
Programme de recherche
chaleur ambiante et rejets thermiques ;
installations chaleur-force

Analyse de la migration d'huile dans les pompes à chaleur mono- et biétagées

Préparé par
Michele Zehnder et Prof. Dr. D. Favrat
Laboratoire d'Energétique Industrielle
Institut des sciences de l'énergie
Ecole polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL), 1015 Lausanne

michele.zehnder@epfl.ch

Sur mandat de
l'Office Fédéral de l'Energie

Résumé

Le Laboratoire d'Energétique Industrielle a étudié et réalisé plusieurs solutions de pompes à chaleur air-eau à cycles thermodynamiques avancés, destinées au remplacement de chaudières dans des réseaux de chauffage à distribution de chaleur par radiateurs (voir programme OFEN : *Swiss Retrofit Heat Pump*). Les **solutions biétagées** ont le meilleur potentiel d'augmentation de performances sur un domaine de fonctionnement étendu. La **migration de l'huile** de lubrification à travers le circuit de réfrigérant est un des points clé limitant la commercialisation d'un tel produit à petite et moyenne puissance.

La quantité d'huile émise par les compresseurs et entraînée par le réfrigérant a été mesurée à l'aide d'un **spectromètre infrarouge à transformée de Fourier** (avec une cellule à réflexion totale - ATR), d'un **densimètre à effet de Coriolis** à haute précision et par des **prélèvement d'échantillons de masse**. Ces techniques ont été calibrées sur une boucle de calibrage construite séparément et ont montré une forte limitation de résolution pour le densimètre (sauf pour les faibles températures considérées). Les mesures de spectres infrarouges ont un seuil de mesure de concentration massique d'huile à 0.3% avec un précision de calibrage de $< \pm 0.1\%$ et elles correspondent aux mesures réalisées sur la base de l'analyse des échantillons prélevés sur le circuit. Les mesures de spectres permettent en même temps une vérification de la composition de mélanges de réfrigérants.

Une pompe à chaleur air-eau (10 kW_{th}, R-407C) avec deux compresseurs scroll montés en série, un condenseur à plaques, un évaporateur à tubes ailetés, un échangeur à plaque interne (*économiseur*) et deux détendeurs à commande électronique a été construite pour effectuer des tests en fonctionnement en mode de chauffage mono- ou biétagé ainsi qu'en dégivrage par inversion de cycle. Les **performances en mode biétagé** sont considérablement augmentées par rapport aux tests équivalents en mode monoétagé. L'augmentation mesurée du **COP est de 30%** (pour le test A-7/W50) avec une augmentation de **puissance de chauffage de 24%**. Ces augmentations sont accompagnées par une forte réduction de la température maximale, ce qui permet un fonctionnement sur une plage étendue (incluant le point A-12/W65).

En mode biétagé, un **transfert net d'huile de 5 à 10 g/min vers le compresseur du premier étage** de compression a été mesuré pour toutes les conditions de fonctionnement. Il en résulte une limitation importante au fonctionnement en continu de la pompe à chaleur. Pour des essais de longue durée, un système annexe a été implémenté, comportant une pompe d'huile et un réservoir d'huile connecté à la basse ou à la haute pression. La **concentration massique d'huile dans le circuit est très faible** et a été mesurée entre **0.2% à 0.4% en mode biétagé** et **<0.2% en mode monoétagé**. L'observation sur l'évolution de la concentration en régimes transitoires ne permet pas une identification de régimes garantissant un retour d'huile suffisant vers le compresseur du deuxième étage. Tant que des compresseurs scroll biétagés intégrés (un seul carter) ne sont pas disponibles pour ce type d'application, il faudra avoir recours à des solutions intermédiaires, telle que l'utilisation d'un compresseur de type suralimenteur ou un système de contrôle et distribution d'huile (séparateur d'huile en sortie du deuxième compresseur, pompe d'huile ou équilibrage avec arrêt du fonctionnement).

Un modèle d'échange de chaleur pour les mélanges réfrigérant-huile a été implémenté afin de quantifier théoriquement l'impact de l'huile sur l'échange de chaleur dans l'évaporateur.

<p>Cette étude a été accomplie sur mandat de l'Office Fédéral de l'Energie. L'auteur est seul responsable du contenu et des conclusions.</p>

Zusammenfassung

Im Rahmen des vom Bundesamt für Energie lancierten Forschungsprogramms *Swiss Retrofit Heat Pump* hat das Labor für Industrielle Energietechnik (LENI-EPFL) verschiedene Lösungsansätze für eine effiziente Luft-Wasser Wärmepumpe als Ersatz zu sanierender Öl- oder Gasheizungen berechnet und in charakteristischen Betriebspunkten getestet. **Wärmepumpen-Kreisprozesse mit zwei in Serie geschalteten Verdichtungsstufen** weisen das grösste Verbesserungspotenzial auf, doch das durch **Ölmigration** verursachte Ungleichgewicht der Verteilung des Schmieröles in den Verdichtern verhindert die kommerzielle Einführung solcher Lösungen im niedrigen Leistungsbe- reich.

Der Öl Massenanteil, welcher mit dem Kältemittel durch die Leitungen transportiert wird, wird mit einer neuen kontinuierlichen Messmethode, der **Infrarot Spektroskopie FT-IR** (*Fourier Transform Infrared Spectroscopy*) gemessen. Zur Eichung dieser Methode und zum Vergleich mit Mes- sungen durch ein **Coriolis Dichtemessgerät** und durch **Gewichtsbestimmung von Probenent- nahmen** wurde ein separater Kreislauf gebaut. Die Messungen der Dichte konnten im normalen Temperaturbereich der Wärmepumpe (20°C - 50°C) die gewünschte Genauigkeit nicht mehr er- reichen. Der Messfehler der FT-IR Methode bei der Konzentrationsmessung liegt bei <0.1% und weist durch das Rauschen eine Erkennungsschwelle von 0.3% auf. Gleichzeitig kann mittels dieser Messtechnik die Komposition des Kältemittelgemisches jederzeit überprüft werden. Die durch- geführten Messungen (FT-IR und Probe) stimmen mit miteinander überein.

Eine Luft-Wasser Wärmepumpe (10 kW_{th}, R-407C) bestehend aus zwei Scroll-Verdichter, einem Plattenkondensator, einem Lamellen Verdampfer, einem internen Plattenwärmetauscher (*econo- mizer*) und zwei elektronisch gesteuerten Expansionsventilen, wurde im Labor aufgebaut und im einstufigen und zweistufigen Betrieb getestet. Die Abtauung erfolgt durch eine Prozessumkehr mittels eines 4-Weg Ventils. Der Leistungsvergleich (bei A-7/W50) des **zweistufigen Betriebes** zum einstufigen Prozess ergibt eine **Verbesserung des COP um 30% und eine Erhöhung der Heizleistung um 24%**. Diese werden mit einer bedeutenden Reduktion der maximalen Betrieb- stemperaturen erreicht, was eine Erweiterung des Betriebsspektrums ermöglicht (es kann der Punkt A-12/W65 problemlos erreicht werden).

Im zweistufigen Betriebsmodus wurde ein **Transfer des Schmieröles vom Verdichter der obo- ren Druckstufe zum unteren Verdichter von 5 - 10 g/min** festgestellt, was den kontinuierli- chen Betrieb der Wärmepumpe stark einschränkt. Für Betriebszeiten von mehreren Stunden wur- de ein Ölausgleichs-System mit Ölpumpe und Reservoir eingebaut. Die im Kreislauf bei **zwei- stufigem Betrieb gemessene Ölkonzentration ist mit 0.2% - 0.4%** gering und konnte mit der FT-IR Methode gemessen werden. Im **einstufigen Betrieb wurden Konzentrationen <0.2% ge- messen** (durch Probenentnahme). Durch Verstellen der Betriebsparameter konnte keine nennens- werte Veränderung der Ölmenge beobachtet werden (die Variationen waren kleiner als die Mess- Sensibilität) und es kann auch nicht auf ein stabiles Betriebsregime hingewiesen werden. Solange kein effizienter Verdichter mit zwei integrierten Verdichtungsstufen verfügbar ist, muss auf Zwi- schenlösungen zurückgegriffen werden. Diese sind der Einbau eines Turboverdichters oder eines im Kreislauf eingebauten Öl-Ausgleichssystems: z.B. Einbau eines Ölabscheider beim Austritt des Verdichters der 2.Stufe oder einer Ölpumpe oder durch periodisches Abstellen der Wärmepumpe.

Ein theoretischer Modellansatz für den Wärmeübergang von Öl-Kältemittelgemischen während der Verdampfung wurde in diesem Bericht ebenfalls erarbeitet, um den Einfluss höherer Ölmengen abschätzen zu können.

Abstract

The Laboratory of Industrial Energy systems has evaluated a series of high performance air-water heat pump concepts with the aim to retrofit existing fuel fired boilers for residential hydronic heating systems. The results are published within the framework of the *Swiss Retrofit Heat Pump* project, which is conducted by the Swiss Federal Office of Energy. The **two-stage heat pump cycle** has shown the best efficiency prospects. **Oil migration** between the upper stage and lower stage compressors is the main obstacle for commercialization in the low heat rate range.

The oil mass concentration is measured by the **Fourier Transform Infrared Spectroscopy** (FT-IR) method with an attenuated total reflection cell (ATR). This method was calibrated on a separated test loop and compared to measurements of **mass-sampling** and of **density by a Coriolis effect densimeter**. Infrared analysis gives a precision of $< 0.1\%$ of oil concentration and the detection limit was identified at about 0.3% . Density measurements cannot be used in the ordinary temperature range of the liquid line in the heat pump. Mass sampling and the FT-IR measurements give corresponding results.

An air-water heat pump (10 kW_{th}, R-407C) was build in the laboratory to perform comparison tests in the single-stage and two-stage heating modes. The main elements of the heat pump are: two scroll type compressors, a brazed plate condenser, a finned tube evaporator, an economizer heat exchanger and two electronic expansion valves. Defrosting is done by cycle inversion with a 4-way reversing valve. Measured improvements on the **two-stage heating mode** of **30% for the COP** and **24% for the heat output** comparing to the corresponding test point (A-7/W50) in the single stage configuration have been shown. Important reductions of the maximum system temperature at the outlet of the compressors enable an extended range of application (including the point A-12/W65).

In the two-stage heating mode an **oil transfer rate of 5 - 10 g/min from the high pressure stage to the low pressure stage compressor** was detected in all tested conditions, which is strongly limiting the continuous service of the heat pump. For long term running tests an additional balancing system composed of an oil pump and an oil vessel has been installed. The **circulating oil concentration is between 0.2% and 0.4% for the two-stage configuration** as measured with the FT-IR method. In **single-stage mode the concentration is lower than 0.2%** and only the mass sampling technique provided reliable results. Sensibility analysis in changing the regulation parameters did not give concluding results in order to design a stable configuration of the two-stage heat pump. In absence of integrated two-stage scroll compressors intermediate solutions have to be considered. These consist in the implementation of a booster compressor or the implementation of an oil separator at the outlet of the high pressure stage compressor coupled with a oil return management or a periodic shut down of the heat pump with external balancing of the oil level in the crankcase.

An adapted heat transfer model for refrigerant-oil mixtures was developed, in order to investigate the theoretical impact of oil in the evaporator.

Table des matières

Résumé

Zusammenfassung

Abstract

1	Introduction	1
2	Propriétés thermophysiques des composants	2
2.1	Propriétés du réfrigérant	2
2.1.1	Caractéristiques générales	2
2.1.2	Pression de saturation	2
2.1.3	Densité	3
2.1.4	Propriétés physiques	4
2.2	Propriétés de l'huile	4
2.2.1	Indications générales	4
2.2.2	Température et pression critique	4
2.2.3	Température d'ébullition normale	5
2.2.4	Densité	5
2.2.5	Viscosité cinématique	5
2.2.6	Conductivité thermique	6
2.2.7	Tension superficielle	6
2.2.8	Absorption infrarouge de l'huile liquide	8
2.3	Modèles de mélange	8
2.3.1	Densité de mélanges	8
2.3.2	Viscosité dynamique	10
3	Techniques de mesure de concentration	11
3.1	Revue des techniques de mesures disponibles	11
3.2	Spectromètre infrarouge à transformée de Fourier (FT-IR, Nicolet Magna-IR 560)	12
3.2.1	Approche théorique pour la mesure FT-IR	12
3.2.2	Analyse quantitative	13
3.3	Densimètre à effet Coriolis (Bopp&Reuther DIMF 2.0 TRV)	14
3.4	Echantillonnage	14
4	Essais de calibrage	16
4.1	Boucle de test pour les essais de calibrage	16
4.2	Etalonnages avec du réfrigérant pur	17
4.2.1	Spectres infrarouges	17
4.2.2	Mesures de densité	19
4.3	Mélanges réfrigérant huile	19
5	Essais de performance de pompe à chaleur	24
5.1	Description du stand d'essais	24
5.2	Mode de chauffage monoétagé	26
5.3	Mode de chauffage biétagé	27

5.4	Dégivrage	28
5.5	Tests de performance en régime stationnaire	28
5.5.1	Conditions externes	28
5.5.2	Conditions internes	29
5.5.3	Pompe à chaleur, COP et puissance de chauffage	31
5.5.4	Compresseurs	34
5.5.5	Echangeurs de chaleur	36
6	Analyse du transfert d'huile	37
6.1	Puits d'huile, dimensionnement des conduites	37
6.2	Mesures de niveau liquide dans les compresseurs	38
6.3	Analyse de la concentration en circulation	39
6.3.1	Méthodes de mesures appliquées	39
6.3.2	Migration d'huile en régime permanent	40
6.3.3	Effets de variation de paramètres de réglage pendant le régime stationnaire	45
6.3.4	Injection de paquets d'huile	46
7	Fonctionnement en mode biétagé à longue durée	49
7.1	Problèmes d'équilibrage	49
7.2	Propositions de configurations biétagées stables	49
8	Analyse de transfert de chaleur à l'évaporateur	50
	Nomenclature	56
	Références bibliographiques	58
A	Annexe	
A.1	Listes matériel de la pompe à chaleur	A1
A.2	Schéma complet, pompe à chaleur biétagée	A3
A.3	Calcul de Dimensionnement	A4
A.4	Mesures de niveau liquide avec sonde radar	A5
A.5	Evaluation de mélanges par la mesure de spectres IR	A6

1 Introduction

Ce projet de recherche fait suite d'une série de travaux effectués au Laboratoire d'Energétique Industrielle sous le mandat par l'Office Fédérale de l'Energie visant un développement de pompes à chaleur air-eau à haute performance et susceptibles à remplacer des chaudières dans les villas. Les concepts les plus prometteurs parmi les solutions étudiées sont les **cycles à deux étages de compression**, les cycles biétagés. Plusieurs approches biétagées ont été étudiées et testées sur des machines prototypes en laboratoire.

L'expérience a montré que la mise en œuvre des concepts biétagés classiques souffre du problème de **défaut de lubrification des compresseurs causé par la migration d'huile** à travers le système. En plus cette huile, si elle circule en grande quantité, peut provoquer une baisse des performances du cycle, ceci surtout au niveau du transfert de chaleur dans l'évaporateur.

L'analyse approfondie de la migration d'huile dans les pompes à chaleur air-eau mono- et biétagées comporte la mise en place d'une méthode très sensible de mesure en ligne de concentration d'huile par un **spectromètre infrarouge à transformée de Fourier rapide (FT-IR)** permettant ainsi d'examiner le comportement à plusieurs régimes de fonctionnement en régimes stable et transitoire.

Dans la première partie de ce rapport on présente les relations utilisées pour la modélisation des propriétés thermodynamiques et physiques du mélange réfrigérant-huile. Les différentes techniques de mesures de concentration d'huile sont décrites et implémentées par la réalisation de tests de calibrage sur une boucle séparée. Une description détaillée du stand d'essai de pompe à chaleur avec la nouvelle pompe à chaleur biétagée est suivie de l'analyse des résultats des tests de performance de la pompe à chaleur. Ensuite les mesures de la migration d'huile à des conditions de fonctionnement stable, pour des régimes transitoires et pour des injections d'huile pulsées sont analysées. Un modèle de transfert de chaleur pour des mélanges de réfrigérant-huile en évaporation est développé avec une analyse de l'impact de l'huile sur la performance de l'échangeur.

2 Propriétés thermophysiques des composants

2.1 Propriétés du réfrigérant

Les propriétés thermophysiques des réfrigérants sont calculées à l'aide du programme REFPROP, Version 6.01 [McLinden et al., 1998]. Par le développement d'une interface générique pour les propriétés de fluides (nommée FLINT = Fluid Interface, [Leyland et al., 2000], LENI-EPFL) il est possible d'intégrer plusieurs modèles ou programmes dont le code source est disponible (p.ex. REFPROP, Lee-Kesler, Reynolds, gaz parfait) dans nos programmes de simulation, entre autre pour le calcul des cycles de pompes à chaleur et pour le transfert de chaleur.

Les réfrigérants considérés dans ce rapport, sont le mélange zéotrope R-407C et ses constituants, le R-134a, le R-125 et le R-32.

2.1.1 Caractéristiques générales

Le réfrigérant R-407C est un mélange de 3 hydrofluorocarbures (R-32, R-125, R-134a [0.23 ; 0.25 ; 0.52 (massique)] ou [0.38 ; 0.18 ; 0.44 (molaire)]). Le tableau 2.1 résume les propriétés principales des constituants.

TAB. 2.1: Caractéristiques physiques pour les constituants du mélange R-407C.

Nom	réfrigérant formule chimique	Masse mol. [g/kmol]	NBP [°C]	T crit [°C]	P crit [bar]
R-125	pentafluoroéthane (CHF_2CF_3)	120.02	-48.1	66.3	36.3
R-32	fluorure de méthylène (CH_2F_2)	52.02	-51.7	78.2	58.0
R-134a	1,1,1,2-tetrafluoroéthane (CH_2FCF_3)	102.03	-26.1	101.1	40.6

2.1.2 Pression de saturation

La pression et la composition molaire de la phase vapeur aux conditions d'équilibre liquide-vapeur pour le mélange R-407C peut être calculée par les lois de Raoult et de Dalton (Hypothèse : mélange idéal) à partir des pressions de saturation des constituants et de la composition molaire de la phase liquide.

Loi de Raoult

$$P_i = \varphi_{vap,i} P_{tot} = \varphi_{liq,i} P_{sat,i}(T) \quad (2.1)$$

Loi de Dalton

$$P_{tot} = \sum_i \varphi_{vap,i} P_{tot} \quad (2.2)$$

L'évolution des pressions de saturation est représentée dans la figure 2.1. La pression déterminée par mélange idéal et le résultat de calcul par REFPROP correspondent bien et on peut admettre que l'évaluation de la composition vapeur correspond assez bien au mélange réel en saturation. Ce

fait permettra aussi de calculer la composition à l'équilibre du mélange quaternaire R-407C avec de l'huile. Le triangle de composition molaire à la figure 2.2 représente la composition des phases liquide et vapeur en équilibre (titre de vapeur $x \rightarrow 0$) à la température de 20°C.

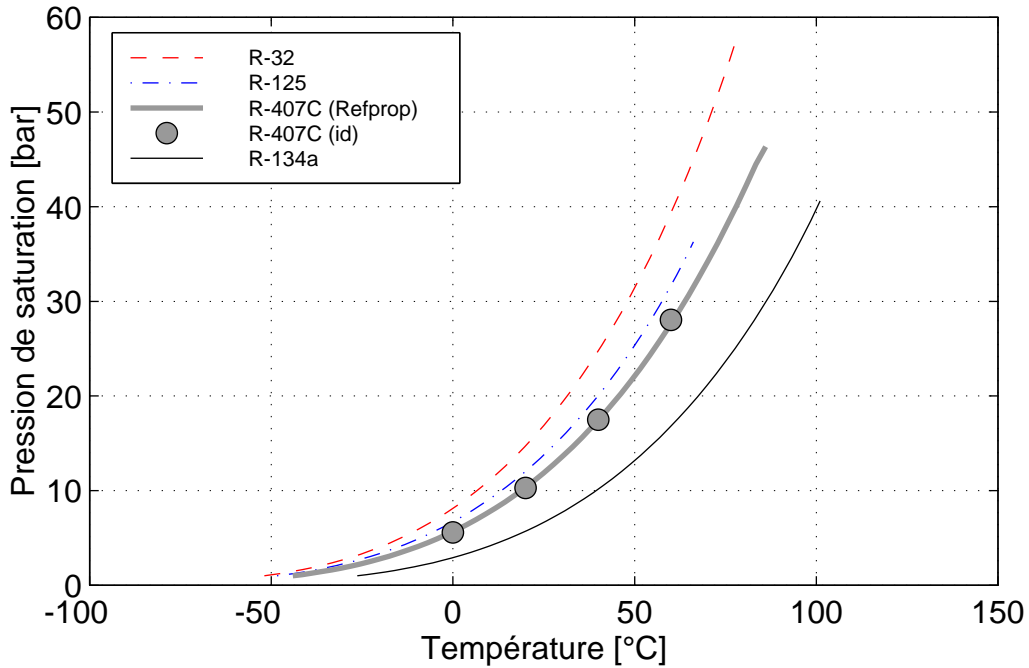


FIG. 2.1: Pression de saturation des réfrigérants (de P_{atm} à P_{critique}), $R-407C = P_{\text{sat,liq}}$.

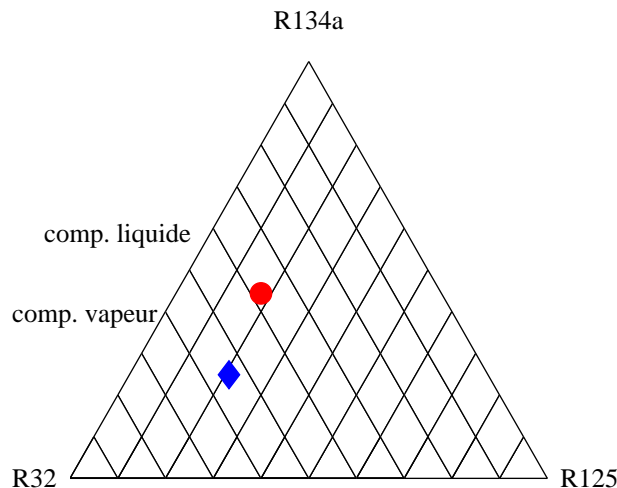


FIG. 2.2: Composition molaire des phases liquide et vapeur en équilibre du mélange R-407C à 20°C à titre zéro.

2.1.3 Densité

La densité du mélange zéotrope est calculée par le programme REFPROP. Des tests de calibrage effectués, voir section 4.2, permettent de valider le modèle de mélange proposé par le programme. Une comparaison des densités de réfrigérant et d'huile est montrée dans la figure 2.3.

2.1.4 Propriétés physiques

Les valeurs de **viscosité**, de **tension superficielle** et du **coefficient de conduction thermique** du réfrigérant sont également disponibles depuis REFPROP et leur calcul n'est pas spécifié en détail ici.

2.2 Propriétés de l'huile

2.2.1 Indications générales

Les caractéristiques principales de l'huile utilisée sont données dans leur fiche technique standard :

- Nom commercial : Mobil EAL Arctic 22 CC
- Viscosité
 - à 40°C 23 cSt (= mm²/s)
 - à 100°C 4.8 cSt
- Indice de viscosité 130
- Densité à 15°C : 0.991kg/l
- Limite inférieure de miscibilité (10% oil) avec R-134a à -54°C, avec R-407C à -38°C.
- Chaleur spécifique à 15°C : 1.96 kJ/kg K

La modélisation des propriétés de l'huile est, soit basée sur des corrélations données par le fournisseur (ou tirées depuis des tableau de données), soit à l'aide d'expressions approchées trouvées dans la littérature.

2.2.2 Température et pression critique

Les propriétés de l'huile au point critique seront utilisées pour la caractérisation de propriétés physiques qui n'ont pas pu être trouvées dans la littérature ouverte pour l'huile en question.

Les valeurs critiques pour l'huile Mobil EAL Arctic 22 ont été déterminées par [Skripov et al., 2003] à l'aide d'une méthode à pulsation thermique. Cette méthode permet d'analyser des propriétés de l'huile à des très hautes températures avant que le mélange d'huile se décompose. Les propriétés critiques sont reportées sur un graphique permettant une estimation très approximative. Les valeurs exactes ont été publiées dans un article prépublié (voir [Zhelezny et al., 2003]) :

$$\begin{aligned} T_{crit} &= 820 \text{ K} \approx 550^\circ\text{C} \\ P_{crit} &= 6.5 \text{ bar} \end{aligned} \tag{2.3}$$

2.2.3 Température d'ébullition normale

Deux équations empiriques sont proposées dans la littérature qui lient la température d'ébullition normale avec la température critique, voir [Conde, 1996].

$$T_{crit} = 15.2762 S^{0.2985} T_{nb}^{0.62164} \quad (2.4)$$

$$T_{crit} = 189.8 + 450.6 S + (0.4244 + 0.1174 S) T_{nb} + (0.1441 - 1.069 S) \frac{10^5}{T_{nb}} \quad (2.5)$$

avec $S = \text{densité spécifique} = \frac{\rho \text{ à } 16^\circ\text{C}}{999 \text{ [kg/m}^3\text{]}}$

La résolution inverse de ces deux équations fournit deux valeurs très proches l'une par rapport à l'autre et on la solution moyenne en est déduite.

$$T_{nb,huile} = 612K = 339^\circ\text{C} \quad (2.6)$$

L'évaluation de la température d'ébullition à pression atmosphérique est effectuée par calcul à partir de la valeur connue T_{crit} .

2.2.4 Densité

Le calcul de la densité liquide de l'huile est basé sur des valeurs issues d'une table (dans la gamme de température de 0 à 120°C). Le liquide est considéré comme un liquide incompressible. La valeur de la densité de l'huile à 20°C a été contrôlée expérimentalement. Une corrélation linéaire par rapport à la température a été trouvée :

$$\rho_{huile} \text{ [kg/m}^3\text{]} = 1000.7 - 0.6976 T \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.7)$$

La figure 2.3 représente graphiquement la densité de l'huile en comparaison avec les valeurs des réfrigérants purs R-134a et R-407C. La gamme de température choisie sur le graphique correspond à la plage de fonctionnement en liquide. Aux températures les plus élevées, les densités de l'huile et des réfrigérants sont très proches et rendent l'analyse de concentration par comparaison de densité, très difficile.

2.2.5 Viscosité cinématique

La viscosité de l'huile liquide évolue de manière exponentielle avec la température. Elle peut être modélisée par la relation générale de la forme $\nu = e^{\text{polynôme}(T)}$.

Le degré du polynôme à choisir est déterminé par la précision de reproduction des valeurs issues d'une table. Un polynôme du 3^{ème} degré est à choisir pour obtenir une précision de < 3% pour le cas présent.

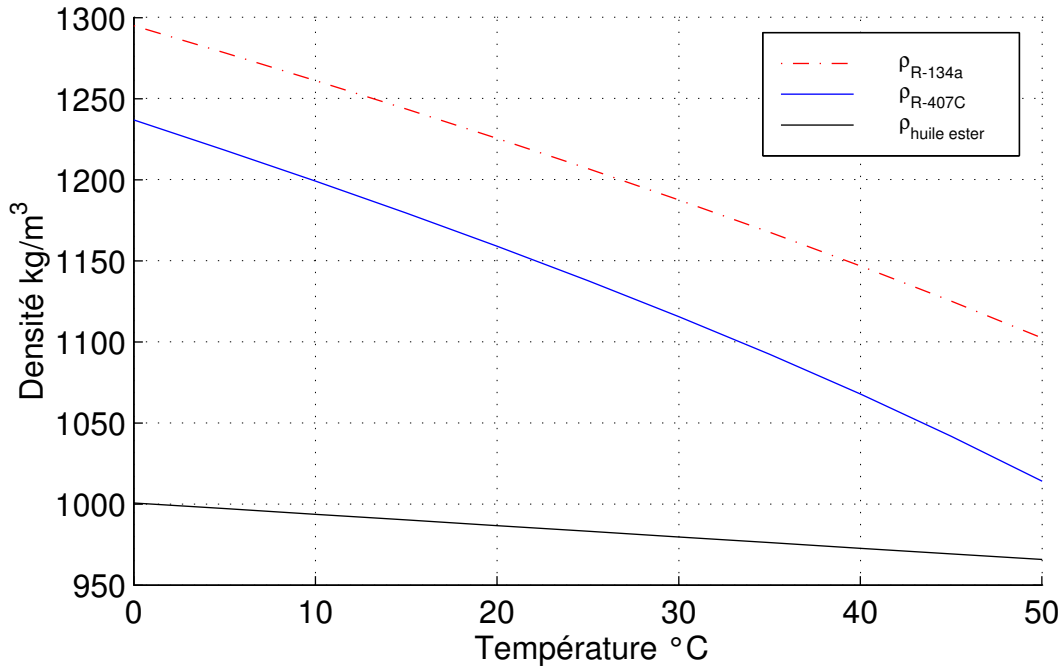


FIG. 2.3: Densité de réfrigérant (R-134a, R-407C) et huile (EAL Arctic 22 CC).

$$v \text{ [m}^2/\text{s]} = e^{-1.7999 \cdot 10^{-6} T^3 + 5.0048 \cdot 10^{-4} T^2 - 0.0683 T - 8.6126} \quad (2.8)$$

avec T en [°C]

2.2.6 Conductivité thermique

La conductivité thermique de l'huile peut être approchée par une loi linéaire avec la température.

$$\lambda \text{ [W/mK]} = 0.1637 - 1.631 \cdot 10^{-4} T \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.9)$$

2.2.7 Tension superficielle

Plusieurs expressions sont proposées dans [Conde, 1996] pour calculer la tension superficielle de l'huile. La relation de *Brock et Bird*, modifiée par *Miller* donne les meilleurs résultats de prédiction pour une autre huile commerciale.

$$\sigma_{\text{huile}} \text{ [mN/m]} = 4.642 \cdot 10^{-4} Q P_{\text{crit}}^{\frac{2}{3}} T_{\text{crit}}^{\frac{1}{3}} \left(1 - \frac{T}{T_{\text{crit}}}\right)^{11/9} \quad (2.10)$$

$$\text{avec } Q = 0.1196 \left[1 + \frac{\frac{T_{\text{nb}}}{T_{\text{crit}}} \ln\left(\frac{P_{\text{crit}}}{1.01325 \cdot 10^5}\right)}{1 - \frac{T_{\text{nb}}}{T_{\text{crit}}}}\right] - 0.279$$

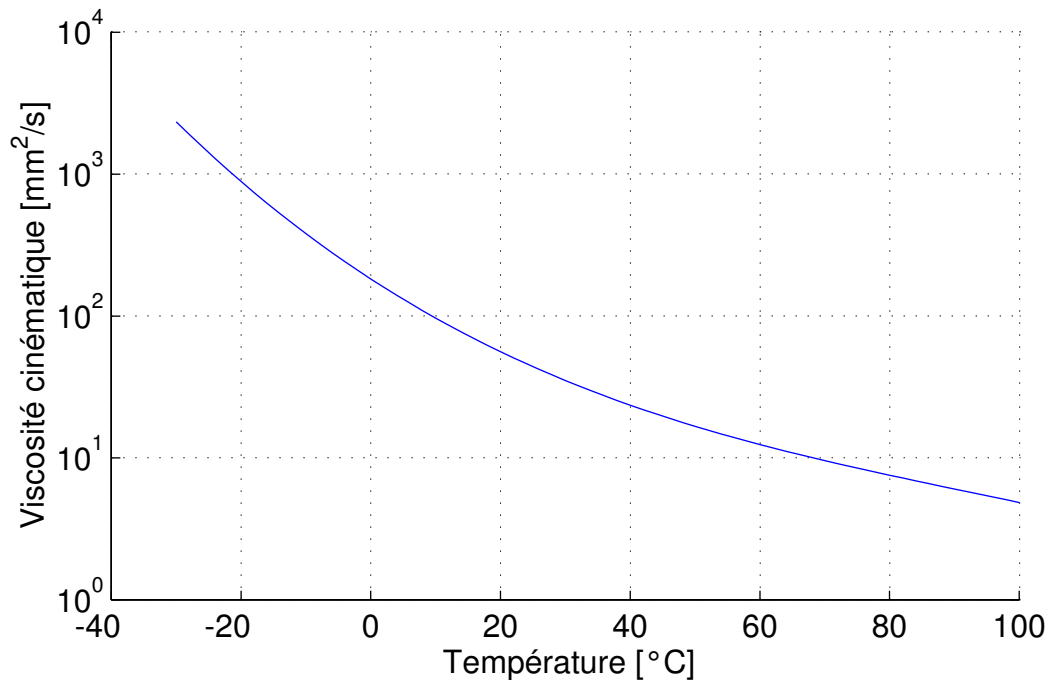


FIG. 2.4: Viscosité cinématique de l'huile (EAL Arctic 22 CC).

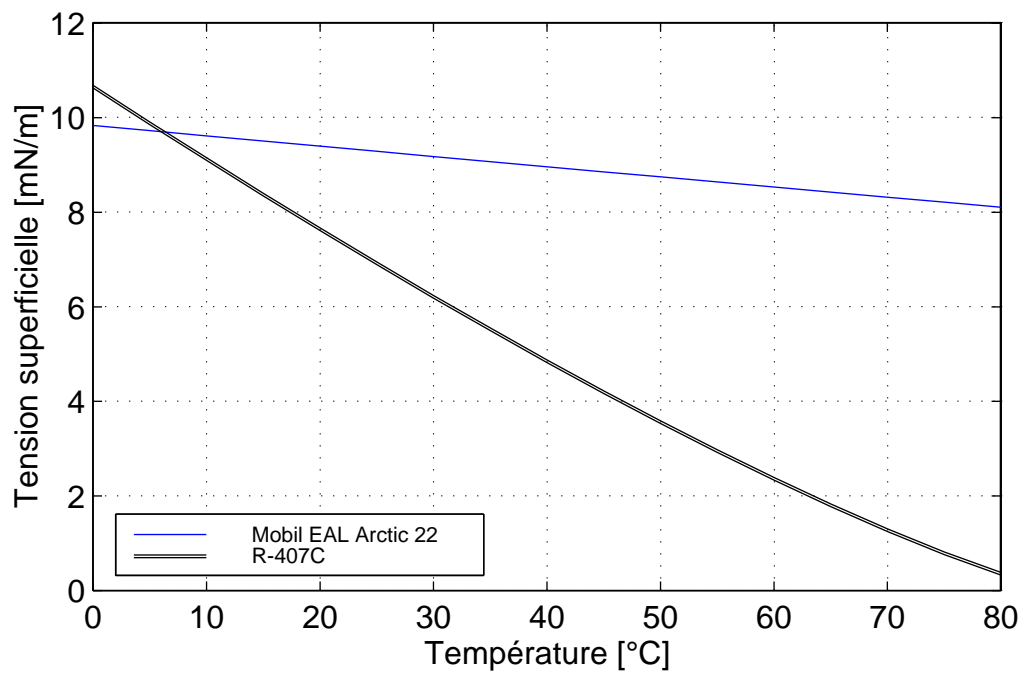


FIG. 2.5: Tension superficielle de R-407C (avec REFPROP) et huile EAL Arctic 22 CC (par l'équation 2.10).

2.2.8 Absorption infrarouge de l'huile liquide

Les caractéristiques en absorption infrarouge sont détaillées à la section 4.2.1.

2.3 Modèles de mélange

Les propos recueillis pour les propriétés de mélanges ont été principalement tirées des sources suivantes [Bošnjaković et Knoche, 1997, Thome, 1993, ASHRAE, 1998].

2.3.1 Densité de mélanges

La densité d'un mélange idéal de substances peut être déterminé par la relation suivante

$$\rho_{mix}^0 = \frac{1}{\frac{w_{huile}}{\rho_{huile}} + \frac{1-w_{huile}}{\rho_{refr}}} \quad (2.11)$$

Le mélange de gaz en absence de réactions chimiques peut être considéré comme un mélange idéal. Lorsque des liquides sont mélangés, on ne peut plus considéré le cas idéal. Les molécules sont très rapprochées et suivant leur regroupement spatial on peut observer une augmentation ou une diminution du volume par rapport à la somme des volumes des substances séparées. On parlera du volume d'excès v^E . Ce volume est déterminé expérimentalement pour les mélanges étudiés.

$$v^E = v_{mix} - v_{mix}^0 = (A - 1) v_{mix}^0 = f(T, P) \quad (2.12)$$

La deuxième expression, utilisant le **coefficient de correction de densité** A est utilisée dans [ASHRAE, 1998], d'où est tiré l'exemple de la figure 2.6 pour un mélange de réfrigérant R-22 avec de l'huile minérale.

Sous forme de densité, le mélange est donné par :

$$\rho_{mix} = \frac{1}{\frac{1}{\rho_{mix}^0} + v^E} = \frac{\rho_{mix}^0}{A} \quad (2.13)$$

Un **modèle empirique pour le facteur de correction de densité de mélange** A a été établi pour le mélange R-407C avec de l'huile EAL Arctic 22 CC pour la gamme de températures allant de 0 à 50°C et pour des concentrations massiques d'huile de 0 à 10%, voir 2.7. Seul pour les températures entre 0 et 10°C l'identification de la concentration d'huile basée sur la densité sera encore possible, tandis que pour des températures plus élevées, la densité passe par un maximum à une concentration d'huile différente de 0%. A la température maximale considérée, la tendance est inversée et la densité augmente avec la concentration d'huile en passant par un maximum à une concentration de 8% environ.

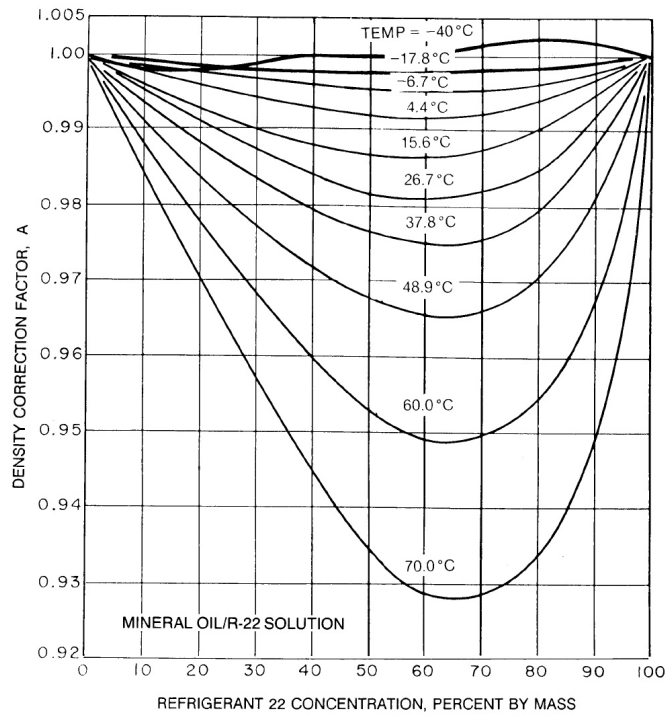


FIG. 2.6: Coefficient de correction de densité R-22 et huile minérale, source [ASHRAE, 1998].

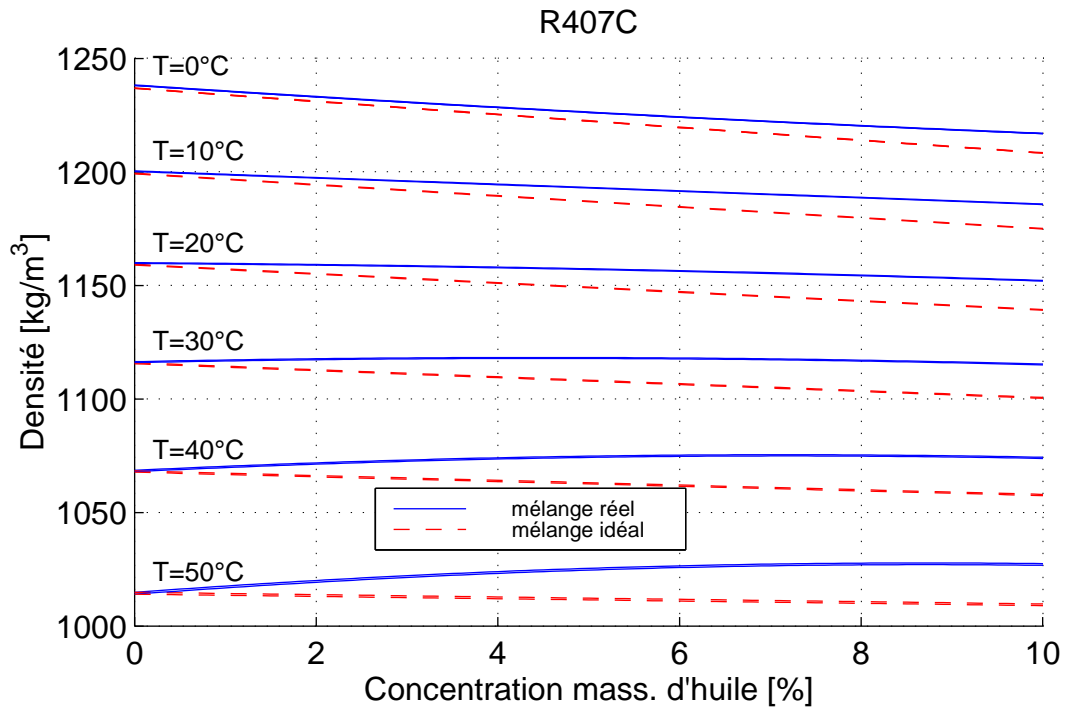


FIG. 2.7: Modélisation de densité de mélange R-407C avec de l'huile ester EAL Arctic 22 CC.

2.3.2 Viscosité dynamique

La modélisation généralisée de la viscosité de liquides est très complexe et nécessite une bonne connaissance de la structure moléculaire du fluide. En absence de ces connaissances, il faut avoir recours à des corrélations empiriques simples, dont un résumé est donné par [Arnemann, 1993] qui a comparé 24 approches (sans ou avec un paramètre) avec des mesures de viscosité pour 9 couples réfrigérant-huile. Dans ce travail-ci, nous utilisons une des expressions les plus anciennes pour décrire le mélange réfrigérant-huile, c'est la loi logarithmique d'Arrhenius. L'utilisation de cette loi est proposée notamment dans [Thome et al., 1996]. Le modèle de transfert de chaleur de réfrigérants en évaporation dans des tubes horizontaux a été adapté pour tenir compte des effets de l'huile en se basant sur cette loi de mélange logarithmique en ajoutant un exposant empirique m , afin de minimiser les écarts entre les résultats expérimentaux et de simulation.

Avec la composition massique et locale de l'huile w_{local} , la loi de mélange pour la viscosité prend la forme :

$$\mu_m = \mu_{refr} \left[\frac{\mu_{huile}}{\mu_{refr}} \right]^{m w_{local}} \quad (2.14)$$

avec $m = 0.26$ et $w_{local} = \frac{w_{inlet}}{(1-x)}$

Pendant l'évaporation (mélange au titre de vapeur x), la concentration de l'huile prend sa valeur locale.

3 Techniques de mesure de concentration

3.1 Revue des techniques de mesures disponibles

Les activités autour de l'analyse des écoulements à faible concentration d'huile des systèmes frigorifiques ont été nombreuses au cours des dernières années. De multiples techniques de mesure ont été proposées et sont résumées dans la liste ci-dessous.

– Echantillonnage de masse

Par extraction d'un échantillon de masse connue et en évaporant à faible débit le réfrigérant, la masse d'huile ainsi purifiée peut être pesée. Cette approche est non continue, mais s'applique à tous les réfrigérants, sans étalonnage préalable. Suivant la précision demandée, une masse importante du mélange doit être enlevée de l'installation. Des procédures de re-injection du réfrigérant sont proposées.

– Mesures basées sur des propriétés physiques du mélange

La mesure liée à une propriété physique du mélange peut-être calibrée avec haute précision, comme le montrent les approches ci-dessous. Pour atteindre la meilleure résolution possible, ces approches se limitent aux mélanges binaires (mélange de réfrigérant pur + huile).

– *Mesure de la viscosité cinématique*

La mesure de la viscosité de mélange par un viscosimètre a été testée par [Baustian et al., 1988a]. La résolution de concentration à faibles concentrations d'huile est relativement faible ($> \pm 2\%$).

– *Densimètre*

La détermination en continu de la densité du mélange peut être effectuée avec grande précision ($< \pm 0.1\%$) après calibrage, voir [Bayini et al., 1995]. Cette méthode est cependant limitée à des mélanges binaires réfrigérant-huile et ne se prête pas pour les mélanges de réfrigérants.

– *Mesure de la vitesse du son*

Plusieurs groupes [Baustian et al., 1988b, Meyer et Saiz Jabardo, 1994, Navarro de Andrade et al., 1999] ont choisi la méthode de mesure par ultrason. Cette technique de mesure a pu être effectuée avec une fiabilité de 0.25 % en huile.

– *Mesure de l'indice de réfraction*

Une méthode de mesure très efficace et peu coûteuse en terme d'investissement de matériel est représentée par la mesure de l'indice de réfraction du mélange, voir [Newell, 1996]. Le système développé montre une précision maximale de $< \pm 0.1\%$, pour un mélange binaire.

– Absorption de lumière

La mesure de la concentration d'huile par absorption de lumière dans une bande spectrale représente le plus grand potentiel à l'avenir. Elle peut également être appliquée à suivre la composition d'un réfrigérant à mélange. Dans des travaux de [Biancardi et al., 1996] cette méthode a déjà été utilisée pour la bande des fréquences UV et dans le projet de [Suzuki et al., 1993] dans les fréquences IR. Pour les deux approches, l'intensité de lumière au détecteur a directement été transformée en un signal de tension (signal unidimensionnel).

La revue des techniques de mesures de concentration d'huile montre l'**absence d'une technique** de haute sensibilité qui permette à la fois de faire face aux **changements de composition du réfrigérant** et de **fournir une mesure de concentration de masse** et qui offre la possibilité de **suivre les évolutions en cours d'essai**. Ce fait a conduit au choix d'une nouvelle technique de mesure, la **spectrométrie infrarouge** qui va être comparée aux techniques traditionnelles.

3.2 Spectromètre infrarouge à transformée de Fourier (FT-IR, Nicolet Magna-IR 560)

Les spectromètres infrarouges à transformée de Fourier (FT-IR) permettent d'**effectuer des mesures en ligne de concentration d'huile** dans des systèmes pressurisés et à une large plage de conditions thermodynamiques. L'utilisation de cette méthode de mesure permet en même temps **l'analyse de concentration de systèmes à plusieurs composants**. Les mesures de calibration ont été effectuées sur une boucle séparée. Le volume de contrôle est connecté sur une ligne en déviation de la conduite principale de l'écoulement de la pompe à chaleur. Une mesure (1 scan) prend environ 1 seconde. Si le temps le permet le nombre de scan peut être augmenté afin d'éliminer au maximum des perturbations externes.

Le spectromètre utilisé est un *Magna IR 560* de Nicolet composé d'une source laser Ever-Glo permettant la prise de spectres dans la gamme de 4000 cm^{-1} à 650 cm^{-1} , un détecteur (MCT-A) refroidi à l'azote liquide et un séparateur de faisceau KBr. L'environnement de l'optique est purgé à l'air comprimé, déshumidifié et connecté à un filtre à air qui enlève toutes traces d'huile restantes. Le débit d'air est de 1200 l/h.

La mesure est effectuée à l'aide d'une cellule Micro-ATR, à réflexion simple à travers un diamant couvert d'un volume cylindrique. La longueur de parcours du faisceau lumineux est de l'ordre de $0.5 \mu\text{m}$ ¹. Une mesure à une longueur de parcours plus importante (il existe des cellules ATR à 3 réflexions) permettrait d'augmenter la sensibilité de mesure de concentration d'huile, mais une saturation parviendrait aux zones d'absorption principales du réfrigérant utilisé.

3.2.1 Approche théorique pour la mesure FT-IR

Le faisceau lumineux infrarouge provenant de la source laser avec l'intensité spectrale $B(\sigma)$ est séparé à l'interface du séparateur où une partie est déviée sur un miroir fixe à la distance x_1 et l'autre partie traverse vers un miroir mobile se déplaçant à vitesse constante a , sa position est $x_2 + at$. Après réflexion les deux faisceaux sont recombinaés au séparateur et sont redirigés sur l'échantillon. L'intensité du faisceau recombinaé varie selon la position du miroir mobile et la longueur d'onde du faisceau lumineux. Cette configuration est montrée par l'*interféromètre infrarouge de Michelson* à la figure 3.1.

Le signal d'interférence pour un signal d'intensité $B(\sigma)$ au nombre d'onde σ devient alors :

$$I(t, \sigma) \sim B(\sigma) \cos(2\pi\sigma [x_1 - (x_2 + at)]) \quad (3.1)$$

L'intensité du signal d'interférence mesuré pour un faisceau polychromatique $B(\sigma)$ est alors :

$$I(t) = \int_0^{\infty} B(\sigma) \cos(2\pi\sigma [x_1 - (x_2 + at)]) d\sigma \quad (3.2)$$

La reconstruction du signal transmis $I \rightarrow B'(\sigma)$ est effectué par l'algorithme de *transformée de Fourier rapide*.

¹La longueur de pénétration du faisceau lumineux par la mesure ATR est fonction du nombre d'onde.

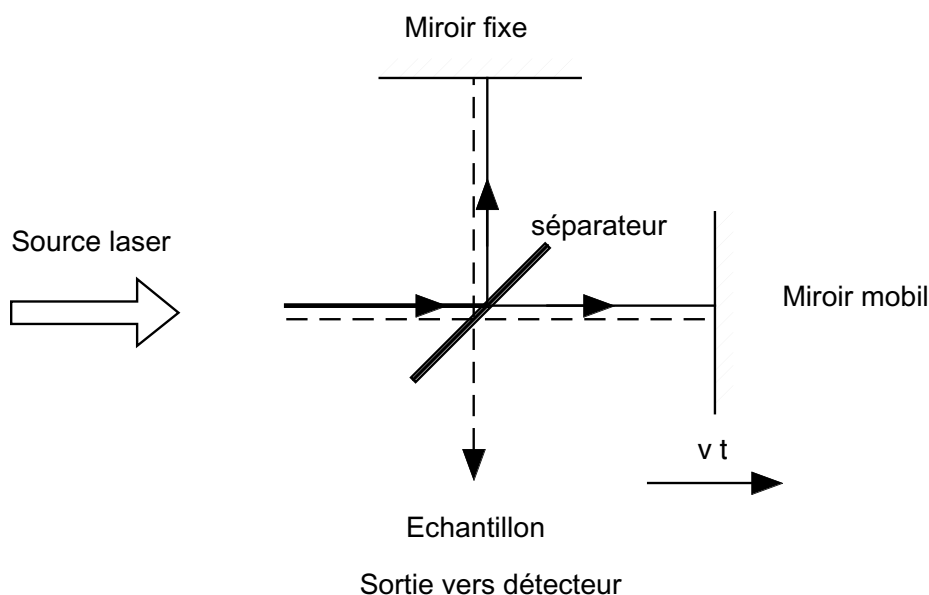


FIG. 3.1: Interféromètre infrarouge de Michelson.

3.2.2 Analyse quantitative

L'analyse spectrométrique présentée en bref ci-dessus permet d'analyser une multitude de substances à l'état solide, liquide et gazeux. L'absorption d'énergie dans le domaine infrarouge est causé par l'excitation des molécules analysées. Pour montrer des pics d'absorption il faut que les molécules soient des molécules polaires¹. Il en résulte que des échantillons gazeux sont souvent dilués dans un gaz neutre (p. ex. l'azote). **L'analyse quantitative est basée sur les hypothèses suivantes :**

1. Les composants absorbent de l'énergie dans la gamme de fréquence mesurable par l'instrument.
2. Chaque composant a son propre spectre d'absorption.
3. Pour une longueur donnée traversé par le faisceau lumineux la quantité d'énergie absorbée est proportionnelle à la concentration de chaque composant du mélange.

Les deux premières hypothèses peuvent être vérifiées expérimentalement et la troisième est exprimée par l'équation de Beer-Lambert-Bouguet :

$$A = e \cdot b \cdot c \quad (3.3)$$

Cette loi évoque que l'absorbance $A = \log(T^{-1})$ est directement proportionnelle à l'absorptivité molaire e à une longueur d'onde spécifique, à la longueur de mesure b , et à la concentration c de la substance. L'absorptivité est caractéristique pour chaque type de molécule et permet de faire une analyse détaillée d'une substance inconnue en comparant son spectre avec une librairie de spectres connus.

¹Les molécules sans polarité sont invisibles - p.ex. l'azote ou l'oxygène et tous les gaz monoatomiques.

La validité de cette loi énoncée subit quelques **restrictions** :

1. Pour des concentrations élevées, des effets de saturation peuvent être à l'origine d'une distorsion de l'évolution linéaire de l'absorbance vers la concentration.
2. Cette loi doit être appliquée à des conditions thermodynamiques équivalentes. Comme chaque composant ne montrera pas les mêmes propriétés dans le mélange que lorsqu'il est seul, une analyse de sensibilité doit être effectuée afin de montrer l'influence du changement des paramètres thermodynamiques.
3. Le mélange doit avoir la même composition dans la couche traversée par le faisceau lumineux proche de la surface que pour le mélange global (mélange parfaitement homogène).
4. Absence de toute réaction chimique dans le mélange.

Les mesures de spectres infrarouges de référence sont montrées à la section 4.2.1. Dans la partie annexe A5 de ce rapport on étudie les limitations de l'analyse théorique des spectres de mélanges liquides et l'évaluation du niveau limite de détection d'une substance.

3.3 Densimètre à effet Coriolis (Bopp&Reuther DIMF 2.0 TRV)

Le densimètre utilisé, est un transmetteur à haute précision, avec les performances indiquées :

Reproductibilité de mesure : $< \pm 0.02 \%$ ($\pm 0.2 \text{ kg/m}^3$ @ 1000 kg/m^3) dans les limites d'écoulement :

- Densité : $400 - 2000 \text{ kg/m}^3$
- Température : -40°C à 150°C
- Débit masse : $0 - 50 \text{ l/min}$
- Pression limite : 100 bar

La mesure de densité est effectuée par un tube circulaire en vibration forcée. Un capteur de déformation mesure la force de *Coriolis*, qui est proportionnelle à la masse dans le volume connu. Une grande précision de mesure des liquides testés a pu être constatée, voir section 4.2.2.

3.4 Echantillonnage

La **procédure de prise d'échantillons de masse** comporte les étapes suivantes (voir aussi l'image à la figure 6.3, page 41) :

1. Mesure du poids initial de la bouteille (300 ml) mise sous vide et propre.
2. Connexion de la bouteille à la ligne liquide du circuit frigorifique et transvasement à travers un capillaire (pendant env. 30 s).
3. Fermeture de la vanne à boule de la ligne de chargement. Mesure du poids total.
4. Évaporation à très faible débit (à travers une colonne liquide afin de visualiser les bulles de gaz sortant et de bien contrôler l'évaporation) en évitant l'arrachement de l'huile à travers une vanne à ouverture réglable. Le débit d'évaporation est autour de 0.5 l/h (13 g/h).

5. A partir du moment où tout le réfrigérant s'est évaporé, la bouteille est remise sous vide pendant 30 s avec une pompe à vide.
6. Mesure du poids final de la bouteille contenant de l'huile pure.

La durée de fonctionnement de la pompe à vide a été déterminée par une série de mesures de poids. Suivant la quantité d'huile restante la durée nécessaire de fonctionnement de la pompe à vide doit être adaptée. Pour une faible concentration en huile une vidange pendant 20 s suffit pour extraire les résidus de réfrigérant. L'huile restante n'est pas évaporée (le poids de la bouteille ne varie plus de manière visible pendant 30 min de vidange supplémentaire (sensibilité de la balance ± 0.01 g).

4 Essais de calibration

4.1 Boucle de test pour les essais de calibration

Une boucle séparée pour le calibration du densimètre (DT) et du spectromètre infrarouge (FT-IR) a été construite, voir 4.1. Par le contrôle externe de la pression et de la température, les conditions thermodynamiques d'un fonctionnement dans une pompe à chaleur peuvent être reproduites.

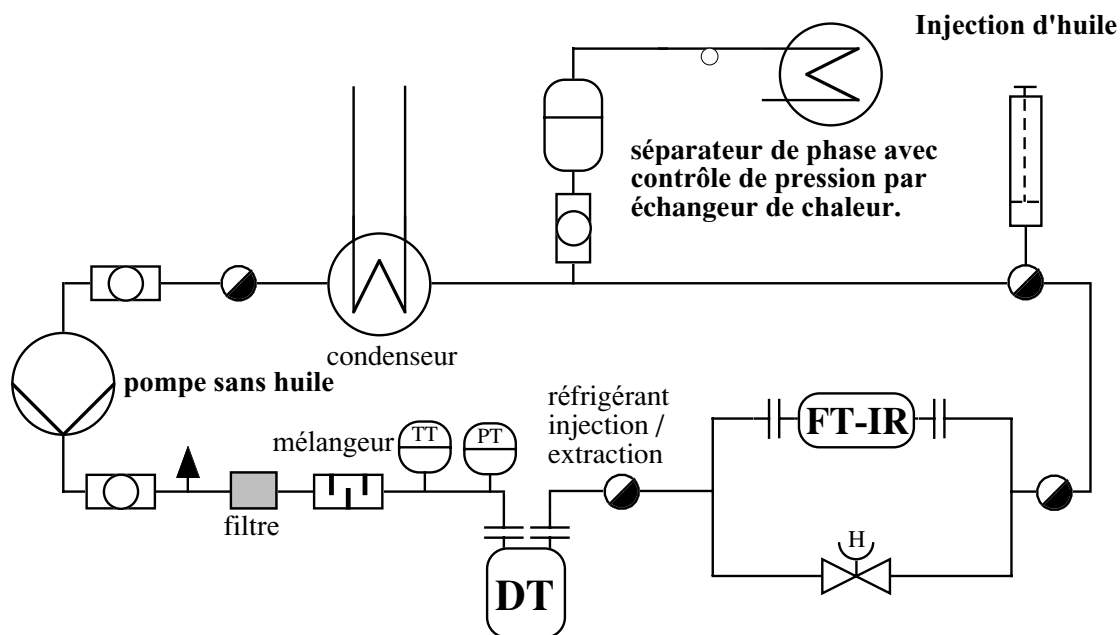


FIG. 4.1: Représentation schématique de la boucle de calibration.

La boucle de calibration contient les éléments suivants :

- Une pompe à engrenages sans huile.
- Un condenseur refroidi à l'eau glycolée froide pour contrôler la température de fonctionnement de la boucle.
- Un réservoir-séparateur pour assurer que la boucle est en phase liquide.
- Un échangeur alimenté par de l'eau chaude, permettant d'imposer une pression sur le système.
- Une seringue d'injection de quantité déterminée d'huile.
- Un filtre-déshydrateur, un mélangeur des voyants pour s'assurer du régime liquide.
- Un transmetteur de pression et de température.
- Une soupape de sécurité haute pression.

Le volume de liquide pour la boucle entière est de 3.77 l, ce qui résulte en une charge en réfrigérant de 4.6 kg pour le R-134a et 4.4 kg pour le R-407C à l'état liquide saturé à 20°C.

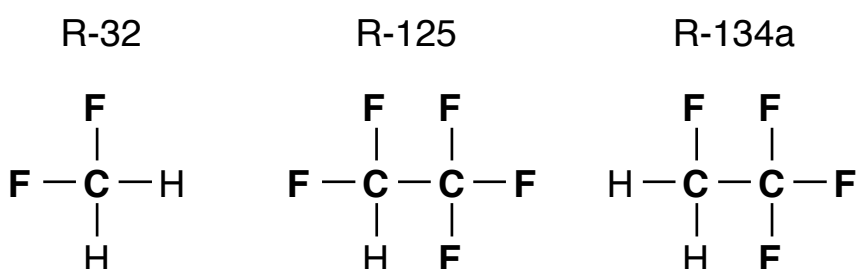
4.2 Etalonnages avec du réfrigérant pur

4.2.1 Spectres infrarouges

Plusieurs séries de test ont dû être effectuées afin de bien maîtriser la procédure de prise de spectres infrarouges (prise de spectre de référence, purge de l'appareil, etc.).

Les spectres propres aux trois réfrigérants du mélange R-407C sont représentés dans la figure 4.2. Les bandes d'absorption sont similaires à cause du fait, que les molécules analysées sont composées de groupes similaires.

L'aperçu des trois molécules montre leur similitude respective :



Le tableau suivant résume la distribution en terme d'absorption des différents composants :

TAB. 4.1: Revue de la hauteur des pics d'absorption des réfrigérants purs du mélange R-407C à 21°C.

Hauteurs	Position pics d'absorption [cm^{-1}]									
	719	839	862	965	1038	1082	1126	~1167	1186	
R-134a	-	0.28	-	0.62	-	0.53	-	1.25	-	-
R-125	0.40	-	0.40	-	-	-	1.06	-	1.10	-
R-32	-	-	-	-	1.24	-	-	0.09	-	-
R-407C	0.13	0.16	0.16	0.38	0.66@1055	-	0.40	0.77	-	-
	Position pics d'absorption (cont.) [cm^{-1}]									
	1281	1296	1354	~1431	1462					
R-134a	0.90	-	-	0.17	0.11					
R-125	-	0.40	-	-	-					
R-32	-	-	-	0.07	-					
R-407C	0.56@1286	-	-	0.11	-					

Le spectre de l'**huile** (figure 4.3) est composé d'une forte absorption à 1740 cm^{-1} , bien séparée du domaine caractéristique du réfrigérant. D'autres absorptions se situent entre les nombres d'onde de $700 - 1500 \text{ cm}^{-1}$ et $2800 - 3000 \text{ cm}^{-1}$.

Les absorptions les plus importantes sont :

EAL Arctic 22 CC : 1020, 1120, **1150**, 1220, 1370, 1470, **1740**, 2850, 2920, 2950 cm^{-1}

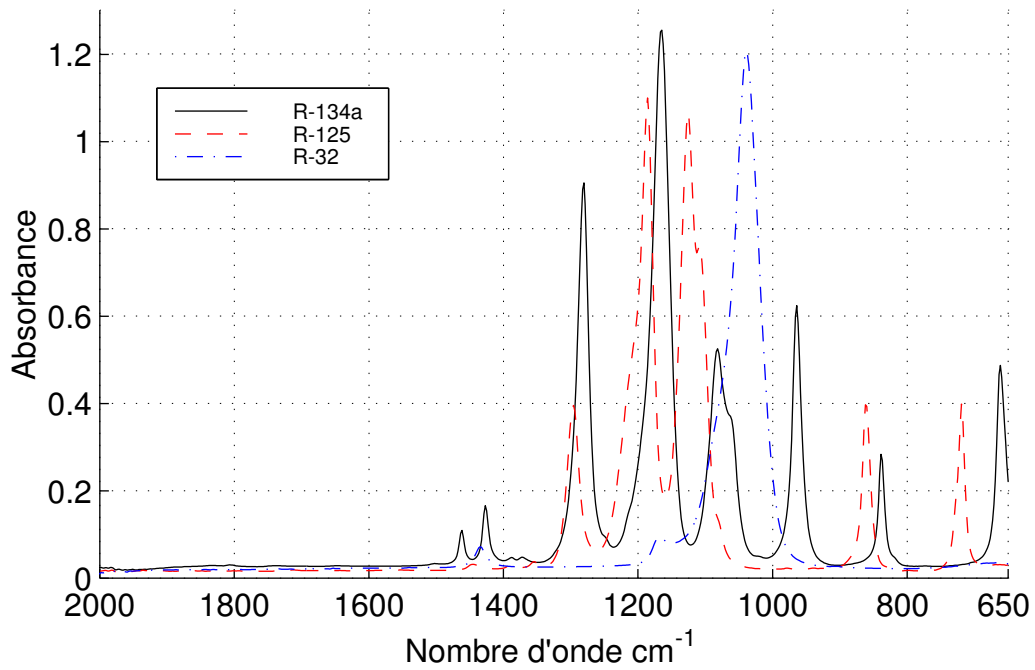


FIG. 4.2: Spectres d'absorption infrarouge mesurés pour les réfrigérants R-134a, R-32 et R-125 à 21°C.

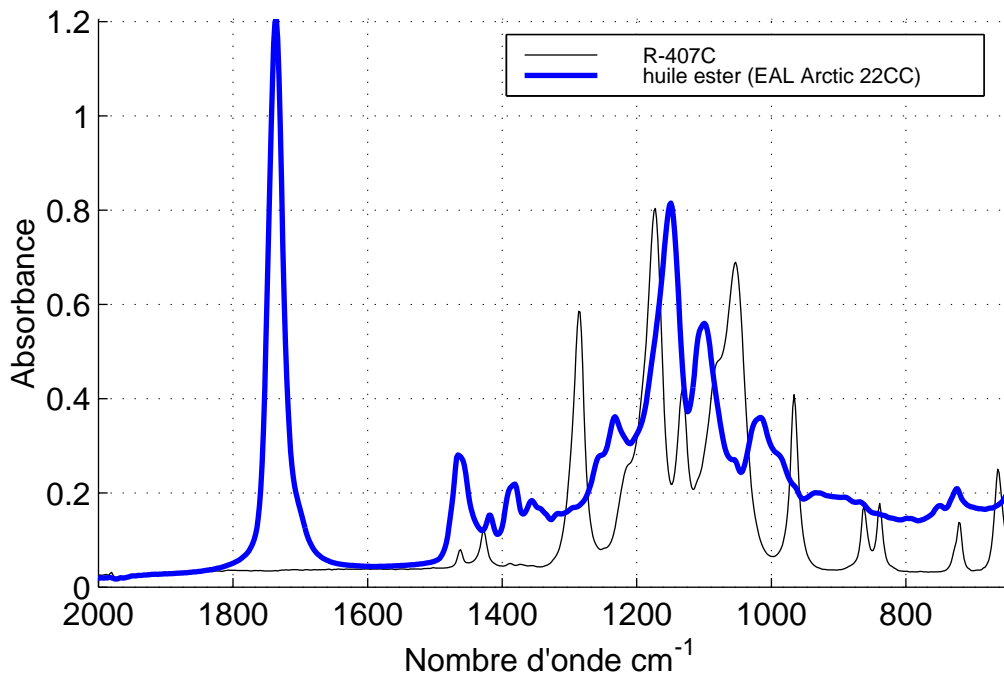


FIG. 4.3: Spectres d'absorption infrarouge mesurés pour le mélange zéotrope R-407C (R-134a, R-125, R-32 [0.52;0.25;0.23]) à 21°C et de l'huile polyolester EAL Arctic 22 CC.

Les réfrigérants R-134a et R-407C ont été testés dans différents états thermodynamiques et l'évolution des intensités des pics d'absorption est représentée à la figure 4.4. L'allure du spectre ne change que très peu avec un changement de pression, mais est significative avec la variation de la température (en raison du changement de densité respective des constituants du mélange). Les spectres de mesures obtenus pendant les séries d'essais sur la pompe à chaleur pourront alors être comparés, ce qui permet une vérification de la composition du mélange R-407C en cas de doute.

4.2.2 Mesures de densité

Des mesures de densité liquide proche de l'état de saturation ont été effectuées, afin de vérifier la précision de l'appareil de mesure (fig 4.5). Pour le réfrigérant R-134a qui est modélisé avec une grande précision dans REFPROP (utilisant l'équation d'état "modèle d'énergie de Helmholtz", servant de référence internationale pour le R-134a, [Tillner-Roth et Baehr, 1994]). L'erreur relative moyenne entre la densité mesurée et calculée est de 0.05%, ce qui vérifie la qualité de l'appareil de mesure utilisé. Quant au mélange R-407C, les calculs donnent des densités inférieures à celles mesurées avec un écart relatif de 0.3%, ce qui nécessite une correction de la valeur calculée du réfrigérant pur pour l'évaluation de la concentration d'huile à partir de la densité de mélange mesurée.

4.3 Mélanges réfrigérant huile

Des **séries de calibrage** avec l'injection d'une quantité d'huile déterminée ont été effectuées à **plusieurs niveaux de température et de variation de pression**. L'influence de la pression sur les valeurs mesurées était négligeable sur l'ensemble de résultats obtenus (compressibilité faible des liquides utilisés). Les résultats montrés ci-après permettent d'établir des corrélations de concentration d'huile pour l'analyse des spectres et de la densité de mélange. Pour les deux méthodes, les réponses aux variations de concentration (injection depuis la seringue) ont été quasi immédiates. La disparition du pic d'absorption d'huile a été vérifiée pendant les divers rinçages de la boucle.

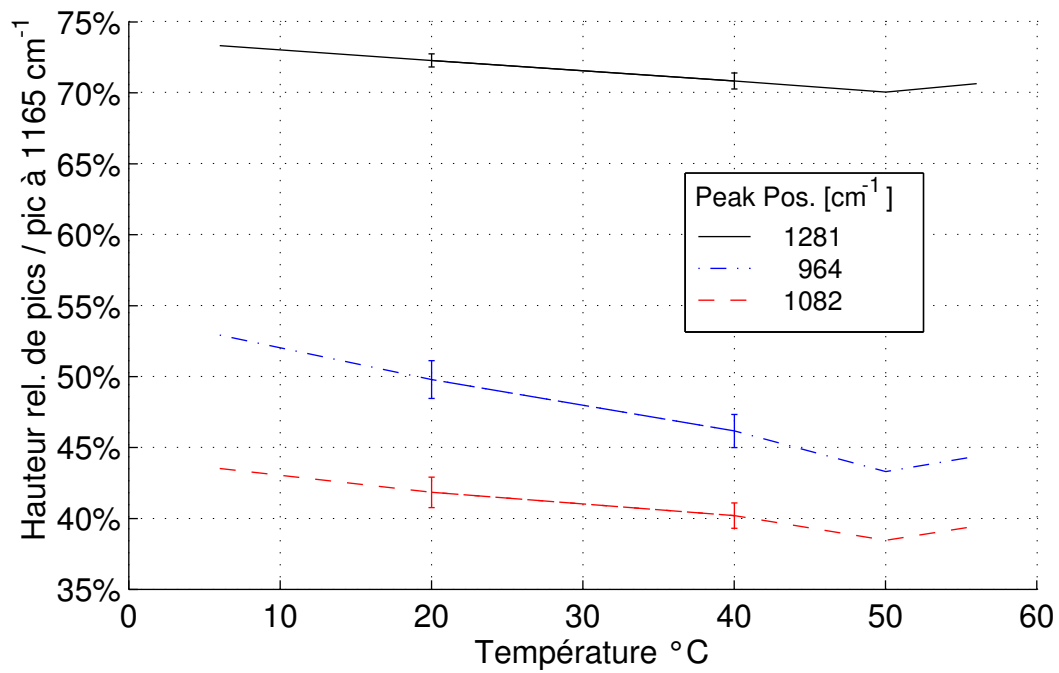
Spectres infrarouges

L'absorption principale à 1740 cm^{-1} pour l'huile est comparée avec l'absorption du réfrigérant R-407C à 965 cm^{-1} , ce qui est une absorption du R-134a (les autres réfrigérants n'ont pas d'absorption à cette longueur d'onde) et qui, du reste, n'est que faiblement influencé par l'huile. Des évolutions de concentration d'huile ont été faites à différents niveaux de températures comme représenté dans la figure 4.6. L'évolution linéaire du rapport des hauteurs de pics trouvée pour les tests en progression d'huile est en accord avec la loi de *Beer* exprimée par l'équation 3.3. Le facteur de proportionnalité pour le calcul de la concentration est donné par l'équation 4.2.

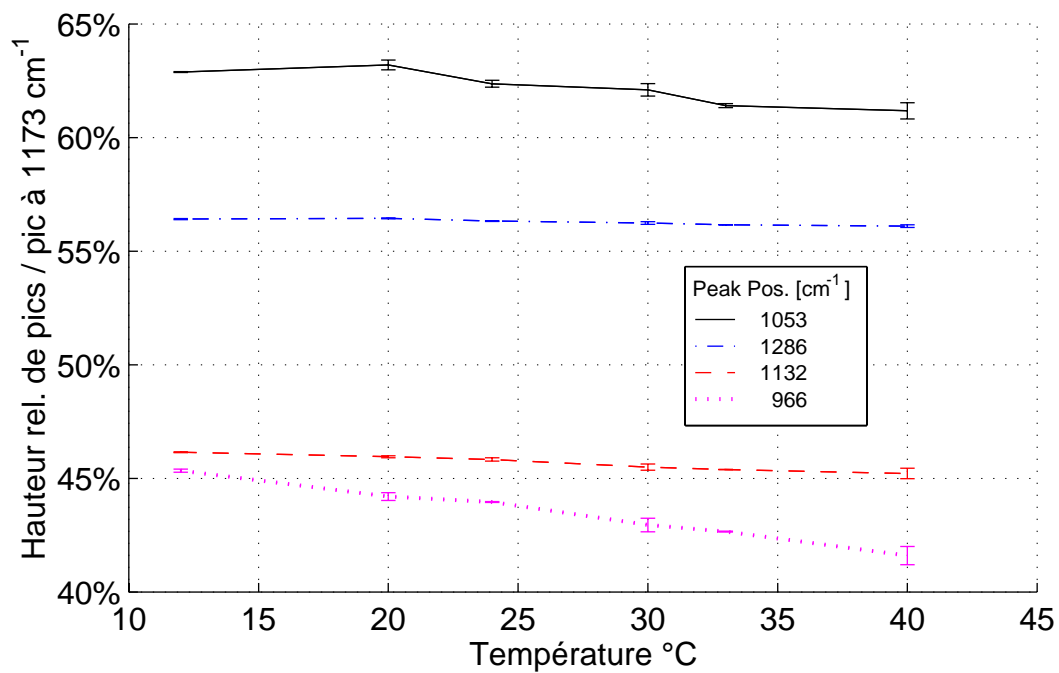
$$f_{huile} = -6.77 \cdot 10^{-6} T^3 + 9.23 \cdot 10^{-6} T^2 - 4.28 \cdot 10^{-2} T + 0.883 \quad (4.1)$$

et la concentration massique en huile dans le réfrigérant est déterminée par

$$w_{huile} = f_{huile} \frac{A_{huile,1740}}{A_{refr,964}} \quad (4.2)$$



(a) R-134a



(b) R-407C

FIG. 4.4: R-134a et R-407C, évolution des pics d'absorption IR avec la température.

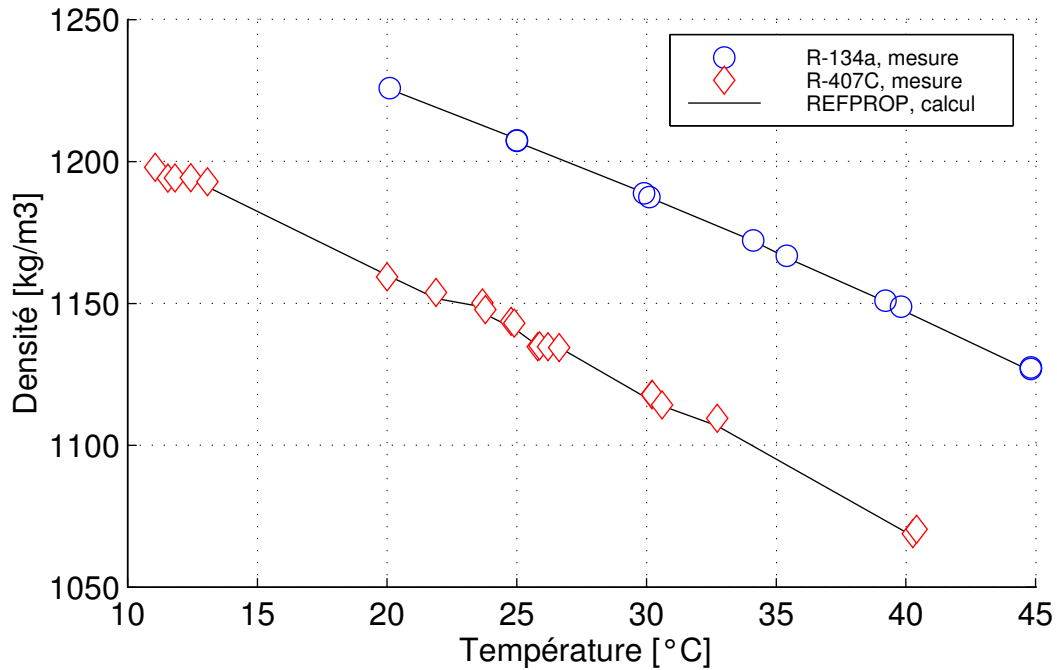
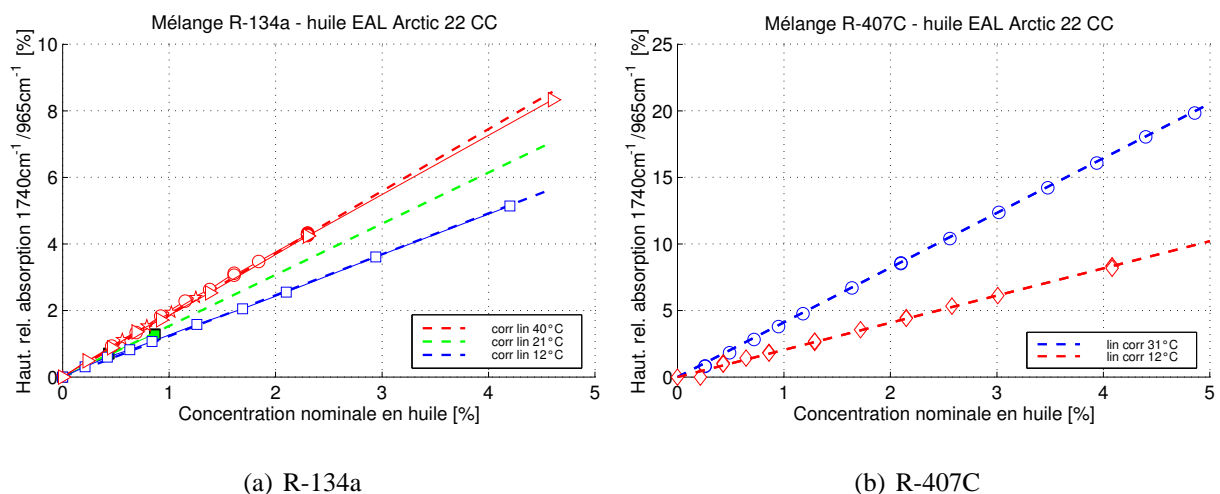


FIG. 4.5: Comparaison de densité mesurée et calculée par REFPROP, v6.01.

La limite inférieure de détection d'huile est déterminée principalement par le niveau de bruit de mesure. Un rapport 2 entre signal de mesure et bruit a été considéré comme limite pour la détection de l'absorption d'huile, ce qui résulte en une **limite de détection à 0.3%** d'huile par le spectromètre infrarouge. L'exemple à la figure 4.7 montre une évolution d'absorption d'huile déterminée dans le réfrigérant R-407C à 12°C. La limitation de détection de l'absorption à de très faibles concentrations massiques est bien visible.

Densité de mélange

L'évolution de la densité de mélange mesurée pendant les séries d'injection d'huile est montrée aux figures 4.8 et 4.9.



(a) R-134a

(b) R-407C

FIG. 4.6: Evolutions de concentration d'huile pour R-134a et R-407C avec de l'huile miscible EAL Arctic 22 CC.

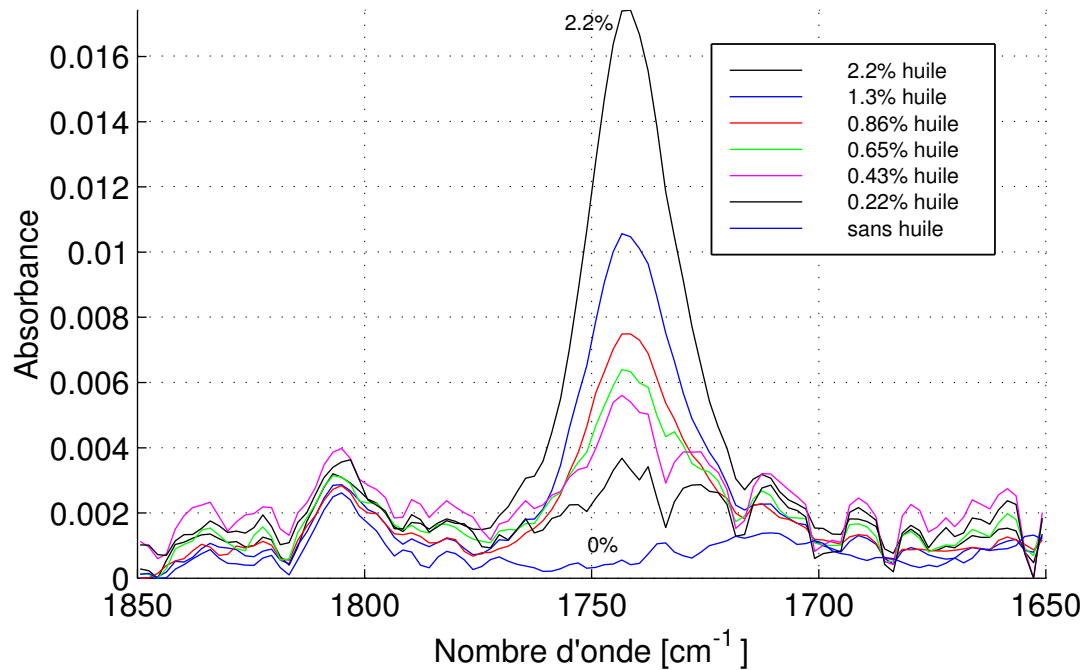
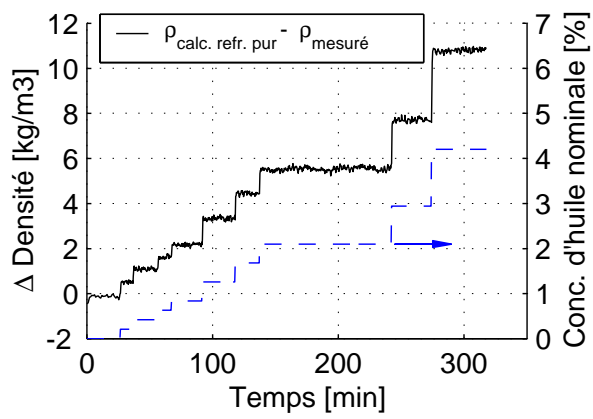


FIG. 4.7: Absorption de l'huile EAL Arctic 22CC à 1740 cm^{-1} pour le mélange huile - R-407C à 12°C .

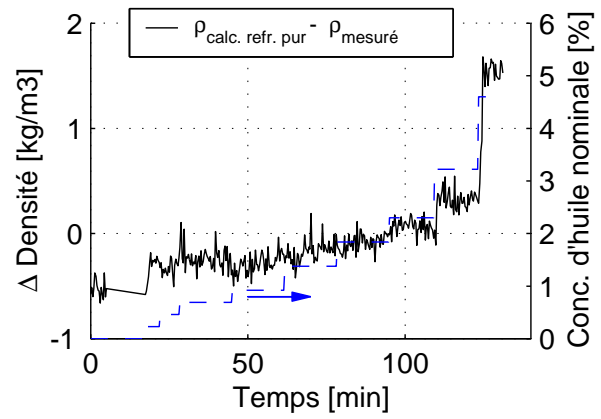
La technique de mesure de la concentration d'huile par l'utilisation d'un densimètre à effet *Coriolis* a été implémentée par [Bayini et al., 1995]. Les mesures rapportées concernent le réfrigérant R-134a avec de l'huile synthétique dans un domaine de température de -9°C à 6°C . Les mesures de calibration effectuées sur la boucle liquide montrent, pour des conditions de fonctionnement comparables (niveau de température correspondant à la même différence de densité entre l'huile et le réfrigérant), une évolution linéaire de la densité avec la concentration nominale et confirment les travaux antérieurs.

Les mesures de calibration à des températures plus élevées (correspondant à un niveau de température de 30 à 40°C) ne suivent plus cette loi. Les effets de mélange réel s'accroissent et la différence de densité entre l'huile et les réfrigérants considérés devient plus faible. Pour ces deux raisons, il est impossible de faire une analyse de concentration d'huile sur la base de la densité de mélange aux températures habituelles de fonctionnement dans la pompe à chaleur (30 à 50°C).

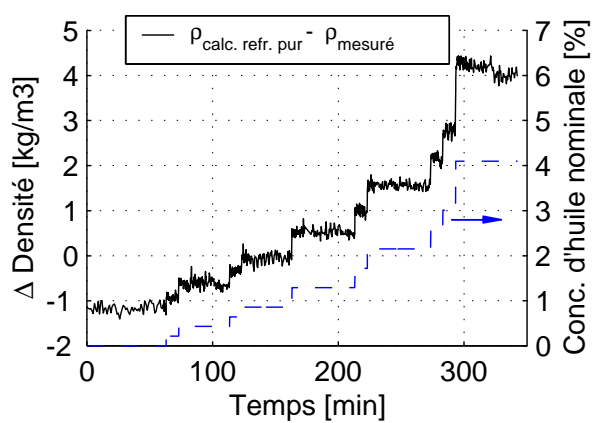
L'échelle de temps pour les mesures de calibration aux figures 4.8 et 4.9 permet de montrer la stabilité de fonctionnement de la boucle.



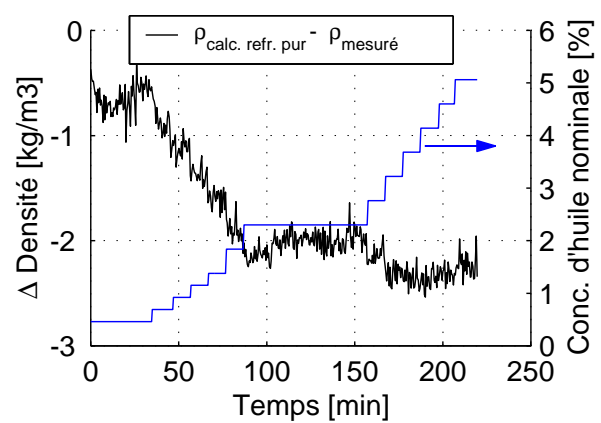
(a) R-134a, 12°C



(b) R-134a, 40°C

FIG. 4.8: Evolution des densités des mélanges R-134a et huile.

(a) R-407C, 12°C



(b) R-407C, 30°C

FIG. 4.9: Evolution des densités des mélanges R-407C et huile.

5 Essais de performance de pompe à chaleur

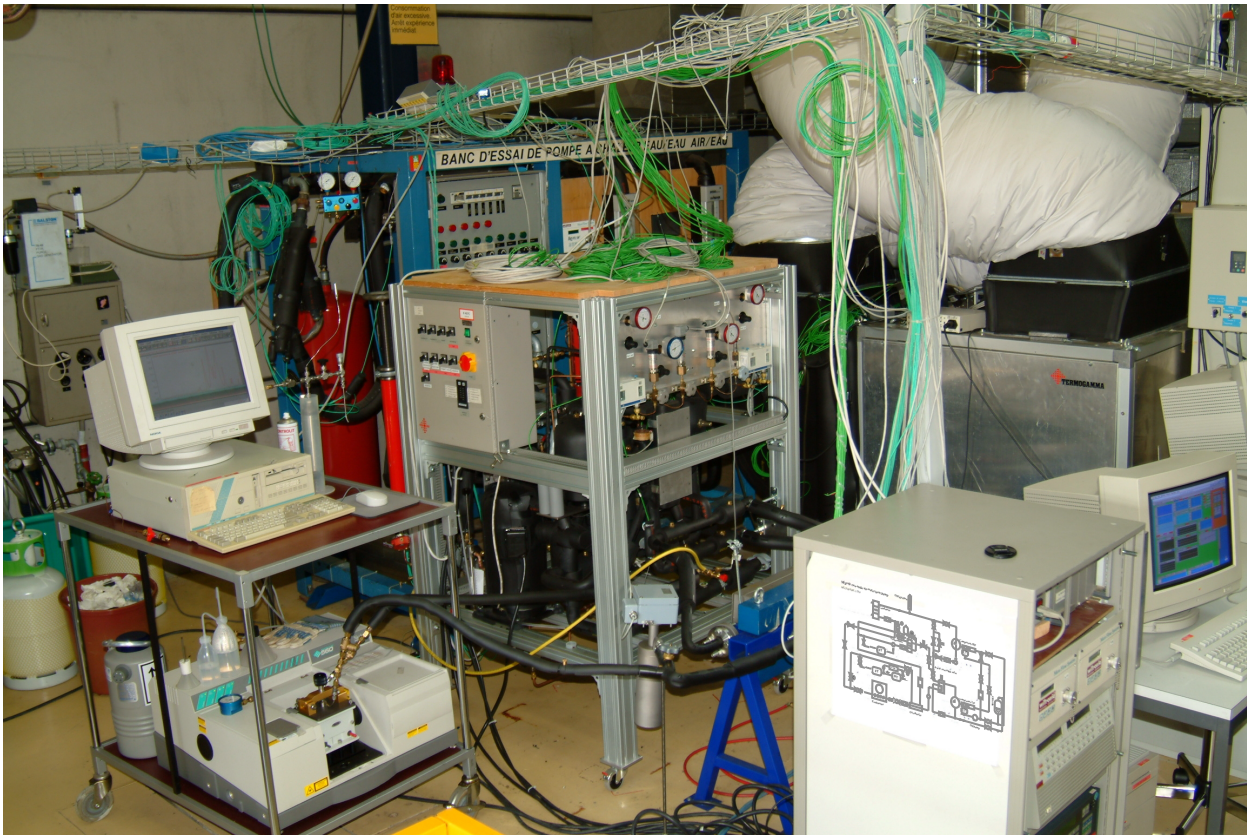


FIG. 5.1: Stand d'essais avec pompe à chaleur air-eau biétagée :
 $\dot{Q}_{ch} = 10 \text{ kW}$, $\dot{E} = 4.3 \text{ kW}$, R-407C.

5.1 Description du stand d'essais

Le choix d'effectuer un projet d'étude approfondie sur les cycles de pompe à chaleur biétagés se fonde sur l'expérience accumulée au Laboratoire d'Energétique Industrielle (LENI) dans le cadre du programme de recherche *Swiss Retrofit Heat Pump* de l'Office Fédéral de l'Énergie. En effet les solutions biétagées ont été identifiées comme les plus avantageuses, voir [Zehnder et al., 1999, 2002]. Dans le projet *Pompe à chaleur air-eau à haute performance* [Nidegger et al., 1997] un cycle biétagé avec un économiseur séparateur a été testé et plusieurs problèmes, dont le plus contraignant, la migration d'huile vers le compresseur à basse pression, se sont manifestés et ont fortement limité la durée de fonctionnement en continu de la pompe à chaleur.

La pompe à chaleur de ce projet a dû être reconstituée et seulement quelques éléments ont été réutilisés du stand précédant, notamment le bloc évaporateur¹, les vannes de détente à moteur pas à pas, le condenseur, un réservoir d'huile, le tableau de commande et quelques capteurs de pression et de température. Les nouveaux composants sont les deux compresseurs scroll modifiés, la vanne à 4 voies pour le dégivrage à inversion de cycle, l'échangeur économiseur et la pompe d'huile. Le système entier est représenté schématiquement à la figure 5.2.

¹L'ensemble ventilateur-évaporateur disponible convient à moitié aux exigences à ce projet. Le débit d'air nominal de $6500 \text{ m}^3/\text{h}$ de cet ensemble est excessif pour une puissance de chauffage équivalente à 10 kW. Ceci pénalise les performances globales de la pompe à chaleur.

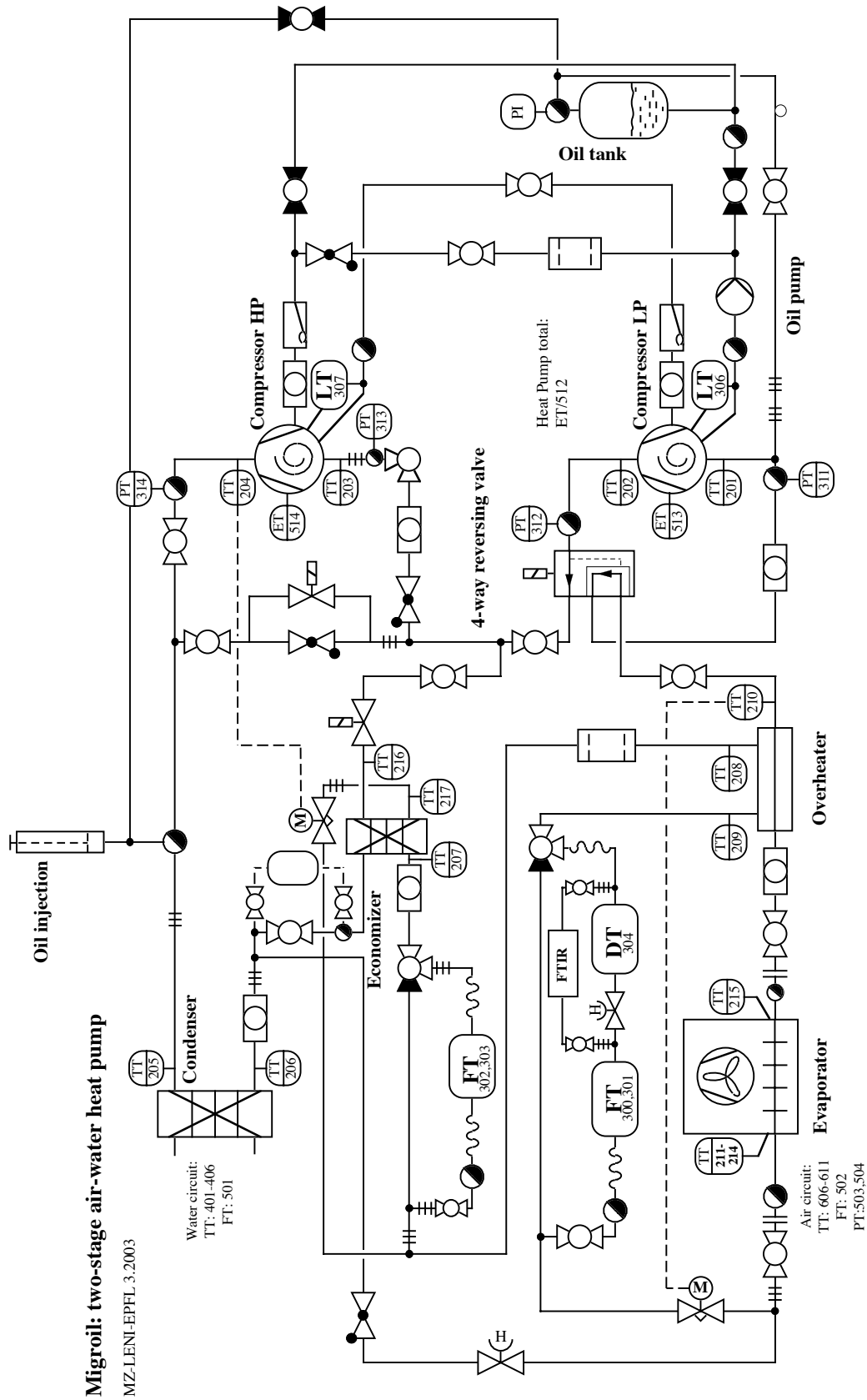


FIG. 5.2: Schéma complet de la pompe à chaleur biétagée de migration d'huile.

Les modes de fonctionnement possibles sont visualisés sur un schéma simplifié aux figures 5.3, 5.4 et 5.5. Les niveaux de pression sont distingués par des couleurs différentes, les lignes en pointillé représentent les conduites sans débit de réfrigérant.

5.2 Mode de chauffage monoétagé

Le mode de fonctionnement **monoétagé** correspond au fonctionnement standard des pompes à chaleur air-eau disponibles sur le marché. Le compresseur du deuxième étage est bi-passé et le réfrigérant est guidé par deux clapets anti-retour installés dans le circuit. Les **gaz chauds sortants du compresseur** principal accèdent directement au **condenseur**. Le réfrigérant liquide en sortie du condenseur parcourt l'économiseur et est sous-refroidi davantage dans le **surchauffeur tubulaire** avant d'être détendu dans la **vanne de détente électronique**. Le débit de réfrigérant est contrôlé par l'état de surchauffe à l'entrée du compresseur et non à la sortie de l'évaporateur. La surchauffe nécessaire pour assurer un fonctionnement correct du compresseur est effectuée dans l'échangeur en ligne situé dans la ligne d'aspiration du compresseur. Ceci permet un fonctionnement plus efficace de l'évaporateur en présence du réfrigérant zéotrope qui a un glissement de température de 6 K en évaporation.

La plage de fonctionnement en mode monoétagé est limitée par des rapports de pression élevés et des températures maximales en sortie du compresseur. Les conditions extrêmes prévues A-12/W65 sont en dehors des limites. L'évolution de la courbe caractéristique de puissance de chauffage pour une saison de chauffage est fortement défavorable pour une pompe à chaleur monoétagée.

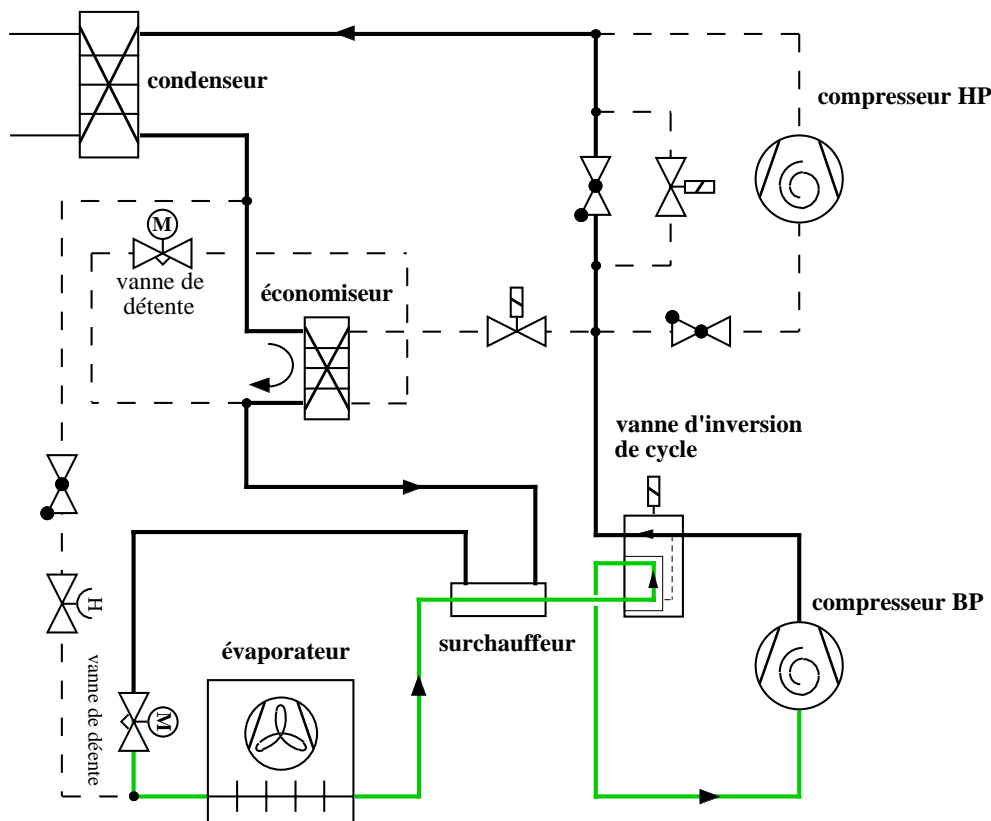


FIG. 5.3: Fonctionnement monoétagé.

5.3 Mode de chauffage biétagé

Le cycle **biétagé avec économiseur** est composé, en plus des éléments de base du cycle monoétagé, d'un **deuxième compresseur scroll**, d'un échangeur à plaques interne (**économiseur**) et d'une **vanne de détente supplémentaire** à commande électronique pour le contrôle du débit à l'étage intermédiaire. Ce débit se mélange aux gaz chauds en sortie du compresseur du premier étage et la température du mélange est proche de la température de saturation. En fin de compression le débit total parcourt le condenseur et l'économiseur. Dans celui-ci, le réfrigérant est fortement sous-refroidi en évaporant partiellement la partie du flux détendu à la pression intermédiaire. La séparation des deux débits a lieu en sortie liquide de l'économiseur. Le flux principal est détendu à la pression d'évaporation. En raison du sous-refroidissement important, le titre de vapeur à l'entrée de l'évaporateur est réduit, ce qui permet un transfert d'énergie par unité de débit masse plus important par rapport à un système monoétagé conventionnel.

Le **concept biétagé permet d'envisager un fonctionnement monovalent pour une saison de chauffage** pour les raisons suivantes : 1) **Amélioration de la courbe caractéristique de puissance de chauffage** incluant les jours de l'hiver à très basse température externe. 2) **Plage de fonctionnement** (et charge du moteur) **réduite pour les compresseurs**. 3) Augmentation du coefficient de performance par **amélioration du concept thermodynamique**. 4) Performances améliorées pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire en saison d'été.

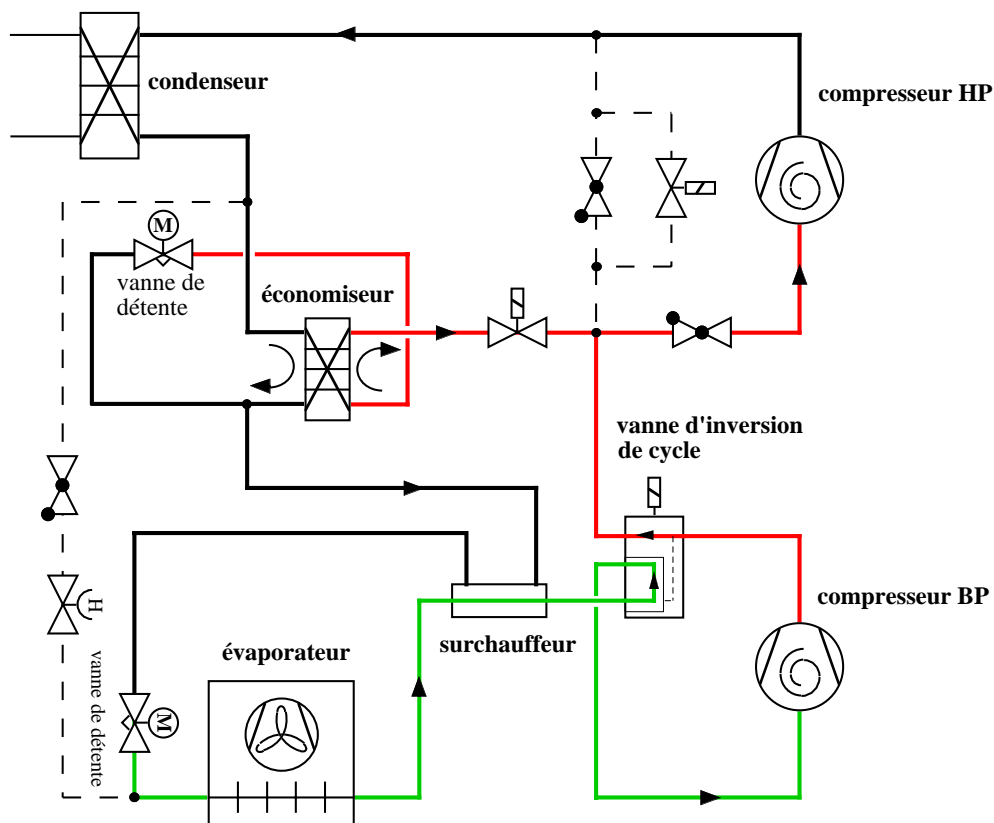


FIG. 5.4: Fonctionnement biétagé.

5.4 Dégivrage

Le dégivrage de l'évaporateur à tubes ailetés est effectué de manière standard par une **inversion de cycle** en ne faisant fonctionner que le compresseur du premier étage. **Les gaz chauds sortant du compresseur sont déviés par une vanne à 4-voies vers l'évaporateur** où ils dégagent de la chaleur à la batterie givrée. Le ventilateur d'air est arrêté. La vanne de détente principale et contournée et **le débit traverse une vanne à pointeau réglable manuellement** (simulant un capillaire). **Le réfrigérant est évaporé au condenseur** par l'eau chaude de chauffage. Un réservoir (non représenté sur le schéma simplifié) est situé entre le condenseur et l'économiseur, ce qui permet de stabiliser la pression durant la phase du dégivrage.

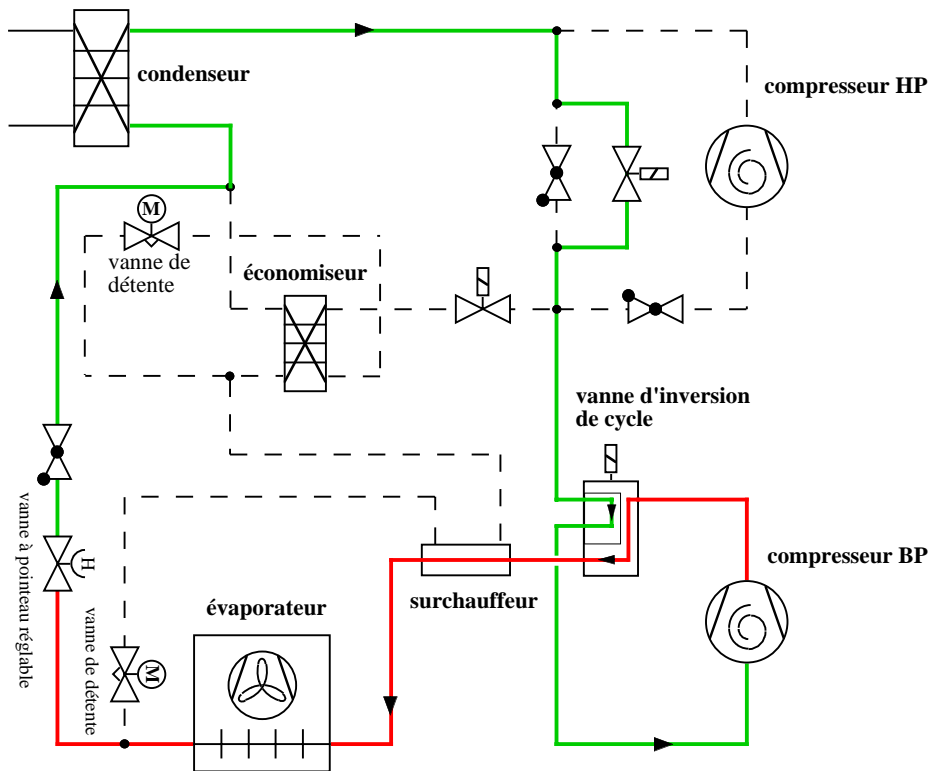


FIG. 5.5: Fonctionnement en dégivrage.

5.5 Tests de performance en régime stationnaire

5.5.1 Conditions externes

Les tests de la pompe à chaleur air-eau ont été effectués sur le stand d'essais au Laboratoire d'Énergétique Industrielle (LENI). Les conditions d'essais sont réglées afin de remplir les consignes évoquées de la norme EN255.

Le **circuit d'air** est connecté à une installation de climatisation permettant de descendre à une température d'air minimale de -12°C et de fonctionner à un taux d'humidité contrôlé. Le circuit d'air comporte une chambre climatisée de volume important (env. 100 m^3). Le débit d'air traversant le bloc évaporateur de la pompe à chaleur est mesuré par un diaphragme (méthode de précision moyenne). Le circuit d'air est équipé par plusieurs thermocouples, une mesure de pression différentielle pour évaluer les pertes de charge à travers l'évaporateur, et par un hygromètre

pour relever l'humidité relative à l'entrée de l'évaporateur de la pompe à chaleur. La commande du conditionnement de l'air est faite de manière totalement indépendante au système de commande de la pompe à chaleur. La pompe à chaleur est connectée en by-pass, avec des tuyaux souples, du circuit principal de climatisation.

Le **circuit de l'eau de chauffage** comporte une pompe de circulation, deux vannes pneumatiques pour le réglage de la puissance évacuée (par transfert de chaleur sur un réseau d'eau froide secondaire, le réglage est effectué depuis l'ordinateur de commande de la pompe à chaleur) et par un ballon d'eau de 140 l servant comme inertie lors du dégivrage à inversion de cycle. Le débit de l'eau peut être choisi librement et est mesuré par un débitmètre de précision à effet *Coriolis*. Le circuit d'eau est instrumenté avec trois thermocouples de chaque côté du condenseur, ce qui permet de faire un bilan précis de la puissance de chauffage fournie par la pompe à chaleur.

Les caractéristiques principales des flux externes sont :

- Débit d'air = 6500 m³/h
- Pertes de charge aux bornes du bloc évaporateur < 50 Pa
- Débit d'eau : 17 l/min (choisi selon les normes)
- Pertes de charge à travers le condenseur ~ 30 kPa

Les points de fonctionnement suivants ont été testés en régime permanent (sans dégivrage, air sec) :

Fonctionnement mono : A7/W50 A-2/W50 A-7/W50 A7/W35 A7/W60 A-7/W35

Fonctionnement bi : A7/W50 A-2/W50 A-7/W50 A2/W50 A-12/W50 A-12/W60

A = température d'entrée de l'air à l'évaporateur.

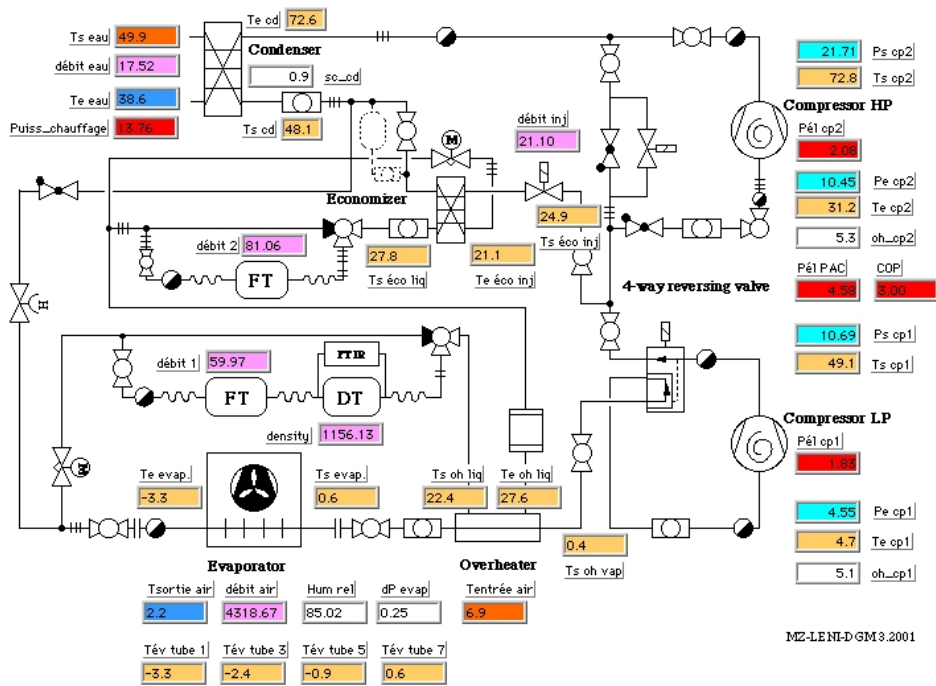
W = température de sortie de l'eau du condenseur.

5.5.2 Conditions internes

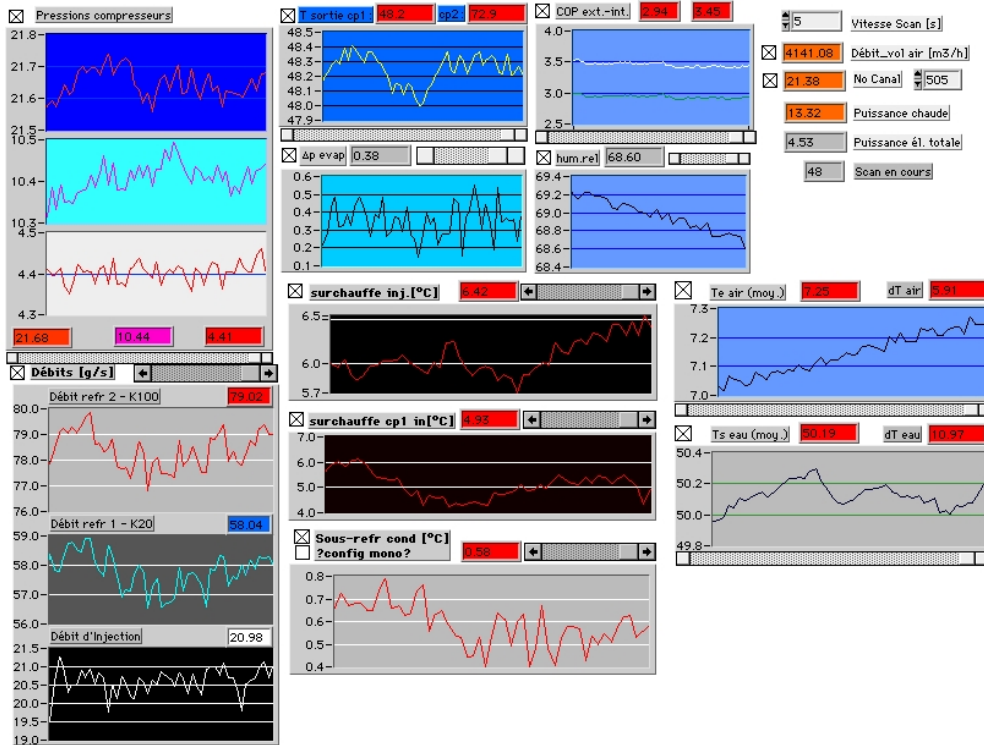
Le **réglage des paramètres** de fonctionnement du cycle de pompe à chaleur est effectué par la commande de deux vannes électriques à moteur pas à pas (vannes Egelhof). Ces vannes sont commandées par un régulateur programmé dans le logiciel *LabView* sur l'ordinateur de contrôle et d'acquisition. Les consignes de réglage pour la température de surchauffe à l'entrée de chaque compresseur sont de 6 K.

Les régimes de fonctionnement mesurés ont généralement pu être stabilisés de manière très satisfaisante (voir figure 5.6 représentant un fonctionnement typique en mode de chauffage biétagé à A7/W50).

La **charge optimale en réfrigérant** est déterminée par une vérification visuelle au voyant en sortie du condenseur. Au point de vue des performances, il est nécessaire que le réfrigérant se condense entièrement dans le condenseur. Par le sousrefroidissement dans les échangeurs suivants (économiseur et surchauffeur), le fonctionnement des vannes de détetes est garanti malgré des fluctuations de régime de fonctionnement. Le réservoir de réfrigérant sert comme vase d'expansion permettant le passage en continu entre les différents modes de fonctionnement. La charge totale est de 8 kg pour le réfrigérant R-407C.



(a) Capteurs de mesure.



(b) Evolution des paramètres de fonctionnement.

FIG. 5.6: Captures d'écran résultant d'un suivi en ligne d'essai biétagé à A7/W50.

5.5.3 Pompe à chaleur, COP et puissance de chauffage

Les indicateurs de performance d'une pompe à chaleur sont :

Puissance de chauffage

La puissance de chauffage est calculée de manière à considérer le débit externe de l'eau de chauffage par

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{M}_{eau} c_p (T_{sortie} - T_{entrée}) \quad (5.1)$$

Coefficient de performance (COP)

On distingue plusieurs valeurs de COP :

$$\text{COP externe à la PAC} \quad COP_{ext,PAC} = \frac{\dot{Q}_{ch}}{\dot{E}_{tot,PAC}} \quad (5.2)$$

$$\text{COP externe au cycle (sans aux.)} \quad COP_{ext} = \frac{\dot{Q}_{ch}}{\dot{E}_{cp}} \quad (5.3)$$

$$\text{COP interne au cycle} \quad COP_{int} = \frac{\dot{M}_{refr,2} \Delta h_{cond}}{\dot{M}_{refr,1} \Delta h_{cp,1} + \dot{M}_{refr,2} \Delta h_{cp,2}} \quad (5.4)$$

La première expression 5.2 est généralement utilisée pour comparer les différentes unités disponibles sur le marché, tandis que la dernière 5.4 est un bon indicateur de comparaison du cycle thermodynamique sans compter la puissance électrique consommée par les auxiliaires.

Il est utile de référencer la valeur du COP mesuré au COP maximal issu d'un cycle réversible de *Carnot*. Ce cycle composé de **deux isothermes** (à $T_{eau,sortie}$ et $T_{air,entrée}$ et **deux isentropes** donne un coefficient de performance de

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{eau,sortie}}{T_{eau,sortie} - T_{air,entrée}} \quad \text{Températures en K} \quad (5.5)$$

Les figures 5.7 et 5.8 montrent l'évolution du COP mesuré. Le fonctionnement biétage est avantageux sur une large gamme de fonctionnement, mais perd son intérêt pour le fonctionnement à des températures externes plus modérées¹. **Les gains en COP de la PAC biétagée sont pour le point de fonctionnement A-7/W50 de l'ordre de 30% et à A7/W50 encore à 14%**. De même, on peut observer une augmentation de la puissance de chauffage tout en utilisant les mêmes échangeurs vers les flux externes réglés à débit constant. **Le gain en puissance obtenu par mise en route du deuxième compresseur pour le point de fonctionnement A-7/W50 est de 24%**. En valeur absolue le gain en puissance de chauffage est pratiquement constant sur toute la gamme d'essais et se chiffre à 2 kW_{th}, voir figure 5.9.

Finalement le niveau de température maximale mesurée pour chaque configuration (mono- et biétage) est donnée en guise de comparaison. La figure 5.10 montre la réduction importante obtenue permettant de faire fonctionner la pompe à chaleur dans une plage de fonctionnement beaucoup plus grande, ce qui est fortement souhaité pour ce type de pompe à chaleur.

¹Des lignes de rendement exergetique constant donnent un support auxiliaire au lecteur initié à la matière.

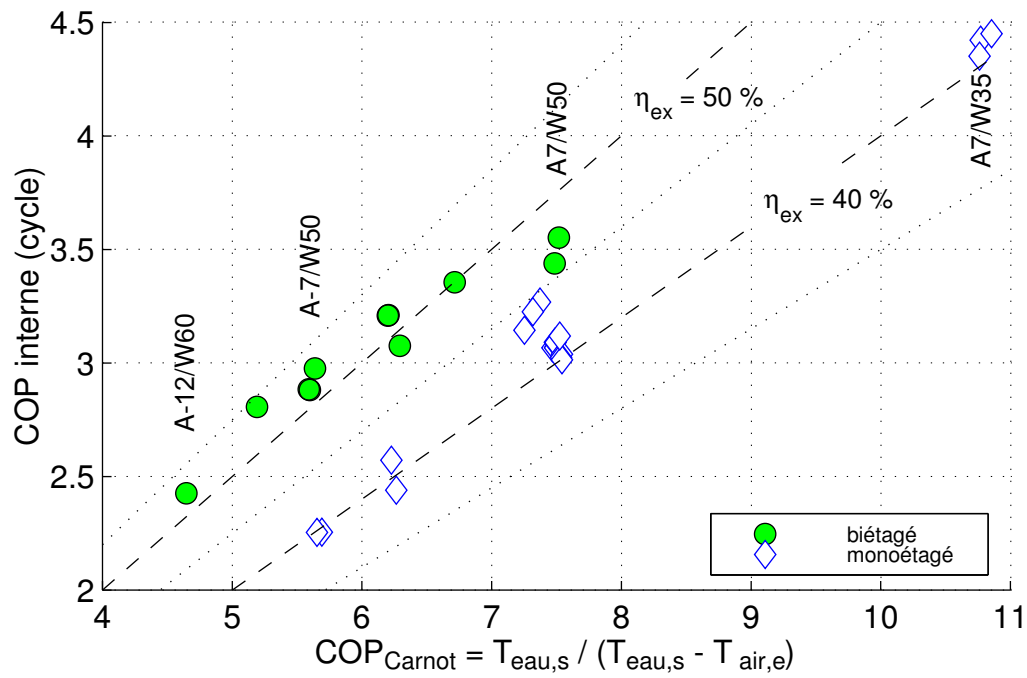


FIG. 5.7: Coefficient de performance interne au fonctionnement mono- et biétagé, réfrigérant R-407C.

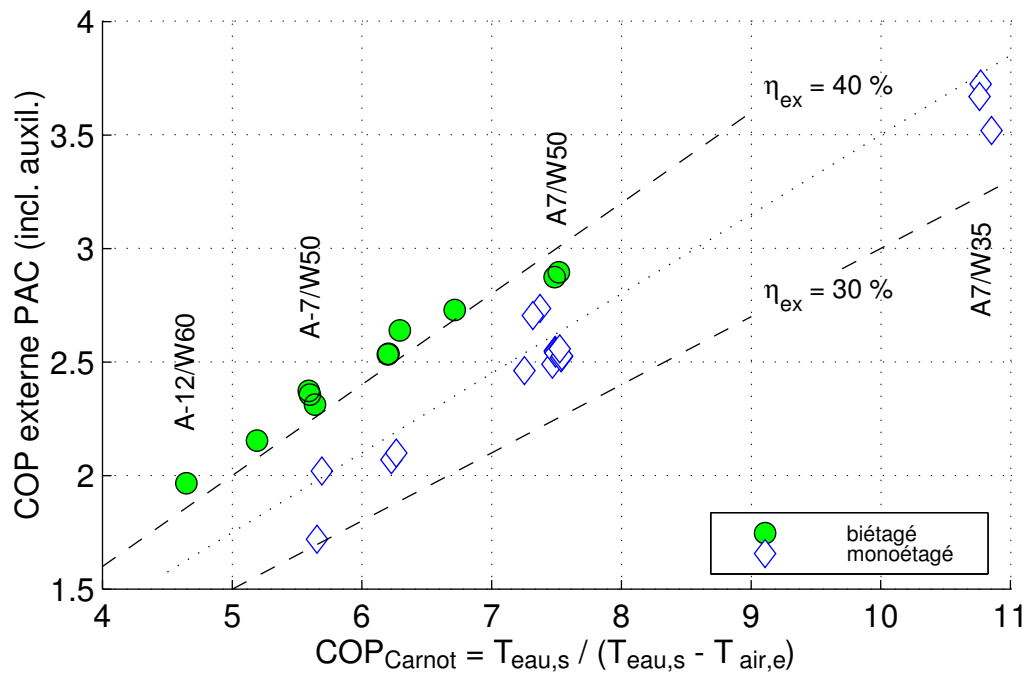


FIG. 5.8: Coefficient de performance externe incluant les auxiliaires (ventilateur, vannes et tableau de commande) au fonctionnement mono- et biétagé, réfrigérant R-407C.

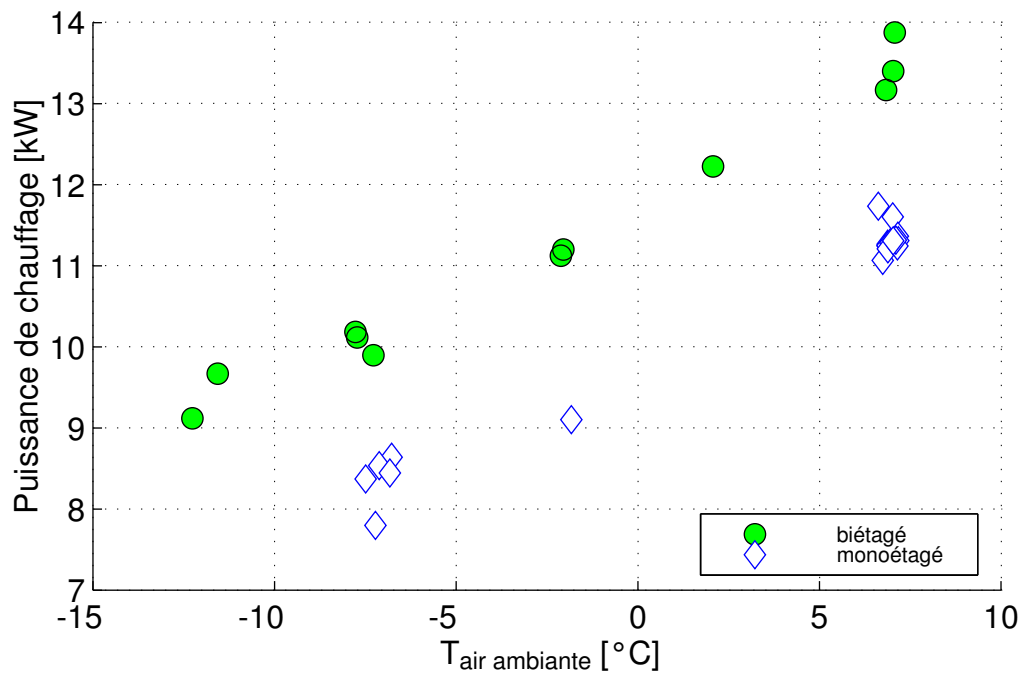


FIG. 5.9: Puissance de chauffage délivrée avec PAC mono- et biétagée, réfrigérant R-407C.

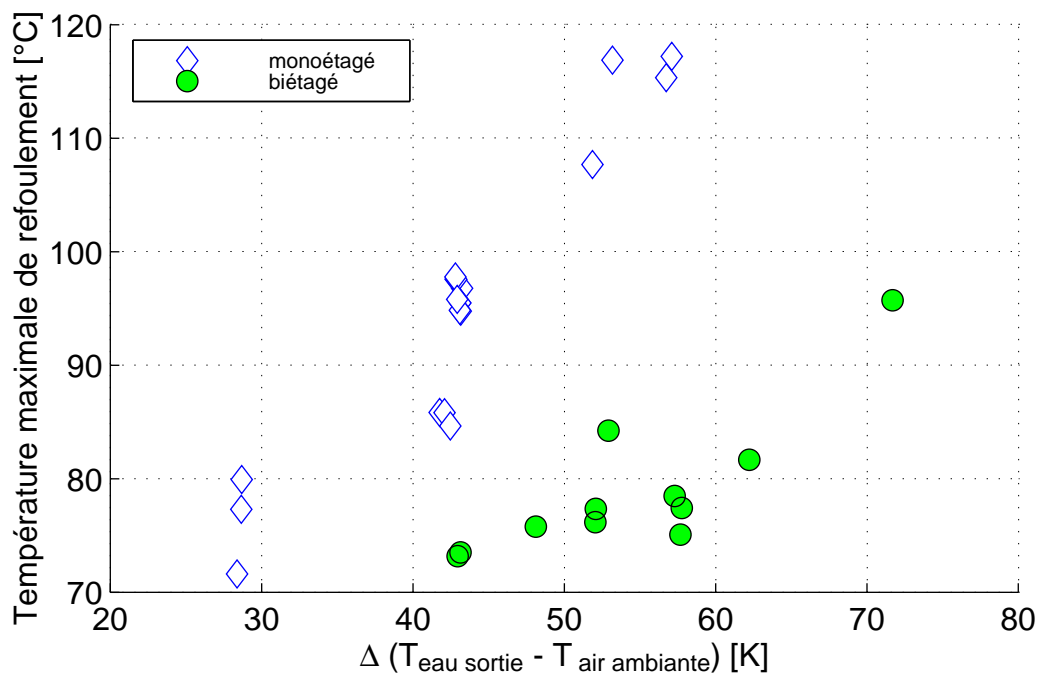


FIG. 5.10: Température maximale [°C].

5.5.4 Compresseurs

Les améliorations de performance de la pompe à chaleur biétagée sont dues aux améliorations provenant d'un meilleur concept thermodynamique (valorisation de la chaleur en partie de sous-refroidissement après le condenseur) et de la limitation du fonctionnement des compresseurs à une plage limitée de rapports de pression (donc autour du point à rendement optimal des compresseurs). La qualité de la compression est représentée avec le **rendement isentrope** qui est défini par la relation :

$$\eta_{is} = \frac{\dot{M}_{refr} (h_{sortie} - h_{entrée})}{\dot{E}_{cp}} \quad (5.6)$$

La figure 5.11 montre la chute considérable du rendement isentrope pour le compresseur principal à de hauts rapports de pression. Ces points en mode de chauffage monoétagé représentent des conditions externes à une différence de température d'eau et d'air importante. L'essai limite testé avec un seul compresseur est à A-7/W50 et un rendement isentrope de 47% avec une température de fin de compression de 117°C a été mesuré. En mode biétagé on peut observer une baisse du rendement isentrope du premier compresseur, par rapport à l'évolution attendue. Pour les points à basse température externe (-7°C à -12°C) ce compresseur tourne avec une très faible différence de pression. Comme le rendement isentrope est fonction des trois contributions (pertes de charge à l'entrée et au refoulement, transfert de chaleur interne, fuites pendant la compression), les pertes liées à l'aspiration et au refoulement jouent un rôle plus important.

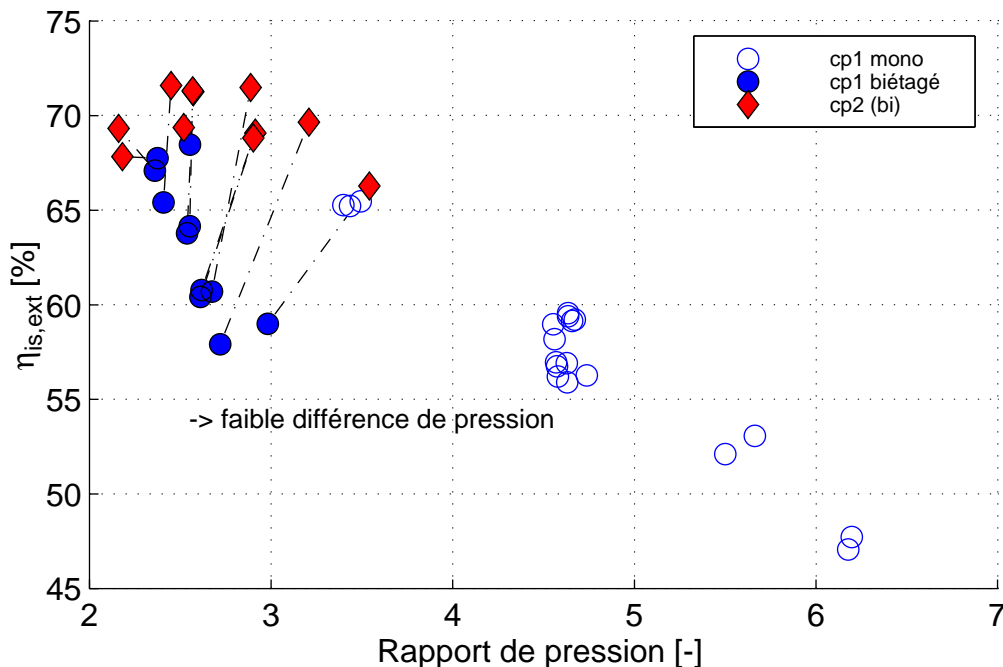


FIG. 5.11: Rendement isentrope externe des compresseurs en fonctionnement PAC mono- et biétagée.

Le **rendement volumétrique** (débit volume réel aspiré par le compresseur divisé par débit volume théorique¹) des compresseurs suit une évolution linéaire avec une valeur proche de 100% au

¹Le débit volume théorique est trouvé par le volume d'aspiration par révolution et la vitesse de rotation du compresseur (en tenant compte d'un glissement).

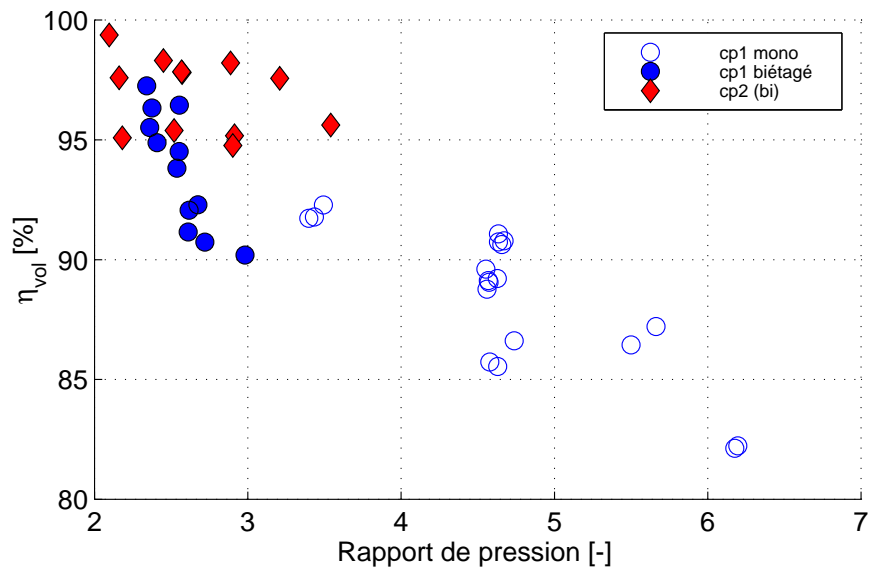


FIG. 5.12: Rendement volumétrique des compresseurs en fonctionnement PAC mono- et biétagé.

rapport de pression de 2 et env. 80% pour un rapport de pression de 6 en mode monoétagé. Cette évolution est montrée à la figure 5.12.

Sur la base des essais effectués on peut conclure que le choix de la taille respective des deux compresseurs est approprié pour mener à un fonctionnement optimal du cycle. Les deux compresseurs fonctionnent dans leur zone de rapport de pression nominal et le niveau de pression intermédiaire est autour de son niveau optimal, c.a.d. proche de la moyenne logarithmique des pressions de condensation et d'évaporation. Les niveaux correspondants en fonctionnement biétagé de la pompe à chaleur sont montrés dans la figure 5.13.

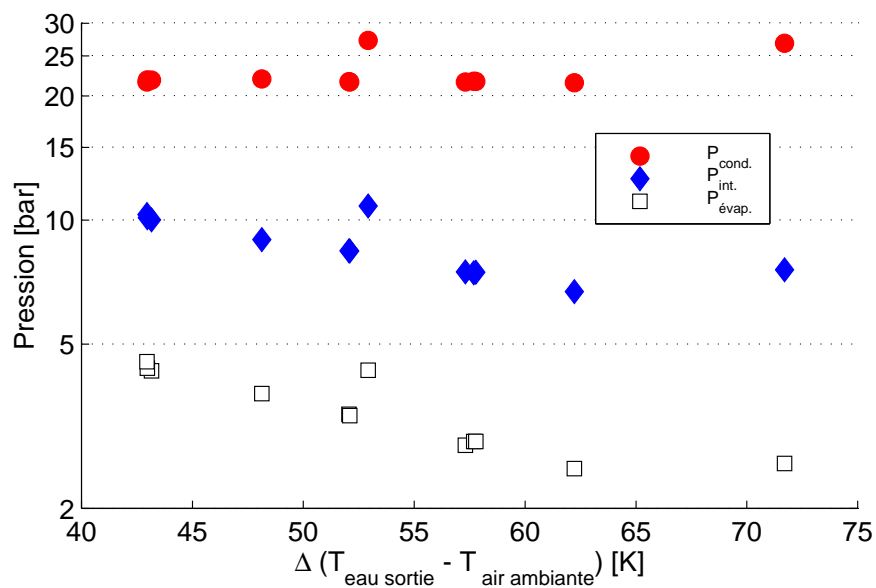


FIG. 5.13: Répartition des niveaux de pressions en fonctionnement biétagé.

5.5.5 Echangeurs de chaleur

Les figures 5.14 montrent les caractéristiques d'échange des échangeurs principaux pour les deux modes de fonctionnement (mono- et biétagé) de la pompe à chaleur. L'augmentation du débit de réfrigérant et de la puissance échangée au condenseur en fonctionnement biétagé ne provoque aucun changement du niveau de pression, tandis qu'à l'évaporateur on mesure une légère baisse de pression essentiellement due au plus grand glissement de la température de l'air. Les valeurs des pincements de températures mesurées sont de l'ordre de 2 à 6 K à l'évaporateur et de 4 à 7 K au condenseur, ce qui est relativement haut pour ce type d'échangeur.

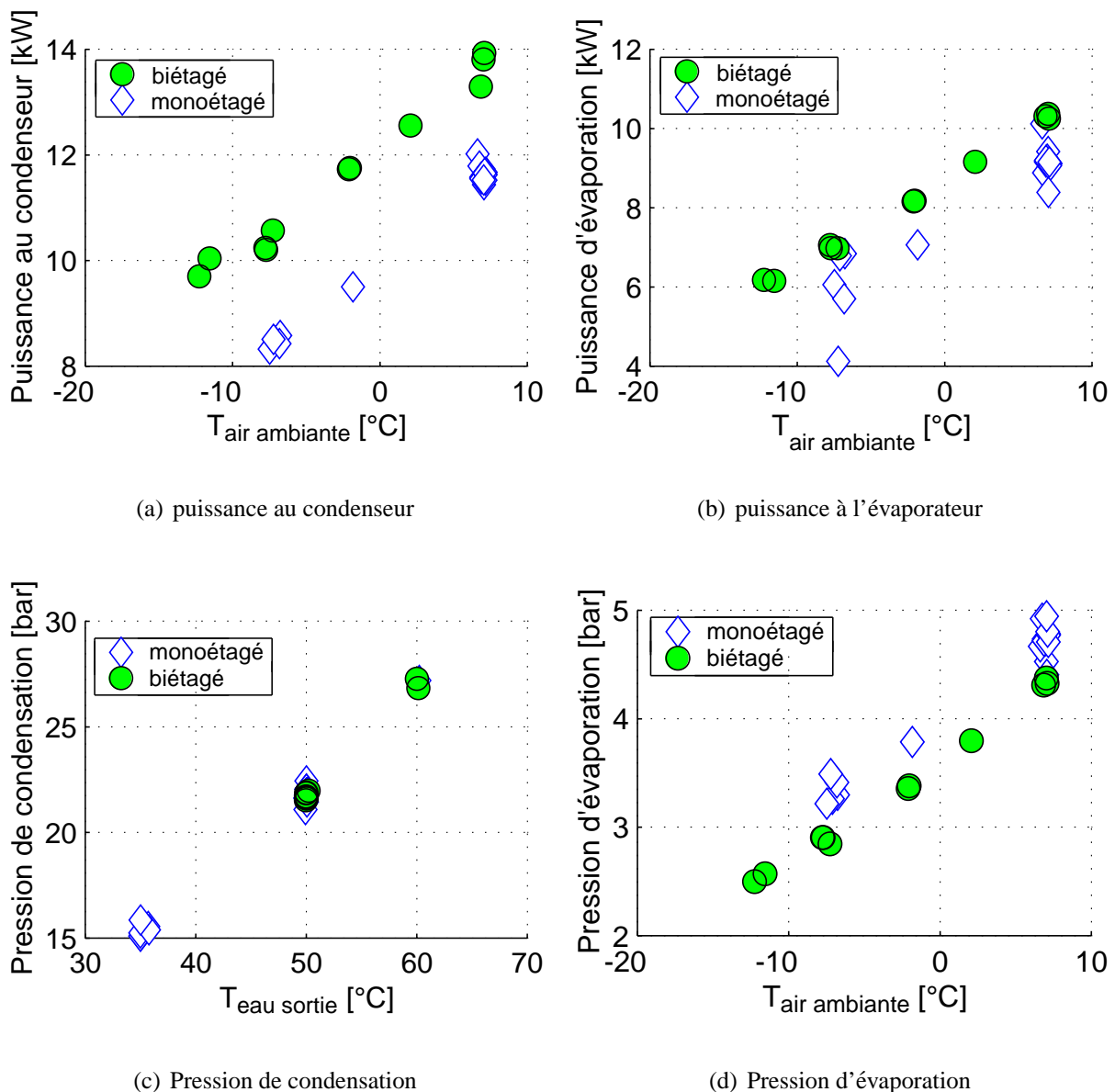


FIG. 5.14: Comparaison des niveaux de pression mesurées pour un fonctionnement PAC mono- et biétagée.

Les composites chaudes et froides des échangeurs internes (économiseur et surchauffeur) sont bien écartées, ce qui favorise l'échange de chaleur. Leur puissance transférée varie de 2.6 à 3.7 kW pour l'économiseur et de 0.3 à 0.5 kW pour le surchauffeur en mode de fonctionnement biétagé et de 0.3 à 1.4 kW en mode monoétagé, en raison du grand écart de température des flux entrants.

6 Analyse du transfert d'huile

6.1 Puits d'huile, dimensionnement des conduites

D'après les descriptions détaillées, le réfrigérant zéotrope et l'huile ester forment un mélange homogène dans toute la gamme de température utilisée. On peut donc admettre que l'huile est bien transportée dans les écoulements liquides à n'importe quel direction et vitesse. Les dimensions des conduites (liquides) sont choisies de manière à limiter les pertes de charges et le flashage du réfrigérant.

Pour les écoulements de réfrigérant gazeux le transport de l'huile est conditionné par plusieurs critères (propriétés des fluides, vitesse de l'écoulement, orientation de la conduite, trappes de liquide possibles) et peut être influencé par des effets instationnaires (rinçages temporaires, variation du débit, inversion de cycle pour le dégivrage).

Les points sensibles de l'installation qui pourraient faire objet d'une limitation du transport d'huile sont discutés ci-dessous :

1. Sortie de l'évaporateur dans le tube collecteur.

Le problème du dimensionnement de la conduite d'aspiration entre l'évaporateur et le compresseur a déjà occupé plusieurs groupes de recherche, afin d'assurer le fonctionnement de petites unités de climatisation (p.ex. de voiture) avec une charge minimale d'huile. Il a donc été possible de bien dimensionner toutes les lignes avec du réfrigérant gazeux en tenant compte du critère de dimensionnement de lignes d'aspiration verticales (présenté dans [Biancardi et al., 1996]) :

$$G_{min} = 0.7225 \sqrt{\rho_{vap} g D (\rho_{vap} - \rho_{liq})} \quad (6.1)$$

Le tableau 6.1 résume les résultats de simulation de débit minimal assurant un entraînement d'huile correct à des points spécifiés de la pompe à chaleur. Tous les débits de réfrigérant de la boucle construite sont au moins 3 fois supérieurs aux limites minimales calculées.

2. Vanne à 4-voies d'inversion de cycle.

L'emplacement de la vanne d'inversion de cycle à registre coulissant entre les deux compresseurs génère des pertes de charge et est lieu de fuites internes. Les différentes contributions de pertes et notamment les fuites entre les conduites de haute pression vers la basse pression ont été évaluées par [Bertsch et Ehrbar, 2002]. Les fuites ont été trouvées linéairement dépendantes de la différence de pression entre les différentes conduites. Le facteur de proportionnalité est de l'ordre de 1 à 3 mg/(s bar) (valeurs de test de calibrage avec de l'azote et du R-22 avec huile). En considérant le cas extrême d'une fuite maximale et une différence de pression de 20 bar pour un fonctionnement monoétagé il en résulte une fuite interne de 60 mg/s, ce qui correspond env. 0.2% du débit de réfrigérant. La différence de pression aux bornes du premier compresseur est fortement réduite en fonctionnement biétagé et les fuites internes à la vanne à 4 voies sont d'un ordre de grandeur négligeable (< 0.1%). On peut admettre que ces fuites internes contiennent une proportion d'huile plus importante que le mélange global puisque l'huile est transportée par film sur les parois des tubes. On risque alors d'avoir une légère réduction du taux d'huile en circulation pour les points extrêmes en fonctionnement monoétagé.

3. Bifurcation sortie compresseur basse pression et tube by-pass compresseur 2ème étage.

La ligne verticale entre la sortie du compresseur du premier étage et le condenseur sert

comme by-pass du deuxième compresseur. Le point de séparation vers cette ligne représente un point critique dans le circuit de cette pompe à chaleur. Les mesures ont cependant montré que le compresseur ne se vide pas en fonctionnement monoétagé, mais que le niveau d'huile observé reste stable durant toute la phase de test et pour tous les points de fonctionnements testés.

4. Réservoir de réfrigérant (stratification éventuelle).

L'huile choisie est spécialement recommandée au fonctionnement avec le réfrigérant R-407C. Elle est supposée former un mélange homogène dans toute la plage de températures concernées. Il n'y devrait donc pas avoir une stratification de la phase liquide en une couche flottante riche en huile. Des tests de réponse de concentration d'huile après l'injection d'une quantité d'huile déterminée montrent que l'huile transite bien à travers le réservoir et n'est pas piégée dans ce dernier. On peut donc conclure que l'huile qui quitte ce compresseur n'est pas piégée et traverse l'installation.

TAB. 6.1: Débits minimaux [g/s] assurant l'entraînement de l'huile dans des conduites verticales.

Régime	sortie évaporateur D=7/8"	entrée cp. HP D=1/2"	entrée cond. D=1/2"	sortie économiseur D=1/2"
A-7/W60	11.1 [g/s]	17.7 [g/s]	6.6 [g/s]	4.3 [g/s]
A0/W50	12.6 [g/s]	18.5 [g/s]	6.0 [g/s]	4.7 [g/s]
A7/W40	14.2 [g/s]	19.5 [g/s]	5.3 [g/s]	5.7 [g/s]

6.2 Mesures de niveau liquide dans les compresseurs

Une méthode d'évaluation du transfert d'huile entre compresseurs consiste à mesurer le niveau d'huile dans les carters des compresseurs. Différents capteurs de mesure de niveau ont été évalués en avant projet (capteur capacitif, sonde radar), mais n'ont pas abouti à la précision de mesure voulue¹ de ± 1 mm. L'option d'une visualisation interne dans le carter a été abandonnée pour une solution de tube à visualisation externe (filmé afin de pouvoir suivre le niveau sur l'écran de l'ordinateur). Les carters des compresseurs scroll choisis ont été ouverts et deux trous pour le montage du tube externe ont été usinés. Les carters des compresseurs ont été ressoudés.

Correspondance niveau d'huile et masse

A partir de dessins des compresseurs Copeland et en tenant compte du volume annexe du régulateur de niveau ainsi que du tube en verre externe il a été possible d'établir des fonctions de section libre pour les niveaux de l'échelle choisie. En supposant de l'huile pure à 20°C, la masse d'huile correspondant à chaque hauteur mesurée pour les compresseurs est montrée à la figure 6.1.

Par observation de la variation du niveau de liquide dans chaque compresseur on ne peut cependant pas conclure sur la concentration d'huile en circulation. Elle ne reflète que la différence entre l'alimentation en huile (par séparation au port d'entrée) et le départ d'huile au refoulement. Ce déséquilibre est rendu visible de façon nette. Une intégration dans le temps permettra de faire un bilan global sur la répartition du lubrifiant dans le système (détermination des pertes majeures).

¹En raison d'une faible conductivité de l'huile (faible constante diélectrique) ainsi que la formation de bulles de vapeur et la formation de mousse due au dégazage du réfrigérant dissout dans l'huile.

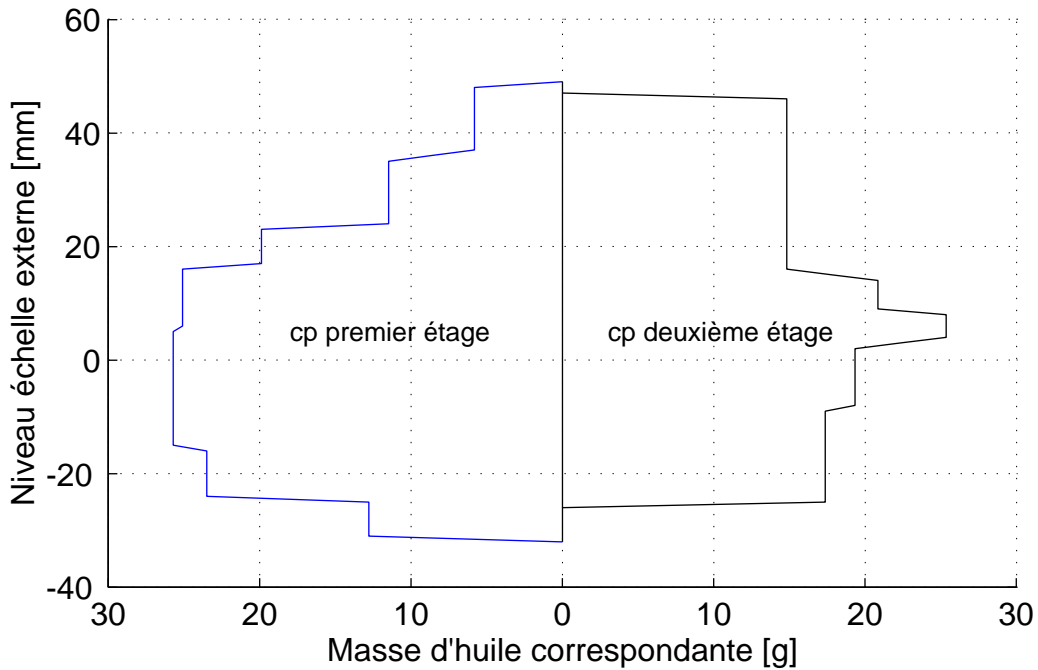


FIG. 6.1: Distribution de la masse d'huile dans le volume des compresseurs répartie pour chaque hauteur de niveau externe.

En phase de démarrage des compresseurs, le niveau liquide fluctue en raison d'une variation de pression importante, de l'aspiration d'huile dans le système de lubrification interne et de l'évaporation (accompagnée à une ébullition et création de mousse) du réfrigérant dissout dans l'huile. Il est donc peu commode de faire une évaluation fine du bilan d'huile.

6.3 Analyse de la concentration en circulation

6.3.1 Méthodes de mesures appliquées

Pour toutes les méthodes appliquées de détection de concentration d'huile, il est nécessaire d'effectuer la mesure en un point d'écoulement liquide (donc entre le condenseur et la vanne de détente principale). Le point d'analyse pour le densimètre (DT) et le spectromètre infrarouge (FT-IR) est choisi avant le débitmètre qui est situé après la sortie liquide du surchauffeur en ligne (voir figure 6.2). Par la présence des échangeurs internes, l'économiseur en mode biétagé et l'échangeur tubulaire dans les deux modes de fonctionnement, le réfrigérant arrive au point de mesure dans l'état sousrefroidi. L'ébullition du réfrigérant due aux pertes de charge dans le circuit est ainsi évitée. Les images de la figure 6.3 montrent des photos représentant les différentes méthodes de mesure appliquées.

Le **prélèvement d'échantillons de masse** ne permet pas un suivi en continu de l'évolution de la concentration d'huile et une réponse est obtenue que 2 jours après l'extraction. Cette méthode sert principalement pour vérification des mesures mises en doute, ainsi que pour détecter avec précision des concentrations extrêmement faibles.

Le suivi de la concentration par le **densimètre** s'est montré très limitée, même pour des conditions thermodynamiques les plus favorables (températures faibles et sousrefroidissement important). La

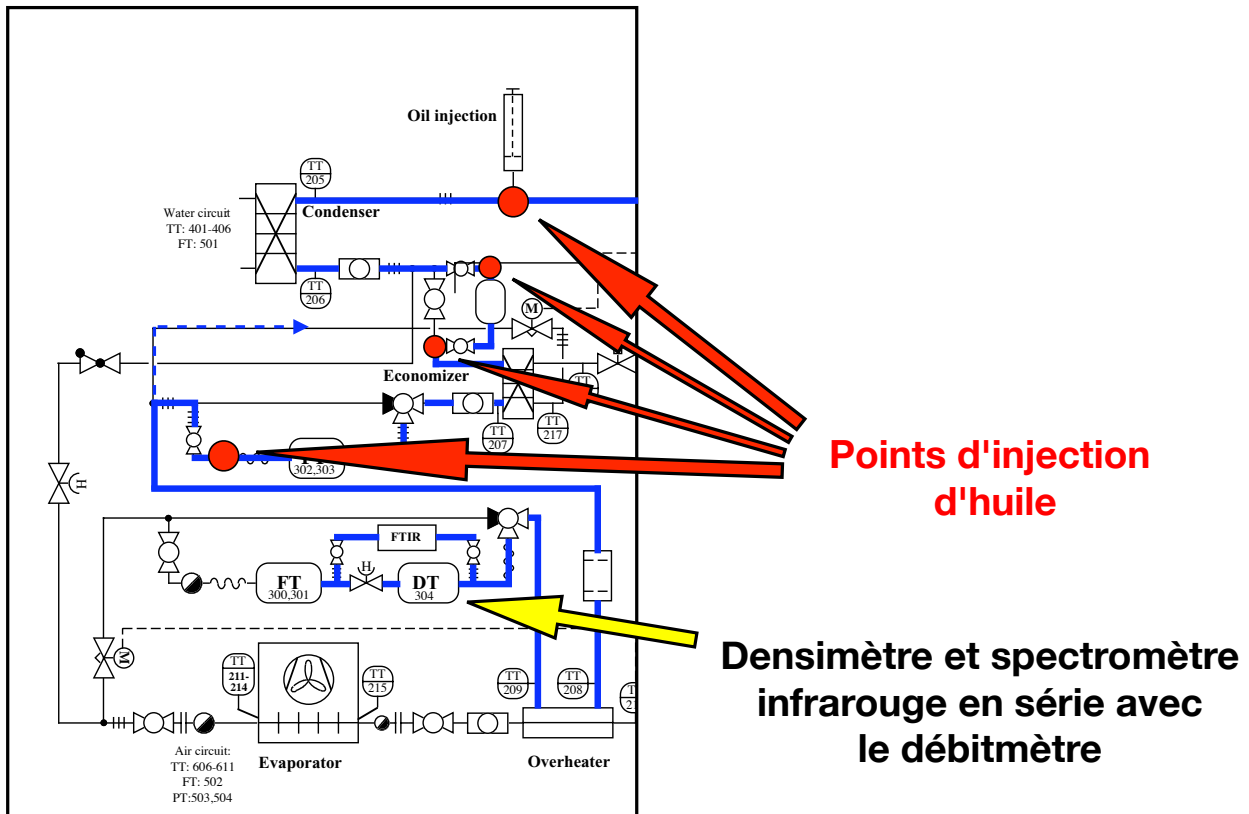


FIG. 6.2: Mesure en ligne de la concentration d'huile. Lieu de mesure et points d'injection d'huile dans le circuit de la pompe à chaleur.

réponse dynamique du transmetteur en rapport avec les oscillations du régime d'écoulement ne montre pas la même amplitude que l'on pourrait attendre¹ en vu des variations de température mesurées en amont du capteur. Ceci conduit à une concentration calculée fortement perturbée et il est quasi impossible de pouvoir déterminer la vraie valeur avec certitude (voir figures 6.4). Une amélioration de la résolution de mesure consisterait à rapprocher les capteurs de pression et de température (le dernier se trouve 50 cm en amont du densimètre) en direction du densimètre. Cette solution n'a pas été envisagée puisque la méthode alternative de mesure par le spectromètre a fourni une réponse dynamique de la concentration avec une résolution temporelle suffisamment élevée.

La captation de spectres **d'absorption infrarouge** est effectuée sur une conduite en parallèle du densimètre. Par cette méthode on peut obtenir des mesures de très bonne stabilité, à condition que la concentration d'huile soit suffisamment élevée pour que le signal recherché puisse être détecté. Cette condition n'est pas toujours vérifiée, ce qui montrent les résultats présentés au prochain chapitre.

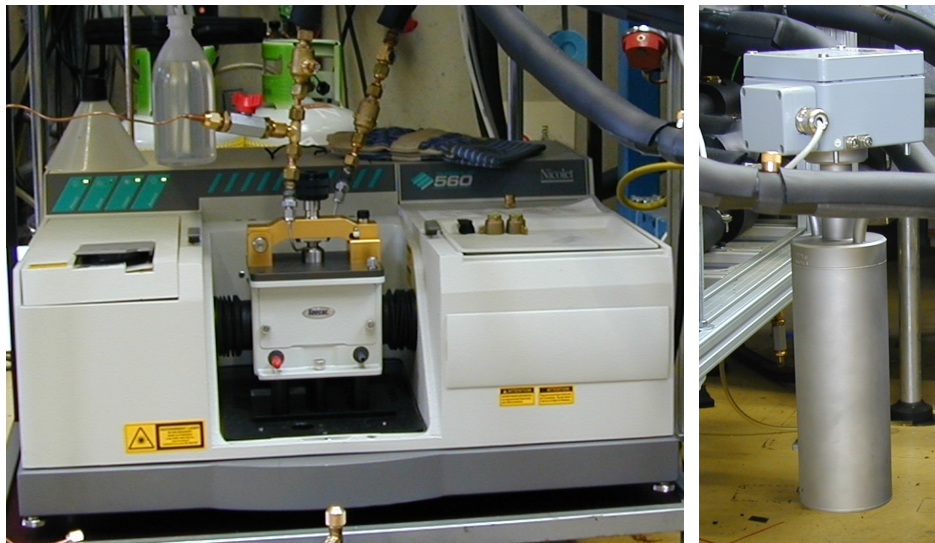
6.3.2 Migration d'huile en régime permanent

Les mesures effectuées en régime de fonctionnement stationnaire englobent les points suivants :

Fonctionnement mono : A7/W50 A-2/W50 A-7/W50 A7/W35 A7/W60 A-7/W35

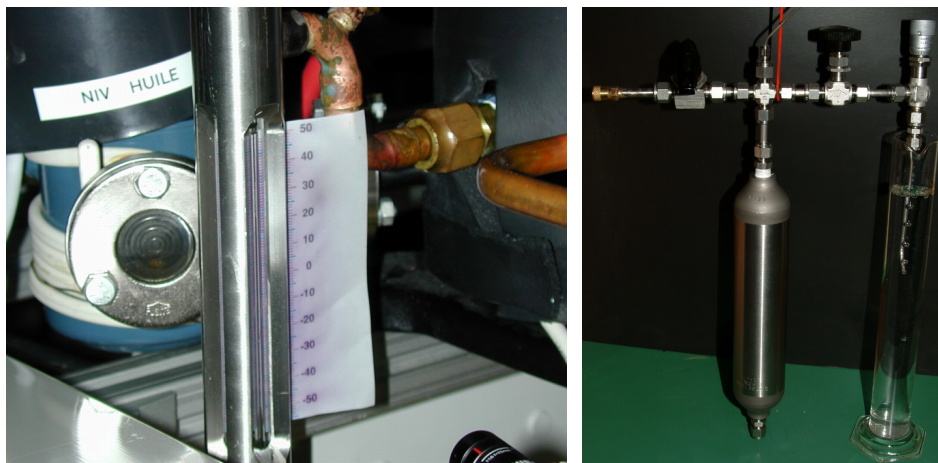
Fonctionnement bi : A-12/W50 A-7/W50 A-2/W50 A2/W50 A7/W50 A7/W60

¹Comparaison avec la densité calculée du réfrigérant pur par REFPROP.



(a) FT-IR

(b) densimètre



(c) mesure niveau

(d) échantillonnage

FIG. 6.3: Méthodes de mesure de concentration d'huile.

Pour tous les **régimes monoétagés**, les méthodes de mesures continues montrent une migration d'huile inférieure à leur limite de résolution (absorption d'huile mesurée ne se distingue pas du bruit de mesure, les mesures de densité ne permettent aucune conclusion). Des prises d'échantillons le confirment (concentration mesurée de 0.13% et $\sim 0\%$ pour les points A-7/W50 et A7/W50 respectivement). Le niveau liquide du compresseur reste constant (quelques minutes après le démarrage) pour tous les points de fonctionnement, ce qui permet de vérifier un transport d'huile correct à travers l'installation. Les tests ont été effectués avec le réservoir de réfrigérant connecté et déconnecté. Aucune différence de comportement de l'écoulement et de la quantité d'huile transportée n'a pu être constatée.

Aux **régimes biétagés** stationnaires, la concentration d'huile est également très faible et au niveau limite inférieur de détection par le spectromètre infrarouge. Les conditions thermodynamiques sont favorables (température plus faible que pour les régimes monoétagés) pour la mesure par le densimètre, mais les variations des paramètres sont trop grandes pour en tirer des conclusions. Le

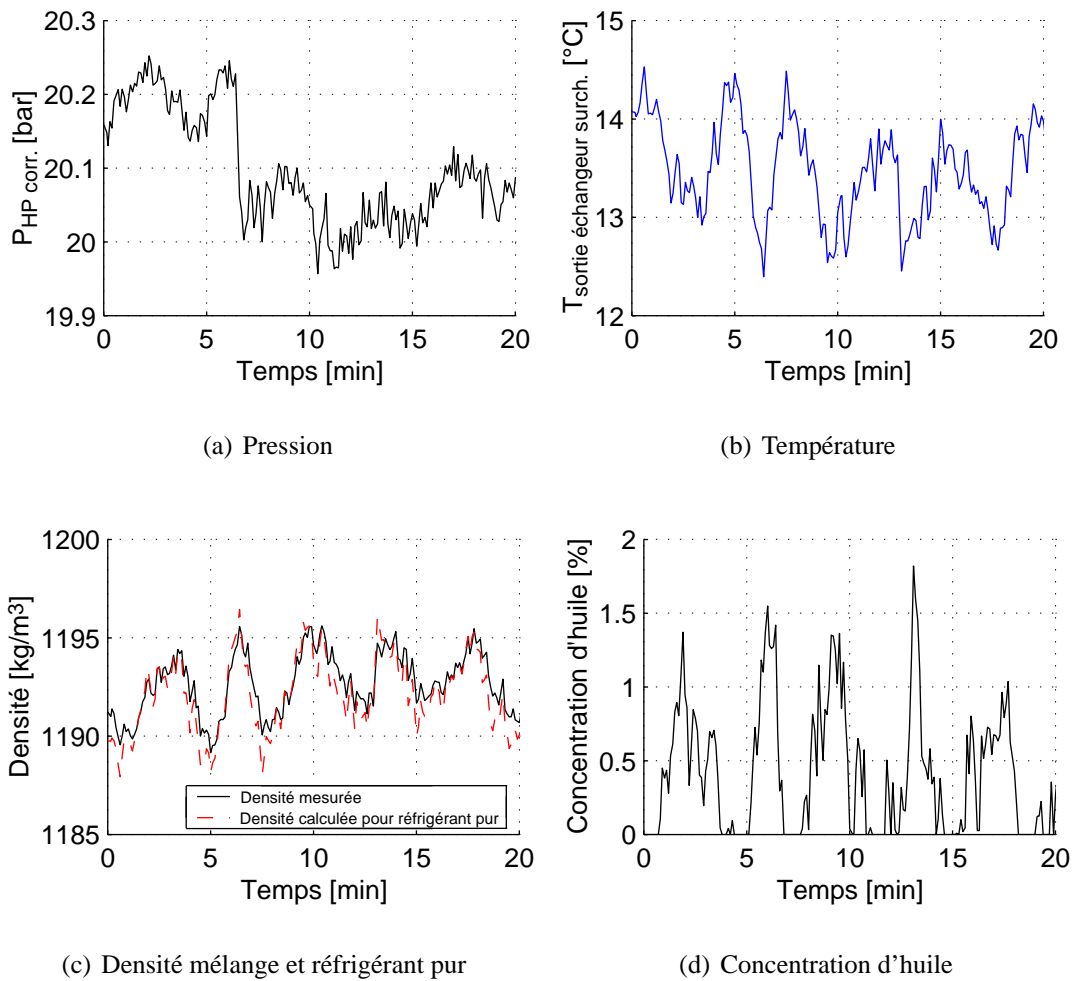


FIG. 6.4: Paramètres intervenants pour la mesure de concentration d'huile avec le densimètre à effet Coriolis dans un régime stable en fonctionnement pompe à chaleur biétagée A-2/W50.

suivi des niveaux de liquide dans les carters des compresseurs et des prises d'échantillons de masse permettent, d'une part de vérifier l'hypothèse de faibles (voir négligeables) concentrations d'huile en sortie du compresseur du premier étage et, d'autre part, de comparer la stabilité de mesure en fonctionnement biétagé, voir figures 6.6.

Le spectromètre infrarouge fournit des résultats très satisfaisants par rapport aux échantillons pris, et malgré des taux d'huile très faibles. La concentration d'huile en migration déduite par le suivi des niveaux d'huile dans les compresseurs suppose un apport d'huile négligeable.

L'analyse des résultats de migration d'huile en régime biétagé stationnaire montre pour les points de fonctionnement de A7 à A-2 une concentration massique entre 0.2% à 0.4%, tandis que pour les régimes à températures d'air plus faibles (A-7 et A-12) les concentrations ont tendance à être plus faibles (à la limite de détection). **La migration d'huile du compresseur du deuxième étage vers celui du premier étage varie dans la plage de 5 à 10 g/min**, ce qui nécessite un équilibrage régulier (le temps de fonctionnement entre 2 équilibrages varie de 1 à 2 heures de fonctionnement permanent). La figure 6.5 montre l'évolution des niveaux d'huile mesurés dans les tubes en verre montés à l'extérieur des carters de compresseurs.

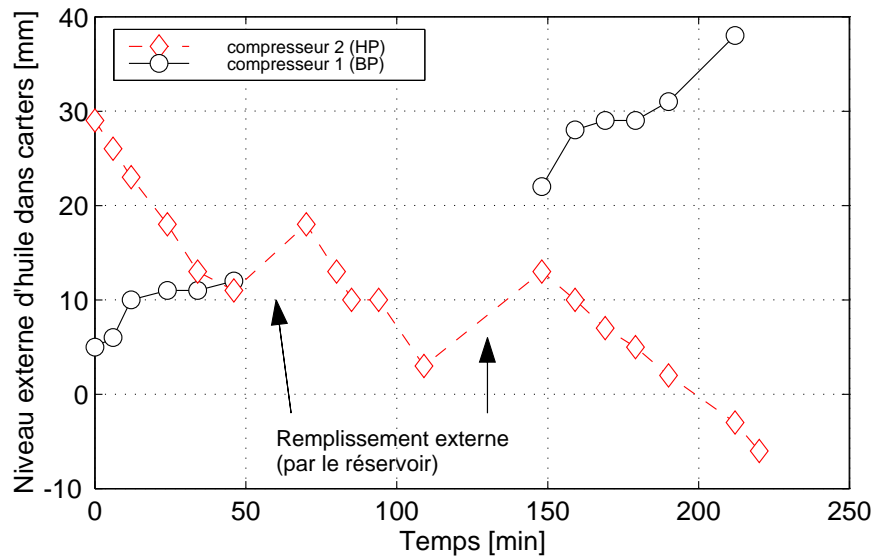
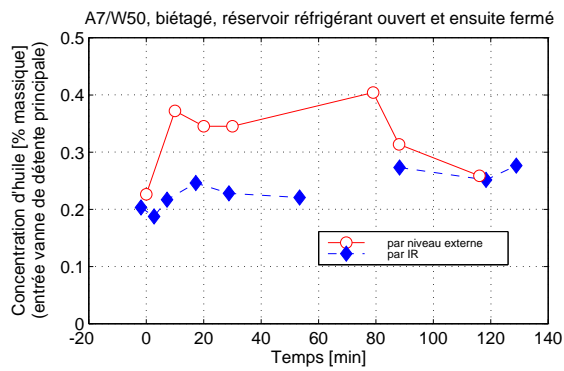
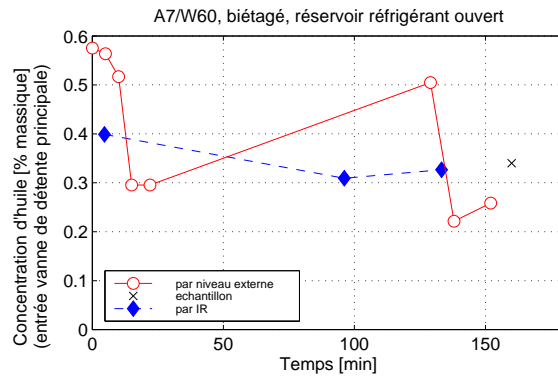


FIG. 6.5: Evolution du niveau d'huile dans les compresseurs mesuré en régime biétagé stationnaire au point de fonctionnement A-7/W50.

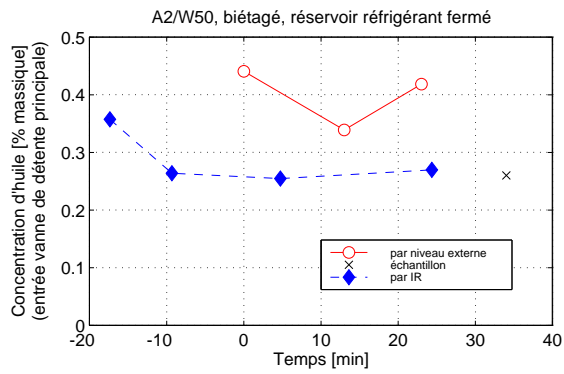
Avec des mesures de concentrations aussi faibles il est très difficile de pouvoir bien distinguer l'influence des différents paramètres pour l'entraînement d'huile (débit, viscosité, densité, température et pression) et d'établir un modèle de migration sur la base de ces mesures. De même on a essayé d'analyser l'impact de variations des paramètres externes sur la migration d'huile avec le but de pouvoir identifier, si possible, des conditions favorables ou défavorables au fonctionnement à longue durée.



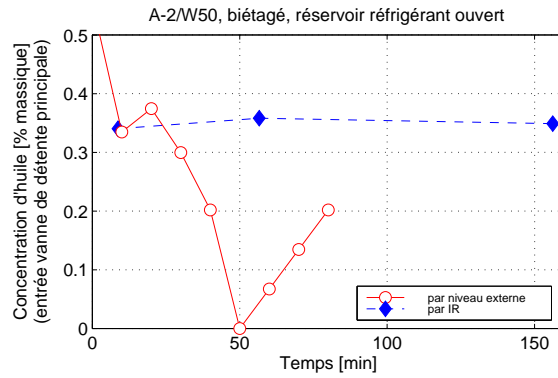
(a) bi A7/W50



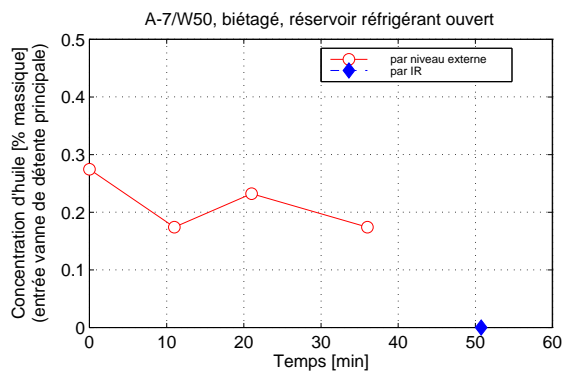
(b) bi A7/W60



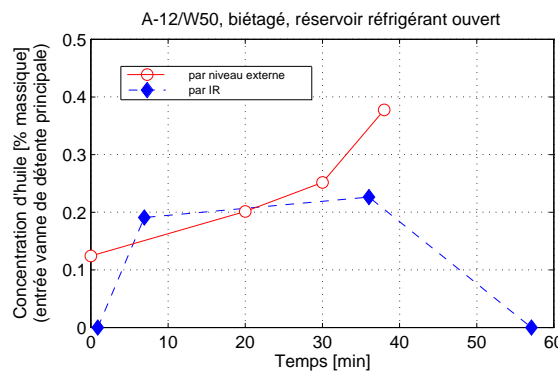
(c) bi A2/W50



(d) bi A-2/W50



(e) bi A-7/W50



(f) bi A-12/W50

FIG. 6.6: Mesure de la concentration d'huile en régime stationnaire biétagé. Comparaison des méthodes par absorption infrarouge, par déduction de l'évolution du niveau liquide (avec l'hypothèse d'une quantité d'huile négligeable en sortie du compresseur premier étage) et par échantillons de masse.

6.3.3 Effets de variation de paramètres de réglage pendant le régime stationnaire

Différentes actions sur les conditions de fonctionnement en régime permanent ont été exécutées afin de mesurer l'impact sur le taux d'huile circulant à travers la pompe à chaleur. Ces actions sont notamment, l'enclenchement du deuxième étage de compression, la connexion (et déconnexion) du réservoir de réfrigérant et la variation forcée du débit (et ainsi de la surchauffe à l'entrée des compresseurs) par le contrôle manuel de l'ouverture des vannes de détente.

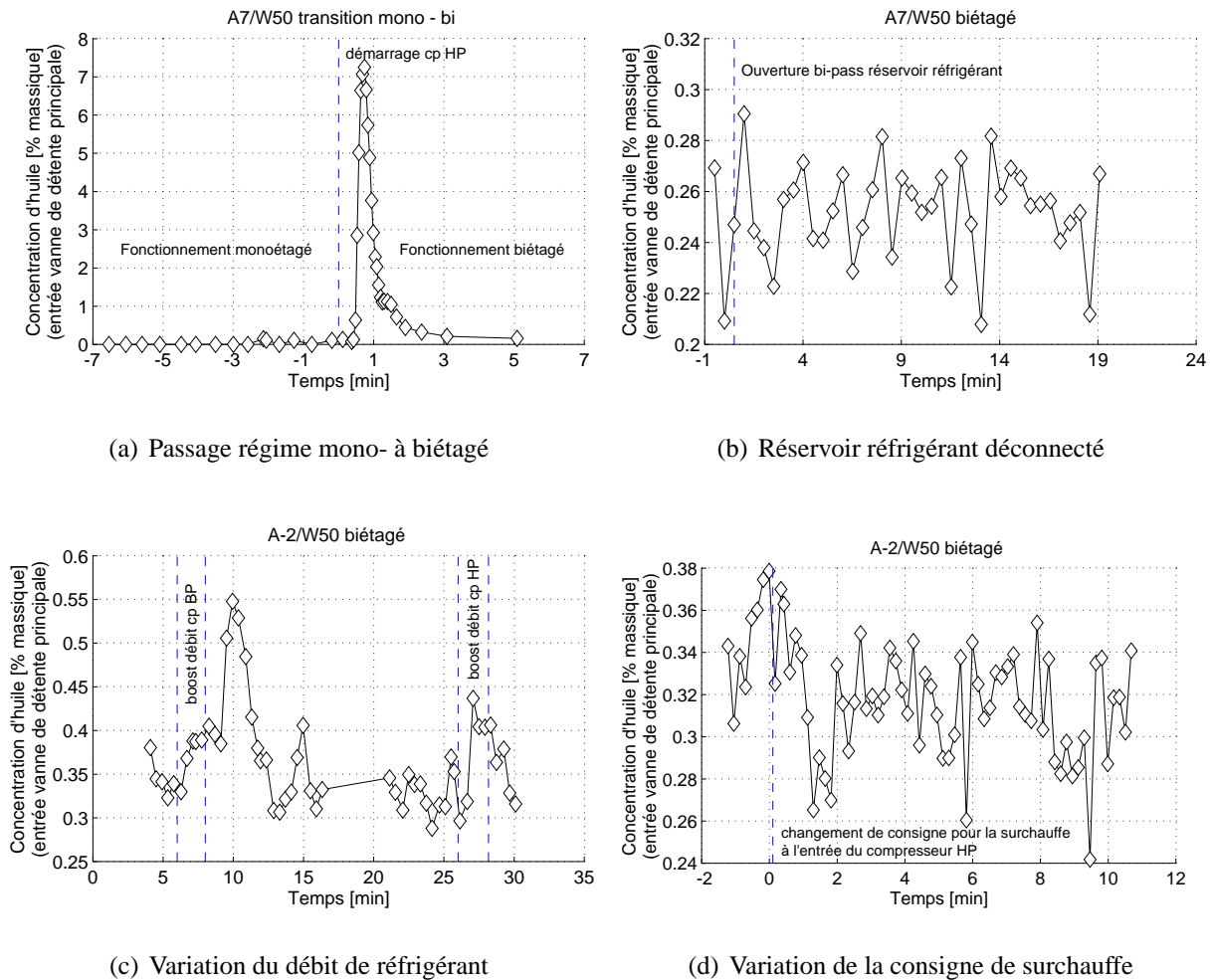


FIG. 6.7: Variations de paramètres de réglages au fonctionnement stationnaire de la pompe à chaleur.

Les suivis de mesures correspondant à la figure 6.7 (a) mettent en évidence **l'augmentation de la concentration d'huile mesurée lors de l'enclenchement du compresseur du deuxième étage**. L'huile contenue dans les carters absorbe une quantité de réfrigérant non négligeable pendant l'arrêt du compresseur. Pendant le (re)démarrage, le réfrigérant se libère par la chute de pression instantanée et forme une émulsion facilitant l'arrachement de molécules d'huile qui sont alors entraînées durant la compression. La baisse du niveau liquide est donc partiellement due à la séparation du réfrigérant de l'huile et d'autre part du départ d'huile accéléré (un départ de 300 à 400 g d'huile a été mesuré pendant la phase de transition !).

L'essai représenté à la figure 6.7 (b) montre l'effet sur l'écoulement si le réservoir de réfrigérant, placé après le condenseur, est by-passé. La concentration d'huile mesurée reste inchangée, ce qui

a déjà pu être observé avec la comparaison de régimes stationnaires.

Des variations d'ouverture des vannes de détente avec le but d'augmenter sensiblement le débit circulant 6.7 (c) ou la surchauffe à l'entrée du compresseur principal 6.7 (d), montrent que la concentration d'huile subit des changements.

6.3.4 Injection de paquets d'huile

Pour l'**injection d'une quantité spécifique d'huile dans le circuit de pompe à chaleur** on fait recours à la seringue déjà utilisée aux essais de calibrage. Le but principal des séries d'injection à différents régimes de fonctionnement de la pompe à chaleur est de **vérifier que le paquet d'huile injecté est détecté en entier par la mesure avec le spectromètre infrarouge**. Cette vérification permettra entre autre de valider le choix de l'endroit de la mesure de migration d'huile et d'écarter l'hypothèse d'une distribution non homogène de l'écoulement qui provoquerait la faible concentration mesurée.

On pourra à l'aide d'injections de paquets d'huile vérifier le passage de l'huile à travers les différents éléments, tel que le condenseur, le réservoir de réfrigérant et l'économiseur. Les mesures mettront également en évidence la dilution de concentration du paquet injecté.

Les points d'injection possibles sont (voir figure 6.2) :

- Entrée condenseur, écoulement gazeux.
- Sortie condenseur et entrée réservoir de réfrigérant.
- Sortie débitmètre K100 (avant point de séparation des débits)

Les paquets d'huile injectés correspondent à une quantité de 19.4 g d'huile par révolution du volant de la seringue d'injection. Quelques séries ont été effectuées avec 2 révolutions (donc 39 g d'huile). La durée moyenne d'injection a été de 11 secondes par révolution. Une vitesse uniforme n'a pas pu être appliquée et la distribution temporelle de la réponse en concentration d'huile peut changer considérablement selon le mouvement au volant.

Le bilan de masse d'huile est basé sur le débit masse total (réfrigérant et huile) mesuré à l'étage du haut (tous les points d'injection ont lieu avant la séparation de débits). On suppose un écoulement liquide à mélange homogène, ce qui résulte en une concentration mesurée équivalente au débit de l'étage inférieur circulant au travers du spectromètre et du densimètre.

Pour une analyse nette les mesures ont été prises à partir des fonctionnements biétagés avec une concentration d'huile mesurée supérieure à 0%. Les spectres mesurés ont été soustraits dans la zone autour du pic d'huile (de 1600 cm^{-1} à 1850 cm^{-1} par rapport à un spectre de référence qui a été enregistré en régime de fonctionnement permanent peu avant l'injection de l'huile. Un exemple de l'évolution du pic caractéristique de l'huile est montrée dans la figure 6.8. Les figures 6.9 et 6.10 comparent les concentrations massiques de l'huile mesurées par le spectromètre et par le densimètre et le tableau 6.2 résume les durées d'observation et le bilan de masse.

Le temps de parcours mesuré (par différence entre le temps de début d'injection et l'apparition du pic transitoire au spectromètre) du paquet d'huile injecté et transitant à travers la pompe à chaleur, met en évidence l'influence des éléments principaux situés entre le point d'injection et le lieu de mesure. Le temps de réponse pour une injection au niveau du débitmètre situé après l'économiseur est d'env. 10 s, la traversée du condenseur retarde l'apparition de quelques secondes (mesuré à 19 s)

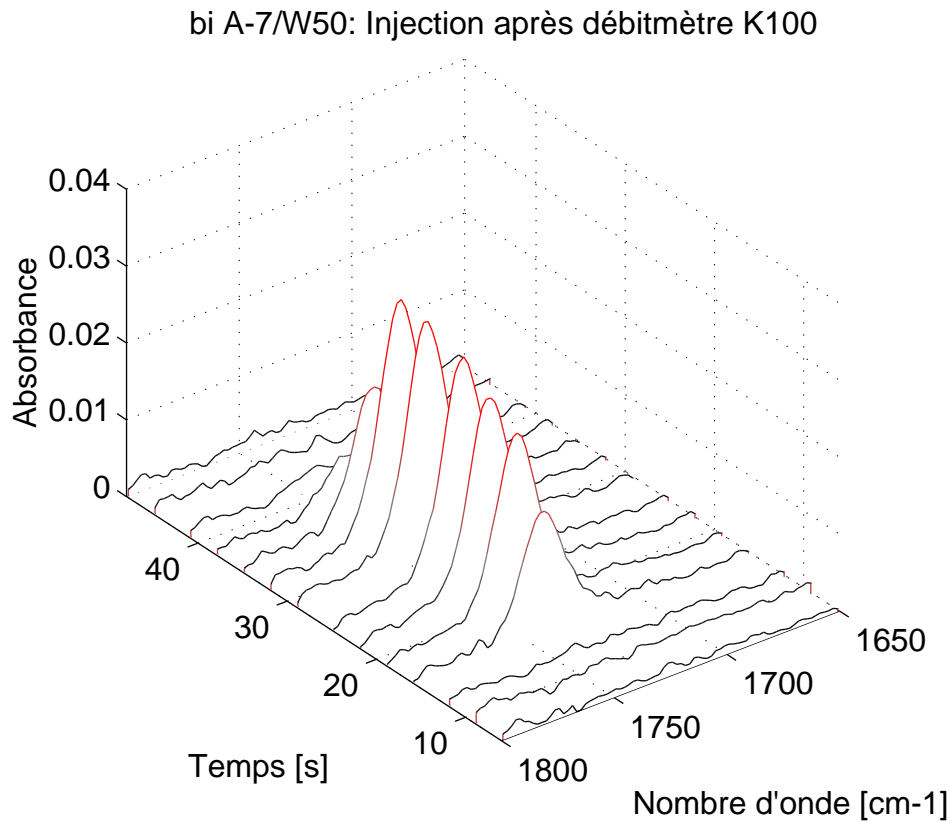


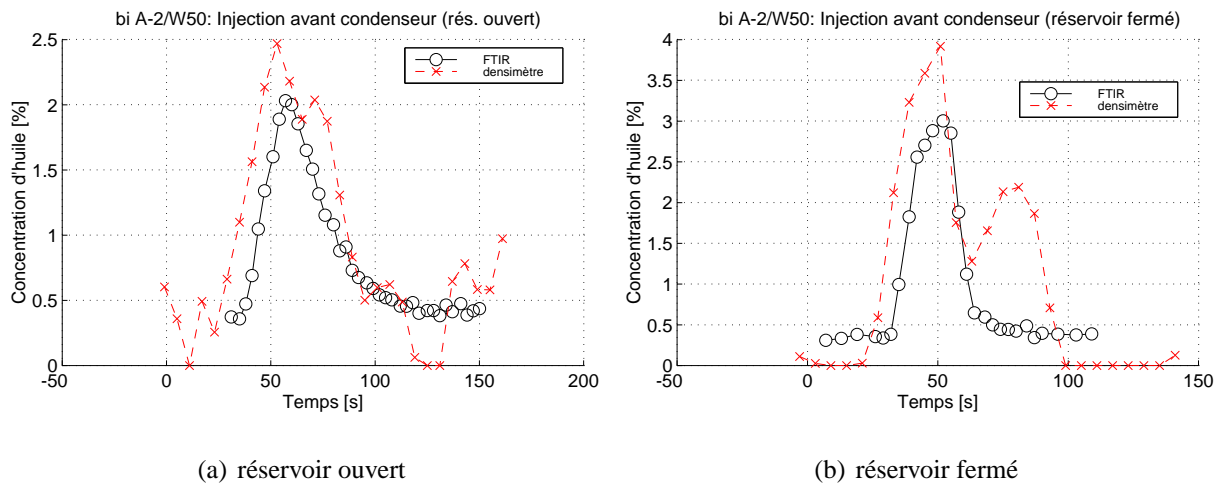
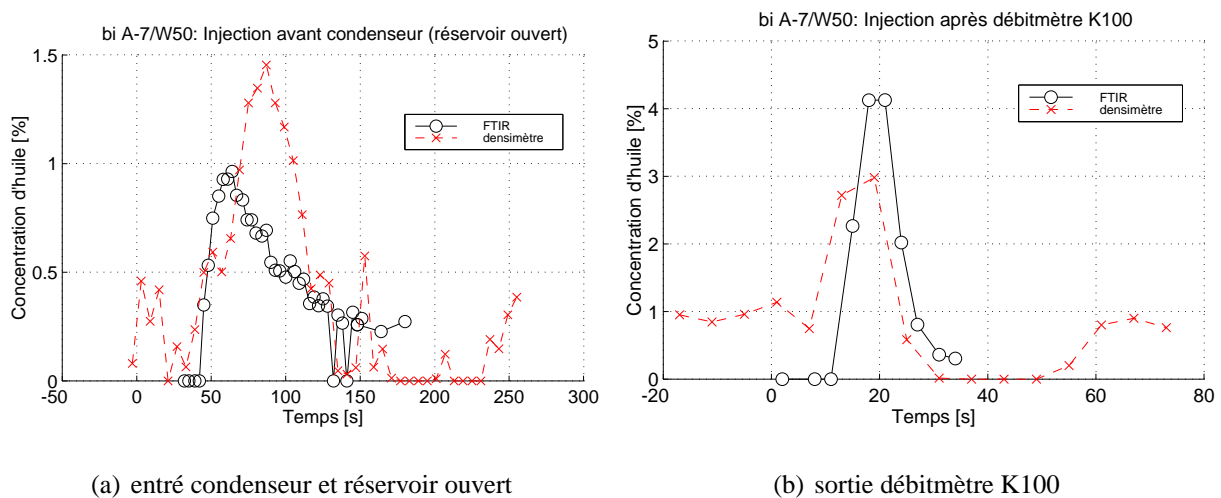
FIG. 6.8: *Mesure du passage d'un paquet d'huile injecté au débitmètre K100, durée d'injection 18 s, masse d'huile injectée 39 g.*

et en connectant le réservoir de réfrigérant le paquet d'huile a pris quelques 20 s supplémentaires. Cette durée est conditionnée par la quantité de réfrigérant qui n'est cependant pas connue (mais peut être estimée par ce type de mesure). Le pic transitoire du paquet d'huile est étalé dans le temps, surtout pour les tests avec le réservoir, et par le fait de faibles concentration d'huile d'origine il est très difficile de bien déterminer la fin de l'apparition du régime transitoire. Les masses injectées (voir deuxième ligne du tableau 6.2, valeurs en parenthèse) ont été retrouvées par la mesure FT-IR avec une précision satisfaisante (limité par la précision de la manipulation).

Les concentrations d'huile calculées à partir des mesures de densité montrent une grande variance, mais reproduisent l'allure constatée du passage du paquet.

TAB. 6.2: Injections de paquets d'huile pendant les régimes biétagés stables.

	A-2/W50	A-2/W50	A-7/W50	A-7/W50	A-7/W50
Lieu d'injection	entrée cond.	entrée cond.	entrée cond.	après K100	après K100
Réservoir réfrigérant	ouvert	fermé	ouvert	-	-
Conc. huile rég. stat.	0.389%	0.356%	0.273%	0.252%	0.263%
Masse d'huile [g]	35.7 (/38.8)	37.3 (/38.8)	16.3 (/19.4)	21.1 (/19.4)	46.7 (/38.8)
Durée régime transit.	112 s	90 s	106 s	19 s	39 s
Durée d'injection	22 s	22 s	12 s	8s	18 s
Début apparition pic	38 s	19 s	45 s	15 s	9 s

**FIG. 6.9:** Comparaison entre FT-IR et densimètre des résultats d'injections d'huile, bi A-2/W50, entrée condenseur, réservoir ouvert et fermé.**FIG. 6.10:** Comparaison entre FT-IR et densimètre des résultats d'injections d'huile, bi A-7/W50, entrée condenseur avec réservoir ouvert et sortie débitmètres K100.

7 Fonctionnement en mode biétagé à longue durée

7.1 Problèmes d'équilibrage

Comme déjà observé dans un projet précédant [Nidegger et al., 1997] également basé sur le concept biétagé de pompe à chaleur, la migration d'huile provoque un déséquilibre de la distribution de l'huile de lubrification des compresseurs. L'huile a tendance de s'accumuler au compresseur du niveau de compression inférieur, ce qui ne permet pas un transfert d'huile simple à travers un organe de détente commandé par un régulateur de niveau.

La **solution d'équilibrage de l'huile** présentée, consiste à mettre une pompe d'huile à faible débit permettant le transfert vers le carter de compresseur du deuxième étage de compression. En raison de l'évaporation de réfrigérant contenu dans l'huile le fonctionnement de la pompe n'est pas suffisamment stable pour permettre l'automatisation du transfert. Dans certaines conditions de fonctionnement il s'est également avéré que la pompe ne débite quasiment plus rien au dessus d'une différence de pression de 4 bar et qu'il a fallu passer par un transfert d'huile par l'intermédiaire du réservoir d'huile mis en pression correspondante. Cette solution a permis de fonctionner en régime permanent pendant une longue période. Le remplissage du compresseur du deuxième étage de compression est alors effectué par un transfert depuis le réservoir d'huile mis en connexion avec la sortie haute pression. Ce transfert doit être effectué assez rapidement (en 2 à 3 minutes) puisque le réfrigérant chaud se condense rapidement dans l'huile. Le remplissage est effectué de manière contrôlée afin d'éviter une vidange excessive du réservoir en raison de la formation de bulles de dégazage dans le régulateur de niveau d'huile situé au compresseur de haute pression.

7.2 Propositions de configurations biétagées stables

La configuration biétagée, comme elle est présentée dans ce projet n'a pas permis de régimes de fonctionnement fiables à longue durée de fonctionnement sans contrôle externe. Plusieurs solutions pour remédier à cet inconvénient peuvent être imaginées et sont présentées ci-après :

1. Compresseur biétagé dans un même carter.

Cette solution a été envisagée dans [Nidegger et al., 1997], mais a été abandonnée par manque de compresseur efficace et adapté aux conditions de fonctionnement. Le concept d'une compression biétagée pour les unités de petite puissance a été reconsidéré dans le contexte de la compression du CO₂ en raison des différences de pression énormes entre l'évaporateur et le condenseur.

2. Compresseur principal = compresseur 2ème étage.

Cette solution consiste à mettre un compresseur de haute efficacité au deuxième étage de compression, ce qui servira aussi en fonctionnement monoétagé. Le compresseur du premier étage, servant uniquement pour le fonctionnement à grande différence de température entre l'air externe et l'eau de chauffage, est d'un concept moins élaboré et n'aura pas d'espace d'accumulation d'huile. Une telle solution a pu être testée avec succès en parallèle à ce projet (voir [Zehnder et al., 2002], partie *Essais avec compresseur booster*).

3. Utiliser des compresseurs à paliers à gaz sans huile.

Le concept d'une pompe à chaleur biétagée sans huile est étudiée dans le projet OFEN

[Schiffmann, 2002] avec des compresseurs radiaux sur paliers à gaz. Ce concept doit encore entièrement être développé et consiste plutôt à une solution à plus long terme. Une recherche à ce sujet a montré qu'une solution similaire à plus grande puissance a été développée et commercialisée au Canada¹ (avec compresseur radial biétagé sans huile sur palier magnétiques).

Remarque : La solution de mettre en place un **séparateur d'huile** n'a pas été considérée étant une solution viable. Elle nécessite une charge d'huile supplémentaire ainsi qu'un contrôle de niveau d'huile du compresseur du premier étage, ce qui génère un coût supplémentaire par rapport aux alternatives énumérées ci-dessus. Vu la grande différence de pression entre le séparateur d'huile et le carter du compresseur en question, l'injection d'huile provenant du séparateur risque de produire les mêmes instabilités de dégazage du réfrigérant encore dilué dans l'huile.

8 Analyse de transfert de chaleur à l'évaporateur

L'étude de l'influence de l'huile sur le coefficient de transfert de chaleur dans l'évaporateur est basée sur l'échangeur implémenté, dont les propriétés géométriques sont résumées au tableau 8.1. Elle a pour but de donner une estimation de la sensibilité du transfert de chaleur avec la variation de la concentration d'huile. Le but original de ce complément (la vérification expérimentale des corrélations proposées par [Kattan, 1996, Zürcher, 2000]) a dû être abandonné en raison d'une quantité d'huile trop faible en circulation.

TAB. 8.1: Description de l'évaporateur Artec à tubes ailettes.

Nom commercial :	Artec, Z510 E 32TR 6R 800A 3.6P 24NC Al
Dimensions du bloc d'échange :	H=0.8 m, L=0.8 m, P= 0.13 m
Tubes de réfrigérant :	6 rangées horizontalement, espacement 22 mm 32 tubes verticalement, espacement 25 mm Diamètre int. ext. tube 9.5 / 10.1 mm (tubes à surface améliorée)
	Nombre de circuits : 24
	Nombre de passages par circuit : 8
Lamelles :	Matériau Aluminium, Nombre d'ailettes 220 Conductivité thermique 204W/mK Pas entre lamelles 3.6 mm, Epaisseur 0.2 mm

Le coefficient global de transfert de chaleur pour l'échange entre le réfrigérant (mêlé à de l'huile) en saturation et l'air est exprimé sous la formulation générale

$$k_{ev} = \left[\frac{1}{\alpha_{air}} \frac{S_{int,tube}}{S_{ext,tube+ail}} + \frac{D_{ext,tube} - D_{int,tube}}{2 \lambda_{Al}} + \frac{1}{\alpha_{refr}} \right]^{-1} \quad (8.1)$$

¹<http://www.turbocor.com>

Le coefficient d'échange par convection forcée du côté air est calculé selon le modèle présenté dans [VDI, 1993]. Il est exprimé pour de tubes alternés par :

$$\alpha_{air} = 0.38 Re_{air,D_{ext}}^{0.6} \left(\frac{S_{ext,tube+ail}}{S_{tube,ext}} \right)^{-0.15} Pr_{air}^{1/3} \frac{\lambda_{air}}{D_{ext}} \left[1 - (1 - \eta_{ail}) \frac{S_{ail}}{S_{ext,tube+ail}} \right] \quad (8.2)$$

Le terme de l'efficacité d'ailettes η_{ail} est calculé pour une configuration géométrique donnée et est fonction des nombres adimensionnels (Re et Pr) ainsi que de la conductivité thermique de l'air. L'expression complète ne sera pas explicitée ici, le lecteur étant référé au chapitre [Mb1-4] de [VDI, 1993]. Pour un débit volume d'air de 6500 m³/h et avec une température de moyenne l'air de 0°C on trouve une valeur de 84%. Cette efficacité augmente avec la diminution du débit d'air.

Le troisième terme de l'équation 8.1 est calculé à l'aide du modèle de transfert de chaleur pour des écoulements à tubes horizontaux développé par Kattan-Thome-Favrat (voir [Kattan, 1996]). Ce modèle contient des calculs relatifs aux différents régimes d'écoulement (établissement d'une carte d'écoulement), ainsi que la modélisation du coefficient de transfert de chaleur pour chaque zone. La carte d'écoulement ainsi que le modèle de transfert de chaleur a été développé à la base pour des échangeurs tubulaires à tubes lisses. Une extension du modèle pour des tubes améliorés est également proposé dans [Kattan, 1996] ainsi que l'adaptation du modèle de transfert de chaleur pour des fluides non azéotropes. L'impact de l'huile sur le transfert de chaleur en évaporation est décrit dans le rapport de [Thome et al., 1996].

Ces différents éléments ont été programmés dans Matlab permettant un lien directe avec l'interface de calcul de propriétés des fluides - FLINT.

La figure 8.1 montre une carte d'écoulement pour des conditions de fonctionnement correspondant au point de fonctionnement A2/W50 du cycle de pompe à chaleur.

Réfrigérant : R-407C

Débit réfrigérant : 50 g/s

Pression d'évaporation : 3.9 bar

Puissance à l'évaporateur : 9.2 kW

Titre de vapeur à l'entrée : 19%

Le modèle de transfert de chaleur proposé dans [Kattan, 1996] se base sur la description du type d'écoulement pour définir la proportion de surface mouillée et sèche. Le coefficient de transfert de chaleur du réfrigérant en évaporation est donné par le modèle linéaire

$$\alpha_{biph.} = E_{mf} \frac{P_{mouille} \alpha_{liq} + P_{sec} \alpha_{vap}}{\pi D} \quad (8.3)$$

avec le modèle asymptotique pour le calcul dans la phase liquide avec les contributions de $\alpha_{\dot{e}b.}$ - loi de Cooper et α_{conv} - loi du type Dittus-Boelter avec des paramètres ajustés expérimentalement (basés sur 5 différents réfrigérants). Le nombre de Reynolds est calculé à partir de l'épaisseur équivalente du film liquide δ

$$\alpha_{liq} = (\alpha_{\dot{e}b.}^3 + \alpha_{conv}^3)^{1/3} \quad (8.4)$$

La corrélation utilisée pour la phase vapeur est et la loi de Dittus-Boelter.

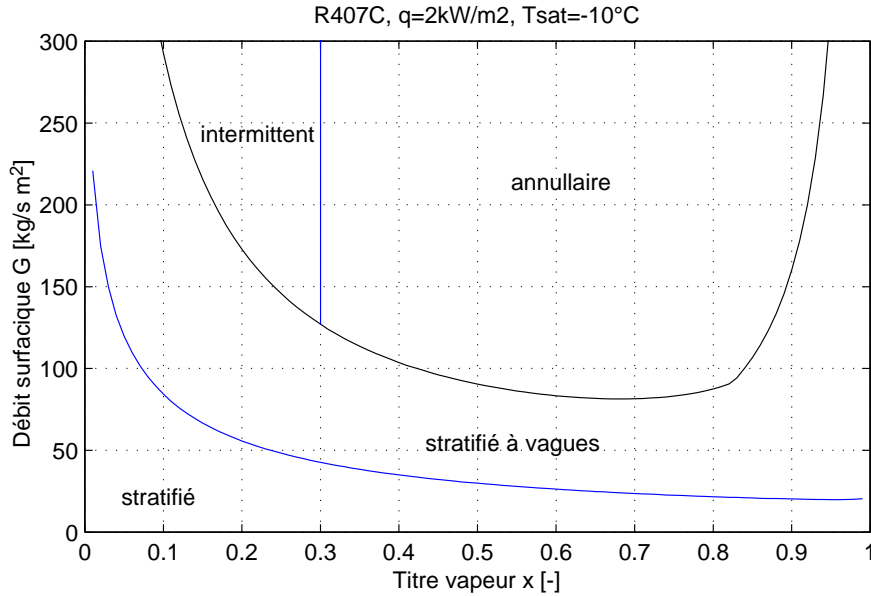


FIG. 8.1: Carte d'écoulement du réfrigérant R-407C en évaporation.

Remarque : Ces lois de transfert de chaleur peuvent conduire à d'importantes erreurs quand elles sont appliquées en dehors du domaine de validité, p. ex. la loi de Dittus-Boelter s'applique à un nombre de Reynolds $Re > 10'000$. Cette condition est vérifiée dans l'exemple cité plus haut pour un titre de vapeur $x > 20\%$.

Ce modèle est comparé avec des séries de mesures de transfert de chaleur effectuées au LENI par Zürcher. La comparaison pour plusieurs débits est montrée aux figures 8.2 et 8.3. La prédiction des valeurs expérimentales est la meilleure pour un écoulement annulaire (mesures à un débit surfacique de $G = 200$ et $G = 300$). Les courbes en $G = 100$ se situent dans la zone d'écoulement appelée stratifié à vagues et le modèle fait une interpolation entre les écoulements annulaires et stratifiés. Il est donc important que les transitions entre ces types d'écoulement soient correctement modélisées par la carte (actuellement il existe plusieurs versions pour la transition vers un écoulement, voir [Zürcher, 2000]) et il faut une bonne estimation (car difficilement mesurable) du taux de vide ε (une panoplie de modèles de taux de vide est proposée dans la littérature).

Pour le cas des évaporateurs de pompes à chaleur, les écoulements peuvent être souvent considérés comme annulaire, ce d'autant que comme les évaporateurs des installations considérées sont en général à surface améliorée. Malgré des débits en dessous de la limite pour un écoulement annulaire, les tubes à surface améliorée ramènent le liquide vers le haut du tube et il y a un mouillage sur toute la circonférence. Au point de vue de modèle d'écoulement ceci correspond au cas annulaire.

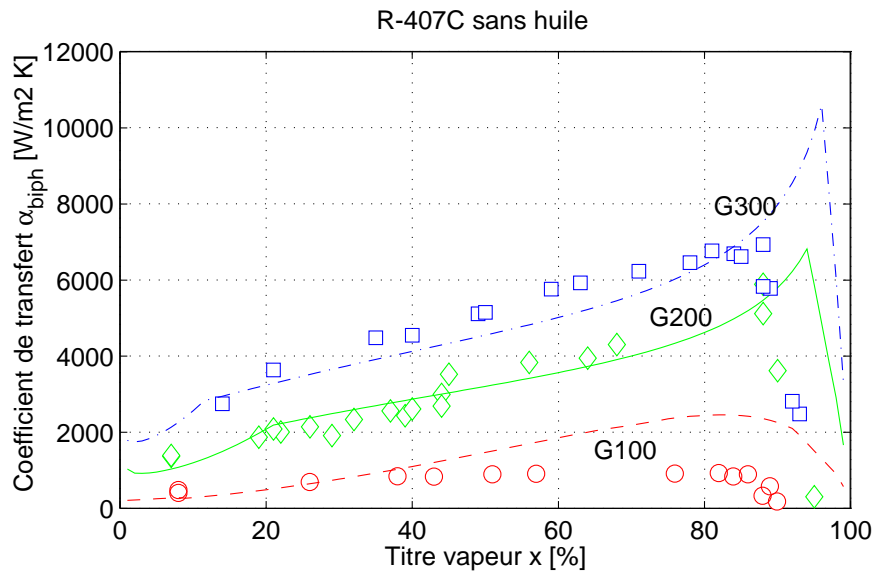


FIG. 8.2: Coefficient de transfert de chaleur du R-407C, tubes lisses sans huile. Comparaison valeurs expérimentales (symboles) et simulation (lignes), source [Zürcher, 2000].

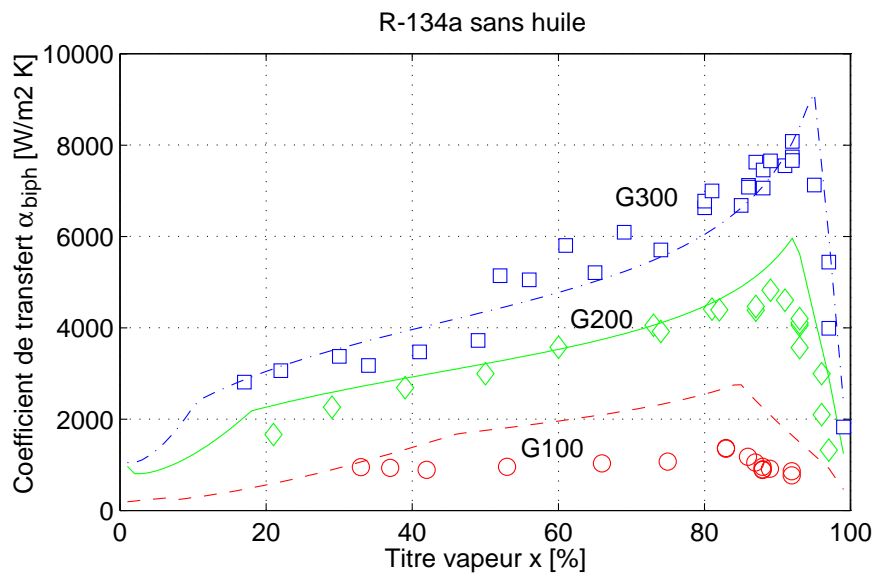


FIG. 8.3: Coefficient de transfert de chaleur du R-134a, tubes lisses sans huile. Comparaison valeurs expérimentales (symboles) et simulation (lignes), source [Zürcher, 2000].

L'influence de l'huile sur les échanges de chaleur se manifeste 1) dans un changement des propriétés thermodynamiques du liquide, 2) sur une augmentation de la température de saturation vers la fin d'évaporation (où la concentration d'huile dans la phase liquide devient importante).

Thome propose dans [Thome et al., 1996] une modification des propriétés uniquement pour la viscosité en utilisant la loi de mélange logarithmique de *Arrhenius* modifiée, voir 2.14. Cette modification a été appliquée pour le calcul de la carte d'écoulement ainsi que pour l'échange de chaleur. La figure 8.4 montre l'évolution du coefficient de transfert local pour plusieurs concentrations d'huile à l'entrée. En considérant la valeur moyenne dans le domaine de $x = 20\%$ à 80% on peut observer une baisse de 6% (1% d'huile) et 27% (5% huile). Cette pénalité est dans l'ordre de grandeur que montrent les résultats expérimentaux publiés dans [Thome et al., 1996]¹.

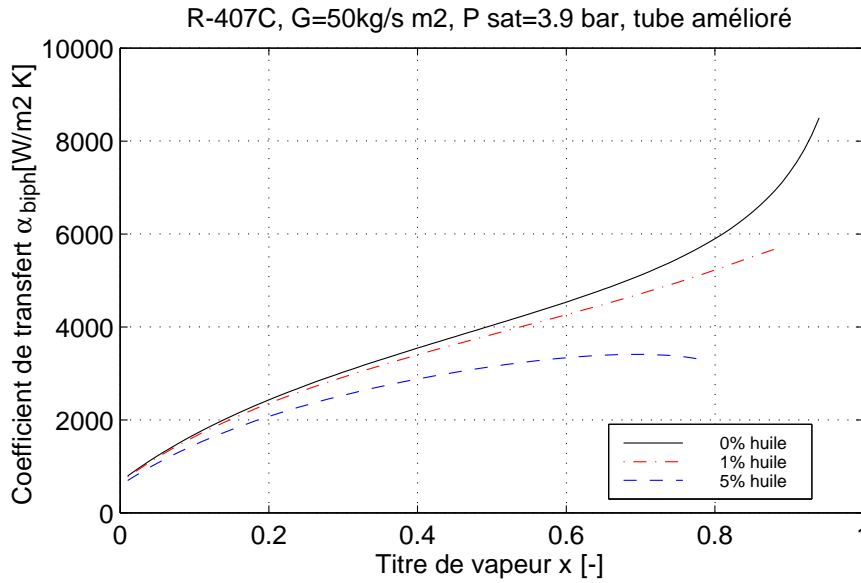


FIG. 8.4: Coefficient de transfert de chaleur du R-407C en évaporation mélangé à de l'huile.

L'évolution de la température de saturation par rapport au titre de vapeur est modélisé par une approche empirique trouvée par Takaishi et Ogushi (1987) pour le couple R-22/huile benzène. Thome a généralisé la méthode pour l'extension à d'autres couples de réfrigérants et d'huile (des écarts importants peuvent être attendus pour la zone de concentration d'huile locale importante).

La forme générale de la relation utilisée est

$$T_{sat} = \frac{A}{\ln P_{sat} - B} \quad (8.5)$$

$$\text{avec } A = a_0 + a_1 w_{huile} + a_2 w_{huile}^3 + a_3 w_{huile}^5 + a_4 w_{huile}^7$$

$$B = b_0 + b_1 w_{huile} + b_2 w_{huile}^3 + b_3 w_{huile}^5 + b_4 w_{huile}^7$$

L'application de la relation pour le réfrigérant R-407C montre que la température de saturation

¹Des mesures à faible débit masse et avec le réfrigérant R-134a montrent une baisse du coefficient de transfert de chaleur de 35% à 65% ce qui est expliqué par une rétention d'huile dans les tubes à surface améliorée. La baisse du transfert de chaleur pour les mélanges R-407C et huile est moins importante que pour le couple R-134a et huile aux régimes comparables. Ceci est expliqué par une formation de mousse favorisant l'échange de chaleur.

n'est pas influencée jusqu'à un titre très élevé. Pour des concentrations en dessous de 1% d'huile la modélisation du transfert de chaleur en évaporation pourra être effectuée sur la base de la température de saturation du réfrigérant pur en négligeant les effets de l'huile.

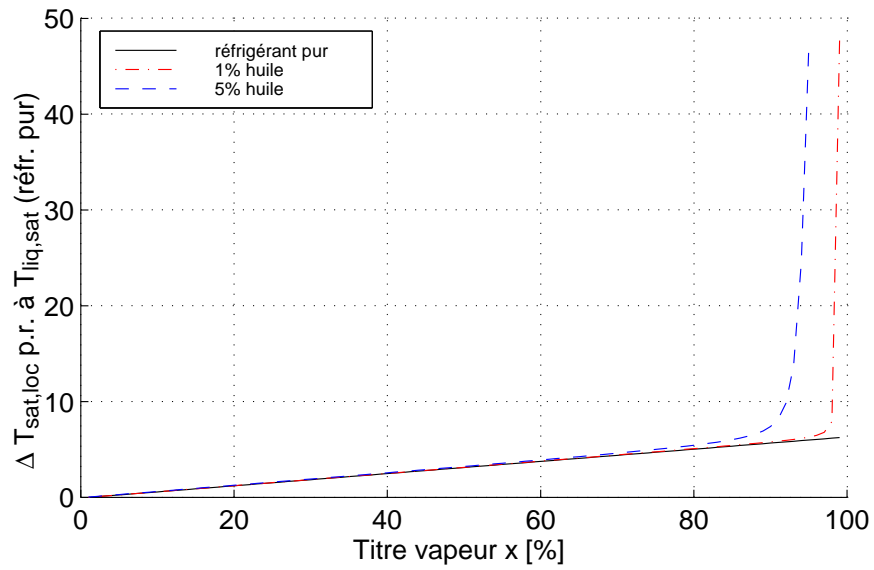


FIG. 8.5: Evolution de la température de saturation pour un mélange R-407C avec de l'huile.

Nomenclature

Symboles

A	-	Coefficient de correction de densité de mélange réel
A	-	Absorbance d'énergie infrarouge
a	m/s	Vitesse
B	J	Intensité du signal infrarouge
COP	-	Coefficient de performance en chauffage de pompe à chaleur
c_p	kJ/kg K	Chaleur spécifique à pression constante
D	m	Diamètre tube
\dot{E}	kW	Puissance électrique
G	kg/sm ²	Débit surfacique
g	m/s ²	Accélération gravitationnelle
h	kJ/kg	Enthalpie spécifique
k	W/m ² K	Coefficient global de transfert de chaleur
\dot{M}	kg/s	Débit masse
P	m	Périmètre du tube
P	Pa, (bar)	Pression
\dot{Q}_{ch}	kW	Puissance thermique, de chauffage
S	m ²	Surface
s	kJ/kg K	Entropie spécifique
T	K, (°C)	Température
u	m/s	Vitesse
V	m ³	Volume
v^E	m ³ /kg	Volume d'excès
w	%	Concentration massique
x	-	Titre de vapeur

Lettres Grecques

α	W/m ² K	Coefficient de transfert de chaleur
η_{ail}	-	Efficacité d'ailettes
η_{is}	-	Rendement isentrope
η_{vol}	-	Rendement volumétrique
λ	W/m K	Conductivité thermique
μ	Pa s	Viscosité dynamique
ν	m ² /s	Viscosité cinématique
ρ	kg/m ³	Densité
σ	cm ⁻¹	Nombre d'onde
σ	N/m	Tension superficielle
	0	à l'état de référence
φ	-	Fraction molaire

Indices

<i>crit</i>	critique
<i>ev</i>	évaporation
<i>liq</i>	liquide
<i>id</i>	idéal
<i>m</i>	mélange
<i>min</i>	minimal
<i>nb</i>	ébullition à pression normale
<i>sat</i>	saturé
<i>vap</i>	vapeur

Nombres adimensionnels

Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds

Références

- M. Arnemann. **Methoden zur Bestimmung thermophysikalischer Eigenschaften von Öl-Kältemittel-Gemischen.** Rapport de thèse, Universität Hannover, 1993.
- ASHRAE. **ASHRAE Handbook 1998 Refrigeration.** ASHRAE, 1998.
- J. J. Baustian, M. B. Pate et A. E. Bergles. **Measuring the Concentration of a Flowing Oil-Refrigerant Mixture with a Bypass Viscometer.** *ASHRAE Transactions*, 94(2) :588–601, 1988a.
- J. J. Baustian, M. B. Pate et A. E. Bergles. **Measuring the Concentration of a Flowing Oil-Refrigerant Mixture with an Acoustic Velocity Sensor.** *ASHRAE Transactions*, 94(2) :602–615, 1988b.
- A. Bayini, J. R. Thome et D. Favrat. **Online Oil Measurement of Oil Concentrations of R-134a/Oil Mixtures with a Density Flowmeter.** *Int. J. HVAC&R Research*, 1(3) :232–241, 1995.
- S. Bertsch et M. Ehrbar. **Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern, Phase 2 : Bewertung der Abtauprozesse.** Rapport FInal. Office Fédéral de l'Énergie, 2002. No.-ENET 220187.
- F. R. Biancardi, H. H. Michels, T. H. Sienel et D. R. Pandey. **Study of Lubricant Circulation in HVAC Systems, Volume 1 : description of Technical Effort and Results.** Technical report, United Technologies Research Center, ARTI MCLR Project, DOE/CE/23810-71, 1996.
- F. Bošnjaković et K. F. Knoche. **Technische Thermodynamik.** Darmstadt : Steinkopff, 1997.
- M. R. Conde. **Estimation of Thermophysical Properties of Lubricating Oils and their Solutions with Refrigerants : an Appraisal of existing Methods.** *Applied Thermal Engineering*, 16(1) :51–61, 1996.
- N. Kattan. **Contribution to the Heat Transfer Analysis of Substitute Refrigerants in Evaporator Tubes with Smooth or Enhanced Tube Surfaces.** Rapport de thèse, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 1996. Thesis No. 1498.
- G. Leyland et al. **FLINT à Universal Interface for Fluid Properties.** Technical report, Laboratoire d'Énergétique Industrielle de l'École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2000.
- M. O. McLinden, S. A. Klein, E. W. Lemmon et A. P. Peskin. **Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures - REFPROP Version 6.01.** National Institute of Standards and Technology, 1998.
- J. J. Meyer et J. M. Saiz Jabardo. **An Ultrasonic Device for Measuring the Oil Concentration in Flowing Liquid Refrigerant.** *Revue Int. Froid*, 17(7) :481–486, 1994.
- E. Navarro de Andrade, E. Skowron, V. W. Goldschmidt et E. A. Groll. **Oil Concentration in Liquid Refrigerants : in Situ Measurements.** *Int. J. of Refrigeration*, 22 :499–508, 1999.
- T. A. Newell. **In Situ Refractometry for Concentration Measurements in Refrigeration Systems.** *Int. J. HVAC&R Research*, 2(3) :247–255, 1996.
- E. Nidegger, D. Reymond, M. Zehnder et D. Favrat. **Pompe à chaleur bi-étagée à haute performance.** Rapport FInal. Office Fédéral de l'Énergie, 1997. No.-ENET 194463.

- J. Schiffmann. **Pompe à chaleur biétagée sans huile avec compresseur radial.** Rapport FInal. Office Fédéral de l'Énergie, 2002. No.-ENET 220195.
- P. V. Skripov, A. A. Starostin, D. V. Volosnikov et V. P. Zhelezny. **Comparison of Thermophysical Properties for Oil/Refrigerant Mixtures by use of the Pulse Heating Method.** *Int. J. of Refrigeration*, 26 :721–728, 2003.
- S. Suzuki, Y. Fujisawa, S. Nakazawa et M. Matsuoka. **Measuring method of Oil Circulation Ratio using Light Absorption.** *ASHRAE Transactions*, 99(1) :413–421, 1993.
- J. R. Thome. **Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerant and Lubricating Oil Mixtures.** Technical report, Office Fédéral de l'Énergie, 1993.
- J. R. Thome, D. Favrat, O. Zürcher et E. Nidegger. **Heat Transfer and Pressure Drop in the Dryout Region of Intube Evaporation with Refrigerant/Lubricant Mixtures.** Technical report, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, ASHRAE Project 800-RP, 1996.
- R. Tillner-Roth et H. D. Baehr. **An International Standard Formulation of the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (R-134a) Covering Temperatures from 170 K to 455 K at Pressures up to 70 MPa.** *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 23 :657–729, 1994.
- VDI. **VDI Heat Atlas.** Verein deutscher Ingenieure, VDI-Verlag GmbH, 1993.
- M. Zehnder, D. Favrat, E. Zahnd, J. Cizmar, G. Reiner, C. Brugnoli et P. Reis. **Wärmepumpe mit Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung, Phase 2 : Experimentelle Untersuchung.** Rapport FInal. Office Fédéral de l'Énergie, 1999. No.-ENET 195329.
- M. Zehnder, F. Maréchal, S. Guex, J. Schiffmann et D. Favrat. **Pompe à chaleur air-eau à haute température, Phase 2 : Cycle à injection optimisé, essais journaliers et compresseur booster ; Analyse thermo-économique.** Rapport FInal. Office Fédéral de l'Énergie, 2002. No.-ENET 220219.
- V. P. Zhelezny, V. P. Zhelezny et P. Skripov. **Determination of the Pseudocritical Parameters for Refrigerant/Oil Solutions.** *Fluid Phase Equilibria*, sousmis, 2003.
- O. Zürcher. **Contribution to the Heat Transfer Analysis of Natural and Substitute Refrigerants Evaporated in a Smooth Horizontal Tube.** Rapport de thèse, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2000.

A. Annexe

A.1 Listes matériel de la pompe à chaleur

1.1 Liste des pièces

Compresseur HP	Copeland	Scroll ZR28, 6.75 m3/h, K1PFJ522
Compresseur BP	Copeland	Scroll ZR49, 11.7 m3/h, K3TFD422
Pompe d'huile	Gotec	ETG 150
Evaporateur	Artec	Z510 E 32TR 6R 800A 3.6P 24NC AI
Condenseur	Alfa Laval	CB50-30, 1.4 m2
Surchauffeur	Packless	HXR75
Economiseur	SWEP	B8x10 HP, 0.184m2
Réservoir d'huile	-	Volume 8 l
Réservoir de réfrigérant	Charles Hasler	CHA 160 265 0, V 4.4 l
Ventilateur + Moteur	divers	Ventilateur AT 18-18S+ Mot. électrique
Vanne d'expansion	Danfoss	6F009 Kv=0.07
Vanne électrique princ.	Egelhof	RTC 1.0
Vanne électrique sec.	Egelhof	RTC 0.5
Accessories vannes Egelhof	Portescap	Transmission card, Motor command card, 2xPT1000
Régulateur niveau d'huile	AC&R	S-9030
Clapet anti-reour 3/8"	Castel	3130-3
Clapet anti-reour 1/2"	Castel	3130-4
Vanne solénoïde 7/8"		
Vanne à 4 voies	Ranco	V6-2103
Vanne à boule 3 voies 1/2"	Mueller	A-17540 1/2"- 3W
Vanne à boule 3 voies 3/8"	Mueller	A-17539 3/8"- 3W
Vanne à bouleen coude 7/8"	Mueller	A-17555 7/8"-E
Vanne à boule 7/8"	Mueller	A-17264 7/8"
Vanne à boule 3/8"	Mueller	A-17260 3/8"
Tube réduction 7/8"- 3/4"	Mueller	W 01035
Tube réduction 7/8"- 1/2"	Mueller	W 01037
Tube réduction 1/2"- 3/8"	Mueller	W 01019
Voyant 7/8"	kmp	KSG-R 7S 7/8"
Filtre d'huile	AC&R	S-9105
Filtre sécheur	kmp	WAH 053 3/8"FLARE
Tube T 7/8"	Mueller	W 04031
Tube T 3/8"	Mueller	W 04000
Tube T 1/2"	Mueller	W 04001
Connections 7/8"	Fas	LP 25/22.4 7/8"
Trappe d'huile	Mueller	W 61000
Amortisseur	Packless	VAF 3
Isolation Aeroflex	Aeroflex	Epaiss.7/8", 10 mm
Réfrigérant R407C	ICI	Klea 407 C

1.2 Liste des points de mesures et des capteurs

<i>Point No.</i>	<i>Câble No.</i>	<i>Mesure</i>	<i>Unité</i>	<i>Capteur de mesure</i>
Températures :				
200	TR00	free	°C	Thermocouple Type K
201	TR01	T_cp1_in	°C	Thermocouple Type K
202	TR02	T_cp1_out	°C	Thermocouple Type K
203	TR03	T_cp2_in	°C	Thermocouple Type K
204	TR04	T_cp2_out	°C	Thermocouple Type K
205	TR05	T_cd_in	°C	Thermocouple Type K
206	TR06	T_cd_out	°C	Thermocouple Type K
207	TR07	T_eco_liq_out	°C	Thermocouple Type K
208	TR08	T_oh_liq_in	°C	Thermocouple Type K
209	TR09	T_oh_liq_out	°C	Thermocouple Type K
210	TR10	T_oh_vap_out	°C	Thermocouple Type K
211	TR11	T_ev_tube1	°C	Thermocouple Type K
212	TR12	T_ev_tube3	°C	Thermocouple Type K
213	TR13	T_ev_tube5	°C	Thermocouple Type K
214	TR14	T_ev_tube7	°C	Thermocouple Type K
215	TR15	T_ev_tube8	°C	Thermocouple Type K
216	TR16	T_eco_sat_out	°C	Thermocouple Type K
217	TR17	T_eco_sat_in	°C	Thermocouple Type K
Pressions :				
311	PR1	P_cp1_in	bar	Haenni
312	PR2	P_cp1_out	bar	Haenni
313	PR3	P_cp2_in	bar	Haenni
314	PR4	P_cp2_out	bar	Kistler
Puissances :				
512	E_HP	E_HP_tot	kW	Norma
513	E_cp1	E_cp1	kW	Norma
514	E_cp2	E_cp2	kW	Sineax
Débits, Densité :				
300	FR1	M_flow_1	g/s	Witronic K-20
301	DR1	Dens_1	kg/m3	Witronic K-20
302	FR2	M_flow_2	g/s	Witronic K-100
303	DR2	Dens_2	kg/m3	Witronic K-100
305	DR3	Dens_high_prec	kg/m3	Bopp&Reuther
306	LO1	Level_cp1	mm	visuellement
307	LO2	Level_cp2	mm	visuellement
Températures eau :				
600	29	Tw_cd_out_1	°C	Thermocouple Type K
601	22	Tw_cd_out_2	°C	Thermocouple Type K
602	20	Tw_cd_out_3	°C	Thermocouple Type K
603	27	Tw_cd_in_1	°C	Thermocouple Type K
604	26	Tw_cd_in_2	°C	Thermocouple Type K
605	23	Tw_cd_in_3	°C	Thermocouple Type K
Températures air :				
606	11	Tair_ev_out_1	°C	Thermocouple Type K
607	85	Tair_ev_out_2	°C	Thermocouple Type K
608	86	Tair_ev_out_3	°C	Thermocouple Type K
609	87	Tair_ev_in_1	°C	Thermocouple Type K
610	88	Tair_ev_in_2	°C	Thermocouple Type K
611	1	Tair_ev_in_3	°C	Thermocouple Type K
Pertes de charge :				
500	DP1	dp_evap	mbar	Furness
501	DP2	dp_air_flow	mbar	Furness
Humidité :				
507	HR	hum_rel_air	-	Rotronic Hygromer

A.2 Schéma complet, pompe à chaleur biétagée

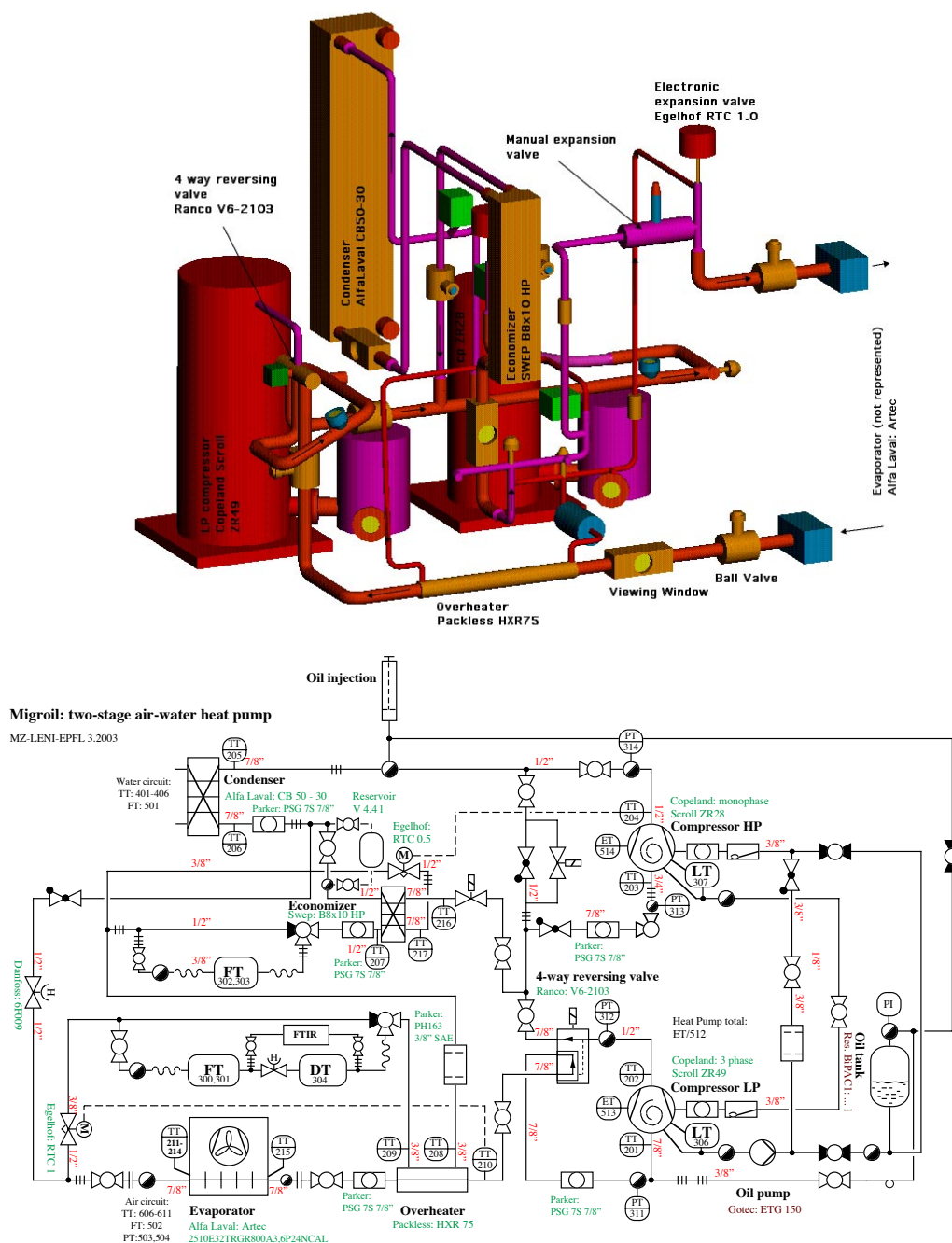


FIG. A.1: Représentation 3 D et schéma complet de la pompe à chaleur biétagée pour l'étude de la migration d'huile.

A.3 Calcul de Dimensionnement

Les vitesses d'écoulement et les pertes de charges de l'écoulement dans les conduites ont été calculées à partir de calculs de cycle de pompe à chaleur biétagée et monoétagée. Ce programme de simulation a été développé dans le contexte de ce projet. La ci-dessous montre les pertes de charges et les vitesses calculées de toutes les conduites pour le point de fonctionnement A-12/W60 en chauffage biétagé

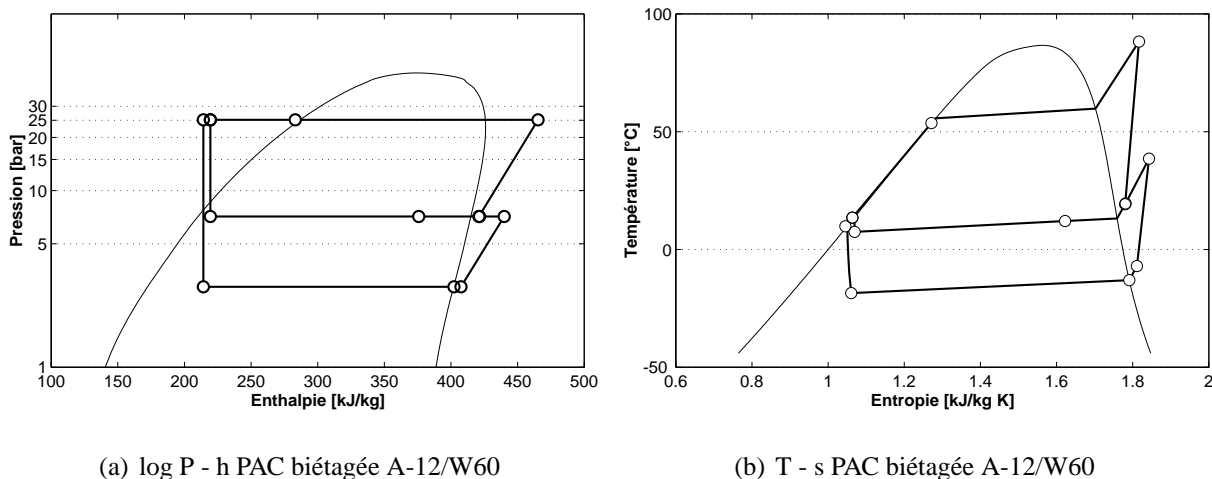


FIG. A.2: Représentation du cycle biétagé, Simulation de PAC biétagée pour A-12/W60.

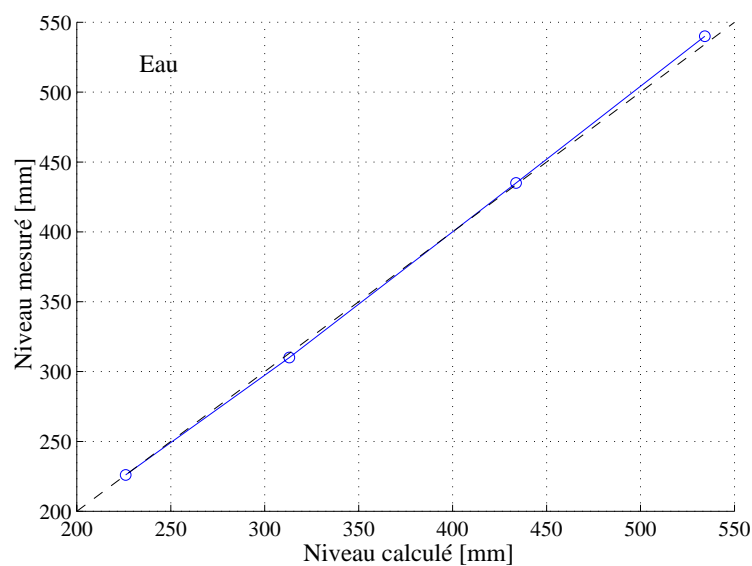
Niveaux de pression :	Débits :
P évap. = 2.3 bar	étage inférieur 28.8 g/s
P interm. = 6.8 bar	étage supérieur 46.8 g/s
P cond. = 25.1 bar	injection 18 g/s

Résultats de simulation pour un fonctionnement A-12/W60 :

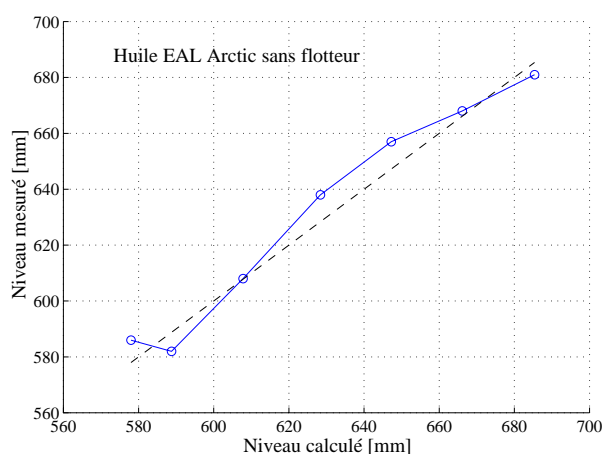
cp1 in :	Débit min. (transp. huile)= 9.9 g/s, débit/débit min. = 2.9 , $\Delta P = 6$ mbar
cp1 out :	Débit min. (transp. huile)= 3.4 g/s, débit/débit min. = 8.5 , $\Delta P = 37$ mbar
cp2 in :	Débit min. (transp. huile)= 16.5 g/s, débit/débit min. = 2.8 , $\Delta P = 7$ mbar
cp2 out :	Débit min. (transp. huile)= 6.5 g/s, débit/débit min. = 7.2 , $\Delta P = 33$ mbar
cd out :	$\Delta P = 100$ mbar
eco biph in :	$\Delta P = 12$ mbar
eco biph out :	Débit min. (transp. huile)= 4.0 g/s, débit/débit min. = 4.5 , $\Delta P = 14$ mbar
eco liq out :	$\Delta P = 118$ mbar
oh sc liq out :	$\Delta P = 123$ mbar
evap in :	$\Delta P = 6$ mbar
evap out :	Débit min. (transp. huile)= 10.1 g/s, débit/débit min. = 2.8 , $\Delta P = 6$ mbar

A.4 Mesures de niveau liquide avec sonde radar VEGAPULS42

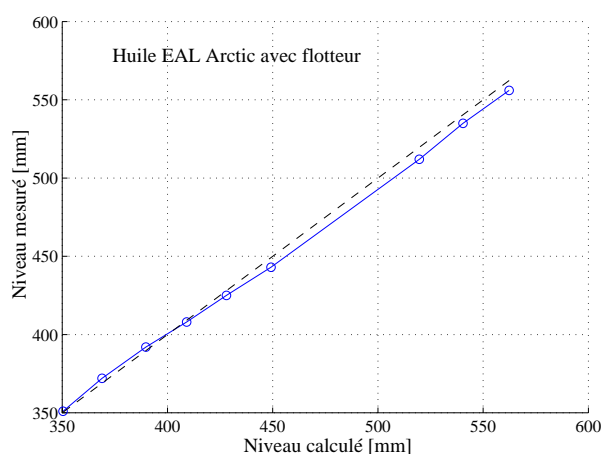
Une sonde radar de toute dernière génération a été testée pour la mesure de niveau de liquide dans le compresseurs. Des mesures d'évaluation dans un tube PVC de diamètre 40mm, rempli avec de l'eau et ensuite rempli avec de l'huile POE à constante diélectrique très faible sont représentées à la figure A.3. La précision voulue de $\pm 1\text{mm}$ ne pouvait pas être atteinte pour le cas de l'huile sans flotteur. La réflexion du signal n'était pas assez intense. La qualité de mesure a pu être améliorée avec l'introduction d'un flotteur à surface plane, mais considérant l'encombrement nécessaire et le coût énorme d'une telle sonde, ainsi que le risque de défaut de mesure généré par un blocage du flotteur cette solution a été écartée.



(a) Niveau d'eau



(b) Niveau d'huile sans flotteur



(c) Niveau d'huile avec flotteur

FIG. A.3: Calibrage d'une sonde radar pour le niveau d'huile (et en comparaison pour l'eau).

A.5 Evaluation de mélanges par la mesure de spectres IR

Evaluation de mélanges à multiples composants par la méthode FTIR

L'analyse de la concentration est effectuée par la méthode dénommée par 'Fourier Transform Infrared Spectrometry (FTIR)'. Cette méthode est décrite au chapitre 3.2. La loi caractéristique de mélange est exprimée par la loi de *Beer-Lambert* 3.3 avec laquelle on peut calculer un spectre d'absorption infrarouge pour des mélanges théoriques à partir des spectres respectifs des substances pures et de leur composition molaire. L'application théorique souffre pour des mélanges liquides du fait que les molécules polaires s'influencent entre elles et forment des sous-groupes à liaison faible. Dans la mesure du spectre d'absorption ce phénomène se traduit en un décalage léger de la courbe par rapport au mélange calculé.

Pour l'exemple du mélange zéotrope R-407C on a choisi un pic d'absorption caractéristique à chaque composant A.4. La hauteur de chaque spectre a été adaptée afin de faire correspondre le pic choisi avec le pic correspondant du mélange mesuré. La sommation des trois spectres conduit au spectre calculé montré à la figure A.5. Le résultat ainsi obtenu est comparable, mais diverge de manière visible dans le domaine de nombres d'onde de 1300 à 950 cm^{-1} .

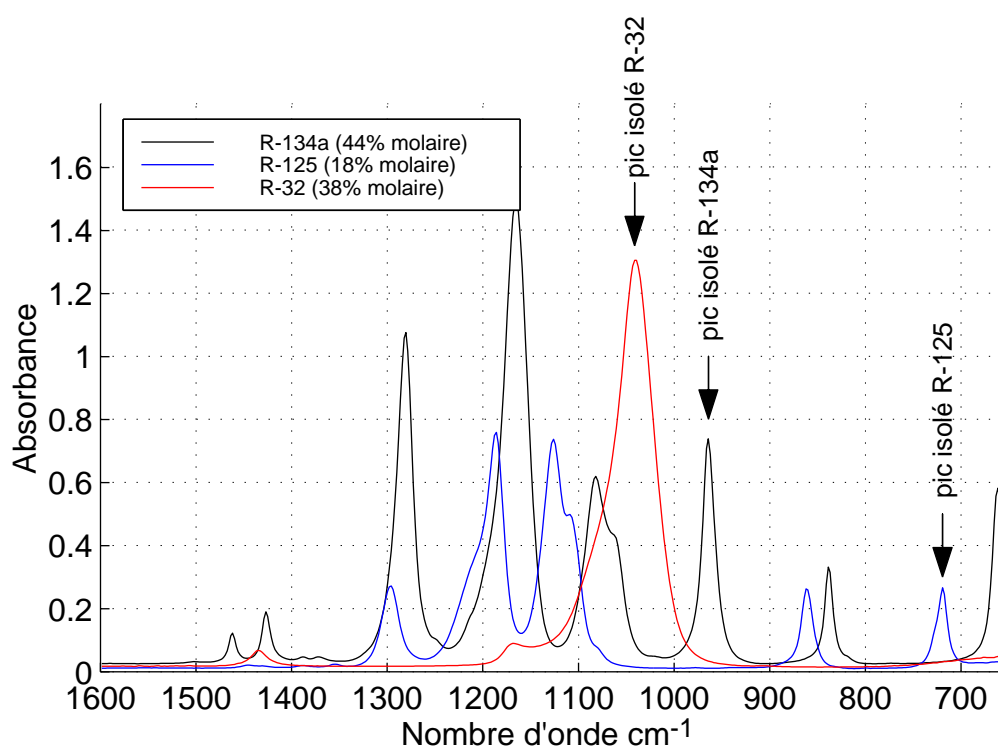


FIG. A.4: Spectres d'absorption infrarouge pour les réfrigérants liquides R-125, R-32 et R-134a, mesurés à 20°C et à la pression de saturation.

Le contrôle de la composition du mélange R-407C exige alors un calibrage du spectre d'absorption dans les conditions thermodynamiques désirées, voir figures 4.4 à la section 4.2.

Mesure de concentration d'une substance à faible concentration

L'analyse de la concentration d'une substance à faible concentration (ici de l'huile de type POE dans les réfrigérants R-134a et R-407C) a été effectuée par la démarche suivante. En premier les spectres de l'huile et du réfrigérant purs ont été comparés, ce qui a permis d'identifier une

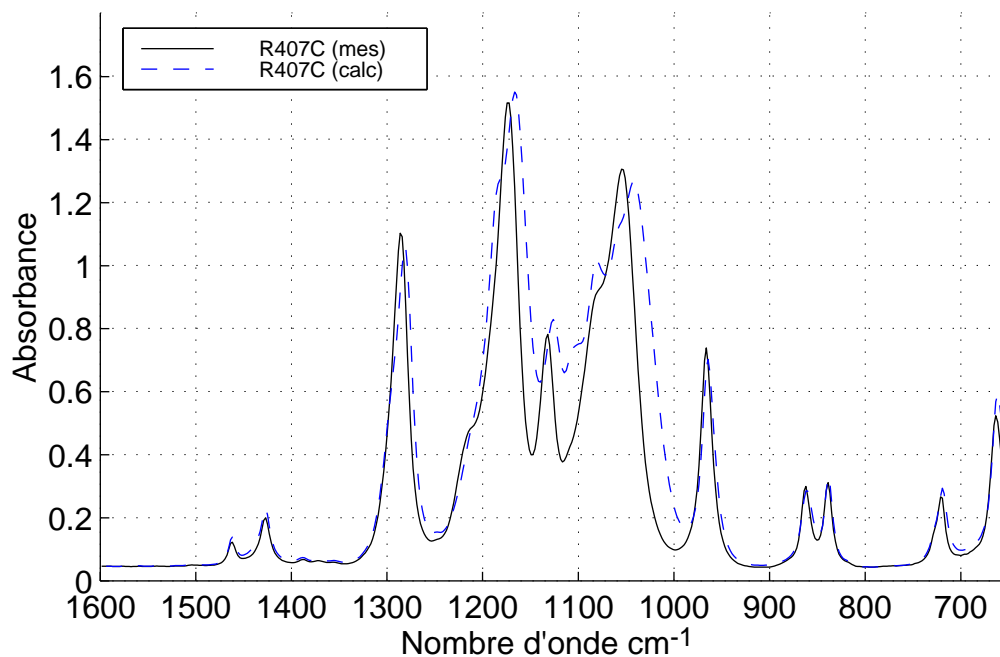


FIG. A.5: Spectres d'absorption infrarouge pour le réfrigérant zéotrope R-407C à 20°C et à la pression de saturation liquide. Comparaison avec le mélange calculé (sur hypothèse de mélange idéal) à partir des spectres simples.

forte absorptivité de l'huile au nombre d'onde à 1740cm^{-1} . Le réfrigérant ne présente aucune absorptivité dans ce domaine, voir figure 4.3. Le choix d'un pic caractéristique pour le réfrigérant est conditionné par les critères suivants :

1. Absorption importante, mais pas en saturation ($A < 1$) en dehors du domaine d'absorption de l'huile.
2. Absorption isolée correspondante à un mode seule d'excitation.
3. Base du pic revient à la ligne de référence d'absorption nulle.

Le pic d'absorption lié au réfrigérant R-134a à 964cm^{-1} se rapproche le plus aux critères de choix et il a été choisi comme base de comparaison. D'autres choix possibles ont également été examinés, mais n'ont pas donné des meilleurs résultats pour l'analyse effectuée.

La mesure de la concentration d'huile consiste alors à comparer les deux absorptions caractéristiques et de faire une courbe d'étalonnage sur le domaine de concentration d'huile qui nous intéresse. Théoriquement deux points de mesure sont suffisants pour déterminer la pente de l'évolution linéaire attendue, mais une collection de points multiples permet à la fois de connaître la limite de détection, la précision de mesure et la capacité de reproduction des mesures en concentration.

La définition du **bruit de mesure** est très importante afin de pouvoir déterminer la limite inférieure de détection d'une substance et on va l'illustrer par un exemple concret.

L'incertitude et le bruit de mesure perturbent de façon importante la résolution de la mesure de concentration pour des quantités très faibles. En principe on a le choix entre deux méthodes de mesure, l'évaluation de la **surface souscrite** au pic d'absorption ou la mesure de la **hauteur maximale**. La mesure de la surface même en général à des résultats plus stables, mais elle est plus

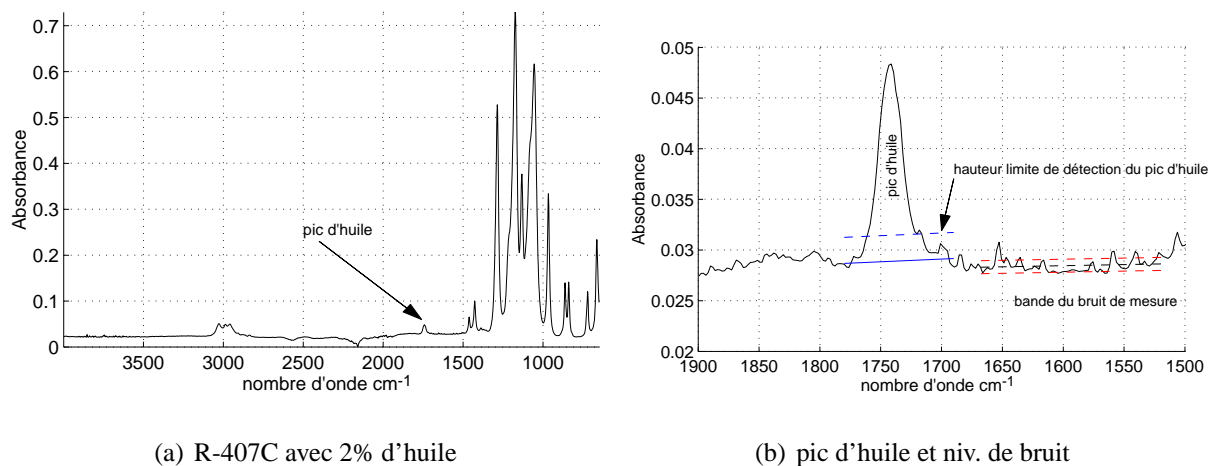


FIG. A.6: Choix des pics de référence pour la mesure de la concentration d'huile et visualisation de la limite inférieure de détection de l'huile.

sensible à la présence de pics au voisinage. Des comparaisons pour des concentrations mesurées ont montré que le choix de la hauteur reproduit au mieux l'évolution linéaire et donc **l'analyse de la concentration d'huile est effectuée par la mesure des hauteurs relatives des pics** d'huile et du réfrigérant. Les séries à concentration d'huile variable ont été faites sur la boucle de calibrage avec les réfrigérant R-134a et R-407C, voir figure 4.6.

L'intensité du signal de bruit est déterminée par

1. la qualité du spectromètre infrarouge.
2. la présence de gaz non dans le chemin lumineux du rayon laser depuis la source au détecteur.
3. la durée depuis le dernier enregistrement de spectre de référence (background).
4. les conditions du milieu externe, tel que la présence de vibrations, la variation de température et l'humidité de l'air ambiant.

Il faut donc toujours veiller que ces paramètres soient réglés convenablement pour réduire les perturbations. Une deuxième approche consiste à augmenter l'intensité du signal par rapport au bruit. C'est par une augmentation de la longueur d'absorption dans l'échantillon que ce signal peut être intensifié sans augmenter l'intensité du bruit. Mais attention de ne pas trop atténuer le signal. En effet si on veut garder la possibilité de l'analyse du spectre entier une augmentation de la longueur d'absorption provoquerait une saturation des pics principaux (le pic d'absorption maximal est à une absorbance de 1.2 ce qui signifie une proportion de 94% d'énergie absorbée à cette longueur d'onde. Un dédoublement de la longueur d'absorption (ce qui ferait augmenter chaque pic mesuré par le facteur 2) se traduit pour le pic le plus intense à une saturation quasi complète (passage de 0.4% de l'énergie totale au nombre d'onde correspondant).