échanges thermiques assez élevés garantissant un bon échange thermique entre l'huile et le réfrigérant.

De même, quatre corrélations de la littérature sont utilisées pour calculer les diamètres de Sauter moyens en fonction des différentes conditions expérimentales. Les D_{32} calculés à l'aide de ces corrélations sont comparés aux D_{32} mesurés expérimentalement. La corrélation de Lefebvre décrite par l'équation (76) a donné les diamètres de Sauter moyens les plus proches de ceux qui sont mesurés avec un écart maximal de 29%.

L'étude présentée dans ce chapitre est décrite de façon plus détaillée dans le papier ci-après.

Atomization of high viscosity liquids through hydraulic atomizers designed for water atomization

Rani Hanna[a,*], Assaad Zoughaib[a]

[a] MINES ParisTech, PSL Research University, CES - Center for Energy efficiency of Systems, 5 rue Léon Blum, 91120 Palaiseau, France

[*] Corresponding author. Email address: rani.hanna@mines-paristech.fr

Abstract: Many authors studied water and gasoline atomization. The literature provides many experimental and theoretical works about this subject. However, hydraulic atomization of high viscosity liquids through atomizers originally designed to work with water or gasoline is a topic that is less covered and detailed studies on this subject are harder to find. It is of big interest to test the behavior of high viscosity liquids injection through hydraulic atomizers designed for water atomization because these atomizers are and could be used to atomize fluids more viscous than water. This paper provides a step further in describing and understanding the behavior of high viscosity liquids injection through hydraulic atomizers under different conditions related to the properties of the receiving gas and the viscosity of the liquid. Under these conditions, the mass flow rate, the discharge coefficient, the quality of the jet and droplets size are evaluated and existing correlations are adjusted to take into consideration viscosity range change and changes in the properties of the receiving gas using hydraulic atomizers with known performances for water.

Key words: hydraulic atomizer, atomization, high viscosity, mass flow rate, droplets size.

1. Introduction

Atomization and sprays are needed and utilized in varied industrial applications, but till these days physical mechanisms determining atomization characteristics are not fully developed [58] [59] [60] because they are highly complex [61]. Mechanisms of liquid breakup are still not well understood, even for the relatively simple case of a constant pressure injection through a single hole nozzle into a high density gas [62]. The dispersion of spray drops is important since it improves mass and heat transfer efficiency between liquid and gas phases [62] and it improves heat transfer between liquid and solid [63].

To atomize high-viscous liquid, generally twin fluid atomizers are used [64] [65]. Many researches study viscous liquids atomization using twin fluid jet atomizers such as Aliseda et al. [58], Tsai et al. [66], Zhouhang et al. [65] and many others. But few researches study atomization of high viscosity liquids through hydraulic atomizers, we can quote for example Tamaki et al. [64], Toublanc [67] and Yao et al. [60].

Tamaki et al. [64] showed in their study that in normal or single hole nozzle with a 3 mm diameter atomization almost disappeared by passing from a liquid with kinematic viscosity of 0.66×10^{-6} m^2/s to a liquid with kinematic viscosity of 20×10^{-6} m^2/s even at an injection pressure of 15 MPa. To achieve a good atomization they invented an atomization enhancement nozzle with modified geometry that permits cavitation phenomenon to take place in the nozzle hole independently of viscosity. In their test with the modified nozzle, increasing viscosity leaded to a small increase in Sauter mean diameter which is defined in equation (52) and a small decrease in spray angle.

$$D_{32} = \frac{\sum N_i D_i^3}{\sum N_i D_i^2} \tag{52}$$

Yao et al. [60] observed in their study that the cone of the spray became smaller for high viscosity fluids and that the breakup became more difficult for high viscosity flows. They mentioned the important role of viscosity in the structure of the spray and the atomization of the liquid. They encountered a problem with atomization of water glycerol mixture with 80% of glycerol which has as dynamic viscosity of 79.488×10^{-3} kg/m/s against 0.937×10^{-3} kg/m/s for water under their experimental conditions.

Buckner et al. [68] cited by Zhouhang et al. [65] studied sprays of glycerin-water solutions with viscosity ranging from 400 to 970 mPa.s and found that the D_{32} was almost independent of liquid viscosity at a measuring axial distance of 150 mm.

Sutherland et al. [69] cited by Zhouhang et al. [65] studied liquids with viscosity of 1 to 80 mPa.s and in their study they observed a small effect of viscosity on droplet size at an axial distance of 150 mm.

Lund et al. [70] cited by Zhouhang et al. [65] found that at an axial distance of 150 mm the D_{32} increased about 15% when viscosity increased from 20 to 80 mPa.s

Loebker et al. [71] sprayed liquids with viscosity up to 7 Pa.s and found that at an axial distance of 1300 mm, droplet mean size increased sharply with viscosity.

Broniarz-Press et al. [72] tested liquids with viscosity ranged between 1.92 and 26.4 mPa.s, they measured droplets size at an axial distance of 600 mm and they found that the D_{32} increased with the viscosity increase.

Sataphthy et al. [73] cited by Zhouhang et al. [65] also showed that the droplets size increased with the viscosity at high injection pressure between 11 and 33 MPa.

Lefebvre [74] elevated the ambient air pressure to more than 600 kPa and he observed an increase in droplets size with an increase of the viscosity from 1 to 100 mPa.s.

Toublanc [67] has injected a synthetic oil at 9.3 MPa and at a temperature of almost 25 °C (under these conditions, the viscosity of this oil is about 60.3 mPa.s) in CO_2 at 3.6 MPa and 25 °C, he obtained a mean D_{32} of 22 µm.

Suh et al. [75] studied spray characteristics of dimethyl ether and diesel fuels. They found that the SMD of diesel fuel is larger than that of dimethyl ether since the lower viscosity of dimethyl ether enhanced atomization.

Park et al. [76] found that the injection rate of biodiesel fuel is lower than that of diesel fuel due to the higher dynamic viscosity and density of the biodiesel fuel. Also, biodiesel fuel has a slightly larger droplet size than fuel.

Seykens et al. [77] reported a decrease in volumetric mass flow rate when Rapeseed oil Methyl Ester is used instead of diesel fuel and they attributed this decrease to a decrease of the kinematic viscosity from 6.57 to 4.59 mm/s^2 and to a decrease of the density from 1522.5 to 1390.0 kg/m^3 when diesel fuel is used.

Dernotte et al. [78] experimented the injection of different fuels over operating conditions from 30 to 180 MPa of injection pressure and from 1 to 9 MPa of back pressure. Fuel viscosity increase from 0.6 to 7 mm/s^2 induced a decrease in discharge coefficient up to 10% at low pressure difference but for high pressure differences fuel density was the unique fuel property driving the mass flow rate.

So according to many studies, increasing viscosity makes harder and more difficult the atomization and in some cases it degrades the spray quality.

Also, before bringing up atomization issue, it is important to predict or extend the mass flow rate and some other aspects of a hydraulic atomizer for various liquid viscosities or for different liquids with different viscosity ranges and under different injection pressures. It is of great importance to estimate the mass flow rate for a specific liquid with known properties knowing the mass flow rate

for another liquid. Because, manufacturers usually provide mass flow rate data for a specific liquid, and for hydraulic atomizers in many cases this liquid is water. As seen before, in the literature some studies showed the influence of fluid viscosity and density on mass flow rate, but not in the viscosity range studied in this paper.

In this paper, we study the behavior of hydraulic atomizers when used with a high viscosity fluid. The study is split in two parts. The first one is dedicated to the mass flow rate correlation as a function of operating conditions and of fluid properties, while the second part is dedicated to the atomization study.

2. Mass flow calculation

Atomizers manufacturers [79] suggest equation (9) as a relation between the flow rate and the injection pressure.

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{P_1^n}{P_2^n} \tag{53}$$

For the hollow cone spray nozzle studied in this paper, the manufacturer [80] suggests the relation given by equation (54) which derives from equation (9) for $n = 0.5$.

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \sqrt{\frac{P_2}{P_1}} \tag{54}$$

The maker [79] suggests equation (55) to estimate the flow rate for a liquid that has a different density than water.

$$\dot{V}_{2,liq} = \dot{V}_{1,water} \frac{1}{\sqrt{\rho_r}} \tag{55}$$

Where ρ_r is the relative density of the liquid defined by equation (56).

$$\rho_r = \frac{\rho_{liq}}{\rho_{water}} \tag{56}$$

Equations (54) and (55) don't take into consideration the effect of the viscosity of the injected liquid.

In fact, the mass flow rate through a hydraulic atomizer is dependent of the hydraulic atomizer and of the properties of the liquid injected through the atomizer. Intuitively, this mass flow rate is influenced by the density and the viscosity of the liquid from a part and from the other part it strongly depends on the nozzle orifice diameter as described in Figure 27, the geometry of the internal liquid passages in the atomizer and the presence of integrated or prior filter.

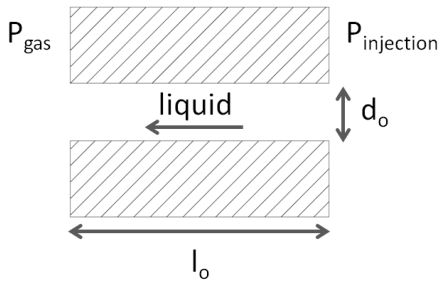


Figure 27: Nozzle orifice geometry

The purpose of this paper is not to study in details a specific nozzle orifice geometry or the effect of the detailed geometry of the passage through the hydraulic atomizer on the flow rate. The idea is to be able to estimate the mass flow rate of a liquid through this hydraulic atomizer knowing or having an estimation of the mass flow rate of another liquid usually water through this same atomizer and under the same conditions. Also, it would be important to be capable of extending the results towards other injection conditions for the same liquid.

A schematic representation of a nozzle orifice geometry is shown in Figure 27. The distance l_o presents the orifice length and d_o its diameter. These dimensions are usually used in correlations developed in literature.

Liquids studied in this paper are considered incompressible and the flow through the atomizer is described as a flow through a tube to simplify the problem. The flow through the orifice is described by equation (57), it is governed by the Bernoulli equation corrected by a discharge coefficient C_d.

$$\dot{m}_{liq} = C_d A \sqrt{2\rho_{liq}\Delta P} \tag{57}$$

In the literature, many correlations estimate the discharge coefficient of nozzle orifices. Among the most used correlations, we find the correlations represented by equation (58) suggested by Nakayama [81], equation (60) suggested by Asihmin et al. [82] cited by Lichtarowicz et al. [83] and used by Zeng et al. [84], equation (61) suggested by Lichtarowicz et al. [83] as a modified Asihmin equation and equation (63) suggested by Lichtarowicz et al. [83]. These correlations are function of the Reynolds number expressed in equation (64) and the geometric ratio $\frac{l_o}{d_o}$ of the orifice.

$$C_d = \frac{Re^{5/6}}{17.11\frac{l_o}{d_o} + 1.65Re^{4.8/6}} \tag{58}$$

For $1.5 < \frac{l_o}{d_o} < 17$ and $550 < Re < 7000$ with an accuracy of 2.8% according to Nakayama [81]. For higher Reynolds, he suggested equation (59) for the discharge coefficient for the same range of $\frac{l_o}{d_o}$ with an accuracy of 1%.

$$C_{d,max} = 0.868 - 0.0425\sqrt{\frac{l_o}{d_o}} \tag{59}$$

$$\frac{1}{C_d} = 1.23 + \frac{58 l_o}{Re \times d_o} \tag{60}$$

Equation (60) is suggested for $2 < \frac{l_o}{d_o} < 5$ and $100 < Re < 1.5 \times 10^5$, with an accuracy of 1.5% according to Asihmin et al. [82]. For higher Reynolds they proposed $C_{d,max} = 0.813$.

$$\frac{1}{C_d} = \frac{1}{C_{d,max}} + \frac{20}{Re}\left(1 + 2.25\frac{l_o}{d_o}\right) \tag{61}$$

For $2 < \frac{l_o}{d_o} < 10$ and $10 < Re < 2 \times 10^4$, with $C_{d,max}$ given by equation (62).

$$C_{d,max} = 0.827 - 0.0085\frac{l_o}{d_o} \tag{62}$$

Lichtarowicz et al. [83] suggested also equation (63) which incorporates an additional term.

$$\frac{1}{C_d} = \frac{1}{C_{d,max}} + \frac{20}{Re}\left(1 + 2.25\frac{l_o}{d_o}\right) - \frac{0.005\frac{l_o}{d_o}}{1 + 7.5\left(log(0.00015Re)\right)^2} \tag{63}$$

Equation (63) is suggested for $\frac{l_o}{d_o}$ and Re in the same ranges as for equation (61), with $C_{d,max}$ defined by equation (62). According to Lichtarowicz et al. [83], equation (63) gives a better fit than equation (61).

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} \tag{64}$$

It could be remarked that manufacturers' equations for mass flow rate calculation are function of injection pressure and liquid density but these equations are independent of other liquid properties as viscosity which could be an influencing factor in our study since the used liquid is characterized with high viscosity. However, the other equations suggested by Nakayama, Asihmin and Lichtarowicz seem to be more appropriate in our case since these equations allow predicting the mass flow rate by calculating a discharge coefficient that takes into consideration viscosity through Reynolds number in addition to the geometrical properties considered in manufacturers equations. In order to check to validity of these correlations for high viscosity liquids, in next sections, mass flow rate is

determined experimentally for oil injection under different conditions of injection pressure and oil temperature through hydraulic atomizers designed for water injection and the experimental mass flow rate is compared with mass flow rate predicted using the mentioned correlations.

3. Mass flow rate experimental setup

The experimental setup for mass flow rate test and measurement is shown in Figure 28. A hydraulic accumulator is used to store oil, and the pressure in the accumulator is controlled via pressurized nitrogen. A 100 µm sieve filter is installed upstream of the atomizer to filter the flowing oil and to prevent any plugging and damage of the tested atomizers since they are characterized by very small orifice diameter of 100, 150 and 410 µm. Oil is injected in a sealed enclosure placed on a precision scale. Mass flow rate of oil injected under a specified pressure is determined by measuring the mass change of the sealed enclosure during a certain time interval t and then by applying equation (65).

$$\dot{m} = \frac{\Delta m}{t} \tag{65}$$

Oil temperature is measured using two PT100 temperature sensors with an accuracy of ±0.3 °C placed on the hydraulic accumulator core and on the hydraulic accumulator oil outlet. The oil temperature is measured also in a third point at the inlet of the atomizer using a PT100 immersion sensor with an accuracy of ± 0.15 °C. The pressure is measured on the gas side using a pressure sensor with an accuracy of ±0.1 bar and on the liquid side by placing a pressure sensor at the inlet of the atomizer with an accuracy of ±0.1 bar. Measuring the pressure directly at the inlet of the atomizer permits to avoid taking into account the pressure losses in the oil circuit arriving to the atomizer.

A: Atomizer

HA: Hydraulic accumulator

P: Pressure sensor

PS: Precision scale

SF: Sieve filter

SG: Sight glass

SV: Safety valve

T: Temperature sensor

V: Valve

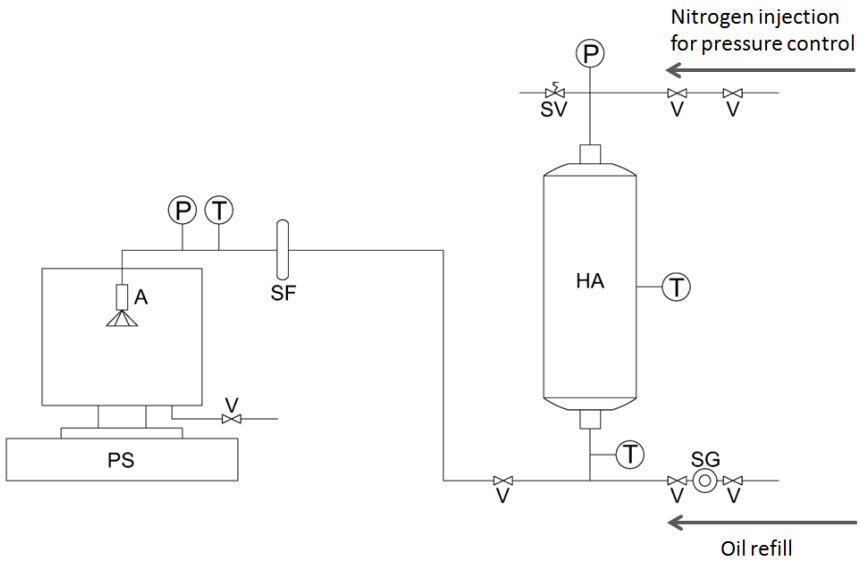


Figure 28: Experimental setup for the mass flow rate test and measurement system.

The uncertainties on the measured physical quantities used in further calculation are given in Table 1.

Physical quantity	Uncertainty
δT_{air}	$\pm 0.30\ °C$
δT_{liq}	$\pm 0.15\ °C$
δP	$\pm 0.1\ bar$
δt	$\pm 0.01\ s$
δm	$\pm 0.2\ g$

Table 1: Uncertainty on measured physical quantities.

The uncertainty on time in calculated according to equation (66) suggested by Figliola [85].

$$\delta t = \pm \frac{1}{2} resolution = 1\ LSD \tag{66}$$

The uncertainty δF of a function F dependent of variables x_n with uncertainties δx_n is given by equation (67) suggested by Doebelin [86].

$$\delta F = \sum_n \delta F(x_n) = \sum_n \left| \left(\frac{\partial F}{\partial x_n} \right)_{x_{m,(m \neq n)}} \right| \delta x_n \quad (67)$$

The uncertainty on the calculated mass flow is given in equation (68) which is obtained by applying equation (67) to equation (65).

$$\delta \dot{m} = \frac{1}{t} \delta m + \frac{\Delta m}{t^2} \delta t \quad (68)$$

4. Mass flow experimental results

The tested atomizers are designed for water atomization, all the data provided by the manufacturer are relative to water. For water, manufacturers provide the mass flow rate as function of injection pressure. This data is used to determine geometrical characteristics of each atomizer. Despite the fact that tested atomizers are not simple orifices, but in this study they are treated as simple orifices to simplify the calculations and to make the achievement of the objectives of this study realistic and simpler.

The followed methodology is based on the calculation of the discharge coefficient C_d using equation (57) knowing the mass flow rate for an injection pressure. Then liquid velocity at the orifice outlet is calculated according to equation (69) which permits to calculate the Reynolds number according to equation (64).

$$V_{liq} = \frac{\dot{m}}{\rho_{liq} A_o} \quad (69)$$

Knowing the Reynolds number and the discharge coefficient, the geometric ratio $\frac{l_o}{d_o}$ is calculated according to equation (61).

Then for a certain injection pressure, the mass flow rate is estimated through an iterative calculation using equation (61) largely used in literature [67] [83] [87] [88] and which allows to calculate the discharge coefficient. The new discharge coefficient is integrated in equation (57) to calculate a theoretical mass flow rate for comparisons shown in Figure 29.

The calculated geometric ratios for the tested atomizers are 0.3, 21.0 and 83.2 respectively for orifice diameter of 100, 150 and 410 µm. Although the geometric ratios are out of the recommended range for the correlation but it provides good prediction for water injection.

The manufacturer data and the calculated mass flow rate are compared in Figure 29, the maximum difference is 4% for the 100 µm atomizer orifice, 6% for the 150 µm atomizer and 8% for the 410 µm atomizer. In Figure 29 the manufacturer provides the mass flow rate for 5, 7, 10 and 20 bars, the mass flow rate for 30 and 40 bars are deduced from the manufacturer data by applying equation (54) recommended by atomizers manufacturers [79] [80].

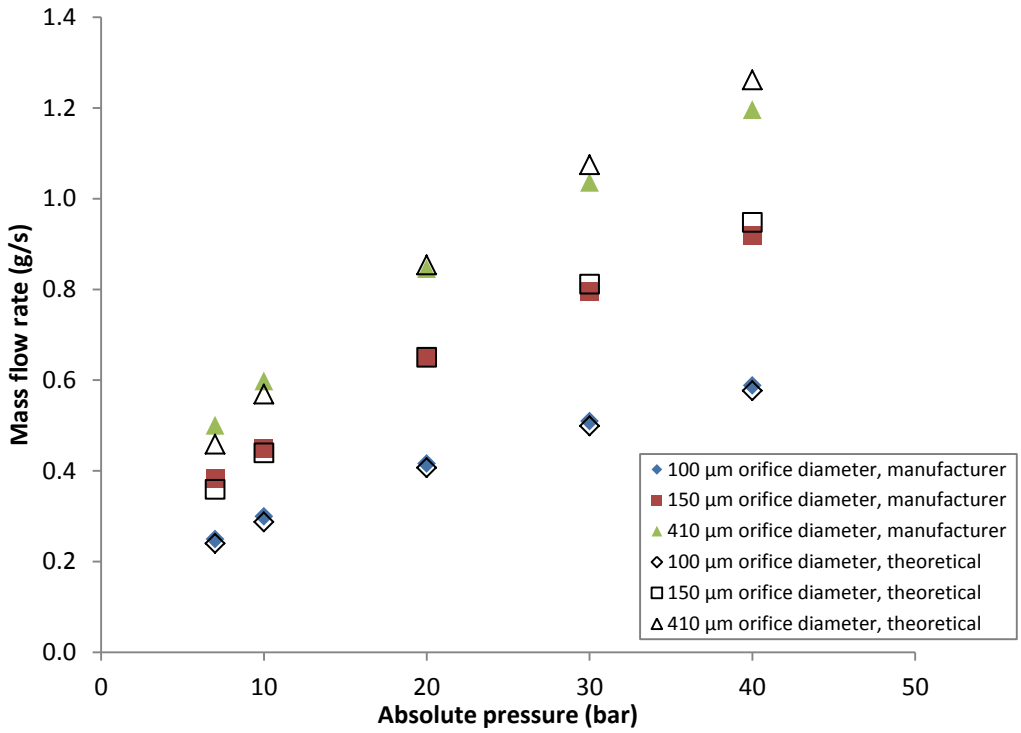


Figure 29: Comparison between manufacturer mass flow rate and calculated mass flow rate for water.

A synthetic oil is used in this second phase of the study relative to mass flow rate. The density and the viscosity of this oil are calculated according to equations (78) and (79) respectively. Tests are conducted under different oil temperatures which varies the viscosity of the oil since oil viscosity is very sensible to temperature.

Results of these tests with the corresponding measurement uncertainties are shown in Figure 30 for the atomizer of 100 µm orifice diameter, in Figure 31 for the atomizer of 150 µm orifice diameter and in Figure 32 for the atomizer of 410 µm orifice diameter. Mass flow rate calculated using equations (58), (60) and (61) is shown in Figure 30, Figure 31 and Figure 32. Results using equation (63) are not shown since it gives almost the same results as equation (61).

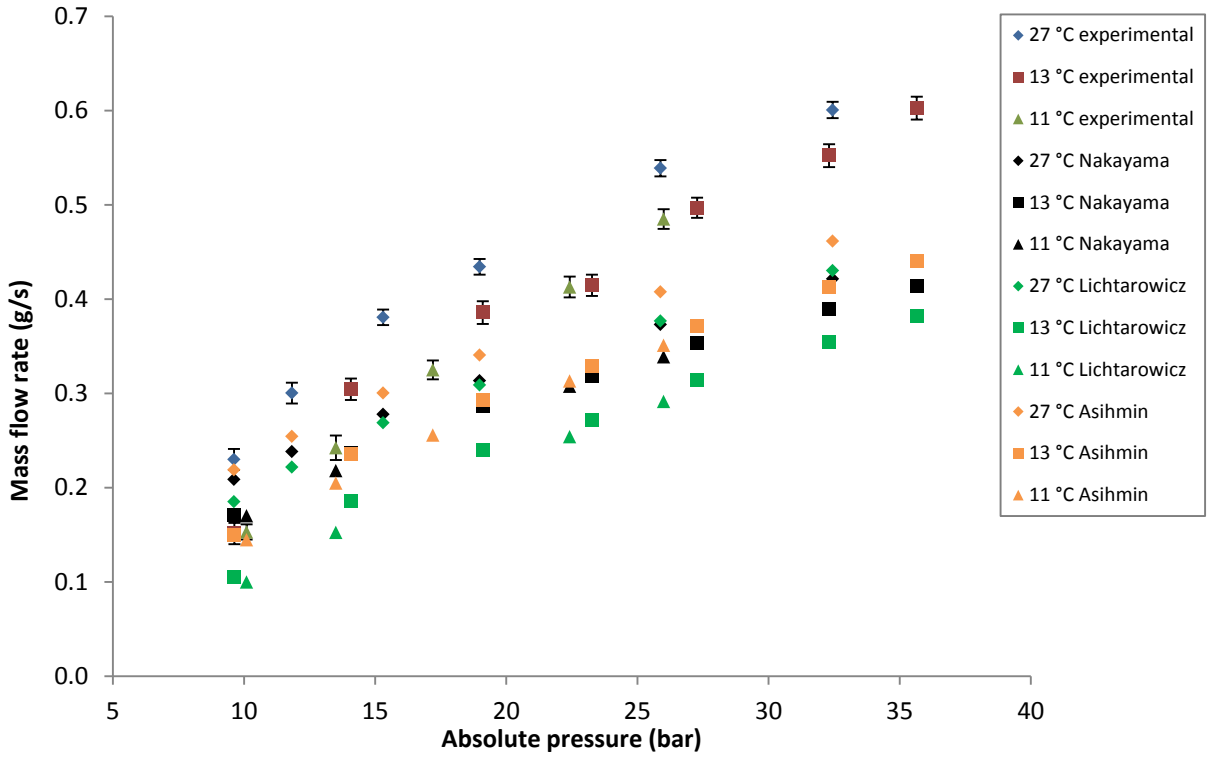


Figure 30: Experimental and calculated mass flow rate according to correlations from literature for the atomizer of 100 µm orifice diameter.

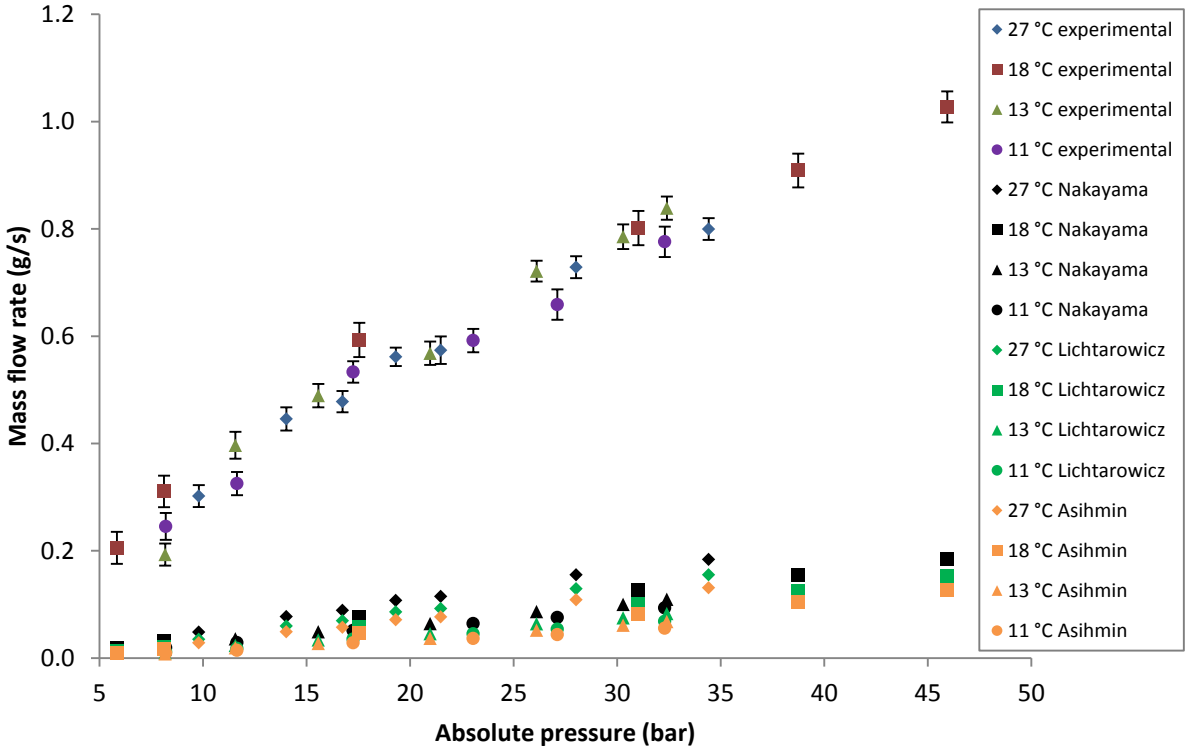


Figure 31: Experimental and calculated mass flow rate according to correlations from literature for the atomizer of 150 µm orifice diameter.

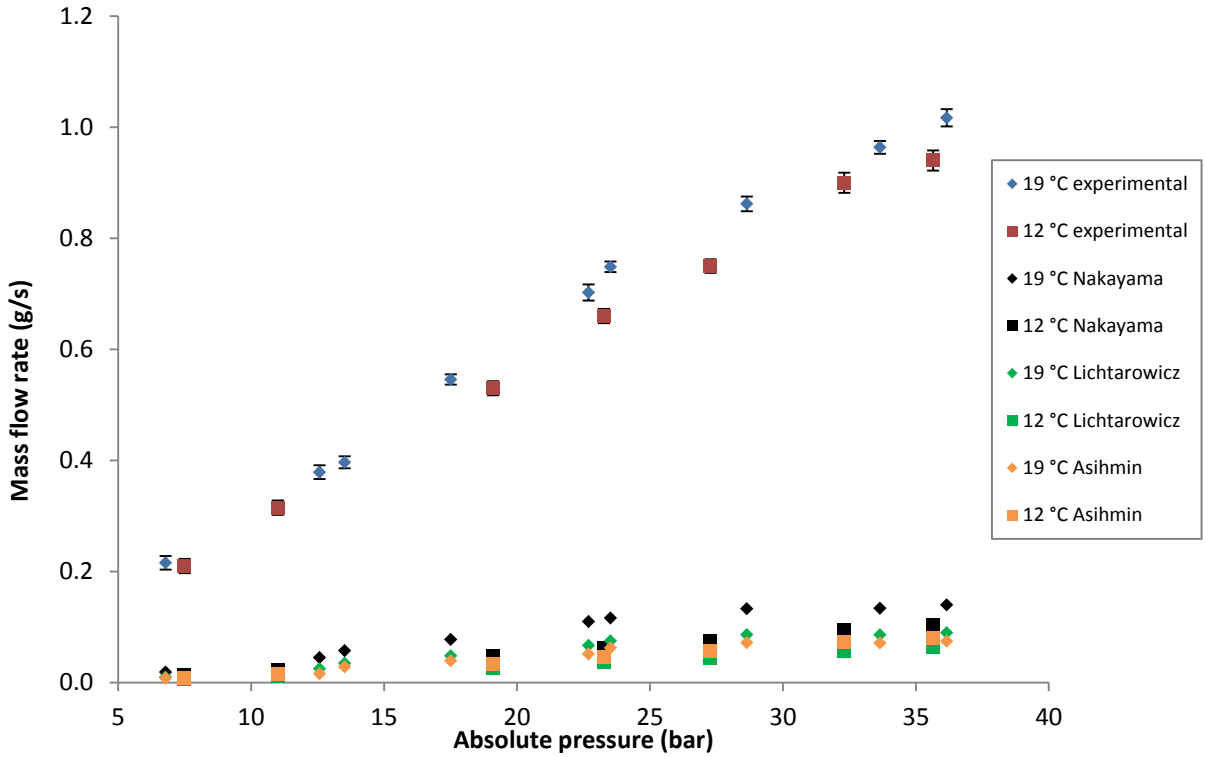


Figure 32: Experimental and calculated mass flow rate according to correlations from literature for the atomizer of 410 µm orifice diameter.

Experimental results show a considerable difference between the measured mass flow rate and the results obtained using Nakayama correlation expressed by equation (58), Lichtarowicz correlation expressed by equation (61) and Asihmin correlation expressed by equation (60).

In order to improve the prediction of the mass flow rate through the atomizers, the Lichtarowicz correlation is modified based on the measured data; this correlation is selected since it is the most used. Therefore, a new correlation based on Lichtarowicz correlation of equation (61) and including an additional term of dimensionless viscosity which is a ratio of the synthetic oil viscosity to the water viscosity is proposed. This proposed correlation is given by equation (70).

$$\frac{1}{C_d} = \frac{1}{C_{d,max} + a\frac{\mu_{liq}}{\mu_0}} + \frac{20}{Re\left(\frac{\mu_{liq}}{\mu_0}\right)^b}\left(1 + 2.25\frac{l_o}{d_o}\right) \qquad (70)$$

μ_0 is a reference dynamic viscosity and it is equal to 1 g/m/s which is the dynamic viscosity of water under normal conditions of temperature and pressure. Cd,max is calculated according to equation (11) and the geometric ratio $\frac{l_o}{d_o}$ for each atomizer is estimated according to the water mass flow rate

as presented earlier. Constants a and b are chosen to provide the best fit with the experimental results, the values of these constants are given in Table 2 for the three tested atomizers.

Orifice diameter	100 µm	150 µm	410 µm
a	5.56×10^{-3}	1.59×10^{-3}	0
b	6.75×10^{-2}	7.33×10^{-1}	7.71×10^{-1}

Table 2: Constants a and b values for the three tested atomizers.

Comparisons between experimental results and mass flow rate calculated according to equation (70) are shown in Figure 33, in Figure 34 and in Figure 35 respectively for 100, 150 and 410 µm orifice diameter atomizers.

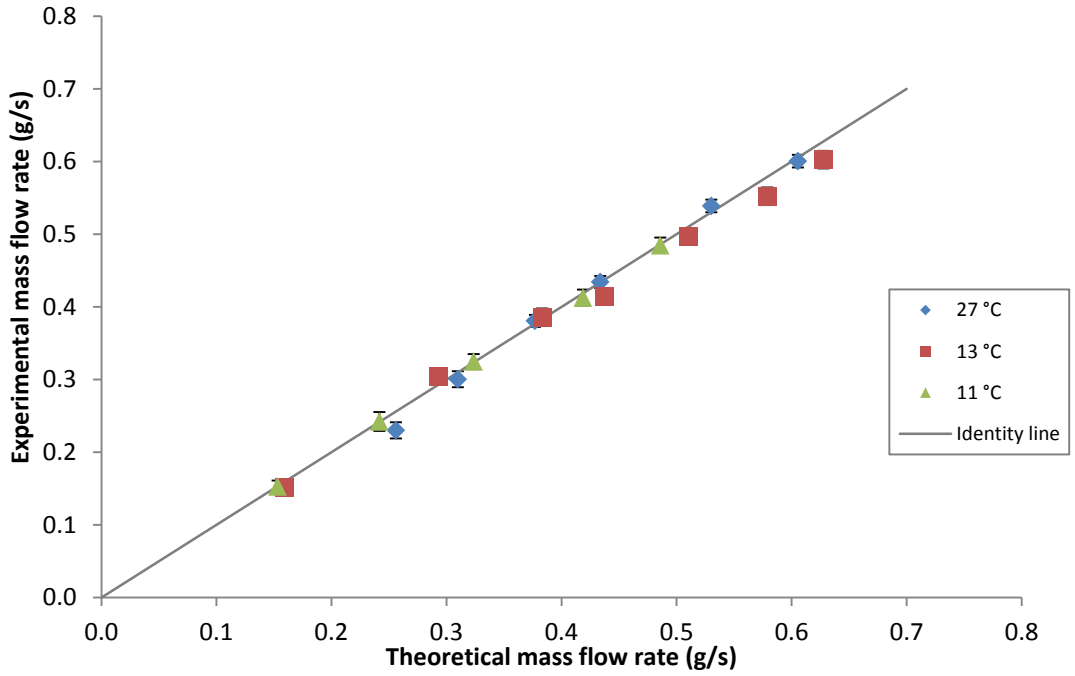


Figure 33: Experimental and theoretical mass flow rate according to equation (70) for the atomizer of 100 µm orifice diameter.

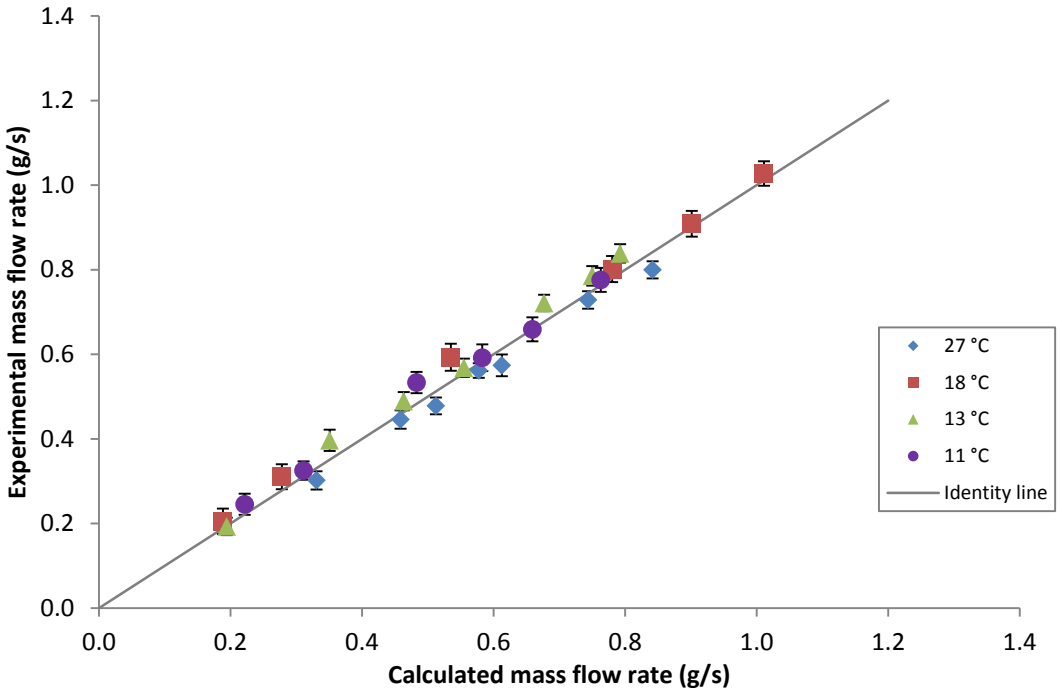


Figure 34: Experimental and calculated mass flow rate according to equation (70) for the atomizer of 150 µm orifice diameter.

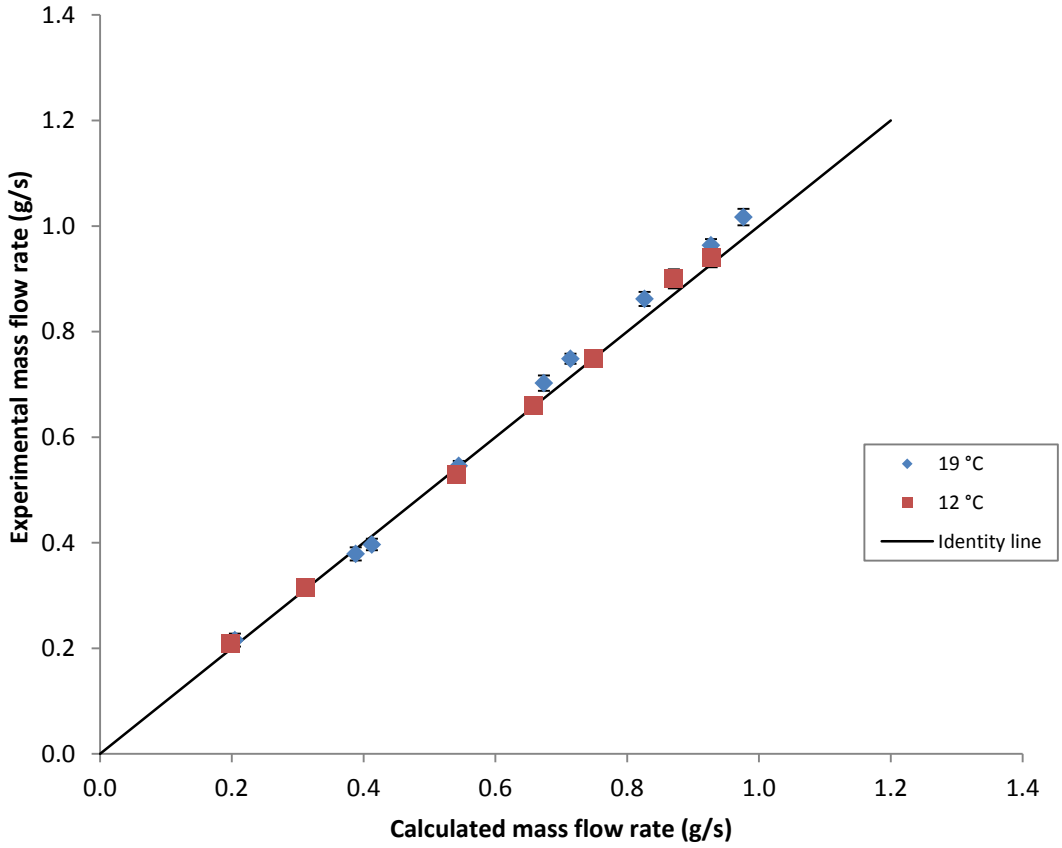


Figure 35: Experimental and calculated mass flow rate according to equation (70) for the atomizer of 410 µm orifice diameter.

These comparisons reveal a good agreement between experimental results and the proposed correlation expressed by equation (70), with a maximum difference of 11% and a mean difference of 2% between experimental and theoretical mass flow rates.

In this first part of the study, the mass flow rate of the injected liquid is measured under different injection conditions and through three hydraulic atomizers, also a new correlation derived from an existing one in the literature is proposed and it allows to estimate this mass flow rate which is an important characteristic of the injection. To have a more complete characterization of the injection, atomization and droplets size are studied and measured in next sections since it presents important parameters in the effectiveness of the injection as in cases of using spray for heat transfer or for combustion.

5. Factors influencing atomization process and different atomization regimes

According to literature many dimensionless numbers influence atomization or can help determining atomization conditions, the most influencing numbers are Reynolds number, Weber number and Ohnesorge number.

Weber number for gas is given by equation (71).

$$We_{gas} = \frac{\rho_{gas}\left(V_{liq} - V_{gas}\right)^2 d_{drop}}{\sigma} \tag{71}$$

Ohnesorge number is given by equation (72).

$$Oh = \frac{\mu_{liq}}{\sqrt{\rho_{liq}\sigma d}} \tag{72}$$

In the atomization study developed by Reitz [62], the liquid jet broke up earlier into smaller droplets and the radial spread of the spray was larger by increasing the We_{gas} number just by changing the gas density.

The degree of disintegration of the jet increases with the distance from the nozzle, the air density, the liquid velocity, or its turbulence, but decreases with an increase of liquid viscosity, or nozzle orifice diameter when other factors are kept constant [89].

Main breakup regimes are studied and described in literature since long time, a well know and used description of these regimes was given by Lee et al. [89] and it is presented in Figure 36.

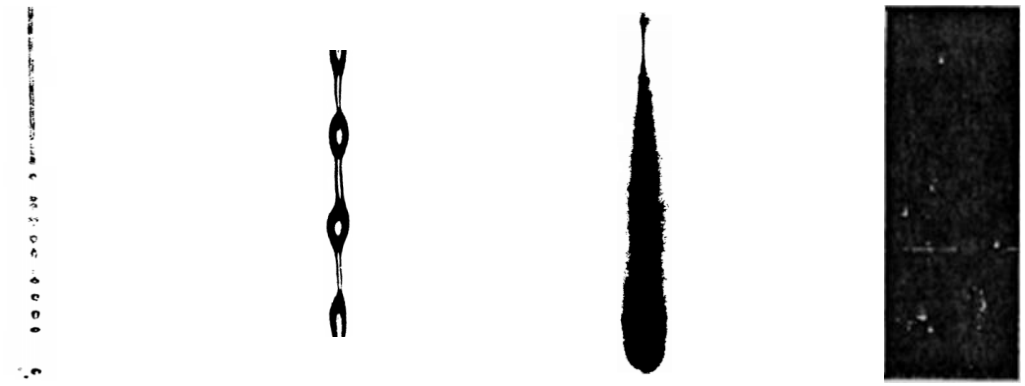


Figure 36: Four jet breakup regimes [89].

As it could be observed, different parameters influence the atomization of the jet. With the used injection system, some of these parameters could be varied or controlled within a certain range. The viscosity of the liquid could be varied by changing the liquid or by changing its temperature since the viscosity is dependant of the temperature, the liquid velocity is changed via the variation of injection pressure and the gas density is controlled via the receiving gas pressure.

Preliminary tests were made to visualize the different breakup regimes, the impact of the viscosity and the impact of the receiving gas characteristics. An enclosure mainly made of glass which permits good visibility of the observed phenomenon is used to realize injection tests in gas under pressure to ensure high gas density.

First, 150 µm atomizer is tested with water under an injection pressure of 6 bars and atomization phenomenon occurred under these conditions as showed in Figure 37.

Then, oil injection in air under atmospheric pressure is tested with the same atomizer. The tests demonstrated that it was difficult to reach atomization or even wind-induced regimes in air under atmospheric pressure. In Figure 38, it is remarked that atomization was not reached even under 30 bars of injection pressure through the 150 µm orifice diameter atomizer.

As a next step, injection is realized in pressurized CO_2 atmosphere at 10 bars. For the 410 µm orifice diameter atomizer, wind-induced breakup regime was reached at 40 bars injection pressure or a ΔP of 30 bars according to test conditions as shown in Figure 39. In Figure 40, atomization regime is reached for the 100 µm orifice diameter atomizer at 35 bars injection pressure or a ΔP of 25 bars.

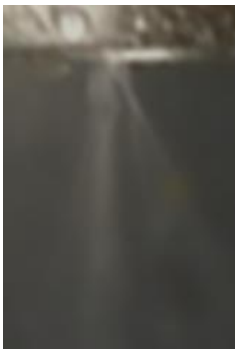


Figure 37: Water injection in air at atmospheric pressure under an injection pressure of 6 bars through the 150 µm orifice diameter atomizer.

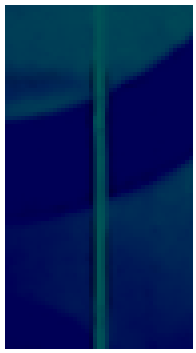


Figure 38: Oil injection at 17 °C in air at atmospheric pressure under an injection pressure of 30 bars through the 150 µm orifice diameter atomizer.



Figure 39: Oil injection at 17 °C in CO2 at 10 bars under an injection pressure of 40 bars through the 410 µm orifice diameter atomizer.

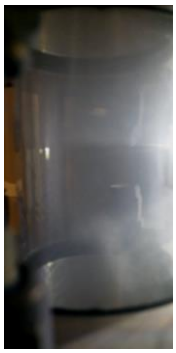


Figure 40: Oil injection at 17 °C in CO2 at 10 bars under an injection pressure of 35 bars through the 100 µm orifice diameter atomizer.

To qualify the atomization and its conditions, atomization limits for the different regimes are analysed from literature and these limits are described as intervals of the We and Oh numbers .

According to Ranz [90] cited by Faeth [59], drip regime occurs for $We_{liq} < 3 - 4$, it ends when the jet momentum is large enough to overcome surface tension forces at the passage exit. According to Scheele et al. [91] cited by Faeth [59] stable liquid jet occurs for $Oh > 2 - 4$, since under these conditions viscous forces are large enough to damp all disturbances that would lead to breakup.

Weber number for liquid is given by equation (73). For injection in a gas at rest with zero velocity the We number for gas is equal to the We number for liquid.

$$We_{liq} = \frac{\rho_{gas} V_{liq}^2 d_{drop}}{\sigma} \tag{73}$$

Transition from the drip regime occurs at $We_{gas} = 4$ [59]. For transition to wind-induced breakup, Ranz [90] suggests a $We_{gas} \approx 4$ for low Oh, while Sterling [92] suggests a transition at $We_{gas} = 1.2 + 3.41Oh^{0.9}$ for $Oh \leq 0.4$.

Faeth [59], Ranz [90] and Miesse [93] suggested $We_{gas} = 13$ and $We_{gas} = 40$ as a limit for transition to atomization breakup.

As presented by Faeth [59], with the increase of air density, the degree of disintegration of the jet becomes greater, and the sizes of the particles are reduced.

These different limits for breakup regimes are illustrated in Figure 41. In Figure 41 are also plotted the injections of water and oil in air and CO_2 for the studied atomizers with We and Oh numbers calculated according to liquid properties and liquid mass flow rate determined according to previous mass flow rate study.

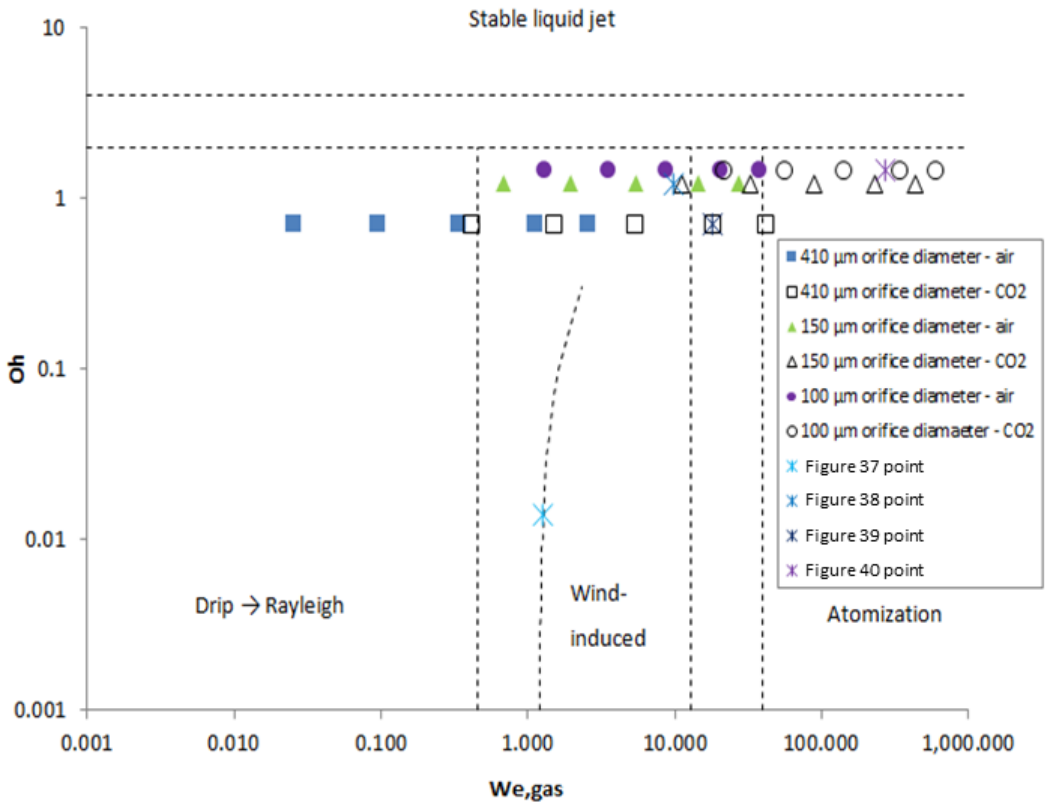


Figure 41: Different breakup regimes in function of Oh and Wegas numbers and breakup regimes for oil injection at 17 °C through the three studied atomizers in air at 1 bar pressure and in CO2 at 10 bars pressure under 5, 10, 20, 40 and 65 bars injection pressure (for each orifice diameter, injection pressure increase from left to right on the graph). Also, in this graph points representing Figure 37, Figure 38, Figure 39, and Figure 40 are showed.

The idea of plotting the limits presented in Figure 41 is to estimate under an injection condition which atomization regime will occur. High Oh numbers are caused by high viscosity of the used oil, but as seen in Figure 41 the studied injections don't reach stable regime which keeps atomization possible.

Also on Figure 41, it is remarked that for the point representing Figure 38, it seems to correspond to a wind-induced regime but this injection didn't reach this regime, it was more stable. So the transition limit for wind-induced regime proposed by Sterling [92] for $Oh \leq 0.4$ was not valid in the studied case for a such high Oh number resulting from used oil viscosity.

The point representing Figure 39 is situated in transition region between wind-induced regime and atomization regime. At this point, wind-induced regime occurred. This regime transition by passing from the point of Figure 38 to the point of Figure 39 suggests the regime transition limit at $We_{gas} = 13$. Then by going further through atomization region regime, atomization occurs as showed by the point representing Figure 40.

Next step consists of determining droplets size which is a very important characteristic of spray for different atomization conditions for three studied atomizers.

6. Spray characterization experimental setup

Once mass flow rate determined and atomization conditions defined, next step relies on determining droplets size which is one of the most important spray characteristics.

For this purpose another experimental setup is designed to control injection conditions as injection pressure and oil temperature and to control receiving gas properties by changing its density via a pressure control. This experimental setup is showed in Figure 42. CO_2 is used as receiving gas, its characteristics are controlled via a pressure control since the enclosure is connected to a pressurized CO_2 bottle equipped with a control expander. CO_2 is used instead of N_2 because it permits to have higher gas densities for the same pressure range. For oil injection and pressure control the same system used in the first experimental setup is connected to the top of the big cylinder shown in Figure 42. Figure 43 presents the photo of the experimental setup used for spray characterization. The atomizer is installed at the top of the cylinder and directed downward which directs the spray or the injected oil downward. The same temperature and pressure sensors used in the first experimental setup are used in this one with an additional pressure sensor used to measure the CO_2 pressure inside the enclosure with an accuracy of ±0.1 bar and a PT100 temperature sensor used to measure the CO_2 temperature inside the enclosure with an accuracy of ±0.3 °C.

Droplets size is measured by laser diffraction technique using a Malvern Spraytec laser diffraction system that permits to realize such measurements [94]. It permits a dynamic measure of droplets size in the range of 0.1 to 2000 µm [95]. This instrument manages automatically the diffraction model in terms of droplets size using the Fraunhofer approximation for large droplets and the Lorenz-Mie theory for droplets having a size equal or smaller than the light beam wave length, this is profusely explained in Toublanc Phd thesis [67]. The cylinder is equipped with two coaxial sight glasses in such a way that the laser enters from one, reaches the spray and undergoes diffraction then exits from the other sight glass to reach the receiver. Sight glasses are equipped with

Borosilicate glass that guaranties more than 90% transmittance for the used laser wave length, which guaranties the transmittance of a sufficient portion of light from the transmitter to the receiver. The enclosure is equipped with a third glass porthole positioned at the same level of the two others and perpendicular to them, it is used to observe the inside of the enclosure.

A: Atomizer
HA: Hydraulic accumulator
P: Pressure sensor
PS: Precision scale
SF: Sieve filter
SG: Sight glass
SV: Safety valve
T: Temperature sensor
V: Valve

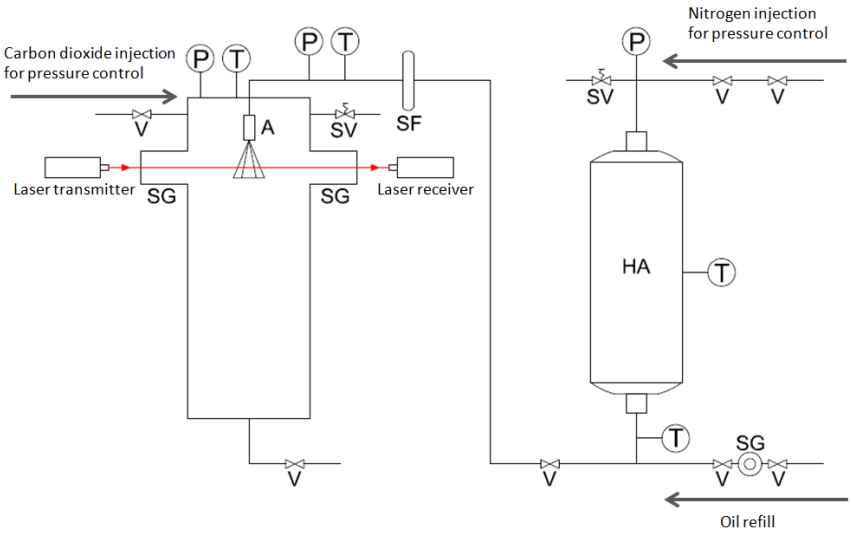


Figure 42: Experimental setup for atomization conditions testing and for spray characterization.

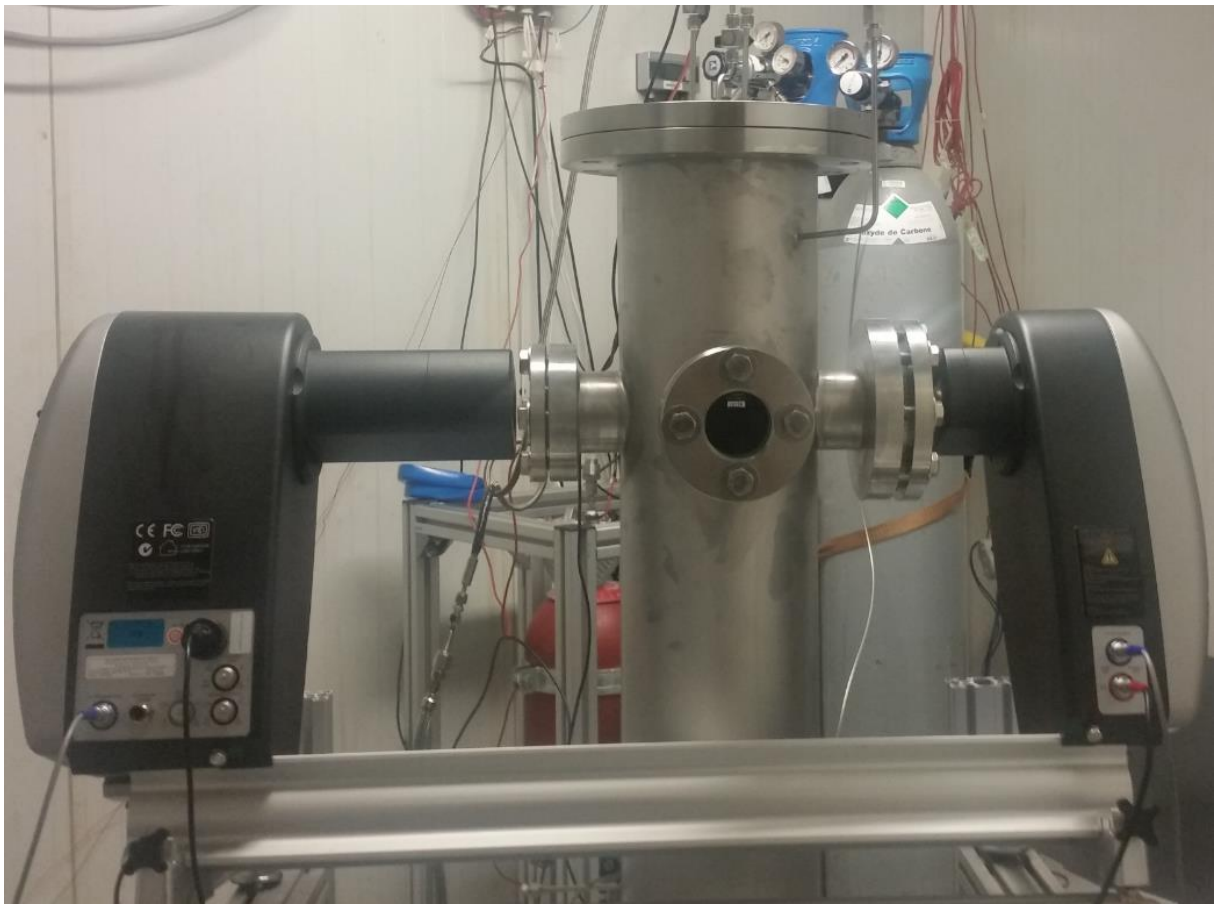


Figure 43: Image of the experimental setup used for spray characterization.

During tests, the Spraytec instrument should be controlled to ensure concentricity of laser transmitter and laser receiver taking into account the presence of the two sight glasses shown in Figure 42 and Figure 43. Then before each tested point an optical background noise is measured and used to eliminate the impact of the presence of persistent spray in the enclosure or sticking droplets on the sight glasses. In the extreme case it was necessary to clean the glasses from sticking droplets. In Figure 44, the big quantity of sticking droplets presented a big challenge and difficulty for good quality measurement realization, this could be quantified by the intensity and distribution of the laser reaching the receiver.

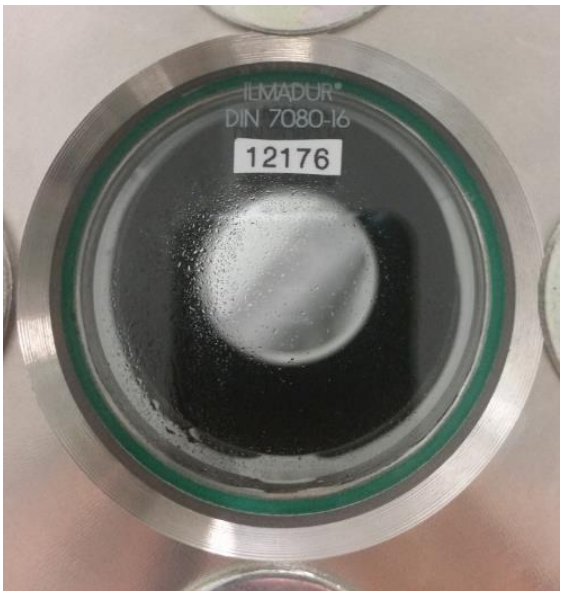


Figure 44: Image of the sticking droplets on the sight glass after consecutive tests with the 410 µm orifice diameter atomizer.

7. Spray characterization experimental results and comparison with correlations from literature

Spray characteristics are measured under different experimental conditions by changing injection pressure, oil temperature, receiving gas density and at 10 cm from the atomizer orifice for the three tested atomizers. Sauter mean diameter under different measurement conditions is shown for the three atomizers of orifice diameter 100, 150 and 410 µm respectively in Figure 45, Figure 46 and Figure 47 where gas density and oil temperature are indicated in the legend of each figure.

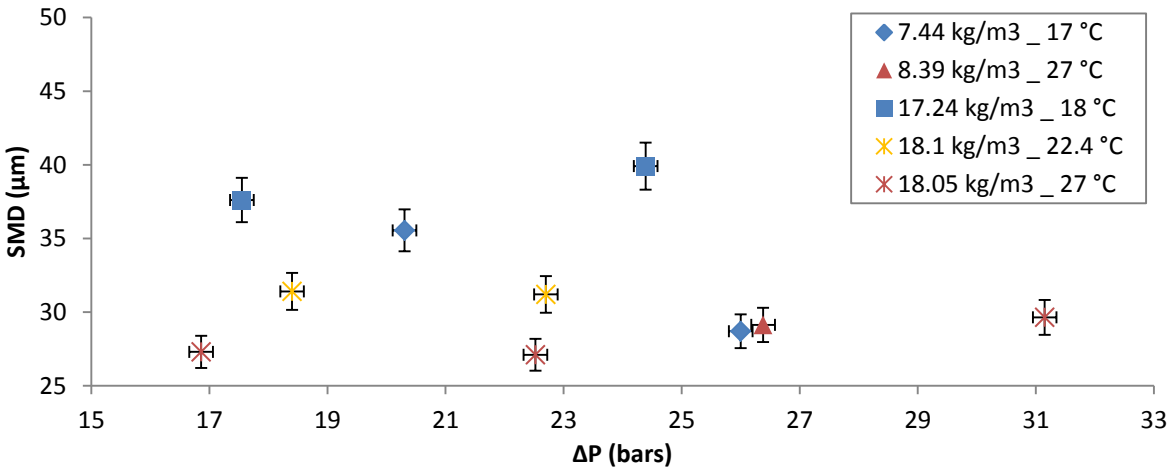


Figure 45: D_{32} diameters measured under different experimental conditions for the atomizer of 100 µm orifice diameter.

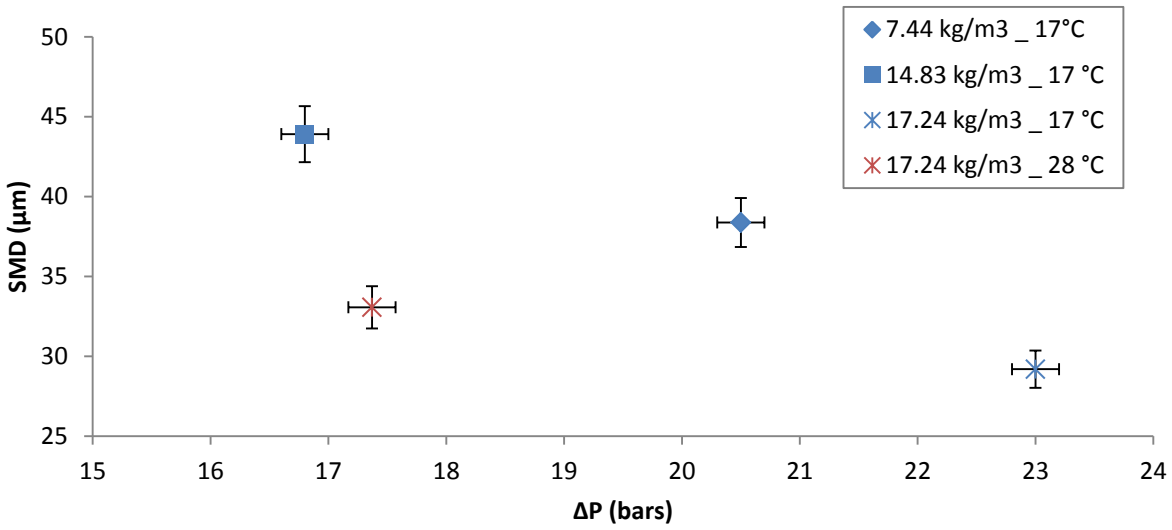


Figure 46: D_{32} diameters measured under different experimental conditions for the atomizer of 150 µm orifice diameter.

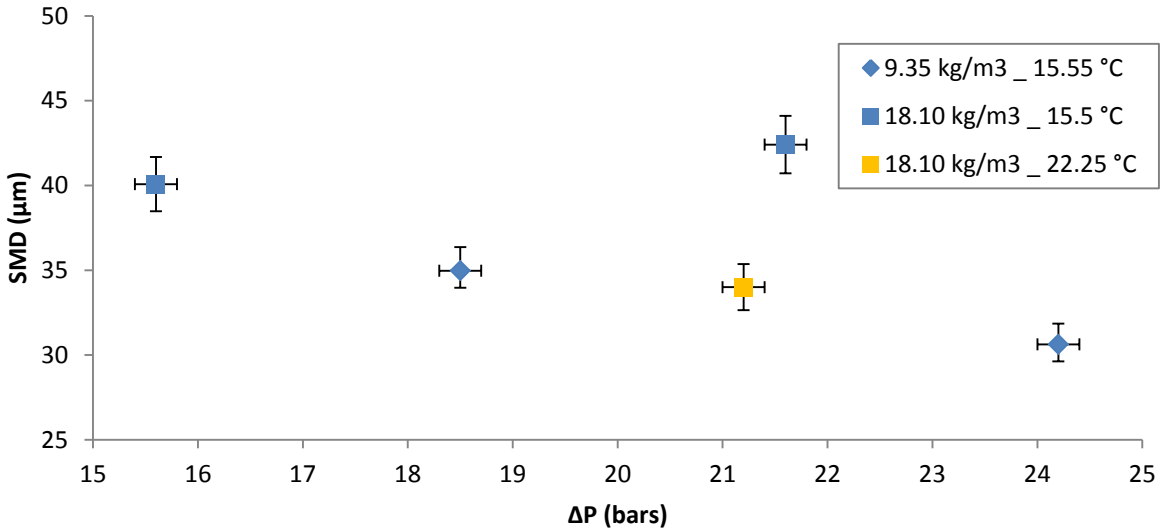


Figure 47: D32 diameters measured under different experimental conditions for the atomizer of 410 µm orifice diameter.

For the uncertainty of the presented measurements of droplets diameter, the pressure uncertainty is about ± 0.2 bar and the tolerance on the diameter measurement is about 4% according to the Spraytec manufacturer.

Measured D_{32} are ranged between 25 and 45 µm for all tested atomizers. It could be remarked that spray droplets become finer with increasing injection pressure. Also, there is a tendency to have smaller diameters with increasing oil temperature, this is effectively related to oil viscosity decrease.

In the literature many correlations derived essentially from experimental results estimate the D_{32} of droplets resulting from atomization through pressure swirl atomizers. Some of these correlations are given in Table 3, where equations (74), (75) and (76) are used by Lefebvre [96], Toublanc [67] and Malý [97] and equation (77) is given by Elkobt [98] and used by Daho et al. [99]. A comparison between measured diameters and calculated diameters according to these correlations is shown in Figure 48.

Author	Correlation	Liquid	Characteristics	
Radcliffe	$D_{32} = 7.3\sigma^{0.6}\nu_{liq}^{0.2}\dot{m}^{0.25}\Delta P^{-0.4}$		v = 0.5-20 mm^2/s ρ_{liq}= 750-1600 kg/m^3	(74)
Jasuja	$D_{32} = 4.4\sigma^{0.6}\nu_{liq}^{0.16}\dot{m}^{0.22}\Delta P^{-0.43}$	kerosene, gas oil, residual fuel, oil		(75)
Lefebvre	$D_{32} = 2.25\sigma^{0.25}\mu_{liq}^{0.25}\dot{m}^{0.22}\Delta P^{-0.5}\rho_{gas}^{-0.25}$	kerosene, gas oil, residual fuel, oil		(76)
Elkobt	$D_{32} = 6156\sigma^{0.737}\nu^{0.385}\rho_{liq}^{0.737}\Delta P^{-0.54}\rho_{gas}$		v = 0.808-8.553 mm^2/s σ = $20.4x10^{-3}$-$27.5x10^{-3}$ N/m ρ_{liq}= 732-847 kg/m^3	(77)

Table 3: D32 correlations used in literature.

Figure 48 shows that the different used correlations give for the same injection conditions different D_{32} diameters, but with a similar tendency and a certain offset between any two of the used correlations. Lefebvre correlation gave the closest estimation of droplets D_{32} diameters in comparison with measured ones with a difference of $\pm$29%. In Figure 49, Figure 50 and Figure 51 calculated diameters using Lefebvre correlation are respectively compared to measured SMD diameters for atomizers of orifice diameter 100, 150 and 410 µm.

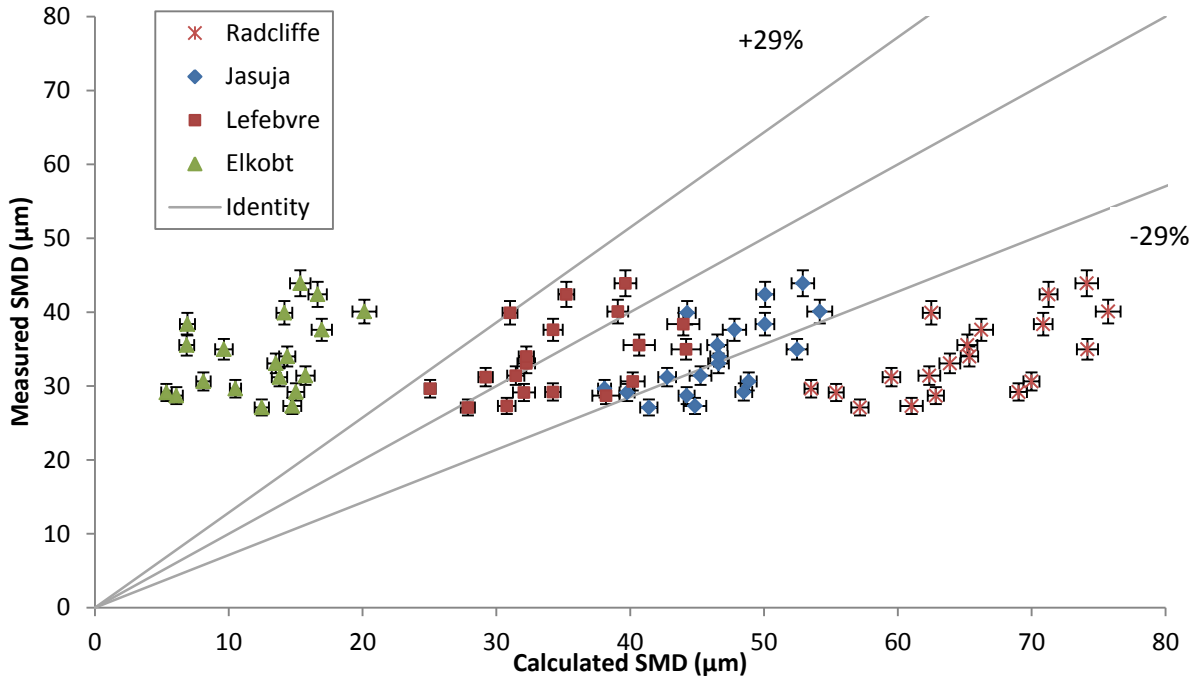


Figure 48: Comparison between measured D_{32} diameters and calculated D_{32} diameters for the three tested atomizers and under all testing conditions.

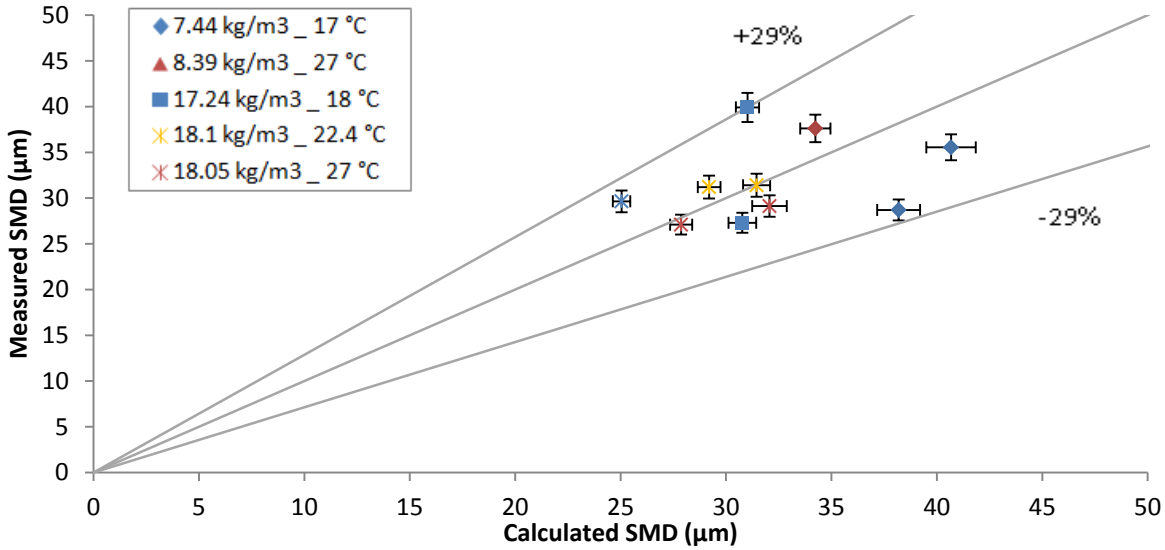


Figure 49: Comparison between measured D_{32} diameters for 100 µm orifice diameter atomizer and calculated D_{32} diameters using Lefebvre correlation (receiving gas density and injected oil temperature are indicated in the legend).

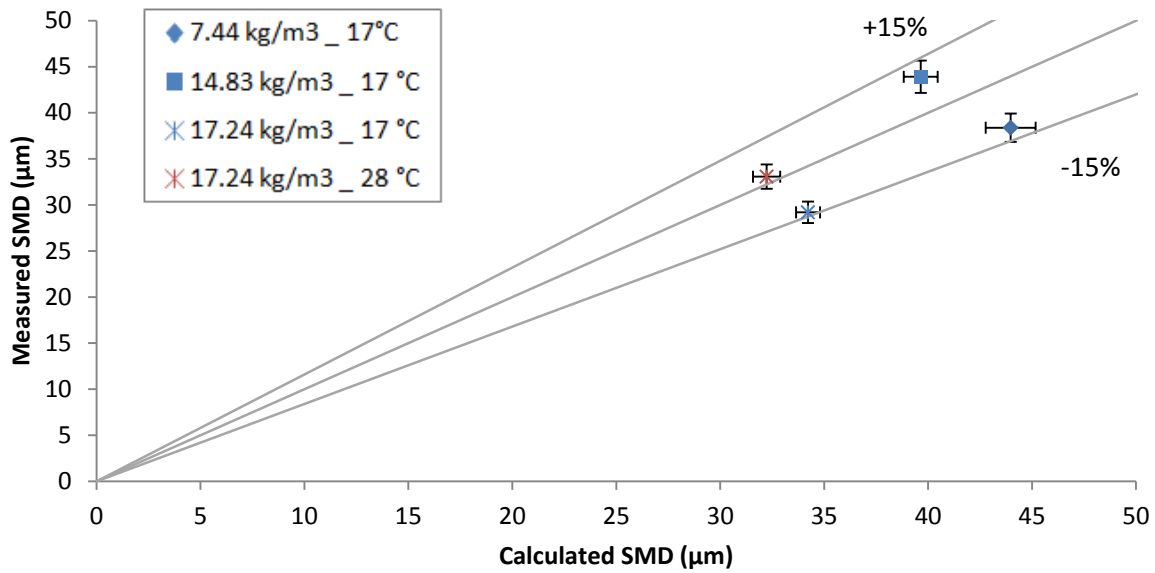


Figure 50: Comparison between measured D_{32} diameters for 150 µm orifice diameter atomizer and calculated D_{32} diameters using Lefebvre correlation (receiving gas density and injected oil temperature are indicated in the legend).

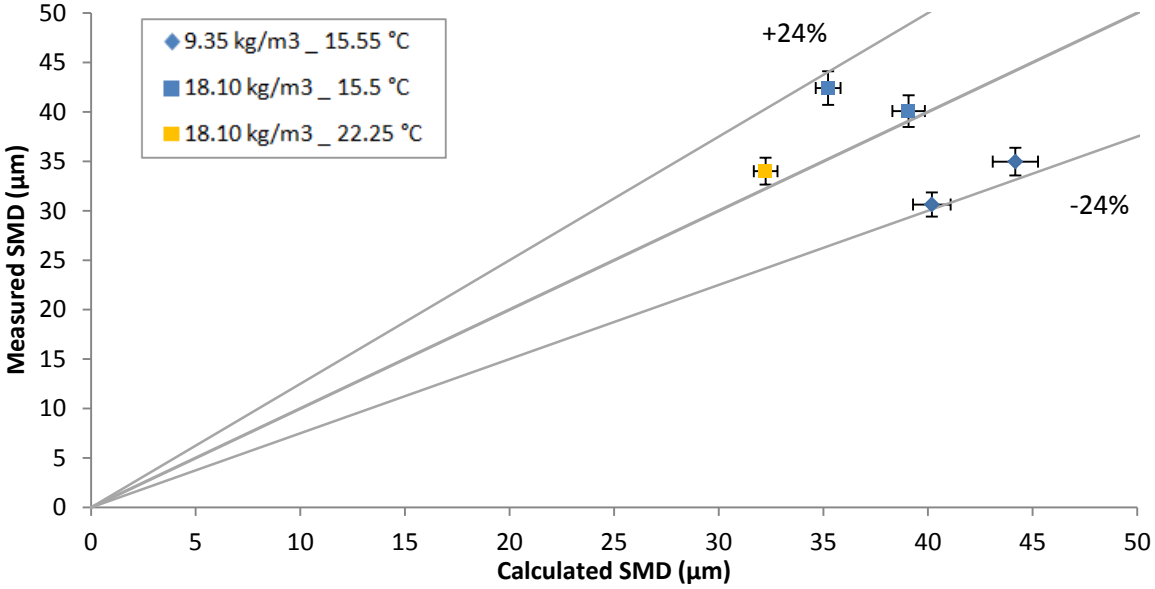


Figure 51: Comparison between measured D_{32} diameters for 410 µm orifice diameter atomizer and calculated D_{32} diameters using Lefebvre correlation (receiving gas density and injected oil temperature are indicated in the legend).

8. Conclusions and perspectives

In this paper, oil injection through hydraulic atomizers designed for water atomization is studied. This permits to test the effect of fluid characteristics change on the atomization qualified by mass flow rate and droplets Sauter mean diameter.

Tested atomizers were geometrically characterized according to mass flow rate provided by manufacturers and according to correlations used to estimate discharge coefficient and mass flow rate for this category of atomizers. Then mass flow rate of oil through these atomizers was measured. In this case, correlations gave results far from measured mass flow rate which was assumed to be related essentially to a change in viscosity range. So, Lichtarowicz correlation was adjusted by adding a term of relative viscosity which allowed to have a better fit with measured mass flow rate.

In a second phase, atomization is tested and atomization of used oil occurred under conditions of high density receiving gas as predicted theoretically specially by increasing We_{gas} number. Droplets D_{32} diameters were measured and compared with four correlations from literature. Smaller D_{32} diameters were measured for higher injection pressures and for higher oil temperatures. In the case of realized tests, the correlation of equation (76) given by Lefebvre provided an acceptable estimation of measured D_{32}.

For further works, it would be of interest to test other and different liquids injection and atomization through this type of atomizers, especially liquids having other ranges of viscosity. It would be interesting also to realize more measurements of droplets D_{32} diameters under the tested conditions and under different testing conditions. Due to the difficulties encountered in realizing a big number of droplets D_{32} diameter measurements it seems more adequate to equip the experimental setup with a vacuum system or a recirculation system that permits to eliminate the spray from the enclosure more automatically in such a way to eliminate more efficiently the residual spray remaining after each test.

Appendix

The liquid used in this study, and that is subjected to atomization is the refrigeration compressor lubricant POE oil (Emkarate RL32-3 MAF). The density of this oil is given by equation (78) suggested by Conde [100].

$$\rho(T) = 981 - 0.6(T - 293.15) \quad (78)$$

The kinematic viscosity of this oil is given by equation (79) given by Wahlström et al. [101] cited by Youbi-Idrissi [45].

$$ln\big(ln(\nu \times 10^6 + 0.7)\big) = 21.959 - 3.605ln(T) \quad (79)$$

The surface tension of the POE Emkarate RL32-3 MAF is given by equation (80) given by Bell et al. [102] cited by Youbi-Idrissi [45].

$$\sigma = 0.03742 - 0.0001253(T + 273.15) \quad (80)$$

For spray characterization, optical characteristics of the oil are needed. The refraction index of used oil is 1.45 [103] [67].

Chapitre 4

Application expérimentale de l'injection d'huile dans le compresseur et validation du modèle de compression refroidie

Dans le cas du R-32, le refroidissement de la compression permet d'apporter une solution aux aspects importants reliés à la réduction de la température de refoulement du compresseur et à la réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur qui sont élevées par rapport à celles du système fonctionnant avec le R-410A et qui atteignent même des niveaux critiques comme le montrent les expériences du chapitre 1. Le potentiel en termes de réduction de température et de gain de consommation électrique a été évalué au chapitre 2. Ce potentiel est non négligeable si les conditions d'injection d'huile sont maîtrisées. Le travail de caractérisation du chapitre 3 a permis de mettre en œuvre une pulvérisation produisant des gouttes de diamètre suffisamment faible pour que le refroidissement soit significatif.

Dans ce chapitre, cette solution de pulvérisation est utilisée pour étudier expérimentalement la compression refroidie par injection d'huile au niveau de l'aspiration du compresseur du GRE fonctionnant avec le R-32.

4.1. Montage expérimental : connexion du système d'injection d'huile au groupe refroidisseur d'eau

Dans le chapitre précédent, le système d'atomisation de l'huile de lubrification et les sprays générés par trois buses différentes sous des conditions de température et de pression similaires à celles de l'aspiration du compresseur ont été caractérisés. Dans ce chapitre et dans le but de tester la compression refroidie, ce système est utilisé pour injecter le spray généré au niveau de l'aspiration du compresseur du GRE étudié en chapitre 1. Ainsi, il est nécessaire de connecter le système d'atomisation au niveau de l'aspiration du compresseur.

Le spray d'huile sera injecté au niveau de l'aspiration du compresseur en utilisant deux méthodes qui sont utilisées individuellement:

- Premier dispositif: Injection de l'huile au niveau de l'enceinte cylindrique déjà utilisée dans le chapitre précédent. L'enceinte est balayée par la vapeur sortant de l'évaporateur pour ensuite sortir vers l'aspiration du compresseur. Alors, une fraction du spray injecté dans

l'enceinte sera transporté par l'écoulement du réfrigérant traversant l'enceinte jusqu'à l'aspiration du compresseur.

- Second dispositif: Injection de l'huile directement en face de l'aspiration du compresseur à l'aide d'une buse d'atomisation montée dans un trou percé dans la paroi du compresseur et dirigée vers le port l'aspiration.

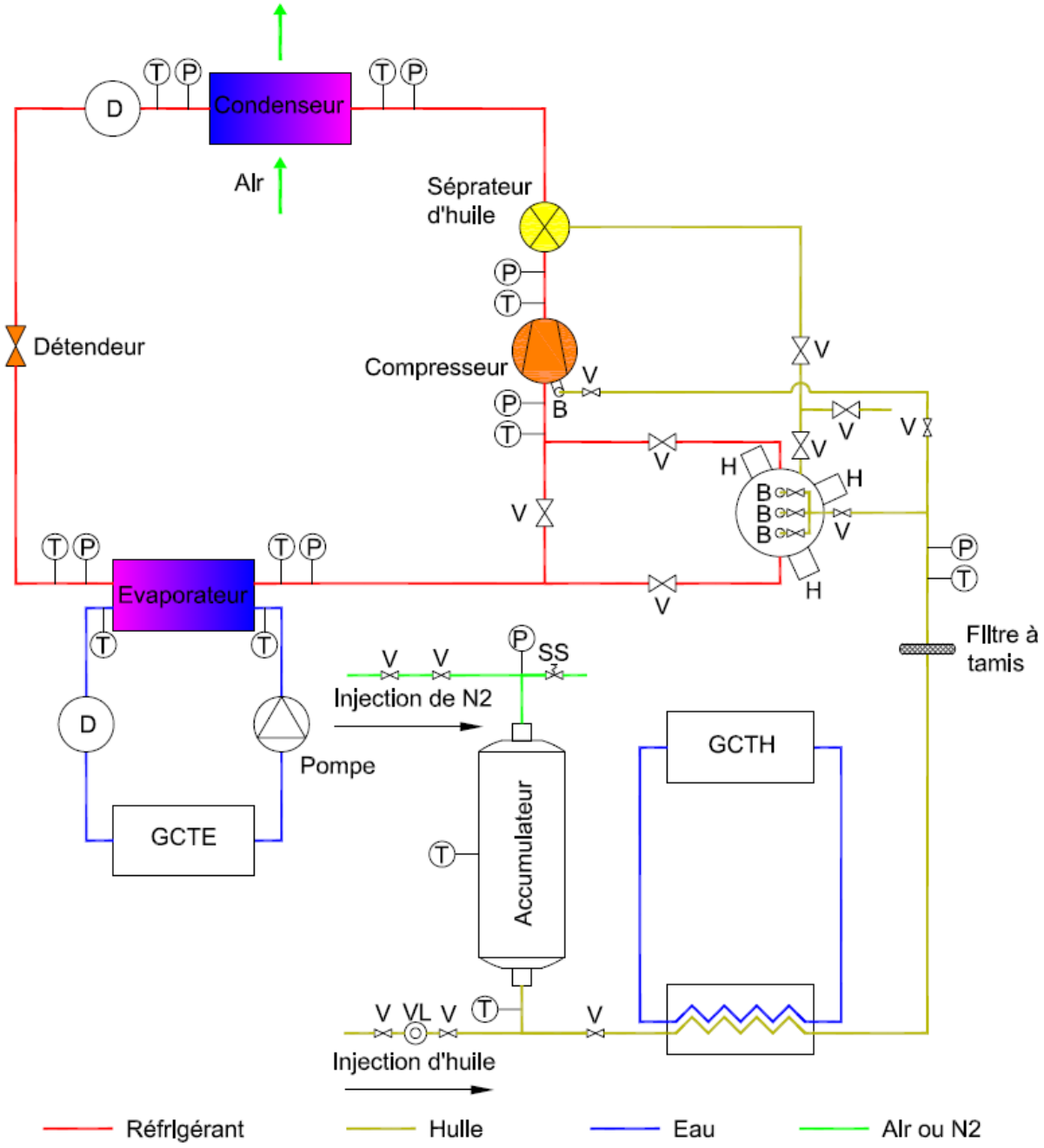
Pour relier les observations au niveau du compresseur aux phénomènes décrits au chapitre 2, il faudra contrôler le débit de l'huile injectée, sa température et la taille des gouttelettes formant le spray qui sont les trois principaux paramètres contrôlables et impactant l'efficacité de cette injection d'huile.

Ainsi, pour contrôler le débit de l'huile, le même système utilisé au chapitre précédent permet de contrôler la pression d'injection de l'huile à l'aide de l'accumulateur qui sert de réservoir d'huile et qui est connecté à la bouteille d'azote sous pression.

Aussi, la température de l'huile doit être contrôlée pour être égale à celle du réfrigérant à l'aspiration du compresseur comme dans les cas d'étude présentés au chapitre 2. Dans les conditions de l'expérience la température du réfrigérant à l'aspiration est inférieure à la température ambiante et si l'huile est injectée à température ambiante elle causera une augmentation de la température du réfrigérant à l'aspiration du compresseur. Ceci causera une réduction du débit de réfrigérant parce que la masse volumique du réfrigérant à l'aspiration diminuera dans ce cas ; ce qui pourra causer une hausse de la température de refoulement causée par la hausse de la température d'aspiration. Pour contrôler la température de l'huile injectée, le circuit d'injection d'huile est connecté à un échangeur en amont des buses de pulvérisation, cet échangeur est connecté de l'autre côté à un groupe refroidisseur d'eau de petite puissance permettant ainsi de maitriser la température de l'huile injectée.

Le GRE est placé dans la même chambre climatique que celle décrite au chapitre 1 pour le contrôle de la température ambiante et il est connecté à une boucle d'eau simulant la charge thermique permettant de contrôler la température et le débit de l'eau arrivant à l'évaporateur du GRE.

Le dispositif expérimental décrit ci-dessus est présenté dans la Figure 52.



B: buse

GCTH: groupe de contrôle de la température de l'huile

T: capteur de température

D: débitmètre

P: capteur de pression

V: vanne

GCTE: groupe de contrôle de la température et du débit de l'eau

SS: soupape de sécurité

VL: voyant liquide

Figure 52: dispositif expérimental du GRE placé dans la chambre climatique et connecté à la boucle d'eau et au système d'injection d'huile.

Comme le montre la Figure 52, les caractéristiques thermodynamiques du réfrigérant sont déterminées à l'aide des capteurs de pression et de température installés à l'entrée et à la sortie de chaque composant du GRE et de l'enceinte cylindrique. En outre, un débitmètre installé sur le circuit frigorifique permet de mesurer le débit du réfrigérant y circulant. De même, des capteurs de pression et de température sont installés sur le circuit d'huile et sur l'accumulateur pour déterminer la pression d'injection de l'huile ainsi que ces différentes caractéristiques surtout sa viscosité qui est fortement dépendante de la température. Pour le circuit d'eau connecté au GRE, un débitmètre permet de mesurer le débit d'eau traversant l'évaporateur du GRE et des capteurs de température permettent de mesurer la température de l'eau à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur.

Les caractéristiques de ces capteurs et leur incertitude sont données dans les chapitres 1 et 3 respectivement parce que ce sont les mêmes capteurs des dispositifs expérimentaux utilisés et décrits aux chapitres 1 et 3.

4.2. Expérimentations

Pour tester l'efficacité de l'injection d'un spray d'huile à l'aspiration une procédure expérimentale est suivie et l'étude expérimentale est divisée en plusieurs étapes.

Tout d'abord le système de référence est testé de nouveau en faisant des essais en bipassant l'enceinte cylindrique et sans effectuer d'injection directe d'huile à l'aspiration. Ces essais permettent d'optimiser la charge du réfrigérant à introduire dans le système frigorifique d'une part et d'établir les performances de référence du système sans modification d'autre part.

La deuxième phase consiste à établir une autre référence des performances du GRE en faisant passer le réfrigérant par l'enceinte cylindrique avant d'atteindre l'aspiration du compresseur. Cette deuxième référence est nécessaire pour mesurer l'impact de la modification du circuit.

La troisième phase consiste à réaliser les tests avec injection au niveau de l'enceinte. Dans ces tests, plusieurs buses d'atomisation sont testées ce qui permettra de modifier le débit et la granulométrie du spray d'huile. Aussi, plusieurs buses peuvent être utilisées simultanément.

Dans la quatrième phase, l'injection directe est testée en utilisant le point d'injection directement situé en face de l'aspiration du scroll. Dans ce cas, seulement une seule buse pourra être utilisée durant un essai.

Durant tous les essais, la température de l'eau arrivant à l'évaporateur du GRE est contrôlée de façon à avoir une température d'eau de 7 °C à la sortie de cet évaporateur. La température ambiante est

contrôlée à l'aide du groupe de climatisation permettant le réglage de la température dans la chambre climatique en compensant la chaleur dégagée par le GRE.

4.2.1. Résultats expérimentaux

4.2.1.1. Tests de références

Tout d'abord des tests d'optimisation de charge sont réalisés en bipassant l'enceinte. Les résultats de ces tests pour le COP et la puissance frigorifique produite par le GRE sont montrés dans la Figure 53 et la Figure 54 ci-après.

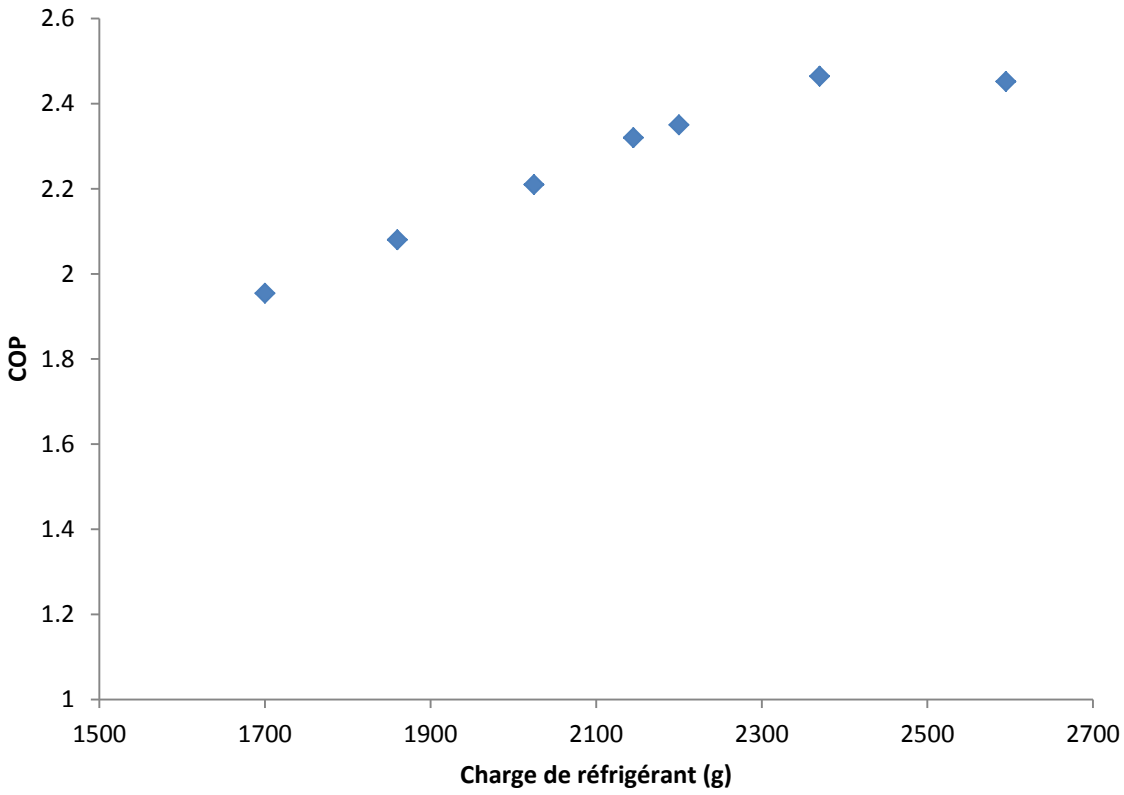


Figure 53: COP en fonction de la charge de réfrigérant en bipassant l'enceinte pour l'optimisation de la charge de réfrigérant à une température ambiante de 35 °C.

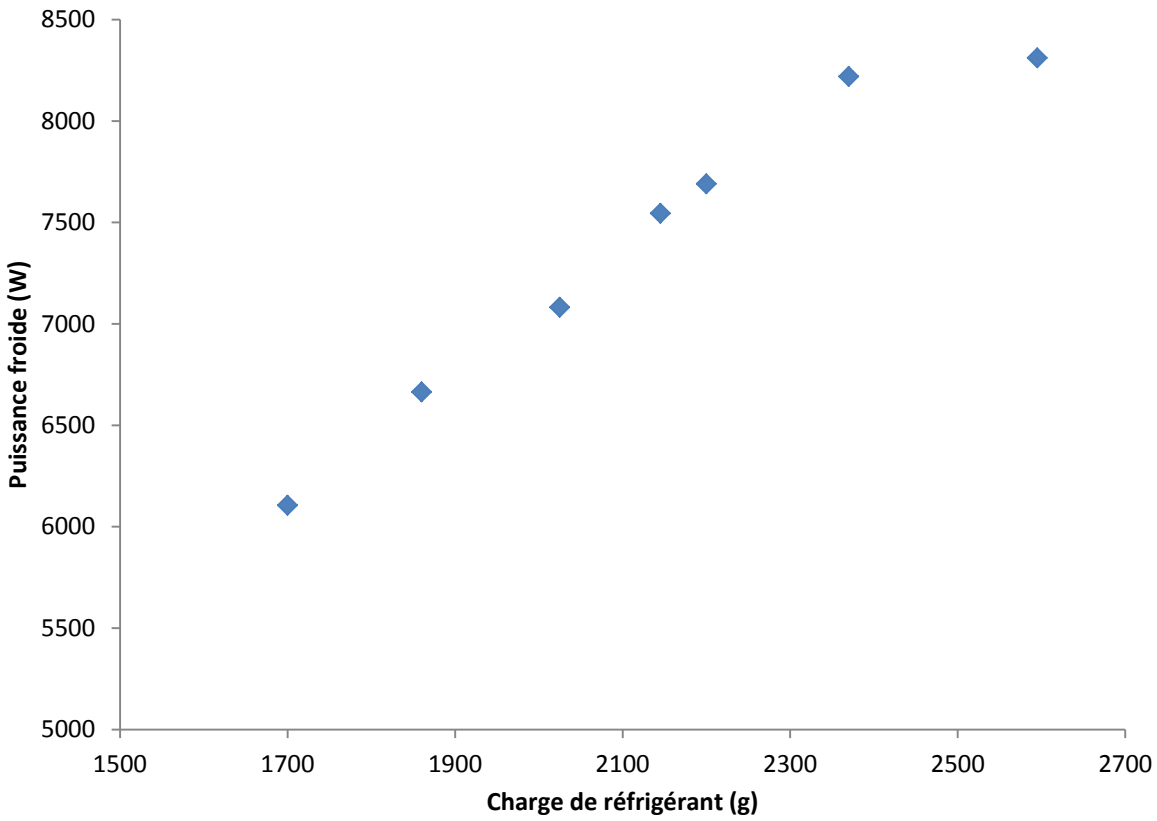


Figure 54: Puissance froide produite par le GRE en fonction de la charge de réfrigérant en bipassant l'enceinte pour l'optimisation de la charge de réfrigérant à une température ambiante de 35 °C.

Les résultats des essais représentés dans la Figure 53 et la Figure 54 sont réalisés pour des charges de 1700, 1860, 2025, 2145, 2200, 2370 et 2595 g de réfrigérant et sous une température ambiante de 35 °C. Il est remarquable que le COP maximal de 2.46 est obtenu pour la charge de 2370 g et que la puissance frigorifique produite par le GRE continue à augmenter avec l'augmentation de la charge du réfrigérant mais en passant de la charge de 2370 g à la charge de 2595 g cette augmentation est plus faible que les augmentations obtenues avec les ajouts précédents de charge. Ainsi, la charge de 2595 g est choisie permettant les meilleures performances du point de vue de la puissance frigorifique et ayant un COP de 2.45 presque égal à celui de la charge de 2370g.

Alors, en gardant la charge de 2595 g, les tests de référence pour le GRE sont réalisés en bipassant l'enceinte cylindre pour différentes températures ambiantes et pour une température de 7 °C pour l'eau à la sortie de l'évaporateur.

L'introduction de l'enceinte au circuit, modifie le volume d'une façon non négligeable. Ce volume bien qu'en état vapeur et à la basse pression implique une partie de la charge (~200 g) qui n'est plus utile dans les échangeurs. Ainsi, pour réaliser les références avec l'enceinte, la charge est augmentée

à 2745 g. Ces essais de référence sont réalisés dans les mêmes conditions expérimentales qu'avant en ouvrant le circuit frigorifique à l'enceinte et en faisant passer ainsi le réfrigérant par l'enceinte avant d'atteindre l'aspiration du compresseur. Les résultats de ces essais de référence sont montrés à la Figure 55, la Figure 56, la Figure 57 et la Figure 58 ci-après.

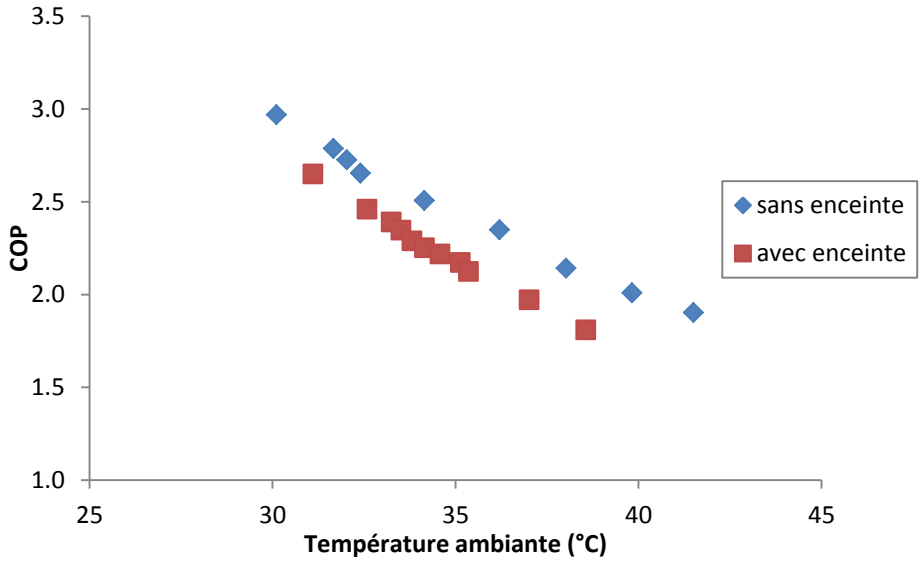


Figure 55: COP du GRE avec et sans enceinte en fonction de la température ambiante.

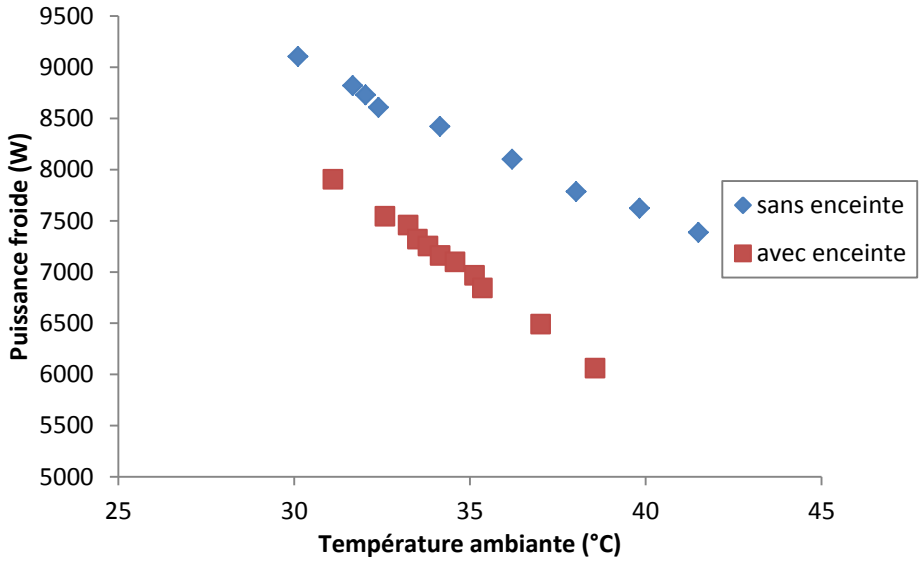


Figure 56: Puissance frigorifique produite par le GRE avec et sans enceinte en fonction de la température ambiante.

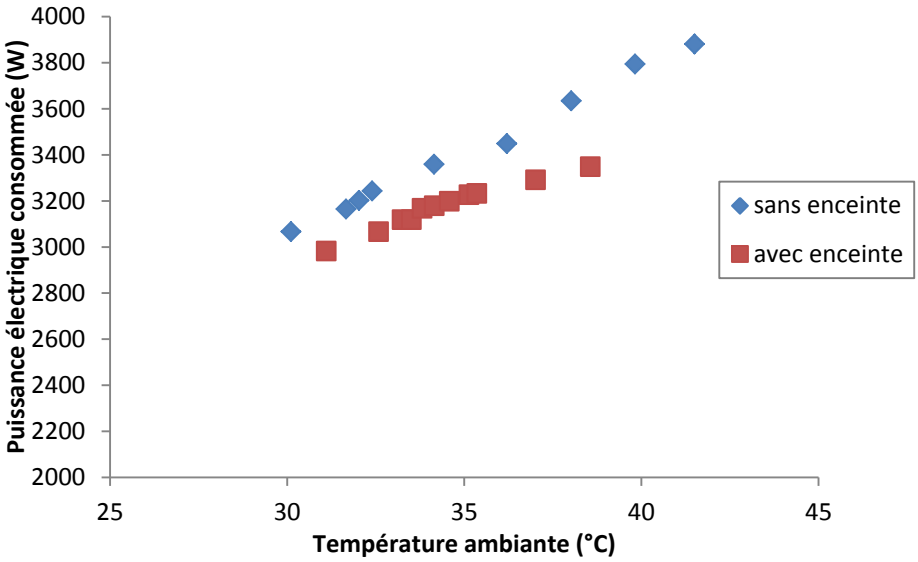


Figure 57: Puissance électrique consommée par le GRE avec et sans enceinte en fonction de la température ambiante.

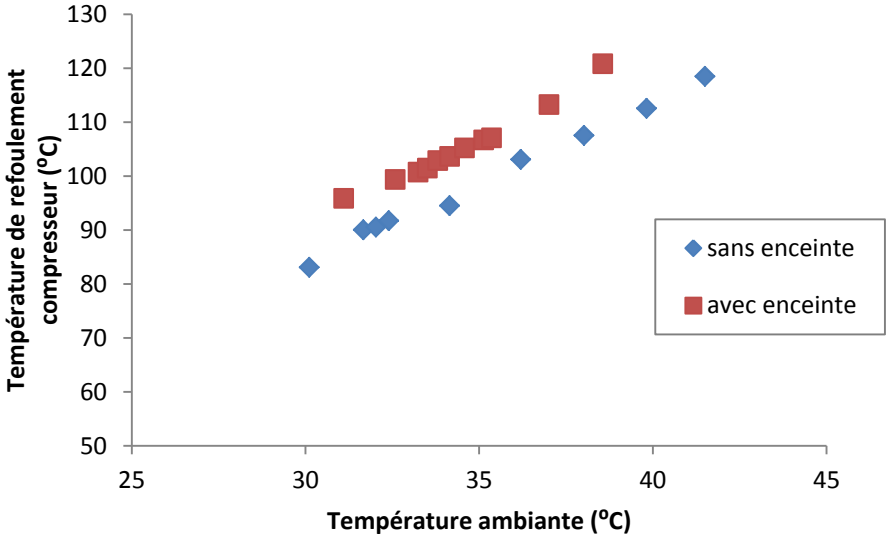


Figure 58: Température de refoulement à la sortie du compresseur pour les tests de référence avec et sans enceinte en fonction de la température ambiante.

En comparant les tests de référence sans enceinte avec ceux qui sont réalisés avec enceinte, il est remarquable qu'en faisant passer le réfrigérant par l'enceinte le COP, la puissance froide et la consommation électrique ont diminué alors que la température à la sortie du compresseur a augmenté. Ces pertes en puissance frigorifique et performance énergétique sont causées en grande partie par le préchauffage du réfrigérant au niveau de l'enceinte à cause d'un échange thermique

avec l'ambiance à travers la surface de l'enceinte, de l'ajout d'un volume supplémentaire considérable en intégrant l'enceinte au circuit frigorifique et par les pertes de charges supplémentaires. Le préchauffage du gaz à l'aspiration du compresseur cause une diminution de la masse volumique du gaz aspiré ce qui réduit le débit massique du réfrigérant aspiré par le compresseur en considérant que le rendement volumétrique du compresseur reste inchangé et ce préchauffage cause aussi une augmentation supplémentaire de la température de refoulement du compresseur.

Pour évaluer l'effet du préchauffage du réfrigérant à l'aspiration ou la part de ce préchauffage dans la différence entre les cas avec et sans enceinte, une comparaison entre le débit massique mesuré et la masse volumique du réfrigérant à l'aspiration pour une température ambiante de 35 °C dans les deux cas avec et sans enceinte est calculée en fonction de la pression et de la température à l'aspiration du compresseur qui permettent de calculer la densité du gaz à l'aide de Refprop. Les valeurs de ces caractéristiques sont données dans le Tableau 9 ci-après pour les deux cas avec et sans enceinte. Les incertitudes sur la densité sont calculées en prenant en compte l'incertitude sur la mesure de la température et de la pression à l'aspiration du compresseur.

	T_aspiration (°C)	P_aspiration (bars)	ρ_aspiration (kg/m^3)
sans enceinte	3.9 ± 0.15	8.85 ± 0.1	23.86 ± 0.33
avec enceinte	14.2 ± 0.15	8.23 ± 0.1	20.51 ± 0.29

Tableau 9: Température, pression et densité à l'aspiration du compresseur avec et sans enceinte à une température ambiante de 35 °C.

D'après les valeurs de masse volumique calculées dans le Tableau 9, il est remarquable qu'en utilisant l'enceinte la masse volumique a diminué de 14.04% ± 2.4% en prenant en compte les incertitudes sur le calcul de la densité. Cette diminution de la densité influence directement la masse du réfrigérant aspiré par le compresseur durant chaque cycle de compression et par la suite le débit du réfrigérant diminue. Or, d'après le débit massique mesuré, le flux de réfrigérant circulant dans le circuit frigorifique a diminué de 20% ± 6%. Ainsi, la comparaison entre la réduction de la densité et celle du débit du fluide frigorifique montre qu'elles sont du même ordre de grandeur. En outre, à une température ambiante de 35 °C la puissance frigorifique baisse de 16% en passant du cas avec enceinte au cas sans enceinte, d'où cet impact direct de la variation de la densité à l'aspiration sur la puissance frigorifique et la performance du GRE.

L'objectif principal de ces essais reste d'établir une référence et non pas de comparer l'effet de l'introduction de l'enceinte au circuit frigorifique. Cette référence permet de quantifier et d'évaluer un éventuel effet de l'injection d'un spray d'huile sur le refroidissement de la compression évalué par la réduction de la température de refoulement du compresseur et sur l'amélioration des performances énergétiques du GRE évaluée par une augmentation du COP due à une réduction de la puissance consommée par le compresseur.

Alors, ayant les performances et les puissances de référence, dans les prochaines expériences l'injection d'un spray dans l'enceinte cylindrique durant le fonctionnement du GRE est testée et les résultats sont comparés aux résultats des tests de référence.

4.2.1.2. Tests avec injection d'huile dans l'enceinte

Ayant réalisé les tests de référence qui ont permis d'explorer les performances de référence du GRE avec et sans enceinte, dans cette étape de l'étude des essais sont réalisés avec injection d'huile dans l'enceinte cylindrique.

Caractérisation de l'injection d'huile durant les essais avec injection d'huile dans l'enceinte

Pour quantifier l'effet de l'injection d'huile sur les performances du système et être capable de le rapprocher avec le potentiel théorique évalué au chapitre 2, il est nécessaire de caractériser l'injection d'huile (diamètre de gouttes, débit et température). Les caractéristiques de cette injection peuvent s'obtenir par la pression d'injection (qui permet d'évaluer le débit d'huile injectée) et la température de l'huile injectée, ces deux caractéristiques sont mesurées par les capteurs de température et de pression installés juste en amont des buses d'atomisation montées sur l'enceinte cylindrique comme le montre la Figure 52.

La température de l'huile injectée est importante pour caractériser le mélange huile-réfrigérant à l'aspiration du compresseur et la masse d'huile injectée est importante pour déterminer la fraction massique que représente l'huile injectée du débit de réfrigérant. Mais, la masse d'huile injectée au niveau de l'enceinte ne sera probablement pas toute transportée par l'écoulement du réfrigérant. En outre, la température de l'huile, la pression d'injection et la densité du gaz dans l'enceinte sont nécessaires pour déterminer le diamètre de Sauter moyen des gouttes du spray généré par chaque buse utilisée en utilisant les résultats du chapitre 3 et ce diamètre est une des caractéristiques importantes de l'échange entre l'huile et le réfrigérant comme déjà montré dans le chapitre 2.

Il y a certainement une proportion de l'huile injectée qui va tomber au fond de l'enceinte cylindrique et il y a la possibilité qu'une autre proportion constitue un film sur la paroi de l'enceinte. D'où la

nécessité de faire un bilan massique sur l'huile injectée, qui permet de déterminer quelle fraction de cette huile est entraînée effectivement par le réfrigérant pour atteindre l'aspiration du compresseur et quelle autre fraction est restée bloquée au niveau de l'enceinte durant chaque essai. Pour s'assurer que le retour d'huile circulant dans le circuit ne vienne fausser le bilan, un séparateur d'huile surdimensionné par rapport à la puissance de la machine est installé. Ainsi, la quantité d'huile qui se trouve au fond de l'enceinte correspond essentiellement à la fraction injectée et qui n'a pas été entraînée par le réfrigérant. L'incertitude sur ce bilan est liée à la possibilité d'un éventuel retour d'huile du circuit frigorifique jusqu'à l'enceinte malgré l'installation du séparateur d'huile surdimensionné dont l'efficacité reste inférieure à 100% [104] ; cette quantité est estimée grâce aux essais de référence.

Vu la grande masse de l'enceinte cylindrique et vu qu'elle a des connections rigides avec le circuit frigorifique, la masse de l'enceinte n'a pas été mesurée directement pour essayer de déterminer le débit instantané de l'huile qui s'accumule au niveau de cette dernière. Alors, pour déterminer la masse de l'huile accumulée au fond de l'enceinte durant une certaine période, cette huile est extraite de l'enceinte à travers la vanne de purge connectée au fond de l'enceinte et par la suite la masse de l'huile extraite est mesurée directement. Pour s'assurer que l'huile échappant du séparateur d'huile et entraînée par le réfrigérant jusqu'à l'enceinte reste à l'enceinte et ne continue pas son chemin jusqu'à l'aspiration du compresseur, les tubes d'entrée et de sortie du réfrigérant connectés à l'enceinte ne sont pas coaxiaux et celui de la sortie est plus élevé que celui de l'entrée de 30 cm.

Durant les tests de référence avec enceinte, le taux d'accumulation d'huile dans l'enceinte est mesuré à l'aide d'essais de longues durées et il est d'environ 0.135 g/s. Cette accumulation d'huile dans l'enceinte indépendante de l'injection est supposée inchangée lors des essais avec injection et doit être prise en compte pour le calcul de la quantité d'huile entraînée par le réfrigérant.

Les tests avec injection d'huile sont réalisés à différentes températures ambiantes et en utilisant les buses de diamètre d'orifice 150 et 410 µm séparément et simultanément ce qui permet de varier le débit de l'huile injectée et la taille des gouttelettes du spray.

Pour les essais réalisés avec injection d'huile dans l'enceinte, la pression d'injection qui est la différence entre la pression dans le circuit d'huile et celle du gaz dans l'enceinte et le débit massique de l'huile injectée par les buses testées séparément et simultanément sont données dans le Tableau 10 ci-après. Les débits massiques sont calculés à partir de la nouvelle corrélation présentée au

chapitre 3 permettant le calcul du coefficient de décharge des buses étudiées et des mesures expérimentales réalisées au niveau du chapitre 3.

De même, le diamètre de Sauter moyen des sprays générés sous ces conditions est calculé en utilisant la corrélation de Lefebvre donnée par l'équation (76) du chapitre 3 et qui parmi les différentes corrélations mentionnées au chapitre 3 donne les diamètres de Sauter les plus proches de ceux qui ont été mesurés expérimentalement. Ces diamètres sont donnés dans le Tableau 10 ci-après. Pour le cas où les deux buses de diamètres d'orifice 150 et 410 µm sont utilisées simultanément, le diamètre de Sauter moyen du spray généré dans l'enceinte est calculé en faisant la moyenne des diamètres de Sauter moyens des sprays générés par chacune des deux buses séparément, ceci en faisant l'hypothèse qu'aucune interaction n'a lieu entre les sprays générés par les deux buses.

Buse	ΔP (bars)	$\dot{m}_{huile}$ (g/s)	SMD (µm)
150 µm	21.76	0.60	35.2
410 µm	20.85	0.63	36.3
150 µm et 410 µm	20.12	1.15	36.2

Tableau 10: Pression d'injection, débit massique et diamètre de Sauter moyen du spray d'huile injecté dans l'enceinte pour les buses de diamètre d'orifice 150 et 410 µm utilisées séparément et simultanément.

Alors, les deux buses de diamètre d'orifice 150 et 410 µm donnent des débits d'huile injectée dans l'enceinte qui sont du même ordre de grandeur avec un débit légèrement plus élevé pour la buse de diamètre d'orifice 410 µm. Ce débit augmente un peu moins que le double en utilisant les deux buses simultanément, cela aussi est accompagné avec une baisse d'environ 7.5% de la pression d'injection par rapport aux cas où chacune des buses est utilisée seule.

Les sprays générés par chacune de ces deux buses ont des SMD très faibles qui varient de 35.2 à 36.3 µm en passant de la buse de diamètre d'orifice de 150 µm à la buse de diamètre d'orifice de 410 µm. Donc, pour ces deux buses les gouttelettes du spray sont caractérisées par des SMD faibles qui garantissent des coefficients de transferts de chaleur élevés ce qui est favorable pour l'échange thermique entre l'huile et le réfrigérant.

Les mesures de la masse d'huile accumulée dans l'enceinte montrent qu'une grande proportion de l'huile injectée n'est par transférée par le réfrigérant et n'atteint donc pas la chambre de compression pour participer au refroidissement de la compression. Ainsi, pour les cas où chacune

des buses est utilisée seule la proportion massique retrouvée dans l'enceinte est d'environ 68% de la masse d'huile injectée, ainsi seulement 32% de l'huile injectée est transportée par l'écoulement du réfrigérant jusqu'à l'aspiration du compresseur. Alors que, dans le cas où les deux buses sont utilisées simultanément 73% de l'huile injectée a été récupérée au niveau de l'enceinte ce qui signifie que seulement 27% de l'huile injectée atteint l'aspiration dans ce cas. Le débit massique de l'huile entraînée par le gaz et la fraction massique de l'huile dans le débit du mélange huile réfrigérant sont donnés dans le Tableau 11 ci-après.

Buse	150 µm	410 µm	150 µm et 410 µm
$\dot{m}_{huile,\ aspiration}$ (g/s)	0.19	0.20	0.31
Fraction massique en huile (%)	0.76	0.80	1.24

Tableau 11: débit massique de l'huile entraînée par le gaz et la proportion de cette huile dans le débit du mélange huile réfrigérant.

Ainsi, le débit d'huile transporté par le réfrigérant est faible et il a une fraction massique qui varie entre 0.76% de la masse du réfrigérant pour la buse de diamètre d'orifice de 150 µm et 1.24% de la masse du réfrigérant pour les deux buses utilisées simultanément. C'est seulement cette fraction massique qui atteint l'aspiration du compresseur.

Résultats expérimentaux des tests avec injection d'huile dans l'enceinte

Les résultats des tests réalisés avec injection d'huile au niveau de l'enceinte sont ainsi présentés ci-après dans la Figure 59, la Figure 60 et la Figure 61 qui montrent respectivement en fonction de la température ambiante la réduction de la température de refoulement du compresseur, le taux de réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur et la variation du COP en injectant de l'huile au niveau de l'enceinte par les buses de diamètre d'orifice 150 et 410 µm utilisées séparément et simultanément.

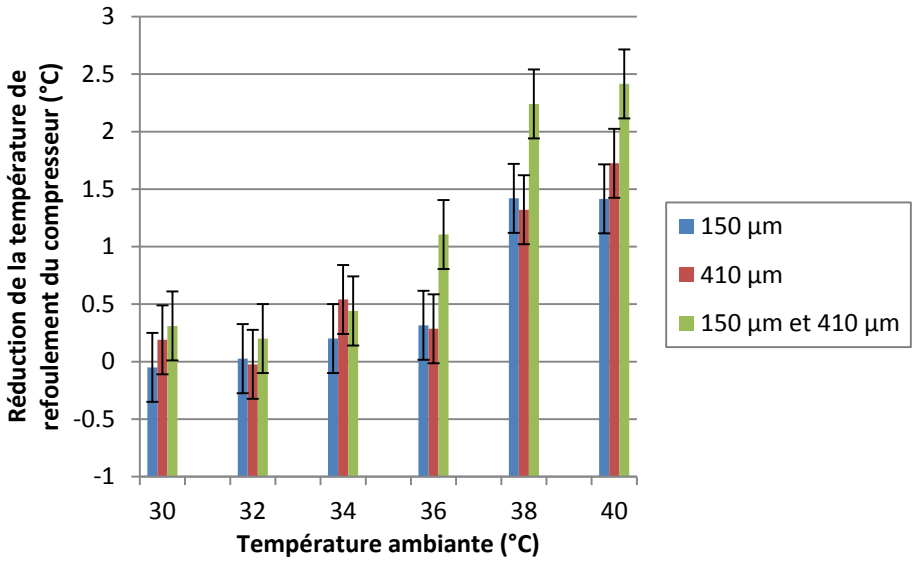


Figure 59: Réduction de la température de refoulement du compresseur par rapport aux essais avec enceinte et sans injection d'huile pour les essais avec injection d'huile dans l'enceinte en utilisant les buses de diamètre d'orifice 150 et 410 µm séparément et simultanément.

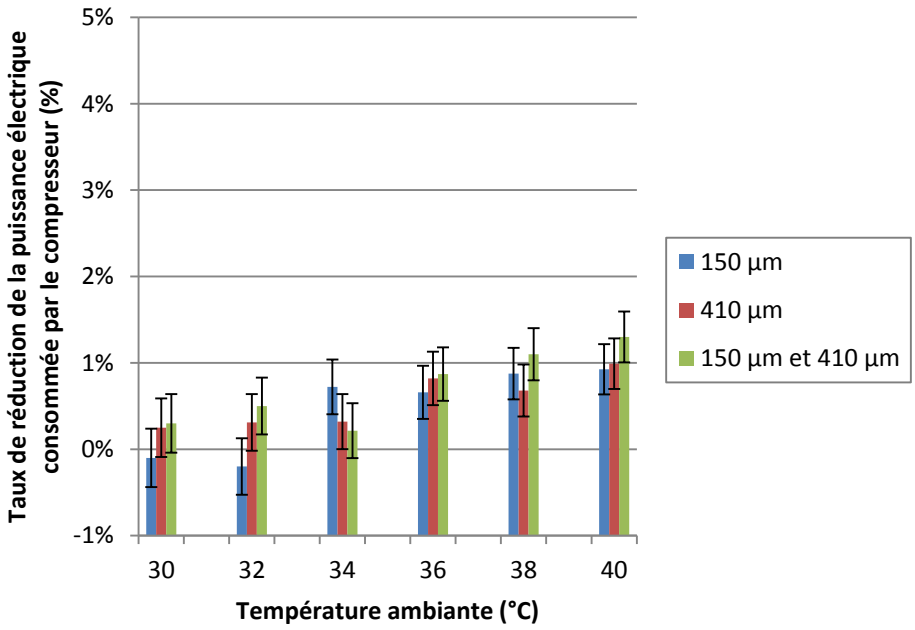


Figure 60: Taux de réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur par rapport aux essais avec enceinte et sans injection d'huile pour les essais avec injection d'huile dans l'enceinte en utilisant les buses de diamètre d'orifice 150 et 410 µm séparément et simultanément.

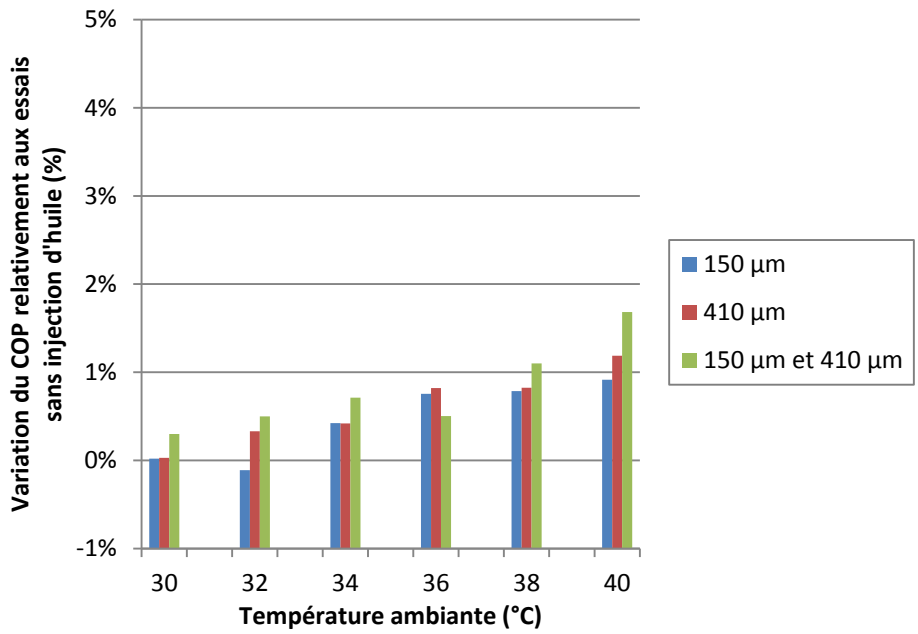


Figure 61: Taux de variation du COP du GRE par rapport aux essais avec enceinte et sans injection d'huile pour les essais avec injection d'huile dans l'enceinte en utilisant les buses de diamètre d'orifice 150 et 410 µm séparément et simultanément.

Le graphe de la Figure 59 montre une baisse de la température à la sortie du compresseur surtout pour les températures ambiantes les plus élevées. Cette baisse de la température de refoulement est presque la même pour les deux buses de diamètre d'orifice 150 et 410 µm utilisées séparément et elle atteint 1.4 °C pour la buse de 150 µm de diamètre d'orifice et de 1.7 °C pour la buse de 410 µm de diamètre d'orifice à une température ambiante de 40 °C. Le refroidissement est plus important dans le cas où les deux buses sont utilisées simultanément et dans ce cas la température de refoulement baisse de 2.4 °C à une température ambiante 40 °C.

En outre, une réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur est constatée dans la Figure 60. A une température ambiante de 40 °C, cette réduction atteint environ 0.9% pour les deux buses testées séparément et environ 1.2% pour le cas où les deux buses sont utilisées simultanément.

La Figure 61 montre une augmentation du COP par rapport aux essais de référence sans injection d'huile, surtout pour les températures ambiantes les plus élevées. Ainsi, à une température ambiante de 40 °C, le COP augmente par rapport à la référence d'environ 0.95% pour la buse de diamètre d'orifice de 150 µm, 1.05% pour la buse ayant 410 µm comme diamètre d'orifice et 1.50% pour les deux buses utilisées simultanément.

Dans la prochaine série de tests, l'injection d'huile sera réalisée en utilisant la buse montée directement sur la paroi du compresseur. Cela permettrait une plus grande fraction massique d'huile atteignant l'aspiration parce qu'avec cette disposition, l'injection est plus proche de l'aspiration et une partie de l'huile injectée et qui était piégée au niveau de l'enceinte, atteindra l'aspiration.

4.2.1.3. Tests avec injection d'huile directement en face de l'aspiration du compresseur

Après avoir réalisé les tests avec injection d'huile dans l'enceinte, l'injection d'huile directement en face de l'aspiration est testée. Dans ces tests, malgré le fait que l'injection n'est pas réalisée au niveau de l'enceinte, elle n'est pas bipassée et ainsi le réfrigérant doit traverser l'enceinte avant d'atteindre l'aspiration du compresseur. L'enceinte est utilisée pour avoir des conditions similaires à celles du cas précédent.

L'injection directe est réalisée en utilisant la buse de diamètre d'orifice 150 µm. La pression d'injection d'huile moyenne durant les tests est P_{inj} = 21.32 bars, ce qui est permet d'avoir un débit massique de l'huile injectée de 0.58 g/s en se basant sur la nouvelle corrélation développée au chapitre 3 pour le calcul du débit massique à travers la buse utilisée en calculant le coefficient de décharge. Dans ce cas, le bilan d'huile ne peut être réalisé comme précédemment. Ainsi, si tout le débit injecté est aspiré, ce qui est une hypothèse forte, le débit massique de l'huile injectée est équivalent à 2.3% du débit massique du réfrigérant circulant dans le GRE.

De la même façon que pour le cas de l'injection d'huile dans l'enceinte, le diamètre de Sauter moyen du spray généré sous les conditions expérimentales d'injection est calculé en utilisant la corrélation de Lefebvre donnée par l'équation (76). Le diamètre de Sauter moyen dans le cas des tests d'injection directe en face de l'aspiration du compresseur est de 35.3 µm.

Les résultats de ces tests sont montrés dans la Figure 62, la Figure 63 et la Figure 64 ci-après.

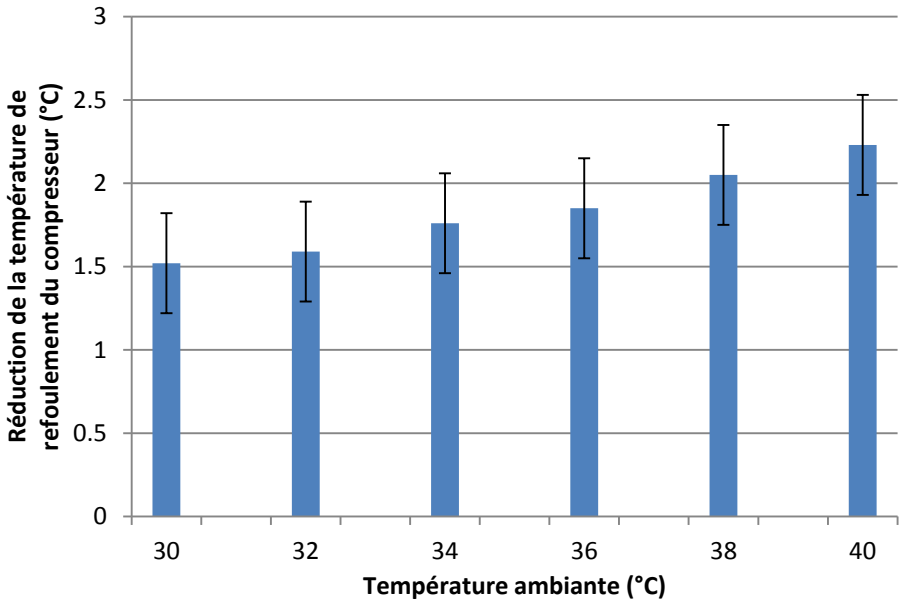


Figure 62: Réduction de la température de refoulement du compresseur par rapport aux essais avec enceinte et sans injection d'huile pour les essais avec injection d'huile directement en face de l'aspiration du compresseur en utilisant la buse de diamètre d'orifice 150 µm.

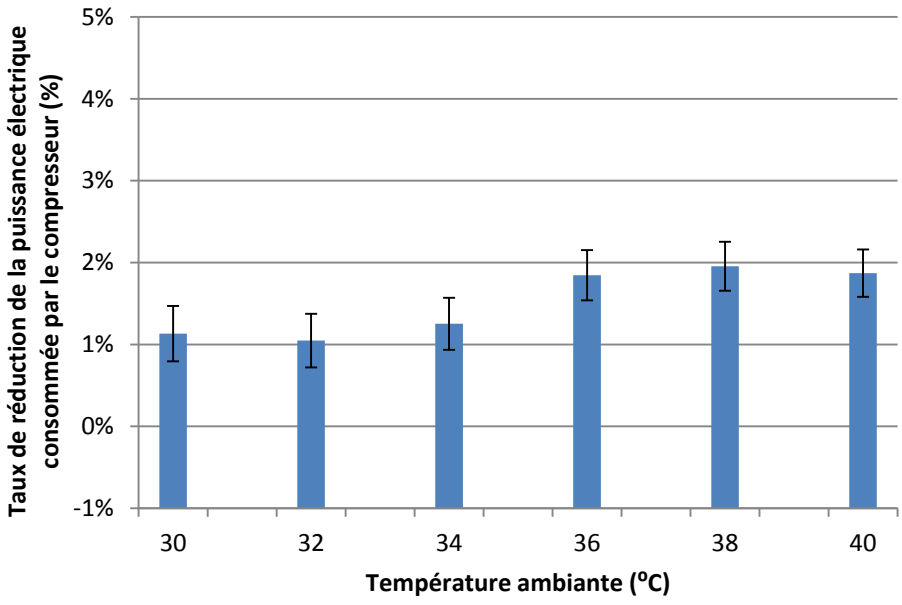


Figure 63: Taux de réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur par rapport aux essais avec enceinte et sans injection d'huile pour les essais avec injection d'huile directement en face de l'aspiration du compresseur en utilisant la buse de diamètre d'orifice 150 µm.

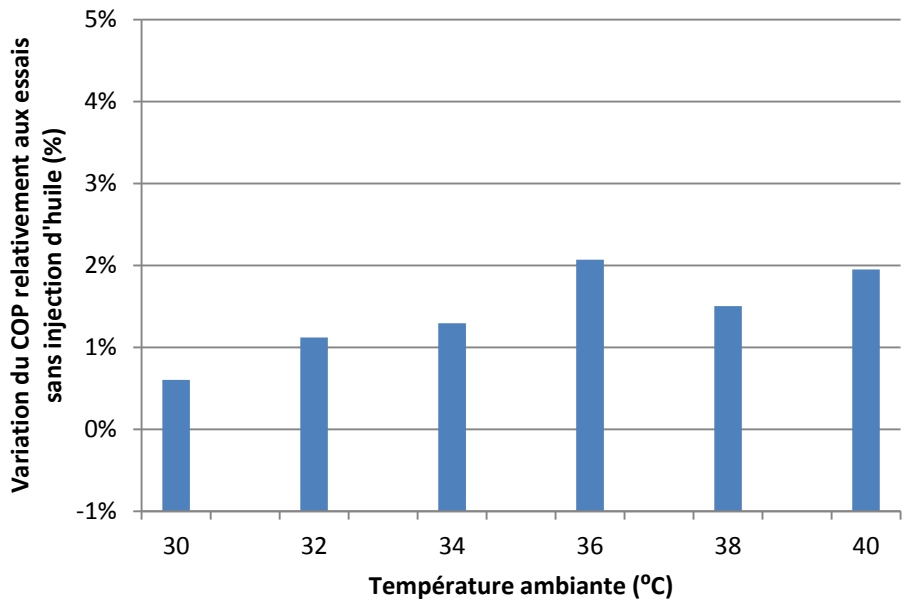


Figure 64: Taux de variation du COP du GRE par rapport aux essais avec enceinte et sans injection d'huile pour les essais avec injection d'huile directement en face de l'aspiration du compresseur en utilisant la buse de diamètre d'orifice 150 µm.

Avec l'injection directe en face de l'aspiration du compresseur la baisse de la température à la sortie du compresseur varie de 1.5 °C à une température ambiante de 30 °C jusqu'à 2.2 °C à une température ambiante de 40 °C. Aussi, la puissance électrique consommée par le compresseur est réduite entre 1% et 2%. Ces gains sont remarqués aussi au niveau des performances énergétiques du GRE par l'amélioration du COP qui atteint une augmentation maximal de 2%. Une tendance générale d'augmentation de l'effet de refroidissement de la compression et de la réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur est remarquée avec l'augmentation de la température ambiante ; ceci est conforme avec la théorie.

En comparant les résultats de l'injection en face de l'aspiration du compresseur à ceux de l'injection dans l'enceinte, les améliorations sont supérieures pour l'injection directe ce qui est prévu surtout que le débit d'huile atteignant l'aspiration est supérieur dans le cas de l'injection directe.

Dans le prochain paragraphe, les différents résultats expérimentaux avec injection d'huile au niveau de l'enceinte et directement en face de l'aspiration du compresseur sont comparés aux résultats théoriques de la compression refroidie par injection d'huile.

4.2.2. Comparaison entre les résultats expérimentaux et les prévisions théoriques

Pour comparer les résultats expérimentaux aux résultats de la simulation de la compression refroidie du R-32 avec injection d'huile, le même cas de la simulation de la compression refroidie du R-32 est repris (pour la température ambiante de 35 °C et en utilisant les données mesurées pour les conditions aux limites) en considérant un diamètre de gouttelettes d'huile égal à 35.7 µm ce qui équivaut un coefficient d'échange thermique par convection entre les gouttelettes et le réfrigérant de 1413.6 W/m^2/K. Le diamètre de gouttelettes d'huile choisi est une moyenne des diamètres de Sauter moyens calculés pour les différentes configurations d'injection d'huile testées durant les tests réalisés avec injection d'huile au niveau de l'enceinte et avec injection d'huile en face de l'aspiration du compresseur. Cette simulation est réalisée en variant aussi la fraction massique de l'huile injectée de 0.5% à 20%. Les résultats de cette simulation sont montrés dans la Figure 65 et le Tableau 12 ci-après.

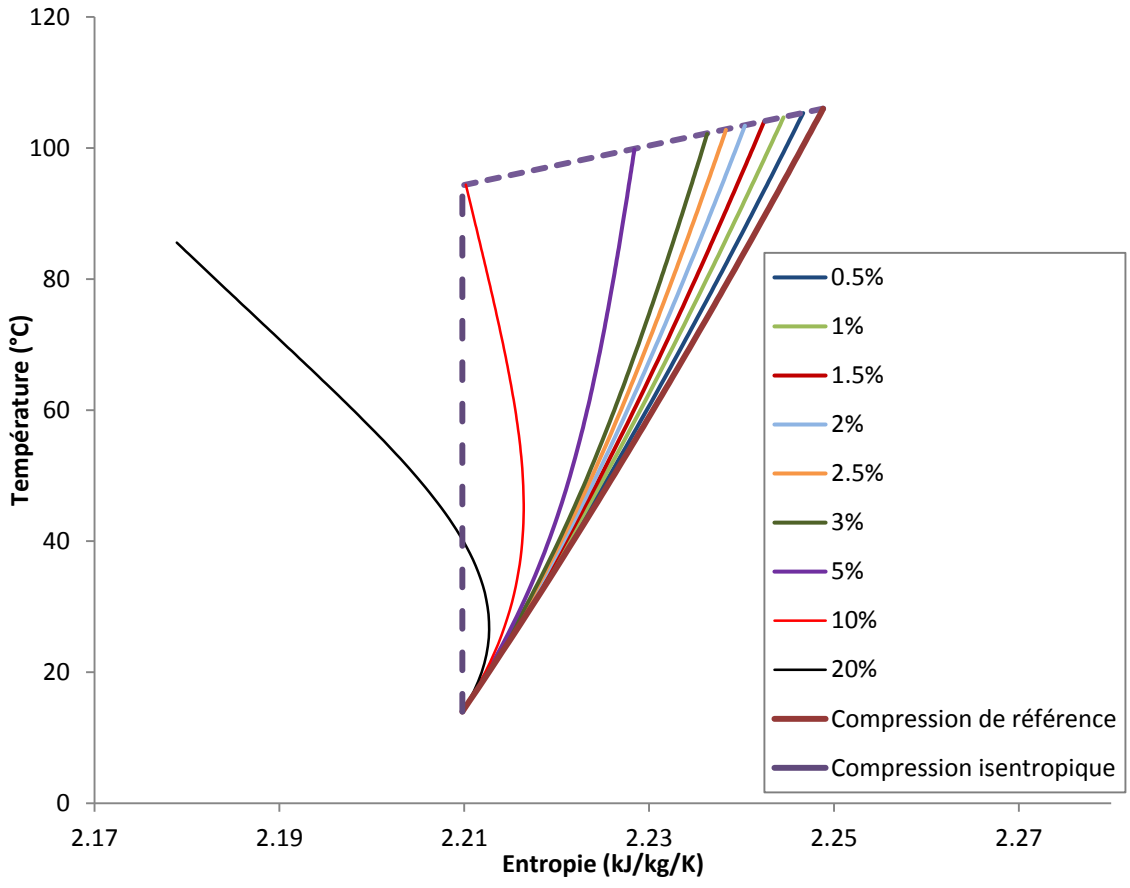


Figure 65: Compression du R-32 avec une injection d'huile d'une fraction massique de l'huile injectée allant de 0.5 % à 20 % et pour un diamètre de gouttelettes d'huile égal à 35.7 µm.

fmh (%)	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	5.0	10.0	20.0
Gain (%)	1.2	2.4	3.6	4.7	5.8	6.9	11.2	21.0	37.6
Réduction de la température (°C)	0.7	1.4	2.0	2.7	3.3	3.9	6.2	11.7	20.5

Tableau 12: Réduction de la puissance consommée par le compresseur (gain (%)) et de la température de refoulement du compresseur pour la simulation de la compression du R-32 avec une injection d'huile d'une fraction massique de l'huile injectée variant entre 0.5% et 20% et pour un diamètre moyen des gouttelettes d'huile de 35.7 µm.

En comparant ces résultats aux résultats expérimentaux, il est remarquable que les améliorations théoriques sont supérieures aux améliorations expérimentales. Cette différence est attendue puisque le modèle théorique est basé sur des hypothèses très simplificatrices comme l'absence d'interaction entre les gouttes d'huile ainsi qu'aucune interaction entre l'huile et la paroi du compresseur tout au long de la compression. L'évolution du diamètre moyen des gouttelettes durant la compression qui peut être causée soit par une coalescence de plusieurs gouttelettes en une seule soit par la formation d'un film d'huile sur la paroi de la chambre de compression semble ainsi importante pour être négligée. Pour introduire cet aspect dans le modèle théorique et approcher les résultats expérimentaux des résultats numériques, le modèle de la compression refroidie est corrigé pour prendre en compte, d'une façon empirique, une évolution du diamètre des gouttelettes de l'huile tout au long de la compression. Les résultats de la simulation avec le nouveau modèle sont présentés dans le paragraphe suivant.

4.3.Adaptation du modèle théorique en intégrant la variation du diamètre des gouttelettes d'huile injectées durant la compression

Comme déjà expliqué, l'écart entre les résultats théoriques et les résultats expérimentaux est supposé dû à une évolution du diamètre des gouttelettes d'huile durant la compression. Pour intégrer cet aspect à la modélisation, l'évolution du diamètre est considérée linéaire tout au long de la compression. Pour déterminer la loi empirique d'évolution du diamètre, le cas de l'injection dans l'enceinte est considéré parce que dans ce cas la masse d'huile entrainée par le réfrigérant est mieux déterminée, ce qui n'est pas possible dans le cas de l'injection directe en face de l'aspiration. Pour la simulation du cas de l'injection d'huile dans l'enceinte en utilisant la buse de 150 µm, le diamètre est supposé évoluer à partir d'un diamètre de 35.2 µm jusqu'à un diamètre supérieur.

Ainsi, cette évolution du diamètre est intégrée dans le modèle et les résultats de la simulation après cette intégration sont donnés dans la Figure 66 et le Tableau 13 ci-après.

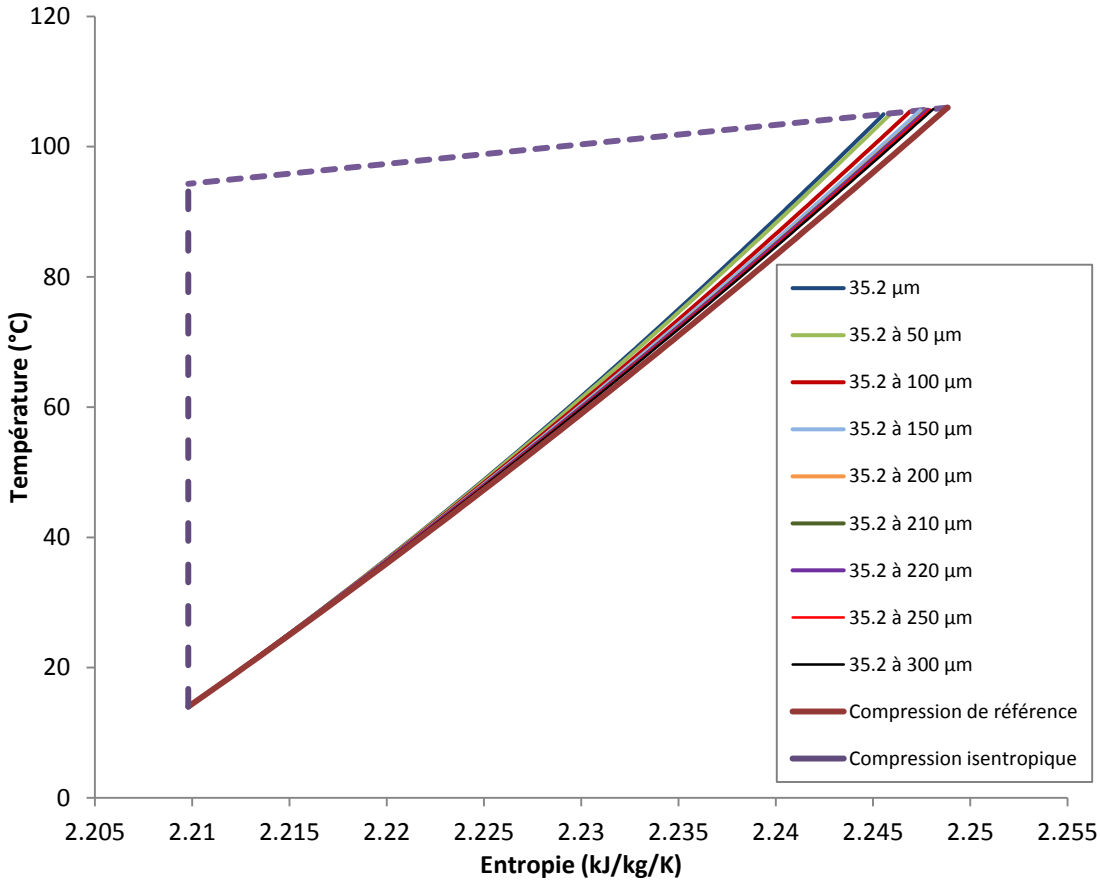


Figure 66: Compression du R-32 avec une injection d'huile d'une fraction massique de l'huile injectée égale à 0.76% et pour un diamètre de gouttelettes variable qui varie de 35.2 µm jusqu'à un diamètre allant de 50 à 300 µm, toujours pour une température ambiante de 35 °C.

Diamètre final (µm)	35.2	50	100	150	200	210	220	250	300
Gain (%)	1.82	1.61	1.07	0.77	0.62	0.59	0.57	0.50	0.41
Réduction de la température (°C)	1.02	0.90	0.60	0.43	0.34	0.33	0.31	0.28	0.23

Tableau 13: Réduction de la puissance consommée par le compresseur (gain (%)) et de la température de refoulement du compresseur pour la simulation de la compression du R-32 avec une injection d'huile d'une fraction massique de l'huile injectée de 0.76% en variant de diamètre des gouttelettes de 35.2 µm à l'entrée du compresseur jusqu'à 300 µm à la sortie du compresseur.

D'après la Figure 66, il est remarquable que plus le diamètre des gouttelettes augmente, plus l'effet de refroidissement de la compression est affaibli et à partir d'une évolution du diamètre qui atteint 150 µm l'effet d'une augmentation supplémentaire du diamètre a un impact moindre sur l'évolution du gain. Les résultats donnés au Tableau 13 confirment cette tendance. Cette tendance asymptotique est encore plus claire pour le cas de la simulation du refroidissement de la compression pour le cas de l'injection directe en face de l'aspiration du compresseur en utilisant la buse de 150 µm, les résultats de cette simulation sont montrés dans la Figure 67 ci-après.

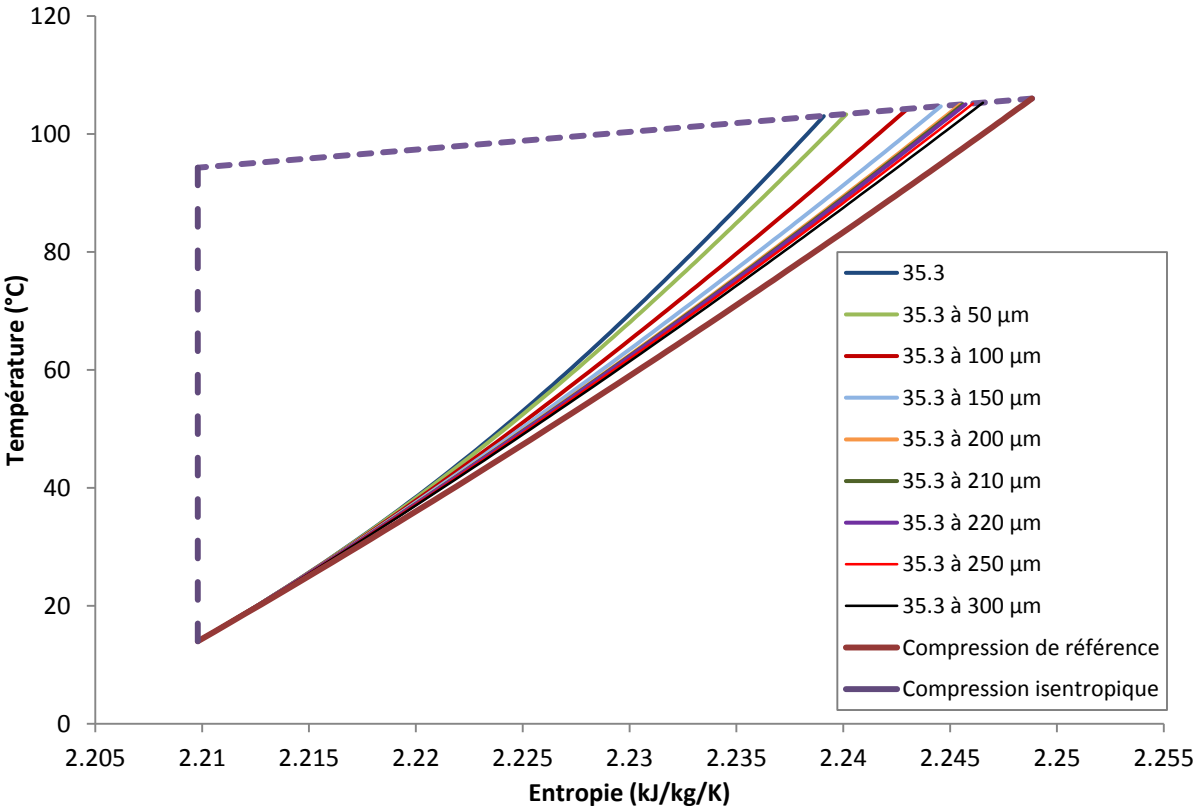


Figure 67: Compression du R-32 avec une injection d'huile d'une fraction massique de l'huile injectée égale à 2.3% et pour un diamètre de gouttelettes variable qui varie de 35.3 µm jusqu'à un diamètre allant de 50 à 300 µm, toujours pour une température ambiante de 35 °C.

A une température ambiante de 35 °C, l'injection d'huile dans l'enceinte permet de réduire la puissance consommée par le compresseur d'environ 0.6% et la température de refoulement de 0.4 °C.

Pour comparer la simulation au résultat expérimental, l'évolution du diamètre des gouttelettes de 35.2 à 210 µm durant la compression semble donner le résultat le plus proche à l'expérience pour la réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur et une réduction de la

température de refoulement de 0.3 °C proche de la réduction de température de refoulement mesurée expérimentalement et qui est de 0.4 °C.

En réalisant la simulation pour le cas de l'injection dans l'enceinte pour la buse de 410 µm avec une évolution du diamètre des gouttelettes jusqu'à 210 µm, la puissance électrique consommée par le compresseur et la température de refoulement sont réduites de 0.6% et de 0.33 °C respectivement contre des réductions de 0.6% et de 0.4 °C mesurées expérimentalement. En réalisant la même simulation pour le cas de l'injection avec les buses de 150 et 410 µm simultanément, la puissance électrique consommée par le compresseur et la température de refoulement sont réduites de 0.9% et de 0.6 °C respectivement contre des réductions de 0.55% et 0.8 °C mesurées expérimentalement. De même pour le cas de l'injection directe en face de l'aspiration du compresseur, cette simulation avec un diamètre de gouttelettes augmentant jusqu'à 210 µm permet une réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur et la température de refoulement de 1.8% et de 1.1 °C respectivement contre 1.6% et 1.8 °C mesurées expérimentalement.

Alors, en intégrant l'évolution du diamètre au modèle de compression refroidie, la réduction de la puissance consommée par le compresseur est rapprochée de celle mesurée expérimentalement avec une réduction de la température de refoulement légèrement plus faible que celle mesurée expérimentalement. Ainsi, le modèle ainsi adapté empiriquement permet d'avoir des prévisions plus réalistes des gains attendus d'une compression refroidie par injection d'huile pulvérisée finement. Ce gain est ainsi extrapolé pour des débits d'injection plus élevés dans le Tableau 14 ci-dessous dans lequel le même cas représente dans le Tableau 12 est repris en intégrant l'évolution du diamètre des gouttes de 35.7 à 210 µm.

fmh (%)	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	5.0
Gain (%)	0.4	0.8	1.1	1.5	1.9	2.3	3.7
Réduction de la température (°C)	0.2	0.4	0.6	0.8	1.1	1.3	2.1

Tableau 14 : Réduction de la puissance consommée par le compresseur (gain(%)) et de la température de refoulement du compresseur pour la simulation de la compression du R-32 avec une injection d'huile d'une fraction massique de l'huile injectée variant entre 0.5% et 5% et pour un diamètre moyen des gouttelettes d'huile variant durant la compression de 35.7 µm à 210 µm.

D'après résultats montrés dans le Tableau 14, pour un diamètre de gouttelettes variant de 35.7 à 210 µm et pour une fraction massique de l'huile de 5%, la puissance consommée par le compresseur est réduite de 3.7% et la température de refoulement du compresseur est réduite de 2.1 °C contre une

réduction de la puissance consommée par le compresseur de 11% et de la température de refoulement du compresseur de 6.2 °C pour la même fraction massique d'huile mais sans variation du diamètre de gouttelettes.

4.4.Conclusion

Dans ce chapitre, le système d'injection de l'huile a été connecté au circuit frigorifique. L'injection d'huile a été réalisée au niveau de l'enceinte cylindrique connectée au GRE et directement en face de l'aspiration du compresseur. Dans les deux cas un effet de refroidissement de la compression a été mesuré par une baisse de la température de refoulement du compresseur. Aussi, la puissance électrique consommée par le compresseur est réduite et le COP a augmenté dans les tests avec injection d'huile.

En comparant les deux configurations d'injection, l'injection directe permet un refroidissement plus efficace de la compression, majoritairement grâce à une meilleure transmission de l'huile injectée jusqu'à l'aspiration du compresseur.

En outre, les résultats expérimentaux sont comparés aux résultats théoriques du chapitre 2. La différence entre les résultats expérimentaux et théoriques est expliquée par une évolution du diamètre des gouttelettes d'huile durant la compression. Ainsi, une évolution du diamètre des gouttelettes d'huile est intégrée d'une façon empirique au modèle de la compression refroidie, ce qui a permis de retrouver des effets proches aux effets mesurés expérimentalement.

L'extrapolation de ces résultats à un débit d'injection plus élevé permet d'attendre des gains de l'ordre de 3.7% pour un débit d'huile injecté de 5%. La non prise en compte de phénomènes comme l'augmentation de la perte de charge à l'aspiration et au refoulement due à la présence des gouttes d'huile ne permet pas d'extrapoler les résultats pour des forts débits d'huile injectés.

Conclusions et perspectives

Conclusions

Le travail de thèse mené a permis de réaliser une comparaison entre le R-410A et plusieurs de ses candidats de remplacement caractérisés par un GWP plus bas. La comparaison est basée sur les résultats des travaux théoriques et expérimentaux de la littérature et sur les résultats de tests de comparaisons réalisés, dans le cadre de cette thèse, expérimentalement sur un groupe refroidisseur d'eau. Cette comparaison détaillée et analysée au chapitre 1 montre qu'aucun des candidats ne permet d'améliorer la puissance frigorifique et l'efficacité énergétique en même temps. Cependant, le R-32 était le plus mentionné dans la littérature comme remplaçant à grand potentiel du R-410A et les tests expérimentaux ont montré qu'il était le seul parmi les candidats testés qui a permis d'avoir une puissance frigorifique supérieure à celle du R-410A, mais avec des températures de refoulement du compresseur très élevées et qui peuvent causer des problèmes au niveau de la tenue et de la durée de vie des composants du groupe refroidisseur d'eau, ces problèmes sont mentionnés aussi dans les travaux de la littérature traitant le passage au R-32. Aussi, l'analyse exergétique réalisée au chapitre 1 montre que ces températures de refoulement élevées pénalisent l'efficacité énergétique du système à cause d'une production d'entropie excessive au niveau de la compression. Ainsi, la compression refroidie est proposée dans cette thèse comme solution dont les objectifs principaux sont le refroidissement de la compression et la réduction de la puissance consommée par le compresseur, en s'approchant d'une compression isotherme.

Dans le chapitre 2, la compression refroidie par injection d'huile est modélisée en 1D pour évaluer le potentiel du refroidissement de la compression par une injection d'huile de lubrification au niveau du compresseur. L'objectif de ce modèle théorique qui prend en compte les échanges entre les gouttelettes d'huile et le réfrigérant durant la compression reste de déterminer les paramètres clés à contrôler pour aboutir au refroidissement de la compression. L'étude de sensibilité réalisée permet d'identifier la finesse du spray exprimée par le diamètre des gouttelettes du spray qui contrôle le coefficient d'échange de chaleur par convection et la surface de cet échange, le débit massique de l'huile injectée et la température de l'huile injectée comme paramètres essentiels à contrôler pour garantir l'efficacité de la solution proposée. Ce modèle montre que dans le cas de la compression du R-32, un débit d'huile injecté égal à 5% du débit massique de R-32 avec un diamètre de gouttelettes de 50 µm permet de réduire la température de refoulement du compresseur de 5.3 ^{o}C et la puissance électrique consommée par le compresseur de 9.6%.

Afin d'étudier la possibilité de réaliser l'injection et l'atomisation souhaitée, dans le chapitre 3, un système d'injection et d'atomisation d'huile est conçu et construit. Trois atomiseurs hydrauliques conçus pour l'atomisation de l'eau caractérisés par des diamètres d'orifice de 100, 150 et 410 µm sont utilisés pour l'atomisation de l'huile. Les conditions d'atomisation sont étudiées à partir de modèles existants dans la littérature et sont testés expérimentalement. Ainsi, dans les limites de pression d'injection que permet le système conçu, l'atomisation de l'huile de lubrification est possible dans des conditions similaires à celles de l'aspiration du compresseur. Pour estimer le débit d'huile injectée et le diamètre des gouttelettes du spray généré, des corrélations donnant le coefficient de décharge à travers les atomiseurs utilisés et le diamètre de Sauter moyen caractérisant le spray généré sont collectées de la littérature. Les mesures expérimentales du débit massique montrent un grand décalage avec les résultats obtenus en utilisant les corrélations sélectionnées de la littérature, ainsi un terme de viscosité relative est ajouté à la corrélation de Lichtarowicz ce qui a permis de retrouver le débit massique expérimental. Pour la mesure du diamètre des gouttelettes, un instrument Spraytec est utilisé, cet instrument permet de mesurer en continu la taille des gouttelettes par diffraction laser. La corrélation de Lefebvre pour l'estimation du diamètre des gouttelettes donne les diamètres de gouttelettes les plus proches de ceux mesurés expérimentalement avec une différence maximale de 29%. Pour les trois buses, l'injection dans des conditions similaires à celles de l'aspiration du compresseur permet d'avoir des diamètres de gouttelettes d'huile inferieurs à 50 µm, ce qui constitue une bonne condition pour avoir un coefficient d'échange thermique et une surface d'échange assez élevés pour garantir le refroidissement du réfrigérant durant la compression.

Dans le quatrième et dernier chapitre, l'effet de l'injection de l'huile sur le refroidissement de la compression est étudié expérimentalement par injection dans une enceinte connectée à l'aspiration du compresseur ou par injection directe en face du port d'aspiration. Pour les tests avec injection d'huile au niveau de l'enceinte, le débit d'huile injectée peut être varié en utilisant plusieurs buses simultanément, alors que pour l'injection directe en face du port d'aspiration une seule buse peut être utilisée lors d'un test. Les résultats expérimentaux montrent une réduction de la température de refoulement du compresseur et de la puissance électrique consommée par le compresseur grâce à l'injection d'huile. Cet effet de refroidissement de la compression est plus important pour les températures ambiantes les plus élevées. Ainsi, à une température ambiante de 35 ^{o}C, la température de refoulement et la puissance consommée par le compresseur sont réduites respectivement de 1.4 à 2.4 ^{o}C et de 0.9% à 1.2% en injectant l'huile dans l'enceinte et pour un fraction massique d'huile variant entre 0.76% et 1.24% du débit de R-32. Pour l'injection directement en face du port d'aspiration, la buse de 150 µm est utilisée, dans ce cas pour une température

ambiante de 35 °C et un débit massique d'huile équivalent à 2.3% de celui du R-32, la température de refoulement du compresseur et la puissance consommée par le compresseur sont réduites respectivement de 1.6 °C et 1.7%.

Sous les conditions expérimentales de ces tests, le diamètre des gouttelettes du spray injecté est entre 35 et 36 µm. En intégrant ce diamètre de gouttelettes et le débit massique de l'huile injectée dans le modèle développé au chapitre 2, il est remarquable que le refroidissement de la compression et la réduction de la puissance consommée par le compresseur sont supérieures à celles mesurées expérimentalement. Alors, une évolution du diamètre des gouttelettes d'huile est introduite au modèle pour rapprocher les résultats numériques des mesures. En effet, ces écarts sont supposés dus à une augmentation du diamètre moyen des gouttelettes causée par la coalescence de certaines gouttelettes ou par la formation d'un film d'huile sur la paroi de la chambre de compression ; le modèle du chapitre 2 supposait lui que les gouttes d'huile traversaient le compresseur à diamètre constant. Ainsi, avec une évolution du diamètre des gouttelettes de 35 à 220 µm, la réduction de la température de refoulement et la réduction de la puissance électrique consommée par le compresseur mesurées expérimentalement sont retrouvées. Ce modèle ajusté permet d'anticiper pour un débit d'huile injecté de 5% du débit du R-32 un gain de 3.7%.

Perspectives

La compression refroidie est étudiée et testée expérimentalement dans l'objectif de réduire la température de refoulement très élevée du R-32. Des améliorations sont mesurées expérimentalement au niveau de la réduction de la température de refoulement et au niveau de l'amélioration des performances énergétiques du système. C'est le début d'un travail qui doit être complété et amélioré afin de mieux comprendre et décrire plus précisément les phénomènes physiques qui se déroulent durant la compression avec injection d'huile et afin que le refroidissement de la compression soit applicable à l'échelle de groupes refroidisseurs d'eau utilisés dans différentes applications. Ainsi, les travaux suivants restent à étudier et à réaliser au futur :

- Etude numérique avec validation expérimentale de l'écoulement des gouttelettes d'huile au niveau de l'aspiration du compresseur pour déterminer la quantité d'huile qui passe vraiment à l'intérieur de la chambre de compression et pour déterminer les caractéristiques des gouttelettes qui entrent dans la chambre de compression.
- Etude numérique avec validation expérimentale si possible de l'évolution subie par les gouttelettes d'huile durant la compression dans un compresseur scroll.

- Compréhension des phénomènes parasites pouvant être causés par une injection d'un débit important d'huile notamment les pertes de charge signalées par quelques auteurs.

  Ces travaux scientifiques permettront de rendre la modélisation de ce phénomène plus précise et aideront à la conception pratique d'une solution industrielle qui mettra en œuvre ce principe.

Annexe

Annexe A

Retrofit of R-410A in a Water Chiller: Test of Four Low GWP Candidates

Rani HANNA(*), Egoi ORTEGO(*), Assaad Zoughaib(*)

(*)MINES ParisTech, PSL Research University, CES - Center for Energy efficiency of Systems, 5 rue leon blum, 91120 Palaiseau, France
rani.hanna@mines-paristech.fr

ABSTRACT

R-410A is one of the main refrigerants used for air conditioning and heat pump systems. This refrigerant has a high GWP and it is nowadays question of phasing it out (European F-gas directive). In Japan, R-32 is considered as a potential replacement for R-410A (Barve, 2012). This refrigerant permits to reduce the GWP from 2090 kg_{eq} CO2 to 675 kg_{eq} CO_2 but presents an issue with the compressor outlet temperature especially in hot climate countries. HFO refrigerants gained attention recently especially with the European mobile air conditioning regulation. These refrigerants have a GWP lower than 10 but have lower volumetric cooling capacity than R-410A and flammability issues. Refrigerant manufacturers are currently developing new refrigerant blends permitting to match heating capacity of R-410A with low GWPs.
Within the AHRI AREP initiative, four low GWP candidates for R-410A replacement are tested in a water chiller. This paper presents these test results.

1. INTRODUCTION

Air conditioning and refrigeration industry has been subjected to several changes in order to reduce the environmental impact and to improve the performances. Finding new refrigerants with low GWP able to replace existing ones taking into account the system's performance and other properties, represents an important issue in this subject.
In the intent to substitute the R-410A which is characterised by a high volumetric cooling capacity and good transport and thermal properties, refrigerant blends including R-32 (GWP = 675, ODP = 0), HFO (R-1234yf (GWP = 4, ODP = 0), R-1234ze (GWP = 6, ODP = 0)), R-600a (GWP = 20, ODP = 0) and R-125 (GWP = 3420, ODP = 0) represent potential alternatives.
Many fluids have been tested in an attempt to replace the R-410A in heat pumps or air conditioning equipments. Among these works we can find in literature:

- A test of retrofit of R-410A in an air to water heat pump where DR-5 and ARM-70A refrigerants showed higher heating capacity and system COP than R-410A (Besbes, 2013).
- A system drop-in test of R-32 in a VRF multi-split heat pump in which the R-32 improved cooling capacity and COP but showed higher compressor discharge temperature than R-410A (Tsujii, 2013).
- Drop-in performance of low GWP refrigerants in an heat pump system for residential applications where the R-32 presented comparable cooling and heating capacities and COPs similar to those of the R-410A, but it presented high discharge temperature and pressure, the R-1234yf was tested too and it provided similar COPs but lower capacities even with charge optimization (Barve, 2012).
- An air conditioning system model which simulates the replacing of R-410A by the R-32 and many other refrigerant blends. These refrigerants showed a COP equal or higher than that of the R-410A but only R-32 permitted higher capacity than that of the R-410A. However R-32

causes high operating stress on compressor and lubricant because of its high discharge temperatures and pressures (Leck, 2010).

The present paper presents results and discussions of drop in tests of four low GWP fluids in a water chiller (that can operate with and without a liquid receiver) which is originally charged by R-410A. The replacement fluids that are tested are the R-32, the DR-5A (manufactured by DuPont), the L-41-1 and the L-41-2 (manufactured by Honeywell).

First tests are realized on the chiller with the R-410A. These tests determine a reference to draw conclusions concerning R-410A replacement candidates.

2. SYSTEM AND TEST DESCRIPTION

2.1. Experimental setup

The experimental setup is formed of a temperature controlled room (climatic room) representing outside conditions and a water loop representing the cooling load. This experimental setup is shown in Figure 1.

The water chiller is installed in the climatic room which is equipped with a cooling coil permitting to cool and control the room's temperature by compensating the heat rejected by the chiller (on the condenser side). Air temperature is measured at three different vertical positions at the condenser air inlet using two PT100 temperature sensors with an accuracy of ±0.3°C and a thermocouple with an accuracy of ±0.5°C.

The water loop is equipped with: a water storage tank of 200 L, two cooling sections installed before and after the water storage tank relatively to the water flow direction, a heating device and a circulating pump to control the water flow rate. Water temperature is measured at the inlet and outlet of the chiller's evaporator using PT100 immersion sensors with an accuracy of ±0.15°C. An electromagnetic flow meter with an accuracy of ±1% is used to measure the water volumetric flow rate.

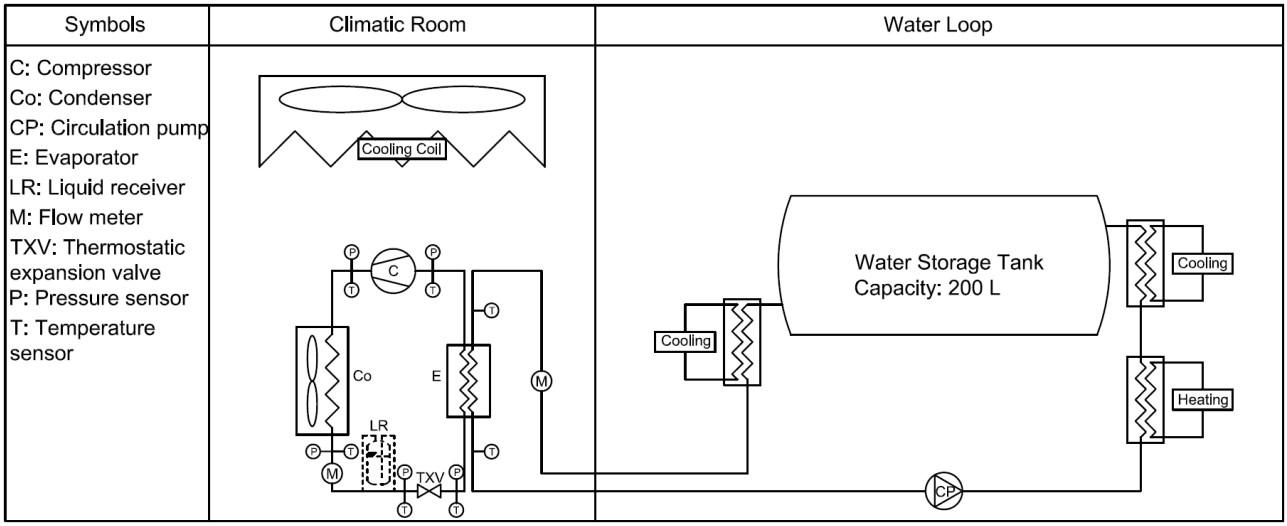


Figure 1: Experimental setup for the climatic room, the water loop and water chiller.

2.2. Description of the system and realized tests

The tested equipment is a water chiller. It is tested in two different configurations, with and without liquid receiver since the liquid receiver could be bypassed (as shown in the figure 1).

When tested with liquid receiver the chiller has the following characteristics:

- Refrigerant R-410A
- Refrigerant charge 3200g
- Nominal refrigerating capacity 7.87 kW (at 35°C DB air temperature, 7°C outlet water temperature)
- COP = 2.03

When tested without liquid receiver the chiller has the following characteristics:

- Refrigerant R-410A
- Refrigerant charge 2700 g
- Nominal refrigerating capacity 8,48 kW (at 35°C DB air temperature, 7°C outlet water temperature)
- COP = 2.51

For the measurements of temperature and pressure on the chiller refrigerant circuit, immersion thermocouples with an accuracy of ±0.5°C and pressure sensors with an accuracy of ±15kPa are installed at inlets and outlets of the chiller components for both configurations.
The literature demonstrates that the expansion device was adjusted in many retrofit tests in order to achieve a COP optimization (Barve, 2012) and superheat and subcooling control (Park, 2007). Retrofit tests are realized with expansion device adjustment which could be considered as minor change to the system that didn't involve any additional material or extra design and cost (Barve, 2012).
During the tests presented in this paper, the expansion valve was adjusted by the use of the setting spindle on the valve in order to reduce high refrigerant mass flow fluctuations observed during some of the tests and which was due to hunting phenomenon. In the case of the realized tests, it was not possible to control the superheat or the subcooling of the different refrigerant blends tested as alternative for R-410A since the composition of these blends is unknown.
For safety reasons, tests were limited to 126°C discharge temperature.
For R-410A and for each of tested low GWP refrigerant blend, the tests are conducted for 2700g charge (nominal charge for the equipment) without liquid receiver and for 3200g and 3900g charges with a liquid receiver. Therefore the charge was not optimized for the different refrigerants to have preliminary comparable results.
All tests are conducted with 0.4586 l/s water volume flow rate. The chiller is tested at full load under the following conditions:

- Air DB temperature of 30°C and water outlet temperature from the chiller's evaporator of 7°C
- Air DB temperature of 35°C and water outlet temperature from the chiller's evaporator of 7°C
- Air DB temperature of 40°C and water outlet temperature from the chiller's evaporator of 7°C
- Air DB temperature of 45°C and water outlet temperature from the chiller's evaporator of 7°C

During all tests, evaporator inlet water temperature is controlled in order to maintain a water temperature of 7°C at the outlet of the evaporator.

2.3. Results and discussions

For all realized tests, the cooling capacity is calculated relatively to water mass flow rate and water temperature at the inlet and outlet of the evaporator according to eq. (1).

$$Q_{cold} = \dot{m}_w c_{p,w}(T_i - T_o) \quad (1)$$

System coefficient of performance COP_{system} is calculated according to eq. (2). COP_{system} is the ratio of the cooling capacity to the system power consumption which includes the condenser's fan power consumption.

$$COP_{system} = \frac{Q_{cold}}{W_{comp}+W_{fan}} \quad (2)$$

The fan power consumption is about 210W to 220W in all tests.
In the following results, in addition to the performances of the system and cooling capacity, relative pressure and temperature at the compressor outlet are shown.

Tests results for the chiller without liquid receiver and for a charge of 2700g of refrigerant.

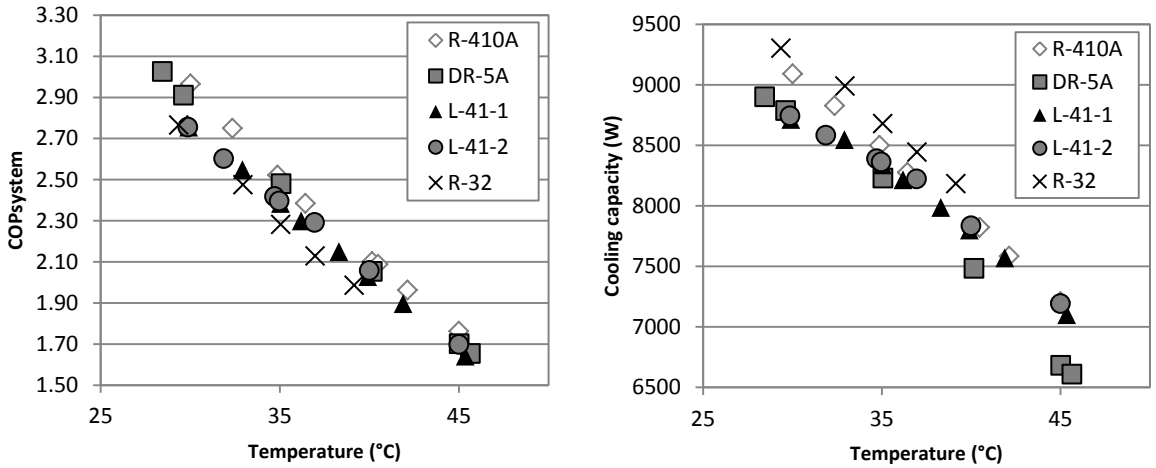


Figure 2: COP_{system} and cooling capacity (W) comparison for the chiller without liquid receiver.

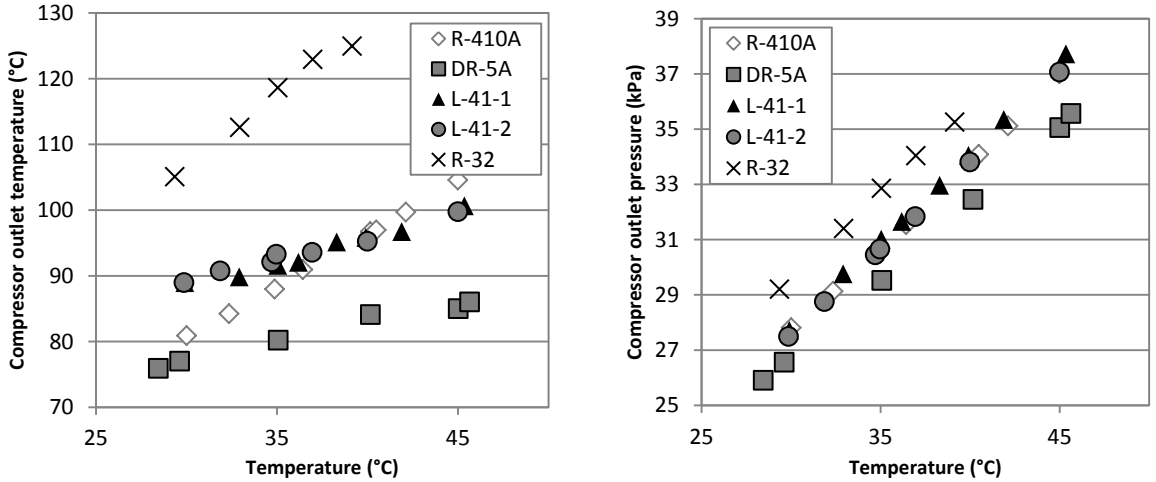


Figure 3: Compressor outlet temperature (°C) and relative pressure (x100 kPa) comparison for the chiller without liquid receiver.

Tests results for the chiller with liquid receiver and for a charge of 3200g of refrigerant.

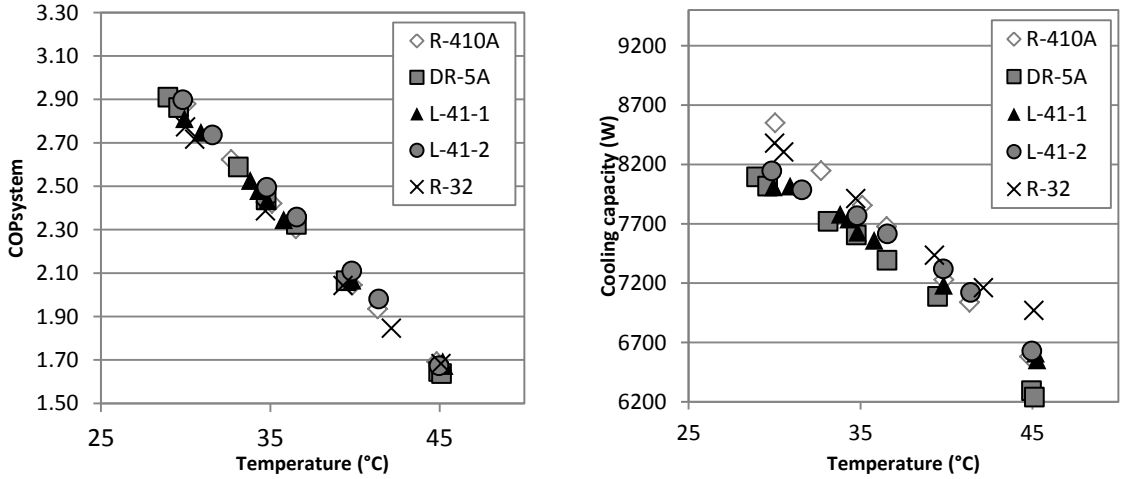


Figure 4: COP_{system} and cooling capacity (W) comparison for the chiller with liquid receiver for 3200g refrigerant charge.

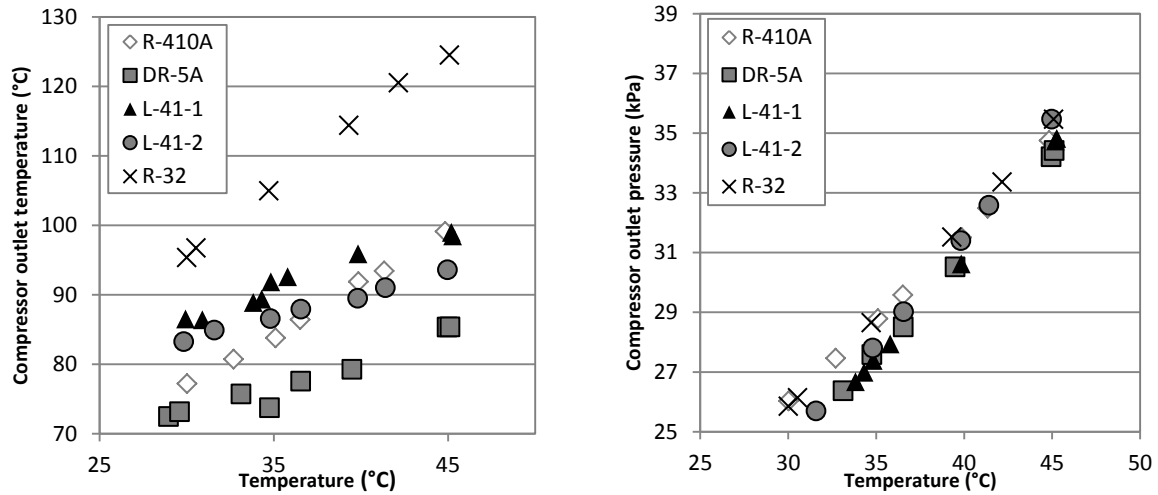


Figure 5: Compressor outlet temperature (°C) and relative pressure (x100 kPa) comparison for the chiller with liquid receiver for 3200g refrigerant charge.

Tests results for the chiller with liquid receiver and for a charge of 3900g of refrigerant.

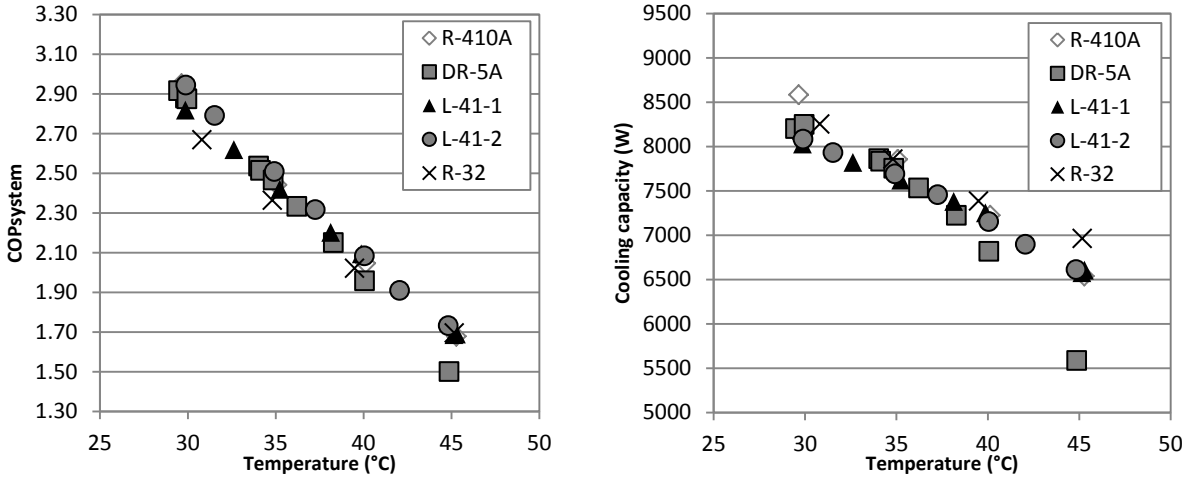


Figure 6: COP_{system} and cooling capacity (W) comparison for the chiller with liquid receiver for 3900g refrigerant charge.

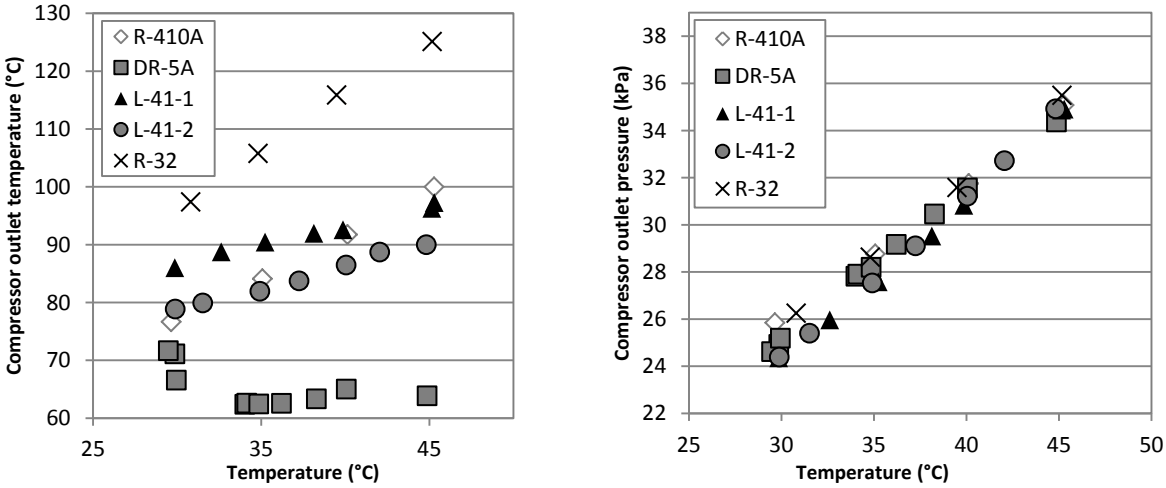


Figure 7: Compressor outlet temperature (°C) and relative pressure (x100 kPa) comparison for the chiller with liquid receiver for 3900g refrigerant charge.

The testing results presented in the previous figures showed, for the case without liquid receiver, that the R-410A presents a better COP_{system} than the other refrigerants, but the R-32 which presented the lowest COP_{system} provided a higher cooling capacity with very high discharge temperature and pressure. In this case, it was not possible to perform the test at 45°C ambient temperature because the 126°C temperature limit was attained at the compressor outlet at 40°C ambient temperature.
When tested with liquid receiver, the performance of the chiller decreased for all refrigerants which is in coherence with study conducted by Rajapaksha and al. (Rajapaksha, 2002). This behaviour is due to a decrease in subcooling from 12°C without liquid receiver to 1°C with liquid receiver for the R-410A. In this case, for temperatures higher than 35°C L-41-1 and L-41-2 provided higher system performances and for temperatures less than 40°C they provided higher cooling capacity than the R-410A. The R-32 permitted in this case the highest cooling capacity but with lower COP_{system} than R-410A, with very high discharge temperature and pressure like in the former case. The use of liquid receiver has a consequence of reducing the high pressure leading lower compressor outlet temperature than the case without the receiver; in this case the operation with R-32 was possible at 45°C ambient temperature.
The results were very similar for the two refrigerant charges of 3200g and 3900g in the case of the chiller with liquid receiver. Except that for the DR-5A, the test with a refrigerant charge of 3900g showed remarked lower cooling capacity for high temperatures which seems to be related to a high fluctuations in the refrigerant flow rate probably due to an inappropriate expansion valve adjustment. It could be mentioned also that for the DR-5A under these test conditions the discharge temperature (Figure 7) showed a different behaviour in comparison with the other tests which could be due to a presence of an amount of liquid refrigerant at the suction of the compressor.
In Table 1 hereafter, another comparison is shown between the R-410A and the tested refrigerants where the differences of COP_{system} and Q_{cold} between R-410A and the other refrigerants are presented with a comparison of the compressor discharge conditions for the tests realized without liquid receiver and with liquid receiver for a charge of 3200g.

Table 1: Comparison table between the retrofit refrigerant and the R-410A in two cases: without liquid receiver for a refrigerant charge of 2700g and with liquid receiver for a refrigerant charge of 3200g.

		Tests on chiller without liquid receiver and a refrigerant charge of 2700g				Tests on chiller with liquid receiver and a refrigerant charge of 3200g			
Refrigerant	T (°C)	ΔCOP_{system} (%)	ΔQ_{cold} (%)	T_{dis} (°C)	P_{dis} (x100 kPa)	ΔCOP_{system} (%)	ΔQ_{cold} (%)	T_{dis} (°C)	P_{dis} (x100 kPa)
R-410A	30	0.0	0.0	80.9	27.80	0.0	0.0	77.2	26.02
	35	0.0	0.0	88.2	30.67	0.0	0.0	83.7	28.73
	40	0.0	0.0	96.6	33.72	0.0	0.0	92.0	31.60
	45	0.0	0.0	104.6	36.89	0.0	0.0	99.4	34.86
DR-5A	30	-2.9	-3.8	77.3	26.77	-1.8	-6.7	73.5	26.45
	35	-1.0	-2.9	80.2	29.49	-0.3	-3.7	74.3	27.72
	40	-2.0	-4.1	84.1	32.37	-0.4	-2.7	79.9	30.88
	45	-3.4	-7.3	85.8	35.05	-2.2	-4.3	83.9	34.29
L-41-1	30	-7.3	-4.2	89.0	27.77	-2.6	-6.3	86.5	24.54
	35	-4.9	-1.6	91.5	30.98	-0.4	-3.2	92.0	27.48
	40	-4.1	-0.6	95.9	34.11	1.1	-0.6	96.0	30.75
	45	-5.4	-0.8	100.2	37.49	3.1	1.1	98.9	34.59
L-41-2	30	-7.4	-3.9	89.1	27.58	0.0	-5.0	83.4	24.76
	35	-4.6	-1.4	93.3	30.69	2.1	-1.5	86.7	27.95
	40	-2.4	0.0	95.3	33.82	3.0	1.2	89.7	31.54
	45	-3.6	-0.2	99.8	37.08	-0.6	1.0	93.6	35.50
R-32	30	-8.5	1.7	106.4	29.60	-3.7	-2.0	95.4	25.85
	35	-8.9	2.4	118.5	32.82	-2.6	0.2	105.6	28.83
	40	-8.4	3.2	125.7	35.73	-1.9	2.2	115.9	31.97
	45	-	-	-	-	0.4	6.3	124.4	35.41

3. Conclusions

The results reported in this paper show that it is possible to replace the R-410A in water chiller by refrigerants with low GWP without causing big losses in the COP_{system} and the cooling capacity. Under some conditions the tested candidates showed better performances than those of the R-410A and higher cooling capacity.

For the tests realized without liquid receiver, the R-32 had a COP_{system} lower than that of the R-410A by 8% to 9% with gains in cooling capacity of 1.7% to 3.2%. With less difference, other studies and experiments show the same behaviour; Barve concluded in his experience that R-32 has similar COP to R-410A and his experimental results relative to the study of cooling performance showed that even with charge optimization the normalized COP of R-32 was slightly lower 0% to 2% in comparison with R-410A but the R-32 showed higher cooling capacity (Barve, 2012). Also the Drop-In experiment conducted by Pham showed for air conditioning application that R-32 had a COP lower than R-410A COP by 1.4% and 1.5% for 35°C and 28°C ambient temperatures respectively with higher cooling capacities of 3.3% at 35°C and of 2.6% at 28%C (Pham, 2012). In our case, the large difference in COP_{system} between R-32 and R-410A could be partially due to the fact that the charge was not optimized for the R-32. For this configuration, the other tested refrigerants showed COP_{system} that almost reached the COP_{system} of the R-410A especially for the DR-5A but with a cooling capacity lower by 2.9% to 7.3%. The L-41-1 and L-41-2 presented cooling capacity almost equal to those of the R-410A for ambient temperature higher than 40°C.

For the tests conducted with liquid receiver, the COP_{system} of the tested refrigerants was better in comparison of the COP_{system} of the R-410A. For the R-32 the COP_{system} was lower than that of the R-410A except for an ambient temperature that reaches 45°C and with higher cooling capacity except for an ambient temperature of 30°C. In this case the L-41-1 showed better COP_{system} than R-410A for ambient temperature above 35°C and higher cooling capacity for ambient temperature above 40°C. The L-41-2 had better COP_{system} than R-410A except for ambient temperature of 45°C and higher cooling capacity for ambient temperatures higher than 35°C.

It is remarkable that with liquid receiver the temperature and pressure discharge decreased for all refrigerants.

In order to improve the performance and the cooling capacity, it seems interesting to realize charge optimization and to introduce better expansion device technology which permits better system regulation.

4. Nomenclature

GWP = global warming potential (kg_{eq} CO_2)
ODP = ozone depletion potential
DB = dry bulb
Q_{cold} = cooling capacity (W)
$\dot{m}_w$ = water mass flow (kg/s)
$c_{p,w}$ = water specific heat capacity (kJ/kg/K)
T_i = water temperature at the inlet of the evaporator (°C)
T_o = water temperature at the outlet of the evaporator (°C)
W_{comp} = compressor power consumption (W)
W_{fan} = fan power consumption (W)
COP = coefficient of performance
COP_{system} = system's coefficient of performance

5. References

[1] Besbes K, Zoughaib A. 2013, System Drop-in Test of Refrigerant Blend ARM-70a in An Air to Water Heat Pump, AHRI Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program TEST REPORT Nº 27.

[2] Tsujii H, Imada H. 2013, System Drop-In Test of Refrigerant R-32 in VRF Multi-split Heat Pump, AHRI Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program TEST REPORT Nº 15.

[3] Barve A, Cremaschi L. 2012, Drop-in Performances of Low GWP Refrigerants in a Heat Pump System for Residential Applications, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, School of Mechanical and Aerospace Engineering Oklahoma State University, Stillwater, OK, USA: 1-10.

[4] Leck TJ. 2010, New High Performance, Low GWP Refrigerants for Stationary AC and Refrigeration, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, DuPont Fluorochemicals: 1-9.

[5] Park KJ, Jung D. 2007, Thermodynamic performance of HCFC22 alternative refrigerants for residential air-conditioning applications, *Energy and Buildings* 39: 675-680.

[6] Rajapaksha L, Suen KO. 2004, Influence of liquid receiver on the performance of reversible heat pumps using refrigerant mixtures, *Int. J. Refrig.* 27: 53-62.

[7] Pham H., Rajendram R. 2012, R32 And HFOs As Low-GWP Refrigerants For Air Conditioning, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Emerson Climate Technologies Inc.: 1-10.

Annexe B

Propriétés thermophysiques de l'huile POE (Emkarate RL32-3 MAF)

Masse volumique:

La masse volumique des lubrifiants varie de manière quasi linéaire avec la température. Conde [100] suggère le calcul de cette masse volumique à l'aide de l'équation (81).

$$\rho(T) = \rho(T_0) - A(T - T_0) \quad (81)$$

Avec A=0.60.

Pour l'huile utilisée, à T = 20 °C la masse volumique est ρ = 981 kg/m^3.

Donc, d'après l'équation (81), la densité de l'huile utilisée est donnée par l'équation (82).

$$\rho(T) = 981 - 0.6(T - 293.15) \quad (82)$$

Avec ρ en kg/m^3 et T en K.

Viscosité cinématique:

Selon Youbi-Idrissi [45], Wahlstöm et al. [101] ont testé l'équation (83) qui est l'équation de Walther qui est donnée ci-dessous et ils ont trouvés que cette équation donne une bonne adéquation avec les résultats expérimentaux.

$$ln\big(ln(\nu + 0.7)\big) = A + Bln(T) \quad (83)$$

Où A et B sont deux constantes déterminées à partir de la viscosité cinématique à deux températures différentes.

Dans le cas de l'huile utilisée à T = 40 °C, ν = 31.2 mm^2/s et à T = 100 °C, ν = 5.6 mm^2/s. Alors, A = 21.959 et B = -3.605. Donc, la viscosité cinématique de l'huile utilisée est donnée par l'équation (84).

$$ln\big(ln(\nu + 0.7)\big) = 21.959 - 3.605ln(T) \quad (84)$$

Conductivité thermique:

La conductivité thermique e été proposée par Liley et al. [105] selon l'équation (85) cités par Youbi-Idrissi [45].

$$\lambda = \frac{117.02}{\rho}(1 - 0.0054T) \quad (85)$$

Où T est en °C.

Chaleur spécifique:

La chaleur spécifique est calculée à l'aide de l'équation (86) donnée par Liley et al. [105].

$$c_p = 4.186\left[\frac{0.388 + 0.00045(1.8T + 32)}{\sqrt{s_s}}\right] = \frac{1.684 + 0.0034T}{\sqrt{s_s}} \quad (86)$$

Où s_s est la densité spécifique par rapport à l'eau à 15.56 °C et T est en °C.

Cette corrélation est valable pour une température de l'huile entre -18 et 204 °C et pour une densité spécifique entre 0.75 et 0.96.

Tension superficielle:

La tension superficielle est calculée à l'aide de l'équation (87) donnée par Bell et al. [102] cités par Youbi-Idrissi [45].

$$\sigma = 0.03742 - 0.0001253T \quad (87)$$

Où T est en °C.

Réaction de l'huile POE à la présence de l'humidité et compatibilité cette huile avec les élastomères

L'huile POE utilisée est une huile dix fois plus hygroscopique (c'est-à-dire qui peut absorber l'humidité de l'air ambiant) que les huiles minérales, ce qui pourra conduire au blocage du détendeur, à une dégradation des assemblages brasés, l'hydrolyse de l'huile et la dégradation du réfrigérant [106]. Selon Youbi-Idrissi [45], en présence d'humidité la stabilité de l'huile POE qui est à base d'ester est affectée et il se transforme en alcool, en acide et en ester partiel. Alors, il faudra que l'huile soit isolée de l'air ambiant dans le système d'injection. En outre, l'huile POE est compatible avec les élastomères suivant: HBNR, NBR (Buna-N), NYLON-6,6, TEFLON [107].

[1] R. L. Powell, «CFC phase-out: have we met the challenge?,» *Journal of Fluorine Chemistry,* vol. 114, pp. 237-250, 2002.

[2] J. C. Farman, B. G. Gardiner et J. D. Shanklin, «Nature 315 (207),» 1985.

[3] PNUE, «La Convetion de Vienne pour la protection de la couche d'ozone,» Programme des Nations Unies pour l'Environnement, Vienne, 1985.

[4] GIEC, «Changements climatiques 2014: Indice, adaptation et vulnérabilité - Résumé à l'intention des décideurs,» Contribution du Groupe de travail II au cinquième Rapport d'évaluation du Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat, Genève (Suisse), 2014.

[5] CITEPA, «Rapport CNUCC: Rapport National d'Inventaire pour la France au titre de la Convention cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques et du Protocole de Kyoto,» Centre Interprofessionnel Technique d'Etude de la Pollution Atmosphérique, Paris (France), 2014.

[6] S. Barrault, F. Trannois et D. Clodic, «Inventaires des Emissions des fluides frigorigènes,» ARMINES, EReIE, France, 2011.

[7] S. Barrault et D. Clodic, «Inventaires des Emissions des fluides frigorigènes,» ARMINES, EReIE, France et DOM COM, 2015.

[8] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, Á. Barragán-Cervera, F. Molés et B. Peris, «Analysis based on UE Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 52, pp. 21-31, 2015.

[9] J. R. Smith et L. Cremaschi, «Two Phase Flow Boiling Heat Transfer and Pressure Drop of Two New LGWP Developmental Refrigerants Alternative to R-410A,» *International Refrigeration and Air Conditioning Conference,* p. 10, 2014.

[10] M. Anowar Hossain, Y. Onaka, H. M.M. Afroz et A. Miyara, «Heat transfer during evaporation of R1234ze(E), R32, R410A and a mixture of R1234ze (E) and R32 inside a horizontal smooth

tube,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 36, pp. 465-477, 2013.

[11] T. J. Leck, «New High Performance, Low GWP REfrigerants for Stationary AC and Refrigeration,» *Intenational Refrigeration and Air Conditioning Conference,* p. 8, 2010.

[12] S. Koyama, N. Takata et S. Fukuda, «Drop-in Experiments on Heat Pump Cycle Using HFO-1234ze(E) and Its Mixtures with HFC-32,» *International Refrigeration and Air Conditioning Conference,* p. 7, 2010.

[13] A. Barve et L. Cremaschi, «Drop-in Performance of Low GWP REfrigerants in a Heat Pump System for Residential Applications,» *International Refrigeration and Air Conditioning Conference,* p. 10, 2012.

[14] C. Piao, S. Taira, M. M. Moriwaki, K. Tanimoto, K. Mochizuki et A. Nakai, «Alternatives to High GWP HFC Refrigerants: Residential and Small Commercial Unitary Equipement,» *ASHRAE/NIST Refrigerants Conference,* 2012.

[15] Y. Hwang, A. Alabdulkarem, R. Eldeeb, V. Aute et R. Radermacher, «Evaluation and Soft-Optimization for R410A Low-DWP Replacement Candidates through Testing and Simulation,» *International Refrigeration and Air Conditioning Conference,* p. 9, 2014.

[16] H. Tsujii et H. Imada, «System Drop-In Test of Refrigerant R-32 in a VRF Multi-split Heat Pump,» AHRI, Low-GWP AREP, Arlington (USA), 2013.

[17] K. Besbes et A. Zoughaib, «System Drop-In Test of Refrigerant Blend ARM-70a and DR-5 in An Air to Water Heat Pump,» AHRI, Low-GWP AREP, Arlington (USA), 2013.

[18] K. J. Schultz, «Performance of R410A and R22 Low GWP Alternative Refrigernats at Elevated Ambient Temperatures,» *International Refrigeration and Air Conditioning Conference,* p. 10, 2014.

[19] Q. Tian, D. Cai, L. Ren, W. Tang, Y. Xie, G. He et F. Liu, «An experimental investigation of refrigerant mixture R32/R290 as drop-in replacement for HFC in household air conditioners,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 57, pp. 216-228, 2015.

[20] A. Abdulkarem, R. Eldeeb, Y. Hwang, V. Aute et R. Radermacher, «Testing, simulation and soft-optimization of R410A low-GWP alternatives in heat pump system,» *Internat Journal of*

Refrigeration, vol. 60, pp. 106-117, 2015.

[21] K. J. Park et D. Jung, «Thermodynamic performance of HCFC22 alternative refrigerants for residential air-conditioning applications,» *Energy and Buildings,* vol. 39, pp. 675-680, 2007.

[22] C. Aprea et C. Renno, «Experimental analysis of a transfer function for an air cooled evaporator,» *Applied Thermal Engineering,* vol. 21, pp. 481-493, 2001.

[23] D. Huang, Z. L. He et X. L. Yuan, «Dynamic characteristics of an air-to-water heat pump under frosting/defrosting conditions,» *Applied Thermal Ingineering,* vol. 27, pp. 1996-2002, 2007.

[24] X. Wang, Y. Hwang et R. Radermacher, «Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 32, pp. 1442-1451, 2009.

[25] L. Rajapaksha et K. O. Suen, «Influence of liquid receiver on the performance of reversible heat pumps using refrigerant mixtures,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 27, pp. 53-62, 2004.

[26] H. M. Pham et R. Rajendran, «R32 and HFOs as low-GWP refrigerants for air conditioning,» chez *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, 2012.

[27] J. M. Calm, «The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 31, pp. 1123-1133, 2008.

[28] IIF, «Communiqué présenté par Dider Coulomb, Directeur de l'Institut International du Froid,» *Dixième Conférence des Parties (COP-10) à la convention-Cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques,* p. 1, 2004.

[29] G. Li, «Comprehensive investigations of life cycle climate performance of packaged air source heat pumps for residential application,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 43, pp. 702-710, 2015.

[30] C. R. Peterson et W. A. McGahan, «Thermodynamic and Aerodynamic Analysis Method for Oil Flooded Sliding Vane Compressor,» *International Compressor Engineering Conference,* p. 8, 1972.

[31] A. Zweifel, «SINGLE-STAGE OR MULTISTAGE ROTARY COMPRESSOR». USA Brevet 3820923, 1974.

[32] P. J. Singh et G. C. Patel, «A Generalized Performance Computer Program for Oil Flooded Twin-Screw Compressors,» *Internation Compressor Engineering Conference,* p. 10, 1984.

[33] P. J. Singh et J. L. Bowman, «Heat Transfer in Oil-Flooded Screw Compressors,» *International Compressor Engineering Conference,* p. 19, 1986.

[34] W. E. Ranz et W. R. Marshall, «EVAPORATION FROM DOPS - Part I,» *Chemical Engineering Progress,* vol. 48, pp. 141-146, 1952.

[35] M. Isshiki, «Theoretical and study on atomization of a liquid droplet in a high speed gas stream,» Transportation Technical Institute, Tokyo (Japan), 1959.

[36] P. Haberschill et A. Lallemand, «Refroidissement des compresseurs de pompes à chaleur par injection de liquide,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 10, pp. 97-102, 1987.

[37] J. C. Blaise et T. Dutto, «Influence of oil Injection and Pressure,» *International Compressor Engineering Conference,* p. 8, 1988.

[38] N. Stosic, A. Kovacevic, K. Hanjalic et L. Milutinovic, «Mathematical Modelling of the Oil Influence Upon the Working Cycle of Screw Compressors,» *International Compressor Engineering Conference,* p. 8, 1988.

[39] N. Stosic, L. Milutinovic, K. Hanjalic et A. Kovacevic, «Experimental Investigation of the Influence of Oil Injection Upon the Screw Compressor Working Process,» *International Compressor Engineering Conference,* p. 10, 1990.

[40] A. Sakuda, K. Sawai, N. Lida, A. Hiwata, T. Morimoto et N. Ishii, «Performance improvement of scroll compressor with new sealing-oil supply mechanism,» *International conference on compressors and their systems,* pp. 465-474, 2001.

[41] A. Hiwata, N. Lida, Y. Futagami, K. Sawai et N. Ishii, «Performance Investigation With Oil-Injection to Compression Chambers On CO2-Scroll Compressor,» *International Compressor Engineering Conference,* p. 8, 2002.

[42] C. Toublanc, M. Clausse, M. F. Terrier et F. Meunier, «CO2 CARNOT-TYPE CYCLE BASED ON ISOTHERMAL VAPOR COMPRESSION,» *7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids,* p. 8, 2006.

[43] I. H. Bell, E. A. Groll, J. E. Braun et W. T. Horton, «Experimental testing of an oil-flooded hermetic scroll compressor,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 36, pp. 1866-1873, 2013.

[44] S. Ramaraj, B. Yang, J. E. Braun, E. A. Groll et W. T. Horton, «Experimental analysis of oil flooded R410A scroll compressor,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 46, pp. 185-195, 2014.

[45] M. Youbi-Idrissi, Thèse: Impact de l'huile de lubrification sur les performances thermodynamiques des pompes à chaleur réversibles, Conservatoire National des Arts et Métiers, 2003, pp. 1-189.

[46] P. Rapin, P. Jacquard et J. Desmons, Technologie des installations frigorifiques - 10ème édition, pp. 1-640.

[47] H. M. Kang et M. B. Pate, «Miscibility comparison for three refrigerant mixtures and four compenent refrigerants,» *ASHRAE Transactions,* vol. 104, pp. 973-982, 1999.

[48] T. J. Leck, «Evaluation of HFO-1234yf as a potential replacement for R-134a in refrigeration applications,» *3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants,* pp. 1-28, 2009.

[49] G. L. Smith, «Refrigerant/Lubricant properties of new low GWP options, seminar 35 - Advances in low global warming potentiel (GWP) refrigerants,» *ASHRAE Annual Conference,* pp. 1-26, 2014.

[50] J. J. Grebner et R. R. Crawford, The effects of oil on the thermodynamic properties of dichlorofluoromethane (R-12) and tetrafluoroethane (R-134a), University of Illinois at Urbana-Champaign, USA: Air Conditioning and Refrigeration Center, 1992, pp. 1-119.

[51] A. Yokozeki, «Time-dependent behavior of gas absorption in lubricant oil,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 25, pp. 698-704, 2002.

[52] S. W. Churchill, Free convection around immersed bodies, vol. 2, Heat Exchanger Design Hanbook, 1983.

[53] F. P. Incropera et D. P. Dewitt, Fundamental of heat and mass transfer, Fourth Edition, John Wiley & Sons, 1996.

[54] R. Pelletret et J. D. Sylvain, «Transferts de masse et de chaleur entre une gouttelette d'un liquide hygroscopique et l'air humide,» *Revue de physique appliquée,* vol. 20, n° %110, pp. 699-709, 1985.

[55] Y. Yan, J. S. Fleming et A. C. Bwalya, «The evaluation of existing and new refrigerants in the presence of oil,» chez *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, 2000.

[56] J. M. Lebreton, L. Vuillame, E. Morvan et O. Lottin, «Real-time measurement of the oil concentration in liquid refrigerant flowing inside a refrigeration machine,» chez *International Compressor Enfineering Conference*, Purdue, 2000.

[57] M. Fukuta, T. Yanagisawa, M. Omura et Y. Ogi, «Mixing and separation characteristics of isobutane with refrigeration oil,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 28, pp. 997-1005, 2005.

[58] A. Aliseda, E. J. Hopfinger, J. C. Lasheras, D. M. Kremer, A. Berchielli et E. K. Conolly, «Atomization of viscous and non-newtonian liquids by a coaxial, high-speed gas jet. Experiments and droplet size modeling,» *International Journal of Multiphase Flow,* vol. 34, pp. 161-175, 2008.

[59] G. M. Faeth, «Structure and atomization properties of dense turbulent sprays,» chez *Twenty-Third Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute*, 1990.

[60] S. Yao, J. Zhang et T. Fang, «Effect of viscosities on structure and instability of sprays from a swirl atomizer,» *Experimental Thermal and Fluid Science,* vol. 39, pp. 158-166, 2012.

[61] B. Mohan, W. Yang, K. L. Tay et W. Yu, «Macroscopic spray characterization under high ambient density conditions,» *Experimental Thermal and Fluid Science,* vol. 59, pp. 109-117, 2014.

[62] R. D. Reitz, «Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays,» *Atomization and Spray Technology,* vol. 3, pp. 309-337, 1987.

[63] A. Labergue, M. Gradeck et F. Lemoine, «Mesures couplées d'analyse phase Doppler et de thermographies infrarouge pour l'étude du refroidisssement de surfaces chaudes,» chez *14eme CONGRES FRANCOPHONE DE TECHNIQUES LASERS (CFTL2014)*, Marseille, 2014.

[64] N. Tamaki et M. Shimizu, «Enhancement of atomization of high-viscous liquid jet by pressure atomized nozzle,» chez *ILASS-Europe*, Zaragoza, 2002.

[65] L. Zhouhang, W. Yuxin, Y. Hairui, C. Chunrong, Z. Hai, H. Kazuaki, T. Keiji et L. Junfu, «Effect of liquid viscosity on atomization in an internal-mixing twin atomizer,» *Fuel,* vol. 103, pp. 486-494, 2013.

[66] S. C. Tsai et B. Vlers, «Airblast atomization of viscous liquids,» *Fuel,* vol. 69, pp. 1412-1419, 1990.

[67] C. Toublanc, Amélioration du cycle trans-critique au CO2 par une compression refroidie : évaluation numérique et expérimentale, Conservatoire National des Arts et Métiers, 2009.

[68] H. N. Buckner et P. E. Sojka, «Effervescent atomization of high-viscosity fluids: Part I. Newtonian liquids,» *Atomization and Sprays,* vol. 1, pp. 239-252, 1991.

[69] J. J. Sutherland, P. E. Sojka et :. W. Plesniak, «Ligament-controlled effervescent atomization,» *Atomization and Sprays,* vol. 3, pp. 383-406, 1997.

[70] M. T. Lund, P. E. Sojka, A. H. Lefebvre et P. G. Gosselin, «Effervescent atomization at low mass flow rates. Part I: The influence of surface tension,» *Atomization and Sprays,* vol. 3, pp. 77-89, 1993.

[71] D. Loebker et H. J. Empie, «High mass flowtate effervescent spraying of a high viscosity newtonian liquid,» chez *10th Annual Conference on liquid Atomization and Sprays Systems (ILASS Americas '97)*, Ottawa, Ontario, Canada, 1997.

[72] L. Biorniarz-Press, M. Ochowoak, J. Rozanski et S. Woziowodzki, «The atomization of water-oil emulsions,» *Experimental Thermal and Fluid Science,* vol. 33, pp. 955-962, 2009.

[73] M. R. Sataphthy, S. D. Sovani, P. E. Sojka, J. P. Gore et W. A. Eckerle, «The effect of ambient density on the performance of an effervescent atomizer operating in the MPa injection pressure range,» chez *Proceedings of the technical meeting of the central states section of the combustion institute*, Pttsburg, 1998.

[74] A. H. Lefebvre, «Some recent developments in twin-fluid atomization,» *Particule & Particule Systems Characterization,* vol. 13, pp. 205-216, 1996.

[75] H. K. Suh et C. S. Lee, «Experimental and analytical study on the spray characteristics of dimethyl ether (DME) and diesel fuels within a common-rail injection system in a diesel engine,» *Fuel,* vol. 87, pp. 925-932, 2008.

[76] S. H. Park, H. J. Kim, H. K. Suh et C. S. Lee, «A study in the fuel injection and atomization characteristics of soybean oil methyl ester (SME),» *International Journal of Heat and Fluid Flow,* vol. 30, pp. 109-116, 2009.

[77] X. J. Seykens, L. T. Somers et R. G. Baert, «Modeling of common rail fuel injection system and influence of fluid properties on injection process,» chez *Proceedings of VAFSEP2004*, Dublin, Ireland, 2004.

[78] J. Dernotte, C. Hespel, F. Foucher, S. Houillé et C. Mouinaim-Rousselle, «Influence of physical fuel properties on the injection rate in a Diesel injector,» *Fuel,* vol. 96, pp. 153-160, 2012.

[79] Spraying Systems;, «Matériel de pulvérisation industrielle hydraulique,» [En ligne]. Available: www.spray.com/cat75/hydraulic/index.html. [Accès le 20 08 2016].

[80] Lechler, «Buse de pulvérisation à cone creux,» [En ligne]. Available: www.lechler.fr/pdf/cone_creux.pdf. [Accès le 19 8 2016].

[81] Y. Nakayama, «Action of the fluid in the air-micrometer, first report, characteristics of small-diameter nozzle and orifice No. 1, in the case of compressiility being ignored,» *The Japan Society of Mechnaical Engineers,* vol. 1, pp. 507-515, 1961.

[82] V. I. Asihmin, Z. I. Geller et Y. A. Skobel'cyn, «Discharge of a real fluid from cylindrical orifices (in Russian),» *Oil Ind.,* vol. 9, 1961.

[83] A. Lichtarowicz, R. K. Duggins et E. Markland, «Discharge coefficients for incompressible non-

cavitating flow through long orifices,» *Journal of Mechanical Engineering Science,* vol. 7, pp. 210-219, 1965.

[84] W. Zeng, M. Xu, M. Zhang, Y. Zhang et D. J. Cleary, «Macroscopic characteristics for direct-injection multi-hole sprays using dimensionless analysis,» *Experimental Thermal and Fluid Science,* vol. 40, pp. 81-92, 2012.

[85] R. S. Figkiola et D. E. Beasly, Theory and design for mechanical measurements, Fifth edition, United States of America: John Wiley & Sons, 2011.

[86] E. O. Doebelin, Measurement systems - Application and Design, 4th edition, New York: McGraw-Hill, 1990.

[87] I. Baz, These: Contribution à la caractérisation de la cavitation dans kes injecteurs diesel à haute pression, ECOLE CENTRALE DE LYON, 2003.

[88] A. I. ANSYS Fluent Theory GUIDE Realease 15.0, Canonsburg, 2013.

[89] D. W. Lee et R. C. Spencer, «Photomicrographic studies of fuel sprays,» NATIONAL ADVISORY COMMITTEE FOR AERONAUTICS, 1933.

[90] W. E. Ranz, «On sprays and spraying,» The Pennsylvania State University, Department of Enfineering Research, 1956.

[91] G. F. Scheele et B. J. MEister, *AIChE Journal,* vol. 14, 1968.

[92] G. F. Sterling et C. A. Sleicher, «The instability of capillary jets,» *Journal of Fluid Mechanics,* vol. 68, pp. 477-495, 1975.

[93] C. C. Miesse, *Industial and Engineering Chemistry,* vol. 47, 1955.

[94] Malvers Instruments, «Using Laser diffraction particule size data to optimize the performance of spray,» pp. 1-13, 2015.

[95] Malvern Instruments, «Characterizing personal and domestic aerosol products using Malvern Spraytec,» pp. 1-6, 2014.

[96] A. H. Lefebvre, Atomization and sprays, CRC press, 1988.

[97] M. Maly, Bachelor's thesis: Quality of fuel atomization from small oressure-swirl atomizers, BRNO UNIVERSITY OF THECHNOLOGY, FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING, ENERGY INSTITUTE, 2014.

[98] M. M. Elkobt, «Fuel atomization for spray modeling,» *Progress in Energy and Combustion Science,* vol. 8, pp. 61-91, 1982.

[99] T. Daho, G. Vaitilingom, O. Sanogo, S. K. Ouiminga, A. S. Zongo, B. Piriou et J. Koulidiati, «Combustion of vegetable oils under optimized conditions of atomization and granulometry in a modified fuel oil burner,» *Fuel,* vol. 118, pp. 329-334, 2014.

[100] M. R. Conde, «Estimation of thermophysical properties of lubricating oils and their solutions with refrigerants: An appraisal of existing methods,» *Applied Thermal Engineering,* vol. 16, pp. 51-61, 1996.

[101] A. Wahlstrom et L. Vamling, «Viscosity of HFCs and Pentaerythirtol esters,» chez *20th International Congress of Refrigeration, IIR-IIF*, Sydney, 1999.

[102] K. I. Bell, G. F. Hewitt et S. D. Morris, «Nuclete pool boiling of refrigerant/oil mixtures,» *Experimental Heat Transfer,* vol. 1, pp. 71-86, 1987.

[103] Nu-Calgon, «Product Bulletin, No. 3-68,» [En ligne]. Available: www.nucalgon.com/assets/prodlit/3-68.pdf.. [Accès le 7 7 2016].

[104] Carly, «La gestion de l'huile,» 2016. [En ligne]. Available: http://www.carly-sa.fr/-La-gestion-de-l-huile-dans-un-.html. [Accès le 17 08 2016].

[105] P. E. Liley et W. R. Gambill, Physical and chemical data, Chemical Engineering Handbook, 5th edition, New York: Mc Graw-Hill, 1973.

[106] Carly, «La déshydratation d'un circuit frigorifique,» 2015. [En ligne]. Available: http://www.carly-sa.fr/-Le-conseil-de-FROZY-.html. [Accès le 08 01 2015].

[107] Race Catalogue Chemicals, «Chemicals, Lubricants, Acid Test Kit & Mastic,» 2012.

Résumé

Le problème du réchauffement climatique actuel influence les règlementations environnementales. Ainsi, le domaine du génie climatique est affecté par ces évolutions réglementaires, ce qui impose le passage à une nouvelle génération de réfrigérants à plus bas impact environnemental. Dans cette thèse, ce sujet est étudié dans le cas des groupes refroidisseurs d'eau utilisant le R-410A qui est visé par la réglementation. Mais, résoudre ce problème ne s'arrête pas au simple changement du réfrigérant par un autre à plus bas GWP ; il faut que la transition soit accompagnée par une amélioration ou un maintien de la puissance frigorifique et de la performance énergétique du système par crainte d'avoir un effet climatique inverse parce que la consommation énergétique représente un plus grand effet sur l'impact environnemental que celui du GWP du réfrigérant.

Une revue de la littérature et des tests expérimentaux réalisés en remplaçant le R-410A montrent que les réfrigérants présents sur le marché et proposés par les fabricants pour remplacer le R-410A ne permettent pas d'avoir les améliorations souhaitées. Parmi ces substituants le R-32 est le plus utilisés et semble être prometteur mais avec une réduction du COP et des températures de refoulement du compresseur très élevées. Ainsi, la solution de la compression refroidie par injection d'huile de lubrification au niveau du compresseur est étudiée et modélisée. Le modèle théorique montre qu'elle permet de refroidir la compression et de réduire la consommation du compresseur à condition d'avoir des gouttes d'huile très fines avec un débit et une température de l'huile injectée contrôlables.

Pour appliquer cette solution, un système d'atomisation de l'huile est conçu et testé ; les résultats montrent qu'il est possible de créer un spray de gouttes très fines pour des pressions d'injection de l'ordre de la différence entre la haute et la basse pression du groupe refroidisseur d'eau. La compression refroidie est testée en connectant le système d'atomisation de l'huile au groupe refroidisseur d'eau. Une réduction de la température de refoulement du compresseur et de la puissance consommée par le compresseur est mesurée, mais elle est plus faible que la réduction prévue théoriquement. En intégrant une augmentation du diamètre des gouttes durant la compression dans le modèle théorique, les résultats de la simulation sont proches des résultats expérimentaux.

Mots Clés

Groupes refroidisseurs d'eau, réfrigérants, GWP, efficacité énergétique, compression refroidie, injection d'huile de lubrification

Abstract

Current global warming problem influences environmental regulations. Thus HVAC field is affected by these regulatory changes, which requires the transition to a new generation of refrigerants with lower environmental impact. In this thesis, this subject is studied in the case of water chillers using R-410A that is subject to substitution due to new regulations. But solving this problem doesn't stop at mere refrigerant change by another with lower GWP. It is necessary that improvement or maintain of cooling capacity and energy efficiency of the system accompanies this transition by fear of having a reverse effect because global energy consumption represents a greater effect on the environmental impact than refrigerant GWP.

A review of literature and experimental tests carried out by replacing R-410A show that refrigerants used in the market and offered by manufacturers to replace R-410A don't allow the desired improvements. Among these substituents, R-32 is the most used and seems promising but it causes a decrease of COP and very high compressor discharge temperatures. Thus, the solution of cooling compression by injection of lubricating oil in the compressor is studied and modeled. The theoretical model shows that this solution helps cooling the compression and reduces compressor power consumption provided that injection is characterized by very fine drops of oil with controllable flowrate and oil temperature.

To implement this solution, an oil atomization system is designed and tested, the results show that it is possible to create a spray of very fine droplets for injection pressures of the order of the difference between the high and low pressures of the water chiller. Cooled compression is then tested by connecting the oil atomization system to the water chiller. Reductions of compressor discharge temperature and of compressor power consumption are measured, but measured reductions are lower than the theoretical expected reductions. By integrating an increased droplet diameter during compression in the theoretical model, the simulation results are close to the experimental results.

Keywords

Water chillers, refrigerants, GWP, energy efficiency, cooled compression, injection of lubricating oil