



HAL
open science

Étude numérique et expérimentale d'une conversion de fluide frigorigène sur un sécheur d'air comprimé industriel Conditionair

Vincent Lebourgeois

► **To cite this version:**

Vincent Lebourgeois. Étude numérique et expérimentale d'une conversion de fluide frigorigène sur un sécheur d'air comprimé industriel Conditionair. Autre. 2016. dumas-01731354

HAL Id: dumas-01731354

<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01731354v1>

Submitted on 14 Mar 2018

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

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

CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET MÉTIERS

PARIS

MÉMOIRE

Présenté en vue d'obtenir

LE DIPLOME D'INGÉNIEUR C.N.A.M.

EN ÉNERGETIQUE

SPÉCIALITÉ FROID INDUSTRIEL ET CLIMATISATION

par Vincent Lebourgeois

**ÉTUDE NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE D'UNE CONVERSION
DE FLUIDE FRIGORIGÈNE SUR UN SÈCHEUR D'AIR COMPRIMÉ
INDUSTRIEL CONDITIONNAIR**

Soutenu le 19 juillet 2016 devant le jury :

Président :

C. Marvillet, Professeur, C.N.A.M.

Membres :

J. Guilpart, Ingénieur, MF Conseil

E. Terzibachian, Ingénieur, Atisys Concept

S. Bresin, Directeur, Conditionair

B. Gallais, Directeur technique, E3C Conseil

Sommaire

Sommaire	3
Avant-propos	9
Nomenclature	10
Liste des figures et tableaux	13
Introduction générale	17
Chapitre I : Introduction au séchage de l'air comprimé dans l'industrie	19
Chapitre II : Problématique actuelle des HCFC et HFC	33
Chapitre III : Etude d'un sécheur d'air comprimé industriel	63
Chapitre IV : Prédiction des coefficients d'échanges thermiques d'un fluide frigorigène lors de son évaporation à l'intérieur d'un tube lisse	74
Chapitre V : Évaluation numérique et expérimentale des performances du sécheur d'air comprimé industriel	98
Conclusion générale	140
Bibliographie	143
Annexes	147

Chapitre I

1	Utilisation de l'air comprimé dans l'industrie	19
1.1	La nécessité de sécher l'air comprimé	20
1.2	Rappel sur les bases de l'air humide	22
1.3	Relation pression-température de rosée	24
2	Les différents moyens utilisés afin de sécher l'air comprimé	25
2.1	Après-refroidisseur	25
2.2	Sur-compression	25
2.3	Procédés par adsorption	25
2.4	Procédés par le froid	27
2.4.1	Appareils à détente directe	28
2.4.2	Appareils à fluide frigoporteur	30

Chapitre II

1	Contexte environnemental des fluides frigorigènes	33
1.1	Le début de l'utilisation des CFC	33
1.2	Le déclin des fluides frigorigènes du type CFC	34
1.3	Protocole de Kyoto (1997)	34
1.4	Réglementation UE CE 2037/2000	35
1.5	Réglementation UE CE 842/2006	36
2	Déclin du nombre d'installation utilisant le HCFC R-22	38
2.1	Banque nationale des fluides frigorigènes	38
2.2	Avantages et inconvénients d'une conversion de fluide	41
3	Fluides frigorigènes de substitution au HCFC R-22	42
3.1	Fluides ne nécessitant aucune modification de l'appareil	43
3.1.1	HFC R-422D	43
3.1.2	HFC R-438A	44

3.2	Fluides nécessitant une modification partielle ou totale de l'appareil	45
3.2.1	Fluides zéotropiques	45
3.2.2	Fluides azéotropiques.....	48
3.2.3	Fluides naturels	50
3.3	Critères de sélection	57
3.4	Propriétés thermophysiques des différents fluides frigorigènes	58
3.4.1	Pressions absolues.....	59
3.4.2	Glissement de température.....	59
3.4.3	Chaleur latente de vaporisation.....	60
3.4.4	Masse volumique	61
3.4.5	Pouvoir de réchauffement global (GWP)	62
3.5	Conclusion.....	62

Chapitre III

1	Généralités	63
1.1	Réseau de production d'air comprimé	63
1.2	Principe de fonctionnement.....	64
1.3	Circuit frigorifique	65
2	Capacité de déshumidification.....	66
2.1	Coefficient d'échange global de l'évaporateur.....	70
2.1.1	Air comprimé / eau glacée	70
2.1.2	Eau glacée / HCFC R-22.....	70

Chapitre IV

1	Vaporisation des fluides frigorigènes azéotropiques dans un tube lisse	74
1.1	Configurations d'écoulement du fluide frigorigène dans un tube horizontal.....	75
1.2	Modèles de prédiction du coefficient d'échange thermique à l'intérieur de tubes horizontaux	77
1.3	Carte des configurations d'écoulement de Kattan et al. pour un tube horizontal	78
1.3.1	Généralités	78
1.3.2	Courbes de transition des configurations d'écoulement.....	80
1.3.3	Taux de vide.....	81
1.3.4	Angle de stratification.....	81
1.3.5	Écoulement à vagues.....	81
1.3.6	Écoulement intermittent.....	82
1.3.7	Écoulement stratifié	82
1.3.8	Assèchement du tube (dry-out)	83
1.3.9	Écoulement brouillard.....	83
1.4	Modèle de prédiction de Wojtan et al.	84
1.4.1	Équation générale.....	84
1.4.2	Coefficient d'échange thermique de la phase liquide	85
1.4.3	Coefficient d'échange thermique de la phase vapeur	86
1.4.4	Calcul de l'angle sec	86
1.4.5	Épaisseur du film liquide	87
1.4.6	Coefficient d'échange lors de l'assèchement du tube	88
1.4.7	Écoulement brouillard.....	89
1.4.8	Synthèse	90
2	Vaporisation des fluides zéotropiques.....	91
2.1	Généralités sur les fluides frigorigènes zéotropiques.....	91
2.2	Modèles de prédiction	93

2.2.1	Modèle de Wojtan et al. (2005b)	93
2.2.2	Modèle de Kundu et al. (2014)	94

Chapitre V

1	Développement d'une macro-commande VBA	98
1.1	Généralités.....	98
1.2	Hypothèses de calcul.....	99
1.3	Point de couplage évaporateur / compresseur	101
1.3.1	Cycle frigorifique de base	101
1.3.2	Égalité des puissances.....	102
1.3.3	Détermination des surfaces d'échange thermique	104
1.4	Performances du compresseur.....	105
1.4.1	Puissance frigorifique	106
1.4.2	Coefficient de performance.....	108
1.5	Démonstration de la macro-commande.....	110
2	Simulation de fonctionnement des cycles frigorifiques	111
2.1	R-134a, R-404A et R-410A	111
2.1.1	R-134a.....	112
2.1.2	R-404A.....	114
2.1.3	R-410A.....	117
2.2	Mélanges zéotropiques R-407C et R-407F	119
2.2.1	Influence du coefficient d'échange thermique en évaporation sur les performances.....	121
2.2.2	Ecart de température.....	123
3	Évaluation numérique de l'impact environnemental de l'appareil (TEWI)	125
3.1.1	Hypothèses de calcul.....	126
3.1.2	Résultats	127
4	Essais expérimentaux	130

4.1	Fonctionnement au R-407C	131
4.1.1	Comparaison avec les résultats simulés	132
4.1.2	Evolution des performances après conversion.....	133
4.2	Fonctionnement au R-134A	136
4.3	Conclusion.....	138

Avant-propos

Ce travail a été réalisé au sein de la société Conditionair, dirigée par Monsieur Serge Bresin, que je souhaiterais ici premièrement remercier. L'appareil industriel dont il est question dans ce mémoire d'ingénieur a été initialement conçu par son père et j'ai été très honoré de pouvoir travailler sur ce sujet captivant.

Je souhaite également remercier Monsieur Christophe Marvillet, Professeur et Directeur de l'IFFI, pour avoir accepté d'être mon tuteur de mémoire. Sa disponibilité ainsi que ses conseils m'ont permis d'effectuer ce travail de manière constructive et intéressante.

Plusieurs anciens camarades de classe de l'IFFI, qui se reconnaîtront, m'ont apporté beaucoup de soutien dans ce projet et je souhaiterais ici leur exprimer ma gratitude.

Je désirerais remercier la petite dizaine de collaborateurs avec laquelle je travaille chez Conditionair, pour le bien-être qu'ils partagent dans cette entreprise, ainsi que pour leur bonne humeur quotidienne.

Enfin, ce mémoire d'ingénieur n'aurait pas pu être réalisé sans le soutien de ma famille à laquelle j'exprime toute ma reconnaissance et ma plus grande affection.

À Nancy et Willem...

Nomenclature

Alphabet latin

A	Section droite du tube	m^2
A_v	Section du tube comportant de la vapeur	m^2
A_L	Section du tube comportant du liquide	m^2
C_p	Capacité thermique massique	$\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
COP	Coefficient de performance	
d	Diamètre	m
G	Vitesse massique	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
H_{lv}	Chaleur latente de vaporisation	kJ.kg^{-1}
Hr	Hygrométrie relative	%
h	Enthalpie massique	kJ.kg^{-1}
h_L	Hauteur de la phase liquide à l'interface	m
K	Coefficient d'échange thermique global	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
L_v	Chaleur latente	kJ.kg^{-1}
\dot{m}	Débit massique	kg.s^{-1}
M	Masse molaire	g.mol^{-1}
P_{lv}	Puissance latente de vaporisation	kW
$P_{sen.}$	Puissance sensible	kW
p	Pression	Bar
P	Puissance thermique	kW
\dot{Q}_0	Puissance frigorifique	kW
\dot{q}	Flux thermique surfacique	W.m^{-2}
S	Facteur de suppression de l'ébullition nucléée	
S_e	Surface d'échange externe	m^2
T	Température	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
x	Titre massique en vapeur	

Alphabet Grec

α	Coefficient d'échange de chaleur	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
δ	Epaisseur de la phase liquide	m
Δ	Variation	
ε	Taux de vide	
μ	Viscosité dynamique	N.s.m^{-2}
λ	Conductivité thermique	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
ω	Humidité absolue	$\text{kg}_{\text{eau}} \cdot \text{kg}_{\text{air sec}}^{-1}$
ρ	Masse volumique	kg.m^{-3}
σ	Tension superficielle	N.m^{-1}
θ	Angle	Radian

Nombres adimensionnels :

A_{GD}	Rapport section vapeur du tube et son diamètre	
A_{LD}	Rapport section liquide du tube et son diamètre	
Fr	Nombre de Froude	
H_{LD}	Rapport hauteur de liquide tube et son diamètre	
j_i	Facteur de Colburn	-
P_{LD}	Rapport périmètre mouillé du tube et son diamètre	
P_{GD}	Rapport périmètre sec du tube et son diamètre	
P_{iD}	Rapport longueur d'interface du tube et son diamètre	
p_r	Pression réduite	
Re	Nombre de Reynolds	
We	Nombre de Weber	

Indices

as	Air sec
crit	Critique
cb	<i>Convection boiling</i> (ébullition convective)
dry	Région du tube sèche
dry-out	Régime d'écoulement d'assèchement
e	Externe
ff	Fluide frigorigène
G	Gas (vapeur)
i	Intérieur
ia	Limite régime intermittent / annulaire
l	Liquide
mist	Régime d'écoulement brouillard
nb	<i>Nucleate boiling</i> (ébullition nucléée)
r	Réduit(e)
s	<i>Shell</i> (calandre de l'échangeur)
strat	Régime d'écoulement stratifié
tp	<i>Two phase</i> (coefficient d'échange diphasique)
v	Vapeur
v,sat	Vapeur saturante
wavy	Régime d'écoulement à vagues
wet	Région du tube mouillé

Liste des figures et tableaux

Chapitre I

Figure 1.1 : Température de rosée de l'air comprimé fonction de la température de rosée de l'air atmosphérique

Figure 1.2 : Procédé de séchage d'air comprimé par adsorption

Figure 1.3 : Sécheur d'air comprimé à accumulation de froid CONDITIONAIR

Tableau 1.1 : Normalisation de la qualité de l'air comprimé selon la norme ISO 8573-1

Chapitre II

Figure 2.1 : Répartition des différents fluides frigorigènes en France d'après Barrault et al. (2012)

Figure 2.2 : Composition massique des mélanges zéotropiques R-407C et R-407F

Figure 2.3 : Comparaison des performances entre le R-410A et le R-32 (source Bitzer)

Figure 2.4 : Réglementation des installations fonctionnant au R-717 (source ADEME)

Figure 2.5 : Pressions absolues pour une température de saturation rosée de 0°C

Figure 2.6 : Glissement de température des fluides frigorigènes zéotropiques ($T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$)

Figure 2.7 : Chaleur latente de vaporisation ($T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$)

Figure 2.8 : Masse volumique de la phase liquide ($T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$)

Figure 2.9 : Masse volumique de la phase vapeur ($T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$)

Figure 2.10 : Pouvoir de réchauffement global

Tableau 2.1 : Correspondance masse équivalente CO2 et quantité de fluide frigorigène maximale circuit

Tableau 2.2 : Banque nationale des fluides frigorigènes d'après Barrault et al. (2012)

Tableau 2.3 : Demande en maintenance des HCFC et HFC en 2011 d'après Barrault et al. (2012)

Tableau 2.4 : Avantages et inconvénients d'une conversion de fluide ou du remplacement d'un sécheur

Tableau 2.5 : Principales propriétés des cinq fluides frigorigènes de substitution

Chapitre III

Figure 3.1 : Réseau de production d'air comprimé

Figure 3.2 : Principe de fonctionnement d'un sécheur à accumulation de froid

Figure 3.3 : Schéma du circuit frigorifique

Tableau 3.1 : Nomenclature du circuit frigorifique

Tableau 3.2 : Caractéristiques de l'air humide en entrée et en sortie du sécheur

Tableau 3.3 : Paramètres utilisés pour le calcul du coefficient d'échange idéal selon le modèle de Bell-Delaware.

Chapitre IV

- Figure 4.1 :** Configurations d'écoulement du fluide frigorigène dans un tube horizontal Collier et Thome (1994)
Figure 4.2 : Carte représentant les configurations d'écoulement d'après le modèle de Wojtan et al. (2005a)
Figure 4.3 : Représentation des six variables géométriques à l'intérieur d'un tube
Figure 4.4 : Assèchement d'un tube horizontal d'après Wojtan et al. (2005a)
Figure 4.5 : Évolution de la fraction massique liquide des composants du R-407F en fonction du titre de vapeur
Figure 4.6 : Évolution de la fraction massique vapeur des composants du R-407F en fonction du titre de vapeur
Figure 4.7 : Représentation des courbes de saturation de bulle et de rosée du R-407F en fonction de la pression d'évaporation

Chapitre V

- Figure 5.1 :** Tracé du cycle frigorifique en négligeant les pertes de charges
Figure 5.2 : Organigramme de la macro-commande VBA
Figure 5.3 : Ecarts relatifs entre le R-134a et le R-22 (débit massique, puissance frigorifique et COP)
Figure 5.4 : Coefficients d'échanges thermiques en évaporation du R-22 et du R-134a
Figure 5.5 : Performances du cycle frigorifique entre le R-22 et le R-404A
Figure 5.6 : Rendements effectifs, isentropiques et volumétriques du compresseur (R-404A et R-22)
Figure 5.7 : Performances entre le R-410A et le R-22
Figure 5.8 : Comparaison des caractéristiques thermophysiques entre le R-410A et le R-22
Figure 5.9 : Ecarts relatifs des performances entre le R-22, R-407C et R-407F
Figure 5.10 : Rendements effectifs, isentropiques et volumétriques du compresseur (R-22, R-407C et R-407F)
Figure 5.11 : Moyenne logarithmique des différences de températures (R-407C, R-407F et R-22)
Figure 5.12 : Ecarts de températures calculés entre le R-407C et le R-22
Figure 5.13 : Représentation du TEWI du sécheur d'air comprimé pour chacun des réfrigérants
Figure 5.14 : Différences de températures réelles entre le R-407C et le R-22
Figure 5.15 : Différences de températures réelles entre le R-134a et le R-22
- Tableau 5.1 :** Conditions de fonctionnement d'origine du sécheur d'air comprimé avec le fluide frigorigène R-22
Tableau 5.2 : Caractéristiques de fonctionnement des cycles R-22 réels et simulés
Tableau 5.3 : Performances de l'appareil simulées avec le R-134a, R-404A et R-410A.
Tableau 5.4 : Caractéristiques thermophysiques du R-22 et du R-134a pour $T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$.
Tableau 5.5 : Propriétés de la phase liquide du R-22 et du R-404A
Tableau 5.6 : Caractéristiques thermophysiques de la phase liquide du R-22 et du R-404A pour $T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$.
Tableau 5.7 : Paramètres de fonctionnement du cycle frigorifique comprimé selon le modèle de prédiction utilisé
Tableau 5.8 : Coefficients d'échanges thermiques moyens en évaporation du R-407C et du R-407F
Tableau 5.9 : Caractéristiques de l'air humide en entrée et en sortie du sécheur
Tableau 5.10 : Nouvelle énergie frigorifique nécessaire
Tableau 5.11 : énergie électrique consommée par le compresseur pour chacun des réfrigérants
Tableau 5.12 : énergie électrique totale consommée par les récepteurs auxiliaires

Tableau 5.13 : TEWI du sécheur d'air comprimé pour chacun des réfrigérants

Tableau 5.14 : Caractéristiques des cycles R-407C simulé et réel

Tableau 5.15 : Caractéristiques des cycles réels R-22 et R-407C

Tableau 5.16 : Caractéristiques des cycles R-134a simulés et réels

Tableau 5.17 : Caractéristiques des cycles réels R-22 et R-134a

Le succès, c'est d'aller d'échec en échec sans perdre son enthousiasme.

Winston Churchill

Introduction générale

L'utilisation des systèmes frigorifiques à compression mécanique de vapeur, que cela soit en climatisation de confort, froid commercial, ou bien en froid industriel, est marquée depuis maintenant plus d'une décennie par la réduction massive de l'emploi des HCFC en tant que fluides frigorigènes. Pour cause, ces derniers présentent l'inconvénient d'être nocifs pour l'environnement, avec en particulier un impact non négligeable sur la couche d'ozone. Abondamment utilisés depuis plus d'un demi-siècle dans tous les secteurs de la réfrigération, les fluides frigorigènes du type HCFC sont depuis plusieurs années en déclin. Cela fait suite à des décisions prises par les organisations internationales, afin de réduire de manière considérable la destruction de l'ozone stratosphérique.

Afin de pallier à la demande toujours plus croissante des fluides frigorigènes utilisés en réfrigération, les scientifiques et les chercheurs ont développé des produits n'appauvrissant pas la couche d'ozone. Parmi eux, nous pouvons citer les fluides frigorigènes du type HFC. Les recherches des communautés scientifiques portent également sur l'adaptation des systèmes frigorifiques à des fluides naturels présentant un faible impact sur l'environnement, tel que par exemple le dioxyde de carbone, appelé aussi R-744 lorsqu'il est utilisé en tant que fluide frigorigène.

Ce mémoire d'ingénieur présente l'étude et la réalisation d'une conversion en fluide frigorigène portant sur un appareil industriel de séchage d'air comprimé, équipé d'un système frigorifique à compression mécanique de vapeur fonctionnant d'origine avec le HCFC R-22.

Le premier chapitre est consacré à la présentation des différents types de sècheurs d'air comprimé industriel, avec en préambule la description des enjeux du séchage de l'air comprimé dans l'industrie.

La problématique actuelle sur l'utilisation des fluides frigorigènes du type HCFC et HFC en réfrigération est décrite dans le second chapitre. Une synthèse sur les réfrigérants de substitution pouvant être utilisés en conversion de fluide sur les sècheurs d'air comprimé à accumulation de froid figure en deuxième partie de ce chapitre.

Le troisième chapitre présente l'étude de projet d'une conversion de fluide frigorigène portant sur un sécheur d'air comprimé Conditionair. Les caractéristiques de fonctionnement de l'appareil, ainsi que son circuit frigorifique, y sont présentés en détail.

Le quatrième chapitre est dans un premier temps consacré à la modélisation des échanges thermiques lors de la vaporisation de fluides frigorigènes azéotropiques à l'intérieur d'un tube lisse. Les différentes configurations d'écoulement du fluide frigorigène s'évaporant dans un tube sont étudiées et un modèle mathématique permettant de les définir en fonction du titre de vapeur est exposé. Dans un second temps, des modèles permettant de prendre en compte l'incidence du glissement de température des fluides zéotropiques, sur le coefficient d'échange thermique, sont présentés.

Le cinquième chapitre introduit la mise en œuvre d'une macro-commande permettant de prédire les performances du sécheur d'air comprimé avec l'utilisation d'un fluide de substitution au R-22. Puis, ces dernières sont comparées avec chacun des réfrigérants retenus au second chapitre. Les résultats calculés par la macro-commande sont ensuite confrontés, pour deux des cinq fluides retenus, avec les performances réelles de l'appareil qui ont été relevées sur le site. L'impact environnemental du sécheur d'air comprimé est estimé en calculant le TEWI pour chacun des réfrigérants de substitution présentés. Une conclusion permet enfin de statuer quel fluide frigorigène de substitution paraît le plus pertinent pour remplacer le R-22 sur un sécheur d'air comprimé industriel à accumulation de froid.

Chapitre I : Introduction au séchage de l'air comprimé dans l'industrie

Le premier chapitre énumère les différentes utilisations de l'air comprimé dans l'industrie ainsi que ses avantages. L'application du séchage de l'air comprimé en milieu industriel, ainsi que ses enjeux, sont ensuite présentés. Les équations permettant le calcul des différentes propriétés de l'air humide, en considérant la pression à laquelle celui-ci est soumis, sont citées. Pour finir, les différentes technologies employées pour sécher l'air comprimé en milieu industriel sont passées en revue avec les avantages et inconvénients de chacune d'entre elles.

1 Utilisation de l'air comprimé dans l'industrie

L'air comprimé est utilisé dans un grand nombre de secteurs industriels pour des usages variés. Au début des années 2000, 10% de l'électricité produite est destinée à la production de l'air comprimé pour l'industrie et représente à cette époque une énergie annuelle de 10 tWh (Source : ADEME). Les applications en industrie sont variées mais on retiendra que l'air comprimé permet d'alimenter un certain nombre d'outils tels que vérins, presses, pistolets à peinture, visseuses à contrôle de couple, clés à choc, tournevis, etc.

L'air comprimé employé en milieu industriel présente les avantages suivants :

- Transport facile dans des conduites bon marché ;
- Stockable ;
- Faible coût des composants.

La production d'air comprimé industrielle est assurée par des compresseurs à air. Pour cela, ces appareils puisent de l'air dans l'atmosphère. L'air atmosphérique, appelé de manière plus courante « air humide » est un mélange d'air sec et d'eau que l'on peut trouver sous forme liquide, vapeur ou parfois solide.

L'air humide ainsi comprimé se retrouve dans les réseaux de distribution, et par la suite à l'intérieur des appareils de process pour lesquels la présence d'humidité est à proscrire. Afin de veiller au bon fonctionnement des différents organes du process, ainsi qu'à leur durabilité, il est nécessaire de soustraire une certaine quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air. Cette opération, appelée « séchage d'air comprimé », est une étape primordiale dans la production d'air comprimé.

1.1 La nécessité de sécher l'air comprimé

La vapeur d'eau présente dans l'air comprimé peut se condenser dans le cas où sa température deviendrait inférieure à son point de rosée. La condensation de la vapeur d'eau se trouvant dans les circuits d'air comprimé peut provoquer les problèmes suivants (Kuss, 1973) :

- Diminution de rendement des outils : givrage à l'échappement par exemple ;
- Oxydation des organes internes des récepteurs, réservoirs, bouteilles de stockage ou encore des canalisations ;
- Faible qualité des travaux de peinture : projection d'eau par les soufflettes ou obstructions des buses de sablage par bourrage de sable humide ;
- Encrassement des appareils de contrôle et de régulation engendrant des perturbations dans les chaînes de fabrication ;
- Obstruction des canalisations extérieures par le gel de l'eau condensée aux points bas lors des températures négatives ;

Afin d'éviter la condensation de la vapeur d'eau présente dans les tuyauteries d'air comprimé, il est nécessaire de sécher l'air humide comprimé avant de le distribuer.

La température de rosée de l'air est directement liée à la pression à laquelle est soumis l'air humide considéré. La compression occasionne une diminution du volume de l'air humide occupé par une masse considérée, et augmente donc de ce fait la concentration de vapeur d'eau contenue dans l'air comprimé. Prenons l'exemple d'un mètre cube d'air humide à pression atmosphérique, soit 1,013 bar : si l'on comprime ce volume à une pression de 10 bars : la loi de Boyle Mariotte nous permet d'affirmer que son volume d'air ne sera plus que de 0,1 m³, soit 10 fois moins. Puisque la quantité de vapeur d'eau contenue dans la masse d'air humide considérée reste constante, la pression partielle de la vapeur d'eau augmente au même titre que la pression totale. La pression de vapeur saturante - dépendant directement de la température sèche - va donc devenir inférieure à la pression partielle de la vapeur d'eau, et la vapeur d'eau se trouvant dans le volume d'air va ainsi se condenser.

Une augmentation de la température de rosée d'un volume d'air humide sera donc constamment observée lorsque celui-ci sera soumis à une compression.

La qualité de l'air comprimé est normalisée par la ISO 8573-1. Cette norme a pour but de fixer :

- La température limite du point de rosée ;
- La concentration particulaire ;
- La concentration d'huile maximale.

Le tableau 1.1 indique les valeurs de ces trois derniers paramètres.

Classe	Nombre maximum de particules par m ³			Température maximale du point de rosée [°C]	Concentration d'huile maximale
	0,1 < d ≤ 0,5 μm	0,5 < d ≤ 1,0 μm	1,0 < d ≤ 5,0 μm		
0	Spécifications de l'équipement plus strictes que la classe 1				
1	≤ 20000	≤ 400	≤ 10	- 70	0,01
2	≤ 400000	≤ 6000	≤ 100	- 40	0,1
3	Non spécifié	≤ 90000	≤ 1000	- 20	1
4	Non spécifié	Non spécifié	≤ 10000	+ 3	5
5	Non spécifié	Non spécifié	≤ 100000	+ 7	> 5
6	≤ 5 mg / m ³			+ 10	-

Tableau 1.1 : Normalisation de la qualité de l'air comprimé selon la norme ISO 8573-1

1.2 Rappel sur les bases de l'air humide

Afin de pouvoir quantifier la quantité de vapeur d'eau contenue dans une masse d'air, nous pouvons introduire l'humidité spécifique ω , caractéristique indiquant la masse de vapeur d'eau contenue dans une masse d'air sec :

$$\omega = \frac{m_v}{m_{as}} = \delta \cdot \frac{p_v}{p - p_v}$$

Avec :

$$\delta = \frac{r_{as}}{r_v} = \frac{287,05}{461,24} = 0,622$$

Tout comme en conditionnement d'air, la température de rosée est une caractéristique de l'air humide qui est couramment utilisée lorsque l'on travaille avec de l'air comprimé. Elle correspond à la température minimale au-dessus de laquelle l'air comprimé doit se trouver afin que la condensation de sa vapeur d'eau ne se produise pas.

Lorsque l'air humide est saturé en vapeur d'eau, sa température sèche est égale à sa température de rosée, et sa pression partielle de vapeur est égale à sa pression de vapeur saturante.

La pression de vapeur saturante de l'air humide peut être approchée en fonction de la température sèche de celui-ci. Les relations de *Roger Cardiegues* ont ici été retenues :

Pour des températures comprises entre 0 et 100°C :

$$\log(p_{v,sat}) = \frac{7,625 \cdot t}{241 + t} + 2,7877$$

Pour des températures comprises entre -100 et 0°C :

$$\log(p_{v,sat}) = \frac{9,756 \cdot t}{272,7 + t} + 2,7877$$

La pression partielle de la vapeur d'eau est déduite selon l'hygrométrie relative de l'air considéré, ou bien selon l'humidité spécifique, caractéristique définie plus haut.

L'hygrométrie relative correspond au rapport entre la pression partielle de la vapeur d'eau et la pression de vapeur saturante :

$$Hr (\%) = 100 \cdot \frac{p_v}{p_{v,sat}}$$

1.3 Relation pression-température de rosée

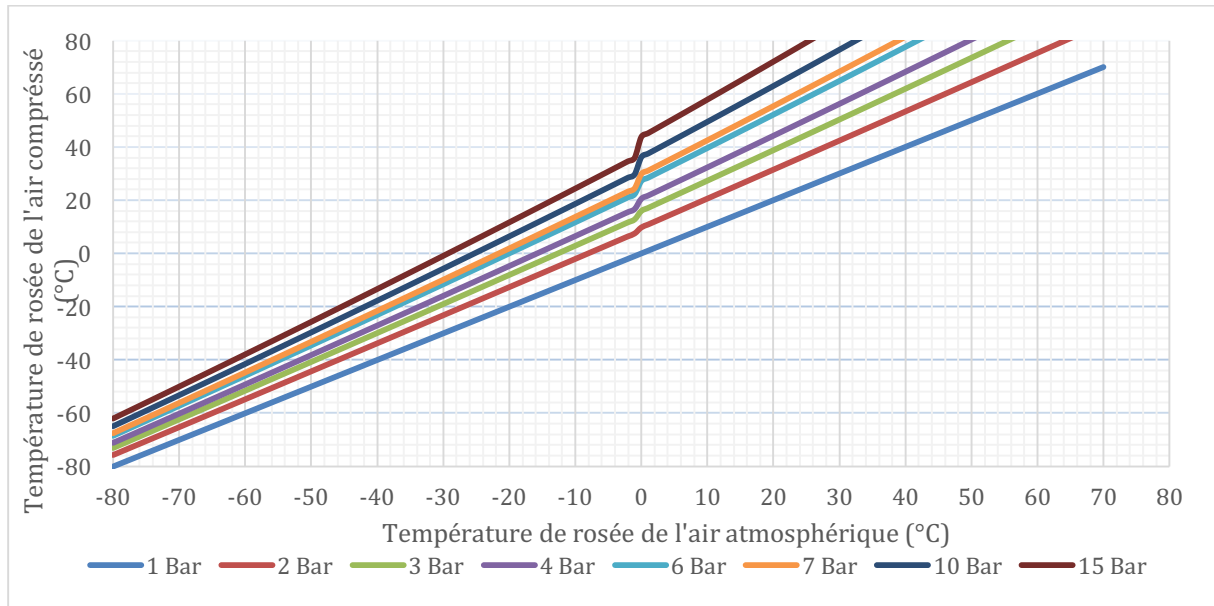


Figure 1.1 : Température de rosée de l'air comprimé fonction de la température de rosée de l'air atmosphérique

2 Les différents moyens utilisés afin de sécher l'air comprimé

Cette partie est inspirée en partie de l'article de presse de Serge Bresin figurant dans la revue « L'équipement industriel » n°398 de juillet-août 1987.

2.1 Après-refroidisseur

Ce procédé consiste à refroidir l'air comprimé chaud sortant du compresseur par le moyen d'un échangeur de chaleur. Le medium de refroidissement peut être de l'air ambiant ou bien de l'eau. L'après-refroidisseur équipe désormais l'ensemble des compresseurs industriels modernes. Il permet généralement de condenser entre 70 et 80 % de la vapeur d'eau se trouvant dans l'air comprimé.

2.2 Sur-compression

L'air est ici comprimé à une pression supérieure de celle désirée pour le process. De ce fait, la concentration de la vapeur d'eau augmente et une plus grande quantité de vapeur d'eau est condensée dans l'après-refroidisseur. L'air comprimé est finalement détendu à la pression de fonctionnement du réseau et un point de rosée plus faible est ainsi obtenu.

2.3 Procédés par adsorption

Certains produits avides d'eau, comme le gel de silice, ont la particularité de pouvoir déshumidifier l'air lorsque celui-ci entre en contact avec ces types de produits. Le procédé consiste à utiliser deux colonnes dans lesquelles se trouve du produit à adsorption. L'air humide pénètre alors dans une des colonnes et l'humidité est alors adsorbée par le produit au fur et à mesure de son trajet.

Lorsque le produit adsorbant est saturé en humidité, celui-ci est régénéré en étant chauffé. Durant le temps de la régénération, le séchage de l'air comprimé est assuré par la seconde colonne afin d'assurer un fonctionnement continu du système. La figure 1.2 représente le procédé du séchage d'air comprimé par adsorption.

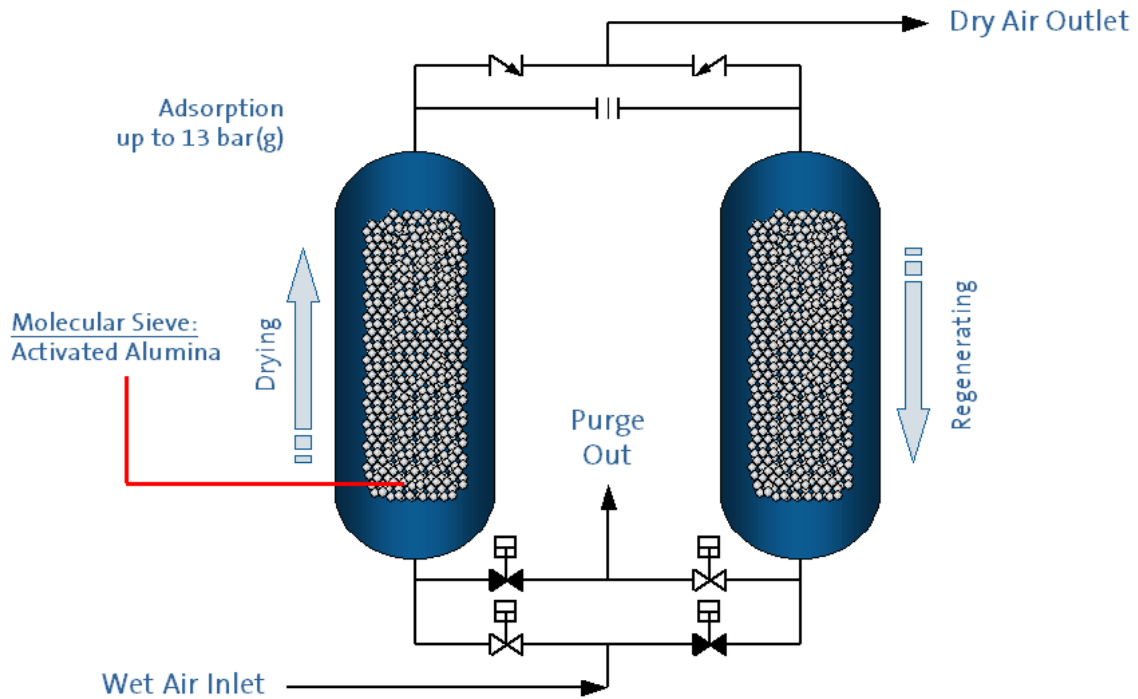


Figure 1.2 : Procédé de séchage d'air comprimé par adsorption (Documentation Noxerion)

Performances :

- La température de rosée pouvant être atteinte sous une pression relative de 7 bars est de -20 à -50°C.

Avantages :

- Fonctionnement simple et fiable
- Entretien très réduit

Inconvénients :

- Investissement important
- Coût de régénération également important (énergie)

2.4 Procédés par le froid

Les procédés décrits ci-après reposent sur le même principe fondamental : rafraîchir l'air comprimé en dessous de sa température de rosée afin de permettre la condensation de l'eau y étant contenue. L'eau ainsi condensée est extraite du circuit d'air comprimé par un séparateur de gouttelettes.

Le séchage de l'air comprimé par ce procédé s'effectue en trois étapes :

- Pré-refroidissement de l'air

L'air chaud et humide est refroidi par de l'air frais et sec sortant du refroidisseur et du séparateur de gouttelettes. Un échangeur multitubulaire permet de réaliser cette opération. La température de l'air comprimé humide varie alors de 40 à 25°C tandis que l'humidité absolue évolue de 6,5 à 2,8 g d'eau par m³ d'air comprimé.

- Refroidissement final

L'échangeur refroidisseur assure le refroidissement final de l'air comprimé. L'eau contenue dans l'air comprimé continue à se condenser à l'intérieur des tubes de cet échangeur pour atteindre l'humidité absolue fixée dans le cahier des charges de l'appareil.

- Séparation des condensats et purge

Cette opération est réalisée par un séparateur de condensat et permet de séparer physiquement l'air comprimé des condensats. Son fonctionnement repose sur :

- Les différences d'inertie entre l'air et l'eau ;
- Le changement de direction ;
- La séparation.

Lorsque les condensats sont séparés, ces derniers sont évacués vers l'extérieur du sécheur.

2.4.1 Appareils à détente directe

Cette technique repose sur un échange thermique entre un fluide frigorigène et de l'air comprimé au moyen d'un échangeur multitubulaire. On distingue deux types d'appareils fonctionnant ainsi.

2.4.1.1 Détente sèche

Le fonctionnement du compresseur est asservi à la température de l'air comprimé à la sortie du refroidisseur. La puissance frigorifique est ensuite modulée en fonction des besoins au moyen d'une vanne de by-pass des gaz chauds. Une injection de liquide permet de refroidir les vapeurs aspirées par le compresseur.

Performances :

- La température de rosée pouvant être atteinte sous une pression relative de 7 bars est de 2°C ;
- La température d'évaporation varie entre 0 et - 2°C.

Avantages :

- Bon rendement à pleine puissance ;
- Possibilité d'avoir deux circuits frigorifiques indépendants.

Inconvénients :

- Pertes de charges importantes sur l'air comprimé car l'air circule à l'extérieur des tubes ;
- Risque d'encrassement sur l'extérieur des tubes où l'accès est quasiment impossible pour le nettoyage.

2.4.1.2 Evaporateur noyé

Dans ce type d'évaporateur, le fluide frigorigène circule à l'intérieur de la calandre et l'air comprimé à l'intérieur des tubes. Une bouteille permet de stocker le fluide frigorigène sous forme liquide et celui-ci est distribué dans l'évaporateur au moyen d'une électrovanne commandée par un flotteur. Lorsque le débit d'air comprimé diminue, la quantité de vapeur produite dans l'évaporateur diminue et le niveau du fluide frigorigène liquide augmente donc. Le flotteur arrête l'électrovanne et l'évaporateur n'est en conséquence plus alimenté en fluide frigorigène. La pression d'évaporation diminue jusqu'à ce que le compresseur soit mis à l'arrêt au moyen d'un pressostat basse pression.

Performances :

- La température de rosée pouvant être atteinte sous une pression relative de 7 bars est de 2°C ;
- La température d'évaporation est de 0°C.

Avantage :

- Très bonne capacité d'échange au niveau de l'évaporateur.

Inconvénients :

- Il n'est pas possible d'avoir plusieurs circuits frigorifiques.
- Une attention particulière doit être portée sur la manière dont le retour d'huile est assuré au compresseur en raison de l'utilisation d'un évaporateur noyé.
- La quantité de fluide frigorigène équipant un appareil est beaucoup plus importante que dans tout autre technologie de sécheur.

2.4.2 Appareils à fluide frigoporteur

Ce type de sécheur à air comprimé fonctionne avec un circuit d'eau glacée assurant le transfert de la chaleur entre l'air comprimé et le fluide frigorigène : l'eau glacée assure alors un volant thermique qui procure à ces systèmes deux avantages :

- Une plus grande stabilité du point de rosée ;
- Un fonctionnement plus régulier de la production frigorifique.

Ainsi que deux inconvénients :

- Un rendement d'utilisation inférieur à celui d'un appareil à détente directe ;
- Un prix de revient de fabrication supérieur à celui d'un appareil à détente directe.

2.4.2.1 Accumulation de froid

Le fluide intermédiaire est de l'eau non glycolée. Le fonctionnement du compresseur est directement asservi à la température de l'eau glacée. Le volant thermique est constitué par la chaleur massique importante de l'eau glacée ainsi que par la glace se formant autour des tubes de l'évaporateur.

Les variations des quantités d'air comprimé à sécher, fonction des besoins en process, sont absorbées par cette inertie thermique. La capacité de déshumidification de l'air comprimé est ainsi constante indépendamment du fonctionnement des compresseurs frigorifiques.

Performances :

- La température de rosée pouvant être atteinte sous une pression relative de 7 bars est de 1°C ;

Avantages :

- Régulation simplifiée ;
- Stabilité du point de rosée de l'air comprimé en sortie du sécheur.

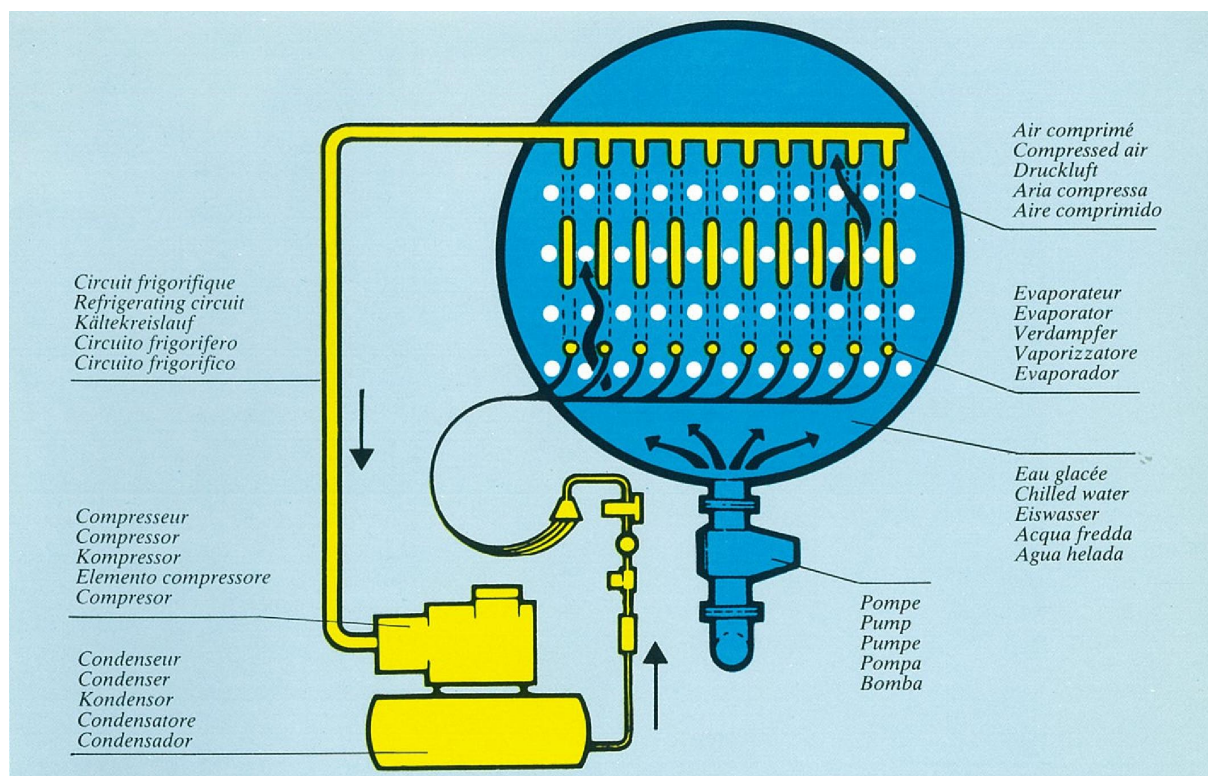


Figure 1.3 : Sécheur d'air comprimé à accumulation de froid CONDITIONAIR (Documentation Conditionair)

2.4.2.2 Barbotage

Dans cette technologie de sécheur, l'air comprimé est mélangé à l'eau glacée dans un réservoir. L'air comprimé remonte alors au-dessus du niveau de l'eau et la vapeur d'eau qui s'y trouvait a été condensée dans l'eau glacée. L'eau glacée est produite par un échangeur où le fluide frigorigène circule à l'intérieur de tubes placés dans le réservoir.

Performances :

- La température de rosée pouvant être atteinte sous une pression relative de 7 bars est de 0°C ;

Avantage :

- Le mélange de l'air comprimé et de l'eau glacée permet de réaliser une homogénéité de température entre les deux fluides.

Inconvénient :

- Encrassement régulier de l'eau glacée nécessitant un entretien plus important de l'appareil (nettoyage échangeur).

Chapitre II : Problématique actuelle des HCFC et HFC

Le second chapitre traite de la problématique liée à l'utilisation des fluides frigorigènes du type HCFC et HFC dans les circuits frigorifiques. Après une introduction sur les débuts de l'emploi des réfrigérants du type halogéné en réfrigération, la réglementation actuelle régissant leur utilisation est présentée. Ce chapitre expose dans un troisième temps les fluides frigorigènes de substitution au HCFC R-22, fluide frigorigène équipant un certain nombre de sècheurs d'air comprimé encore en service dans l'industrie. Une comparaison des différentes caractéristiques thermophysiques correspondant à chacun de ces fluides frigorigènes de substitution est enfin réalisée. Les critères de sélection des réfrigérants « candidats » au remplacement du R-22, dans un sécheur d'air comprimé industriel à accumulation de froid, sont enfin énumérés et cinq d'entre eux ont été retenus pour la suite de l'étude.

1 Contexte environnemental des fluides frigorigènes

1.1 Le début de l'utilisation des CFC

Au début de l'utilisation des machines frigorifiques à compression mécanique de vapeur dans l'industrie, les fluides frigorigènes employés étaient du type naturel. À titre d'exemple, nous pouvons citer le bromure de lithium (LiBr), l'ammoniac (NH_3), le dioxyde de soufre (SO_2), et le dioxyde de carbone (CO_2). Vers la fin des années 1930, sont apparus de nouveaux fluides frigorigènes synthétiques du type CFC : les chlorofluorocarbures. Cette période marqua progressivement le déclin des fluides frigorigènes naturels. Pour cause, les CFC avaient pour avantage d'être non inflammables, non toxiques, peu coûteux et faciles à stocker. Par ailleurs, les pressions de fonctionnement des circuits frigorifiques y étaient plus faibles, contrairement à celles qui sont rencontrées dans un cycle CO_2 trans-critique. Les fluides frigorigènes du type CFC ont en conséquence hâtivement remplacé les fluides naturels dans la plupart des applications utilisées en réfrigération.

1.2 Le déclin des fluides frigorigènes du type CFC

Les premiers signes d'appauvrissement de la couche d'ozone ont été signalés en 1974 par deux scientifiques américains : Mario Molina et F. Sherwood Rowland. Près d'une décennie plus tard, une conférence internationale concernant la protection de la couche d'ozone a eu lieu à Vienne. C'est seulement en 1987 qu'un accord international voit le jour, dans le dessein de réduire et d'éliminer à terme l'ensemble des substances chimiques appauvrissant la couche d'ozone : c'est le protocole de Montréal. Les fluides frigorigènes du type CFC sont les substances les plus concernées par ce protocole. Leur impact sur la couche d'ozone peut être connu grâce à un indice appelé ODP (*Ozone Depletion Potential*). Cet indice est fixé à 1 pour le CFC R-11.

Signé par la France en 1987, le protocole de Montréal impose sur notre territoire (source ADEME) :

- L'arrêt de la production et de la consommation des CFC depuis le 1^{er} janvier 1996 ;
- Le gel de la production des HCFC au 1^{er} janvier 2004 ;
- La réduction progressive de l'utilisation des HCFC jusqu'à un arrêt complet en 2030.

1.3 Protocole de Kyoto (1997)

En 1992, a eu lieu le sommet de la Terre à Rio afin que les pays les plus riches au monde s'engagent à diminuer leurs émissions de gaz à effet de serre, responsables de réchauffement du climat depuis deux siècles environ. Sont en cause : le CO₂ dégagé par la combustion des énergies fossiles, le méthane provenant des activités agricoles, ou encore les fluides frigorigènes fluorés lorsqu'ils sont rejetés volontairement ou accidentellement dans l'atmosphère. Le protocole de Kyoto de 1997 acte l'engagement de certains de ces pays réunis (plus de 160 nations mais non ratifié par tous) à maintenir leurs émissions de gaz à effet de serre au même niveau que celles émises en 1990.

Par la suite, le GIEC (*Groupe International des Experts du Climat*) a calculé un indice nommé « GWP » (*Global Warning Potential*) pour chacun des gaz à effet de serre. Le GWP du CO₂ a été fixé à 1. Par exemple, le GWP₁₀₀ du HFC R-134a est égal à 1300 kg eq. CO₂ par kg rejeté à l'atmosphère. Ainsi, 1 kg de cet HFC rejeté dans l'atmosphère équivaut à l'émission de 1 300 kg de CO₂ sur une période de 100 ans.

1.4 Réglementation UE CE 2037/2000

Le règlement européen N° 2037/2000 du 29 juin 2000, publié au Journal Officiel des Communautés Européennes le 29 septembre de la même année, a permis la restriction de l'utilisation des CFC ainsi que des HCFC. Les arrêtés suivants ont été fixés :

- La mise sur le marché des CFC est interdite depuis le 1^{er} octobre 2000 et leur utilisation en maintenance est interdite depuis le 31 décembre 2000.
- Les systèmes de réfrigération neufs ne sont plus commercialisés avec des HCFC depuis le 1^{er} juillet 2002 pour les équipements de climatisation fixes de moins de 100 kW de puissance frigorifique. Un délai supplémentaire avait été fixé au 1^{er} janvier 2004 pour les pompes à chaleur.
- Les HCFC neufs sont interdits à la vente depuis le 1^{er} janvier 2010 et leur utilisation en tant que produit régénéré est interdite depuis le 1^{er} janvier 2015.
- La récupération des fluides frigorigènes contenus dans l'ensemble des circuits frigorifiques est obligatoire depuis le 1^{er} octobre 2000.
- Le contrôle d'étanchéité annuel des circuits frigorifiques est rendu obligatoire pour ceux contenant plus de 3 kg de fluide frigorigène. Néanmoins, la réglementation française fixe le contrôle obligatoire pour les circuits qui en contiennent plus de 2 kg.

1.5 Réglementation UE CE 842/2006

Appelée également F-GAS, cette réglementation vise à limiter les émissions de gaz à effet de serre. Elle rappelle la nécessité de prendre toutes les mesures techniquement et économiquement possibles pour éviter ou minimiser les fuites de fluides frigorigènes du type HCFC ou HFC encore utilisés. Concernant les autres mesures apportées par cette réglementation, nous pouvons citer l'étiquetage obligatoire des équipements et des produits utilisant des fluides frigorigènes fluorés.

Une révision de cette réglementation a eu lieu et a été publiée au Journal Officiel des Communautés Européennes du 20 mai 2014 et a prévu les points suivants (source SNEFCCA)

:

- Une diminution de la consommation des HFC (phase-down) : le volume des fluides frigorigènes mis sur le marché devra être réduit progressivement jusqu'en 2030, avec un volume représentant 21 % de la consommation moyenne annuelle de la consommation correspondant à la période 2009 - 2012.
- Les équipements de réfrigération non hermétiques et préchargés en fluide frigorigène ne pourront être vendus aux utilisateurs finaux que si l'installation des appareils est réalisée par une entreprise détentrice d'une attestation de capacité.
- Les revendeurs de fluides frigorigènes sont dans l'obligation de contrôler que l'acheteur détient une attestation de capacité et ont également l'obligation de conserver pendant cinq ans les documents relatifs aux quantités vendues.
- Concernant la compétence des intervenants, les référentiels de formation devront inclure des informations sur les technologies disponibles afin de remplacer ou de minimiser l'utilisation des HFC.

- La fréquence du contrôle d'étanchéité est désormais basée selon le tonnage équivalent CO₂ du circuit frigorifique. Un contrôle d'étanchéité est par exemple obligatoire tous les 12 mois pour un tonnage égal à 5 tonnes CO₂, équivalent à 1,35 kg de HFC R-404A (GWP₁₀₀ égal à 3700).

Le maintien du dispositif actuel, basé uniquement sur la masse de fluide frigorigène contenue dans le circuit frigorifique, est prévu jusqu'en 2017.

- Une interdiction des HFC à GWP élevé à long terme : il sera seulement possible d'utiliser jusqu'au 1^{er} janvier 2030 des HFC régénérés avec un GWP₁₀₀ ≤ 2500 pour la maintenance et l'entretien des équipements frigorifiques existants.

Cette révision de la F-GAS prévoit également l'interdiction :

- Des fluides frigorigènes vierges ayant un GWP₁₀₀ ≥ 2500 à partir du 1^{er} janvier 2030 et équipant les nouveaux appareils, à l'exception de leur utilisation sur des systèmes frigorifiques, permettant le refroidissement de produits à des températures inférieures à -50°C.
- Des systèmes de réfrigération centralisés à usage commercial d'une puissance frigorifique au moins égale à 40 kW et fonctionnant à l'aide de fluides frigorigènes dont le GWP₁₀₀ est égal ou supérieur à 150 à partir du 1^{er} janvier 2022.
Leur utilisation est néanmoins possible dans les circuits frigorifiques de systèmes en cascade contenant un fluide frigorigène dont le GWP₁₀₀ est égal ou inférieur à 1500. Exemple : le HFC R-134a (présentant un GWP₁₀₀ de 1 300) utilisé dans une installation de type cascade R-134a / CO₂.
- Des systèmes de climatisation de type *split-system* contenant moins de 3 kg de HFC et dont le GWP₁₀₀ est égal ou supérieur à 750 à la date du 1^{er} janvier 2025.
- De l'utilisation des fluides frigorigènes ayant un GWP₁₀₀ ≥ 2500 sur les installations contenant plus de 40 tonnes équivalentes CO₂ à partir de 2020. Il sera néanmoins possible de continuer à effectuer des opérations de charge en réfrigérant, sur des appareils contenant moins de 40 tonnes équivalentes CO₂ jusqu'en 2030.

Le tableau 2.1 indique la correspondance entre la masse équivalente CO₂ (40 tonnes) et la quantité physique de fluide frigorigène contenue dans une installation pour quelques fluides frigorigènes couramment utilisés et ayant un GWP₁₀₀ ≥ 2500 :

Fluide	R-404A	R-422D	R-507	R-434A
GWP ₁₀₀	3 700	2 700	3 800	3 245
Charge maximale admissible par circuit [kg]	11	15	11	12

Tableau 2.1 : Correspondance entre la masse équivalente CO₂ et la quantité de fluide frigorigène maximale du circuit frigorifique

2 Déclin du nombre d'installation utilisant le HCFC R-22

2.1 Banque nationale des fluides frigorigènes

Le fluide frigorigène HCFC R-22 a figuré parmi celui le plus utilisé en réfrigération depuis la disparition des CFC. Il en subsiste encore dans de nombreuses installations de climatisation, de froid commercial ou bien encore de froid industriel. Les installations contenant des fluides frigorigènes du type HCFC continuaient à décroître en 2011 du fait des conversions de fluide ainsi que des arrêts d'utilisation de ces mêmes appareils, selon Barrault et al. (2012). Malgré la réglementation actuelle, les appareils contenant du R-22 peuvent néanmoins continuer à fonctionner jusqu'à ce qu'une ou plusieurs fuites se produisent sur le circuit frigorifique ou bien qu'une intervention nécessite le transfert du fluide frigorigène. Un certain nombre d'installations frigorifiques continuent donc de fonctionner encore avec ce dernier fluide frigorigène.

D'après Barrault et al. (2012), la banque totale de fluide frigorigène en France pour l'année 2011 était estimée à 56 500 tonnes, avec 1% de croissance par rapport à 2010. Le R-22 représentait en 2011 une part de 13% sur la totalité des fluides frigorigènes utilisés en France. Le tableau 2.2 indique les quantités respectives de chacun des fluides frigorigènes :

Type	Fluide frigorigène	Quantité [t]	GWP [kg eq. CO ₂ .kg ⁻¹]	ODP
CFC	R-11	0	4 000	1
	R-12	78	2 400	1
	R-502	-	4 657	0,23
	R-22	7 196	1 790	0,05
HCFC	R-408A	137	3 200	0,024
	R-401A	56	1 200	0,033
HFC	R-134a	22 805	1 370	
	R-404A	7 171	3 700	
	R-407C	5 213	1 700	
	R-410A	6 769	2 100	
	R-507	422	3 800	0
	R-417A	1 049	2 300	
Autres	R-600a	1 465	4	
	R-290	1	6	
	R-717	4 102	0	
	R-744	44	1	

Tableau 2.2 : Banque nationale des fluides frigorigènes d'après Barrault et al. (2012)

Tous domaines confondus, le R-134a est le fluide frigorigène le plus courant en raison de son utilisation massive dans le domaine de l'automobile.

La figure 2.1 représente la répartition des différents fluides frigorigènes de type CFC, HCFC et HFC utilisés en France.

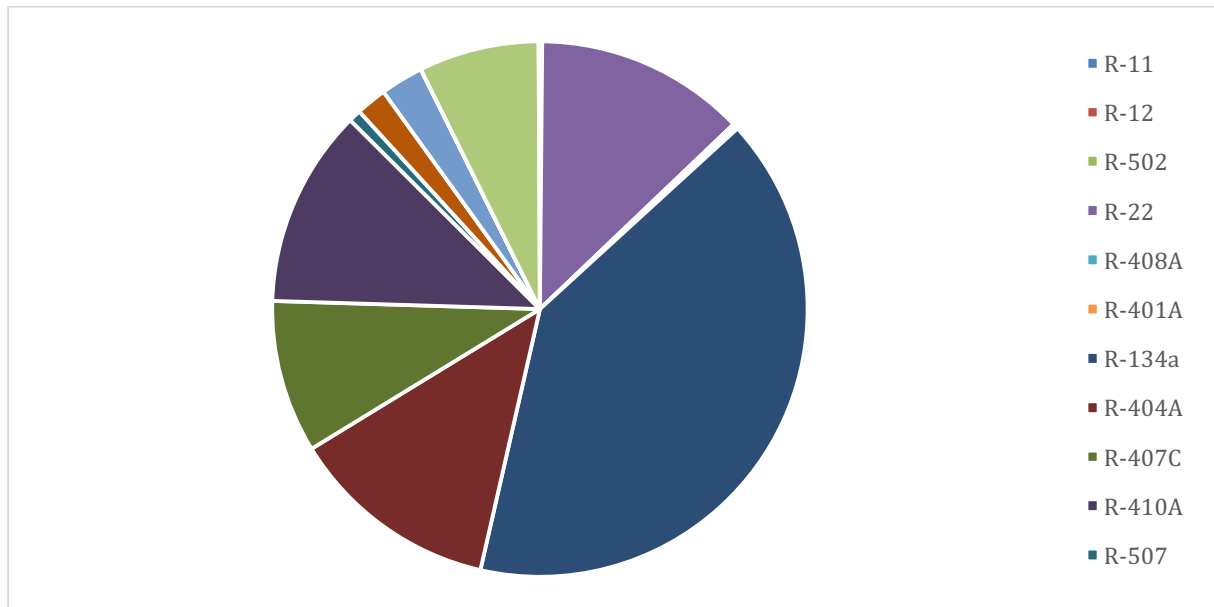


Figure 2.1 : Répartition des différents fluides frigorigènes en France d'après Barrault et al. (2012)

On peut observer que le R-404A, ainsi que le R-22, suivent le R-134a en matière de quantités contenues dans les installations frigorifiques au niveau national.

Nous avons vu précédemment que l'utilisation en maintenance des HCFC vierges était interdite depuis le 1^{er} janvier 2010 et que celle des HCFC régénérés était interdite depuis le 1^{er} janvier 2015. Toujours d'après Barrault et al. (2012), la demande pour les besoins de maintenance en 2011 était de 1 322 tonnes pour les HCFC ainsi que de 3 900 tonnes pour les HFC. Le tableau 2.2 indique quels sont les fluides frigorigènes concernés :

Type	Fluide frigorigène	Demande en maintenance (t)	GWP [kg eq. CO ₂ .kg ⁻¹]	ODP
HCFC	R-22	1 274	1 790	0,05
	R-408A	37	3 200	0,024
	R-401A	11	1 200	0,033
	R-134a	1 474	1 370	
	R-404A	1 467	3 700	
HFC	R-407C	461	1 700	0
	R-410A	332	2 100	
	R-507	108	3 800	
	R-417A	58	2 300	

Tableau 2.3 : Demande en maintenance des HCFC et HFC en 2011 d'après Barrault et al. (2012)

2.2 Avantages et inconvénients d'une conversion de fluide

Depuis le 1^{er} janvier 2015, les détenteurs de sècheurs à air comprimé fonctionnant avec un HCFC tel que le R-22 ont deux options :

- Réaliser une conversion de fluide en remplaçant le HCFC par un HFC ;
- Remplacer le sècheur d'air comprimé existant par un nouvel appareil.

Appelée également « retrofit » dans la profession, la réalisation d'une conversion de fluide d'un sècheur d'air comprimé fonctionnant avec un fluide frigorigène du type HCFC, avec un fluide type HFC, permet de maintenir son fonctionnement tout en rendant possible les opérations de maintenance demandant des transferts du fluide frigorigène. En revanche, les composants équipant l'appareil sont conservés et il est difficile d'estimer combien de temps l'appareil pourra à nouveau fonctionner sans avoir à remplacer des pièces d'usure.

De plus, les performances du sécheur vont évoluer selon le fluide frigorigène de substitution sélectionné et il y aura donc lieu d'estimer si celles-ci seront toujours en adéquation avec les besoins en séchage d'air comprimé.

Le remplacement du sécheur d'air comprimé demandera des ressources financières plus importantes que la conversion, ainsi qu'un temps d'arrêt plus important. Le tableau 2.3 synthétise les avantages et inconvénients de chacune de ces deux options :

	Avantages	Inconvénients
Conversion	<ul style="list-style-type: none"> • Coût inférieur à celui d'un remplacement • Rapidité de mise en œuvre 	<ul style="list-style-type: none"> • Performances plus faibles que celles d'origine • Travaux non amortissables
Remplacement	<ul style="list-style-type: none"> • Meilleures performances • Appareil amortissable (fiscal) 	<ul style="list-style-type: none"> • Délai de mise en œuvre plus important • Intégration d'un nouvel appareil coûteuse et fastidieuse

Tableau 2.4 : Avantages et inconvénients d'une conversion de fluide ou du remplacement d'un sécheur

3 Fluides frigorigènes de substitution au HCFC R-22

Cette partie vise à énoncer les différents fluides frigorigènes du type HFC, HFO et fluides naturels - pouvant être potentiellement utilisés dans une machine frigorifique, dans le cadre d'une conversion de fluide frigorigène sur une machine frigorifique existante, ou bien sur un nouvel équipement.

Afin d'arrêter l'utilisation du R-22 dans leurs appareils, les constructeurs ont mis au point de nouvelles machines fonctionnant avec des fluides frigorigènes non encore utilisés jusque-là. Cela consistait donc à réaliser le design complet d'un système de réfrigération en fonction des caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène devant être utilisé. On peut ainsi comprendre pourquoi il est aujourd'hui difficile de faire fonctionner une machine frigorifique fonctionnant avec un réfrigérant désormais interdit à la vente, avec un fluide frigorigène conforme à la réglementation comme le HFC R-410A.

Toutefois, afin de continuer à pouvoir utiliser un appareil fonctionnant à l'origine avec un fluide frigorigène du type HCFC, comme le R-22, nous allons voir qu'il est possible d'employer des réfrigérants de substitution, moyennant des modifications plus ou moins importantes sur cet appareil.

Les fluides frigorigènes de substitution pouvant être employés afin de remplacer le HCFC R-22 dans les machines frigorifiques sont nombreux sur le marché. Lorsqu'une conversion de fluide est opérée sur un appareil, une attention toute particulière doit être portée à la sélection du fluide frigorigène de substitution. L'objectif est d'obtenir, après la modification, des performances de l'appareil aussi proches que possible de celles d'origine. Les propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes potentiellement utilisables doivent donc être étudiées et comparées avec le fluide initial et l'on cherchera à obtenir le maximum de similitudes entre ces deux fluides. De nombreux documents se trouvent dans la littérature à ce sujet. Nous pouvons citer par exemple la notice technique KT-651-2 du constructeur Bitzer (Bitzer, 2011), consacrée entièrement aux conversions des fluides frigorigènes de machines frigorifiques de moyennes et basses températures fonctionnant avec le HCFC R-22.

3.1 Fluides ne nécessitant aucune modification de l'appareil

3.1.1 HFC R-422D

Ce fluide, nommé par son appellation commerciale « ISCEON MO29 », est un mélange zéotropique. Il est composé de R-125 (65,1 %), de R-134a (31,5 %) ainsi que de R-600a (3,4 %). Il a été conçu pour remplacer le HCFC R-22 en conversion de fluide dans les systèmes de réfrigération, de climatisation à détente directe, ainsi que dans les refroidisseurs de liquide.

Il offre l'avantage d'être compatible avec les trois types d'huiles disponibles sur le marché : minérale (MN), alkybenzène (AB) et polyolester (POE). Les machines frigorifiques fonctionnant au R-22 utilisent de l'huile minérale ou alkybenzène et le R-422D pourra donc être utilisé sans avoir à effectuer un remplacement d'huile minérale ou alkybenzène par de l'huile polyoester.

Le R-600a (propane) est en effet ici utilisé afin de permettre une miscibilité entre l'huile minérale et les deux autres fluides constituant le R-422D (le R-125 et le R-134a), miscibles quant à eux uniquement avec de l'huile polyolester.

Avec un GWP égal à $2730 \text{ kg eq. CO}_2 \cdot \text{kg}^{-1}$, ce fluide frigorigène présente en revanche l'inconvénient d'avoir un niveau d'émission direct assez important. Il est également à noter que son glissement de température de $4,13 \text{ K}$ (à pression atmosphérique) contribue à réduire la performance des échangeurs équipant l'appareil.

Le fort pourcentage de R-125 équipant ce mélange ($65,1 \%$) aura pour effet d'augmenter le débit massique de réfrigérant à l'intérieur du circuit frigorifique et permettra une diminution de la température de refoulement compresseur de l'ordre de 36 K (Bitzer, Bitzer Refrigerant Report 18, 2014).

Enfin, la présence du R600a, hydrocarbure hautement inflammable à l'état pur, ne présente aucun danger d'inflammabilité lorsqu'il se trouve mélangé au R-125 ainsi qu'au R-134a dans les proportions de mélange du R-422D.

3.1.2 HFC R-438A

Le R-438A est un mélange zéotropique composé de cinq fluides dont deux hydrocarbures ($1,7 \%$ de R-600 et $0,6 \%$ de R-601a), permettant ainsi son utilisation avec une l'huile minérale. Les trois autres composants sont le R-125 (45%), le R-134a ($44,2 \%$) et le R-32 ($8,5 \%$).

Son GWP est égal à $2150 \text{ kg eq. CO}_2 \cdot \text{kg}^{-1}$, ce qui l'avantage donc par rapport au R-422D.

Du côté des inconvénients, notons que la puissance frigorifique est donnée inférieure à 12% par rapport au R-22 (Bitzer, 2011) et que le glissement de température est de $6,6^\circ\text{C}$ à pression atmosphérique contre $4,1^\circ\text{C}$ pour le R-422D.

3.2 Fluides nécessitant une modification partielle ou totale de l'appareil

Les deux fluides frigorigènes présentés dans la partie 3.1 ne demandent aucune modification de la machine frigorifique, mais présentent l'inconvénient de ne pas toujours pouvoir garantir un retour d'huile optimal au compresseur dans le cas où l'huile minérale ne serait pas remplacée par de l'huile POE. Dans cette partie, nous allons passer en revue les fluides frigorigènes pouvant remplacer le R-22, mais sous condition de remplacer impérativement l'huile minérale par de l'huile POE. Cela entraînant également le remplacement d'autres composants, comme les joints par exemple.

3.2.1 Fluides zéotropiques

3.2.1.1 HFC R-427A

Ce fluide frigorigène possède des propriétés thermodynamiques proches du R-22 et offre l'avantage de pouvoir fonctionner avec l'ensemble des composants équipant la machine frigorifique, comme en particulier le détendeur thermostatique. En revanche, l'opération de conversion de fluide devra nécessairement comprendre un remplacement complet de l'huile minérale par de l'huile polyester. Le constructeur de compresseur Bitzer indique cependant qu'une quantité de 15 % d'huile minérale subsistant dans le circuit frigorifique n'a pas d'impact sur la circulation d'huile à l'intérieur de ce dernier (Bitzer, 2011). Le fluide frigorigène HFC R-427A est composé des HFC : R-32, R-125, R-143a et R-134a. Son GWP est égal à 2010 kg eq. CO₂.kg⁻¹. La température de refoulement est annoncée 20 K plus faible que le R-22 (Bitzer, 2014).

3.2.1.2 HFC R-407C et R-407F

Le R-407c est utilisé couramment depuis le début des années 2000 en climatisation, ainsi qu'en production d'eau glacée. Hormis le fait que son GWP soit parmi le plus faible des HFC utilisés actuellement sur le marché ($1700 \text{ kg eq. CO}_2 \cdot \text{kg}^{-1}$), il a cependant l'inconvénient de présenter un glissement de température assez important lors des changements de phase, pouvant atteindre pratiquement 10 K sous certaines pressions de fonctionnement. Cette caractéristique importante du fluide frigorigène sera développée dans le troisième chapitre. Sa composition en HFC est la suivante : R-32 (23%), R-125 (35%) et R-134a (52%) et présente des similitudes thermophysiques proches de celles du R-22.

Le R-407F a été développé pour remplacer le R-404A et est donc réservé aux applications de réfrigération commerciale et industrielle. Nous verrons plus loin que ce réfrigérant zéotropique possède également des propriétés intéressantes afin de remplacer le HCFC R-22.

Le R-407C ainsi que le R-407F sont composés des trois mêmes fluides frigorigènes : R-32, R-125 et R-134a. Les proportions massiques de mélange sont indiquées sur la figure 2.2 :

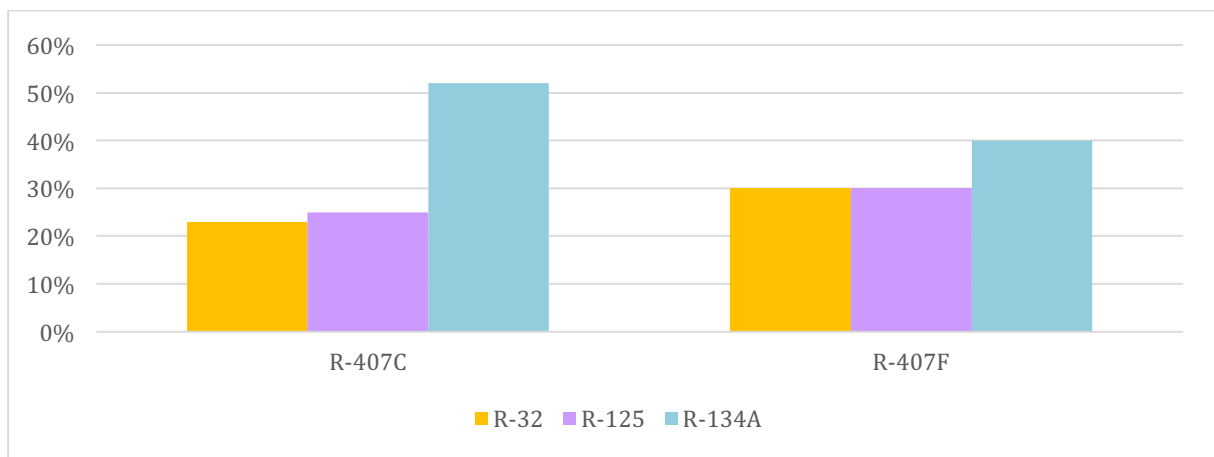


Figure 2.2 : Composition massique des mélanges zéotropiques R-407C et R-407F

3.2.1.3 HFC R-404A

Ce fluide frigorigène offre la particularité de présenter un glissement de température relativement faible par rapport à ceux qui peuvent être rencontrés avec le R-407C ou le R-407F. Il est donc considéré comme étant proche azéotropique. Il est à ce jour abondamment utilisé en réfrigération commerciale, mais est néanmoins amené à disparaître avec l'application de la réglementation F-GAS. À partir de 2020, son utilisation sera en effet interdite pour les installations contenant plus de 40 tonnes équivalentes CO₂, autrement dit pour les installations contenant plus de 10,8 kg de R-404A ($GWP_{100} = 3700 \text{ kg eq. CO}_2 \cdot \text{kg}^{-1}$). Il sera en revanche possible de continuer à utiliser ce réfrigérant sur certaines installations jusqu'en 2030. Le R-404A est composé des fluides suivants : R-125 (44%), R-143a (52%) et R-134a (4%).

3.2.1.4 HFC R-410A

Ce réfrigérant quasi-azéotrope est aujourd'hui beaucoup employé dans les climatisations, les pompes à chaleur ainsi que dans certains groupes à eau glacée. Son glissement de température est inférieur à 1 K. Ses pressions de fonctionnement sont de l'ordre de 50% plus élevées qu'avec le fluide R-22, ce qui nécessite donc d'employer des composants spécialement conçus pour son utilisation. Le volume balayé des compresseurs fonctionnant avec le HFC R-410A est plus faible que celui des compresseurs fonctionnant avec des fluides traditionnels, car la masse volumique des vapeurs y est plus élevée à l'aspiration. Les sections de passage des tuyauteries ainsi que des échangeurs sont également plus faibles et cela présente donc un enjeu économique intéressant. Son GWP est égal à $2\,100 \text{ kg eq. CO}_2 \cdot \text{kg}^{-1}$.

3.2.2 Fluides azéotropiques

3.2.2.1 HFC R-134a

Répandu dans tous les secteurs de la réfrigération, y compris en automobile, ce fluide frigorigène possède de nombreux avantages. Premièrement, son GWP est relativement faible car il est égal à 1 430 eq. CO₂ . kg⁻¹. Notons cependant que la réglementation interdit désormais son utilisation en climatisation automobile sur les nouveaux modèles de véhicules commercialisés depuis 2011. Il est majoritairement utilisé en production d'eau glacée de moyenne et grande puissance sur des installations pourvues de compresseurs à vis ou de compresseurs centrifuges. À l'inverse du R-410A, il présente une température critique élevée (101,1 °C contre 70,2 °C), permettant donc d'être employé dans les pompes à chaleur haute température (production d'eau chaude sanitaire ou d'eau chaude haute température). Il présente un coefficient adiabatique faible, ce qui permet d'obtenir une température d'échauffement plus faible du fluide lors de sa compression. Ce paramètre est particulièrement intéressant lorsque ce fluide frigorigène est utilisé avec des compresseurs à vis.

3.2.2.2 HFC R-32

Ce fluide est principalement utilisé dans les fluides frigorigènes à multiples composants tels que le R-410A et la série des R-407. Cependant, les constructeurs japonais Daikin ® et Toshiba ® commercialisent aujourd'hui des appareils fonctionnant au R-32, pour les applications de climatisation et de pompes à chaleur tertiaires. Son principal point négatif est son classement à l'inflammabilité de niveau A2, réduisant ainsi la quantité maximale admissible par circuit par rapport à d'autres fluides frigorigènes.

En ce qui concerne les caractéristiques de fonctionnement d'un circuit frigorifique avec ce fluide, on peut observer une augmentation des pressions ainsi que des températures de refoulement compresseur par rapport à l'utilisation du mélange binaire R-410A. Le R-32 possède en outre de bonnes caractéristiques thermodynamiques. On peut citer :

- Haute enthalpie d'évaporation ;
- Haute capacité frigorifique volumétrique ;
- Faible densité de vapeur (moins de pertes de charge dans les tuyauteries) ;
- Faible débit massique en utilisation ;
- GWP_{100} de 675 eq. $CO_2 \cdot kg^{-1}$.

La figure 2.3 compare le R-410A avec le R-32 et permet de visualiser les performances de ce dernier (source Bitzer) :

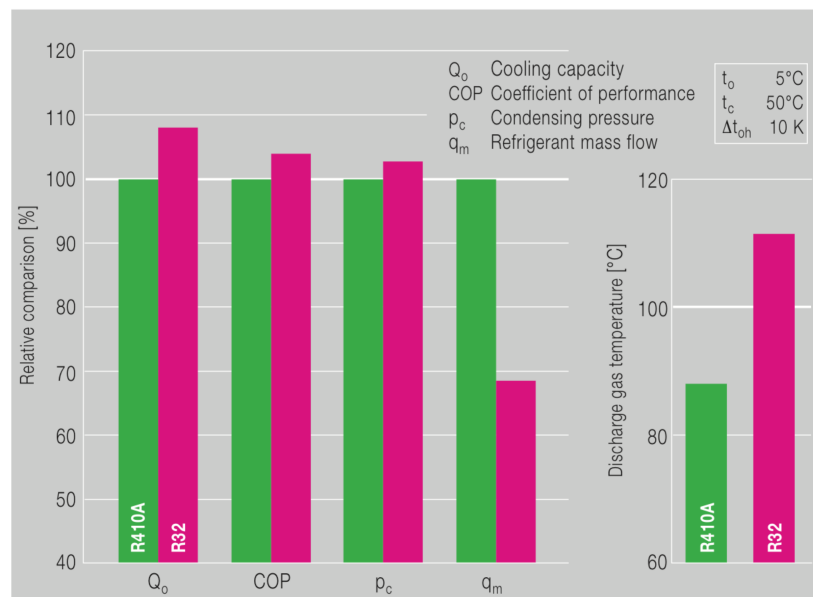


Figure 2.3 : Comparaison des performances entre le R-410A et le R-32 (source Bitzer)

3.2.2.3 HFO R-1234ze

La décision de réduire les émissions directes des gaz à effet de serre dans le domaine de la climatisation mobile a permis le développement de fluides frigorigènes présentant d'une part, une réduction remarquable du GWP_{100} , et, d'autre part, des caractéristiques thermodynamiques proches du R-134a.

Il est classé A2L à l'inflammabilité mais son GWP_{100} est égal à 6 eq. $CO_2 \cdot kg^{-1}$, lui permettant donc un avenir éventuel afin de remplacer le R-134a dans beaucoup d'applications. L'inconvénient majeur du HFO R-1234ze vient de sa faible capacité frigorigène volumétrique, comparée aux autres fluides frigorigènes du type HFC. Cela impliquant donc une augmentation du volume balayé compresseur pour une puissance frigorigène donnée, et toutes choses égales par ailleurs, un investissement plus important.

3.2.3 Fluides naturels

Les deux fluides frigorigènes naturels étudiés dans cette partie ne pourront pas être utilisés dans le cadre d'une conversion. Néanmoins, ils possèdent des particularités intéressantes et il est donc intéressant de les présenter dans le cadre de ce mémoire.

3.2.3.1 Dioxyde de carbone (R-744)

Le dioxyde de carbone, connu également sous sa formule chimique CO_2 , est un fluide frigorigène qui fut longtemps utilisé lorsque les premiers fluides du type CFC n'étaient pas encore développés. Il est appelé R-744 lorsqu'il est utilisé en tant que réfrigérant et était couramment employé au début du XXe siècle dans les systèmes de réfrigération marin ainsi que dans les applications frigorifiques fixes.

Les fluides frigorigènes du type CFC ont été introduits vers la fin des années 1930 et ont ensuite progressivement remplacé le R-744. En voici les principales raisons :

- Les coefficients de performances des appareils fonctionnant avec les fluides du type CFC étaient supérieurs à ceux fonctionnant au R-744 ;
- L'utilisation des installations frigorifiques fonctionnant avec les fluides du type CFC était moins hasardeuse, car les pressions de fonctionnement du circuit frigorifique étaient plus faibles ;
- Le R-744 est toxique à partir d'une certaine concentration dans l'air (50 ppm) ;
- Les CFC étaient plus facile à stocker, à l'inverse du CO₂.

Cependant, l'appauvrissement de la couche d'ozone découvert en 1974, suivis du protocole de Montréal en 1987, va réduire massivement l'utilisation des fluides du type CFC. Au début des années 1990, Lorentzen et Petterson (1993) présentent les résultats expérimentaux d'un système de climatisation automobile fonctionnant avec le R-744 à une époque où l'ensemble des circuits frigorifiques de climatisation des véhicules fonctionnait avec le réfrigérant R-12. Ce dernier réfrigérant présente un indice d'appauvrissement de la couche d'ozone de 0,82 ainsi qu'un GWP élevé de 10 680 kg eq. CO₂ . kg⁻¹, et est interdit de vente depuis le 1^{er} janvier 2000. En 1994, le professeur Lorentzen publie ses travaux concernant un système breveté fonctionnant au R-744 par le moyen d'une vanne de détente contrôlant la partie haute pression du circuit frigorifique (Lorentzen G, 1994). Depuis le début des années 1990, le R-744 a fait l'objet de nombreux travaux et est désormais employé dans quelques pompes à chaleur à haute température ainsi que dans certains systèmes de production d'eau chaude sanitaire.

Les pressions élevées rencontrées lors de l'utilisation du R-744 lui permettent d'atteindre des propriétés d'échange thermique supérieures à celles des autres fluides frigorigènes du type HFC. Il peut en conséquence être utilisé dans des échangeurs à micro canaux. Ces derniers présentent une compacité bien supérieure aux échangeurs de chaleur traditionnels. Le R-744 présente également l'avantage d'être classé A, donc non toxique (sous une certaine concentration) et non inflammable. Son potentiel de réchauffement global est très faible, puisqu'il est égal à 1 kg eq. CO₂ . kg⁻¹, et son indice d'appauvrissement sur la couche d'ozone est égal à 0.

Le R-744 peut être utilisé en cycle « subcritique » ou « transcritique » :

- Cycle subcritique :

Une des principales particularités du R-744 est d'avoir une température critique faible comparée aux autres fluides frigorigènes : 31,06°C contre par exemple 86,20 °C pour le R-407C. L'utilisation du R-744 en dessous de sa température critique fera donc l'objet d'un cycle subcritique, ressemblant en tout point au cycle d'une machine frigorifique traditionnel à l'exception des pressions de fonctionnement qui sont de 4 à 8 fois plus élevées que celles rencontrées avec l'utilisation du R-22.

Le champ d'application du cycle subcritique est assez restreint, car la faible température critique du R-744 impose que la température de condensation y soit strictement inférieure. C'est pour cela que le cycle subcritique se trouve principalement utilisé dans les installations de type cascade comme par exemple R-744/R-134a ou encore R-744/R-717.

- Cycle transcritique :

Dans ce cycle, la partie haute pression du circuit frigorifique se trouve au-dessus du point critique et le rejet de chaleur sur le fluide secondaire s'effectue par refroidissement des vapeurs chaudes dans un échangeur appelé *gas cooler*, au lieu d'un condenseur employé en cycle subcritique. Il n'y a donc aucun changement d'état du R-744 dans la partie haute pression d'un cycle transcritique. Un organe de détente permet ensuite de détendre les vapeurs refroidies dans le *gas cooler* et un mélange diphasique apparaît à sa sortie, en amont de l'évaporateur. La suite du cycle transcritique est comparable à un cycle subcritique.

Le cycle transcritique du R-744 a l'inconvénient de présenter des coefficients de performance relativement faibles par rapport aux cycles subcritiques des fluides frigorigènes de type HFC (Bullock C, 1997). Toutefois, l'ajout d'un échangeur intermédiaire sous-refroidisseur appelé « HXI » permet d'augmenter le COP de 10 à 60 % (Meunier F, 2007). Ce composant est disposé d'une part entre l'évaporateur et le compresseur, et d'autre part entre le gas cooler et le détendeur. Son rôle est de sous-refroidir les vapeurs chaudes sortant du gas cooler afin d'augmenter la puissance frigorifique et donc le COP.

Néanmoins, le sous-refroidissement des vapeurs va augmenter la surchauffe du fluide frigorigène à l'aspiration du compresseur et, par conséquent, augmenter également le travail effectif que va devoir fournir le compresseur. Le R-744 présente toutefois un faible volume spécifique en phase vapeur et le surplus de travail que doit fournir le compresseur est largement compensé par l'augmentation de la puissance frigorifique : le COP du cycle frigorifique augmente donc avec la mise en place d'un tel échangeur. Du point de vue des performances, le COP d'un cycle frigorifique fonctionnant au R-744 reste pour le moment toujours inférieur à un cycle fonctionnant avec un fluide de type HFC, comme par exemple avec le R-134a.

Brown (2002) a notamment présenté une étude comparant le R-744 avec le R-134a, équipant chacun un système de climatisation pour automobile. Le COP du cycle frigorifique fonctionnant au R-744 est inférieur de 21% pour une température de condensation de 32,2°C et inférieur de 34% pour une température de 48,9°C. Les auteurs de cet article expliquent que la principale raison à cela est une production d'entropie élevée dans le gas cooler en conséquence d'un écart de température important entre l'air extérieur et le R-744. Le travail effectif fourni par le compresseur fonctionnant avec ce dernier fluide est en revanche plus faible que pour le R-134a car le taux de compression y est plus faible. Cela permet donc au compresseur de fonctionner avec un rendement isentropique plus élevé.

Conclusion sur l'utilisation du CO₂ en tant que fluide frigorigène :

Le R-744 se trouve principalement utilisé en réfrigération commerciale avec des installations frigorifiques de type cascade comme : R-744/R-134a, R-744/R-717 ou bien encore R-744/R-404A. Quelques centres commerciaux ont néanmoins commencé à remplacer leurs installations frigorifiques à températures négatives et positives par des installations transcritiques. Nous pouvons citer à titre d'exemple le centre commercial de Beaurins-les-Arras (62) qui a été le premier centre commercial français à posséder une installation fonctionnant au R-744 en cycle transcritique en février 2012 (Mercier, 2012). La puissance frigorifique en température négative est de 30 kW tandis que la puissance en température positive est de 152 kW.

Aujourd'hui, l'amélioration des cycles transcritiques au R-744 porte, entre autres, sur l'amélioration des rendements du compresseur : utilisation de compresseurs bi-étagés, récupération du travail sur la détente ou encore en refroidissant la chambre de compression. Toublanc (2009) a présenté une thèse sur cette application. Ses travaux ont consisté à étudier par quel moyen il est possible d'améliorer le COP d'un cycle transcritique en refroidissant la chambre de compression d'un compresseur en y pulvérisant de l'huile. Par ailleurs, des améliorations restent encore à être apportées sur l'optimisation des échangeurs à microcanaux.

Concernant l'utilisation du R-744 en remplacement du HCFC R-22, cela est envisageable, mais à condition de concevoir un nouvel appareil frigorifique dédié pour ce fluide. Il restera cependant impossible d'effectuer une conversion de fluide au R-744 sur une machine frigorifique fonctionnant avec un HCFC, ou bien encore avec un HFC.

3.2.3.2 Ammoniac (R-717)

L'ammoniac est un fluide frigorigène qui peut être utilisé tant sur des installations à compression mécanique de vapeur, que sur des installations dites à absorption. Il est appelé R-717 lorsqu'il est employé comme réfrigérant. La machine à absorption eau/ammoniac, qui était en fait un réfrigérateur, a été conçue par Ferdinand Carré en 1857. En 1872, David Boyle dépose un brevet pour une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur fonctionnant à l'ammoniac. Le coût de ce fluide frigorigène est à l'époque raisonnable, car il est le composant de base des engrais utilisés jusqu'alors en agriculture. Sa toxicité, dès que sa concentration dans l'air devient supérieure à 50 ppm, ainsi que son inflammabilité, limite néanmoins aujourd'hui son utilisation à un environnement industriel.

En plus de sa toxicité et de son inflammabilité, l'utilisation du R-717 sur une installation occasionne des températures de refoulement élevées, rendant souvent nécessaire l'emploi de cycles bi-étagés (afin de réduire le taux de compression), ou de systèmes permettant de refroidir les culasses des compresseurs. Cette opération peut être réalisée soit par circulation d'un fluide caloporteur à l'intérieur de celles-ci ou bien par l'installation de ventilateurs soufflants sur leur dessus.

Par ailleurs, l'utilisation du cuivre ou d'alliages cuivreux sur l'ensemble du circuit frigorifique est à proscrire en raison de la corrosivité de l'ammoniac sur ce dernier matériau. Les compresseurs fonctionnant avec le R-717 sont donc du type ouvert en raison des bobinages en cuivre se trouvant dans les moteurs électriques des compresseurs semi-hermétiques ou hermétiques.

L'ammoniac présente néanmoins des avantages intéressants : il a une température critique élevée (132,35°C) et présente des propriétés thermophysiques qui lui permettent d'obtenir de bons coefficients d'échanges thermiques. Il présente également une chaleur latente de vaporisation élevée. Enfin, son GWP ainsi que son ODP, sont égales à 0.

Aujourd'hui, la réglementation à propos de l'ammoniac contraint son utilisation dans les installations frigorifiques. En France, les installations contenant entre 0,15 et 1,5 tonne doivent être déclarées en préfecture. Entre 1,5 et 200 tonnes, c'est une demande d'autorisation qui doit y être déposée. Au-delà de 200 tonnes, une autorisation avec servitude d'utilité publique est indispensable. La figure 2.4 illustre cette réglementation.

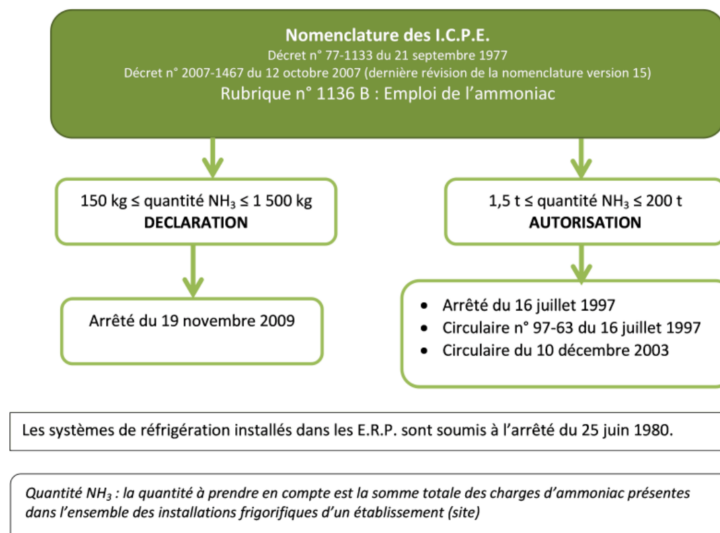


Figure 2.4 : Réglementation des installations fonctionnant au R-717 (source ADEME)

En matière de coût, une installation fonctionnant avec de l'ammoniac représente un surcoût à l'exploitation non négligeable comparée à une installation fonctionnant avec un réfrigérant du type HFC. La gestion de la toxicité ainsi que de l'inflammabilité de l'ammoniac est coûteuse en raison du matériel que doit comporter une installation fonctionnant avec ce fluide : contrôle de la concentration en ammoniac se trouvant dans la pièce, ventilation de la salle des machines, etc.

La norme EN 378-3 impose en effet la mise en place d'un détecteur d'ammoniac permettant de mesurer sa concentration dans l'air avec deux limites :

- Une limite basse représentant une concentration de 500 ppm déclenchant une alarme et la ventilation mécanique du local machine ;
- Une limite haute représentant une concentration de 30 400 ppm provoquant l'arrêt de la machine frigorifique.

Concernant le remplacement du HCFC R-22 par de l'ammoniac, cela n'est pas possible sur des installations existantes, particulièrement en raison de sa corrosivité par rapport au cuivre. Il faudrait premièrement doter l'installation d'un compresseur du type ouvert, représentant donc un réel surcoût afin d'intégrer un tel appareil sur une machine existante. Les tubes des échangeurs ainsi que les tuyauteries, généralement en cuivre, devraient être également remplacés. L'ammoniac représente néanmoins une bonne alternative pour être utilisé sur les nouvelles machines frigorifiques destinées à remplacer les installations fonctionnant avec des fluides frigorigènes à GWP élevé, comme le HFC R-404A (Clodic, 2013).

Nous allons étudier à présent les fluides frigorigènes pouvant potentiellement être utilisés afin de remplacer le HCFC R-22 équipant un sécheur d'air comprimé industriel Conditionair 16 000.

3.3 Critères de sélection

Les principaux critères de sélection des fluides frigorigènes de substitution retenus ici sont les suivants :

- Non toxique et non inflammable, autrement dit classe A1 selon EN378-1 et ASHRAE 34 ;
- Figurant dans la base de données des logiciels fournis par les compressoristes afin de pouvoir exploiter les polynômes ASERCOM dans un tableur ;
- Conserver le même volume balayé, sinon inférieur, à celui d'origine.

Les cinq fluides frigorigènes retenus sont les suivants :

- HFC R-134a
- HFC R-407C
- HFC R-407F
- HFC R-404A
- HFC R-410A

3.4 Propriétés thermophysiques des différents fluides frigorigènes

Le tableau 2.5 indique les principales caractéristiques de ces cinq derniers fluides frigorigènes, ainsi que celles du R-22, pour une température de saturation de 0°C sur la courbe de rosée :

	Unité	R-22	R-134a	R-407C	R-407F	R-404A	R-410A
P_{ABSOLUE}	<i>bar</i>	4,98	2,93	4,61	5,22	6,00	7,98
T_{SAT. BULLE}	°C	0,00	0,00	-6,27	-5,64	-0,52	-0,10
T_{SAT. ROSÉE}	°C	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Glide	<i>K</i>	0,00	0,00	6,27	5,64	0,52	0,10
H_{LV}	<i>kJ.kg⁻¹</i>	205,05	198,60	215,23	219,64	166,28	221,43
ρ_{LIQU. SATURANT}	<i>kg.m⁻³</i>	1 281,52	1 294,78	1 258,66	1238,85	1 151,98	1 170,39
ρ_{VAP. SATURANTE}	<i>kg.m⁻³</i>	21,23	14,43	15,81	17,66	29,97	30,47
GWP₁₀₀	<i>Kg_{eq CO2}.kg⁻¹</i>	1 810	1 430	1 774	2063	3 922	2 088

Tableau 2.5 : Principales propriétés des cinq fluides frigorigènes de substitution

3.4.1 Pressions absolues

Les pressions absolues sont toutes du même ordre de grandeur. Concernant l'écart entre celle du R-407C ainsi que celle du R-407F, celui-ci est relativement faible du fait que les trois fluides purs qui composent ces deux mélanges sont identiques : R-32, R-125 et R-134a. Ce sont les proportions de mélange qui influent donc sur les différentes valeurs des pressions absolues pour une température de saturation donnée.

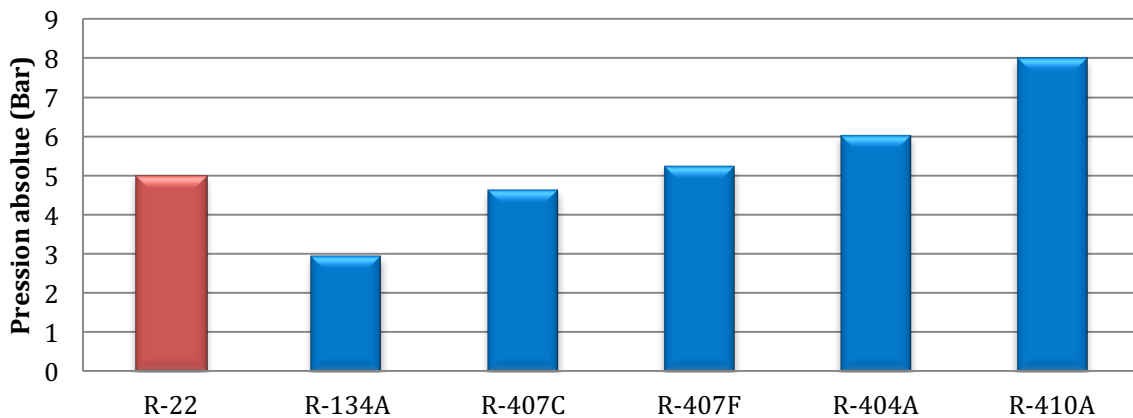


Figure 2.5 : Pressions absolues pour une température de saturation rosée de 0°C

3.4.2 Glissement de température

Parmi les cinq fluides frigorigènes de substitution listés précédemment, seul le R-134a est un réfrigérant pur. Les quatre autres fluides sont des mélanges zéotropiques du type ternaire (composé de trois réfrigérants purs), à l'exception du R-410A qui est un mélange zéotropique binaire (composé de deux réfrigérants purs). Pour ces quatre mélanges, un écart de température peut donc être observé tout au long des changements de phase. Notons tout de même que le glissement du R-404A est bien inférieur à ceux de la série des R-407. Cela permet donc de le placer, à l'instar du R-410A, dans la catégorie des mélanges « quasi azéotropes ». Le glissement de température, ainsi que son impact sur le coefficient d'échange thermique du fluide frigorigène, seront développés au chapitre 4.

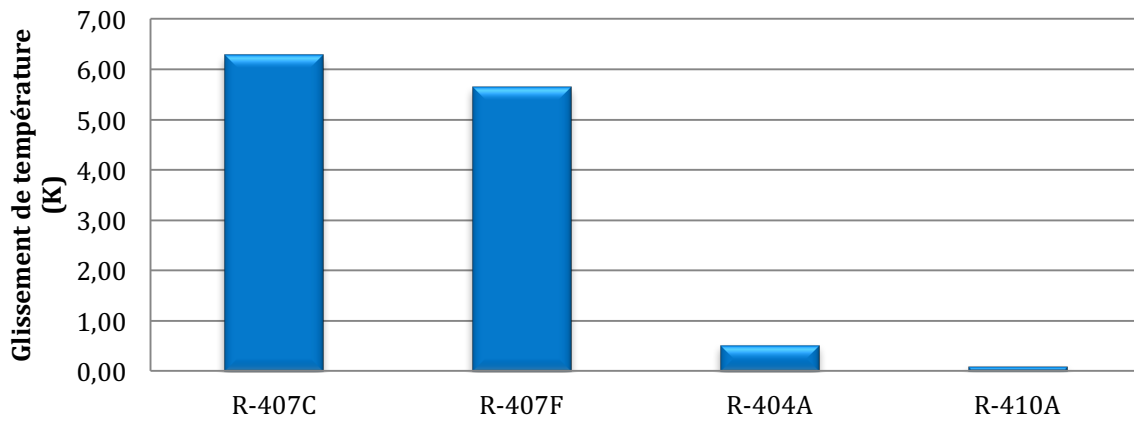


Figure 2.6 : Glissement de température des fluides frigorigènes zéotropiques ($T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$)

3.4.3 Chaleur latente de vaporisation

L'ordre de grandeur de cette caractéristique est similaire sur chacun des cinq fluides étudiés. On notera cependant que le R-404A possède la valeur minimale concernant ce paramètre.

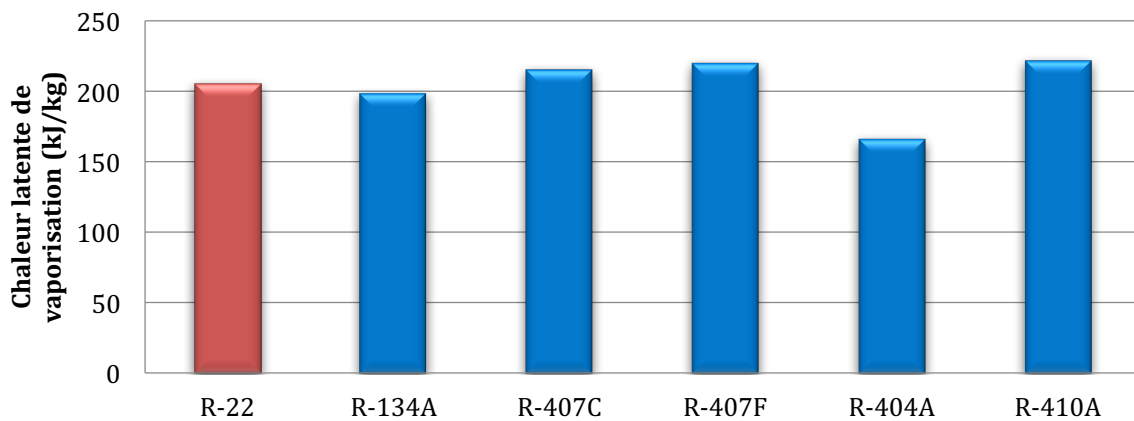


Figure 2.7 : Chaleur latente de vaporisation ($T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$)

3.4.4 Masse volumique

On constate une valeur supérieure pour le R-404A en phase vapeur. Cela permet de compenser sa chaleur latente de vaporisation inférieure à celle des cinq autres fluides : le débit massique de fluide frigorigène aspiré par le compresseur est en effet directement proportionnel à cette grandeur.

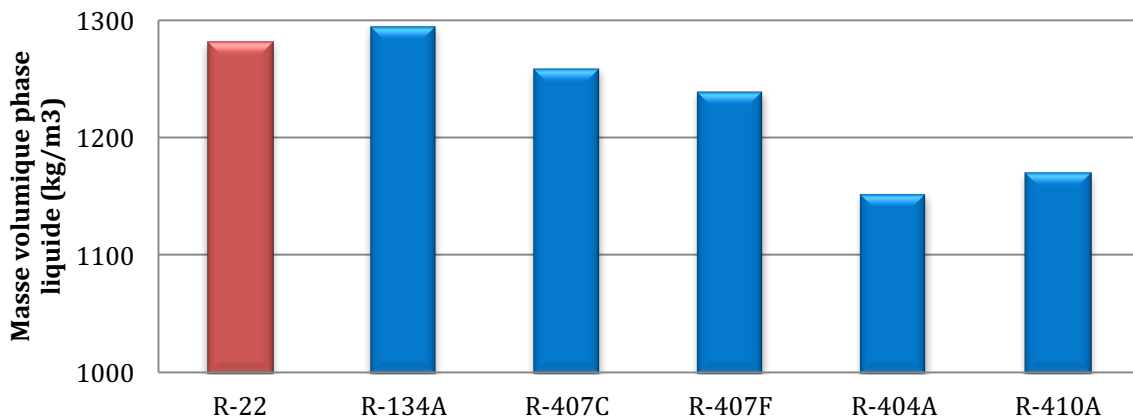


Figure 2.8 : Masse volumique de la phase liquide ($T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$)

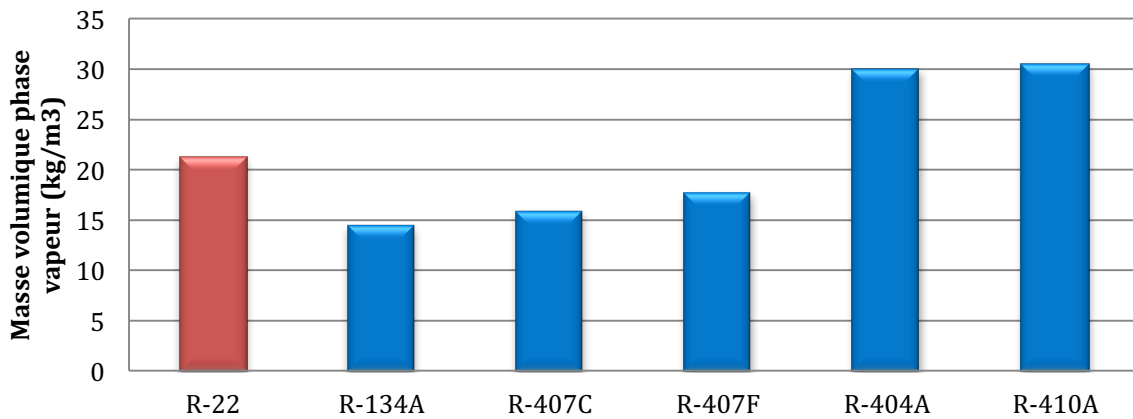


Figure 2.9 : Masse volumique de la phase vapeur ($T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$)

3.4.5 Pouvoir de réchauffement global (GWP)

Concernant le GWP du R-404A, il est important de rappeler que le règlement Européen 842/2006, appelé F-GAS et révisé le 16 avril 2014 prévoit d'interdire l'utilisation des HFC vierges de $GWP_{100} \geq 2500$ pour des besoins de maintenance sur les installations frigorifiques contenant plus de 40 tonnes équivalents CO_2 à partir de 1^{er} janvier 2020. On peut noter que le R-134a présente la plus faible valeur de cette caractéristique.

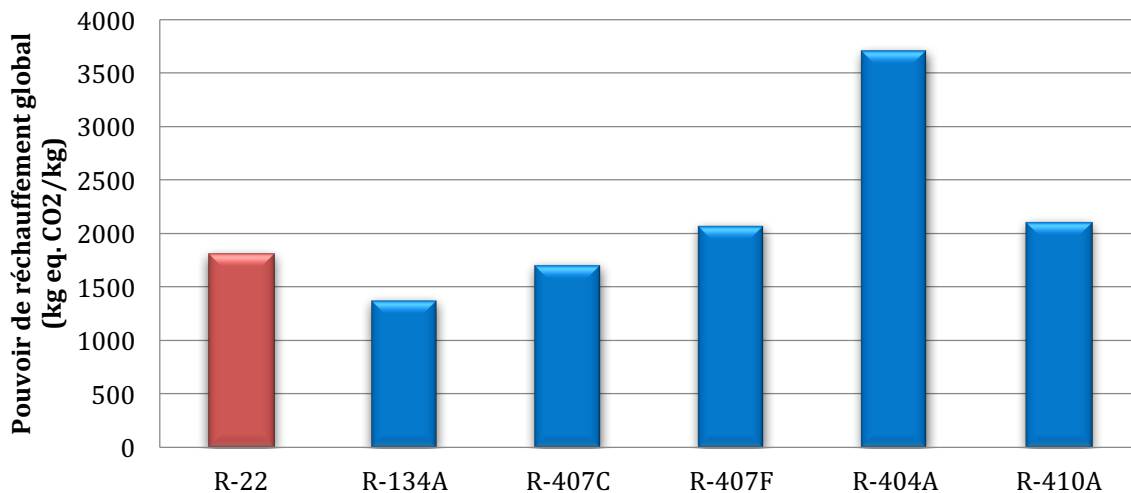


Figure 2.10 : Pouvoir de réchauffement global

3.5 Conclusion

Nous venons de comparer ici les différentes caractéristiques thermodynamiques de cinq fluides frigorigènes de substitution. Le fluide frigorigène R-1234ze aurait pu être ajouté à ce comparatif. Néanmoins, à l'écriture de ce mémoire, les compressoristes n'ont à ce jour pas encore rendu public les polynômes ASERCOM concernant ce fluide. Il serait donc impossible de calculer les performances du sécheur d'air comprimé avec ce dernier fluide et c'est pour cela que celui-ci n'a pas été retenu ici. Les fluides frigorigènes de substitution sélectionnés sont tous du type HFC et vont eux-mêmes être amenés à être remplacés à moyen terme. Excepté pour le R-404A, il sera toutefois possible d'utiliser l'ensemble de ces fluides car la réglementation empêchera seulement d'utiliser les fluides dont le GWP_{100} est supérieur ou égal à $2500 \text{ kg eq } CO_2.kg^{-1}$.

Chapitre III : Etude d'un sécheur d'air comprimé industriel

L'étude de cas présentée ici dans le cadre de ce mémoire d'ingénieur consiste à réaliser une conversion de fluide sur un sécheur d'air comprimé industriel fonctionnant avec le fluide frigorigène HCFC R-22. Dans un premier temps, il nous a fallu étudier les fluides de substitution pouvant fonctionner avec cet appareil. Nous allons maintenant étudier les caractéristiques techniques du sécheur d'air comprimé.

1 Généralités

1.1 Réseau de production d'air comprimé

Le sécheur d'air comprimé est placé en aval de plusieurs compresseurs montés en parallèle. Un second sécheur, identique en tout point à celui-ci, figure également sur l'installation. L'ensemble des appareils de process équipant l'usine et fonctionnant à l'air comprimé est ensuite alimenté via le circuit de distribution de l'air comprimé. La figure 3.1 représente le réseau de production d'air comprimé de l'usine.

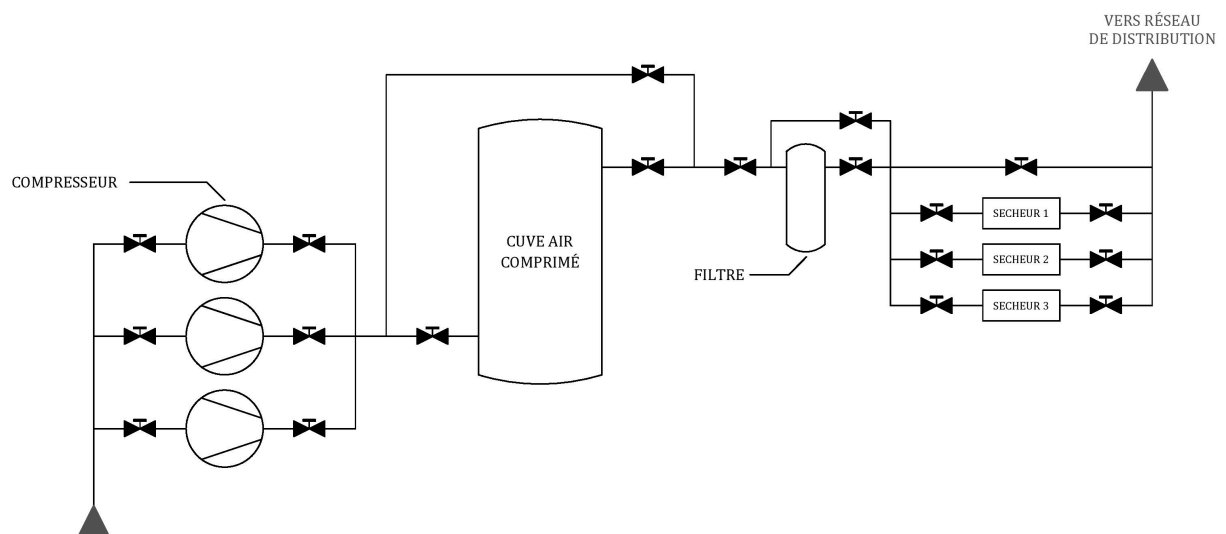


Figure 3.1 : Réseau de production d'air comprimé

1.2 Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement du sécheur d'air comprimé à accumulation de froid est le suivant : l'air humide est admis dans l'appareil par le **point 1** et traverse le faisceau tubulaire de l'échangeur économiseur. En raison de la faible température de l'air circulant côté calandre de ce même échangeur (jusqu'à 3°C), une partie de la vapeur d'eau va se condenser au fur et à mesure de son parcours. L'air sort de l'échangeur économiseur au **point 2** et rentre dans l'échangeur refroidisseur au **point 2'**. L'air y subit alors une seconde déshumidification, occasionnée par l'eau glacée qui circule en bouclage dans la calandre de l'échangeur refroidisseur à une température comprise entre 1 et 3°C. Cette eau est refroidie par un second faisceau tubulaire à l'intérieur duquel s'évapore du fluide frigorigène. L'air déshumidifié sort ensuite de ce dernier échangeur par le **point 3**, et parcourt la calandre de l'échangeur économiseur en entrant par le **point 3'**. Celui-ci va ensuite se réchauffer jusqu'à une température d'environ 30°C par l'air chaud et humide entrant dans l'appareil et circulant côté tubes. L'air sec ressort finalement par le **point 4**.

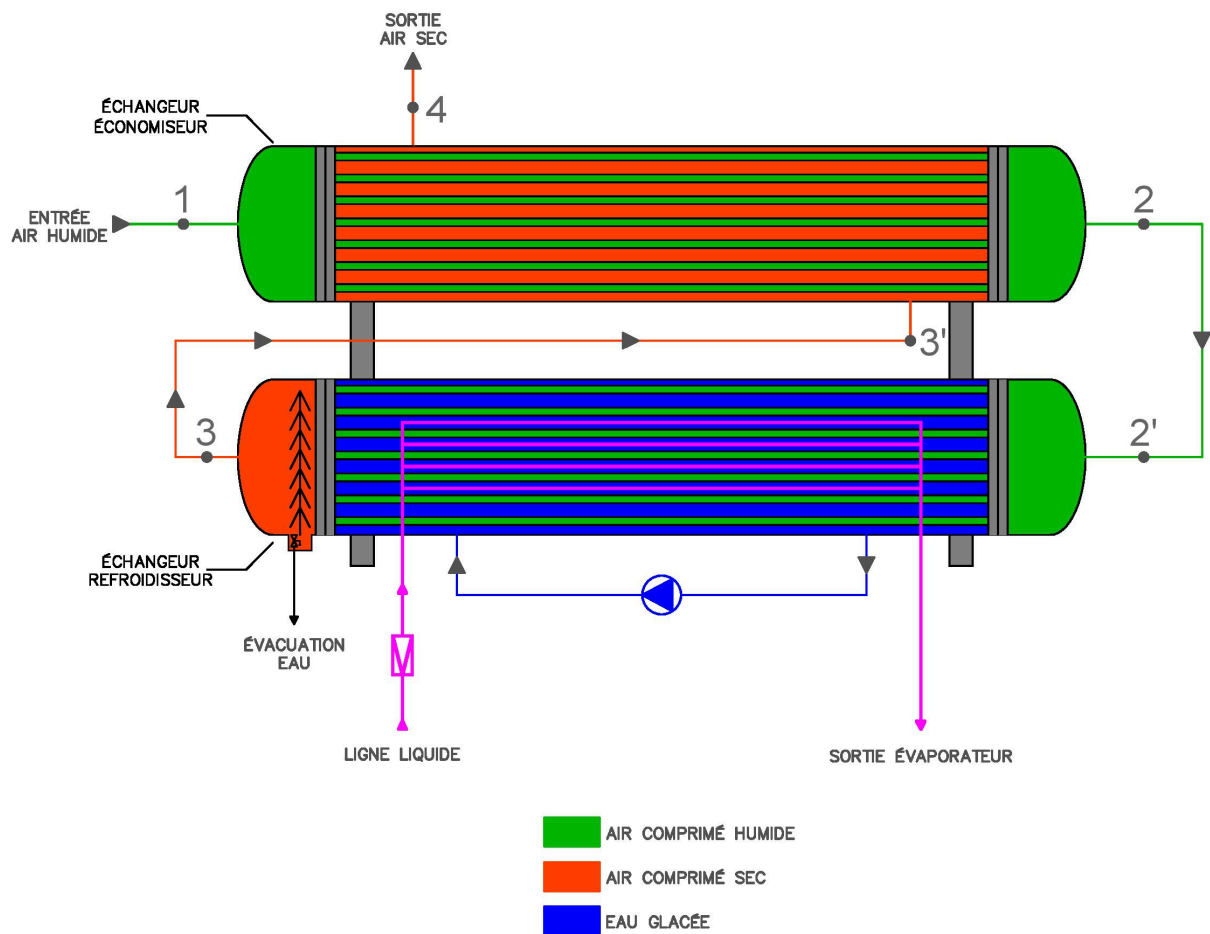


Figure 3.2 : Principe de fonctionnement d'un sécheur à accumulation de froid Conditionair

1.3 Circuit frigorifique

Le schéma de principe du circuit frigorifique est représenté sur la figure 3.3. La régulation est du type « pump-down ». Le fonctionnement du compresseur semi-hermétique [1] est asservi au pressostat BP [12]. Un clapet anti-retour [2] permet d'éviter tout retour de fluide frigorigène à l'état liquide au refoulement du compresseur. Le condenseur [3], du type extra-tubulaire, est refroidi par de l'eau provenant de plusieurs tours aérorefrigérantes. Le débit d'eau de refroidissement est réglé au moyen d'une vanne pressostatique. Une cartouche deshydratante [4], ainsi qu'un voyant liquide [5], se trouvent sur la ligne liquide. La vanne électromagnétique [6] est commandée par un thermostat [14] dont le bulbe se trouve plongé dans l'eau glacée et est réglé à 1°C avec un différentiel de 2°C. Le détendeur [7] est du type à égalisation externe de pression et maintient sur le fluide frigorigène une surchauffe de 5 K à la sortie de l'évaporateur. L'évaporation, ainsi que la surchauffe du fluide frigorigène, s'effectuent dans l'évaporateur équipant l'échangeur refroidisseur [8]. Une bouteille anti coup de liquide [12] permet d'éviter toute migration accidentelle du fluide frigorigène non vaporisé dans la tuyauterie d'aspiration du compresseur. La nomenclature des composants se trouve au tableau 3.1.

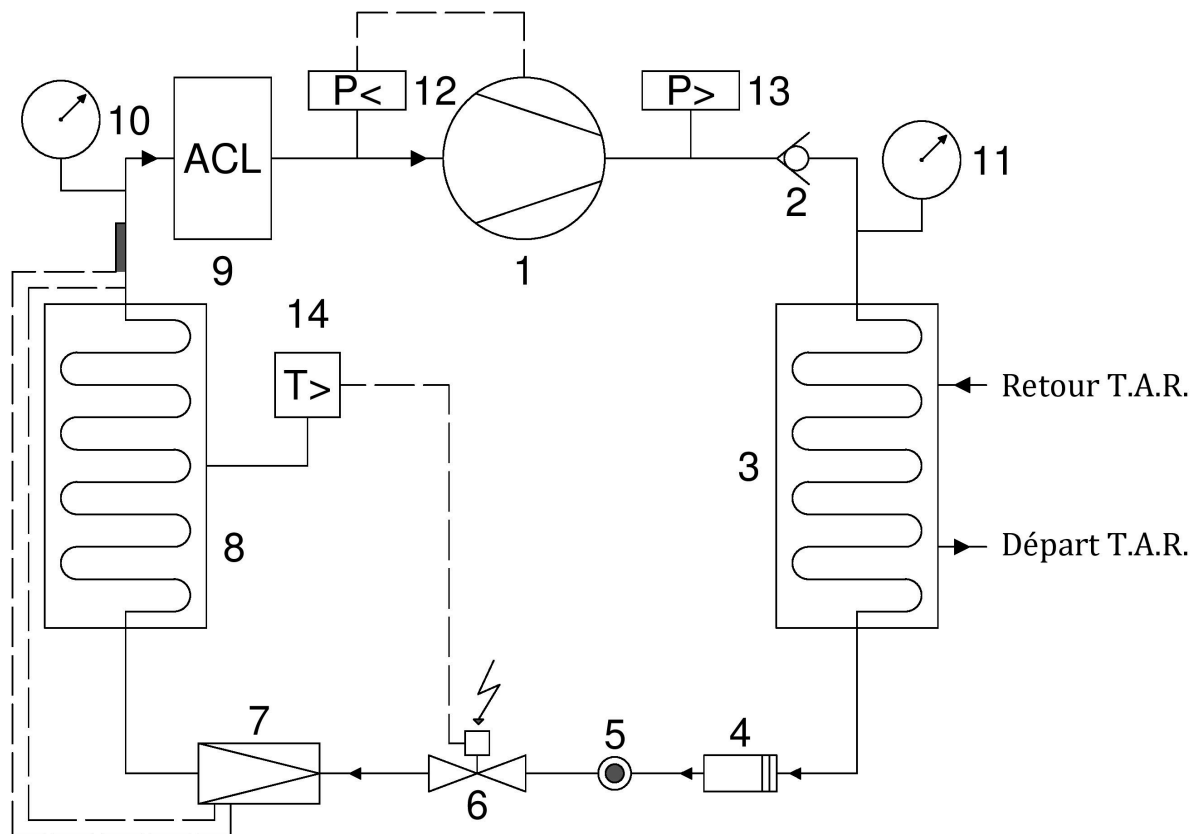


Figure 3.3 : Schéma du circuit frigorifique

Repère	Désignation		
1	Compresseur semi-hermétique	8	Evaporateur à tubes et calandre
2	Clapet anti-retour	9	Bouteille anti coup de liquide
3	Condenseur extra-tubulaire	10	Manomètre BP
4	Deshydrateur	11	Manomètre HP
5	Voyant liquide	12	Pressostat BP
6	Vanne électromagnétique	13	Pressostat HP
7	Détendeur à égalisation externe	14	Thermostat eau glacée

Tableau 3.1 : Nomenclature du circuit frigorifique

2 Capacité de déshumidification

Le sécheur d'air comprimé a été conçu pour maintenir une température de rosée égale à 3°C en sortie de celui-ci pour une pression relative de 7 bars.

Les caractéristiques techniques du sécheur d'air comprimé sont les suivantes :

Débit d'air massique : 16 125 kg.h⁻¹

Débit d'air volumique..... : 12 500 m³.h⁻¹

Pression de service effective : 7 bars

Pertes de charge sur l'air : 0,2 bar

Température sèche à l'entrée : 41°C

Point de rosée de l'air à la sortie sous 7 bars : 3°C

Le tableau 3.2 indique les valeurs des caractéristiques de l'air humide en entrée et en sortie de l'appareil :

	Unité	Entrée compresseur d'air	Entrée sécheur	Sortie sécheur
Pression absolue	Bar	1,013	8	8
Température sèche	°C	32	41	30,3
Hygrométrie relative	%	40	75	17
Température de rosée	°C	16,76	35,69	3
Pression partielle de vapeur d'eau	Pa	1921,20	5906,91	761,11
Pression de vapeur saturante	Pa	4802,56	7875,88	4358,07
Humidité absolue	$g_{eau}/kg_{air\ sec}$	12,02	4,63	0,59

Tableau 3.2 : Caractéristiques de l'air humide en entrée et en sortie du sécheur

L'écart d'humidité absolue de l'air entre l'entrée du compresseur et l'entrée du sécheur s'explique par le fait que le compresseur possède un « after-cooler » permettant de condenser, par refroidissement, une majeure partie de la vapeur d'eau se trouvant dans l'air humide.

Les valeurs en entrée et en sortie du sécheur d'air, se trouvant au tableau 3.2, permettent de calculer sa capacité de déshumidification par kg d'air comprimé traversant l'appareil :

$$\Delta\omega = \omega_{entrée} - \omega_{sortie} = 4,04 g_{eau} \cdot kg_{air}^{-1}$$

En multipliant ce dernier terme par le débit massique horaire d'air comprimé du sécheur, nous en déduisons la quantité d'eau condensée par heure de fonctionnement :

$$\dot{m}_{eau\ condensée} = \dot{m}_{air\ humide} \cdot 3600 \cdot \Delta\omega = 65,15 kg_{eau} \cdot h^{-1}$$

Le logiciel Refprop de Lemmon et al. (2007) nous permet d'indiquer que la quantité de chaleur latente nécessaire au changement de phase d'un kilogramme de vapeur d'eau, pour une pression absolue de 8 bars, est égale à :

$$h_{LV} = 2\,047,44 kJ \cdot kg_{eau}^{-1}$$

Par ailleurs, la chaleur spécifique massique de l'air humide soumis à une pression absolue de 8 bars et se trouvant à une température 20°C est égal à :

$$c_{p,air} = 1,019 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

La puissance latente correspondant à la condensation de la vapeur d'eau se trouvant dans l'air comprimé peut être calculée ainsi :

$$P_{LV} = \frac{\dot{m}_{eau \text{ condensée}}}{3600} \cdot h_{LV} = 37,05 \text{ kW}$$

La déshumidification de l'air comprimé n'est pas assurée uniquement par l'échangeur refroidisseur. Un second échangeur, placé en amont de ce dernier et appelé *échangeur économiseur*, est employé afin de condenser la majorité de la vapeur d'eau circulant dans le sécheur d'air comprimé.

Il n'y a pas de changement d'état de la vapeur d'eau entre les points 3 et 4. La température sèche de l'air comprimé à la sortie de l'échangeur refroidisseur ($T_{s_3} = 3^\circ\text{C}$) ainsi que la température sèche de l'air en sortie de l'échangeur économiseur ($T_{s_4} = 30,3^\circ\text{C}$) permettent donc de déterminer la puissance totale échangée sur cet échangeur :

$$P_{totale-eco} = \dot{m}_{air \text{ humide}} \cdot c_{p,air} \cdot (T_{s_4} - T_{s_3}) = 123,02 \text{ kW}$$

Il y a en revanche un changement d'état sur l'autre face de l'échangeur : l'air comprimé voit une partie de sa vapeur d'eau se condenser entre les points 1 et 2 : l'air comprimé arrivant sur l'autre face de l'échangeur économiseur se trouve à une température de 3°C, donc inférieure à la température de rosée de l'air circulant entre les points 1 et 2. De la même manière que ci-dessus, et en connaissant les températures d'entrée et de sortie de ce côté, la puissance sensible se calcule ainsi :

$$P_{sensible \ 1-2} = \dot{m}_{air \text{ humide}} \cdot c_{p,air} \cdot (T_1 - T_2) = 92,37 \text{ kW}$$

La puissance latente échangée entre les points 1 et 2, peut être déduite de la manière suivante :

$$P_{latente\ 1-2} = P_{totale-eco} - P_{sensible\ 1-2} = 30,64\ kW$$

Cette dernière valeur permet de calculer la quantité d'eau condensée par heure de fonctionnement dans l'échangeur économiseur :

$$\dot{m}_{eau\ condensée\ eco.} = \frac{P_{latente\ 1-2}}{hLV} \cdot 3600 = 53,88\ kg_{eau}/h$$

Enfin, l'humidité absolue de l'air comprimé en sortie de l'économiseur (1^{er} palier de déshumidification) est calculée ainsi :

$$\omega_2 = \omega_1 - \frac{P_{latente\ 1-2}}{\dot{m}_{air\ humide} \cdot hLV} = 1,29\ g_{eau} \cdot kg_{air\ sec}^{-1}$$

Connaissant l'humidité absolue de l'air comprimé en amont et aval de l'échangeur refroidisseur, la puissance latente est déterminée de la manière suivante :

$$P_{latente\ 2-3} = \dot{m}_{air\ humide} \cdot hLV \cdot (\omega_2 - \omega_3) = 6,36\ kW$$

Les températures de l'air comprimé en amont et en aval de l'échangeur refroidisseur permettent de calculer sa puissance sensible :

$$P_{sensible\ 2-3} = \dot{m}_{air\ humide} \cdot c_{p,air} \cdot (t_2 - t_3) = 78,38\ kW$$

Enfin, la puissance totale de l'échangeur refroidisseur, autrement dit la puissance frigorifique devant être installée, est déduite en sommant la puissance sensible ainsi que la puissance latente :

$$\dot{Q}_0 = P_{latente\ 2-3} + P_{sensible\ 2-3} = 84,74\ kW$$

2.1 Coefficient d'échange global de l'évaporateur

2.1.1 Air comprimé / eau glacée

Le transfert de chaleur global ayant lieu entre l'air comprimé – circulant côté tubes - et l'eau glacée – circulant côté calandre – s'effectue à la fois de manière sensible et latente. Seul l'échange de chaleur entre les tubes et l'eau glacée est sensible.

Les coefficients de transferts de chaleur d'un fluide en phase vapeur circulant à l'intérieur d'un tube peuvent être déterminés sans grande difficulté en utilisant les nombreux modèles présents dans la littérature. Nous pouvons à titre d'exemple citer l'équation de Dittus et Boelter (1930). Cependant, à l'intérieur des tubes de l'échangeur refroidisseur, lorsque la vapeur d'eau se condense sur les parois rafraîchies des tubes, un changement d'état a bien lieu et rend donc l'utilisation d'une telle équation impossible. Le calcul de ce coefficient dans le cadre de ce mémoire ne sera pas réalisé, car cette valeur est connue et indépendante du fluide frigorigène utilisé.

2.1.2 Eau glacée / HCFC R-22

Le coefficient d'échange thermique global, entre le fluide frigorigène et l'eau glacée, s'exprime ainsi, (résistance d'encrassement des tubes négligée pour le moment) :

$$\frac{1}{H} = \frac{1}{h_e \left(\frac{S_e}{S_i} \right)} + \frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{2\lambda_p} \ln \frac{d_e}{d_i}$$

Cette partie va présenter les méthodes qui ont été utilisées afin de calculer le coefficient d'échange global thermique de l'échangeur tubes et calandre équipant le sécheur d'air comprimé. Comme indiqué précédemment, seul le coefficient global eau / fluide frigorigène sera calculé dans le cadre de ce mémoire, car le coefficient d'échange global air comprimé / eau est considéré constant et comme étant indépendant du fluide frigorigène employé dans le circuit frigorifique.

2.1.2.1 Coefficient d'échange thermique côté calandre : eau glacée

L'eau circule à l'intérieur de la calandre de manière complexe. En effet, seulement une fraction du débit d'eau total traversant la calandre se retrouve au contact des tubes. L'autre fraction du débit d'eau se déplace dans la calandre à travers des zones dites de « by-pass », traversant les zones de la calandre où les pertes de charges sont les plus faibles.

L'ouvrage de Kakaç et Liu (2002) a ici été utilisé pour le calcul du coefficient d'échange thermique (côté calandre) par la méthode Bell-Delaware (1963).

Le coefficient d'échange thermique moyen côté calandre se calcule en utilisant l'équation suivante :

$$h_e = h_{id} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r$$

Où le coefficient d'échange h_{id} , coefficient idéal, représente le cas où le débit d'eau traverserait la calandre selon une seule ligne de courant (absence de by-pass).

Ce coefficient est égal à :

$$h_{id} = j_i \cdot C_{ps} \cdot \left(\frac{\dot{m}_s}{A_s} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_s}{C_{ps} \cdot \mu_s} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}} \right)^{0.14}$$

Le facteur de Colburn j_i se calcule par l'équation :

$$j_i = a_1 \cdot \left(\frac{1.33}{P_T/d_{ext}} \right)^a \cdot Re_s^{a_2}$$

Enfin :

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 \cdot (Re_s)^{a_4}}$$

Les coefficients a_1, a_2, a_3 et a_4 se trouvent dans des tableaux et sont spécifiques à la configuration des échangeurs de chaleur à tubes et calandre. Ils sont entre autres déterminés en fonction de l'angle de positionnement des tubes ainsi que du nombre des Reynolds du fluide circulant côté calandre.

Les caractéristiques géométriques de cet échangeur ne sont pas rapportées dans ce présent mémoire.

Les valeurs calculées suivant les formules précédentes sont listées dans le tableau 3.3 pour un débit d'eau traversant la calandre de l'échangeur égal à $70 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$:

Paramètre calculé	Valeur
J_i	0,0093
a	$541,45 \cdot 10^{-6}$
a^*	0,321
a_2^*	-0,388
a_3^*	1,450
a_4^*	0,519
Re_s	19 121
h_{id}	9 250

*Valeur déterminée en utilisant des tables

Tableau 3.3 : Paramètres utilisés pour le calcul du coefficient d'échange idéal (modèle de Bell-Delaware)

Les paramètres J_c, J_l, J_b, J_s et J_r représentent les effets combinés provoqués par les « by-pass » de l'eau dans la calandre et n'ont pas été ici calculés. Leur détermination, possible grâce à l'utilisation de graphiques, est toutefois difficile à réaliser car l'échangeur équipant le sécheur est composé de deux faisceaux tubulaires : tubes frigorifiques et tubes à air comprimé. De plus, les diamètres de ces deux types de tubes ne sont pas identiques.

Il a été pris comme hypothèse que les effets combinés de ces paramètres contribuent à réduire la valeur de h_e tel que :

$$h_e = 0,6 h_{id} = 5\,550 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

2.1.2.2 Coefficient d'échange thermique côté tube : évaporation des HFC

Lors du dimensionnement d'un échangeur de chaleur, il est nécessaire de connaître les coefficients d'échanges thermiques respectifs de chacun des côtés de cet échangeur. Nous avons vu précédemment comment il était possible de calculer le coefficient d'échange de chaleur côté calandre, en utilisant notamment le modèle de Bell-Delaware. Afin de pouvoir estimer la quantité de chaleur que cet échangeur pourra désormais transmettre d'un fluide à un autre, il convient de calculer également le coefficient d'échange thermique de chaleur du fluide frigorigène de substitution lors de son évaporation. Une fois cela réalisé, les deux coefficients d'échanges thermiques, coté calandre (noté coefficient externe h_e) et coté tubes (noté coefficient interne h_i), nous permettront de calculer le coefficient global H_{glob} de l'échangeur de chaleur.

La prédiction des coefficients d'échanges thermiques d'un fluide frigorigène à l'intérieur d'un tube lisse a fait, et fait encore l'objet de nombreux travaux scientifiques réalisés en laboratoire. Ces travaux ont donné naissance à de nombreuses corrélations permettant d'évaluer ce dernier paramètre avec plus ou moins de précision.

Le chapitre suivant est consacré à la détermination des coefficients des transferts d'échanges thermiques des fluides frigorigènes de substitution étudiés précédemment.

Chapitre IV : Prédiction des coefficients d'échanges thermiques d'un fluide frigorigène lors de son évaporation à l'intérieur d'un tube lisse

Ce chapitre est consacré à l'étude des moyens permettant de prédire la valeur des coefficients d'échanges thermiques d'un fluide frigorigène s'évaporant dans un tube lisse. Nous commencerons par étudier les différentes configurations d'écoulement possibles du réfrigérant à l'intérieur du tube. Il sera ensuite discuté des modèles s'appliquant aux fluides frigorigènes azéotropiques puis zéotropiques.

1 Vaporisation des fluides frigorigènes azéotropiques dans un tube lisse

En considérant un évaporateur à tubes et calandre, lorsque le fluide frigorigène se vaporise à l'intérieur des tubes, la quantité de vapeur se trouvant à l'intérieur de ces derniers croît au fur et à mesure que la vaporisation se produit. D'une manière générale, le fluide frigorigène se trouve entièrement en phase vapeur à la sortie de l'évaporateur : le détendeur thermostatique, placé en amont de ce dernier permet en effet de régler le débit de fluide frigorigène circulant dans le circuit frigorifique, et en particulier dans l'évaporateur. La plupart des détendeurs thermostatiques sont réglés afin que le fluide frigorigène en sortie d'évaporateur se trouve à l'état de vapeur surchauffée, donc à une température supérieure de quelques degrés à la température de saturation du fluide pour une pression donnée.

Les évaporateurs à tubes et calandre utilisés dans la production de froid peuvent posséder des tubes verticaux ou bien des tubes horizontaux. L'évaporateur équipant le sécheur d'air comprimé industriel étudié est ici doté de tubes horizontaux.

La vaporisation d'un liquide s'effectue grâce aux deux mécanismes suivants :

- Ebullition nucléée (*nucleate boiling*)
- Ebullition convective (*convective boiling*)

Durant la vaporisation, ces deux mécanismes peuvent coexister en même temps, mais l'un peut aussi être prépondérant par rapport à l'autre. On parle d'ébullition nucléée lorsque des bulles de vapeur se manifestent à la paroi du tube dans la phase liquide. En revanche, l'ébullition convective intervient uniquement à l'interface liquide / vapeur. Ces termes seront développés plus loin lorsque les modèles de prédiction des coefficients thermiques seront étudiés.

1.1 Configurations d'écoulement du fluide frigorigène dans un tube horizontal

Le mélange liquide / vapeur du fluide frigorigène circulant dans les tubes, au fur et à mesure de la vaporisation de la phase liquide, est représenté selon six configurations. La figure 4.1 représente ces dernières.

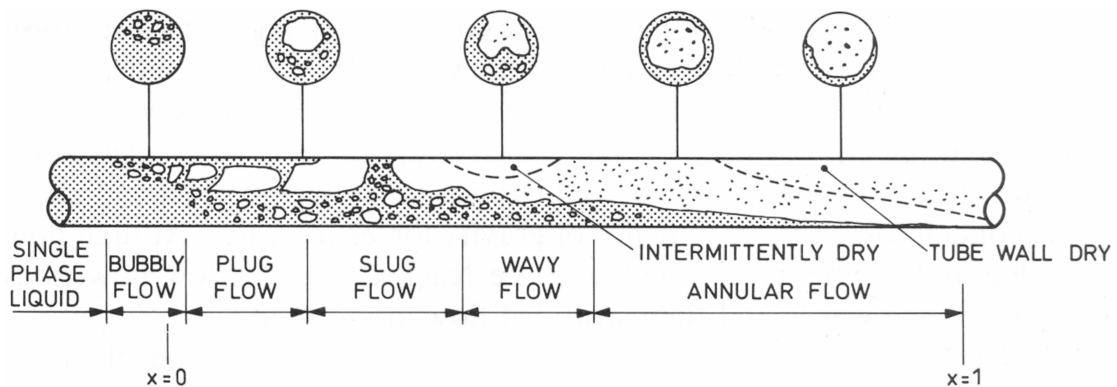


Figure 4.1 : Configurations d'écoulement dans un tube horizontal d'après Collier et Thome (1994)

Les différentes configurations d'écoulement sont détaillées ci-dessous :

- Écoulement à bulles (*bubbly flow*) : la phase gazeuse est très faible et se trouve sous forme de petites bulles de tailles uniformes et sphériques, toutes dispersées dans la phase liquide. Elles se trouvent majoritairement dans la moitié supérieure du tube sous l'effet de la gravité.
- Écoulement stratifié (*stratified flow*) : cette configuration d'écoulement a lieu lorsque les vitesses de la phase liquide et vapeur sont faibles. Sous l'effet de la gravité, cette dernière phase se trouve alors dans la partie supérieure du tube tandis que la phase liquide se trouve dans la partie inférieure. Dans cette configuration, l'interface liquide / vapeur est lisse.
- Écoulement stratifié à vagues (*stratified-wavy flow*) : lorsque la vitesse de la phase vapeur atteint une vitesse relativement importante, des vagues se forment à partir de la phase liquide et s'élèvent dans la partie supérieure du tube, sans toutefois atteindre la partie la plus haute de celui-ci.
- Écoulement intermittent (*intermittent flow*) : Dans cette configuration, la vitesse de la phase vapeur est suffisante afin que la crête des vagues de la phase liquide puisse atteindre le point le plus haut du tube et mouiller ainsi par intermittence cette partie.

L'écoulement intermittent peut alors être distingué en deux parties :

- Écoulement à poches (*plug flow*) : la phase liquide est séparée par des poches de vapeur de forme oblongue, dont les diamètres sont inférieurs à celui du tube. La phase liquide recouvre donc l'ensemble de la partie inférieure du tube.
- Écoulement à bouchons (*slug flow*) : le diamètre des bulles de vapeur est ici égal au diamètre du tube et la phase liquide est donc séparée par des bouchons de vapeur occupant tout le diamètre du tube.

- Écoulement annulaire (*annular flow*) : la phase liquide se trouve essentiellement sur le contour intérieur du tube en formant un film en forme de cercle sur la paroi du tube, dont l'épaisseur est plus importante dans la partie inférieure de celui-ci. La phase vapeur circule quant à elle au centre du tube et vient prélever quelques gouttelettes du film liquide qui se retrouvent ainsi au cœur de l'écoulement.
- Écoulement à brouillard (*mist flow*) : la quantité de vapeur circulant à l'intérieur du tube est importante et l'ensemble de la paroi du tube est ainsi sèche. La quantité restante de liquide se trouve essentiellement sous forme de fines gouttelettes présentes dans la vapeur.

1.2 Modèles de prédiction du coefficient d'échange thermique à l'intérieur de tubes horizontaux

Les modèles de prédiction des coefficients d'échanges thermiques dans les tubes horizontaux sont pour la plupart issus de modèles développés à l'origine pour les tubes verticaux. Des données expérimentales ont ensuite été développées à partir d'essais réalisés sur des tubes horizontaux.

Dans une première approche, les modèles qui pourraient être ici utilisés sont les suivants :

- Shah (1982) ;
- Gungor et Winterton (1987) ;
- Klimenko (1990) ;
- Kandlikar (1990) ;
- Wojtan et al. (2005a) et (2005b) ;
- Kundu et al. (2014).

Le modèle de Wojtan et al. (2005b) présente la particularité de considérer l'ensemble des configurations d'écoulement du fluide frigorigène possible à l'intérieur du tube : stratifié, stratifié à vagues, intermittent, brouillard, annulaire et annulaire avec assèchement partiel (*dryout*). Le modèle d'origine proposé par Kattan *et al.* (1998a), (1998b), et (1998c) a évolué en apportant d'abord de nouvelles corrélations améliorant la carte d'écoulement (Wojtan L. U., 2005a). Puis, l'évolution a ensuite concerné directement le modèle de prédiction du coefficient d'échange thermique (Wojtan L. U., 2005b).

1.3 Carte des configurations d'écoulement de Kattan et al. pour un tube horizontal

1.3.1 Généralités

Une carte des configurations d'écoulement permet de déterminer le type d'écoulement du fluide frigorigène à l'intérieur d'un tube en fonction du titre de vapeur et de la vitesse massique de ce dernier. Cela est nécessaire afin de pouvoir estimer le coefficient d'échange thermique du fluide frigorigène à l'intérieur d'un tube à l'aide du modèle de Wojtan *et al.* (2005b).

La figure 4.2 présente une carte des configurations d'écoulement pour le fluide R-134a circulant à l'intérieur d'un tube de 10 mm de diamètre, pour une température de saturation de 10°C, une puissance thermique de 7,5 kW.m⁻², ainsi qu'une vitesse massique de 500 kg.m⁻².s⁻¹. Cette carte a été réalisée en utilisant la macro-commande qui sera présentée au 5^{ème} chapitre.

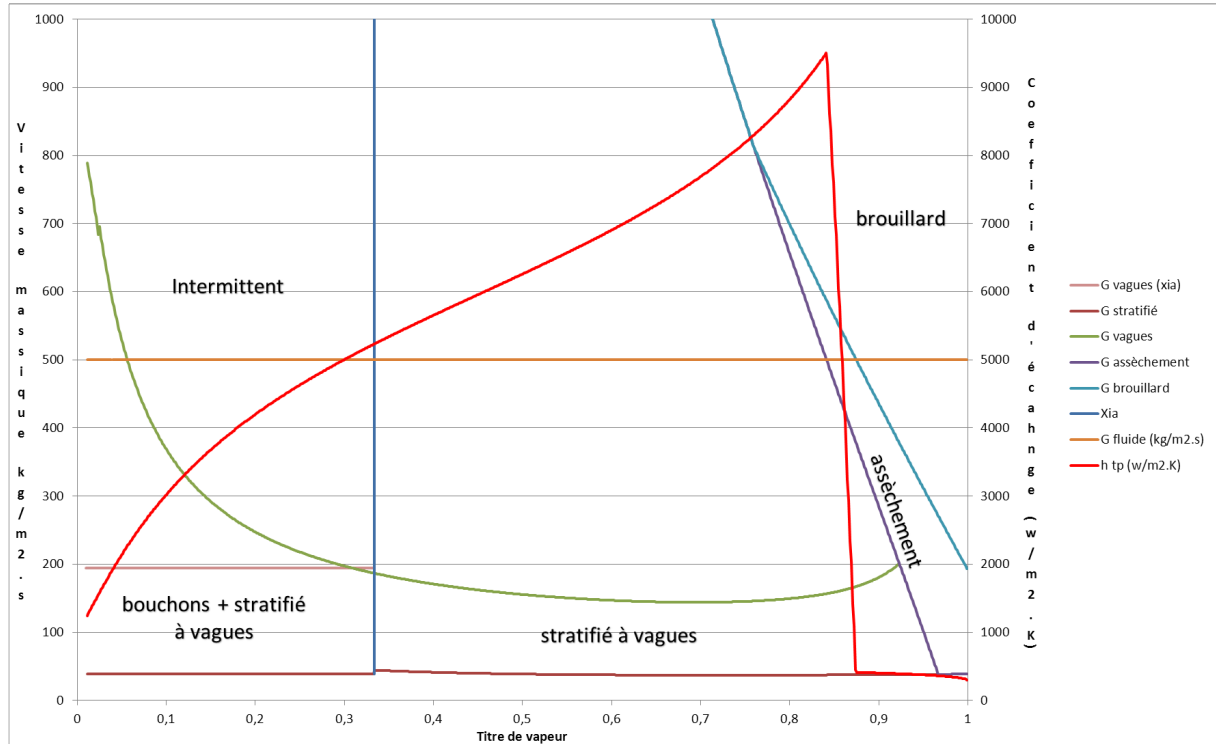


Figure 4.2 : Carte des configurations d'écoulement calculées d'après le modèle de Wojtan et al. (2005a)

L'axe des abscisses représente le titre de vapeur. L'axe des ordonnées de gauche indique la vitesse massique du fluide frigorigène circulant à l'intérieur du tube tandis que l'axe des ordonnées de droite représente la valeur du coefficient d'échange thermique.

L'ensemble des courbes visibles sur la figure 4.2, à l'exception de la courbe rouge, permettent de délimiter les différentes configurations d'écoulement, laissant donc apercevoir huit zones d'écoulement : stratifié, bouchon + stratifié à vagues, stratifié à vagues, bouchons, annulaire, intermittent, assèchement et brouillard. Enfin, la courbe rouge représente le coefficient d'échange thermique lié à la vaporisation du fluide frigorigène.

1.3.2 Courbes de transition des configurations d'écoulement

Dans un premier temps, le calcul de ces courbes est rendu possible grâce à l'utilisation de six variables géométriques :

$$H_{LD} = \frac{h_L}{D}; \quad P_{LD} = \frac{P_L}{D}; \quad P_{GD} = \frac{P_G}{D}$$

$$P_{iD} = \frac{P_i}{D}; \quad A_{LD} = \frac{A_L}{D^2}; \quad A_{GD} = \frac{A_G}{D^2}$$

La figure 4.3 illustre ces 6 variables :

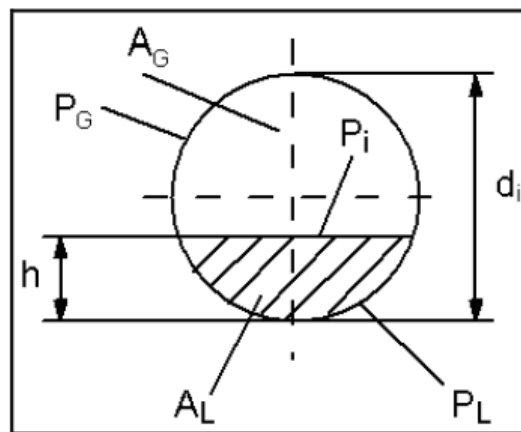


Figure 4.3 : Représentation des 6 variables géométriques à l'intérieur d'un tube

Les valeurs de A_{GD} et A_{LD} sont déterminées en connaissant la section droite du tube A ainsi que le taux de vide.

$$A_{LD} = \frac{A(1-\square)}{D^2}; \quad A_{GD} = \frac{A\square}{D^2}$$

1.3.3 Taux de vide

Le taux de vide ε , représentant la fraction de la section du tube occupée par la phase vapeur, se calcule ici en utilisant le modèle de Rouhani et Axelsson (1970), prévu pour les tubes verticaux et modifié par Steiner (1993) pour les tubes horizontaux :

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_G} \left\{ [1 + 0,12(1-x)] \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1,18}{\dot{m}} \left[\frac{g\sigma(\rho_L - \rho_G)}{\rho_L^2} \right]^{1/4} (1-x) \right\}^{-1}$$

La hauteur de liquide h_{LD} ainsi que la longueur d'interface P_{iD} sont exprimées quant à elles en fonction de l'angle de stratification θ_{strat} :

$$H_{LD} = 0,5 \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi - \theta_{strat}}{2} \right) \right); \quad P_{iD} = \sin \left(\frac{2\pi - \theta_{strat}}{2} \right)$$

1.3.4 Angle de stratification

L'angle de stratification θ_{strat} était auparavant calculé de manière itérative dans le modèle de Kattan (1998c). L'expression de Biberg (1999) permet de calculer cet angle de manière approximative en fonction du taux de vide :

$$\theta_{strat} = 2\pi - 2 \left\{ \pi(1 - \varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{1/3} \left[\begin{array}{l} 1 - 2(1 - \varepsilon) + (1 - \varepsilon)^{1/3} - \varepsilon^{1/3} - \dots \\ \dots \frac{1}{200} (1 - \varepsilon)\varepsilon[1 - 2(1 - \varepsilon)][1 + 4((1 - \varepsilon)^2 + \varepsilon^2)] \end{array} \right] \right\}$$

1.3.5 Écoulement à vagues

La courbe de transition entre l'écoulement stratifié à vagues et l'écoulement annulaire ou intermittent dépend de la vitesse G_{wavy} et se calcule avec l'équation suivante :

$$G_{wavy} = \left\{ \frac{16A^3 G D g D \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 (1 - (2h_{LD} - 1)^2)^{0,5}} \left[\frac{\pi^2}{25h_{LD}^2} \left(\frac{We}{Fr} \right)_L^{-1} + 1 \right] \right\}^{0,5} + 50$$

1.3.6 Écoulement intermittent

La valeur du titre de vapeur x_{IA} sert de point de transition entre l'écoulement intermittent et se calcule ainsi :

$$x_{IA} = \left\{ \left[0,34^{1/0,875} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-1/1,75} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{-1/1,7} \right] + 1 \right\}^{-1}$$

1.3.7 Écoulement stratifié

La courbe de transition entre la configuration stratifiée et stratifiée à vagues est calculée de cette manière :

$$G_{\text{strat.}} = \left\{ \frac{226,3^2 A_{LD} A_{VD}^2 g \rho_V (\rho_L - \rho_V) \mu_L}{x^2 (1-x) \pi^3} \right\}^{1/3}$$

Toutefois, si le titre de vapeur est inférieur à celui séparant l'écoulement intermittent de l'écoulement annulaire, représenté par la droite perpendiculaire sur la carte d'écoulement, alors la valeur de $G_{\text{strat.}}$ est calculée avec la valeur du titre de vapeur égale à x_{ia} :

$$\text{Si } x < x_{ia} \text{ alors } G_{\text{strat.}} = G_{\text{strat.}}(x_{ia})$$

1.3.8 Assèchement du tube (dry-out)

La courbe de transition de l'écoulement annulaire vers l'écoulement d'assèchement *dry-out* est définie par cette équation :

$$G_{dryout} = \left[\frac{1}{0,235} \left(\ln \left(\frac{0,58}{x} \right) + 0,52 \right) \left(\frac{d}{\rho_V \sigma} \right)^{-0,17} \left(\frac{1}{gD\rho_V(\rho_L - \rho_V)} \right)^{-0,37} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-0,25} \left(\frac{\dot{q}}{q_{crit}} \right)^{-0,7} \right]^{0,926}$$

1.3.9 Écoulement brouillard

Enfin, la courbe de transition de l'écoulement d'assèchement vers l'écoulement brouillard *mist-flow* se calcule de cette manière :

$$G_{mistflow} = \left[\frac{1}{0,0058} \left(\ln \left(\frac{0,61}{x} \right) + 0,57 \right) \left(\frac{d}{\rho_V \sigma} \right)^{-0,38} \left(\frac{1}{gD\rho_V(\rho_L - \rho_V)} \right)^{-0,15} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,09} \left(\frac{\dot{q}}{q_{crit}} \right)^{-0,27} \right]$$

On peut observer sur la figure 4.2 que l'écoulement stratifié est composé de trois zones : uniquement stratifié (*stratified*), stratifié à vagues (*stratified wavy*) et bouchons + stratifié à vagues (*slug + stratified wavy*).

Trois conditions permettent de déterminer la configuration d'une de ces trois dernières configurations d'écoulement et sont les suivantes :

- Si $G > G_{wavy}(x_{ia})$ alors l'écoulement est à bouchons ;
- Si $G_{strat.} < G < G_{wavy}$ et que $x < x_{IA}$ alors l'écoulement est à bouchons et stratifié à vagues ;
- Si $G_{strat.} < G < G_{wavy}$ et que $x > x_{IA}$ alors l'écoulement est stratifié à vagues.

1.4 Modèle de prédiction de Wojtan et al.

Ce modèle est utilisable selon les conditions d'utilisations suivantes :

- $1,12 \leq p_{\text{sat}} \leq 8,9$ bar ;
- $0,0085 \leq p_r \leq 0,225$;
- $16,3 \leq G \leq 500$ kg.m⁻².s⁻¹ ;
- $0,01 \leq x \leq 1$;
- $440 \leq q \leq 71\ 600$ W.m⁻² ;
- $17,03 \leq M \leq 152,9$;
- $74 \leq Re_l \leq 20\ 399$ et $1\ 300 \leq Re_v \leq 376\ 804$;
- $1,85 \leq Pr_l \leq 5,47$;
- $0,00016 \leq \mu_l \leq 0,035$ N.s.m⁻² ;
- $10,9 \leq d_i \leq 16$ mm ;
- Fluides frigorigènes : R-134a, R-123, R-502, R-402A, R-404A, R-407C et ammoniac ;
- Matière des tubes : cuivre, acier au carbone, acier inoxydable.

1.4.1 Équation générale

L'équation générale permettant de calculer le coefficient d'échange thermique résultant de la vaporisation d'un fluide frigorigène dans un tube horizontal, en utilisant le modèle de Wojtan et al. (2005b), est la suivante :

$$\alpha_{tp} = \frac{d_i \theta_{dry} \alpha_{vapor} + d_i (2\pi - \theta_{dry}) \alpha_{wet}}{2\pi d_i}$$

1.4.2 Coefficient d'échange thermique de la phase liquide

Sur le périmètre mouillé du tube, le coefficient d'échange de la phase liquide α_{wet} est calculé à partir d'une équation asymptotique qui combine à la fois l'ébullition nucléée α_{nb} et l'évaporation convective α_{cb} :

$$\alpha_{wet} = [(S\alpha_{nb})^3 + \alpha_{cb}^3]^{1/3}$$

La dernière version du modèle de Wojtan et al. (2005b) a vu l'apparition d'un facteur S égal à 0,8 permettant de réduire la contribution de l'ébullition nucléée α_{nb} .

Ce dernier coefficient se détermine en utilisant la corrélation de Cooper (1984) :

$$\alpha_{nb} = 55 p_r^{0,12} (-\log_{10} p_r)^{-0,55} M^{-0,5} \dot{q}^{0,67}$$

Le coefficient d'échange convectif α_{cb} est déterminé en utilisant la corrélation de Dittus et Boelter (1930):

$$\alpha_{cb} = 0,0133 \left[\frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_L} \right]^{0,69} \left[\frac{c_{pL}\mu_L}{\lambda_L} \right]^{0,4} \frac{\lambda_L}{\delta}$$

Les valeurs de 0,0133 et 0,69 sont de constantes empiriques déterminées selon une base de données pour cinq fluides frigorigènes et sont utilisables pour d'autres fluides dans le cas de films annulaires. La première partie de l'équation représente le nombre de Reynolds du film annulaire tandis que la seconde partie représente le nombre de Prandtl en phase liquide (Pr_L). La vitesse massique moyenne du liquide, se trouvant dans la partie inférieure du tube, est utilisée afin de déterminer le nombre de Reynolds en fonction du titre de vapeur x, de l'épaisseur du film δ ainsi que du taux de vide ε .

1.4.3 Coefficient d'échange thermique de la phase vapeur

Le coefficient de transfert thermique de la phase vapeur se calcule de la manière suivante :

$$\alpha_{vapor} = 0,023 \left[\frac{Gx d_i}{\varepsilon \mu_V} \right]^{0,8} \left[\frac{c_{pV} \mu_V}{\lambda_V} \right]^{0,4} \frac{\lambda_V}{d_i}$$

1.4.4 Calcul de l'angle sec

L'angle sec θ_{dry} évolue en fonction du type d'écoulement du fluide frigorigène et dépend donc directement des cartes d'écoulement de Wojtan et al. (2005a) étudiées précédemment :

- Écoulement à bouchons (*slug flow*) : la fréquence élevée des bouchons de liquide dans le tube maintient en permanence un film liquide sur l'ensemble du périmètre du tube. Le même phénomène peut être observé pour les écoulements intermittents ou annulaires où aucune zone sèche n'est présente à l'intérieur du tube. Dans ces trois dernières conditions d'écoulement, nous avons donc :

$$\theta_{dry} = 0$$

- Écoulement stratifié à vagues (*stratified-wavy regime*) : l'angle sec θ_{dry} est ici déterminé par interpolation entre les deux vitesses massiques G_{high} et massique G_{low} . La première correspond à la valeur limite supérieure de l'écoulement stratifié à vagues, courbe correspondant à l'écoulement intermittent ou annulaire, et G_{low} correspond à la courbe de l'écoulement stratifié. Dans cette configuration d'écoulement, la valeur de l'angle sec se calcule alors ainsi :

$$\theta_{dry} = \theta_{strat} \left(\frac{x}{x_{ia}} \right) \left[\frac{G_{high} - G}{G_{high} - G_{low}} \right]^{0,61}$$

- Pour les écoulements annulaires et intermittents, la totalité de la circonférence du tube est mouillée et l'angle sec a donc comme valeur 0° . En conséquence, nous avons pour ces deux derniers écoulements :

$$\alpha_{tp} = \alpha_{wet}$$

1.4.5 Épaisseur du film liquide

L'épaisseur du film liquide est calculée de cette manière :

$$\delta = \frac{d_i}{2} - \left[\left(\frac{d_i}{2} \right)^2 - \frac{2A_L}{2\pi - \theta_{dry}} \right]^{1/2}$$

La section du tube occupée par la phase liquide est déterminée en utilisant la valeur du taux de vide :

$$A_L = A(1 - \varepsilon)$$

1.4.6 Coefficient d'échange lors de l'assèchement du tube

L'assèchement du tube commence dès que le film liquide disparaît. La phase liquide se trouve alors uniquement sous forme de gouttelettes circulant avec la phase gazeuse et nous pouvons observer à partir de cet instant une remarquable dégradation du coefficient d'échange de chaleur.

La figure 4.4 illustre la phase d'assèchement du tube (le titre de vapeur croît de gauche à droite) :

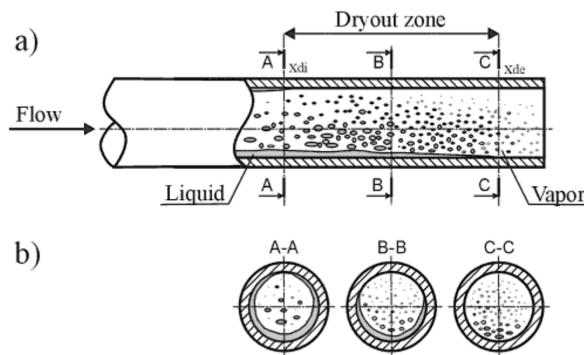


Figure 4.4 : Assèchement d'un tube horizontal d'après Wojtan et al. (2005a)

Le titre de vapeur x_{di} , correspondant au début de la phase d'assèchement, ainsi que le titre de vapeur x_{de} , correspondant à la fin de l'assèchement ont été définis par Wojtan et al. (2005a), et cela en utilisant le modèle de Mori et al. (2000):

$$x_{di} = 0,58 e^{\left[0,52 - 0,235 We_V^{0,17} Fr_V^{0,37} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0,25} \left(\frac{\dot{q}}{q_{crit}}\right)^{0,7}\right]}$$

$$x_{de} = 0,61 e^{\left[0,57 - 5,8 \cdot 10^{-3} We_V^{0,38} Fr_V^{0,15} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{-0,09} \left(\frac{\dot{q}}{q_{crit}}\right)^{0,27}\right]}$$

\dot{q}_{crit} représente la densité de flux critique et correspond à la densité de flux permettant la transition entre l'ébullition nucléée et l'ébullition en film. Lors de l'ébullition nucléée, les bulles de vapeur se forment sur la paroi chauffée, en d'autres termes sur la surface intérieure du tube. En revanche, lors de l'ébullition en film, un film de vapeur isole le liquide de la paroi chauffée.

L'expression de Kutateladze (1948) permet d'estimer la densité de flux critique :

$$\dot{q}_{\text{crit}} = 0,131 \rho_V^{0,5} h_{LV} (g(\rho_L - \rho_V) \sigma)^{0,25}$$

1.4.7 Écoulement brouillard

La dernière configuration d'écoulement est celle du type « brouillard » (*mist-flow*). Afin de calculer le coefficient d'échange de chaleur durant cet écoulement, Wojtan et al. (2005b) ont repris le modèle de Groeneveld (1973) en réajustant les facteurs empiriques :

$$\alpha_{\text{mist}} = 0,0117 Re_v^{0,79} Pr_v^{1,06} Y^{-1,83} \frac{\lambda_v}{D}$$

Le nombre de Reynolds de la phase vapeur se calcule ainsi :

$$Re_v = \frac{G d_i}{\mu_v} \left[x + \frac{\rho_V}{\rho_L} (1 - x) \right]$$

Par ailleurs, le nombre de Prandtl en phase vapeur se calcule de cette manière :

$$Pr_v = \frac{\mu_v c_{p,v}}{\lambda_v}$$

Enfin, le coefficient Y se calcule ainsi :

$$Y = 1 - 0,1 \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) (1 - x) \right]^{0,4}$$

Les coefficients de transferts thermiques durant la phase d'assèchement, entre le titre de vapeur x_{de} et x_{di} , se calculent en effectuant une interpolation linéaire entre le coefficient d'échange au titre de vapeur x_{di} et celui correspondant au coefficient d'échange de la configuration « brume » au point x_{de} :

$$\alpha_{\text{dryout}} = \alpha_{tp}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} \left(\alpha_{tp}(x_{di}) - \alpha_{mist}(x_{de}) \right)$$

1.4.8 Synthèse

La figure 4.5 énumère la méthodologie permettant d'obtenir les coefficients d'échanges thermique du fluide frigorigène :

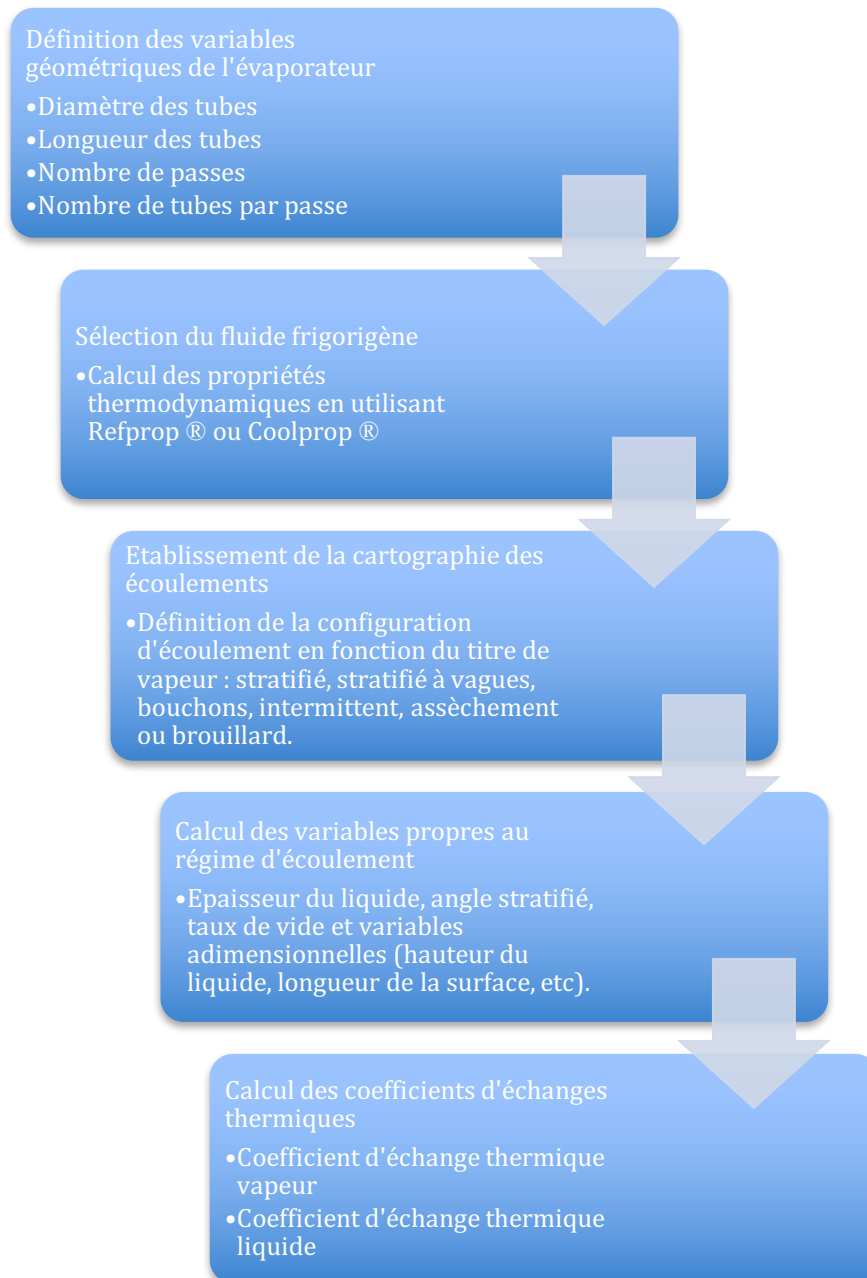


Figure 4.5 : Organigramme de détermination du coefficient d'échange thermique du fluide frigorigène

2 Vaporisation des fluides zéotropiques

2.1 Généralités sur les fluides frigorigènes zéotropiques

Ces derniers fluides présentent la particularité de voir leur température d'évaporation augmenter au fur et à mesure de leur vaporisation à pression constante, alors qu'un fluide pur s'évapore à température constante pour une pression d'évaporation constante. Pour cause, les mélanges zéotropiques sont composés de plusieurs fluides frigorigènes purs qui n'ont pas la même volatilité et qui ne s'évaporent donc pas à la même température pour une pression donnée.

À titre d'exemple, le R-407F voit sa température d'évaporation croître de 5,67 °C lors de son évaporation à une pression de 5 bars.

D'autre part, les compositions massiques des phases liquides et vapeurs du mélange évoluent au cours de l'évaporation d'un fluide zéotropique. Nous prendrons ici l'exemple du R-407F :

- La phase vapeur devient plus pauvre en fluide le plus volatil, en l'occurrence le R-32 et devient plus riche des deux fluides les moins volatils, c'est-à-dire le R-134a et le R-125;
- La phase liquide devient plus riche en fluide le moins volatil, ici le R-134a, et s'appauvrit avec les deux fluides les plus volatils, c'est-à-dire le R-32 et le R-125.

Les deux figures suivantes indiquent l'évolution des compositions de mélange des phases liquides et vapeurs suivant le titre de vapeur du fluide frigorigène :

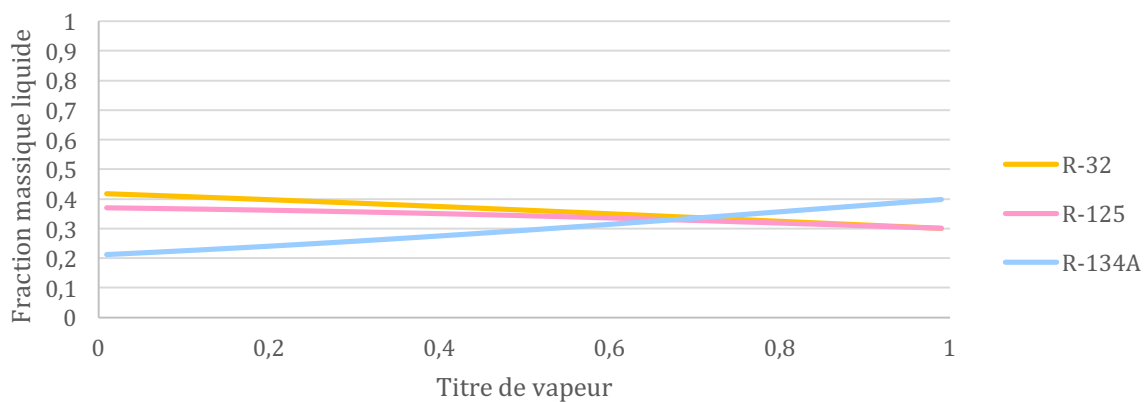


Figure 4.6 : Évolution de la fraction massique liquide des composants du R-407F en fonction du titre de vapeur

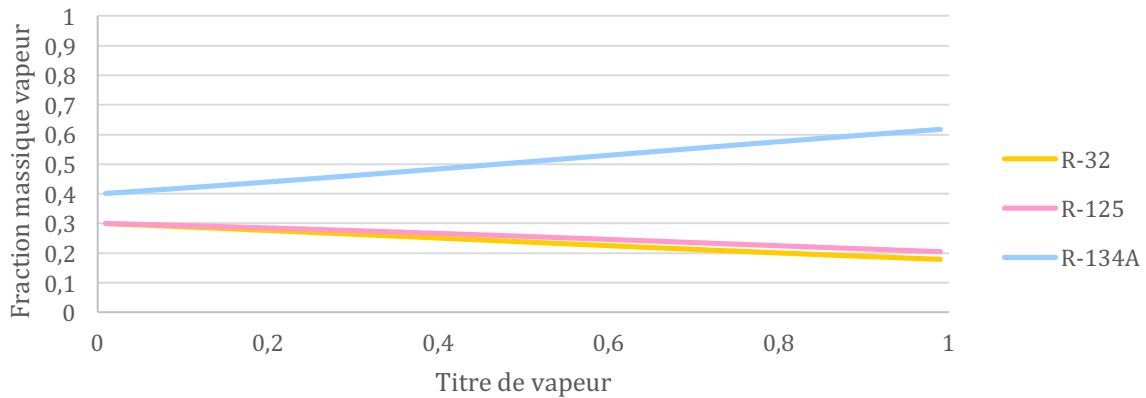


Figure 4.6 : Évolution de la fraction massique vapeur des composants du R-407F en fonction du titre de vapeur

Le glissement correspond à la différence de température entre la température du mélange à laquelle l'évaporation se termine (dernière goutte de liquide s'évaporant) et celle à laquelle l'évaporation du mélange commence (première goutte de liquide s'évaporant), cela pour une pression de saturation donnée. Ce paramètre est donc fonction de la pression à laquelle le fluide frigorigène est soumis. La figure 4.7 représente les courbes de saturation de rosée et de bulle du R-407F :

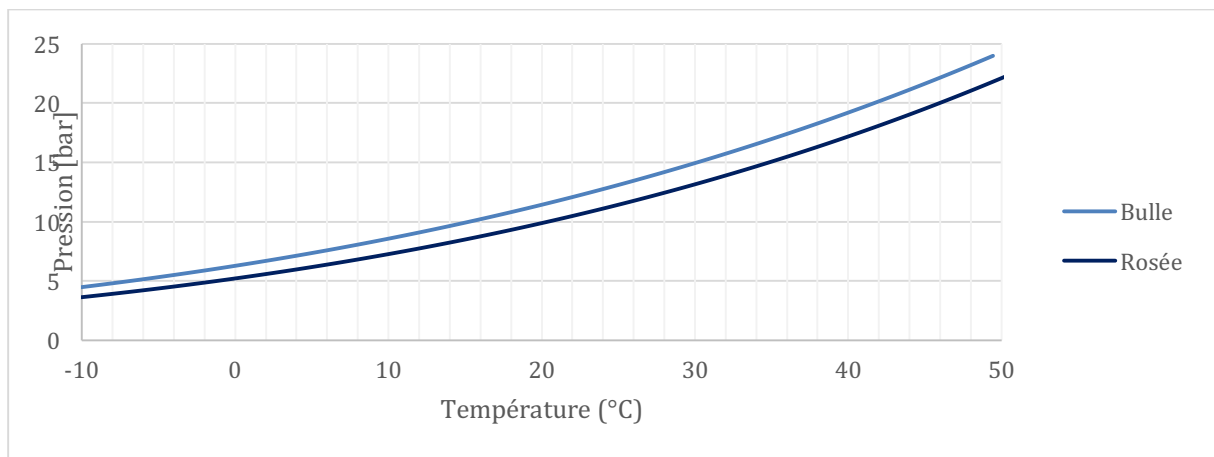


Figure 4.7 : Représentation des courbes de saturation de bulle et de rosée du R-407F en fonction de la pression

Si nous prenons l'exemple de l'évaporation du R-407F à une pression constante de 5 bar, la température de bulle est égale à $-6,92\text{ °C}$ alors que la température de rosée est de $-1,25\text{ °C}$. Nous retrouvons la valeur du glissement de $5,67\text{ °C}$ indiquée précédemment.

2.2 Modèles de prédiction

Les premiers travaux portant sur l'étude de la vaporisation des fluides frigorigènes zéotropiques à l'intérieur de tubes sont relativement récents et nous verrons plus loin que les chercheurs ont observé que ces derniers fluides présentaient des coefficients d'échanges thermiques toujours plus faibles que les fluides frigorigènes purs. En revanche, certains chercheurs ont toutefois affirmé que l'utilisation de fluides frigorigènes zéotropiques pouvait permettre, dans certains cas, d'améliorer l'utilisation des équipements des machines frigorifiques tels que notamment les échangeurs de chaleur (Mulroy et al. (1988).

2.2.1 Modèle de Wojtan et al. (2005b)

Le modèle de Wojtan et al. (2005b) a été développé pour être utilisé autant avec des fluides frigorigènes purs, comme le R-22 ou le R-134a, qu'avec des fluides zéotropes tels que le R-407C ou le R-407F.

Afin de prendre en compte la dégradation du coefficient d'échange de chaleur lors de la vaporisation de fluides zéotropiques, Thome (1989) a introduit un facteur de réduction de l'ébullition nucléée dans l'équation de Cooper (1984). Ce coefficient permet de prendre en considération la résistance propre aux transferts de masse ayant lieu entre la phase liquide et la phase vapeur, en utilisant la température de glissement du fluide zéotropique concerné. Ce facteur de correction se calcule de la manière suivante :

$$F_C = \left\{ 1 + \left(\frac{\alpha_{id}}{\dot{q}} \right) \Delta T_{bp} \left[1 - \exp \left(\frac{-\dot{q}}{\rho_l h_{lv} \beta_l} \right) \right] \right\}^{-1}$$

ΔT_{bp} correspond au glissement du fluide frigorigène concerné pour une pression d'évaporation donnée. Le coefficient F_C sera donc inférieur à l'unité lorsque le glissement sera supérieur à 0 K. Pour les fluides purs, F_C sera toujours égal à 1.

Le coefficient de transfert de masse β_l a été fixé expérimentalement à $0,0003 \text{ m.s}^{-1}$ par Thome (1989) à partir de mélanges composés d'hydrocarbures ou bien alors à partir de mélanges aqueux allant de 2 à 5 constituants. Le coefficient d'échange de chaleur de l'ébullition nucléée idéale α_{id} correspond à celui de l'équation de Cooper.

En incluant F_C dans la corrélation de Cooper (1984), le coefficient d'échange de chaleur correspondant à l'ébullition nucléée est ainsi atténué :

$$\alpha_{nb} = 55 p_r^{0,12} (-\log_{10} p_r)^{-0,55} M^{-0,5} \dot{q}^{0,67} F_C$$

Ce modèle est valable pour des valeurs de glissement pouvant atteindre un maximum de 30 K et peut donc être utilisé avec de nombreux mélanges de fluides frigorigènes, dont le R-407C selon Kattan et al. (1998c).

2.2.2 Modèle de Kundu et al. (2014)

Récemment, Kundu et al. (2014) ont réalisé des travaux portant sur l'étude des caractéristiques du transfert de chaleur du R-407C s'évaporant à l'intérieur d'un tube lisse, présentant différentes inclinaisons, ont été publiés. Les auteurs se sont intéressés au modèle de Wojtan et al. (2005b) et ont introduit de nouvelles constantes, déduites expérimentalement, dans les corrélations utilisées jusque alors dans ce dernier modèle.

Premièrement, la relation de Cooper (1984) permettant de calculer le coefficient d'échange thermique α_{nb} propre à l'ébullition nucléée est modifiée ainsi :

$$\alpha_{nb} = 45 p_r^{0,12} (-\log_{10} p_r)^{-0,55} M^{-0,5} \dot{q}^{0,67} F_C$$

Le coefficient réducteur F_C est celui de Thome (1989) et son calcul reste inchangé par rapport au modèle de Wojtan et al. (2005b).

De plus, un nouveau coefficient de réduction S , fonction du nombre de Prandtl, du nombre de Reynolds, ainsi que du titre de vapeur permet de prendre en compte la réduction du coefficient d'échange de l'ébullition nucléée d'un mélange zéotropique :

- Si $G \leq 200$ alors :

$$S = \left[1 + x^{-1,3}(1-x)^{-1,8} Pr_{liq}^{-2,5} Re_{liq}^{0,009} \right]^{-1}$$

- Si $G > 200$ alors :

$$S = \left[1 + x^{-1,2}(1-x)^{-2} Pr_{liq}^{-2,5} Re_{liq}^{0,009} \right]^{-1}$$

Le coefficient d'échange thermique correspondant à l'ébullition convective est calculé en utilisant la corrélation de Dittus and Boelter (1930) à laquelle les auteurs ont apporté quelques modifications :

$$\alpha_{cb} = 0,0023 \left[\frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_L} \right]^n \left[\frac{c_{pL}\mu_L}{\Delta T_L} \right]^{0,3} \frac{\Delta T_L}{\delta}$$

Si $G \leq 200$ alors $n = 0,65$ ou si $G > 200$ alors $n = 0,6$

Un coefficient appliqué à la corrélation de Dittus and Boelter (1930) permet ici de majorer la valeur de l'ébullition convective. Il se calcule ainsi :

- Si $G \leq 200$ alors :

$$E = \left[1 + x(1-x) Pr_{liq}^{0,01} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0,1}$$

- Si $G > 200$ alors :

$$E = \left[1 + x(1-x)^2 Pr_{liq}^{0,01} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0,01}$$

Enfin, deux facteurs de correction sont utilisés de cette manière :

- Si $G \leq 200$ alors :

$$f(x) = \left[1 + 0,1x^{6/5}(1-x)^{17/10} \right]^{0,5}$$

$$f(x, K) = \left[x^{3/2}(1-x)^{7/5} \cdot K^{4/5} \right]^{0,001}$$

- Si $G > 200$ alors :

$$f(x) = \left[1 + 0,1x^{3/2}(1-x)^2 \right]^{0,5}$$

$$f(x, K) = \left[x(1-x)^{3/2} \cdot K^{3/5} \right]^{0,001}$$

Où :

$$K = Bo^{-0,4}$$

Bo correspond au nombre d'ébullition et s'exprime ainsi :

$$Bo = \frac{\dot{q}}{G \cdot L_v}$$

Le coefficient d'échange thermique de la phase liquide est obtenu à partir d'une expression asymptotique, à l'instar du modèle de Wojtan et al. (2005b) :

$$\alpha_{wet} = [(\alpha_{nb}^n + \alpha_{cb}^n)]^{1/n}$$

Les auteurs proposent ici de prendre n égal à 2.

Le coefficient d'échange thermique diphasique du réfrigérant zéotropique s'exprime ainsi :

$$h_{tp} = 1,45. f(x). f(x, K) \left[\sqrt{(E. \alpha_{cb})^2 + (S. \alpha_{nb})^2} \right]. F_{\theta}$$

Le facteur F_{θ} permet de prendre en compte l'influence provoquée par l'inclinaison du tube sur le coefficient d'échange thermique du fluide frigorigène et se calcule ainsi :

Si $G \leq 200$ alors :

$$F_{\theta} = [1 + 0,5x(1 - x) \sin \theta . \cos(\theta + 25)]$$

Si $G > 200$ alors :

$$F_{\theta} = [1 + 0,5x(1 - x) \sin \theta . \cos(\theta + 50)]$$

Puisque notre échangeur à tubes à calandre est composé uniquement de tubes horizontaux, l'angle θ est égal à 0 et nous avons donc :

$$F_{\theta} = 1$$

Chapitre V : Évaluation numérique et expérimentale des performances du sécheur d'air comprimé industriel

Nous avons étudié dans le chapitre précédent par quel moyen il était possible de prédire le coefficient de transfert thermique d'un fluide frigorigène, pur ou à mélange zéotropique, s'évaporant à l'intérieur d'un tube lisse. La connaissance de ce paramètre est en effet primordiale afin de pouvoir calculer dans un second temps les performances d'une machine frigorifique. Ce chapitre traite ainsi de la mise en œuvre d'une macro commande permettant d'estimer les futures performances du sécheur d'air comprimé avec l'utilisation d'un fluide de substitution au R-22. L'enjeu est ici double : (1) comparer les performances d'un sécheur d'air comprimé spécifique, fonctionnant avec chacun des fluides frigorigènes de substitution énumérés précédemment ; (2) confronter les résultats calculés avec la macro-commande, avec les performances réelles de l'appareil, à partir des essais réalisés sur site dans des conditions réelles de fonctionnement.

1 Développement d'une macro-commande VBA

1.1 Généralités

Les différents fluides frigorigènes de substitution étudiés au chapitre 2 présentent tous des propriétés thermophysiques différentes les uns par rapport aux autres. De plus, nous avons vu précédemment que les fluides à mélange zéotropique ne se comportent pas comme les fluides azéotropiques lors des changements de phase. Afin de pouvoir estimer les nouvelles performances du sécheur d'air comprimé à la suite de la conversion de fluide, il convient de pouvoir apprécier ses nouveaux paramètres de fonctionnement, et en particulier celui du transfert de chaleur sur l'évaporateur.

Dans un premier temps, le modèle de Wojtan et al. (2005a) a été intégré dans une macro-commande VBA afin de déterminer les différentes configurations d'écoulement du réfrigérant à l'intérieur d'un des tubes équipant l'évaporateur. Les courbes permettant de différencier ces dernières ont été calculées en fonction du titre de vapeur. Enfin, les différentes conditions nécessaires à la définition des différents régimes d'écoulement ont également été intégrées dans la macro-commande afin de permettre le calcul automatique des données.

Dans un second temps, les corrélations du modèle de Wojtan et al. (2005b) ont été utilisées et permettent de calculer les valeurs du coefficient d'échange thermique du fluide frigorigène à l'intérieur du tube en fonction du titre de vapeur.

Enfin, l'ensemble des propriétés thermophysiques correspondant aux différents fluides frigorigènes comparés ici ont toutes été calculées avec le programme Refprop de Lemmon et al. (2007).

1.2 Hypothèses de calcul

Concernant la réalisation de la macro-commande, les hypothèses suivantes ont été prises en considération pour chacun des réfrigérants :

- Les pertes de charges du fluide frigorigène sont prises égales aux valeurs ci-dessous et sont supposées invariables quel que soit le fluide frigorigène utilisé :
 - Aspiration compresseur 1°C équivalent de pression
 - Refoulement compresseur..... 1°C équivalent de pression
 - Condenseur 1°C équivalent de pression
 - Ligne liquide 1°C équivalent de pression
 - Évaporateur 1°C équivalent de pression

- Les effets de l'huile ester, circulant dans le circuit frigorifique, sur les coefficients d'échanges thermiques sont négligés ;

- La température de condensation du circuit frigorifique est supposée être identique à celle du R-22 pour le R-134a (40 °C). Pour les fluides zéotropes, la température de condensation sera prise égale à 40° sur la courbe de bulle.
- Les propriétés thermophysiques du fluide frigorigène, utilisées pour le calcul des coefficients d'échanges thermiques lors de son évaporation, sont celles correspondant à la température de saturation d'évaporation ;
- Le fluide frigorigène est supposé être distribué de manière homogène dans l'ensemble des passes et des tubes équipant l'évaporateur ;
- Une moyenne des différents coefficients d'échanges thermiques, eux-mêmes calculés en fonction des titres de vapeur s'appliquant entre l'entrée et la sortie de la zone d'évaporation, est réalisée afin d'obtenir un coefficient d'échange thermique interne moyen par fluide frigorigène étudié ;
- Le détendeur thermostatique équipant le circuit frigorifique est à égalisation externe de pression et règle le débit du fluide frigorigène de telle manière à obtenir constamment une surchauffe strictement égale à 5 K à la sortie de l'évaporateur ;
- L'eau glacée circulant dans la calandre de l'échangeur refroidisseur varie continuellement de 1 à 3°C en raison d'une température de consigne réglée à 1°C et d'un différentiel de 2°C. Elle sera ici considérée comme étant à une température constante de 3°C et comme circulant à contre-courant par rapport au fluide frigorigène ;
- Le coefficient de transfert de chaleur de l'eau circulant côté calandre, calculé dans le chapitre 3 avec la méthode Bell-Delaware, est considéré constant tout au long de l'échangeur. Il sera utilisé pour le calcul du coefficient global de la zone d'évaporation ainsi que pour la zone de surchauffe.

1.3 Point de couplage évaporateur / compresseur

1.3.1 Cycle frigorifique de base

Nous considérons par la suite le cycle frigorifique représenté sur la figure 5.1. Les pertes de charges mentionnées précédemment n'y sont pas représentées.

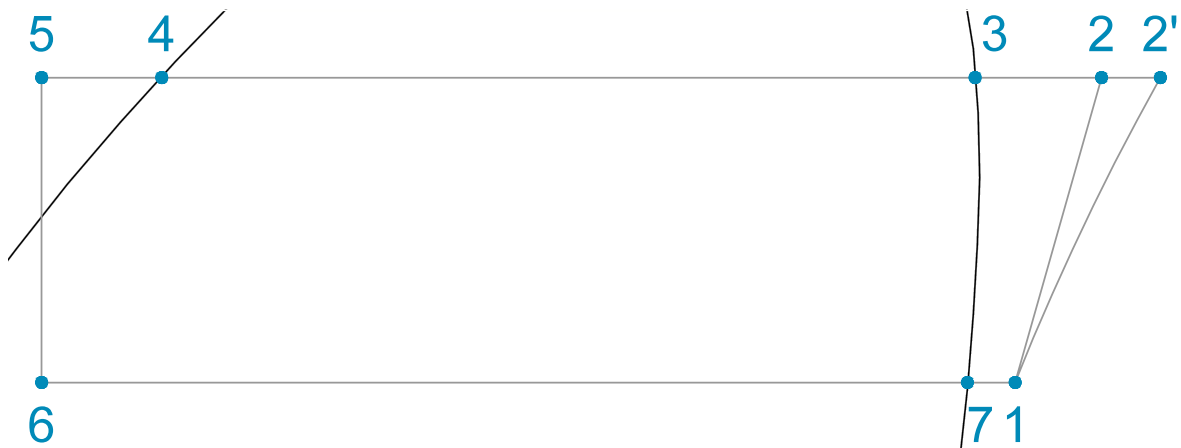


Figure 5.1 : Tracé du cycle frigorifique en négligeant les pertes de charges

Les conditions de fonctionnement d'origine avec le fluide frigorigène R-22 sont indiquées dans le tableau 5.1 :

Paramètre	Unité	Valeur
Basse pression (absolue)	bar	4,21
Haute pression (absolue)	bar	14,60
Température d'évaporation	°C	-5
Température de condensation	°C	40
Surchauffe	K	5
Sous-refroidissement	K	7
Puissance frigorifique	kW	93,20
Puissance absorbée électrique	kW	25,70
COP	-	3,63

Tableau 5.1 : Conditions de fonctionnement d'origine du sécheur d'air comprimé avec le fluide frigorigène R-22

1.3.2 Égalité des puissances

Le point de couplage correspond ici à la température d'évaporation à laquelle la puissance frigorifique du compresseur est égale à la puissance thermique transmise par l'évaporateur. Cette puissance correspond à l'évaporation du fluide frigorigène ainsi qu'à sa surchauffe.

Le schéma du principe de fonctionnement de la macro-commande est représenté sur la figure 5.1. Elle consiste à comparer la puissance thermique de l'évaporateur, donc sa capacité à produire de la vapeur, avec la puissance frigorifique du compresseur pour une température d'évaporation donnée.

Pour la détermination du point de couplage, la macro-commande utilise une méthode itérative suivant les conditions ci-dessous :

- Si $\dot{Q}_{evap.} + \dot{Q}_{surch.} > \dot{Q}_{comp.}$ alors $T_{sat.evap} = T_{sat.evap} + 0,001$
- Si $\dot{Q}_{evap.} + \dot{Q}_{surch.} < \dot{Q}_{comp.}$ alors $T_{sat.evap} = T_{sat.evap} - 0,001$

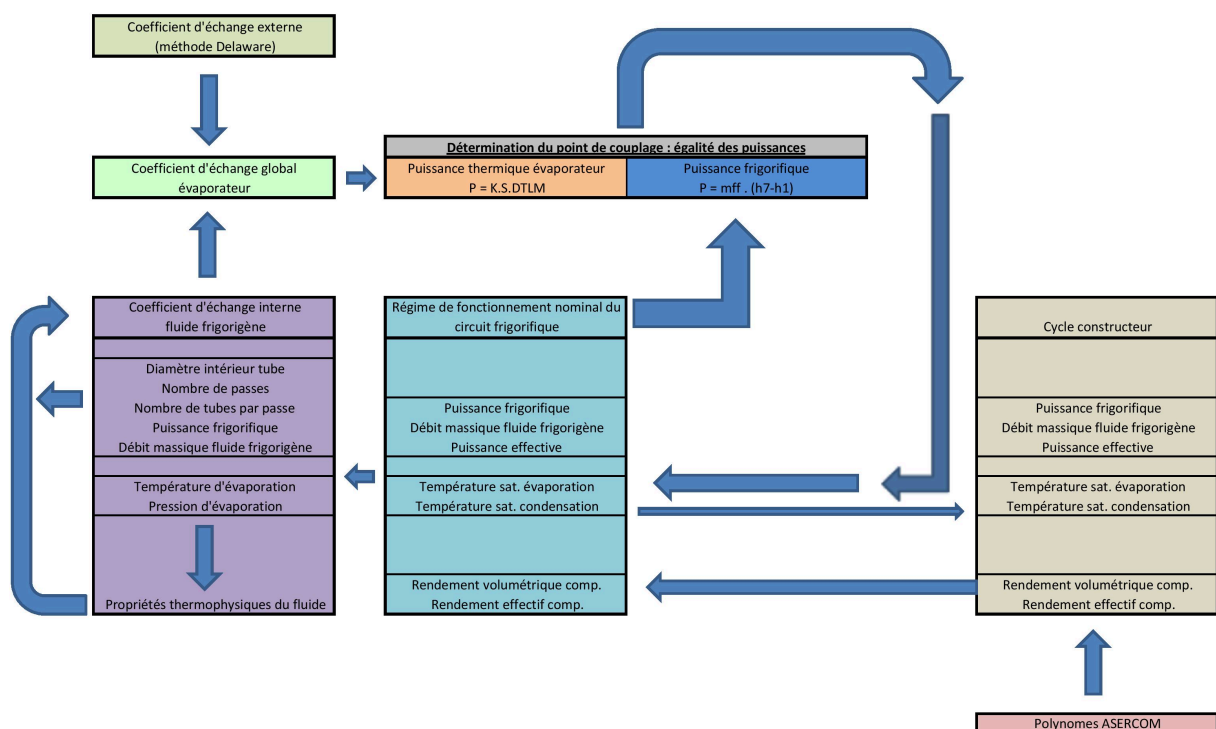


Figure 5.2 : Organigramme de la macro-commande VBA

1.3.2.1 Évaporation

L'égalité de puissance concernant l'évaporation peut être écrite ainsi :

$$\dot{m}_{ff} \cdot (h_6 - h_5) = K_{evap} \cdot S_{evap} \cdot \Delta TLM_{evap}.$$

La moyenne logarithmique des différences de températures est ici égale à :

$$\Delta TLM_{evap} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\text{Ln} \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = \frac{(T_{eau} - T_6) - (T_{eau} - T_7)}{\text{Ln} \frac{T_{eau} - T_6}{T_{eau} - T_7}}$$

1.3.2.2 Surchauffe

L'égalité de puissance concernant la surchauffe des vapeurs est la suivante :

$$\dot{m}_{ff} \cdot (h_1 - h_7) = K_{sc} \cdot S_{sc} \cdot \Delta TLM_{sc}.$$

La moyenne logarithmique des différences de températures en surchauffe est ici égale à :

$$\Delta TLM_{surchauffe} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\text{Ln} \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = \frac{(T_{eau} - T_7) - (T_{eau} - T_1)}{\text{Ln} \frac{T_{eau} - T_7}{T_{eau} - T_1}}$$

Comme indiqué précédemment, la surchauffe est supposée maintenue constante à une valeur de 5 K, par un détendeur à égalisation externe de pression.

Le point de couplage va donc s'établir lorsque la quantité de vapeur pouvant être aspirée par le compresseur, pour les conditions de pression d'aspiration et de refoulement données, sera égale à la quantité de vapeur produite par l'évaporateur pour des conditions également données, tels que le coefficient de transfert de chaleur du fluide frigorigène et la moyenne logarithmique des différences de températures.

1.3.3 Détermination des surfaces d'échange thermique

Nous rappelons ici que le coefficient d'échange global d'un échangeur tubulaire composé de tubes de diamètre externe d_e et de diamètre interne d_i s'exprime ainsi :

$$\frac{1}{H_{glob}} = \frac{1}{h_e \left(\frac{S_e}{S_i} \right)} + \frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{2\lambda_p} \text{Ln} \frac{d_e}{d_i}$$

Nous allons ajouter dans cette dernière expression une résistance d'encrassement notée R et considérée égale à $2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$, soit :

$$\frac{1}{H_{glob}} = \frac{1}{h_e \left(\frac{S_e}{S_i} \right)} + R + \frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{2\lambda_p} \text{Ln} \frac{d_e}{d_i}$$

Remarques :

- Le coefficient d'échange de chaleur côté calandre a été calculé dans le 3^{ème} chapitre. Sa valeur est égale à $5\,550 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$;
- Le diamètre intérieur d'un tube est de 12 mm et son épaisseur est de 1 mm ;
- La conductivité thermique du cuivre est considérée égale à $370 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Partant de l'hypothèse que la surchauffe des vapeurs à la sortie de l'évaporateur soit de 5 K, nous pouvons calculer la puissance frigorifique y étant associée :

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_{ff} \cdot (h_1 - h_7)$$

Le coefficient de transfert de chaleur en phase vapeur est ici déterminé par l'équation de Dittus-Boelter (Dittus, 1930) dans laquelle le titre de vapeur x prend 1 :

$$\alpha_{vapor} = 0,023 \left[\frac{Gx d_i}{\varepsilon \mu_v} \right]^{0,8} \left[\frac{c_{p,v} \mu_v}{\Delta_v} \right]^{0,4} \frac{\Delta_v}{d_i}$$

Le coefficient de transfert de chaleur global est ensuite calculé ainsi :

$$\frac{1}{H_{glob-SC}} = \frac{1}{h_e \left(\frac{d_e}{d_i}\right)} + \frac{1}{\alpha_{vapor}} + \frac{d_i}{2\lambda_p} \ln \frac{d_e}{d_i}$$

La valeur de h_e est celle calculée au chapitre 2 avec la méthode Bell-Delaware.

La surface d'échange correspondant à la zone de surchauffe des vapeurs est déduite ainsi :

$$S_{sc} = \frac{\dot{Q}_{sc}}{H_{glob-SC} \Delta TLM_{sc}}$$

La surface d'échange correspondant à la zone d'évaporation est déduite en soustrayant la surface de la zone de surchauffe à la surface totale d'échange côté tube :

$$S_{evap.} = S_{total} - S_{sc}$$

1.4 Performances du compresseur

Le coefficient d'échange de chaleur moyen du fluide frigorigène à l'intérieur de l'évaporateur va influencer le régime de fonctionnement du compresseur. Comme expliqué précédemment, l'installation est pourvue d'un détendeur thermostatique à égalisation externe de pression maintenant une surchauffe de 5 K sur le fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur. Si nous partons de l'hypothèse que le coefficient global d'échange de chaleur de ce dernier échangeur diminue avec l'utilisation d'un des fluides frigorigènes listés précédemment, la quantité de vapeur qui y sera produite sera donc inférieure à celle qui y était produite avec le fluide frigorigène initial, à savoir le HCFC R-22.

Afin de maintenir malgré cela une surchauffe de 5 K en aval de l'évaporateur, le détendeur va être contraint de réduire son ouverture afin de diminuer le débit du fluide frigorigène entrant dans l'évaporateur. Si nous ajoutons à cela que le compresseur équipant l'appareil ait la capacité d'aspirer en un temps donné, une quantité équivalente de vapeur avec le nouveau fluide employé qu'auparavant avec le R-22, alors la quantité de vapeur produite dans l'évaporateur ne sera pas suffisante et une diminution de la basse pression sera alors observée : le compresseur est alors amené à aspirer plus de vapeur que l'évaporateur n'en produit.

Si le coefficient d'échange thermique du fluide frigorigène est en revanche supérieur, le phénomène inverse pourrait être observé : l'évaporateur produirait plus de vapeur que le compresseur pourrait en aspirer et la basse pression augmenterait alors.

La quantité de vapeur qu'un compresseur peut aspirer et comprimer dépend de plusieurs facteurs qui sont amenés à varier continuellement dans un circuit frigorifique. Parmi ces facteurs, nous pouvons citer :

- La masse volumique du fluide frigorigène présent à l'aspiration du compresseur ;
- La pression d'évaporation ;
- La pression de condensation.

1.4.1 Puissance frigorifique

Le compresseur utilisé sur le sécheur d'air comprimé est fabriqué par Copeland ®. La plupart des fabricants de compresseurs fournissent les données permettant le calcul de leurs paramètres de fonctionnement selon le fluide frigorigène utilisé. Ces données se présentent sous la forme de polynômes ASERCOM. Les paramètres de fonctionnement suivants peuvent être calculés à partir des valeurs de basse et haute pression ainsi que des valeurs de surchauffe et de sous-refroidissement :

- Puissance frigorifique ;
- Puissance mécanique absorbée ;
- Intensité électrique absorbée par phase ;
- Débit massique du fluide frigorigène.

Les valeurs des températures de surchauffe et de sous-refroidissement considérées des cycles constructeurs sont prédéfinies selon deux conditions de fonctionnement normalisées :

- Conditions ISO : surchauffe des vapeurs aspirées = 10 K et sous-refroidissement du liquide avant détente = 0 K
- Conditions ARI : surchauffe des vapeurs aspirées = 11,1 K et sous-refroidissement du liquide avant détente = 8,33 K

Ces valeurs vont varier dans le cycle de fonctionnement du circuit frigorifique étudié. Cependant, les valeurs de la basse et de la haute pression seront toujours égales à celles du cycle constructeur.

La puissance frigorifique du cycle utilisateur, fonctionnant avec les valeurs de surchauffe et de sous-refroidissement que nous nous sommes imposées, est déterminée selon le cycle constructeur en effectuant une égalité entre le rendement volumétrique du compresseur en cycle utilisateur, noté η_{vol} et celui du cycle constructeur noté η_{vol}^* , pour des valeurs de pression d'aspiration et de refoulement identiques entre les deux cycles :

$$\eta_{vol}^* = \eta_{vol}$$

En développant, nous obtenons :

$$\frac{\frac{\dot{Q}_o^*}{\Delta h_{evap}^*} \cdot v''^*}{V_{bal}} = \frac{\frac{\dot{Q}_o}{\Delta h_{evap}} \cdot v''}{V_{bal}}$$

L'expression permettant de calculer la puissance frigorifique du cycle utilisateur est donc égale à :

$$\dot{Q}_o = \frac{\frac{\dot{Q}_o^*}{\Delta h_{evap}^*} \cdot v''^*}{v''} \cdot \Delta h_{evap}$$

1.4.2 Coefficient de performance

Le coefficient de performance global du compresseur représente le rapport entre la puissance frigorifique produite et la puissance électrique absorbée. Il est égal à :

$$COP_g = \eta_{el} \cdot \eta_t \cdot \eta_{eff} \cdot COP_{is}$$

Le calcul de la puissance absorbée électrique du compresseur est indispensable afin de pouvoir estimer le coefficient de performance général de ce dernier.

Le rendement du moteur électrique η_{el} sera supposé constant entre le cycle utilisateur et le cycle constructeur et sera calculé ainsi :

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_{eff}}{U \cdot I \cdot \sqrt{3} \cos \varphi}$$

Le facteur de puissance $\cos \varphi$ a été considéré comme étant en permanence égal à 0,85. L'alimentation électrique est du type triphasé et les trois tensions composées sont de 400 V. Par ailleurs, rappelons qu'un des quatre polynômes ASERCOM nous permet ici de calculer l'intensité électrique absorbée par le compresseur dans le cycle constructeur.

Le rendement de transmission η_t est considéré comme égal à 1 car le moteur électrique et le compresseur sont ici à accouplement direct.

Tout comme le calcul de la puissance frigorifique du cycle utilisateur, la puissance mécanique absorbée sur l'arbre du compresseur est déterminée en partant de l'hypothèse que le rendement effectif du compresseur du cycle constructeur est égal à celui du cycle utilisateur, pour des valeurs de pression d'aspiration et de refoulement identiques entre les deux cycles :

$$\eta_{eff}^* = \eta_{eff}$$

Soit :

$$\frac{\dot{m}_{ff}^* \cdot (h_{2,is}^* - h_1^*)}{\dot{W}_{eff}^*} = \frac{\dot{m}_{ff} \cdot (h_{2,is} - h_1)}{\dot{W}_{eff}}$$

La puissance effective du cycle utilisateur est alors égale à :

$$\dot{W}_{eff} = \frac{\dot{W}_{eff}^* \cdot \dot{m}_{ff} \cdot (h_{2,is} - h_1)}{\dot{m}_{ff}^* \cdot (h_{2,is}^* - h_1^*)}$$

Nous pouvons en déduire le rendement effectif η_{eff} du cycle utilisateur :

$$\eta_{eff} = \frac{\dot{m}_{ff} \cdot (h_{2,is} - h_1)}{\dot{W}_{eff}}$$

Enfin, le coefficient de performance isentropique est calculé ainsi :

$$COP_{is} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{m}_{ff} \cdot (h_{2,is} - h_1)}$$

1.5 Démonstration de la macro-commande

La macro-commande a été premièrement utilisée afin de simuler le fonctionnement d'origine du sécheur d'air comprimé utilisant le réfrigérant R-22. Celui-ci était hors service au moment de l'étude. Un relevé des paramètres de fonctionnement a donc été réalisé sur un second sécheur, fonctionnant également au R-22 et dont les caractéristiques techniques sont identiques au premier appareil.

Le tableau 5.2 reporte l'ensemble des paramètres relevés sur le sécheur en service, ainsi que ceux calculés par la macro-commande.

Paramètre	Unité	R-22 [Relevé]	R-22 [Simulation]
$P_{SAT - SORTIE EVAPORATEUR}$	Bar	4,06	4,13
$T_{SAT - SORTIE EVAPORATEUR (ROSÉE)}$	°C	-6,10	-5,63
$P_{SAT - ENTRÉE CONDENSEUR}$	Bar	15,19	15,34
$T_{SAT - ENTRÉE CONDENSEUR (ROSÉE)}$	°C	39,60	40,00
\dot{m}_{ff}	kg.s ⁻¹	0,47	0,47
Surchauffe	K	6,00	5,00
Sous-refroidissement	K	7,00	7,00
$T_{EAU GLACÉE}$	°C	3	Prise égale à 3
Puissance frigorifique	kW	79,23	79,99
Puissance absorbée	kW	33,44	31,67
COP	-	2,36	2,53

Tableau 5.2 : Caractéristiques de fonctionnement des cycles R-22 réel et simulé

Le débit massique de fluide frigorigène circulant dans le circuit frigorigère a été calculé en effectuant le bilan de puissance suivant sur le condenseur :

$$\dot{m}_{ff} \cdot (h_2' - h_5) = \dot{m}_{eau} \cdot cp_{eau} \cdot (T_{sortie,cond} - T_{entrée,cond})$$

Soit :

$$\dot{m}_{ff} = \frac{\dot{m}_{eau} \cdot cp_{eau} \cdot (T_{sortie,cond} - T_{entrée,cond})}{(h_2' - h_5)}$$

2 Simulation de fonctionnement des cycles frigorifiques

2.1 R-134a, R-404A et R-410A

Nous nous intéressons ici aux fluides ne présentant pas de glissement de température lors des changements de phase. Les fluides R-404A et R-410A sont considérés comme « quazi-azéotropes » en raison de leur glissement de température supposé négligeable en évaporation comme en condensation (moins de 1 K).

La simulation du sécheur d'air comprimé fonctionnant avec le R-22 a été précédemment réalisée afin de pouvoir comparer ses performances avec le fluide de substitution pur R-134a et les fluides quazi-azéotropes R-404A et R-410A. Les coefficients d'échanges thermiques qui sont indiqués dans le tableau 5.3 ont été calculés à l'aide du modèle de Wojtan et al. (2005b), présenté au chapitre 4.

	Unité	R-22	R-134a	R-404A	R-410A
$P_{\text{ÉVAP.}}$	bar	4,13	2,60	4,96	6,64
$T_{\text{ÉVAP.-ROSÉE}}$	°C	-5,63	-3,27	-5,84	-5,62
$X_{\text{ENTRÉE-ÉVAP.}}$	$kg_{vap.} \cdot kg_{ff}^{-1}$	0,22	0,24	0,33	0,26
$T_{\text{ENTR.-ÉVAP.}}$	°C	-5,63	-3,27	-6,26	-5,70
\dot{m}_{FF}	$kg \cdot s^{-1}$	0,48	0,35	0,70	0,48
\dot{Q}_o	kW	79,99	54,32	85,36	83,70
\dot{W}_{COMP}	kW	25,89	16,91	28,91	26,07
COP	-	2,53	2,31	2,68	2,90
h_i moyen fluide	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	3941,15	3404,58	4194,70	4742,16
$H_{\text{GLOBAL-ÉVAP}}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	979,64	936,82	997,11	1030,09
$\Delta_{\text{TLM-ÉVAP}}$	°C	9,12	6,76	9,55	9,15
$\Delta_{\text{TLM-SC}}$	°C	6,83	4,30	7,05	6,82

Tableau 5.3 : Performances de l'appareil simulées avec le R-134a, R-404A et R-410A.

2.1.1 R-134a

La puissance frigorifique calculée en utilisant ce fluide frigorigène est bien inférieure à celle obtenue avec le R-22 : 54,32 kW contre 79,99 kW. Afin de pallier cet inconvénient, il faudrait remplacer le compresseur en choisissant un modèle présentant un volume balayé plus important que celui utilisé jusqu'alors, d'où un investissement supplémentaire. Notons que le coefficient de performance du compresseur est légèrement plus faible que celui obtenu avec le R-22.

La figure 5.3 indique le pourcentage relatif du débit massique, de la puissance frigorifique ainsi que du COP résultant de l'utilisation du R-134a en remplacement du R-22 :

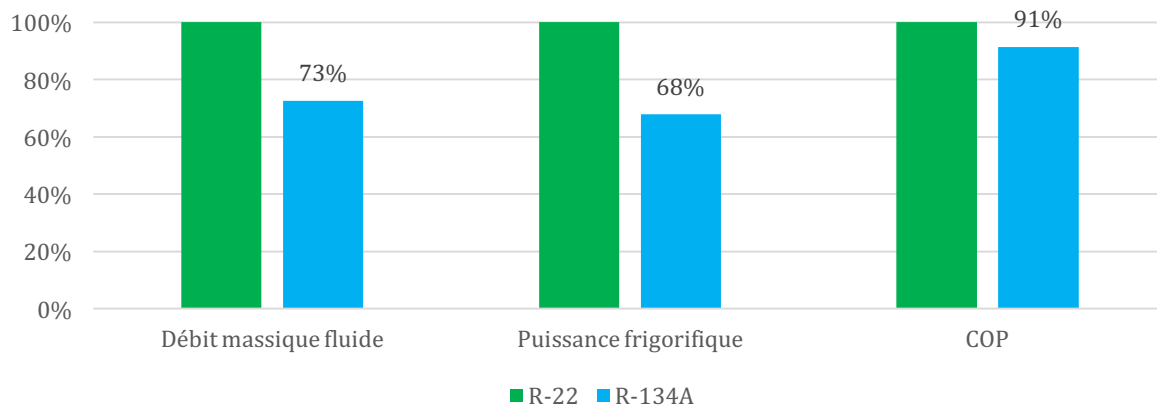


Figure 5.3 : Ecart relatif entre le R-134a et le R-22 (débit massique, puissance frigorifique et COP)

Le coefficient d'échange thermique du R-134a, indiqué dans le tableau 5.3, est le plus faible de chacun des trois autres fluides. Il est notamment inférieur de 14 % par rapport à celui calculé pour le R-22.

Les propriétés thermophysiques du R-22, ainsi que du R-134a, pour une température de vapeur saturante de 0°C, ont été calculées avec Refprop (2007) et sont reportées dans le tableau 5.4.

	Unité	R-22	R-134a
Masse volumique vapeur saturante	Kg.m ⁻³	21,23	14,43
Chaleur massique liquide	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	1,17	1,34
Viscosité dynamique liquide	μPa.s ⁻¹	215,98	266,53
Conductivité thermique liquide	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	0,09	0,09
Tension superficielle	mN.m ⁻¹	11,70	11,56
Chaleur latente de vaporisation	kJ.kg ⁻¹	205,05	198,60

Tableau 5.4 : Caractéristiques thermophysiques du R-22 et du R-134a pour $T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$.

Le coefficient d'échange thermique correspondant à l'ébullition convective est lié à l'interaction entre l'ébullition nucléée et la convection de la phase liquide. La corrélation de Dittus-Boelter indique que la convection de la phase liquide est fonction des propriétés suivantes :

$$\Phi = \left(\frac{Cp_l}{\mu_l} \right)^{0,4} \cdot \lambda_l^{0,6}$$

Lorsque Φ augmente, la contribution de la convection thermique augmente donc également. Les propriétés de la phase liquide entre le R-22 et le R-134a sont ici relativement proches comme indiqué sur le tableau 5.4.

La valeur de Φ calculée pour le R-134a, en utilisant les valeurs contenues dans le tableau 5.4, nous indique une valeur inférieure de 5% par rapport à celle calculée avec les propriétés du R-22.

L'écart entre les coefficients d'échanges thermiques du R-22 et du R134a calculés précédemment (-14 %) peut ici être expliqué en raison de la vitesse massique plus faible du R-134a à l'intérieur des tubes de l'évaporateur. Le R-22 circule à une vitesse de 263,26 kg.m⁻².s⁻¹ contre 191,22 kg.m⁻².s⁻¹ pour le R-134a. Les configurations des différents types d'écoulements dépendent particulièrement de la vitesse massique du fluide frigorigène circulant à l'intérieur d'un tube. Pour des titres de vapeur faibles, une augmentation de la vitesse massique du fluide frigorigène ne provoque pas un fort accroissement du coefficient d'échange thermique car l'ébullition nucléée est prédominante sur l'ébullition convective.

En revanche, pour des titres de vapeur élevés, l'ébullition convective devient prédominante sur l'ébullition nucléée et une augmentation de la vitesse massique provoque alors un accroissement du coefficient d'échange thermique.

La figure 5.4 permet de comparer les coefficients d'échanges thermiques du R-22 ainsi que du R-134a.

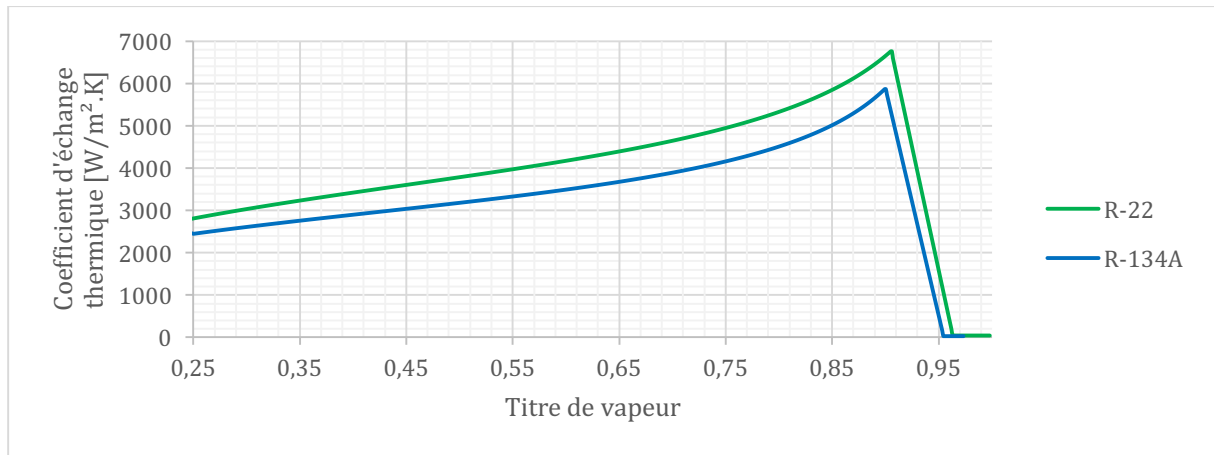


Figure 5.4 : Coefficients d'échanges thermiques en évaporation du R-22 et du R-134a

2.1.2 R-404A

Le fonctionnement de l'appareil avec le R-404A présenterait des performances intéressantes. Notons que la chaleur latente de vaporisation du cycle R-404A est largement inférieure à celle du cycle R-22. Néanmoins, ce HFC présente une capacité frigorifique volumétrique plus importante que celle du R-22 et le compresseur fonctionnant au R-404A présente donc une puissance frigorifique supérieure à celle du R-22 en raison d'une masse volumique des vapeurs plus importante. La figure 5.5 compare les évolutions relatives de quatre caractéristiques de fonctionnement entre le R-22 et le R-404A.

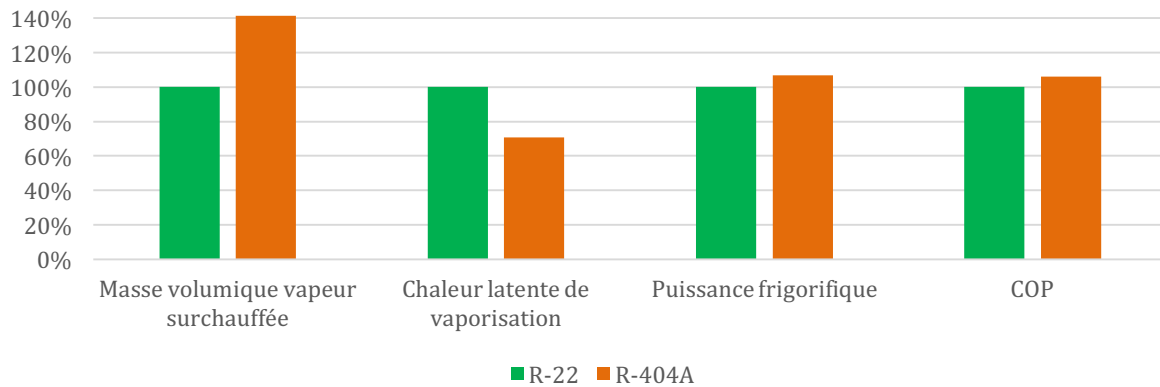


Figure 5.5 : Performances du cycle frigorifique entre le R-22 et le R-404A

Les rendements du compresseur calculés avec le R-404A sont supérieurs à ceux du compresseur fonctionnant au R-22 comme l'illustre la figure 5.16 :

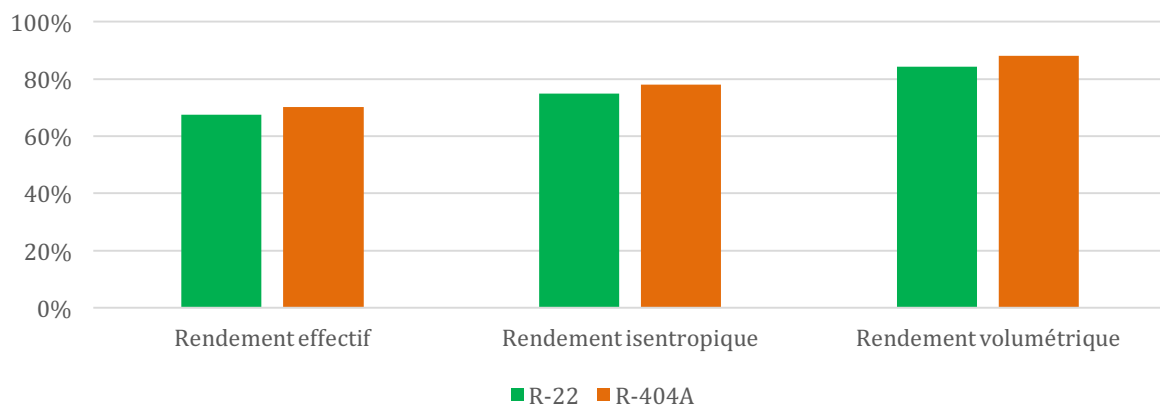


Figure 5.6 : Rendements effectifs, isentropiques et volumétriques du compresseur (R-404A et R-22)

Concernant le coefficient d'échange thermique du R-404A, celui-ci est plus élevé que celui calculé pour le R-22. Néanmoins, et à l'inverse du R-134a, les propriétés de la phase liquide du R-404a ne lui permettent pas en théorie d'obtenir des coefficients d'échanges thermiques aussi élevés que ceux du R-22.

Les propriétés de ces deux fluides frigorigènes, pour une température de vapeur saturante de 0°C, ont été calculées avec Refprop (2007) et sont reportées dans le tableau 5.5.

	Unité	R-22	R-404A
Masse volumique vapeur saturante	kg.m ⁻³	14,43	29,97
Chaleur massique liquide	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	1,34	1,39
Viscosité dynamique liquide	μPa.s ⁻¹	266,53	180,56
Conductivité thermique liquide	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	0,09	0,07
Tension superficielle	mN.m ⁻¹	11,56	7,72
Chaleur latente de vaporisation	kJ.kg ⁻¹	198,60	166,28

Tableau 5.5 : Propriétés de la phase liquide du R-22 et du R-404A

La valeur de Φ calculée pour le R-404A, en utilisation les valeurs contenues dans le tableau 5.5, nous indique une valeur inférieure de 1% par rapport à celle calculée avec les propriétés du R-22 en phase liquide. Le coefficient d'échange thermique du R-404A qui a été calculé est néanmoins 6 % supérieur à celui du R-22. Pour cause, la vitesse massique élevée du R-404A circulant dans les tubes de l'évaporateur (+48 % par rapport à celle du R-22) permet d'augmenter la contribution de l'évaporation convective, augmentant toutes choses égales par ailleurs, le coefficient d'échange thermique de vaporisation. De plus, la puissance frigorifique produite avec le R-404A est plus importante qu'avec le R-22 et les surfaces d'évaporation sont similaires : le flux thermique sur l'évaporateur au R-404A est donc également plus important. Cela contribue à augmenter le coefficient d'échange thermique de ce dernier fluide en vaporisation.

2.1.3 R-410A

Les performances du sécheur à air comprimé fonctionnant avec le R-410A ont été calculées en simulant l'utilisation d'un compresseur hermétique présentant un volume balayé de $77,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Les performances calculées avec le R-410A sont proches de celles qui sont obtenues avec le R-22, comme illustré sur la figure 5.7 :

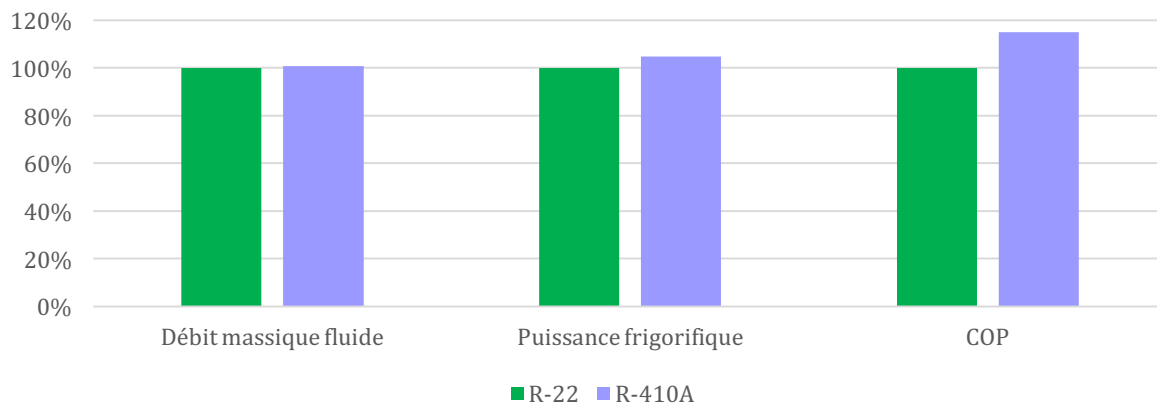


Figure 5.7 : Performances entre le R-410A et le R-22

Les pressions de fonctionnement d'un circuit frigorifique fonctionnant avec le R-410A sont de l'ordre de 50 % plus élevées que celles d'un circuit frigorifique fonctionnant au R-22, à températures de saturations égales. Dans les conditions de fonctionnement calculées, la masse volumique de la vapeur surchauffée est supérieure de 43 % à celle du R-22 pour une température d'évaporation similaire ($-4,44^\circ\text{C}$ pour le R-22 contre $-4,34^\circ\text{C}$ pour le R-410A). Puisque l'enthalpie de vaporisation du R-410A est supérieure à celle du R-22 pour une pression donnée, le volume balayé du compresseur sera plus faible pour une puissance frigorifique donnée et la puissance frigorifique sera donc plus importante avec le R-410A. Cela rendra possible l'utilisation de compresseurs présentant un volume balayé plus faible que pour ceux fonctionnant avec le R-22.

Le coefficient d'échange thermique du R-410A calculé au tableau 5.3 est supérieur à celui du R-22 (+ 20 %). Selon Fatouh et al. (2011), la supériorité du coefficient d'échange thermique du R-410A en vaporisation, par rapport à celui du R-22 peut s'expliquer par :

- Une tension superficielle plus faible pour le R-410A, permettant une meilleure contribution de l'ébullition nucléée lors de l'évaporation ;
- Une masse volumique de la phase vapeur supérieure à celle du R-22 ;
- Une enthalpie de vaporisation plus importante pour le R-410A.

La figure 5.8 permet d'apprécier l'écart relatif entre le R-410A et le R-22 pour ces quatre paramètres :

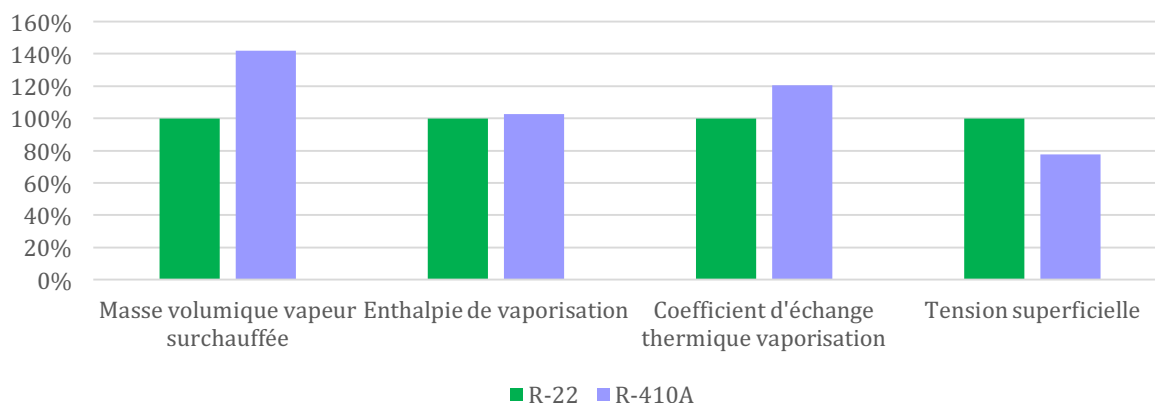


Figure 5.8 : Comparaison des caractéristiques thermophysiques entre le R-410A et le R-22

La valeur de Φ calculée pour le R-410A est d'ailleurs supérieure de 21% par rapport à celle calculée avec les propriétés du R-22 en phase liquide. Les propriétés de ces deux fluides frigorigènes, pour une température de vapeur saturante de 0°C, ont été calculées avec Refprop (2007) et sont reportées dans le tableau 5.6.

	Unité	R-22	R-410A
Masse volumique vapeur saturante	kg.m ⁻³	14,43	29,97
Chaleur massique liquide	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹	1,34	1,39
Viscosité dynamique liquide	μPa.s ⁻¹	266,53	180,56
Conductivité thermique liquide	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	0,09	0,07
Tension superficielle	mN.m ⁻¹	11,56	7,72
Chaleur latente de vaporisation	kJ.kg ⁻¹	198,60	166,28

Tableau 5.6 : Caractéristiques thermophysiques de la phase liquide du R-22 et du R-404A pour $T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$.

Il convient de remarquer que la vitesse de circulation de la phase vapeur du R-410A est plus faible que celle des trois autres fluides frigorigènes du tableau 5.3. En effet, la vapeur qui se trouve dans la tuyauterie d'aspiration circule ici à $9,2 \text{ m.s}^{-1}$ contre 15 m.s^{-1} pour le R-22, et cela pour une puissance frigorifique pratiquement similaire. Pour cause, la densité de la vapeur du R-410A est plus élevée et une attention particulière doit donc être apportée sur le retour de l'huile à l'aspiration du compresseur. Celui-ci pourrait en effet mal s'effectuer dans le cas où il y aurait un dénivelé trop important entre l'évaporateur et le compresseur.

Le R-410A présente des performances intéressantes, mais son utilisation sera uniquement possible sous condition de changer le type de compresseur. Les pressions de fonctionnement étant supérieures à celles du cycle frigorifique d'origine, il conviendra également de vérifier attentivement que tous les éléments de l'appareil peuvent fonctionner sous ces nouvelles pressions.

2.2 Mélanges zéotropiques R-407C et R-407F

Les deux fluides zéotropes étudiés sont de la série du R-407. Afin de pouvoir apprécier leurs coefficients d'échanges thermiques en vaporisation, le modèle de Wojtan et al. (2005) a premièrement été utilisé. Nous rappelons que celui-ci prévoit le calcul d'un coefficient réducteur permettant de prendre en compte l'impact du glissement de température des mélanges zéotropiques sur leur coefficient d'échange thermique. Dans un second temps, nous avons utilisé le modèle de Kundu et al. (2014). Les écarts de résultats obtenus entre l'utilisation de ces deux modèles vont être ici discutés.

Le tableau 5.7 indique les principaux paramètres de fonctionnement du circuit frigorifique avec le R-407C et le R-407F, calculés avec le modèle de Wojtan et al. (2005b) ainsi que celui de Kundu et al. (2014).

	Unité	Wojtan et al. (2005)			Kundu et al. (2014)	
		R-22	R-407C	R-407F	R-407C	R-407F
$P_{\text{ÉVAP.}}$	bar	4,13	4,11	4,54	3,34	3,66
$T_{\text{ÉVAP.-ROSÉE}}$	°C	- 6,63	- 3,23	- 3,97	- 8,88	- 9,87
$X_{\text{ENTRÉE-ÉVAP.}}$	$\text{kg}_{\text{vap.}} \cdot \text{kg}_{\text{ff}}^{-1}$	0,22	0,26	0,26	0,29	0,29
$T_{\text{ENTRÉE-ÉVAP.}}$	°C	- 5,63	- 7,94	- 8,43	- 13,50	- 14,29
\dot{m}_{FF}	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0,48	0,45	0,49	0,37	0,40
\dot{Q}_0	kW	79,99	74,94	83,70	59,99	66,50
\dot{W}_{COMP}	kW	25,89	26,52	29,17	24,71	27,15
COP	-	2,53	2,33	2,70	2,00	2,31

Tableau 5.7 : Paramètres de fonctionnement du cycle frigorifique comprimé selon le modèle de prédiction utilisé

Les coefficients d'échanges thermiques calculés avec le modèle de Kundu et al. (2014) sont plus faibles que ceux calculés avec le modèle de Wojtan et al (2005). En conséquence, pour chacun des fluides frigorigènes zéotropes calculé avec ce dernier modèle, le point de couplage évaporateur / compresseur se situe à un niveau de température plus élevé. Nous notons donc les meilleures performances de l'appareil lorsque le modèle de Wojtan et al. (2005b) est utilisé.

2.2.1 Influence du coefficient d'échange thermique en évaporation sur les performances

Le tableau 5.8 reporte les coefficients d'échanges thermiques moyens renvoyés par les deux modèles de prédiction, pour une pression d'évaporation correspondant au point de couplage compresseur / évaporateur de chaque cycle.

		Wojtan et al. (2005)			Kundu et al. (2014)	
	Unité	R-22	R-407C	R-407F	R-407C	R-407F
$h_{i\text{ MOYEN}}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$	3941,15	4215,40	4530,31	747,67	793,19
$H_{\text{GLOBAL-ÉVAP}}$	$W.m^{-2}.K^{-1}$	979,64	998,47	1018,03	437,61	455,46
$\Delta_{\text{TLM-ÉVAP}}$	°C	9,12	8,96	9,60	14,62	15,52
$\Delta_{\text{TLM-SC}}$	°C	6,83	4,25	5,07	10,18	11,19

Tableau 5.8 : Coefficients d'échanges thermiques moyens en évaporation du R-407C et du R-407F

Les auteurs listés ci-dessous ont observé que le coefficient d'échange thermique lors de l'évaporation ou de la condensation du R-407C peut être jusqu'à 53 % plus faible que celui rencontré avec l'utilisation du R-22 :

- Thorikoshi (1994)
- Gabriellii (1997)
- Wang (1997)
- Bogart (1999)
- Han (1999)
- Choi et al. (2000)

Thorikoshi (1994) a estimé que le coefficient d'échange du R-407C lors de son évaporation était inférieur de 33 à 43 % par rapport à celui du R-22. Concernant la condensation, le coefficient d'échange est inférieur de 22 à 53 %.

D'autres auteurs ont étudié le transfert de chaleur lors de la condensation du R-407C sur l'extérieur d'un tube. Hwang (1999) a par exemple observé une réduction du coefficient d'échange allant de 24 à 37 %.

En général, les nombreux travaux expérimentaux réalisés sur l'évaporation des fluides zéotropes permettent de constater que ces mélanges ont un coefficient d'échange thermique toujours plus faible que celui obtenu avec l'utilisation d'un fluide azéotrope. Alj et al. (2003) ont d'ailleurs observé une baisse significative du coefficient d'échange thermique en ébullition d'un mélange HFC R-23 / HFC R-134a lorsque la composition en HFC R-23 du mélange augmente. Pour une vitesse massique de $135 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$, la chute du coefficient d'échange atteint plus de 90% pour une composition massique de 12% en HFC R-23 alors que celui-ci chute de seulement 20% pour une composition massique de ce dernier fluide de 3%.

Par la suite, nous utiliserons les résultats calculés avec le modèle de Kundu et al. (2014).

Les performances du groupe frigorifique fonctionnant avec le R-407F sont supérieures à celles qui sont calculées avec le R-407C. La figure 5.9 permet de comparer les performances du compresseur fonctionnant avec chacun de ces deux mélanges zéotropes.

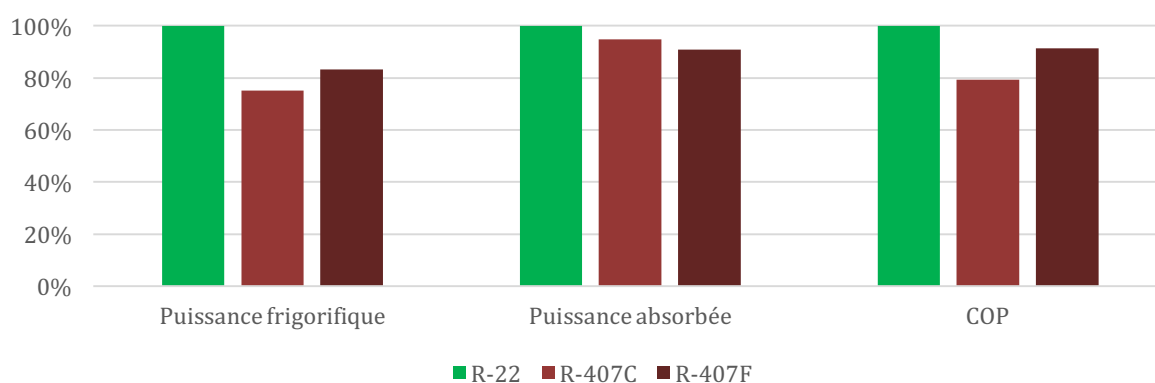


Figure 5.9 : Ecart relatif des performances entre le R-22, R-407C et R-407F

La figure 5.10 permet de comparer les rendements effectifs, isentropiques et volumétriques du compresseur entre l'utilisation de ces deux fluides frigorigènes :

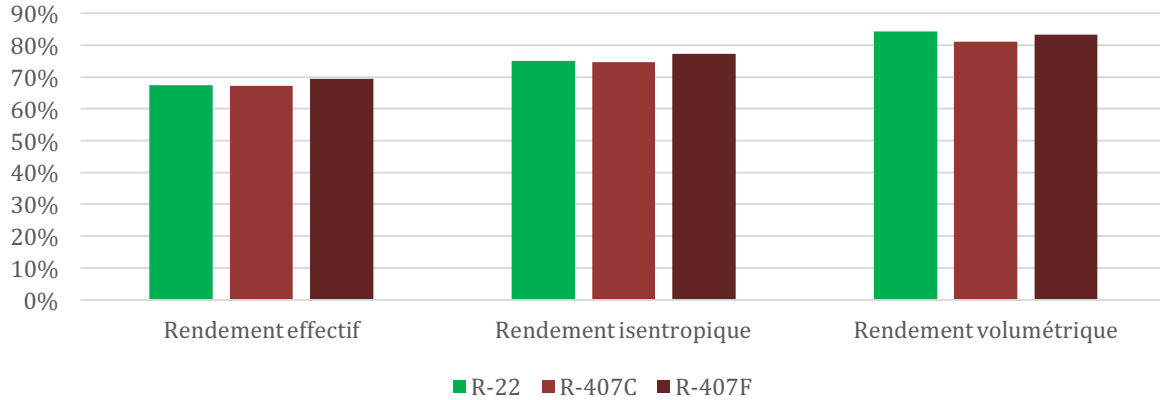


Figure 5.10 : Rendements effectifs, isentropiques et volumétriques du compresseur (R-22, R-407C et R-407F)

2.2.2 Ecart de température

Pour les deux mélanges zéotropiques présentés ici, il est intéressant de remarquer une augmentation des moyennes logarithmiques des différences de températures sur la zone d'évaporation par rapport à un fonctionnement de l'appareil avec un fluide azéotrope comme le R-22 ou le R-134a. La figure 5.11 indique les moyennes logarithmiques des différences de températures pour les deux zones de l'évaporateur.

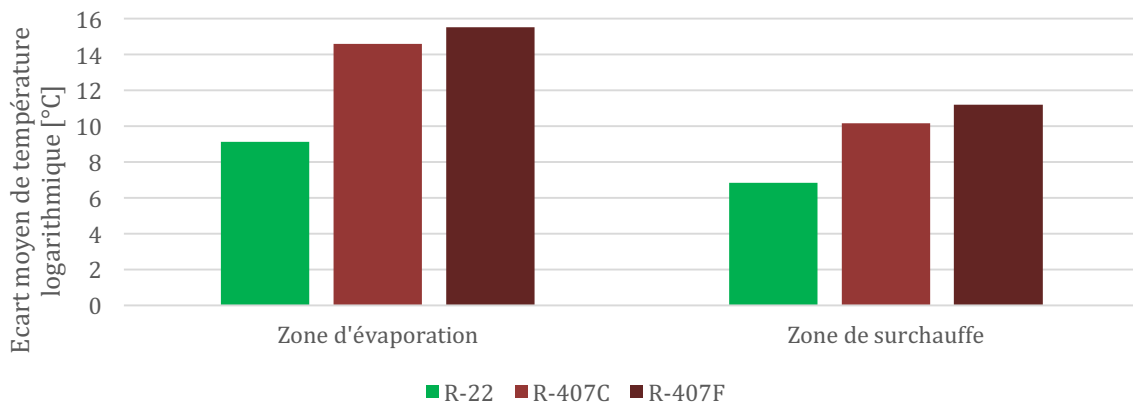


Figure 5.11 : Moyenne logarithmique des différences de températures (R-407C, R-407F et R-22)

Le glissement de température important de ces deux mélanges zéotropes, lors du changement de phase, provoque un accroissement de l'écart moyen de température logarithmique. Lors de l'évaporation, la température du R-407C varie en effet de $-13,50^{\circ}\text{C}$ à $-8,88^{\circ}\text{C}$ (en utilisant le modèle de Kundu et al. (2014)) quand celle du R-22 varie de $-5,63^{\circ}\text{C}$ à $-6,63^{\circ}\text{C}$, différence correspondant juste à la perte de charge considérée du fluide dans la zone d'évaporation.

Les moyennes logarithmiques des différences de températures des zones dans lesquelles s'effectue la surchauffe des vapeurs des deux mélanges zéotropes est plus importante que celle du R-22. Pour cause : la température d'évaporation des deux fluides zéotropes est ici plus faible.

Une augmentation de la moyenne logarithmique de température permet d'échanger plus de chaleur pour un coefficient d'échange global donné. Néanmoins, les coefficients d'échanges globaux de chaleur calculés pour ces deux mélanges zéotropes sont inférieurs à celui calculé avec le R-22. Les augmentations de la moyenne logarithmique de température respective de chaque fluide zéotropique ne permet pas de compenser leur coefficient global d'échange thermique plus faible. La puissance thermique échangée par l'évaporateur est donc systématiquement plus faible que celle échangée avec le fluide frigorigène R-22, quel que soit le fluide zéotropique considéré. La figure 5.12 illustre les écarts de température entre l'eau glacée et les fluides frigorigènes R-22 et R-407C.

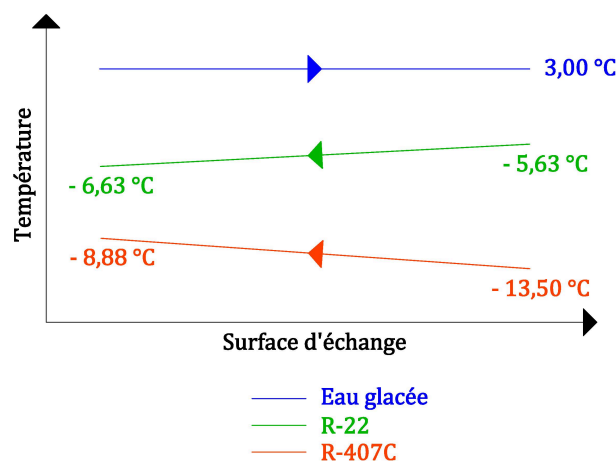


Figure 5.12 : Ecarts de températures calculés entre le R-407C et le R-22

3 Évaluation numérique de l'impact environnemental de l'appareil (TEWI)

Le TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*) permet de considérer la nuisance d'une machine frigorifique vis-à-vis de l'environnement, en prenant en considération ses émissions directes et indirectes de gaz à effet de serre. Le TEWI s'exprime de la manière suivante :

$$TEWI = GWP_{100}[M(1 - x) + M \cdot f \cdot N] + E \cdot A \cdot N$$

Où :

- GWP_{100} représente la quantité équivalente de CO_2 apportée à l'atmosphère lorsque 1 kg du fluide frigorigène utilisé dans le circuit frigorifique de l'appareil se retrouve accidentellement rejeté dans l'ambiance ;
- M est la masse en kg du fluide frigorigène contenue dans le circuit frigorifique ;
- x est la fraction du fluide frigorigène récupérée en fin de vie de la machine frigorifique ;
- f est le taux de fuite annuel de l'équipement en %, autrement dit le pourcentage du fluide frigorigène contenu dans le circuit et se retrouvant accidentellement rejeté dans l'atmosphère, en cas de fuite par exemple (brasure, échangeur, etc).
- N est la durée de vie de l'équipement exprimée en nombre d'années ;
- E représente la consommation annuelle d'énergie électrique de l'équipement en kWh (compresseur(s), pompe(s) à eau glacée, moto-ventilateur(s), etc) ;
- A est la quantité de CO_2 émise pour produire 1 kWh d'électricité. L'unité est le kg eq. $CO_2 \cdot kWh_{elec}^{-1}$. Ce coefficient est variable d'un pays à un autre, voire d'une région à l'autre, et dépend d'un certain nombre de facteurs : énergie primaire utilisée par la centrale électrique (charbon, nucléaire ou énergies renouvelables), qualité du réseau électrique, saison de l'année, etc.

3.1.1 Hypothèses de calcul

Les hypothèses suivantes ont été prises en compte afin de calculer les différentes valeurs des TEWI du sécheur d'air comprimé selon le fluide frigorigène employé :

- Afin de ne pas risquer une surévaluation des performances de l'appareil, nous avons retenu l'utilisation du modèle de Kundu et al. (2014) pour le calcul des coefficients d'échanges thermiques en vaporisation des fluides frigorigènes zéotropiques R-407C et R-407F ;
- Le GWP_{100} de chacun des fluides frigorigènes est celui indiqué sur le rapport final de l'ADEME sur les fluides frigorigènes (Clodic, 2013) ;
- Le taux de fuite annuel du circuit frigorifique est supposé être de 5%. La quantité de fluide frigorigène contenue dans le circuit frigorifique est ici de 15 kg. De plus, cette quantité est considérée identique quel que soit le fluide frigorigène employé ;
- La quantité de CO_2 émise pour la production de 1 kWh d'énergie électrique est considérée comme étant égale à $0,130 \text{ kg eq. } CO_2 \cdot kWh^{-1}$;
- La durée de vie du sécheur d'air comprimé est de 15 ans ;
- La quantité de fluide frigorigène récupérée dans le circuit frigorifique du sécheur d'air comprimé en fin de vie est prise égale à 95% de la masse totale ;
- L'appareil est prévu pour être utilisé durant un temps total de 108 000 heures, correspondant à un fonctionnement sans interruption : 24h/24, 300 jours par an, durant une période de 15 ans ;
- Le débit massique d'air comprimé est supposé être inférieur de 40% par rapport au débit initial, donc égal à $9\,675 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$;

- Les récepteurs électriques auxiliaires pris en considération dans le calcul du TEWI sont la pompe d'eau glacée ainsi que l'armoire électrique. La puissance absorbée est de 0,9 kW pour la pompe à eau glacée ainsi que de 0,1 kW pour l'armoire électrique ;
- Les conditions d'utilisation du sécheur d'air comprimé telles que pression de service, températures et humidités spécifiques de l'air sont considérées être identiques à celles initiales et sont rappelées dans le tableau 5.9.

	Unité	Entrée sécheur	Sortie sécheur
Pression absolue	Bar	8	8
Température sèche	°C	41	30,3
Hygrométrie relative	%	75	17
Température de rosée	°C	35,69	3
Pression de vapeur	Pa	5906,91	761,11
Pression de vapeur saturante	Pa	7875,88	4358,07
Humidité absolue	$g_{eau} \cdot kg_{air\ sec}^{-1}$	4,63	0,59

Tableau 5.9 : Caractéristiques de l'air humide en entrée et en sortie du sécheur

3.1.2 Résultats

La puissance sensible ainsi que la puissance latente ont été calculées en considérant le nouveau débit massique circulant dans le sécheur d'air comprimé, inférieur de 40% au débit d'origine. Celles-ci sont notées dans le tableau 5.10 :

	Unité	Valeur
Puissance sensible	kW	21,63
Puissance latente	kW	28,86
Puissance totale	kW	50,49
Temps de fonctionnement total	h	108 000
Énergie frigorifique nécessaire	mWh	5 452,61

Tableau 5.10 : Nouvelle énergie frigorifique nécessaire

Puisque la puissance frigorifique de l'appareil varie selon le fluide frigorigène utilisé, le temps de fonctionnement du compresseur sera variable afin de produire l'énergie frigorifique nécessaire :

	Unité	R-410A	R-22	R-404A	R-134A	R-407F	R-407C
P_{ABS}	kW	28,84	31,67	31,88	23,54	28,80	28,80
\dot{Q}_o	kW	83,70	79,99	85,36	54,32	66,50	59,99
Temps marche compresseur	h	65 146	68 166	63 879	100 386	81 994	90 886
$E_{ELECTRIQUE}$	mWh	1 879,04	2 159,08	2 036,67	2 363,30	2 361,80	2 617,92

Tableau 5.11 : énergie électrique consommée par le compresseur pour chacun des réfrigérants

L'énergie électrique consommée par les récepteurs auxiliaires est indiquée dans le tableau 5.12 :

	Unité	Valeur
Puissance absorbée pompe EG	kW	0,9
Puissance absorbée armoire	kW	0,1
Puissance absorbée totale	kW	1
Temps de fonctionnement total	h	108 000
Énergie électrique consommée	mWh	108

Tableau 5.12 : énergie électrique totale consommée par les récepteurs auxiliaires

Les valeurs des différents TEWI, ainsi que les contributions directes et indirectes, sont enfin indiquées dans le tableau 5.13:

	Unité	R-410A	R-22	R-404A	R-134A	R-407F	R-407C
GWP_{100}	$kg_{eq.CO2}.kg^{-1}$	2 100	1 790	3 700	1 370	2 063	1 700
Émission directe	$kg_{eq.CO2}.kg^{-1}$	23 730	20 227	41 810	15 481	23 312	19 210
Émission indirecte	$kg_{eq.CO2}.kWh^{-1}$	258 315	294 720	278 807	321 269	321 074	354 369
TEWI	$kg_{eq.CO2}$	282 045	314 947	320 617	336 750	344 386	373 579

Tableau 5.13 : TEWI du sécheur d'air comprimé pour chacun des réfrigérants

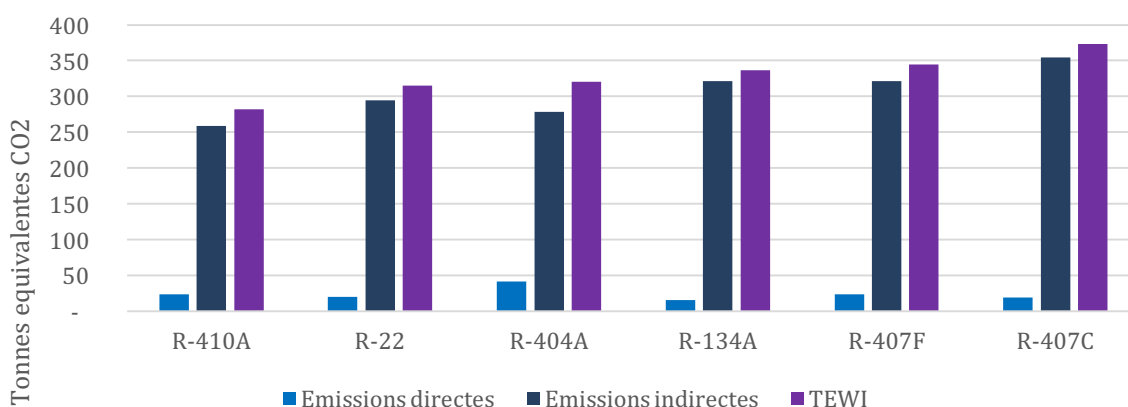


Figure 5.13 : Représentation du TEWI du sécheur d'air comprimé pour chacun des réfrigérants

Le R-410A est le fluide frigorigène qui présente ici les meilleurs résultats. Le fonctionnement du sécheur avec ce dernier fluide serait même meilleur qu'avec le R-22. Le coût financier du remplacement du fluide frigorigène R-22 par du R-410A impliquerait en revanche d'effectuer sur le sécheur d'air comprimé les opérations suivantes :

- 1) Re-conception complète de l'échangeur refroidisseur :
 - a) Calcul d'un diamètre de tube optimal afin de maintenir, d'une part une vitesse massique suffisante du fluide frigorigène - permettant d'obtenir un coefficient d'échange thermique maximal tout en prenant en compte les pertes de charges - et d'autre part une surface d'échange en adéquation avec la puissance thermique à échanger ;
 - b) Mise en conformité de l'échangeur avec la Directive des Equipements sous Pression en prenant en considération sa nouvelle pression de service, environ 50 % plus élevée que celle du R-22.
- 2) Modification du support compresseur existant dans le but de remplacer le compresseur semi-hermétique par un compresseur hermétique ;
- 3) Remplacement du condenseur pour la même raison que le point 1b.

Le R-404A présente également des résultats satisfaisants mais légèrement inférieurs à ceux calculés avec le fonctionnement au R-22. Cependant, il ne sera plus possible d'utiliser le R-404A à long terme en raison de la réglementation F-GAS.

Le R-134a possède un GWP faible mais la puissance frigorifique obtenue avec celui-ci est réduite par rapport aux autres réfrigérants. Le compresseur va donc demander un temps de fonctionnement plus important qu'avec les autres HFC pour produire une même énergie frigorifique. Les émissions directes sont donc importantes et cela contribue à augmenter la valeur du TEWI de l'appareil fonctionnant avec ce dernier fluide.

Les mélanges zéotropiques R-407F et R-407C sont enfin les fluides frigorigènes qui provoquent les impacts environnementaux les plus importants. Les différentes causes pouvant expliquer cela vont être détaillées dans la partie suivante.

4 Essais expérimentaux

Nous sommes ici intervenus sur un sécheur d'air comprimé industriel Conditionair 16 000. Ce dernier était hors-service suite à une fuite d'air comprimé se trouvant sur un des tubes équipant l'échangeur refroidisseur. Le fluide frigorigène utilisé jusqu'à présent était le R-22. Cet appareil équipe une usine de fabrication d'automobiles et fonctionne en tandem avec un second sécheur, identique en tout point. Notre intervention a consisté à effectuer les opérations suivantes :

- Fabriquer et remplacer l'échangeur refroidisseur ;
- Remplacer le compresseur semi-hermétique ;
- Remplacer le fluide frigorigène HCFC R-22 par un HFC.

Concernant ce dernier point, l'appareil a été modifié pour pouvoir fonctionner avec un fluide frigorigène de type HFC. Les opérations qui ont été effectuées sont les suivantes :

- Rinçage de l'ensemble des tuyauteries frigorifiques ;
- Remplacement de l'ensemble des joints élastomères ;
- Remplacement de la cartouche déshydratante ;
- Remplacement complet du détendeur ;
- Contrôle d'absence de fuite du circuit frigorifique.

Il a ensuite été réalisé deux essais de fonctionnement :

- 1^{er} essai : fonctionnement au R-407C
- 2^{ème} essai : fonctionnement au R-134a

4.1 Fonctionnement au R-407C

Le fluide frigorigène R-407C a été sélectionné dans un premier temps en raison des avantages suivants :

- Fluide largement utilisé en remplacement du R-22 dans les nouveaux systèmes de climatisation et de production d'eau glacée ainsi que dans les installations existantes en conversion de fluide ;
- GWP inférieur à $2\,500 \text{ kg}_{\text{eq. CO}_2} \cdot \text{kg}^{-1}$;
- Ce réfrigérant ne nécessite pas d'apporter des modifications importantes sur l'appareil, à l'inverse notamment d'une conversion de fluide au R-410A.

4.1.1 Comparaison avec les résultats simulés

Les mesures effectuées sur le sécheur à air comprimé lors des essais, ainsi que les valeurs calculées précédemment avec la macro-commande, se trouvent dans le tableau 5.14.

Paramètre	Unité	R-407C [Simulation]	R-407C [Essais]
P_{SAT} - SORTIE EVAPORATEUR	Bar	3,21	3,40
T_{SAT} - SORTIE EVAPORATEUR (ROSÉE)	°C	- 8,88	- 8,38
P_{SAT} - ENTRÉE CONDENSEUR	Bar	17,49	18,14
T_{SAT} - ENTRÉE CONDENSEUR (ROSÉE)	°C	Fixée à 44,90	46,33
\dot{m}_{ff}	kg.s ⁻¹	0,37	0,39
Surchauffe	K	Fixée à 5,00	7,00
Sous-refroidissement	K	Fixée à 7,00	8,00
$T_{EAU\ GLACÉE}$	°C	Fixée à 3,00	3,00
Puissance frigorifique	kW	59,99	63,47
Puissance absorbée électrique	kW	30,00	31,32
COP		2,00	2,03

Tableau 5.14 : Caractéristiques des cycles R-407C simulé et réel

Les performances de l'appareil calculées avec la macro-commande sont inférieures aux performances relevées sur site. Bien que la température de condensation, relevée à l'entrée du condenseur, soit en réalité plus élevée que celle fixée dans la simulation, la puissance frigorifique calculée est plus faible en raison d'une température d'évaporation réellement supérieure. Une sous-estimation du coefficient d'échange thermique calculé, relatif à l'évaporation du R-407C, pourrait notamment expliquer cela.

Les écarts entre la puissance frigorifique (5,5%), la puissance absorbée électrique (4,2%) et le coefficient de performance (1,5%) relevés sur le sécheur à air comprimé en fonctionnement sont en revanche relativement proches des valeurs calculées par la macro-commande.

4.1.2 Evolution des performances après conversion

Paramètre	Unité	R-22 [Avant conversion]	R-407C [Essais]
P_{SAT} – SORTIE EVAPORATEUR	Bar	4,06	3,40
T_{SAT} – SORTIE EVAPORATEUR (ROSÉE)	°C	- 6,10	- 8,38
P_{SAT} – ENTRÉE CONDENSEUR	Bar	15,19	18,14
T_{SAT} – ENTRÉE CONDENSEUR (ROSÉE)	°C	39,60	46,33
\dot{m}_{ff}	kg.s ⁻¹	0,47	0,39
Surchauffe	K	6,00	7,00
Sous-refroidissement	K	7,00	8,00
$T_{EAU\ GLACÉE}$	°C	3,00	3,00
Puissance frigorifique	kW	79,23	63,47
Puissance électrique absorbée	kW	33,44	31,32
COP		2,36	2,03

Tableau 5.15 : Caractéristiques des cycles réels R-22 et R-407C

La puissance électrique absorbée par le compresseur fonctionnant avec le R-407C est plus faible de 6,8% par rapport à celle d'origine. Cependant l'affaiblissement non négligeable de la puissance frigorifique de l'appareil fonctionnant au R-407C (24,8%) entraîne ici une réduction de près de 14% du nouveau coefficient de performance.

Cette réduction de puissance frigorifique, associée à la réduction du coefficient de performance, a toujours été rencontrée lorsque le R-22 équipant à l'origine une machine frigorifique, est remplacé par le R-407C. Lee et al. (2002) ont d'ailleurs réalisé une expérimentation à ce sujet en remplaçant le R-22 d'un groupe de production d'eau glacée d'une puissance frigorifique de 100 kW par du R-407C. L'appareil était, entre autres, doté d'un compresseur à vis, d'un évaporateur à tubes et calandre ainsi que d'un condenseur extra-tubulaire refroidi par une tour aéro-réfrigérante. Il a été réalisé des mesures de performances du groupe de production d'eau glacée fonctionnant dans un premier temps avec le R-22. Dans un second temps, ce dernier fluide frigorigène a été remplacé par le R-407C. Une pompe à vitesse variable permettait d'obtenir un ΔT de 5 K sur l'évaporateur quel que soit la puissance frigorifique développée par l'appareil. Avec un fonctionnement du groupe à eau glacée au R-407C, les auteurs ont noté une réduction de la puissance frigorifique de 14%, ainsi qu'une réduction de 23% du coefficient de performance pour une température d'eau glacée de 12°C arrivant à l'entrée de l'évaporateur. Lorsque celle-ci a été abaissée à 7°C, la puissance frigorifique se trouvait réduite de 27% et le coefficient de performance de 28%.

Bensafi et al. (1997) ont quant à eux comparé les performances de plusieurs machines dont le R-22 a été remplacé par des fluides de substitution. Parmi ces appareils, figure un groupe d'eau glacée à condensation par air d'une puissance frigorifique de 30 kW. Le R-22 a été remplacé par du R-407C et la nouvelle puissance frigorifique a été mesurée plus faible de 12 à 16% en fonction des températures du régime d'eau glacée. Le coefficient de performance variait quant à lui de 8 à 11%. Les auteurs ont de plus noté une dégradation du coefficient de transfert thermique de l'évaporateur allant de 27 à 32% et ont également observé par conséquent une réduction de la pression d'évaporation. Enfin, la dégradation du coefficient thermique global du condenseur, qui était seulement de 4 à 15%, apparaissait moins élevée que celle observée sur l'évaporateur en raison de la résistance thermique prédominante de l'air sur le condenseur.

4.1.2.1 Ecart de températures

Concernant la température d'évaporation du R-407C mesurée sur site, celle-ci est égale à $-8,38$ °C sur la courbe de rosée. Cette dernière température est bien inférieure à celle d'évaporation du R-22 qui était de $-6,10$ °C. En revanche, le glissement du R-407C donne lieu à une température de bulle ici égale à $-16,37$ °C. En considérant un titre de vapeur égal à $0,2$ à l'entrée de l'évaporateur, la température du R-407C à cet endroit du circuit frigorifique serait égale à -12 °C. L'évaporateur fonctionne donc avec des niveaux de températures bien inférieures à ceux rencontrés avec le R-22 et cela favorise les risques de prise en glace des tubes.

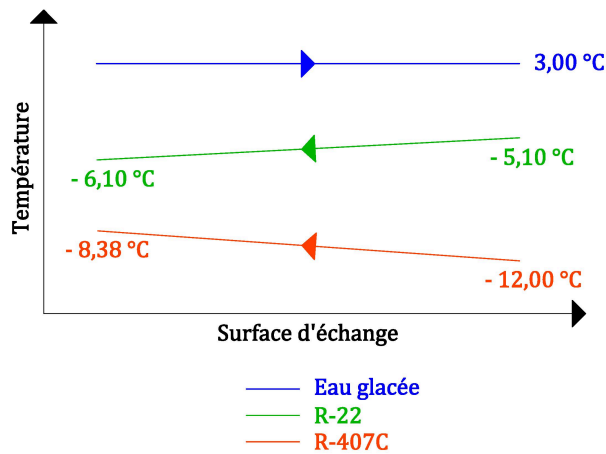


Figure 5.14 : Différences de températures réelles entre le R-407C et le R-22

4.2 Fonctionnement au R-134A

Les caractéristiques de fonctionnement du cycle au R-134a ont été relevées et sont notées dans le tableau 5.16. Les résultats simulés précédemment avec la macro-commande y sont également reportés.

Paramètre	Unité	R-134a [Simulation]	R-134a[Essais]
P_{SAT} - SORTIE EVAPORATEUR	Bar	2,60	2,43
T_{SAT} - SORTIE EVAPORATEUR	°C	- 3,27	- 4,00
P_{SAT} - ENTRÉE CONDENSEUR	Bar	10,17	10,17
T_{SAT} - ENTRÉE CONDENSEUR	°C	40,00	40,00
\dot{m}_{ff}	kg.s ⁻¹	0,35	0,34
Surchauffe	K	5,00	5,00
Sous-refroidissement	K	7,00	7,00
T_{EAU} GLACÉE	°C	3,00	3,00
Puissance frigorifique	kW	54,32	52,74
Puissance électrique absorbée	kW	23,54	23,36
COP		2,31	2,26

Tableau 5.16 : Caractéristiques des cycles R-134a simulé et réel

Les performances relevées lors des essais avec le réfrigérant R-134a sont similaires à celles simulées par la macro commande. La puissance thermique de l'évaporateur calculée semble ici légèrement surestimée en raison d'une température d'évaporation mesurée sur site inférieure à celle simulée. La température de condensation a été réglée à 40°C au moyen de la vanne pressostatique placée sur le circuit d'eau du condenseur.

Les caractéristiques des deux cycles de fonctionnement relevées sur site sont indiquées dans le tableau 5.17 :

Paramètre	Unité	R-22 [Avant conversion]	R-134a [Essais]
P_{SAT} – SORTIE EVAPORATEUR	Bar	4,06	2,43
T_{SAT} – SORTIE EVAPORATEUR	°C	-6,10	- 4,00
P_{SAT} – ENTRÉE CONDENSEUR	Bar	15,19	10,17
T_{SAT} – ENTRÉE CONDENSEUR	°C	39,60	40,00
\dot{m}_{ff}	kg.s ⁻¹	0,47	0,34
Surchauffe	K	6,00	5,00
Sous-refroidissement	K	7,00	7,00
$T_{EAU GLACÉE}$	°C	3,00	3,00
Puissance frigorifique	kW	79,23	52,74
Puissance électrique absorbée	kW	33,44	23,36
COP		2,36	2,26

Tableau 5.17 : Caractéristiques des cycles réels R-22 et R-134a

Il apparaît premièrement que la puissance frigorifique produite par le cycle R-134a est bien inférieure à celle du cycle R-22 (- 33%) car ce dernier fluide a une capacité frigorifique volumique supérieure à celle du R-134a. Afin d'augmenter la puissance frigorifique du cycle R-134a, il y aurait lieu d'accroître le volume balayé du compresseur. Néanmoins, les températures relevées sur l'évaporateur sont plus similaires à celles du cycle d'origine avec le R-22. A l'inverse de R-407C, nous n'observons pas ici un écart de température aussi important entre le fluide frigorigène et l'eau. La figure 5.15 illustre cela :

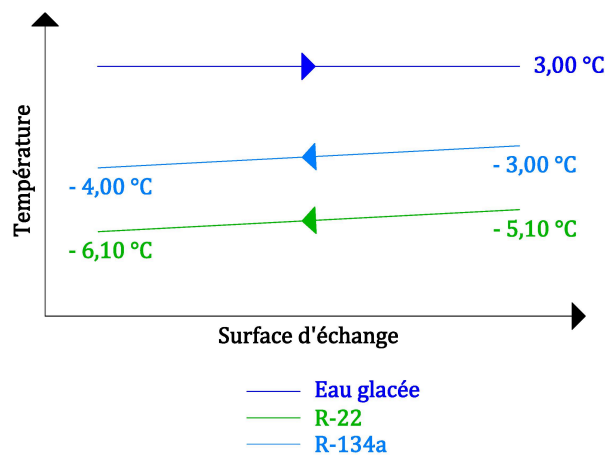


Figure 5.15 : Différences de températures réelles entre le R-134a et le R-22

4.3 Conclusion

Du point de vue des performances, aucun des deux fluides frigorigènes utilisés expérimentalement sur site n'a permis d'obtenir des performances comparables à celles que présentait le sécheur d'air comprimé lorsqu'il fonctionnait au R-22. L'utilisation du fluide frigorigène R-407F aurait probablement permis d'obtenir des performances de l'appareil proches de celles qui sont d'origine, mais le glissement de température au niveau de l'évaporateur présenterait un risque de prise en gel de l'eau bien trop important pour que cette solution soit satisfaisante. Afin de pouvoir garantir un maximum de performances sur le sécheur à air comprimé, sans risque de gel sur l'évaporateur, il conviendrait d'utiliser un fluide frigorigène présentant un glissement plus faible - comme le R-404A - voire même imperceptible, comme le R-410A.

Le R-134a représente une bonne alternative pour ce type d'application, mais la diminution de la puissance frigorifique occasionnée par son utilisation sera uniquement acceptable si les besoins en air comprimé diminuent par la même occasion. Sans utiliser un compresseur présentant un volume balayé plus important, il ne sera pas possible d'augmenter la puissance frigorifique.

Conclusion générale

Nous avons premièrement vu que le séchage de l'air comprimé est une étape primordiale dans la production d'air comprimé en milieu industriel. Le principe du sécheur d'air comprimé à accumulation de froid consiste à refroidir l'air comprimé en dessous de son point de rosée afin de permettre la condensation d'une certaine quantité de sa vapeur d'eau. L'air est refroidi par un fluide frigopporteur, ici de l'eau, qui est elle-même refroidie par une machine frigorifique. Un « échangeur refroidisseur » permet d'effectuer cette double opération. Le système frigorifique qui a été étudié fonctionnait avec le HCFC R-22 dont l'utilisation en maintenance est complètement interdite depuis le 1^{er} janvier 2015.

Les fluides frigorigènes du type halogéné contenus dans les installations frigorifiques sont réglementés depuis le début des années 1990. Cette époque a marqué le début d'une ère où l'utilisation des fluides frigorigènes décriés comme étant suffisamment nuisibles pour l'environnement, devait être arrêtée avec des échéances plus ou moins longues. C'est dans ce contexte que les fabricants de fluides frigorigènes, ainsi que la communauté scientifique, ont mis au point des fluides de substitution permettant de remplacer progressivement les réfrigérants concernés. Ces travaux de recherche ont concerné - et concernent toujours - d'une part, les machines frigorifiques sortant sur le marché, et d'autre part les machines frigorifiques existantes encore en état de fonctionnement. C'est ce dernier cas qui a été étudié et c'est ainsi que plusieurs fluides frigorigènes, pouvant potentiellement remplacer le R-22 équipant le circuit frigorifique du sécheur d'air comprimé, ont ici été présentés. Les propriétés thermophysiques de chacun de ces fluides frigorigènes ont été passées en revue et une parenthèse a été faite sur les réfrigérants naturels d'actualité tels que le R-744 ou encore le R-717.

Afin de pouvoir estimer les performances du sécheur d'air comprimé pour chacun des fluides frigorigènes étudiés, avant la conversion de fluide, nous avons premièrement commencé par nous intéresser au coefficient d'échange thermique que présentent ces derniers fluides lorsqu'ils s'évaporent. Pour cela, un modèle permettant de représenter les différentes configurations d'écoulement d'un fluide frigorigène à l'intérieur d'un tube lisse a premièrement été utilisé.

Dans un second temps, nous avons utilisé un deuxième modèle permettant de prédire les coefficients d'échanges thermiques d'un fluide frigorigène en fonction de ses configurations d'écoulement.

Afin d'automatiser l'ensemble des calculs nécessaires à la détermination du coefficient moyen d'échange thermique, variable suivant le fluide frigorigène étudié, l'intégralité des corrélations correspondant aux deux modèles a été intégrée dans une macro-commande VBA. Il a ensuite été observé que le premier modèle utilisé prédisait des valeurs de coefficient d'échange thermique relativement élevées, en particulier concernant l'évaporation des fluides à mélanges zéotropiques. Or, il a été démontré par de nombreux chercheurs que le coefficient d'évaporation de ces derniers fluides était toujours plus faible que celui des fluides frigorigènes azéotropiques. Un second modèle, utilisant une partie des corrélations du premier, a alors été utilisé et les résultats obtenus avec celui-ci nous ont semblé plus cohérents.

Nous avons dans un second temps intégré sur une feuille de calcul les polynômes ASERCOM du compresseur existant pour chacun des fluides frigorigènes étudiés. Cela nous a permis de calculer les performances du compresseur en fonction des différentes caractéristiques du circuit frigorifique, tels que les pressions et températures de fonctionnement. L'estimation de l'évolution du coefficient d'échange thermique global de l'évaporateur est effectuée par calcul itératif, de telle manière à obtenir une égalité entre la puissance thermique de l'évaporateur – donc la quantité de vapeur qui peut y être produite - et la puissance frigorifique du compresseur, en d'autre terme la quantité de vapeur que peut aspirer le compresseur. À chaque itération, le coefficient d'échange thermique moyen du fluide frigorigène s'évaporant est calculé en prenant en compte ses propriétés physiques et thermodynamiques, ainsi que sa vitesse massique, comme prévu par le modèle de prédiction utilisé.

Les résultats calculés par la macro-commande ont été renvoyés dans un tableur puis comparés. L'enjeu a été de déterminer avec quel fluide frigorigène le sécheur d'air comprimé présentait les meilleures performances pour remplacer le R-22 équipant d'origine l'appareil. Le TEWI du sécheur d'air comprimé a également été calculé pour chacun des fluides frigorigènes étudiés en prenant en compte un certain nombre d'hypothèses de fonctionnement de l'appareil.

Une première analyse de ces résultats nous a permis d'affirmer que l'utilisation de certains fluides frigorigènes zéotropiques est risquée pour l'évaporateur, en particulier ceux présentant un glissement de température relativement élevé.

La température de l'eau présente dans l'échangeur refroidisseur avoisinant 1°C, la température du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur est inférieure à -8°C pour chacun des deux fluides zéotropiques comparés ici, à savoir le R-407C et le R-407F. Un risque de gel de l'eau sur les tubes est donc à craindre et cela pourrait produire de lourds dommages sur l'évaporateur. En outre, les performances du sécheur d'air comprimé, en utilisant le R-407F, seraient similaires à celles qu'il présentait d'origine avec l'utilisation du R-22.

L'utilisation du R-404A permettrait de diminuer l'écart de température entre l'eau glacée et le fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur, diminuant en conséquence le risque de gel. Le GWP élevé de ce dernier réfrigérant ($3\,700\text{ kg}_{\text{eq.CO}_2}\cdot\text{kg}^{-1}$) amène toutefois la réglementation F-GAS à interdire son utilisation en maintenance d'ici l'année 2020 si le circuit frigorifique en contient plus de 10,6 kg. Le remplacement du R-22 par le R-404A ne serait donc ici pas une solution de long terme. Aussi, le TEWI de l'appareil fonctionnant au R-404A est le plus élevé des six autres fluides en raison des émissions directes importantes. Les performances de l'appareil seraient en outre comparables à celles qui sont d'origine si nous négligeons l'impact environnemental de ce dernier fluide.

Le R-410A est un mélange assimilé azéotropique en raison de son faible glissement de température, rarement supérieur à 0,5 °C. Nous avons vu que ses propriétés thermodynamiques lui permettraient d'obtenir un coefficient d'échange thermique en évaporation supérieur à celui du R-22 et que les performances de l'appareil seraient du même ordre de grandeur que lorsque qu'il était utilisé avec ce dernier fluide. La mise en œuvre de cette conversion de fluide demanderait en revanche des modifications trop importantes. Le remplacement des échangeurs et du compresseur serait en effet indispensable. Le R-410A est donc un fluide frigorigène qui présente des caractéristiques intéressantes, mais qui reste plutôt employé sur des machines frigorifiques conçues pour être directement utilisées avec ce réfrigérant.

Enfin, le remplacement du R-22 par le R-134a est l'essai le plus concluant que nous avons réalisé. La puissance frigorifique est notablement réduite, mais les températures auxquelles l'évaporateur est soumis sont plus proches de celles qui ont été mesurées à l'origine avec l'utilisation du R-22. Cette solution nous a donc paru être la plus pertinente, tant sur le plan des performances du compresseur, que sur l'impact environnemental global du sécheur d'air comprimé.

Bibliographie

- Alj A, B. N. (2003). Ebullition en convection forcée d'un mélange zéotrope HFC23/HFC134a à l'intérieur d'un tube lisse horizontal. *Physical and Chemical News*, 34-49.
- Bell KJ. (1963). Final report of the cooperative research program on shell-and-tube heat exchangers. *University of Delaware Eng.*
- Bensafi A, M. M. (1997). Experimental evaluation of some proposed R22 alternatives in chillers and unitary A/C equipment. Bruxelles.
- Biberg D. (1999). An explicit approximation for the wetted angle in two-Phase stratified pipe flow. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 77, pp. 1221-1224.
- Bitzer. (2011). *Retrofitting of R-22 medium and low temperature systems to alternative refrigerants.*
- Bitzer. (2014). *Bitzer Refrigerant Report 18.*
- Bogart J, T. P. (1999). In-tube evaporation of R-22 and three of its alternatives in a 15.88 mm internally enhanced tubes. *Enhanced Heat Transfer* , 317-326.
- Brown J, Y.-M. S. (2002). Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a . *International Journal of Refrigeration*, 25, 19-32.
- Bullock C. (1997). Theoretical Performance of Carbon Dioxide in Subcritical and Transcritical Cycles. *ASHRAE/NIST Refrigerants Conference* , 20-26.
- Choi K, T. S. (2000). Evaporation heat transfer for R-22 and R-407C refrigerant-oil mixture in a microfin tube with a U-band. *International Journal of Refrigeration*(23), pp. 219-231.
- Clodic, P. D. (2013). *Alternatives aux HFC à fort GWP dans les applications de réfrigération et de climatisation.* ADEME.
- Collier, J. T. (1994). Convective Boiling and Condensation. *Oxford University.*
- Cooper MG. (1984). Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling-a wide-ranging examination using reduced properties. *Advances in Heat Transfer*, 16, pp. 157-239.
- Dittus FW, B. M. (1930). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California Publication on Engineering*, 2(13), p. 443.
- Dittus, F. B. (1930). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California Publication on Engineering*, 443.
- Fatouh, H. H. (2011). Heat transfer characteristics of R410A during its evaporation inside horizontal tube. *International Journal of Energy and Environment*, 2(4), pp. 701-716.
- Gabrielli C, B. L. (1997). Replacement of R22 in tube-and-shell condenser : experiments and simulations. *International Journal of Refrigeration*(20), pp. 165-178.

- Groeneveld DC. (1973). Post dry-out heat transfer at reactor operating conditions. *ANS Topical Meeting on Water Reactor Safety*. Salt Lake City.
- Gungor, W. (1987). General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data. *Chem Eng Res Des*, pp. 148-156.
- Han J, K. J. (1999). Flow boiling heat transfer characteristics of pure and mixed refrigerants. *Proceeding of the SAREK '99 Annual Winter Conference*, (pp. 19-24).
- Hwang S, K. K. (1999). Condensation heat transfer coefficients of R22 alternative refrigerants on enhanced tubes . *Transactions of the KSME(B)* , 459-469.
- Kakaç S, L. H. (2002). *Heat Exchangers : Selection, rating and thermal design*. Londres: Crc Press.
- Kandlikar, S. G. (1990). A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Heat Transfer inside horizontal and vertical tubes. *Journal of Heat Transfer*, 112, pp. 219-228.
- Kattan, N. T. (1998a). Flow boiling in horizontal tubes : Part 1- Development of Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map. *Journal of Heat Transfer*, 120, pp. 140-147.
- Kattan, N. T. (1998b). Flow boiling in horizontal tubes : Part 2- New heat transfer data for five refrigerants. *Journal of Heat Transfer*, 120(1), pp. 148-155.
- Kattan, N. T. (1998c). Flow boiling in horizontal tubes : Part 3- Development of a New Heat Transfer Model Based on Flow Pattern. *Journal of Heat Transfer*, 120, pp. 154-165.
- Klimenko VV. (1990). A Generalized Correlation for Two-Phase Flow Heat Transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 31, pp. 541-552.
- Kundu A, K. R. (2014). Flow boiling heat transfer characteristics of R407C inside a smooth tube with different tube inclinations. *International Journal of Refrigeration*(45), pp. 1-12.
- Kuss, G. F. (1973). *L'air comprimé industriel*. Paris: Entreprise Moderne d'Edition, Paris.
- Kutateladze SS. (1948). On the transition to film boiling under natural convection. *Kotloturbostroenie*, 10.
- Lee DY, A. Y. (2002). Experimental investigation on the drop-in performance of R407C as a substitute for R22 in a screw chiller with shell-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, pp. 575-585.
- Lorentzen. (1994). Revival of carbon dioxide as refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 17(5), 292-301.
- Lorentzen G. (1994). Revival of carbon dioxide as refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 17(5), 292-301.

- Lorentzen G, P. J. (1993). A new efficient and environmentally benign system for car air conditioning. *International Journal of Refrigeration*, 16, 4-12.
- McLinden M, K. S. (2007). NIST thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures-REFPROP Version 6.01.
- Mercier, P. (2012, Février 16). *Le premier supermarché français au CO2 transcritique*. Retrieved from <http://www.la-revue-pratique-du-froid.net/>: http://www.la-revue-pratique-du-froid.net/Actualites/Entreprises-et-marches/Fiche/4277/Le-premier-supermarche-francais--au-CO2-transcritique#.VZznV1_tlBc
- Meunier F, R. P. (2007). *Froid Industriel*. (Dunod, Ed.)
- Mori H, Y. S. (2000). Dryout quality and post dryout heat transfer coefficient in horizontal evaporator tubes. *3rd European Thermal Sciences Conference*. Heidelberg, Allemagne.
- Rouhani SZ, A. E. (1970). Calculation of void volume fraction in subcooled and quality boiling regions. *International Journal of Heat Mass Transfer*(18), pp. 381-393.
- S. Barrault, S. D. (2012). *Inventaires des Emissions des fluides frigorigènes France - Année 2011*.
- Shah. (1982). Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further. *ASHRAE Transactions*, 185-196.
- Steiner D. (1993). Heat Transfer to Boiling Saturated Liquids. *VDI-Warmeatlas (VDI Heat Atlas)*.
- Thome JR. (1989). Prediction of the mixture effect on boiling in vertical thermosyphon reboilers. *Heat Transfer Engineering*, 10, 29-38.
- Thorikoshi K, E. T. (1994). In-tube heat transfer characteristics of refrigerant mixtures of HFC-32/134a and HFC-32/125/134a. *Proceedings of the 1994 International Refrigeration Conference*, (pp. 293-298). Perdue.
- Toublanc, C. (2009). Amélioration du cycle frigorifique trans-critique au CO2 par une compression refroidie : évaluations numérique et expérimentale. Paris: Conservatoire National des Arts et Metiers.
- Wang C, C. C. (1997). Two-phase heat transfer characteristics for R22/R-407C in a 6.5 mm smooth tube. *International Journal Heat Fluid Flow*(18), 550-558.
- Wojtan, L. U. (2005a). Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I-A new diabatic two-phase flow pattern. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(14), pp. 2955-2969.

Wojtan, L. U. (2005b). Investigation of flow boiling in horizontal tubes : Part II-Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(14), pp. 2970-2985.

Annexes

1- Relations de l'air humide :

Humidité absolue ω ($\text{kg}_{\text{eau}} \cdot \text{kg}_{\text{as}}^{-1}$) :

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P - P_v}$$

Hygrométrie relative Hr (%) :

$$Hr = 100 \cdot \frac{P_v}{P_{v, \text{sat}}}$$

Pression de vapeur saturante $P_{v, \text{sat}}$ (Pa) :

Si $t > 0^\circ\text{C}$:

$$P_{v, \text{sat}} = 10^{\frac{7,625 \cdot t}{241+t} + 2,7877}$$

Si $t < 0^\circ\text{C}$:

$$P_{v, \text{sat}} = 10^{\frac{9,756 \cdot t}{272,7+t} + 2,7877}$$

Température de rosée $t_{\text{rosée}}$ ($^\circ\text{C}$) :

Cette valeur a été calculée en prenant la pression partielle de vapeur d'eau égale à celle de la vapeur saturante pour la température de rosée soit :

$$P_{v|t} = P_{v, \text{sat}|t_r}$$

2- Macro-commande VBA :

```
Sub Module1()  
  
    Dim i As Integer  
  
    'Variables modèle prédiction  
  
    Dim taux_vide, angle_dry, angle_strat, x, xia, x_di, x_de, q, q_dnb, _  
    G, debit_mass, d_int, pid, hld, pld, al, ald, agd, pi, section_int, _  
    ep_liq, t_bubble, t_dew, p_sat, h_vap, h_liq, h_lv, rho_liq, rho_vap, visc_liq, visc_vap, co  
nd_vap, cond_liq, cp_liq, _  
    cp_vap, molar_mass, p_crit, tension_sup, reduced_pressure, we_vap, fr_vap, ratio_we_fr, alph  
a_tp, alpha_wet, _  
    alpha_nb, alpha_cb, alpha_vap, alpha_dryout, alpha_mistflow, alpha_id, alpha_liq, nb_tubes,  
reynolds_liq, _  
    prandtl_liq, prandtl_vap, x_tt, G_strat, G_strat_1, G_strat_2, G_strat_min, G_wavy, bo, db,  
fm, S, E, _  
    G_dryout, G_mist, dx, R, f_xk, f_x, dpn, q_comp, Y, x_evap_in, sum, Fa, K, ratio_evap, ratio  
_sc As Single  
  
    'Variables point de couplage  
  
    Dim cond_cuivre, R_encrassement, debit_comp, t_evap, dtlm_sc, dtlm_evap, h8, h7, t_eau, t7,  
ep_tube, U_evap, U_sc, q_evap, q_sc, q_comp_evap, q_comp_sc, _  
    surface_totale, surface_evap, surface_sc, h_sc, h_evap, ho, couplage_sc As Single  
  
    Dim fluide, modele As String  
  
    'Données initiales  
  
    fluide = Range("B1")  
    modele = Range("N31")  
    nb_tubes = Range("N21")  
    nb_passes = Range("N22")  
    lg_tube = Range("N23")  
    d_int = Range("N24")  
    ep_tube = Range("N25")  
    cond_cuivre = Range("N26")  
    R_encrassement = Range("N27")  
    pi = 3.141592654  
    surface_totale = nb_tubes * lg_tube * pi * d_int  
    section_int = pi * d_int ^ 2 / 4  
    dx = 0.001  
    couplage_sc = 0  
  
Line1:
```

```

p_sat = Range("N2")
t_bubble = Range("N3")
t_dew = Range("N4")
h_liq = Range("N5")
h_vap = Range("N6")
rho_liq = Range("N7")
rho_vap = Range("N8")
visc_liq = Range("N9")
visc_vap = Range("N10")
cp_liq = Range("N11")
cp_vap = Range("N12")
cond_liq = Range("N13")
cond_vap = Range("N14")
tension_sup = Range("N15")
molar_mass = Range("N16")
p_crit = Range("N17")
reduced_pressure = Range("N18")
h_lv = Range("N19")

ho = Range("D36")
h_evap = Range("D35")
debit_comp = Range("B28")
x_evap_in = Range("K21")
h6 = Range("H21")
h7 = Range("H22")
h8 = Range("H23")
t6 = Range("G21")
t7 = Range("G22")
t8 = Range("G23")
t_eau = Range("D28")

q_comp_evap = debit_comp * (h7 - h6)
q_comp_sc = debit_comp * (h8 - h7)
U_evap = 1 / ((d_int + 2 * ep_tube) / (h_evap * d_int) + (((d_int + 2 * ep_tube) * R_encrassement) / d_int) + (((d_int + 2 * ep_tube) * Log((d_int + 2 * ep_tube) / d_int)) / (2 * cond_cuivre)) + R_encrassement + 1 / ho)
G = debit_comp / (nb_tubes / nb_passes) / section_int
h_sc = 0.023 * (G * d_int / (visc_vap / 10 ^ 6)) ^ 0.8 * (cp_vap * 10 ^ 3 * visc_vap / 10 ^ 6 / cond_vap) ^ 0.4 * (cond_vap / d_int)
U_sc = 1 / ((d_int + 2 * ep_tube) / (h_sc * d_int) + (((d_int + 2 * ep_tube) * R_encrassement) / d_int) + (((d_int + 2 * ep_tube) * Log((d_int + 2 * ep_tube) / d_int)) / (2 * cond_cuivre)) + R_encrassement + 1 / ho)
dtlm_sc = ((t_eau - t7) - (t_eau - t8)) / Log((t_eau - t7) / (t_eau - t8))
dtlm_evap = ((t_eau - t6) - (t_eau - t7)) / Log((t_eau - t6) / (t_eau - t7))
surface_sc = (q_comp_sc * 10 ^ 3) / (U_sc * dtlm_sc)
surface_evap = surface_totale - surface_sc
q_evap = U_evap * 10 ^ -3 * surface_evap * dtlm_evap
q_sc = U_sc * 10 ^ -3 * surface_sc * dtlm_sc
ratio_evap = q_evap / q_comp_evap
ratio_sc = q_sc / q_comp_sc

```

'point de couplage

```
If ratio_evap < 1 Then
    Range("B2") = Range("B2") - 0.001

Else

    If ratio_evap > 1.001 Then
        Range("B2") = Range("B2") + 0.001

    Else

        Exit Sub

    End If
End If
```

'Données fluide

```
p_sat = Range("N2")
t_bubble = Range("N3")
t_dew = Range("N4")
h_liq = Range("N5")
h_vap = Range("N6")
rho_liq = Range("N7")
rho_vap = Range("N8")
visc_liq = Range("N9")
visc_vap = Range("N10")
cp_liq = Range("N11")
cp_vap = Range("N12")
cond_liq = Range("N13")
cond_vap = Range("N14")
tension_sup = Range("N15")
molar_mass = Range("N16")
p_crit = Range("N17")
reduced_pressure = Range("N18")
h_lv = Range("N19")
```

'Variables calculées

```
debit_comp = Range("B28")
x_evap_in = Range("K21")
h6 = Range("H21")
h7 = Range("H22")
h8 = Range("H23")
t6 = Range("G21")
t7 = Range("G22")
```

```

t8 = Range("G23")
t_eau = Range("D28")
q_dnb = 0.131 * rho_vap ^ 0.5 * h_lv * 10 ^ 3 * (9.81 * (rho_liq - rho_vap) * (tension_sup /
1000)) ^ (1 / 4)
G = debit_comp / (nb_tubes / nb_passes) / section_int
h_sc = 0.023 * (G * d_int / (visc_vap / 10 ^ 6)) ^ 0.8 * (cp_vap * 10 ^ 3 * visc_vap / 10 ^
6 / cond_vap) ^ 0.4 * (cond_vap / d_int)
surface_evap = surface_totale - surface_sc
q_comp_evap = debit_comp * (h7 - h6)
q_comp_sc = debit_comp * (h8 - h7)
q = q_comp_evap * 10 ^ 3 / surface_evap

we_vap = (G ^ 2 * d_int) / (rho_vap * (tension_sup / 1000))
fr_vap = G ^ 2 / (rho_vap * (rho_liq - rho_vap) * 9.81 * d_int)
x_di = 0.58 * Exp(0.52 - 0.235 * we_vap ^ 0.17 * fr_vap ^ 0.37 * (rho_vap / rho_liq) ^ 0.25
* (q / q_dnb) ^ 0.7)
x_de = 0.61 * Exp(0.57 - 0.0058 * we_vap ^ 0.38 * fr_vap ^ 0.15 * (rho_vap / rho_liq) ^ -
0.09 * (q / q_dnb) ^ 0.27)
bo = q / (G * h_lv * 1000)
prandtl_liq = (cp_liq * 10 ^ 3 * visc_liq * 10 ^ -6) / cond_liq
prandtl_vap = (cp_vap * 10 ^ 3 * visc_vap * 10 ^ -6) / cond_vap
xia = ((0.2914 * (rho_vap / rho_liq) ^ (-1 / 1.75) * (visc_liq / visc_vap) ^ (-
1 / 7)) + 1) ^ -1
ratio_we_fr = we_vap / fr_vap
K = bo ^ -0.4
alpha_mistflow = ((0.0117 * ((G * d_int / visc_vap) * (x_de + (rho_vap / rho_liq) * (1 - x_d
e))) ^ 0.79 * ((cp_vap * 1000 * visc_vap / 10 ^ 6) / ((cond_vap ^ 1.06 * (1 - 0.1 * ((rho_vap
/ rho_liq) - 1) * (1 - x_de)) ^ 0.4) * cond_vap) / d_int)))
If x_de < x_di Then
    x_de = x_di
Else:End If

Range("A51:U1200").Clear

'Calcul de G_strat_min
i = 1
G_strat_x1 = 0
G_strat_x2 = 0
G_strat = 0
x = 0.05

While G_strat_x2 - G_strat_x1 <= 0

    taux_vide = (x / rho_vap) * ((1 + 0.12 * (1 - x)) * (x / rho_vap + ((1 - x) / rho_liq)) +
1.18 / G * ((9.81 * (tension_sup / 1000) * (rho_liq - rho_vap)) / rho_liq ^ 2) ^ (1 / 4) * (1
- x)) ^ (-1)
    angle_strat = 2 * pi - 2 * (pi * (1 - taux_vide) + (3 * pi / 2) ^ (1 / 3) * (1 - 2 * (1 -
taux_vide) + (1 - taux_vide) ^ (1 / 3) - taux_vide ^ (1 / 3) - (1 / 200) * (1 - taux_vide) * t

```



```

aux_vide * (1 - 2 * (1 - taux_vide)) * (1 + 4 * ((1 - taux_vide) ^ 2 + taux_vide ^ 2)))
pid = Sin((2 * pi - angle_strat) / 2)
hld = 0.5 * (1 - Cos((2 * pi - angle_strat) / 2))

If hld <= 0.5 Then
    pld = (8 * hld ^ 0.5 - 2 * (hld * (1 - hld)) ^ 0.5) / 3
    ald = (12 * (hld * (1 - hld)) ^ 0.5 + 8 * hld ^ 0.5) * hld / 15
    pgd = pi - pld
    agd = pi / 4 - ald
Else
    pgd = (8 * (1 - hld) ^ 0.5 - 2 * (hld * (1 - hld)) ^ 0.5) / 3
    pld = pi - pgd
    agd = (12 * (hld * (1 - hld)) ^ 0.5 + 8 * (1 - hld) ^ 0.5) * hld / 15
    ald = pi / 4 - agd
End If

G_strat_x1 = ((226.3 ^ 2 * ald * agd ^ 2 * rho_vap * (rho_liq - rho_vap) * (visc_liq / 10
^ 6) * 9.81) / (x ^ 2 * (1 - x) * pi ^ 3)) ^ (1 / 3) + 20 * x
x = x + dx
G_strat_x2 = ((226.3 ^ 2 * ald * agd ^ 2 * rho_vap * (rho_liq - rho_vap) * (visc_liq / 10
^ 6) * 9.81) / (x ^ 2 * (1 - x) * pi ^ 3)) ^ (1 / 3) + 20 * x
G_strat_min = G_strat_x2
i = i + 1
x = x + dx

Wend

'Calcul de G_wavi_xia
taux_vide = (xia / rho_vap) * ((1 + 0.12 * (1 - xia)) * (xia / rho_vap + ((1 - xia) / rho_li
q) + 1.18 / G * ((9.81 * (tension_sup / 1000) * (rho_liq - rho_vap)) / rho_liq ^ 2) ^ (1 / 4)
* (1 - xia)) ^ (-1)
angle_strat = 2 * pi - 2 * (pi * (1 - taux_vide) + (3 * pi / 2) ^ (1 / 3) * (1 - 2 * (1 - ta
ux_vide) + (1 - taux_vide) ^ (1 / 3) - taux_vide ^ (1 / 3) - (1 / 200) * (1 - taux_vide) * tau
x_vide * (1 - 2 * (1 - taux_vide)) * (1 + 4 * ((1 - taux_vide) ^ 2 + taux_vide ^ 2))))
hld = 0.5 * (1 - Cos((2 * pi - angle_strat) / 2))
If hld <= 0.5 Then
    agd = pi / 4 - ald
Else
    agd = (12 * (hld * (1 - hld)) ^ 0.5 + 8 * (1 - hld) ^ 0.5) * hld / 15
End If
G_wavy_xia = ((16 * agd ^ 3 * 9.81 * d_int * rho_liq * rho_vap) / (xia ^ 2 * pi ^ 2 * (1 - (
2 * hld - 1) ^ 2) ^ 0.5) * (pi ^ 2 / (25 * hld ^ 2) * ratio_we_fr ^ (-1 + 1)) ^ 0.5 + 50

x = x_evap_in
i = 0
sum = 0
init_alpha_tp_xdi = 0

While x < 0.999

```

```

Range("A51").Offset(i) = x
taux_vide = (x / rho_vap) * ((1 + 0.12 * (1 - x)) * (x / rho_vap + ((1 - x) / rho_liq)) +
1.18 / G * ((9.81 * (tension_sup / 1000) * (rho_liq - rho_vap)) / rho_liq ^ 2) ^ (1 / 4) * (1
- x)) ^ (-1)
al = section_int * (1 - taux_vide)
Range("B51").Offset(i) = taux_vide
angle_strat = 2 * pi - 2 * (pi * (1 - taux_vide) + (3 * pi / 2) ^ (1 / 3) * (1 - 2 * (1 -
taux_vide) + (1 - taux_vide) ^ (1 / 3) - taux_vide ^ (1 / 3) - (1 / 200) * (1 - taux_vide) * t
aux_vide * (1 - 2 * (1 - taux_vide)) * (1 + 4 * ((1 - taux_vide) ^ 2 + taux_vide ^ 2))))
Range("C51").Offset(i) = angle_strat
pid = Sin((2 * pi - angle_strat) / 2)
Range("D51").Offset(i) = pid
hld = 0.5 * (1 - Cos((2 * pi - angle_strat) / 2))
Range("E51").Offset(i) = hld
Y = 1 - 0.1 * ((rho_liq / rho_vap - 1) * (1 - x)) ^ 0.4

If x > xia Then
    G_wavy_xia = "#N/A"
Else:End If

If hld <= 0.5 Then
    pld = (8 * (hld ^ 0.5) - 2 * (hld * (1 - hld)) ^ 0.5) / 3
    ald = (12 * (hld * (1 - hld)) ^ 0.5 + 8 * (hld ^ 0.5)) * hld / 15
    pgd = pi - pld
    agd = pi / 4 - ald
Else
    pgd = (8 * (1 - hld) ^ 0.5 - 2 * (hld * (1 - hld)) ^ 0.5) / 3
    pld = pi - pgd
    agd = (12 * (hld * (1 - hld)) ^ 0.5 + 8 * (1 - hld) ^ 0.5) * (1 - hld) / 15
    ald = pi / 4 - agd
End If

Range("F51").Offset(i) = pld
Range("G51").Offset(i) = pgd
Range("H51").Offset(i) = ald
Range("I51").Offset(i) = agd

G_wavy = ((16 * agd ^ 3 * 9.81 * d_int * rho_liq * rho_vap) / (x ^ 2 * pi ^ 2 * (1 - (2 *
hld - 1) ^ 2) ^ 0.5) * (pi ^ 2 / (25 * hld ^ 2) * ratio_we_fr ^ -1 + 1)) ^ 0.5 + 50
G_strat = ((226.3 ^ 2 * ald * agd ^ 2 * rho_vap * (rho_liq - rho_vap) * (visc_liq / 10 ^ 6
) * 9.81) / (x ^ 2 * (1 - x) * pi ^ 3)) ^ (1 / 3) + 20 * x
G_mist = ((1 / 0.0058) * (Log(0.61 / x) + 0.57) * (d_int / (rho_vap * (tension_sup / 1000)
)) ^ (-0.38) * (1 / (9.81 * d_int * rho_vap * (rho_liq - rho_vap)))) ^ (-
0.15) * (rho_vap / rho_liq) ^ (0.09) * (q / q_dnb) ^ (-0.27)) ^ (0.943)

```

```

G_dryout = ((1 / 0.235) * (Log(0.58 / x) + 0.52) * (d_int / (rho_vap * (tension_sup / 1000
))) ^ (-0.17) * (1 / (9.81 * d_int * rho_vap * (rho_liq - rho_vap))) ^ (-
0.37) * (rho_vap / rho_liq) ^ (-0.25) * (q / q_dnb) ^ (-0.7)) ^ (0.926)
On Error Resume Next

```

```

If x <= xia Then
    G_strat = G_strat_min
Else:End If

```

```

If G_dryout <= G_strat Then
    G_dryout = G_strat
Else:End If

```

```

If G_mist <= G_dryout Then
    G_mist = G_dryout
Else:End If

```

```

Range("J51").Offset(i) = G_strat
Range("K51").Offset(i) = G_wavy
Range("L51").Offset(i) = G_dryout
Range("M51").Offset(i) = G_mist

```

'Boucle régime intermittent

```

If G > G_wavy _
And G > G_wavy_xia _
And G > G_strat _
And x < xia Then
    Range("N51").Offset(i) = "Intermittent"
    angle_dry = 0
    ep_liq = al / ((d_int / 2) * (2 * pi - angle_dry))
    If ep_liq > d_int / 2 Then
        ep_liq = d_int / 2
Else: End If

```

Else

'Boucle régime slug

```

If G > G_wavy _
And x < xia Then
    Range("N51").Offset(i) = "Slug"
    angle_dry = 0
    ep_liq = al / ((d_int / 2) * (2 * pi - angle_dry))
    If ep_liq > d_int / 2 Then
        ep_liq = d_int / 2
Else: End If

```

```

Else

    'Boucle régime slug + SW

    If G < G_wavy _
    And G > G_strat _
    And x < xia Then
        Range("N51").Offset(i) = "Slug + SW"
        angle_dry = angle_strat * (x / xia) * ((G_wavy - G) / (G_wavy - G_strat)) ^ (0.61)
        ep_liq = al / ((d_int / 2) * (2 * pi - angle_dry))
        If ep_liq > d_int / 2 Then
            ep_liq = d_int / 2
Else:     End If

Else

    'Boucle stratifié

    If G < G_wavy _
    And G < G_wavy _
    And G < G_strat Then
        Range("N51").Offset(i) = "Stratified"
        angle_dry = angle_strat
        ep_liq = al / ((d_int / 2) * (2 * pi - angle_dry))
        If ep_liq > d_int / 2 Then
            ep_liq = d_int / 2
Else:     End If

Else

    'Boucle annular

    If G > G_wavy _
    And G > G_strat _
    And G < G_dryout _
    And G < G_mist _
    And x > xia Then
        Range("N51").Offset(i) = "Annular"
        angle_dry = 0
        ep_liq = al / ((d_int / 2) * (2 * pi - angle_dry))
        If ep_liq > d_int / 2 Then
            ep_liq = d_int / 2
Else:     End If

```

```

Else

    'Boucle stratified-wavy

    If G < G_wavy _
    And G > G_strat _
    And x > xia _
    And x < x_di Then

        Range("N51").Offset(i) = "Stratified-wavy"
        angle_dry = angle_strat * ((G_wavy - G) / (G_wavy - G_strat)) ^ (0.61)
        ep_liq = al / ((d_int / 2) * (2 * pi - angle_dry))
        If ep_liq > d_int / 2 Then
            ep_liq = d_int / 2
        End If
    Else:

Else

    'Boucle dry-out

    If G > G_strat _
    And G > G_dryout _
    And G < G_mist _
    And x >= x_di Then

        Range("N51").Offset(i) = "Dry-out"

        If modele = "kundu" Then
            GoTo Line3
        Else
            End If

        reynolds_liq = (4 * G * (1 - x_di) * ep_liq) / ((1 - taux_vide) * (visc_liq
* 10 ^ -6))
        reynolds_vap = (G * d_int) / (taux_vide * (visc_vap * 10 ^ -6))

        If init_alpha_tp_xdi = 0 Then

            'Calcul alpha_tp(x_di)

            alpha_vap = 0.023 * ((G * x_di * d_int) / (taux_vide * visc_vap / 10 ^ 6))
^ 0.8 * (cp_vap * 1000 * visc_vap / 10 ^ 6 / cond_vap) ^ (0.4) * (cond_vap / d_int)
            alpha_cb = 0.0133 * ((4 * G * (1 - x_di) * ep_liq) / ((1 - taux_vide) * vi
sc_liq / 10 ^ 6)) ^ (0.69) * (cp_liq * 1000 * visc_liq / 10 ^ 6 / cond_liq) ^ (0.4) * (cond_li
q / ep_liq)

            alpha_nb = 55 * reduced_pressure ^ 0.12 * (-Log(reduced_pressure)) ^ (-
0.55) * molar_mass ^ (-0.5) * q ^ (0.67)

            If t_dew - t_bubble > 1 Then
                Fd = (1 + (alpha_nb / q) * (t_dew - t_bubble) * (1 - Exp(-
q / (rho_liq * h_lv * 0.0003)))) ^ -1
            End If
        End If
    End If
End If

```

```

        alpha_nb = Fd * alpha_nb
Else:
    End If
    alpha_wet = ((0.8 * alpha_nb) ^ 3 + alpha_cb ^ 3) ^ (1 / 3)
    alpha_tp_xdi = ((angle_dry * alpha_vap) + (2 * pi - angle_dry) * alpha_wet
) / (2 * pi)

    init_alpha_tp_xdi = 1
    alpha_tp = alpha_tp_xdi

Else

    If t_dew - t_bubble > 1 Then
        Fd = (1 + (alpha_nb / q) * (t_dew - t_bubble) * (1 - Exp(-
q / (rho_liq * h_lv * 10 ^ 3 * 0.0003)))) ^ -1
        alpha_nb = Fd * alpha_nb
Else:
    End If
    alpha_cb = 0.0133 * reynolds_liq ^ 0.69 * prandtl_liq ^ 0.4 * (cond_liq /
ep_liq)

    alpha_wet = ((0.8 * alpha_nb) ^ 3 + alpha_cb ^ 3) ^ (1 / 3)
    alpha_tp = alpha_tp_xdi - ((x - x_di) / (x_de - x_di)) * (alpha_tp_xdi - a
lpha_mistflow)

    GoTo Line2

End If

Else

    'Boucle Mist-flow
    If x >= xde Then
        Range("N51").Offset(i) = "Mist-flow"
        alpha_tp = alpha_mistflow

        GoTo Line2

Else:
        Range("N51").Offset(i) = "ERREUR"

        End If
    End If
End If
End If
End If
End If
End If
End If

If modele = "wojtan" Then

```

'modele Wojtan et al.

```
reynolds_liq = (4 * G * (1 - x) * ep_liq) / ((1 - taux_vide) * (visc_liq * 10 ^ -6))
reynolds_vap = (G * d_int) / (taux_vide * (visc_vap * 10 ^ -6))
alpha_vap = 0.028 * reynolds_vap ^ 0.8 * prandtl_vap ^ 0.4 * (cond_liq / d_int)
alpha_nb = 55 * reduced_pressure ^ 0.12 * (-Log(reduced_pressure)) ^ -
0.55 * molar_mass ^ -0.5 * q ^ 0.67
If t_dew - t_bubble > 1 Then
    Fd = (1 + (alpha_nb / q) * (t_dew - t_bubble) * (1 - Exp(-
q / (rho_liq * h_lv * 10 ^ 3 * 0.0003)))) ^ -1
    alpha_nb = Fd * alpha_nb
Else: End If
alpha_cb = 0.0133 * reynolds_liq ^ 0.69 * prandtl_liq ^ 0.4 * (cond_liq / ep_liq)
alpha_wet = ((0.8 * alpha_nb) ^ 3 + alpha_cb ^ 3) ^ (1 / 3)
alpha_tp = ((angle_dry * alpha_vap) + (2 * pi - angle_dry) * alpha_wet) / (2 * pi)
Else

If modele = "kundu" Then
```

'modele Kundu et al.

```
If G <= 200 Then
    S = (1 + x ^ (-1.3) * (1 - x) ^ (-1.8) * prandtl_liq ^ (-
2.5) * reynolds_liq ^ (0.009)) ^ (-1)
    E = (1 + x * (1 - x) * prandtl_liq ^ 0.01 * (rho_liq / rho_vap - 1)) ^ 0.1
    f_x = (1 + 0.1 * x ^ (6 / 5) * (1 - x) ^ (17 / 10)) ^ 0.5
    f_xk = (x ^ (3 / 2) * (1 - x) ^ (7 / 5) * K ^ (4 / 5)) ^ 0.001
    Fa = (1 + 0.5 * x * (1 - x) * Sin(0) * Cos(0 + 0.436332))
    n = 0.65
Else
    S = (1 + x ^ (-1.2) * (1 - x) ^ (-2) * prandtl_liq ^ (-
2.5) * reynolds_liq ^ (0.009)) ^ (-1)
    E = (1 + x * (1 - x) ^ 2 * prandtl_liq ^ 0.01 * (rho_liq / rho_vap - 1)) ^ 0.1
    f_x = (1 + 0.1 * x ^ (3 / 2) * (1 - x) ^ 2) ^ 0.5
    f_xk = (x * (1 - x) ^ (3 / 2) * K ^ (3 / 5)) ^ 0.001
    Fa = (1 + 0.5 * x * (1 - x) * Sin(0) * Cos(0 + 0.872665))
    n = 0.6
End If

reynolds_liq = (4 * G * (1 - x) * ep_liq) / ((1 - taux_vide) * (visc_liq * 10 ^ -6))
reynolds_vap = (G * d_int) / (taux_vide * (visc_vap * 10 ^ -6))
alpha_nb = 45 * reduced_pressure ^ 0.12 * (-Log(reduced_pressure)) ^ -
0.55 * molar_mass ^ -0.5 * q ^ 0.67
Fd = (1 + (alpha_nb / q) * (t_dew - t_bubble) * (1 - Exp(-
q / (rho_liq * h_lv * 10 ^ 3 * 0.0003)))) ^ -1
alpha_nb = Fd * alpha_nb
alpha_cb = 0.0023 * reynolds_liq ^ n * prandtl_liq ^ 0.3 * (cond_liq / ep_liq)
alpha_tp = 1.45 * f_x * f_xk * ((E * alpha_cb) ^ 2 + (S * alpha_nb) ^ 2) ^ 0.5 * Fa
```

```

Else

    MsgBox "Erreur : le nom du modèle entré n'est pas reconnu"

End If
End If
Line2:

Range("O51").Offset(i) = ep_liq
Range("P51").Offset(i) = alpha_vap
Range("Q51").Offset(i) = alpha_cb
Range("R51").Offset(i) = alpha_nb
Range("S51").Offset(i) = alpha_wet
Range("T51").Offset(i) = alpha_tp
Range("U51").Offset(i) = G_wavy_xia
Range("V51").Offset(i) = G
x = Range("A51").Offset(i) + dx
i = i + 1
sum = sum + alpha_tp

Wend

h_evap = sum / i

Range("D28") = t_eau
Range("D29") = t6
Range("D30") = t7
Range("D31") = t8
Range("D32") = dtlm_evap
Range("D33") = dtlm_sc
Range("D35") = h_evap
Range("D36") = ho
Range("D37") = U_evap
Range("G27") = q_comp_evap
Range("G28") = q_comp_sc
Range("G30") = surface_totale
Range("G31") = h_sc
Range("G32") = surface_sc
Range("G33") = surface_evap
Range("G35") = q_evap
Range("G36") = q_sc
Range("G37") = ratio_evap
Range("G38") = ratio_sc
Range("N29") = G
Range("N30") = q

GoTo Line1:
End Sub

```


RÉSUMÉ

Le fluide frigorigène HCFC R-22 est utilisé dans une variété d'équipements de réfrigération et de chauffage. Néanmoins, ce réfrigérant est amené à disparaître à la suite du protocole de Montreal. Cette mesure va permettre de réduire considérablement la destruction de la couche d'ozone ainsi que le réchauffement climatique associé à son utilisation. Cependant, de nombreuses installations de réfrigération et de chauffage continuent de fonctionner avec le réfrigérant R-22. Ce document traite de la mise en œuvre d'une conversion de fluide frigorigène portant sur un sécheur d'air comprimé industriel fabriqué par Conditionair. Le HCFC R-22 a ici été remplacé par un réfrigérant du type HFC. Premièrement, les performances de l'appareil ont été simulées avec cinq réfrigérants de substitution. Les caractéristiques du transfert de chaleur durant l'évaporation des fluides frigorigènes azéotropiques et zéotropiques ont été étudiées et le coefficient de chaleur moyen a été calculé avec une macro-commande VBA. Les performances du sécheur d'air comprimé simulées avec chacun des cinq réfrigérants de substitution sont montrées et analysées. Deux essais ont ensuite été réalisés avec l'utilisation de deux différents réfrigérants. Les performances de l'appareil ont été mesurées sur site et comparées avec les performances premièrement simulées. Enfin, une analyse de résultat a été réalisée et le réfrigérant permettant le meilleur fonctionnement du sécheur d'air comprimé a été sélectionné.

Mots clés : sécheur d'air comprimé industriel, fluide frigorigène, zéotropique, azéotropique, conversion de fluide, transfert de chaleur.

SUMMARY

The refrigerant HCFC R-22 is used in variety of refrigerating and heating equipments. Nevertheless, this refrigerant has been scheduled to be phased out by the Montreal Protocol. This ruling will result in a considerable reduction of ozone layer depletion and global warming associated with its use. However, many refrigeration and heating equipments are still working with the refrigerant R-22. This document is about a refrigerant retrofit implementation on an industrial compressed air dryer created by the company Conditionair. The HCFC R-22 have been here replaced by an HFC refrigerant. First, the performances of this industrial device has been simulated with five substitute refrigerants. The characteristics of heat transfer during the vaporization of azeotropic and zeotropic refrigerants have been studied and the average heat transfer coefficient have been calculated with a VBA macro command. Simulated performances of the air compressed dryer working with each of the five substitute refrigerants are shown and discussed. Two tests are then carried out with the use of two different refrigerants. The performances of the device are measured on the site and compared with the performances first simulated. Finally, a result analysis is performed and the refrigerant providing the best operation of the compressed air dryer is selected.

Key words : compressed air dryer, refrigerant, zeotropic, azeotropic, retrofit, heat transfer.