



**HAL**  
open science

# Investigation expérimentale du comportement transitoire de machines frigorifiques : Cas des échangeurs à plaques et des échangeurs à tubes et calandre

Stéphane Colasson

## ► To cite this version:

Stéphane Colasson. Investigation expérimentale du comportement transitoire de machines frigorifiques : Cas des échangeurs à plaques et des échangeurs à tubes et calandre. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université Henri Poincaré - Nancy 1, 2001. Français. NNT : 2001NAN10205 . tel-01746506

**HAL Id: tel-01746506**

**<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01746506>**

Submitted on 29 Mar 2018

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

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



## AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : [ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr](mailto:ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr)

## LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

[http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg\\_droi.php](http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php)

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

**THESE**

*présentée par*

**Stéphane COLASSON**

Ingénieur de l'Ecole Nationale Supérieure de Physique de Grenoble

Diplômé de l'Institut National Polytechnique de Grenoble

*pour obtenir le grade de*

**DOCTEUR**

de l'UNIVERSITE HENRI POINCARÉ – NANCY I

*Spécialité Mécanique Energétique*

---

**Investigation expérimentale du comportement transitoire  
de machines frigorifiques :**  
**Cas des échangeurs à plaques et des échangeurs à tubes et  
calandre**

---

*Soutenance à Grenoble le 11 Octobre 2001*

*Composition du Jury*

**Rapporteurs :** André LALLEMAND (*Président du Jury*, CETHIL – INSA de Lyon)  
Jean LEBRUN (Université de Liège)

**Examineurs :** André BAILLY (CIAT, Culoz)  
Michel LEBUCHE (LEMETA - Université Nancy I)  
Pierre MERCIER (CEA, Grenoble)  
Roland VIDIL (CEA, Grenoble)

*Thèse préparée au CRT-GRETh CEA Grenoble\* et cofinancée par l'Ademe\*\**

*\* Centre de Ressources Technologiques*

*Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques  
Commissariat à l'Energie Atomique de Grenoble*

*\*\* Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie*

# SOMMAIRE

S.C.D. - U.H.P. NANCY 1  
BIBLIOTHÈQUE DES SCIENCES  
Rue du Jardin Botanique  
54500 VILLERS-LES-NANCY

**CHAPITRE I. INTRODUCTION – POSITIONNEMENT DU PROLEME..... 7**

- I.1. HISTORIQUE ET PRINCIPE DES MACHINES A CYCLE DE COMPRESSION.....8
- I.2. POSITIONNEMENT INDUSTRIEL DU PROBLEME DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE..... 11

**CHAPITRE II. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE..... 17**

- II.1. INTRODUCTION..... 18
- II.2. PRINCIPALES ETUDES EXPERIMENTALES SUR LE COMPORTEMENT TRANSITOIRE DES POMPES A CHALEUR ET DES MACHINES FRIGORIFIQUES ..... 20

- II.2.1. Travaux de Mulroy et al.* ..... 20
- II.2.2. Travaux de Murphy & Goldschmidt*..... 23
- II.2.3. Etude de Tanaka et al.* ..... 24
  - II.2.3.a. Présentation ..... 24
  - II.2.3.b. Résultats ..... 26
- II.2.4. Travaux de Tassou et al.*..... 33
  - II.2.4.a. Présentation ..... 33
  - II.2.4.b. Résultats ..... 34
- II.2.5. Etude de Hewitt et al.* ..... 41
  - II.2.5.a. Présentation ..... 41
  - II.2.5.b. Résultats ..... 42
- II.2.6. Synthèse*..... 46
  - II.2.6.a. Synthèse des études présentées..... 46
  - II.2.6.b. Déroulement type d'un démarrage ..... 48

**II.3. MODELISATION DE L'EVAPORATEUR EN REGIME TRANSITOIRE ..... 51**

- II.3.1. Introduction*..... 51
  - II.3.1.a. Etudes de Wedekind et al. .... 51
  - II.3.1.b. Etudes de Gald & McArthur ..... 58
  - II.3.1.c. Etudes de Sami et al. .... 62
  - II.3.1.d. Etude de Wang & Toubert..... 66

**II.4. EVAPORATION DANS UN EVAPORATEUR A PLAQUES CORRUGUEES ..... 74**

- II.4.1. Etude d'Englhorn & Reinhart (1990)*..... 74
- II.4.2. Etude du GRETh*..... 76
- II.4.3. Etude de Yan & Lin (1999)*..... 77
- II.4.4. Synthèse*..... 78

**II.5. CONCLUSION – POSITIONNEMENT DE L'ETUDE PRESENTE ..... 78**

**CHAPITRE III. CONSIDERATIONS THERMODYNAMIQUES ET THERMOPHYSIQUES SUR LES MELANGES DE REFRIGERANTS - CAS DU R407C..... 81**

- III.1. INTRODUCTION ..... 83
- III.2. EQUATIONS D'ETAT - EQUILIBRE LIQUIDE/VAPEUR..... 83
- III.3. GLISSEMENT DE TEMPERATURE DU R407C ..... 85
- III.4. PROPRIETES THERMOPHYSIQUES DU R407C ..... 86
  - III.4.1. Chaleur spécifique* ..... 86
  - III.4.2. Conductivité thermique*..... 88
  - III.4.3. Viscosité dynamique*..... 88
  - III.4.4. Variation des propriétés physiques du R407C lors d'un changement de phase* ..... 89

III.4.5. Problème de l'huile.....	90
III.5. DIVERS EFFETS DE LA VARIATIONS DE LA COMPOSITION LOCALE DU R407C .....	92
III.5.1. Configuration d'écoulement dans un tube lisse horizontal (étude de Wang et al. (1997)).....	92
III.5.2. Echanges thermiques diphasiques .....	95
<b>CHAPITRE IV. DISPOSITIF EXPERIMENTAL.....</b>	<b>99</b>
IV.1. DESCRIPTION DE LA BOUCLE PHETEP .....	100
IV.1.1. Description générale.....	100
IV.1.2. Circuit principal : groupe frigorifique.....	101
IV.1.2.a. le compresseur .....	101
IV.1.2.b. le détendeur thermostatique .....	105
IV.1.2.c. le condenseur .....	106
IV.1.2.d. l'évaporateur .....	107
IV.1.3. Source froide.....	109
IV.1.4. Source chaude.....	109
IV.1.5. Refroidissement de la source chaude.....	109
IV.2. INSTRUMENTATION ET MESURES .....	110
IV.2.1. Acquisition .....	110
IV.2.2. Mesures de débit .....	112
IV.2.3. Mesures de pression.....	114
IV.2.4. Mesures de températures .....	114
IV.3. EXPLOITATION DES MESURES.....	117
IV.3.1. Surchauffe et sous-refroidissement .....	117
IV.3.2. Titre massique de vapeur en entrée de l'évaporateur .....	118
IV.3.3. Puissances thermiques échangées et Coefficient de Performance.....	120
IV.3.4. Coefficient d'échange en évaporation côté réfrigérant.....	122
IV.4. INSTALLATION GARLABAN .....	126
IV.4.1. Dispositif expérimental .....	126
IV.4.1.a. Refroidisseur de liquide .....	126
IV.4.1.b. circuit d'eau chaude.....	130
IV.4.1.c. Circuit d'eau froide.....	131
IV.4.2. Instrumentation et mesures .....	133
<b>CHAPITRE V. ETUDE EXPERIMENTALE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE</b>	
<b>D'UN EVAPORATEUR A FAISCEAUX DE TUBES HORIZONTAUX DANS UN</b>	
<b>GROUPE FROID.....</b>	<b>135</b>
V.1. INTRODUCTION.....	136
V.2. RESULTATS ET DISCUSSION .....	136
V.2.1. Démarrage.....	136
V.2.1.a. Démarrage standard du groupe froid.....	137
V.2.1.b. Variation de la consigne de surchauffe en cours de fonctionnement .....	144
V.2.1.c. Influence de la durée de l'arrêt sur le démarrage .....	146
V.2.1.d. Influence de la consigne de surchauffe en sortie évaporateur sur le démarrage.....	153
V.2.1.e. Synthèse sur les phases de démarrage d'un groupe froid équipé d'échangeurs à tubes et calandre .....	156
V.2.2. Arrêt du compresseur .....	157
V.2.3. Réponse transitoire à un échelon de débit d'eau glycolée .....	159
V.2.4. Réponse transitoire à un échelon de température de l'eau glycolée.....	161
V.3. Conclusion.....	163

<b>CHAPITRE VI. ETUDE EXPERIMENTALE D'UN GROUPE FROID INDUSTRIEL MUNI D'ECHANGEURS A PLAQUES CORRUGUEES .....</b>	<b>165</b>
VI.1. INTRODUCTION .....	167
VI.2. CARACTERISATION DU FONCTIONNEMENT EN REGIME PERMANENT DU GROUPE FROID DE L'INSTALLATION PHETEP .....	168
<i>VI.2.1. Introduction.....</i>	<i>168</i>
<i>VI.2.2. Effet de l'augmentation du débit d'eau côté évaporateur .....</i>	<i>169</i>
<i>VI.2.3. Effet de l'augmentation du débit d'eau côté condenseur .....</i>	<i>176</i>
<i>VI.2.4. Influence de la température de l'eau côté condenseur.....</i>	<i>177</i>
<i>VI.2.5. Influence de la surchauffe en sortie de l'évaporateur.....</i>	<i>180</i>
<i>VI.2.6. Synthèse.....</i>	<i>183</i>
VI.3. COMPORTEMENT DYNAMIQUE GLOBAL DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE .....	184
<i>VI.3.1. Réponse de la machine frigorifique lors de démarrages.....</i>	<i>184</i>
VI.3.1.a. Description d'un démarrage standard .....	184
VI.3.1.b. Influence de la durée de l'arrêt sur la dynamique du groupe froid lors du démarrage.....	189
VI.3.1.c. Influence de la valeur de la consigne de surchauffe sur le régime transitoire au démarrage ....	195
VI.3.1.d. Influence de la charge totale de réfrigérant sur le démarrage du groupe froid.....	199
VI.3.1.e. Synthèse sur la réponse transitoire du groupe froid Phetep équipé d'échangeurs à plaques.....	204
VI.4. ETUDE LOCALE DE L'EVAPORATEUR A PLAQUES EN REGIMES PERMANENT ET TRANSITOIRE.....	206
<i>VI.4.1. Etude locale de l'évaporateur en régime permanent .....</i>	<i>206</i>
VI.4.1.a. Effet de primage de liquide : influence sur le coefficient d'échange dans la zone d'assèchement .....	207
VI.4.1.b. Problème de distribution entre les canaux de l'évaporateur à plaques.....	218
VI.4.1.c. Conclusion .....	220
<i>VI.4.2. Etude locale du comportement dynamique de l'évaporateur lors d'un démarrage .....</i>	<i>221</i>
VI.4.2.a. Conditions d'essais .....	221
VI.4.2.b. Résultats et discussion .....	222
VI.4.2.c. Conclusion .....	227
<i>VI.4.3. Instabilités dynamiques en régime permanent .....</i>	<i>227</i>
VI.5. CONCLUSION .....	232
<b>CONCLUSION ET PERSPECTIVES .....</b>	<b>235</b>
CONCLUSION.....	236
PERSPECTIVES.....	240
<b>RÉFÉRENCES.....</b>	<b>243</b>
<b>ANNEXES .....</b>	<b>251</b>
EFFECT OF THE R-407C CHARGE ON THE STEADY STATE BEHAVIOUR OF A LIQUID CHILLER WITH PLATE HEAT EXCHANGERS .....	252
MODELE D'EVAPORATEUR A CONTRE-COURANT .....	265
QUELQUES REFRIGERANTS ET LEUR TEMPERATURE D'EBULLITION .....	268







# **Chapitre I. Introduction – Positionnement du problème**

---

## **SOMMAIRE**

<b>CHAPITRE I. INTRODUCTION – POSITIONNEMENT DU PROBLEME .....</b>	<b>7</b>
<b>I.1. HISTORIQUE ET PRINCIPE DES MACHINES A CYCLE DE COMPRESSION.....</b>	<b>8</b>
<b>I.2. POSITIONNEMENT INDUSTRIEL DU PROBLEME DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE .....</b>	<b>11</b>

**S.C.D. - U.H.P. NANCY 1**  
**BIBLIOTHÈQUE DES SCIENCES**  
Rue du Jardin Botanique  
54600 VILLERS-LES-NANCY

## I.1. HISTORIQUE ET PRINCIPE DES MACHINES A CYCLE DE COMPRESSION

Le principe des machines à cycle de compression de vapeur a été conceptualisé il y a plus d'un siècle et demi déjà, en pleine naissance de la thermodynamique. En 1852, Lord Kelvin élabora le premier l'idée de pompe à chaleur, basée sur le cycle d'un fluide subissant différentes étapes de transformation. Il soulignait tout l'intérêt de cette « machine thermique inversée », pouvant tout aussi bien produire du chaud que du froid.

Une machine thermique à cycle de compression de vapeur est constituée des quatre éléments principaux suivants : l'évaporateur, le condenseur, le compresseur et le détendeur (Figure 1).

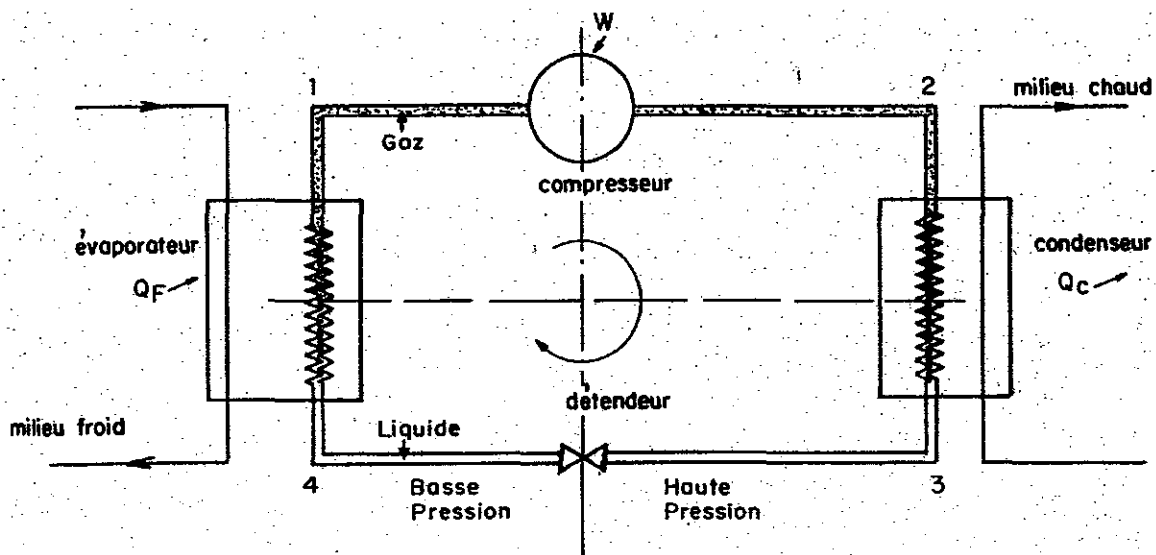


Figure 1 - Schéma d'une machine à cycle de compression de vapeur

Dans l'évaporateur, le fluide secondaire - qui peut être de l'eau, de l'air etc... - cède de la chaleur  $Q_F$  au fluide frigoporteur qui s'évapore. A la sortie, le fluide à l'état de vapeur surchauffée est aspiré et comprimé par le compresseur et refoulé vers l'entrée du condenseur. Là, la vapeur surchauffée est refroidie puis condensée, cédant de la chaleur  $Q_C$  au fluide secondaire. Le liquide condensé est sous-refroidi soit dans le condenseur, soit dans un sous-refroidisseur situé en sortie de ce dernier. Le liquide sous-refroidi se détend ensuite dans l'organe de détente qui permet d'alimenter l'évaporateur avec du fluide à l'état diphasique ou sous-refroidi.

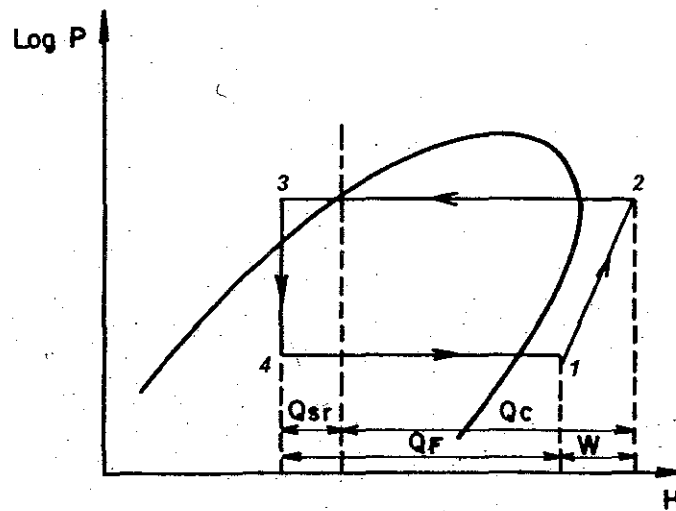


Figure 2 - Diagramme de Mollier pour un cycle à compression de vapeur d'une machine frigorifique

La Figure 2 présente le cycle thermodynamique suivi par le fluide frigorigène sur un diagramme de Mollier (enthalpie  $H$  en abscisse, pression  $P$  en ordonnée). Le cycle se décompose ainsi :

- entre 1 et 2 : le fluide sous forme de vapeur est comprimé par le compresseur qui lui fournit l'énergie mécanique  $W$ ,
- entre 2 et 3 : les vapeurs se condensent restituant de la quantité de chaleur  $Q_c$  à la source chaude, puis le liquide est refroidi cédant de la chaleur  $Q_{sr}$  à cette même source de chaude,
- entre 3 et 4 : le liquide sous-refroidi se détend de manière isenthalpique et devient en général légèrement saturé à l'entrée de l'évaporateur,
- entre 4 et 1 : le fluide s'évapore et la vapeur produite est surchauffée absorbant la chaleur  $Q_F$  de la source froide, avant d'entrer dans le compresseur.

Bien qu'elle fut avancée tôt, l'application du principe de ce cycle thermodynamique ne survint pas immédiatement. L'utilisation des cycles à compression de vapeur apparut dans le domaine du froid dans un premier temps, et il faut attendre la fin de la première guerre mondiale pour voir apparaître des machines frigorifiques avec une efficacité accrue, grâce à l'amélioration des techniques sur les composants et une meilleure compréhension de leur fonctionnement et des phénomènes physiques mis en jeu. De plus, la percée de la pétrochimie permet l'emploi de fluides frigorigènes issus des hydrocarbures, particulièrement bien adaptés

pour les plages de température de fonctionnement de ces machines. L'utilisation de machines à cycle de compression de vapeur dans le domaine du chauffage émerge tardivement, ralentie entre autres par le faible coût du pétrole. Les deux crises pétrolières des années soixante-dix et les politiques de réduction de la consommation énergétique vont finalement permettre l'essor des pompes à chaleur. Les avancées scientifiques et techniques ont permis d'augmenter fortement l'efficacité et la fiabilité de ces installations. Elles se retrouvent dans de nombreux domaines industriels et particuliers : climatisation aussi bien en automobile que dans les grands bâtiments, machines réversibles pour les maisons individuelles comme les pompes à chaleur pour le chauffage par le sol, dans des procédés industriels en agroalimentaire, pharmaceutique, le transport frigorifique, la production d'eau glacée...

Depuis une dizaine d'années, dans une volonté de limiter la destruction de la couche d'ozone et d'enrayer l'effet de serre, les gouvernements tentent de limiter l'emploi de fluides fluoro-chlorés dans les pompes à chaleur et les machines frigorifiques. Les chlorofluorocarbures (CFC) ont été interdits à la fabrication depuis le 31 Décembre 1994. Il ont été remplacés d'abord par les hydrochlorofluorocarbures (HCFC) ayant un impact moindre sur la couche d'ozone et participant moins à l'effet de serre. La réglementation européenne prévoit cependant aussi leur futur retrait, en 2015. Les prétendants au remplacement des HCFC sont actuellement les hydrofluorocarbures (HFC). L'absence de chlore les rend inoffensif pour la couche d'ozone, mais ils gardent encore un fort potentiel d'effet de serre. Ce sont surtout des mélanges de HFC qui sont aujourd'hui employés, notamment pour remplacer le R22 dans le domaine du froid. Les mélanges de HFC sont de deux types : les mélanges azéotropes comme le R410A et le R507 s'évaporent et se condensent à température et pression constantes ; les mélanges zéotropes comme le R407C présentent une variation de température lors du changement de phase à pression constante, dénommée glissement de température et liée à la différence de volatilité entre les composants du mélange.

A terme, les fluides HFC devraient aussi céder la place à des composés sans fluor. Les pistes explorées concernent les hydrocarbures, le gaz carbonique, l'ammoniaque. Cependant, ces fluides introduisent de nouvelles contraintes de sécurité et de toxicité. Il manque aussi des études plus approfondies sur leur utilisation et sur l'adaptation des machines pour fonctionner avec ces fluides.

Les réglementations concernant les fluides conduisent à une constante veille scientifique et technologique pour maintenir les appareils existants fiables et performants, et anticiper les évolutions futures. Parallèlement à l'adaptation du matériel pour respecter les normes environnementales, les industriels sont soucieux de fabriquer des machines toujours plus fiables et efficaces. L'introduction d'organes de régulation de plus en plus précis permet d'adapter au mieux le fonctionnement de la machine à la demande de l'utilisateur. Des servitudes existent aujourd'hui sur la moindre machine, pour des raisons de sécurité mais aussi pour améliorer la réponse de l'installation aux sollicitations du procédé dans lequel elle est insérée. Un élément-clé dans ce cas est **l'organe de détente**. Constitué dans un premier temps d'un simple tube capillaire ou d'une réduction de section de passage, il doit assurer l'alimentation correcte de l'évaporateur en fluide frigorigène. L'ajout d'un automatisme, basé sur le degré de surchauffe en sortie de l'évaporateur, répond au triple objectif cité par Gac (1997) :

- des conditions de fonctionnement satisfaisantes dans une gamme de tolérance admissible ;
- un fonctionnement de la machine sûr et fiable ;
- un coefficient de performance le meilleur possible.

Les travaux sur les machines frigorifiques et les pompes à chaleur ont été cantonnés très longtemps au fonctionnement en régime permanent. Il s'agissait en premier lieu de caractériser les différents composants des installations, de créer des outils de simulation et de conception, d'améliorer leurs performances en régime permanent. Grisval (1980) a détaillé le fonctionnement d'une pompe à chaleur, pour différentes géométries d'échangeurs, et donné une idée précise de son comportement en fonction de divers paramètres comme les températures des sources de chaleur et la surchauffe. Cependant il s'est avéré que l'amélioration de la fiabilité et des performances passaient aussi par une compréhension du **comportement dynamique** des machines à cycle de compression de vapeur.

## **I.2. POSITIONNEMENT INDUSTRIEL DU PROBLEME DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE**

Le fonctionnement d'une machine frigorifique n'est pas statique. Ce fonctionnement subit diverses sollicitations au cours du temps qui font non seulement évoluer la machine dans des gammes de régime permanent différentes, mais aussi passer par des périodes transitoires où les grandeurs physiques et les paramètres propres du cycle sont éloignés des valeurs

nominales pour lesquelles l'installation est conçue. Ces périodes transitoires sont plus ou moins longues et plus ou moins brutales. Elles peuvent être responsables de dysfonctionnements, voire d'une altération de certains composants comme notamment le compresseur. L'introduction de régulations de plus en plus sensibles, comme le contrôle du débit de fluide frigorigène via le détendeur et l'adaptation de la vitesse du compresseur, demande donc une meilleure connaissance du comportement dynamique des machines frigorifiques et des pompes à chaleur.

Pour bien comprendre l'effet des transitoires et leur importance dans le domaine industriel, une enquête a été menée par le GRETh au début de cette étude. Elle s'est adressée à des fabricants d'échangeurs thermiques, de compresseurs, de machines complètes ou d'assembleurs de pompes à chaleur. Les préoccupations des industriels face aux comportements transitoires ont pu ainsi être cernées. Il est intéressant de rappeler ici les conclusions issues de l'enquête, rapportant les régimes transitoires rencontrés et leurs conséquences sur les performances générales et la fiabilité des installations.

- Transitoires rencontrés par les industriels

Les transitoires redoutés par les industriels sont ceux qui ne peuvent pas être maîtrisés ou prévus. Les cas suivants ont été cités le plus fréquemment : les phases d'arrêt/démarrage qui demeurent inévitables, la variation de température du circuit chaud ou du circuit froid, l'arrêt inopiné du compresseur ou des ventilateurs, des fuites sur le circuit réfrigérant. Parmi les transitoires cités, les deux premiers paraissent les plus susceptibles d'être étudiés car ils correspondent à des phases de fonctionnement classiques et reproductibles, et non des accidents.

- Impact des transitoires sur les performances globales

Concernant les performances en dynamique des pompes à chaleur et des groupes froids, les industriels redoutent les phases transitoires. Ils ont souligné que ces transitoires peuvent entraîner une baisse d'efficacité de leurs machines. Les industriels ont ainsi observé des variations de performance en transitoire conduisant à une augmentation du coût de fonctionnement, à cause d'une consommation électrique accrue, à une perte de temps pénalisante si la machine en question est intégrée dans un procédé industriel (pétrochimie, chaîne du froid, industrie alimentaire, procédé de séchage...). Ils ont aussi mis en avant des répercussions secondaires (par exemple dans la chaîne du froid, les risques de dégradation de

denrées périssables si la température de la chambre froide met un temps trop long à atteindre la valeur de conservation des aliments).

Du coup, les industriels s'interrogent sur le rôle de certains paramètres qui pourraient influencer l'effet des transitoires sur les performances des installations. Tout d'abord, ils ont remarqué que, selon le matériel utilisé dans le circuit de réfrigérant, le comportement en transitoire est assez variable. Ils s'interrogent sur le rôle de la géométrie des échangeurs sur le comportement des installations lors des phases transitoires. Il semblerait nécessaire pour les industriels de connaître l'impact de la géométrie des échangeurs sur les transitoires. Elle conditionne en effet la charge de réfrigérant et l'inertie thermique des structures, deux paramètres dont le rôle est mal identifié lors des phases transitoires. Le choix du compresseur est aussi un facteur influent pour les transitoires, car selon le type employé (par exemple les compresseurs à piston ou à vis), des comportements différents ont été observés.

Ensuite, la durée du transitoire est aussi une information intéressant les industriels. De manière générale, les industriels cherchent à réduire au maximum les phases transitoires pour minimiser les risques de dégradation des performances des installations.

Les moyens mis en œuvre par les industriels confrontés à ces transitoires sont très stéréotypés. La régulation est la solution la plus fréquemment apportée ; même si elle n'empêche évidemment pas les transitoires, elle peut en limiter les effets indésirables. L'introduction d'une régulation modifie cependant la réponse en transitoire et peut induire de nouvelles contraintes (stabilisation du point de fonctionnement, variation aléatoire de la consigne...)

- *Impact des transitoires sur la fiabilité des équipements*

Concernant la fiabilité du matériel lors de transitoires, l'élément critique paraît être le compresseur, et spécialement durant les phases de démarrage. Les risques de dégradation du compresseur sont en effet les plus critiques, car elles sont irréversibles. L'aspiration par le compresseur du fluide contenu dans l'évaporateur peut conduire, dans les premiers instants, à des passages intempestifs de liquide. Plusieurs incidents sont alors susceptibles de se produire :

- ◇ un effet de trempé sur le clapet, pouvant le briser ;
- ◇ une délubrification des parties mobiles du compresseur ;



- ◇ un entraînement d'huile hors du carter, conduisant d'abord à un manque de lubrifiant pour le compresseur et ensuite, à un passage d'huile dans les échangeurs risquant d'entraîner une dégradation des transferts thermiques (Mermond, 1999).

Pour l'aspect fiabilité lors des transitoires, la géométrie des composants et le type de compresseurs entrent aussi en jeu. Les évaporateurs de faible volume devraient réduire les risques de coup de liquide, à cause de la charge plus faible de réfrigérant qu'ils contiennent. D'un autre côté, ils sont plus sensibles aux transitoires car l'inertie thermique n'est pas suffisante pour atténuer de brutales variations extérieures. Les différents modèles de compresseurs sont aussi plus ou moins tolérants quant aux coups de liquide. Un compresseur à piston sera sensible aux effets de trempe et à l'entraînement d'huile. Un compresseur à spirale admet plus facilement du liquide, tant qu'il n'entre pas dans la chambre de compression, pouvant entraîner la destruction irrémédiable de l'appareil.

La prise en compte des démarrages dans la conception et le pilotage d'un groupe froid ou d'une pompe à chaleur est cruciale. Les conséquences d'un bris de clapet ou d'un grippage de cylindre conduisent inévitablement à des frais élevés de réparation, ainsi qu'à l'arrêt prolongé du procédé dans lequel est insérée la machine.

La première réponse apportée par les industriels, pour contrer les risques d'endommagement, porte sur l'adaptation de la boucle ou la mise en place de procédures de démarrage : la présence d'électrovannes maintient l'écart de pression entre la haute et la basse pression, l'ajout d'une bouteille anti-coup de liquide en sortie évaporateur amortit les entrées de liquide dans le compresseur, la méthode du « *pump down* », qui consiste à vidanger l'évaporateur à l'arrêt, abaisse la pression avant un démarrage.

L'autre réponse envisageable consiste à améliorer la régulation existante. Les industriels paraissent encore partagés sur le rôle des automatismes électroniques pour trois raisons :

- ◇ l'inévitabilité des transitoires car, malgré l'introduction de détendeurs électroniques ou de compresseurs à vitesse variable, les transitoires existeront toujours ;
- ◇ ensuite, la fiabilité des détendeurs électroniques n'est pas acquise pour tous ;

◇ enfin, le coût qu'ils représentent encore aujourd'hui par rapport au prix total de la machine dissuade de leur utilisation de manière massive. On préfère utiliser encore des détendeurs thermostatiques, voire de simples détendeurs capillaires pour les installations de faibles puissances ou de faibles coûts comme les climatiseurs individuels.

- Conclusion de l'enquête

L'enquête réalisée auprès d'industriels des échanges thermiques et de l'énergétique a montré un intérêt marqué pour la problématique des transitoires. Les transitoires rencontrés ainsi que leurs conséquences ont pu être répertoriés. En outre, une discussion sur l'impact des transitoires et sur les moyens mis en œuvre pour contrer leurs effets néfastes indique que les recherches sur ce sujet sont d'actualité.

Les industriels manquent effectivement d'éléments prédictifs fiables pour juger de l'impact des nouveaux fluides et des géométries d'échangeurs, comme les échangeurs à plaques, sur les réponses de leurs installations en transitoire. Sur ces points, il existe donc une réelle attente de résultats.

La prise en compte des phénomènes transitoires pourrait être un nouvel enjeu pour l'amélioration des pompes à chaleur et des groupes frigorifiques. Il ne suffit plus en effet d'augmenter les transferts thermiques dans les échangeurs si le fonctionnement de l'installation devient irrégulier, imprévisible ou non conforme au dimensionnement prévu. La réduction de la consommation d'énergie, l'amélioration de la fiabilité des procédés industriels, la limitation des coûts de production où intervient ce genre de matériel, imposent des automatismes. La prise en compte des phases transitoires pourraient aussi intervenir dès la conception des machines, lorsque des relations prédictives existeront. Pour y parvenir, des études plus poussées doivent être menées, notamment dans les domaines encore peu explorés comme la dynamique des évaporateurs à plaques.



## Chapitre II. Etude bibliographique

### SOMMAIRE

<b>CHAPITRE II. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE.....</b>	<b>17</b>
II.1. INTRODUCTION .....	18
II.2. PRINCIPALES ETUDES EXPERIMENTALES SUR LE COMPORTEMENT TRANSITOIRE DES POMPES A CHALEUR ET DES MACHINES FRIGORIFIQUES.....	20
II.2.1. <i>Travaux de Mulroy et al.</i> .....	20
II.2.2. <i>Travaux de Murphy &amp; Goldschmidt</i> .....	23
II.2.3. <i>Etude de Tanaka et al.</i> .....	24
II.2.3.a. Présentation .....	24
II.2.3.b. Résultats .....	26
II.2.4. <i>Travaux de Tassou et al.</i> .....	33
II.2.4.a. Présentation .....	33
II.2.4.b. Résultats .....	34
II.2.5. <i>Etude de Hewitt et al.</i> .....	41
II.2.5.a. Présentation .....	41
II.2.5.b. Résultats .....	42
II.2.6. <i>Synthèse</i> .....	46
II.2.6.a. Synthèse des études présentées.....	46
II.2.6.b. Déroulement type d'un démarrage .....	48
II.3. MODELISATION DE L'EVAPORATEUR EN REGIME TRANSITOIRE.....	51
II.3.1. <i>Introduction</i> .....	51
II.3.1.a. Etudes de Wedekind et al. ....	51
II.3.1.b. Etudes de Grald & McArthur .....	58
II.3.1.c. Etudes de Sami et al.....	62
II.3.1.d. Etude de Wang & Touber.....	66
II.4. EVAPORATION DANS UN EVAPORATEUR A PLAQUES CORRUGUEES .....	74
II.4.1. <i>Etude d'Englhorn &amp; Reinhart (1990)</i> .....	74
II.4.2. <i>Etude du GRETh</i> .....	76
II.4.3. <i>Etude de Yan &amp; Lin (1999)</i> .....	77
II.4.4. <i>Synthèse</i> .....	78
II.5. CONCLUSION – POSITIONNEMENT DE L'ETUDE PRESENTE .....	78

## II.1. Introduction

Cette étude bibliographique présente le principe des pompes à chaleur et des machines frigorifiques, et les principaux résultats expérimentaux sur leur comportement dynamique relatés dans la littérature scientifique. Une présentation des modèles d'évaporateur en régime transitoire est aussi effectué. Elle s'attarde enfin sur quelques études menées sur l'évaporation de réfrigérants dans des évaporateurs à plaques corruguées.

Le marché des pompes à chaleur a connu un développement prodigieux dans les années 70, à cause de la crise énergétique. Les machines frigorifiques sont, quant à elles, un procédé indispensable pour la production de froid depuis le début du siècle<sup>1</sup>. Les pompes à chaleur et les machines frigorifiques sont constitués des mêmes éléments essentiels qui sont un compresseur, un condenseur, un détendeur et un évaporateur. C'est leur utilisation qui les différencie ensuite. La pompe à chaleur restitue de l'énergie par l'intermédiaire du condenseur, tandis que la machine frigorifique soustrait de la chaleur via l'évaporateur. La pompe à chaleur réversible est encore particulière car elle permet de produire soit de la chaleur, soit du froid, en fonction de la demande de l'utilisateur.

On trouve ces machines dans les secteurs économiques comme le transport de marchandises, l'agroalimentaire, la pétrochimie, la grande distribution, l'hôtellerie et la restauration, mais aussi chez les particuliers, pour la climatisation de leur automobile ou de leur logement, et pour la conservation de leurs nourritures. Si les études sur la technologie des pompes à chaleur et des machines frigorifiques en régime permanent sont très répandues, le problème du fonctionnement en transitoire ne s'est posé que depuis le début des années 80, par nécessité de rationaliser la consommation d'énergie.

Avant d'approfondir notre réflexion, il est utile d'expliquer au lecteur plusieurs termes souvent utilisés par les différents auteurs ayant travaillé sur les phénomènes transitoires dans les pompes à chaleur ; ces termes apparaissant au cours de ce résumé.

En premier lieu, le terme de transitoire, notion centrale des travaux décrits ici, doit être développé. La sixième édition du dictionnaire de l'Académie française (1835) désigne sous l'adjectif *transitoire* « ce qui remplit l'intervalle d'un état de choses à un autre ». Dans notre cas, il s'agit de la période couvrant le passage d'un régime de fonctionnement à un nouveau

régime, en conséquence d'une action extérieure. En fonction du temps, une ou plusieurs grandeurs caractéristiques évoluent (les températures, les pressions, les débits ou les puissances). Les états initiaux et finaux sont aussi bien des régimes permanents, indépendants du temps, que des régimes où certaines grandeurs oscillent autour d'une valeur moyenne, périodiquement ou aléatoirement. Une pompe à chaleur équipée d'un organe de régulation quelconque peut fonctionner selon ce dernier type de régime.

Deux notions apparaissent fréquemment : le « *démarrage à chaud* » et le « *démarrage à froid* ». Il s'agit d'une dénomination générale de conditions initiales avant un démarrage de pompe à chaleur. Lorsque le démarrage se produit après un arrêt suffisamment long pour que l'ensemble des structures de l'installation soit à la température ambiante, on parlera de *démarrage à froid*. Au contraire, si l'arrêt est trop court, les différents composants - c'est-à-dire les échangeurs, le compresseur, la tuyauterie - ont une température résultant des conditions précédant l'arrêt et de la durée de cet arrêt. Le compresseur, par exemple, sera encore à température élevée, tandis que les éléments de l'évaporateur seront plus froids. Le démarrage suivant cet arrêt est alors dit *démarrage à chaud*.

Enfin, nous utiliserons souvent les termes « *haute pression* » et « *basse pression* » du circuit de fluide frigorigène de la pompe à chaleur. La *haute pression* désigne la pression moyenne dans la zone comprise entre la valve de refoulement du compresseur et le détendeur. C'est la pression de condensation aux pertes de pression près. La *basse pression* est la pression moyenne de la partie du circuit située entre le détendeur et la valve d'aspiration du compresseur. Aux pertes de pression près, c'est la pression d'évaporation.

Ce sont d'abord, les contextes des études sont abordés, puis les résultats et les conclusions des travaux les plus significatifs. Ensuite un démarrage dans une machine à cycle de compression de vapeur est détaillée. Ensuite, les principaux modèles d'évaporateur en régime transitoire existant dans la littérature sont présentés. Enfin, Nous exposons une revue de quelques études expérimentales réalisées sur l'évaporation de fluides frigorigènes dans des échangeurs à plaques corruguées. Enfin, une conclusion dégage les points importants des références bibliographiques et présente l'orientation de l'étude actuelle.

---

<sup>1</sup> Centre Français de l'Electricité, *Les pompes à chaleur dans l'industrie*, Dossier thématique 1996.

## **II.2. Principales études expérimentales sur le comportement transitoire des pompes à chaleur et des machines frigorifiques**

### II.2.1. Travaux de Mulroy et al.

**Mulroy & Didion** (1985) et **Mulroy** (1986) ont étudié les performances d'une pompe à chaleur résidentielle réversible lors des démarrages. Ils ont d'abord mesuré les pertes thermiques, qu'ils ont attribuées à la circulation du réfrigérant durant l'arrêt. Ensuite, les différentes stratégies de contrôle du démarrage ont été envisagées par Mulroy.

L'installation expérimentale est constituée de deux échangeurs à ailettes, placés dans deux pièces séparées maintenues à température constante. L'une simule les conditions d'intérieure d'une maison, l'autre celles de l'extérieur. Le circuit de réfrigérant possède un accumulateur optionnel après l'évaporateur. Il s'agit d'un réservoir devant retenir le liquide susceptible de sortir de l'évaporateur, afin de protéger le compresseur. Un système de valves pneumatiques a été installé pour isoler la haute pression de la basse pression à l'arrêt du compresseur. Le réfrigérant employé est du R22. Les auteurs mesurent les températures et les pressions aux entrées et aux sorties des échangeurs, du compresseur et de l'accumulateur.

Les démarrages ont été réalisés selon les conditions suivantes :

- mode chauffage ou mode refroidissement,
- charge de réfrigérant de 2,7 kg ou 3,6 kg,
- présence ou non de l'accumulateur,
- fermeture ou non de la vanne isolant la haute de la basse pressions à l'arrêt.

En mode chauffage, l'échangeur placé dans la pièce simulant l'intérieur de la maison se comporte comme un condenseur. En mode refroidissement, il fonctionne en évaporateur. Une vanne *4 passes* permet d'inverser le sens de parcours du fluide et de sélectionner ainsi l'un ou l'autre mode.

Tous les essais sont réalisés après un arrêt de 24 minutes.

Les résultats montrent que, quelles que soient les conditions initiales, les performances de la pompe à chaleur lors du démarrage restent inférieures à celles obtenues en régime permanent.

En mode refroidissement, les conditions d'essai avec la charge de réfrigérant de 3,6 kg, la mise en commun de la haute pression avec la basse pression, et la présence de l'accumulateur sont les conditions les plus pénalisantes pour la puissance utile. Cette puissance utile est plus faible durant le démarrage et atteint sa valeur de régime permanent au bout de 8 minutes, contre 2 minutes pour un démarrage où la circulation du fluide a été empêchée durant l'arrêt, ou en absence d'accumulateur. Concernant la puissance consommée par le compresseur, tous les démarrages montrent un pic initial durant 30 secondes maximum. Les essais effectués sans accumulateur, ou avec isolation de la haute pression de la basse pression, sont les plus rapides à atteindre le régime permanent. Pour tous les essais, la puissance du compresseur se stabilise beaucoup plus vite que la puissance utile.

Mulroy a aussi observé une différence de comportement dynamique de la pompe à chaleur entre le mode chauffage et le mode refroidissement. Les autres conditions d'essai étant identiques, un démarrage en mode chauffage est plus lent à atteindre le régime permanent qu'un démarrage en mode refroidissement. En mode chauffage, la non isolation de la haute et de la basse pression à l'arrêt et une charge élevée augmentent légèrement la puissance utile instantanée, contrairement au comportement observé en mode refroidissement. Cette différence s'expliquerait par la migration de réfrigérant qui, quand elle est possible, est plus importante en mode chauffage qu'en mode refroidissement. Mulroy & Didion (1985) ont effectivement trouvé que 80% de la charge se trouve côté basse pression après 24 minutes d'arrêt en mode refroidissement, tandis que 91% y réside à l'arrêt en mode chauffage.

**Sami & Comeau** (1991) ont pour leur part examiné l'impact de la composition d'un mélange de réfrigérant sur les performances dynamiques d'une pompe à chaleur lors d'un démarrage. Leurs travaux reposent sur la nécessité, au début des années 90, de remplacer les réfrigérants Chloro-Fluoro-Carbonés (CFC) par des composés moins dangereux pour la couche d'ozone. Ils ont donc opté pour des mélanges azéotropes de réfrigérants Hydrogène-Chloro-Fluoro-Carbonés (HCFC). Leur boucle expérimentale est une pompe à chaleur eau/air. L'évaporateur est un échangeur hélicoïdal, le condenseur une batterie à ailettes. Le détendeur est un tube capillaire. Les fluides frigorigènes sont des mélanges R22/R114 et R22/R152a dans des proportions 80/20, 60/40 et 40/60. Les résultats obtenus sont globaux et concernent les pressions, la puissance consommée et la puissance utile de la pompe à chaleur.



Sami & Comeau observent que la composition des mélanges influence directement la dynamique de la pompe à chaleur. Lorsque la portion de R22 dans le mélange diminue, la pompe à chaleur atteint plus rapidement le régime permanent et la consommation électrique du compresseur est réduite. Les auteurs expliquent ce fait par la baisse de la pression en sortie du compresseur lorsque la fraction de R22 du mélange décroît, aussi bien avec le R114 qu'avec le R152a. Cependant, pour le cas de mélanges R22/R114, un pic de consommation électrique au démarrage apparaît lorsque la fraction de mélange du R22 diminue (Figure II-1).

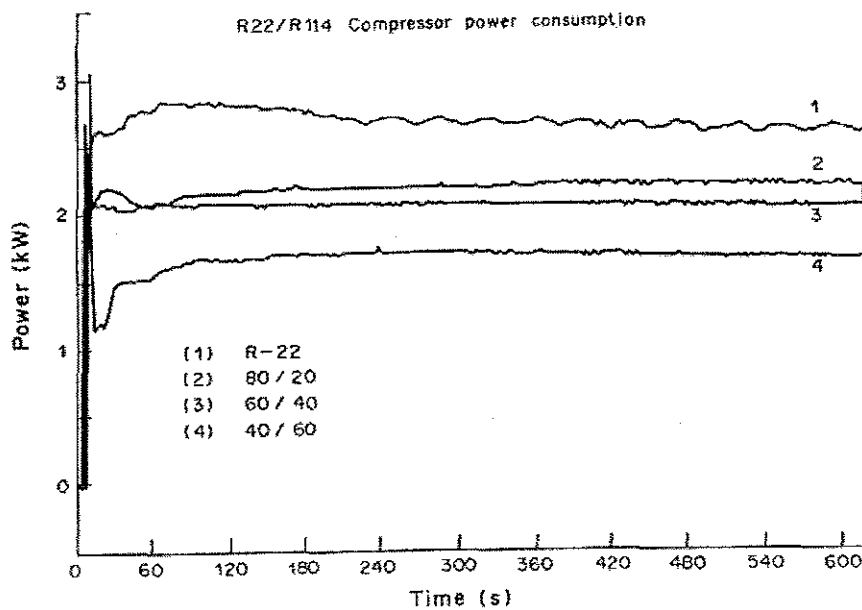


Figure II-1 - Réponse transitoire de la puissance du compresseur, au démarrage, pour plusieurs compositions du mélange R22/R114, d'après Sami & Comeau (1991).

*Mulroy et al. ont suivi une approche globale du comportement dynamique d'une pompe à chaleur. Ils ont notamment relevé les grandes tendances qui seront reprises et approfondies par d'autres travaux : l'effet de la géométrie, le rôle des conditions initiales, les performances en fonctionnement cyclique par rapport au régime permanent. Il est cependant regrettable que leurs travaux n'aient pas concerné des pompes à chaleur et des groupes froids équipés d'échangeurs thermiques autres que des batteries à ailettes.*

*Sami & Comeau sont les seuls, vraisemblablement, à s'être penchés sur le problème du fluide dans le comportement dynamique d'une pompe à chaleur. Le résultat primordial de leur étude est l'effet de la composition de mélange sur la dynamique de la pompe à chaleur. Par contre, le choix des mélanges est aujourd'hui totalement obsolète. Les réfrigérants actuels appelés à remplacer les HCFC sont des mélanges azéotropes, et il manque cruellement de données sur leur impact concernant la dynamique par rapport à un fluide pur.*

### II.2.2. Travaux de Murphy & Goldschmidt

**Murphy & Goldschmidt** (1984) se sont intéressés au comportement d'une climatisation lors d'un arrêt et d'un démarrage. Ils ont cherché à expliquer le mécanisme de migration du réfrigérant à l'arrêt. Leur étude est essentiellement qualitative et se limite donc à la compréhension des phénomènes physiques mis en jeu.

Leur installation expérimentale est une pompe à chaleur commerciale de 10,5 kW. Elle est équipée de batteries à ailettes pour le condenseur et l'évaporateur, placés dans deux chambres thermiquement isolées et maintenues à température constante. Le réfrigérant n'est pas spécifié. Les grandeurs physiques mesurées sont les températures en entrée et en sortie des échangeurs, la température de l'air, la haute pression et la basse pression, et la consommation électrique.

Les essais sont :

- un démarrage après égalisation entre la haute et la basse pression,
- un arrêt lorsque le régime permanent est atteint.

**Migration du réfrigérant à l'arrêt.** A l'arrêt, une migration du réfrigérant peut effectivement se produire de la haute pression vers la basse pression. Les auteurs constatent ainsi que les pertes thermiques lors du démarrage sont imputables à cette migration. Comme l'écoulement est impossible à travers le compresseur, le fluide passe par le détendeur. Immédiatement après l'arrêt du compresseur, l'écoulement du fluide frigorigène entre le condenseur et l'évaporateur se poursuit, sous l'effet de deux phénomènes :

⇒ le gradient de pression, qui n'est pas nul après l'arrêt, provoque l'aspiration, à travers le détendeur, de liquide vers l'évaporateur. Ce phénomène dure tant qu'il existe un déséquilibre entre la haute pression et la basse pression du circuit.

⇒ Parallèlement, un gradient thermique va amplifier l'effet du gradient de pression. Le liquide va en effet migrer vers les zones chaudes pour s'évaporer, tandis que la vapeur se condensera sur les parois froides. Ce phénomène peut se produire ailleurs qu'entre les simples échangeurs, mais aussi avec n'importe quelle paroi de la pompe à chaleur, si sa température permet soit une condensation, soit une évaporation.

Il y a donc migration du fluide et une inversion du sens du flux thermique dans les échangeurs.

Cette répartition de masse est dépendante des géométries des échangeurs et de leur inertie thermique. De plus, elle fixera les conditions initiales au démarrage.

Au moment du démarrage, du liquide est aspiré dans le compresseur, produisant une hausse de la consommation électrique. La déficience de liquide dans le condenseur entraîne une mauvaise alimentation du détendeur durant une vingtaine de secondes. Ce retard influence immédiatement le temps d'établissement de la puissance utile. Les auteurs soulignent que le blocage de la circulation du réfrigérant à l'arrêt pourrait être un moyen de réduire les pertes thermiques lors du démarrage.

*Murphy & Goldschmidt donnent une explication claire et pertinente de l'effet de migration du réfrigérant à l'arrêt. Ils ont par la suite mis au point un modèle de pompe à chaleur lors d'un arrêt (Murphy & Goldschmidt 1986). Il manque cependant des essais en fonction de paramètres de fonctionnement comme la température de l'air. En outre, l'absence de données quantitatives ne permet aucune comparaison avec des résultats de sources différentes.*

### II.2.3. Etude de Tanaka *et al.*

#### II.2.3.a. Présentation

Le travail de **Tanaka *et al.*** (1982) s'explique par la nécessité d'employer des pompes à chaleur à grande efficacité pour compenser l'augmentation du coût de l'énergie. Ils veulent aussi contribuer à l'amélioration de la protection du compresseur contre le passage de liquide.

Ils ont étudié l'évolution dynamique des températures, des pressions et de la répartition de la charge de réfrigérant au cours de nombreux démarrages. Leur étude se déroule donc en deux temps :

- tout d'abord, l'étude de démarrages standards,
- puis, l'étude de démarrages suite à des améliorations apportées.

Le dispositif expérimental est une pompe à chaleur réversible, d'une capacité de 3,1 kW en mode chauffage, et de 2,3 kW en mode refroidissement. Les spécificités de l'installation sont résumées dans le Tableau II-1.

spécifications		remarques
réfrigérant	charge totale : 950 g	R22
échangeur intérieur	1 passe longueur totale : 14,5 m diamètre intérieur tube : 9,05 mm	batterie à ailettes
échangeur extérieur	2 passes longueur totale : 34,5 m diamètre intérieur tube : 9,05 mm	batterie à ailettes
compresseur	piston hermétique	chemise haute pression
détendeur	tubes capillaires	
capacité nominale	chauffage : 3080 W refroidissement : 2330 W	

Tableau II-1 - Spécificités de l'installation étudiée par Tanaka et al. (1982).

La Figure II-2 montre le schéma de la boucle d'essais. L'ensemble est placé dans une grande pièce maintenue à 18°C, et les pressions du réfrigérant sont contrôlées en ajustant le débit d'air à travers les échangeurs. Trois vannes magnétiques (M1, M2 et M3), une vanne de contrôle (C1) et trois vannes de fermetures (V1, V2 et V3) permettent d'isoler le circuit frigorigène en trois sections : l'échangeur intérieur, l'échangeur extérieur et l'ensemble compresseur/accumulateur. Une fois réalisée cette opération, les auteurs peuvent soutirer le réfrigérant contenu dans chaque section du circuit et obtenir ainsi la répartition du réfrigérant dans le circuit.

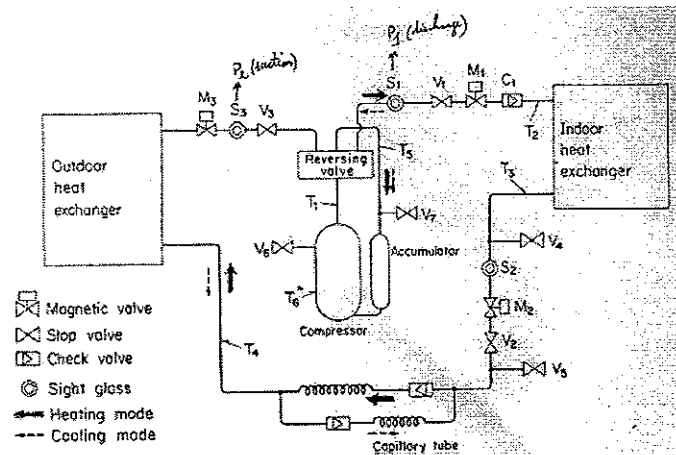


Figure II-2 - Schéma de la pompe à chaleur étudiée par Tanaka et al. (1982).

Tanaka *et al.* identifient trois cas de conditions précédant un démarrage et susceptibles d’influencer la dynamique de la pompe à chaleur :

Cas 1. la pompe à chaleur n’a pas fonctionné depuis longtemps, les pressions sont équilibrées et l’ensemble est à la température de l’air ambiant, autour de 17°C. Pour leur essai, l’arrêt précédant le démarrage a duré 16 heures.

Cas 2. La pompe à chaleur n’a pas fonctionné depuis un temps relativement court, les pressions sont équilibrées. La température du compresseur est encore élevée, proche de 61°C, tandis que la température dans le condenseur vaut 30°C, et 15°C dans l’évaporateur. Dans leur cas, l’arrêt est de 10 minutes.

Cas 3. Enfin, Tanaka *et al.* citent, sans l’avoir étudié, le cas où la pompe à chaleur a été arrêtée un très court instant, les pressions n’ont pu s’équilibrer, pas plus que les températures.

### II.2.3.b. Résultats

Les auteurs estiment une charge de réfrigérant relative dans chaque section de la pompe à chaleur :

$$\frac{W}{W_{steady}} = \frac{\text{masse de réfrigérant dans la section à } t \text{ donné}}{\text{masse de réfrigérant dans la section en régime permanent}}$$

Ils ont observé que plus de la moitié de la masse du réfrigérant est confinée dans l’évaporateur au moment du démarrage, aussi bien dans le *Cas 1* que dans le *Cas 2* (Figure

II-3). De plus, cette quantité de réfrigérant demeure à l'état liquide et une partie importante est aspirée par le compresseur avant qu'elle puisse s'évaporer.

La répartition du réfrigérant dans les différentes sections de la pompe à chaleur est stationnaire une fois les températures et les pressions stabilisées.

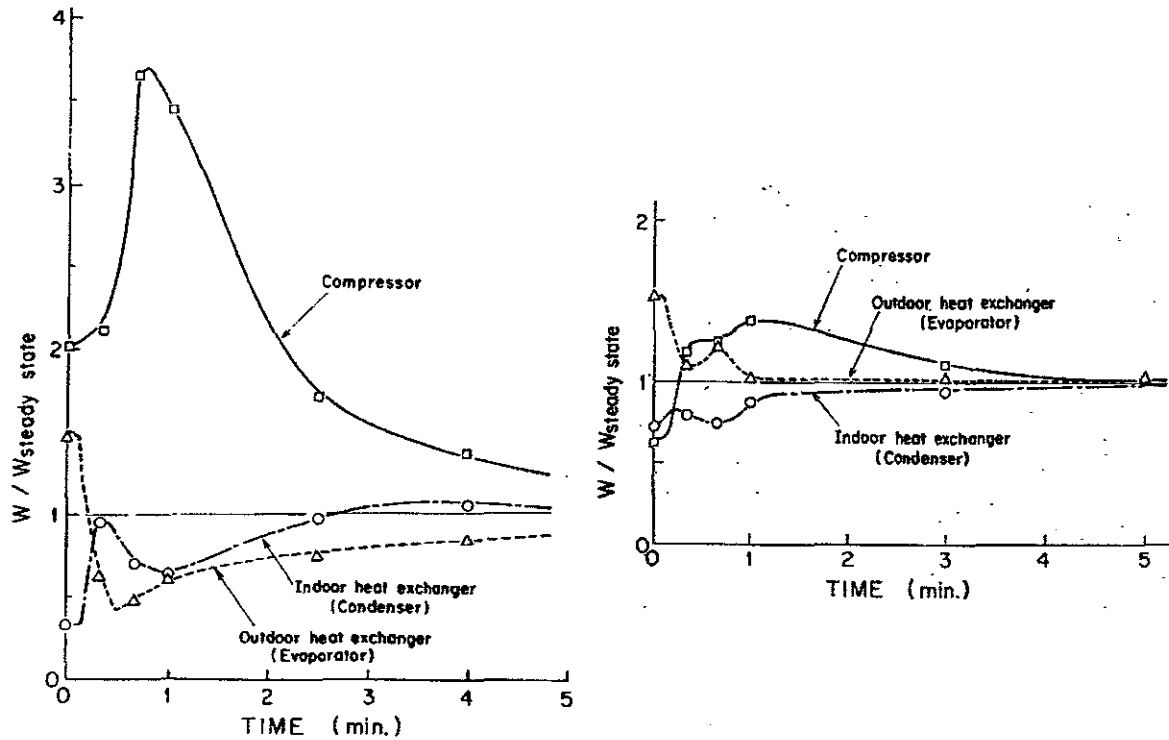


Figure II-3 - Evolution de la charge de réfrigérant dans les trois sections de la pompe à chaleur pour un démarrage dans le Cas 1 (à gauche) et dans le Cas 2 (à droite) d'après Tanaka et al. (1982).

La différence notée dans la dynamique de la pompe à chaleur entre le Cas 1 et le Cas 2 est attribuée à la quantité de réfrigérant mélangée à l'huile et à la température du compresseur au moment du démarrage. Dans le Cas 1, le long arrêt rend la structure du compresseur trop froide pour évaporer le liquide provenant de l'évaporateur. Le carter du compresseur joue alors le rôle d'un réservoir de réfrigérant, comme le montre le pic très marqué de la masse du réfrigérant contenu dans le compresseur au démarrage (Figure II-3 à gauche). Au contraire, dans le Cas 2, les auteurs notent que le réfrigérant liquide s'évapore au contact des pièces encore chaudes du compresseur. En outre, le transitoire est beaucoup plus court dans le Cas 2 (Figure II-3 à droite).

A la suite de ces premiers résultats, les auteurs ont défini quatre nouveaux essais (Tableau II-2).

Cas	volume de l'accumulateur (cm <sup>3</sup> )	démarrage
A	370	cas 1
B	100	cas 1
C	100	fermeture de la valve M2 à l'arrêt du compresseur, empêchant le transfert de masse du condenseur vers l'évaporateur
D	100	fonctionnement en cycle inverse durant 20 secondes avant le démarrage

Tableau II-2 - Description des nouveaux essais d'après Tanaka et al. (1982).

Ils ont mesuré la puissance consommée par le compresseur lors des quatre options de démarrage (Figure II-4). Dans tous les cas, la puissance augmente pendant 6 à 20 secondes, après le démarrage, sous l'effet du liquide quittant l'évaporateur et entrant dans le compresseur. Par contre, la réduction du volume de l'accumulateur situé en sortie de l'évaporateur augmente considérablement la puissance consommée. Les cas C et D, qui maintiennent le liquide en grande partie dans le condenseur au moment du démarrage, diminuent la puissance absorbée. Tanaka *et al.* remarquent ainsi que le cas C est le plus favorable car il donne le plus faible pic de puissance, et atteint le régime permanent le plus rapidement.

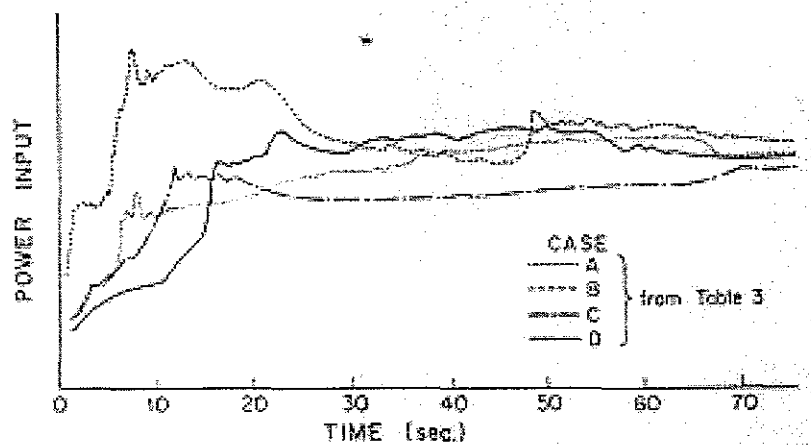


Figure II-4 - Evolution de la puissance électrique du compresseur pour quatre cas de démarrage (Tanaka et al. 1982).

Ils ont par ailleurs réalisé un démarrage avec un accumulateur de 370 cm<sup>3</sup> et la fermeture de la vanne magnétique M2 lors de l'arrêt précédant l'essai, et ont obtenu une amélioration des performances de la pompe à chaleur de 5 à 10%.

→ Tanaka et al. observent donc un effet prépondérant du mode de démarrage sur le comportement transitoire de la pompe à chaleur. Ils mettent en avant le phénomène de redistribution du réfrigérant à l'arrêt dans les différentes parties du circuit et l'impact de la conception de l'installation, par le volume de l'accumulateur et l'inertie thermique du compresseur.

Belth *et al.* (1986, 1988) ont mis au point un banc d'essais permettant de suivre instantanément la répartition de la charge de réfrigérant dans une pompe à chaleur équipée d'un compresseur monovitesse, de deux échangeurs de type batterie à ailettes, d'un accumulateur et d'un tube capillaire comme détendeur. Les principaux composants - échangeurs, compresseur, accumulateur - sont montés sur des balances (Figure II-5).

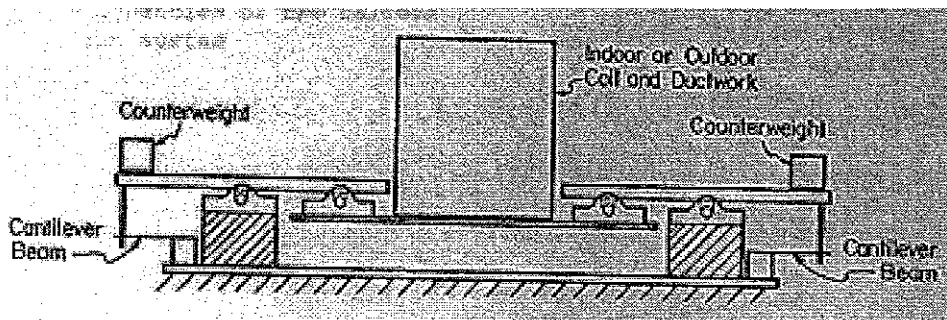


Figure II-5 - Schéma d'une balance pour la mesure de la masse de réfrigérant (Belth et al. 1986).

Ils ont ensuite relié ces éléments par des tubes en « zig-zag » afin de compenser leur mouvement issu des variations de charge en transitoire.

Les essais réalisés concernent les démarrages et les arrêts, en choisissant soit le mode chauffage, soit le mode refroidissement. Contrairement à Tanaka *et al.*, la variation de masse du réfrigérant dans le compresseur est faible au démarrage. Les auteurs n'expliquent pas cette différence observée. Au démarrage, ils mesurent aussi un transfert de masse important de réfrigérant liquide, de l'évaporateur vers l'accumulateur, puis une évaporation lente de ce fluide avant qu'il se répartisse à travers le système. Après un arrêt long, la majorité du réfrigérant se retrouve dans l'évaporateur et dans l'accumulateur. Enfin, Belth *et al.* (1988) indiquent que les modifications apportées à la pompe à chaleur originale rallongent la durée du transitoire au démarrage à cause de l'augmentation du volume et donc de la charge totale de réfrigérant introduit dans le circuit.



**Machado** (1996) et **Machado et al.** (1998) se sont intéressés à la variation de masse du réfrigérant dans l'évaporateur en régime transitoire, lors de variations du débit de réfrigérant à travers le détendeur. Ces travaux sont motivés par l'optimisation de la charge du fluide frigorigène dans une pompe à chaleur ou une machine frigorifique, à la fois pour les performances et pour la réduction des risques de fuite dans l'atmosphère de produits nocifs pour la couche d'ozone. Les essais sont menés sur un groupe frigorifique de 6 kW, équipé d'un compresseur ouvert à vitesse variable et d'un condenseur à eau. L'évaporateur est formé d'un tube entouré de trois tubes lisses coaxiaux dans lesquels circule de l'eau glycolée en contre-courant du réfrigérant R22. Enfin, le détendeur est électronique, à moteur pas à pas. La masse de fluide frigorigène est mesurée par deux méthodes : par isolation de l'évaporateur avec deux électrovannes puis soutirage du réfrigérant en régime permanent et par mesure continue du poids de l'évaporateur avec une balance de précision en régime transitoire.

**Machado et al.** étudient dans un premier temps l'effet de la vitesse du compresseur et de la température d'ébullition sur la charge dans l'évaporateur en régime permanent. Ils regardent ensuite l'évolution de la masse de réfrigérant lors d'un échelon du débit.

**Régime permanent.** **Machado et al.** ont constaté deux tendances dans l'évolution de la masse de réfrigérant en régime permanent en fonction de la vitesse de rotation du compresseur et de la température d'ébullition (Figure II-6) :

1. d'abord, pour une température d'ébullition donnée, la masse de R22 contenue dans l'évaporateur en régime permanent décroît lorsque la vitesse de rotation du compresseur augmente ;
2. ensuite, à vitesse de rotation constante, pour une température d'ébullition croissante, la masse de réfrigérant diminue jusqu'à un minimum, puis croît à nouveau.

Les auteurs expliquent ces comportements en s'appuyant sur l'expression de la masse de réfrigérant dans l'évaporateur. Elle est proportionnelle à la masse volumique moyenne du réfrigérant et à la longueur diphasique qui correspond à la longueur de la zone où le fluide est un mélange diphasique.

Ainsi, lorsque la vitesse du compresseur augmente, le taux de vide moyen dans l'évaporateur augmente. Cela entraîne une diminution de la masse volumique moyenne du fluide. Le volume de l'évaporateur étant constant, la masse totale de réfrigérant décroît donc.

Ensuite, quand la température d'ébullition augmente, Machado *et al.* expliquent le passage par un minimum de la masse de R22 par l'opposition de deux effets : lorsque la température d'ébullition croît, la masse volumique moyenne augmente alors que la longueur diphasique diminue dans l'évaporateur.

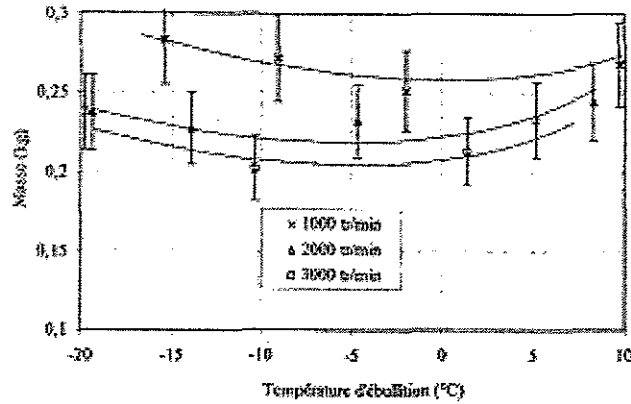


Figure II-6 - Evolution de la masse de R22 dans l'évaporateur en fonction de la vitesse du compresseur et de la température d'ébullition d'après Machado et al. (1996).

**Régime transitoire.** Machado *et al.* effectuent un échelon du débit du R22 en fermant légèrement l'orifice de détente, pour une vitesse de compresseur de  $1000 \text{ tr min}^{-1}$  et une température d'ébullition de  $10^\circ\text{C}$  (Figure II-7).

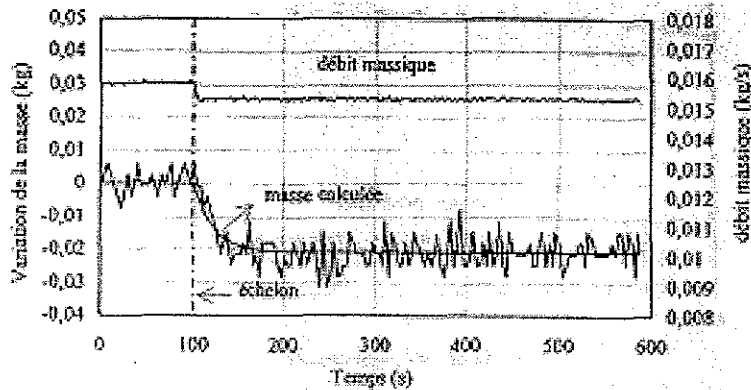


Figure II-7 - Variation de la masse de R22 au cours d'un échelon de débit en entrée de l'évaporateur (Machado et al. 1998).

Les auteurs expliquent la baisse de la masse dans l'évaporateur lors d'une diminution de débit par le déséquilibre qui existe dans les premiers instants entre les débits d'entrée et de sortie. La masse se stabilise lorsque les débits en entrée et en sortie redeviennent identiques. La réponse de la variation de masse de R22 dans l'évaporateur,  $\Delta M(t)$ , est modélisée par une loi exponentielle, d'après les courbes expérimentales :

$$\Delta M(t) = \Delta \dot{m}_e K \left(1 - e^{-t/\theta}\right)$$

Le gain  $K$  est le rapport de les variations de la masse de réfrigérant dans l'évaporateur et du débit en entrée de l'évaporateur, suite à une excitation du système :

$$K = \frac{\Delta M_{max} - \Delta M_{min}}{\Delta \dot{m}_e}$$

$\Delta \dot{m}_e$  est la variation du débit en entrée de l'évaporateur,  $K$  le gain et  $\theta$  la constante de temps de la réponse déterminée lorsque la variation de masse vaut 66% de sa variation totale. Machado *et al.* déterminent ensuite l'effet de la vitesse du compresseur et de la température d'ébullition sur le gain  $K$  et la constante de temps  $\theta$ . Ils remarquent que ces deux paramètres diminuent lorsque la vitesse du compresseur augmente ou lorsque la température d'ébullition augmente.

*L'estimation de la répartition de la charge de fluide frigorigène en régime transitoire est un point essentiel pour la compréhension du comportement dynamique d'une pompe à chaleur ou d'un groupe froid en transitoire. Les résultats obtenus par Tanaka et al., bien que datant du début des années 80, sont encore aujourd'hui les meilleurs.*

*Belth et al. ont utilisé une méthode de mesure de la répartition du réfrigérant plus rapide, celui de la pesée des composants. S'ils confirment en partie les observations de Tanaka et al., c'est-à-dire une redistribution importante du réfrigérant à l'arrêt et l'impact de l'aspiration du fluide frigorigène par le compresseur au démarrage sur le temps de transition, ils n'ont pas noté de brusque augmentation de la masse de réfrigérant contenu dans le compresseur. Ils ne donnent pas d'explication à cette différence. On peut cependant avancer quelques hypothèses : l'augmentation artificielle du volume de la pompe à chaleur à cause des raccords en « zig-zag », la présence de l'accumulateur ou un manque de sensibilité de la méthode de mesure par pesée pour le*

*compresseur. Il est regrettable aussi qu'ils n'aient pas repris la démarche de Tanaka et al. en reproduisant leurs différents modes de démarrage.*

*Machado et al. se sont focalisés l'effet de la variation du débit de réfrigérant en entrée de l'évaporateur. Leurs résultats sont convaincants même si des interprétations physiques plus poussées manquent. De plus, il aurait été intéressant de donner explicitement, sous forme de graphique ou de tableau, l'effet de la vitesse de rotation du compresseur sur la longueur diphasique. Généralement, la longueur de la zone diphasique est calculée à partir de paramètres en entrée de l'évaporateur : débit massique de réfrigérant, titre. Dans la mise en place de modèles pour l'évaporateur inséré dans une pompe à chaleur ou un groupe froid, connaître la longueur diphasique en fonction de conditions de sortie, comme la vitesse du compresseur, pourrait permettre de régler les problème de fermeture du système d'équations.*

#### II.2.4. Travaux de Tassou et al.

##### II.2.4.a. Présentation

Tassou a réalisé de nombreuses études sur les pompes à chaleur au sein du Département d'Ingénierie et de Mécanique de l'université de West London. Il a collaboré avec beaucoup de personnes pour caractériser l'impact de choix technologiques sur le fonctionnement d'une pompe à chaleur, aussi bien en régime transitoire qu'en régime permanent. Ainsi, **Tassou & Votsis** (1992) ont étudié les différentes stratégies de démarrage. **Tassou & Al-Nizari** (1991, 1993<sup>a</sup>, 1993<sup>b</sup>) se sont penchés sur la régulation de l'évaporateur via le choix du détendeur. **Tassou et al.** (1982) et **Tassou** (1991) ont étudié le comportement d'une pompe à chaleur équipée d'un compresseur à vitesse variable. Toutes leurs études sont motivées par l'arrivée sur le marché de nouvelles technologies permettant d'affiner la régulation de la pompe à chaleur, tout en améliorant son efficacité.

La gamme de matériels utilisés par Tassou *et al.* est assez large (Tableau II-3). Toutes ces installations sont des machines commerciales.

	fluide	type d'installation	évaporateur	condenseur	compresseur	détendeur	remarques
Tassou & Votsis (1992)	n. c. <sup>2</sup>	pompe à chaleur eau-air	batterie à ailettes	condenseur à eau tubes coaxiaux	hermétique à piston	n. c.	certains essais réalisés avec accumulateur de 1900 cm <sup>3</sup>
Tassou & Al-Nizari (1991, 1993 <sup>a</sup> , 1993 <sup>b</sup> )	R22	refroidisseur de liquide	n. c. puissance froid 25 kW	n. c.	hermétique à piston - 4 cylindres	thermostatique Danfoss TE-X5 électronique Danfoss DQ5	
Tassou et al. (1982)	n. c.	pompe à chaleur eau-air	batterie à ailettes	tubes et calandre	ouvert 2 cylindres - à vitesse variable	n. c.	
Tassou (1991)	R12	pompe à chaleur eau-air	batterie à ailettes	tubes et calandre	ouvert 2 cylindre entraîné par un moteur de 3 kW à vitesse variable	thermostatique	accumulateur en sortie évaporateur, réservoir en sortie condenseur

Tableau II-3 - Type d'installations étudiées par Tassou et al.

La métrologie se compose de mesures de température du fluide frigorigène en entrée et sortie des échangeurs, ainsi que des fluides secondaires servant de sources chaude et froide. Les haute et basse pressions sont aussi enregistrées de même que le débit du réfrigérant en sortie du condenseur.

#### II.2.4.b. Résultats

Tassou & Votsis ont concentré leur étude sur la réponse en transitoire et les pertes thermiques lors du fonctionnement cyclique (alternance périodique de marches/arrêts) d'une pompe à chaleur industrielle. Avant le début de chaque test, l'installation fonctionne 40 minutes en régime permanent, puis effectue deux cycles de 10 minutes de marche, séparés par des arrêts de 20 minutes. L'enregistrement commence au troisième cycle. Trois conditions de fonctionnement sont étudiées :

1. pas de migration de fluide durant la période d'arrêt,
2. égalisation des pressions dans le circuit durant la période d'arrêt,
3. utilisation d'un accumulateur de 1900 cm<sup>3</sup>.

Tassou & Votsis remarquent ainsi que la dynamique de la pompe à chaleur ne dépend pas uniquement de l'inertie thermique des composants, mais aussi de la migration du fluide frigorigène du condenseur vers l'évaporateur durant les périodes d'arrêt. Ils montrent aussi que le coefficient de performance (*COP*) est sensiblement dégradé en fonctionnement cyclique, quelque soit le mode de démarrage choisi (Tableau II-4). Dans le cas d'un démarrage sans

<sup>2</sup> non communiqué par les auteurs

migration du réfrigérant durant l'arrêt, Tassou & Votsis trouvent une réduction du  $COP$  de 6%. La baisse atteint 11% pour le cas où les pressions sont égalisées. Les auteurs l'expliquent par l'augmentation de la consommation du compresseur. Quand l'accumulateur est employé, la réduction du  $COP$  est de 10%. Malgré une puissance consommée par le compresseur plus faible, ce sont les pertes thermiques s'élevant à 13% qui expliquent cette chute. Pour Tassou & Votsis, l'accumulateur retient une partie du réfrigérant et entraîne une sous-alimentation des échangeurs dans les premiers instants du démarrage.

Condition de démarrage	$\frac{\int_0^t W(t)}{W_{ss}}$	$\frac{\int_0^t Q(t)}{Q_{ss}}$	$\frac{\int_0^t COP(t)}{COP_{ss}}$
<i>cas 1</i>	1	0,93	0,94
<i>cas 2</i>	1,02	0,91	0,89
<i>cas 3</i>	0,96	0,87	0,9
$\int_0^t W(t), \int_0^t Q(t), \int_0^t COP(t)$ : puissance électrique du compresseur, puissance utile et coefficient de performance intégrés sur le cycle $W_{ss}, Q_{ss}, COP_{ss}$ : puissance électrique du compresseur, puissance utile et coefficient de performance en régime permanent			

Tableau II-4 - performances lors d'essais en fonctionnement cyclique d'après Tassou & Votsis (1992).

Les auteurs notent enfin que la méthode d'égalisation des pressions permet l'emploi d'un compresseur plus petit, mais induit une pression de refoulement plus forte au démarrage et n'exclut pas les risques de passage de liquide dans le compresseur.

**Tassou et al.** (1982) et **Tassou** (1991) ont étudié l'emploi d'un compresseur à vitesse variable dans une pompe à chaleur. Le premier travail caractérise le fonctionnement de la machine en régime permanent. Dans un second temps, le comportement dynamique est abordé. Ainsi, Tassou regarde l'effet de deux paramètres, la vitesse de compression et la température de l'eau en entrée condenseur, sur la pression, la température et la puissance consommée par le compresseur.

Tassou constate d'abord que l'emploi d'un compresseur à vitesse variable ne réduit pas les pertes thermiques survenant au cours du démarrage. En revanche, il permet de réduire le nombre total de cycles marche/arrêt, améliorant ainsi les performances globales.

Ensuite, Tassou souligne l'importance du dimensionnement du détendeur thermostatique utilisé avec un compresseur à vitesse variable (Figure II-8). Pour une vitesse de  $500 \text{ tr min}^{-1}$ , la surchauffe oscille légèrement au démarrage autour d'une valeur moyenne de  $15^\circ\text{C}$ . Lorsque la vitesse de compression est plus faible ( $370 \text{ tr min}^{-1}$ ), la surchauffe oscille plus amplement, ce qui signifie que le détendeur étudié est surdimensionné et laisse entrer un débit trop important dans l'évaporateur. Au contraire, pour une vitesse de  $740 \text{ tr min}^{-1}$ , la surchauffe ne fluctue plus mais atteint des valeurs trop élevées, supérieure à  $15^\circ\text{C}$ . Le détendeur ne laisse pas passer suffisamment de fluide, indiquant alors un sous-dimensionnement de l'orifice de détente. Tassou *et al.* (1982) préconisent plutôt l'emploi d'un détendeur électroniquement régulé, et qui s'adapterait plus rapidement aux variations de charge dans l'évaporateur.

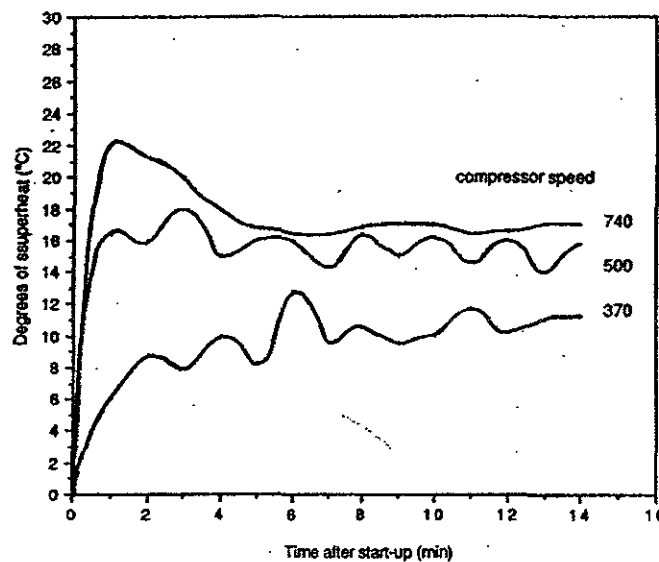


Figure II-8 - Evolution de la surchauffe lors du démarrage pour différentes vitesses de compresseur d'après Tassou (1991).

Ces conclusions expliquent l'intérêt porté par Tassou & Al-Nizari (1991, 1993<sup>a</sup>, 1993<sup>b</sup>) aux détendeurs thermostatiques et électroniques. L'étude théorique de la régulation de l'évaporateur par un détendeur thermostatique avait déjà été entreprise par Danig (1963) et Broersen & Van Der Jagt (1980) qui ont abordé le problème de la stabilité du couple détendeur-évaporateur, et notamment l'effet de « hunting ». Ce phénomène se produit lorsque la surchauffe à la sortie de l'évaporateur et le débit massique de réfrigérant oscillent dans le temps sans se stabiliser, à cause de la réponse du détendeur thermostatique aux sollicitations de la surchauffe.

Tassou & Al-Nizari soulignent le double rôle du détendeur : il assure d'abord une alimentation en liquide de l'évaporateur suffisante pour le maintien du taux d'évaporation dans l'échangeur, ensuite il permet le maintien d'un gradient de pression entre le condenseur et l'évaporateur pour que le liquide s'évapore à basse pression.

Ils ont cherché à comparer les performances d'une pompe à chaleur équipée des deux types de détendeur, en régime permanent et lors d'un démarrage. Ils ont effectué les essais de démarrage selon deux paramètres :

1. La durée de l'arrêt avant le démarrage.
2. La consigne de surchauffe imposée par le détendeur en sortie de l'évaporateur. Les valeurs prises sont 6, 8, 10, 12 et 14°C.

**Régime permanent.** Les auteurs n'ont pas observé de différence de performance en régime permanent entre le détendeur thermostatique et le détendeur électronique. Ils ont cependant noté que le niveau de surchauffe avait un effet sur le coefficient de performance de l'installation (Figure II-9). Le COP reste constant jusqu'à 8°C de surchauffe, puis diminue de 14% au-delà de 10°C. Cette variation est provoquée par la diminution de la surface d'échange en diphasique de l'évaporateur. L'échangeur peut en effet être divisé en deux parties. La première couvre la zone où le fluide frigorigène est sous forme de mélange liquide/vapeur ; c'est la zone où la majorité de la chaleur est échangée. La seconde partie est celle de la vapeur surchauffée ; lorsque la surchauffe augmente, cette dernière zone de moindres échanges thermiques augmente au détriment de la zone diphasique.



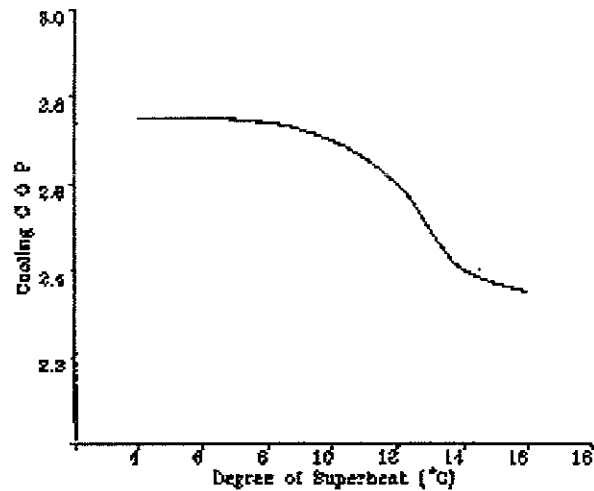


Figure II-9 - Evolution du COP en régime permanent en fonction de la surchauffe d'après Tassou & Al-Nizari (1993<sup>a</sup>).

**Régime transitoire.** Tassou & Al-Nizari observent de forts écarts dans la dynamique de la pompe à chaleur équipée d'un détendeur soit thermostatique soit électronique, et selon les conditions de démarrage. La valeur de la consigne de surchauffe imposée est toute aussi importante.

Observons tout d'abord la différence entre le détendeur électronique et le détendeur thermostatique. Ce dernier induit une réponse plus lente du système alors que le détendeur électronique permet une stabilisation de la surchauffe bien plus prompte (Figure II-10). Les oscillations de la surchauffe ne dépassent pas 0,5°C, contre 3°C pour le détendeur thermostatique.

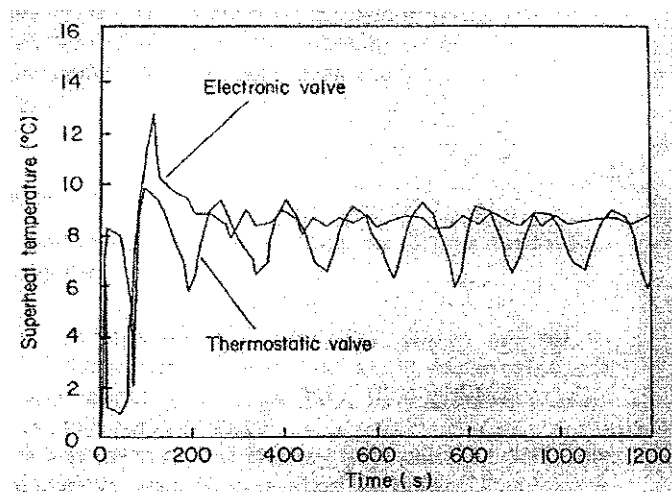


Figure II-10 - Réponse transitoire de la surchauffe pour un détendeur électronique (Electronic valve) et un détendeur thermostatique (Thermostatic valve), d'après Tassou & Al-Nizari (1993<sup>b</sup>).

Lors d'un fonctionnement alternant les marches/arrêts, les pertes thermiques sont plus faibles avec le détendeur thermostatique, car il s'ouvre plus vite au démarrage que le détendeur électronique.

Les auteurs relèvent ensuite deux comportements différents, selon que le démarrage est chaud ou froid (Figure II-11). Tassou & Al-Nizari obtiennent ainsi approximativement le régime permanent au bout 150 secondes lors d'un démarrage à chaud, contre environ 450 secondes lors d'un démarrage à froid. Un démarrage à chaud est beaucoup plus rapide qu'un démarrage à froid, parce que les pressions ne sont pas encore équilibrées et le réfrigérant se trouve distribué de manière quasi identique à sa distribution en régime permanent. De plus, le démarrage à froid provoque des oscillations importantes de la surchauffe. Les auteurs expliquent cela par le fait que lors du démarrage à froid, l'écart de pression entre l'évaporateur et le condenseur est faible, obligeant le détendeur à fonctionner avec une ouverture maximum pour assurer le bon débit. La moindre variation dans l'ouverture de l'orifice produit alors une grande variation de débit, modifiant aussitôt la valeur de la surchauffe.

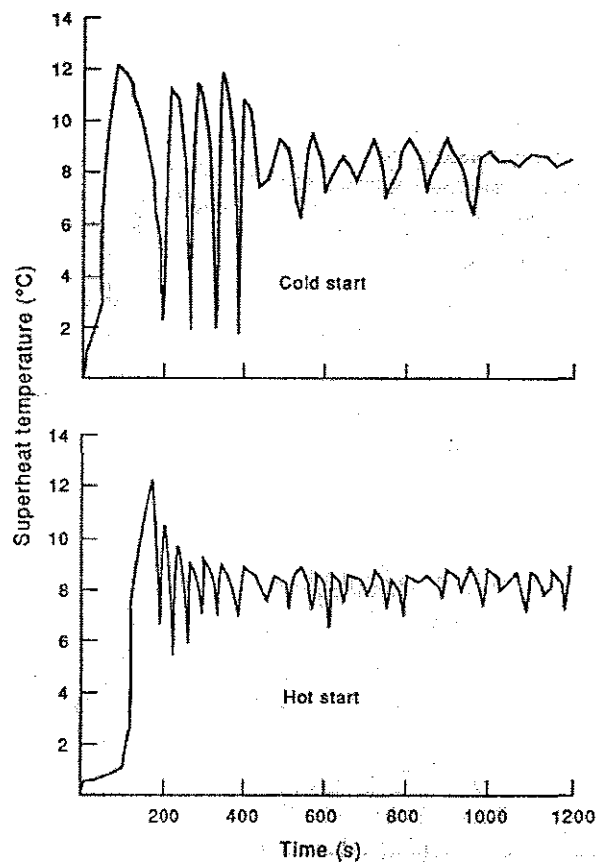


Figure II-11 - Réponse dynamique de la surchauffe pour un démarrage à froid (haut) et un démarrage à chaud (bas), d'après Tassou & Al-Nizari (1991).

Le dernier point abordé par Tassou & Al-Nizari concerne l'influence de la consigne de surchauffe sur le comportement dynamique de la pompe à chaleur. Ils constatent qu'en dessous d'une consigne de 6°C, le détendeur n'asservit plus correctement le débit de réfrigérant. La surchauffe oscille alors fortement. Dans ces conditions, les auteurs observent, grâce à un hublot, des bouchons de liquide en sortie de l'évaporateur. Une augmentation de la consigne permet de stabiliser la surchauffe, mais réduit du même coup le *COP* de la pompe à chaleur.

→ En conclusion, Tassou & Al-Nizari ont mis en évidence l'impact des conditions initiales, ainsi que la valeur de la consigne de surchauffe sur la dynamique du système. Ils estiment ainsi que le détendeur électronique est le plus adapté pour un contrôle précis de la surchauffe afin d'être au plus proche de la valeur optimale, celle-ci étant celle qui donne le meilleur compromis entre la stabilité du couple détendeur-évaporateur et le *COP* de la pompe à chaleur.

**Outtagarts *et al.* (1995, 1997) et Tamainot-Telto *et al.* (1996)** ont mené plusieurs études sur la réponse du couple détendeur-évaporateur lors de démarrages et lors d'échelons de débit, pour plusieurs types de détendeurs. L'installation étudiée est un groupe frigorifique d'une puissance de 6 kW composé d'un évaporateur à tubes coaxiaux, d'un condenseur à immersion et d'un compresseur de type ouvert, entraîné par un moteur électrique triphasé, alimenté avec une fréquence variable de 20 à 120 Hz. Les détendeurs étudiés sont soit thermostatiques, soit électroniques. Le réfrigérant employé est du R22.

Tamainot-Telto *et al.* parviennent à déterminer une zone de stabilité pour plusieurs types de détendeurs thermostatiques, en fonction de la vitesse du compresseur et de la température de saturation du R22. Ils définissent un mauvais fonctionnement du détendeur lorsqu'il y a oscillation du débit et de la surchauffe, une valeur trop faible ou trop élevée de la surchauffe, une arrivée de fluide diphasique dans le compresseur. De plus, ils remarquent que si l'on remplace un échelon de débit par une rampe, les oscillations de la surchauffe sont atténuées et disparaissent totalement pour des durées de rampe supérieures à 60 secondes.

Outtagarts *et al.* ont regardé le comportement du groupe froid équipé d'un détendeur électronique, en étudiant deux algorithmes de régulation : un automatisme proportionnel dérivateur (PD), et une régulation qualitative optimale (RQO). Ils trouvent ainsi que le deuxième algorithme donne les meilleurs résultats. Dans tous les cas, les détendeurs

électroniques permettent une stabilisation plus rapide des grandeurs de fonctionnement du groupe frigorifique, avec un temps de réponse de 4 à 14 fois plus court que celui des détendeurs thermostatiques.

*Tassou et al. ont effectué un énorme travail sur l'impact des choix technologiques du détendeur et du compresseur sur le comportement dynamique des pompes à chaleur. Ils ont notamment généralisé la notion de démarrage à chaud ou à froid en mettant en avant qu'il s'agissait bien des conditions initiales du transitoire. Il est cependant regrettable qu'ils n'aient pas profité de ces travaux pour tester des échangeurs autres que des batteries à ailettes.*

*Les résultats obtenus par Tamainot-Telto et al. et Outtagarts et al. sont intéressants d'un point de vue technique. Il s'agit plus d'une caractérisation de différents détendeurs, notamment en vue de les modéliser, que d'une compréhension des phénomènes physiques se produisant. Leurs études toutefois se consacrent à d'autres transitoires que les phases d'arrêt/démarrage, ce qui est rare dans ce domaine.*

## II.2.5. Etude de Hewitt et al.

### II.2.5.a. Présentation

Hewitt *et al.* (1993<sup>a</sup>, 1993<sup>b</sup>) se sont intéressés au problème du remplacement du CFC12 par du HFC134a dans un dispositif de réfrigération. L'objectif de leur étude était de trouver un détendeur thermostatique convenable avec le bon dimensionnement lors du changement de fluide.

L'installation expérimentale étudiée par Hewitt *et al.* est un groupe frigorifique servant à produire de l'eau froide. Il se compose d'un compresseur à piston ayant un volume déplacé de 6,1 m<sup>3</sup>/h pour une puissance de 2 kW, un détendeur thermostatique de la marque Teddington, un condenseur à eau de type tubes et calandre dont la puissance peut atteindre 15 kW, et un évaporateur à plaques du type SWEP d'une puissance de 6 kW. Le fluide frigorigène employé est du HFC134a, en remplacement du CFC12 anciennement utilisé dans la boucle. La source

froide côté évaporateur est assurée par un circuit d'eau glycolée à 50%. Les grandeurs mesurées sont les pressions, les températures en entrée et en sortie des échangeurs, le débit massique de réfrigérant liquide.

### II.2.5.b. Résultats

**Observations.** Hewitt *et al.* ont étudié la réponse transitoire de l'évaporateur à plaques après une modification de la température du fluide frigorigène en sortie d'évaporateur, en jouant sur la température moyenne de l'eau dans l'évaporateur, et lors des démarrages. La surchauffe  $\Delta T_{sat}$  est calculée à partir de la température de saturation du fluide et de la température de sortie :

$$\Delta T_{sat} = T_{sortie} - T_{sat}$$

Ils remarquent d'abord que, lorsqu'ils imposent un échelon croissant de 5°C, à partir de 0°C, à la température en sortie de l'évaporateur, la surchauffe croît. Ils précisent que le comportement ne semble pas être linéaire et serait dû à l'orifice de détente trop grand.

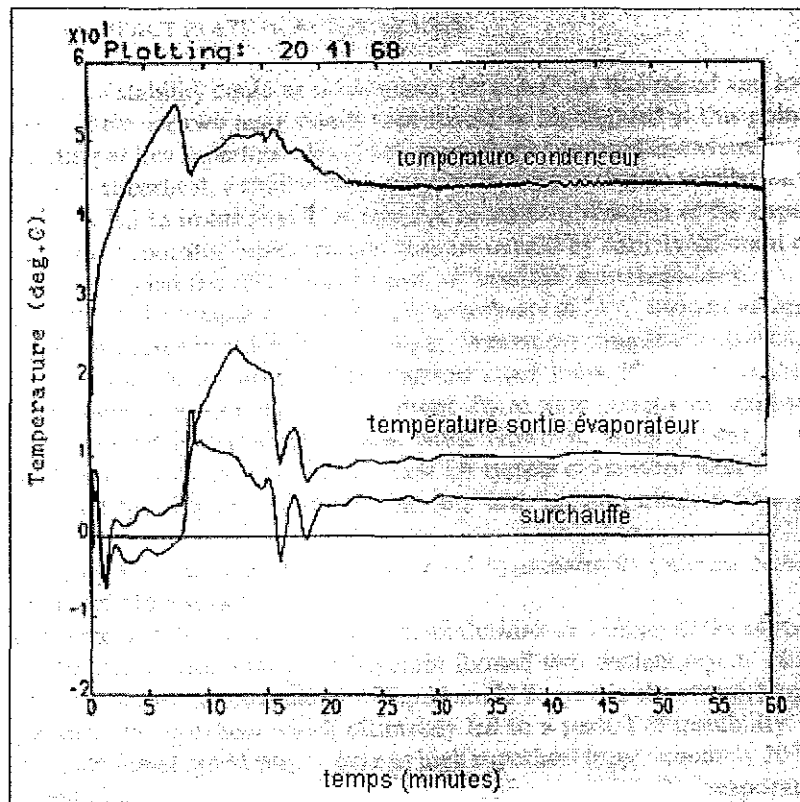


Figure II-12 - Evolution de la température de condensation, de la température en sortie de l'évaporateur et de la surchauffe en fonction du temps lors d'un démarrage, d'après Hewitt et al. (1993<sup>b</sup>).

Hewitt *et al.* ont ensuite relevé durant la phase de démarrage d'importantes oscillations de la surchauffe en sortie de l'évaporateur à plaques (Figure II-12). Ils ne s'attardent pas plus dessus car ce phénomène est largement traité dans la littérature (voir § Tassou *et al.*). Par contre, si généralement ces oscillations se produisent à faible surchauffe, Hewitt *et al.* les observent également pour des surchauffes élevées. Ainsi, pour une température de réfrigérant en sortie de l'évaporateur de 5°C, les oscillations se produisent pour une surchauffe supérieure ou égale à 14°C et inférieure à 5°C.

Les auteurs ont également constaté des fluctuations brusques et imprévisibles de la surchauffe et de la température en sortie de l'évaporateur, bien que le régime permanent soit atteint et que le détendeur fonctionne dans sa plage de stabilité. Comme le montre la Figure II-13, alors que le régime permanent est établi, la surchauffe initialement constante chute brusquement, et ce sans variation d'aucun paramètre de fonctionnement, suivie par la chute de la température en sortie de l'évaporateur. La surchauffe et la température remontent ensuite vers leur valeur de fonctionnement en régime permanent.

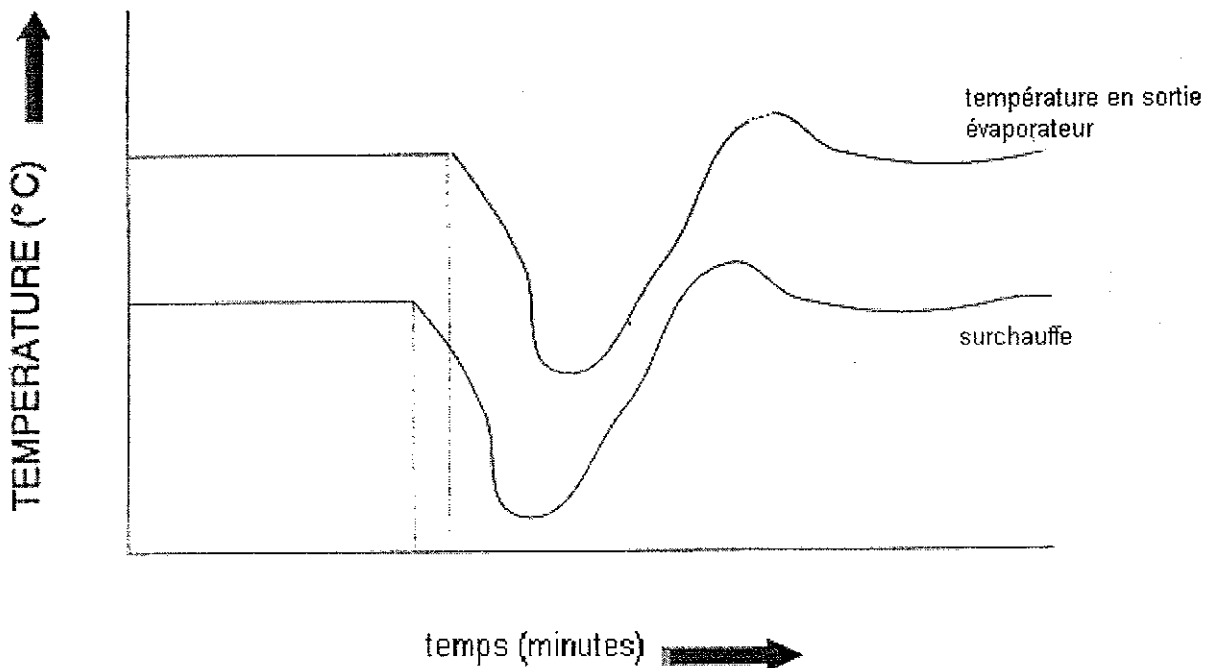


Figure II-13 - Exemple d'instabilité de la surchauffe malgré le régime permanent établi, d'après Hewitt *et al.* (1993<sup>b</sup>).

**Discussion.** Pour expliquer cette instabilité dynamique en régime permanent, Hewitt *et al.* ont dans un premier temps mis en cause la coalescence de bulles dans les canaux de l'évaporateur, créant ainsi des bouchons de vapeur poussant à grande vitesse le liquide. Cette

hypothèse leur paraissait plausible, d'autant plus que **Engelhorn & Reinhart** (1990) ont montré que le régime d'ébullition nucléée est prépondérant dans les évaporateurs à plaques. Cependant, dans leurs conditions d'essai, la vitesse du fluide, dans les canaux de l'évaporateur, est trop faible pour l'apparition de bouchons de liquide. En outre, des observations ultérieures ont définitivement infirmé cette supposition.

L'installation a en effet été modifiée, et équipée de hublots en entrée et en sortie de l'évaporateur. Les auteurs ont alors vu :

1. une stratification des phases en entrée de l'évaporateur,
2. des bouchons de liquide en sortie de l'évaporateur correspondant à une chute de la surchauffe et à une période d'instabilité.

Hewitt *et al.* remarquent que si l'écoulement est stratifié dans le distributeur de l'évaporateur, celui-ci se comporte comme un séparateur de phases. L'alimentation de l'échangeur à plaques se faisant par le bas, la phase vapeur passe préférentiellement dans les premiers canaux, le liquide occupant, lui, les derniers canaux. Cette distribution dégrade les performances de l'échangeur, la majorité des échanges thermiques se déroulant dans les canaux remplis de liquide. Le front de séparation entre les canaux remplis de vapeur et ceux remplis de liquide est dépendant du titre en entrée de l'évaporateur. Or, les auteurs notent que ce titre est lui-même fortement lié aux pertes de pression au niveau du détendeur. Une variation de l'ouverture de l'orifice de détente entraîne donc automatiquement une variation du titre et, par conséquent, un déplacement du front liquide/vapeur dans le distributeur (Figure II-14).

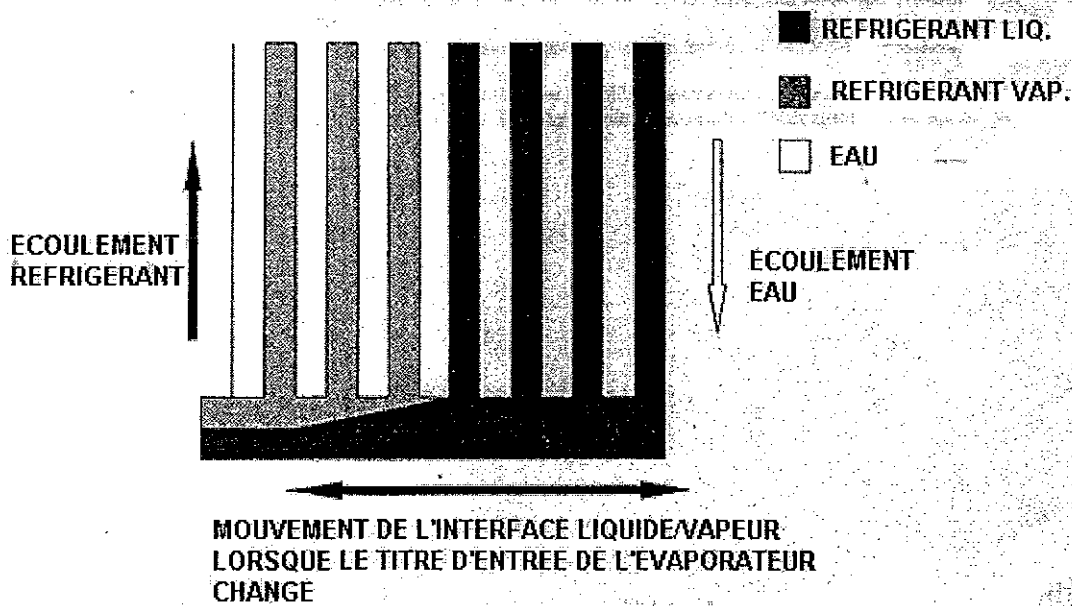


Figure II-14 - Hypothèse de la distribution des phases du réfrigérant dans l'évaporateur pour expliquer les instabilités à fortes surchauffes, d'après Hewitt et al. (1993<sup>b</sup>).

Lorsque le front de séparation entre le liquide et la vapeur se déplace dans le distributeur, selon le sens de la variation, un canal alimenté en liquide peut se remplir de vapeur, et inversement. L'instabilité de la surchauffe observée serait donc la conséquence de l'expulsion du liquide hors de certains canaux par la vapeur y entrant à plus grande vitesse. Dans leurs conditions d'essais, Hewitt *et al.* ont estimé que la vitesse de la phase vapeur du HFC134a dans le canal pouvait atteindre *60 fois la vitesse de la phase liquide*.

En conclusion, les auteurs remarquent d'abord que leurs résultats doivent être complétés par une étude de l'influence de l'orientation de l'échangeur. Ils préconisent ensuite la mise en place d'un dispositif de mélange en entrée de l'évaporateur pour réduire le risque de stratification des phases. Enfin, ils n'excluent pas la possibilité d'instabilités de la surchauffe par le mécanisme de formation de bouchons de liquide dans les canaux pour des installations ayant un débit de fluide frigorigène plus important.



*Hewitt et al. sont les seuls à avoir étudié le comportement dynamique d'un évaporateur à plaques. Ils soulignent parfaitement l'importance de la géométrie de l'échangeur dans la réponse transitoire car ils ont observé des fluctuations de la surchauffe jamais vues avec les autres types d'évaporateur. Ils ont expliqué les instabilités à fortes surchauffes par la modification de la distribution en entrée des canaux. Ils ont néanmoins indiqué dans leur conclusion que le phénomène de coalescence de bulles et la formation de bouchons pourrait être à l'origine du même comportement sur d'autres installations avec des débits plus élevés. On regrette alors qu'ils n'aient pas précisé leur gamme de débit à titre de comparaison.*

*Leurs résultats cependant s'inscrivent dans la tendance actuelle de réduction de la charge de réfrigérant et de compacité des échangeur. Ils encouragent à mener des études plus approfondies sur le fonctionnement dynamique d'évaporateurs et de condenseurs à plaques.*

## II.2.6. Synthèse

### II.2.6.a. Synthèse des études présentées

La diversité des travaux sur les transitoires dans les pompes à chaleur témoigne de la richesse du thème : les différentes motivations des auteurs, les types d'installation variées, les grandeurs mesurées nombreuses, les divers transitoires étudiés.

→ Tout d'abord, les recherches effectuées ont suivi deux motivations connexes : d'abord la caractérisation des réponses transitoires des pompes à chaleur, puis la recherche de solutions dans le but d'atténuer les facteurs pénalisants des transitoires. Il s'agit donc de comprendre le fonctionnement dynamique de la machine, puis d'apporter des solutions aux problèmes rencontrés.

- Ensuite, la connaissance des géométries s'est révélée essentielle à l'interprétation des résultats. Si beaucoup de travaux se consacrent à l'étude de climatizations individuelles et de pompes à chaleur, quelques auteurs ont porté leur attention sur les refroidisseurs de liquide (Machado *et al.*, Outtagarts *et al.*, Tamainot-Telto *et al.*, Tassou & Al-Nizari, Hewitt *et al.*). Ce choix détermine directement la géométrie de l'évaporateur et du condenseur. S'ajoutent à cela le type de compresseur, l'organe de détente, la présence ou non d'un accumulateur. Cependant, toutes les installations proviennent d'équipements commerciaux ou cherchant à s'en approcher le plus possible, comme dans le cas de Belth *et al.*. Ce souci de conserver une configuration réaliste du circuit de réfrigérant met en avant la forte relation entre la structure du système et le comportement dynamique. Les études concernant les évaporateurs du type tubes et calandre sont inexistantes. Pour les échangeurs à plaques, seuls Hewitt *et al.* ont donné quelques informations qui montrent la nécessité d'approfondir nos connaissances sur cette géométrie. En effet, il semblerait que même à forte surchauffe, des instabilités dans l'alimentation de l'évaporateur surviennent, sous l'effet de brusques variations de la distribution du réfrigérant. Des effets de coalescences de bulles et de formations de bouchons dans les canaux sont aussi envisagés pour des débits supérieurs à ceux d'Hewitt *et al.*.
- Les mesures mises en place portent sur les grandeurs caractéristiques du fonctionnement : les températures, les pressions, les puissances utile et consommée. La variation de la masse de réfrigérant est aussi étudiée par Tanaka *et al.*, Murphy & Goldschmidt, Belth *et al.* et Machado *et al.*.
- Les transitoires étudiés se limitent dans la majorité des cas aux démarrages et aux arrêts. On peut aussi citer Machado, Outtagarts, et Hewitt qui se sont penchés sur des échelons de débit et de température en entrée de l'évaporateur.
- Les résultats obtenus montrent tout d'abord que les transitoires ont généralement pour conséquence une réduction de l'efficacité de la pompe à chaleur. Elle est due à une diminution de la puissance utile et une surconsommation du compresseur. Ensuite, des effets indésirables, comme le passage de liquide dans le compresseur ou des instabilités de la surchauffe en sortie de l'évaporateur, ont été observés. Cependant, ces résultats sont très dépendants de la géométrie de l'installation

(Mulroy *et al.*, Tanaka *et al.*, Tassou, Outtagarts *et al.*, Hewitt *et al.*), du type de fluide (Sami & Comeau), des conditions initiales (Tassou & Al-Nizari), du mode de fonctionnement (Mulroy, Belth *et al.*). Dans le cas des démarrages, deux effets expliquent les comportements observés : l'inertie thermique des structures et la migration du fluide frigorigène rendue possible ou non durant l'arrêt.

### II.2.6.b. Déroulement type d'un démarrage

Nous avons estimé utile de décrire en synthèse le déroulement d'un démarrage d'une pompe à chaleur, *chronologiquement* et pour *chaque composant principal*. Nous avons choisi ce type de transitoire car, d'une part, il est le plus détaillé et, d'autre part, il est le plus critique vis-à-vis du fonctionnement de la machine.

Nous nous inspirons de la description d'un démarrage faite par **Rasmussen *et al.*** (1987). Les auteurs ont réalisé des démarrages sur une pompe à chaleur dans le but de valider un modèle dynamique prédisant l'évolution temporelle des performances globale de ce genre d'installation. Nous ajouterons à leurs observations des remarques issues de la synthèse bibliographique.

**Evaporateur.** Au démarrage, l'évaporateur voit une grande partie du liquide qu'il contient aspirée par le compresseur. Il s'ensuit une sous-alimentation en liquide de l'échangeur, plus marquée en cas de présence d'un accumulateur en sortie de l'évaporateur. Un volume important de l'évaporateur est à ce moment occupé par de la vapeur surchauffée. Durant ces premiers instants, la pression d'évaporation diminue jusqu'à un minimum, correspondant au moment où la masse de réfrigérant dans l'évaporateur est minimale. Cette insuffisance en masse provoque alors une diminution du débit au compresseur, tandis que le débit au détendeur continue d'augmenter.

La valeur de cette pression minimale dépend des caractéristiques de la pompe à chaleur. Le recouvrement de ce minimum est possible par l'augmentation du débit à travers le détendeur, lui-même lié à l'accroissement de la masse volumique du réfrigérant et du sous-refroidissement en sortie du condenseur.

**Accumulateur.** Le rôle de l'accumulateur est crucial au démarrage. En effet, quand du liquide est aspiré par le compresseur, l'accumulateur permet de stocker le liquide et de ne laisser passer que la phase vapeur. Quinze à vingt secondes plus tard, l'entrée de liquide dans

l'accumulateur est déjà inexistante. Quant au liquide retenu, il est par la suite évacué soit par un système adapté, soit par vaporisation au contact des parois de l'accumulateur ou au contact de la chaleur sensible de la vapeur circulant vers le compresseur.

**Compresseur.** Plusieurs paramètres conditionnent la réponse transitoire du compresseur : la vitesse de transmission au niveau du moteur, les conditions en entrée, les échanges de chaleur dans le compresseur et la pression de refoulement.

Au démarrage, l'arrivée de liquide dans le compresseur provoque une brutale augmentation du débit en sortie du compresseur. Comme la portion de liquide entrant dans le compresseur diminue par la suite, le débit du compresseur décroît rapidement. Il est alors imposé par la masse volumique du réfrigérant en entrée, et les pressions d'aspiration et de refoulement.

Le démarrage est souvent une phase critique pour le fonctionnement du compresseur. L'aspiration de liquide par celui-ci peut entraîner des dommages irréversibles sur des pièces mécaniques comme les clapets, les bielles ou les pistons. Les avaries se produisent généralement suite au lavage par le réfrigérant des zones lubrifiées, ce qui conduit au grippage des parties mobiles. Elles peuvent aussi survenir après un effet de trempé, lorsque du liquide froid arrose des petits éléments métalliques chauds. Les contraintes thermiques créées induisent alors une fatigue du matériau, voire une rupture immédiate.

**Condenseur.** Le comportement du condenseur est imposé par les conditions de sortie du compresseur et le débit au niveau du détendeur.

Dans les toutes premières secondes, il existe un déséquilibre entre le débit d'entrée élevé et le débit faible en sortie imposé par le détendeur. De plus, la condensation est encore faible dans les premières secondes. Cela conduit immédiatement à une augmentation rapide de la pression dans le condenseur. L'inégalité des débits en entrée et en sortie du condenseur et le début de la condensation entraînent une réduction du volume de vapeur disponible. Ensuite, cette augmentation de la pression provoque une élévation de l'écart de température entre le réfrigérant et la source chaude. Le flux thermique augmente donc, favorisant un meilleur taux de condensation. Par la suite, l'augmentation du taux de vapeur se condensant infléchit l'accroissement de la pression. Celle-ci se stabilise au moment où les débits d'entrée du condenseur et du détendeur s'égalisent.

**Détendeur.** Deux comportements dynamiques sont envisageables, selon que l'installation fonctionne avec un détendeur capillaire ou un détendeur thermostatique.

⇒ *le détendeur capillaire*

Il s'agit d'un simple tube de diamètre inférieur à celui des conduites de l'installation et dimensionné pour provoquer les pertes de pression  $\Delta p$  souhaitées entre la zone haute pression, le condenseur, et la zone basse pression, l'évaporateur. Il s'agit d'un dispositif entièrement passif.

Au démarrage, le débit du détendeur est faible car le réfrigérant présent est sous forme de vapeur surchauffée en l'absence de condensation, ou de mélange diphasique, tandis que la différence de pression est encore petite.

Le débit va ensuite croître avec l'augmentation du  $\Delta p$  et de la masse volumique du réfrigérant en amont du détendeur, à cause de la condensation de la vapeur, qui débute. Cette augmentation du débit se poursuit après la stabilisation des pressions, du fait de la diminution du titre en sortie du condenseur et ce, jusqu'à ce que les conditions de sous-refroidissement soient atteintes. Le débit du détendeur est très sensible à ce dernier paramètre car un fort sous-refroidissement accroîtra la masse volumique du réfrigérant.

⇒ *le détendeur thermostatique*

Le principe du détendeur thermostatique est le même que celui du tube capillaire mais il est, de plus, asservi mécaniquement à une consigne de surchauffe en sortie de l'évaporateur : une forte surchauffe entraîne une augmentation de l'alimentation de l'évaporateur, tandis qu'une surchauffe trop faible par rapport à la consigne provoque une réduction du débit de réfrigérant.

A cause de cette régulation, la dynamique de la pompe à chaleur est quelque peu modifiée. En effet, l'aspiration initiale du liquide par la pompe provoque une surchauffe de la vapeur dans l'évaporateur. Le détendeur va essayer de compenser la surchauffe par une ouverture de la valve. Une entrée brusque et massive de liquide dans l'évaporateur va diminuer la surchauffe. Nous avons vu que certaines conditions de fonctionnement, démarrage à froid, consigne de surchauffe trop basse, sont susceptibles d'entraîner des oscillations de la surchauffe et du débit. On parle alors de phénomène de « hunting », indiquant que le détendeur thermostatique ne répond plus assez vite aux sollicitations de la surchauffe. Le débit et la surchauffe peuvent osciller sur une période plus ou moins longue, en fonction de l'écart de pression entre l'évaporateur et le condenseur et de la vitesse de rotation du compresseur, voire ne jamais se stabiliser.

## **II.3. Modélisation de l'évaporateur en régime transitoire**

### **II.3.1. Introduction**

La modélisation du comportement dynamique d'un évaporateur est complexe pour deux raisons :

1. tout d'abord, l'aspect temporel demande la connaissance à chaque instant des différentes variables du système ;
2. ensuite, le phénomène de changement de phase oblige une approche locale, donc la résolution d'équations aux dérivées partielles couplées.

A partir des équations locales doublement moyennées, spatialement et temporellement, trois modèles classiques sont présentés, en tant que modèles physiques représentatifs existant dans la littérature.

Deux contraintes dirigent le choix d'un modèle d'évaporateur en dynamique : la représentativité des phénomènes physiques en transitoire, ce qui demande une modélisation fine, et la volonté d'avoir un temps de calcul raisonnable. Ces deux conditions sont souvent antagonistes.

Trois modèles classiques se distinguent :

- le modèle dit « à deux zones » où l'étude dynamique de l'évaporateur revient à l'étude de la longueur de la zone diphasique ;
- le modèle pleinement discrétisé basé sur les équations diphasiques du modèle homogène (le fluide diphasique est considéré comme un seul corps avec des propriétés physiques moyennes) ;
- le modèle pleinement discrétisé basé sur le modèle à deux fluides (les équations sont écrites pour chaque phase présente).

Nous verrons cependant que pour ces deux derniers modèles, des simplifications sont possibles pour s'affranchir de certaines équations aux dérivées partielles (l'équation-bilan de quantité de mouvement).

#### **II.3.1.a. Etudes de Wedekind et al.**

Les travaux de Wedekind *et al.* ont porté dans un premier temps sur l'étude des phénomènes stochastiques et les instabilités d'un mélange diphasique en évaporation dans un

tube chauffé uniformément (cf. Figure II-15). Ils ont ainsi montré qu'en régime permanent, le point de dry-out (point d'assèchement, c'est-à-dire distance où tout le liquide est évaporé) fluctuait de manière aléatoire autour d'une valeur moyenne. Des études statistiques ont permis de relier la densité de probabilité du positionnement de la zone de dry-out avec des caractéristiques physiques de l'écoulement.

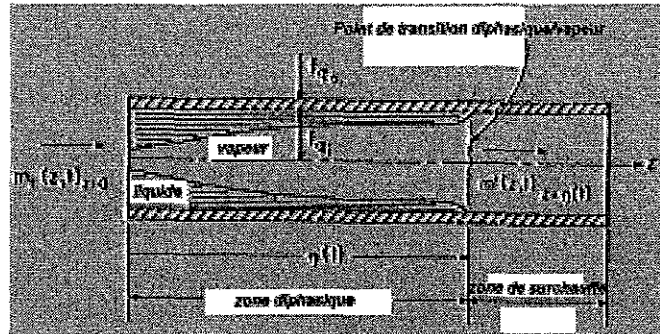


Figure II-15 – Schéma indiquant les principales grandeurs du modèle de Wedekind (d'après Wedekind et Stoecker, 1968)

Ils ont établi une relation entre l'écart type de la position de dry-out  $\sigma_\eta$  et l'écart type de la fluctuation du titre en entrée  $\sigma_{\bar{x}_1}$  :

$$\sigma_\eta = \frac{1 - \varepsilon_{in}}{1 - \varepsilon_0} \frac{\dot{m}_e h_{lv}}{P f_q} \sigma_{\bar{x}_1} \quad (II-1)$$

où  $\varepsilon_{in}$  est le taux de vide en entrée,  $\dot{m}_e$  le débit massique en entrée,  $h_{lv}$  la chaleur latente de vaporisation,  $\varepsilon_0$  le taux de vide moyen dans le canal,  $P$  le périmètre chauffant et  $f_q$  le flux thermique linéique. Cette relation souligne clairement l'influence du débit du fluide s'évaporant, de sa chaleur latente de vaporisation, du flux thermique appliqué. En outre, les auteurs indiquent n'avoir trouvé aucune relation certaine entre la déviation standard du titre moyen et les grandeurs physiques mentionnées ci-dessus.

Ces travaux préliminaires ont conduit Wedekind à s'intéresser aux comportements transitoires d'un évaporateur. Pour simplifier l'étude, l'échangeur est dans un premier temps un simple tube avec un flux thermique imposé.

Le modèle proposé repose sur l'invariance temporelle du taux de vide moyen. Si  $\bar{\eta}$  est la longueur non oscillante<sup>3</sup> de la zone diphasique dans le tube, alors le taux de vide moyen dans la section peut s'écrire :

$$\bar{\varepsilon}(t) = \frac{1}{\bar{\eta}(t)} \int_{z=0}^{\bar{\eta}(t)} \bar{\varepsilon}(z,t) dz \quad (\text{II-2})$$

- Pour un flux thermique uniforme, il existe une relation simple entre le titre et la variable adimensionnelle  $\xi = \frac{z}{\bar{\eta}(t)}$  :

$$\bar{x} = \bar{x}_{in} + (1 - \bar{x}_{in}) \xi .$$

Le taux de vide moyen peut alors s'exprimer ainsi :

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{1 - \bar{x}_{in}} \int_{x=\bar{x}_{in}}^1 \bar{\varepsilon}(x) dx . \quad (\text{II-3})$$

Cette relation est bien invariante par rapport au temps, dans l'hypothèse où le titre d'entrée demeure constant.

Dans son modèle, Wedekind ne conserve que deux des trois équations de mélange diphasique : l'équation de conservation de la masse et l'équation de conservation de l'énergie. Il suppose explicitement que les transitoires "mécaniques" sont beaucoup plus rapides que les autres, et l'équation de quantité de mouvement ne se conserve alors que sous sa forme permanente. L'intégration spatiale sur toute la zone diphasique des équations de mélanges diphasiques donnent :

$$A \frac{d}{dt} \{ [\bar{\varepsilon} \bar{\rho}_v + (1 - \bar{\varepsilon}) \bar{\rho}_l] \bar{\eta}(t) \} = \dot{m}(t)_{z=0} - \dot{m}(t)_{z=\bar{\eta}}$$

$$A \frac{d}{dt} \{ [\bar{\varepsilon} \rho_v h_v + (1 - \bar{\varepsilon}) \rho_l h_l] \bar{\eta}(t) \} = \bar{\varphi} P \bar{\eta}(t) + [x h_v + (1 - x) h_l]_{z=0} \dot{m}(t)_{z=0} - \dot{m}(t)_{z=\bar{\eta}} h_v$$

(II-4 et II-5)

Le flux thermique moyenné vaut :

<sup>3</sup> Nous prendrons à présent la notation (-) au-dessus des variables pour notifier qu'il s'agit de la valeur non fluctuante.



$$\bar{\varphi} = \frac{1}{\bar{\eta}(t)} \int_{z=0}^{\bar{\eta}(t)} \varphi(z,t) dz . \quad (\text{II-6})$$

Le modèle de Wedekind repose sur les hypothèses suivantes :

- \* pas de vitesse relative entre la phase liquide et la phase vapeur,
- \* invariance temporelle du taux de vide moyen,
- \* pas d'influence des fluctuations aléatoires liées aux phénomènes stochastiques de l'ébullition sur les transitoires déterminants,
- \* invariance temporelle du flux thermique moyenné,
- \* évaluation des propriétés thermophysiques du fluide à saturation à la pression moyenne et constantes dans le temps.

En combinant l'équation-bilan de masse et l'équation-bilan d'énergie moyennées dans l'espace, avec les hypothèses précédentes, Wedekind obtient l'équation d'évolution du point moyen de transition diphasique/vapeur  $\bar{\eta}$  au cours du temps :

$$\frac{d\bar{\eta}}{dt}(t) + \frac{1}{\tau_E} \bar{\eta}(t) = \frac{1 - \bar{x}_m}{\rho_\ell (1 - \bar{\varepsilon}) A} \dot{m}(t)_{z=0} . \quad (\text{II-7})$$

La frontière diphasique/vapeur obéit à une équation différentielle du premier ordre, avec une constante de temps  $\tau_E$  valant :

$$\tau_E = \frac{\rho_\ell (1 - \bar{\varepsilon}) A (h_v - h_\ell)}{\bar{\varphi} P} . \quad (\text{II-8})$$

Wedekind et Stoecker (1968) ont donné une interprétation physique de cette constante de temps, selon que la variation de débit en entrée est croissante ou décroissante.

### II.3.1.a.i. Cas d'une diminution du débit du fluide en entrée

En faisant apparaître la variation entre la position initiale et la position finale du point d'assèchement ( $\eta_i - \eta_f$ ), la constante de temps  $\tau_\varepsilon$  peut s'écrire :

$$\tau_E = \frac{\rho_\ell(1-\bar{\varepsilon})A(h_v - h_\ell)(\eta_i - \eta_f)}{\bar{\varphi}P(\eta_i - \eta_f)} \quad (\text{II-9})$$

La quantité au numérateur représente la chaleur latente qu'il faut apporter pour évaporer la masse de liquide en excès valant  $\rho_\ell(1-\bar{\varepsilon})A(\eta_i - \eta_f)$ . La quantité au dénominateur est le flux total apporté au fluide. La constante de temps  $\tau_E$  est donc le temps nécessaire pour évaporer la quantité de liquide en excès si les transferts de chaleurs sont identiques à ceux d'avant le transitoire de débit.

Pour une diminution de débit, le modèle a été validé à partir d'essais réalisés sur un évaporateur monotube, chauffé électriquement. Le fluide employé est du R12.

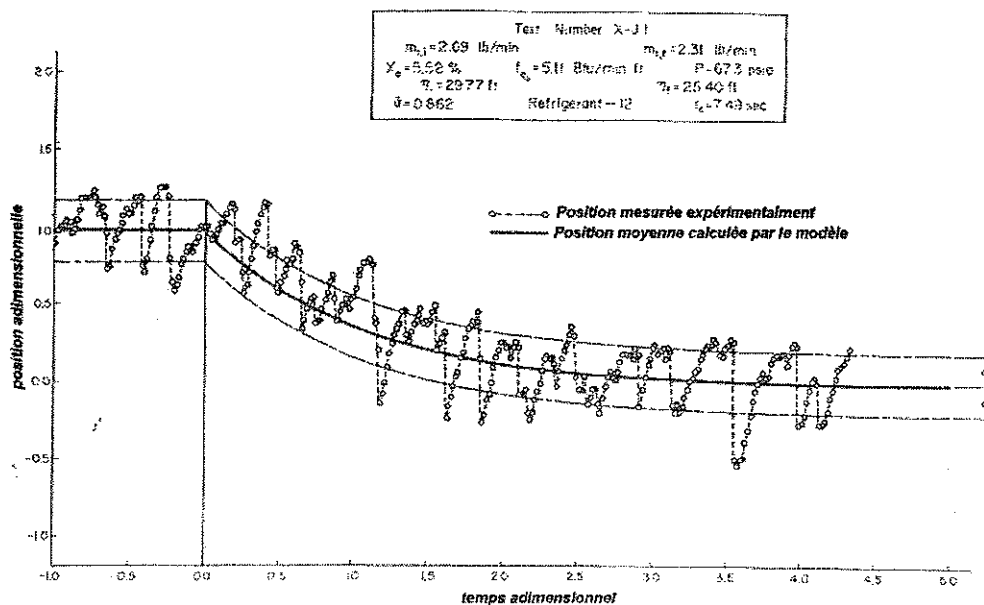


Figure II-16 – Evolution de la frontière diphasique-vapeur lors d'une diminution de débit (d'après Wedekind et Stoecker, 1968)

La Figure II-16 montre l'évolution de la position du point d'assèchement en fonction du temps en pointillés, et le comportement prédit par le modèle en trait continu. On remarque les fluctuations stochastiques des mesures de part et d'autre de la valeur moyenne calculée.

### II.3.1.a.ii. Cas d'une augmentation du débit du fluide d'entrée

Pour une augmentation de débit, la constante de temps d'évaporation peut s'exprimer ainsi :

$$\tau_E = \frac{\rho_l(1-\bar{\varepsilon})A(\eta_f - \eta_i)}{(1-\bar{x}_m)(\dot{m}(t=\infty)_{z=0} - \dot{m}(t=0)_{z=0})} \quad (\text{II-10})$$

Dans ce cas, le terme au numérateur représente l'insuffisance de masse de réfrigérant liquide entre le début du transitoire et l'établissement du nouveau régime permanent. Au dénominateur, on trouve le débit instantané capable de compenser ce manque de liquide. La constante de temps  $\tau_E$  est donc le temps nécessaire pour pallier à l'insuffisance massique de liquide si on avait un débit égal à celui existant à  $t = 0$ . Il s'agit toujours d'un évaporateur mono-tube, fonctionnant avec du R12, mais le flux thermique n'est plus uniforme le long de l'axe. Il faut alors prendre en compte l'inertie thermique de la paroi.

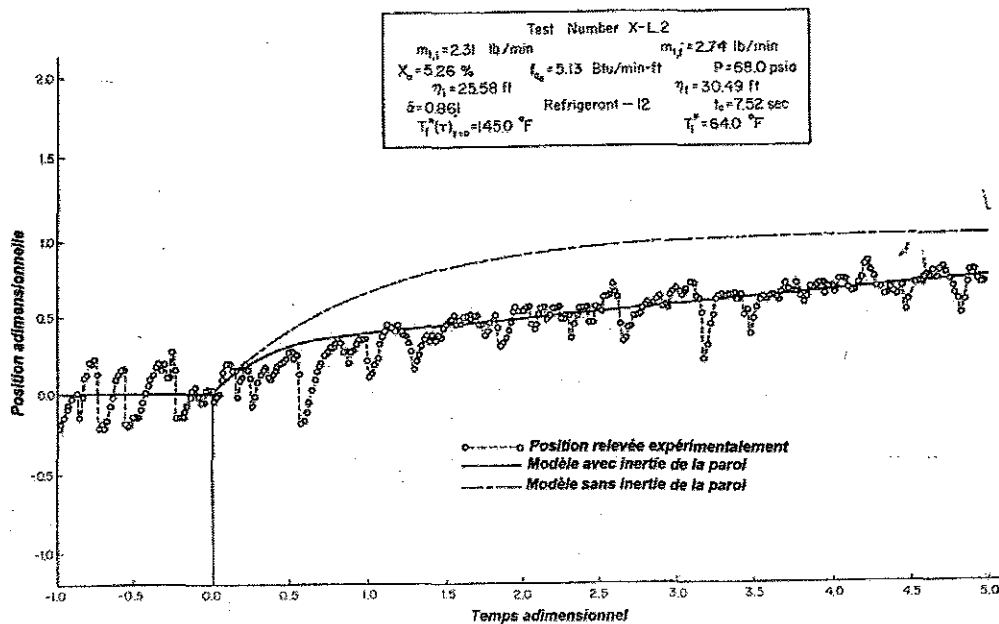


Figure II-17 – Evolution de la frontière diphasique-vapeur lors d'une augmentation de débit (d'après Wedekind et Stoecker, 1968)

La Figure II-17 représente la variation de la frontière diphasique/vapeur surchauffée lors d'une augmentation de débit. Les points représentent l'évolution réelle de la longueur diphasique. Le trait discontinu est l'évolution calculée de la longueur diphasique sans prise en compte de l'inertie de la paroi, tandis que le trait continu est l'évolution calculée de la longueur diphasique avec prise en compte de la paroi. Le modèle simule correctement l'évolution transitoire de la longueur diphasique lorsque l'inertie de la paroi est prise en compte. Cette dernière tend à augmenter le temps de réponse lors d'une augmentation de débit.

II.3.1.a.iii. Comportement du point d'assèchement en cas de flux non-uniforme

Les cas précédents ne prenaient pas en compte la non-uniformité du flux thermique telle qu'elle peut exister dans un évaporateur (circulation de deux fluides de part et d'autre d'une paroi). Le flux thermique local vaut :

$$\varphi = \alpha_{dp} (T_p - T_r)$$

où  $\alpha_{dp}$  est le coefficient d'échange local diphasique,  $T_p$  la température de paroi et  $T_r$  la température du fluide s'évaporant.

Wedekind & Stoecker (1968) écrivent un nouveau bilan d'énergie et une nouvelle loi dynamique pour  $\bar{\eta}$  :

$$\rho_l A (i_v - i_l) (1 - \bar{\varepsilon}) \frac{d\bar{\eta}(t)}{dt} + P \int_{z=0}^{\bar{\eta}(t)} \alpha_{dp} (T_p - T_r) dz = (h_v - h_l) (1 - x_0) \dot{m}(z, t)_{z=0}. \quad (\text{II-11})$$

En observant l'équation précédente, il est clair que si la température de paroi  $T_p$  varie spatialement et temporellement, il faudra coupler l'équation (II-11) avec l'équation de conservation de l'énergie de la paroi du tube.

La Figure II-17 renseigne bien sur l'effet de l'inertie thermique du tube dans la réponse du point d'assèchement lors d'une augmentation de débit. Le transitoire est plus lent avec l'inertie thermique du tube, car dans ce cas, le flux varie aussi au cours du temps, à cause de l'effet capacitif introduit par l'inertie thermique de la paroi.

II.3.1.a.iv. Conclusion sur le modèle de Wedekind et al.

*Le modèle de Wedekind et al. est le premier modèle dynamique prédictif d'évaporateur. Il fut conçu pour résoudre les problèmes liés au contrôle de systèmes de génération d'énergie, nucléaire ou non, utilisant les changements de phase de fluides. Ce modèle permet une interprétation physique du comportement de l'évaporateur car il souligne bien l'importance de paramètres tels que le débit massique en entrée, le titre en entrée, le flux thermique et la masse de réfrigérant via le taux de vide moyen. Il est de plus rapide à mettre en œuvre pour un flux thermique uniforme.*

*Cependant, plusieurs limitations existent. En premier lieu, l'introduction d'un flux non uniforme fait perdre toute sa simplicité au modèle puisqu'il devient nécessaire d'intégrer le*

flux sur la zone diphasique. Il faut alors passer par une discrétisation du canal. Ensuite, le modèle fonctionne en boucle ouverte, c'est-à-dire à pression constante et sans variation des propriétés physiques. Enfin, rien n'est dit sur la validité du modèle lorsque la longueur de la zone diphasique est supérieure à la longueur totale du canal.

### II.3.1.b. Etudes de Grald & McArthur

MacArthur & Grald (1987, 1989) ont initialement développé un modèle de pompe à chaleur où les échangeurs (condenseur et évaporateur) sont discrétisés spatialement. Par la suite, ils ont élaboré un modèle simplifié (1992) pour alléger le temps de calcul et la complexité des algorithmes.

#### II.3.1.b.i. Modèle dynamique d'évaporateur avec déplacement de frontière diphasique/vapeur surchauffée

##### Présentation du modèle

Ce modèle a été développé par MacArthur & Grald (1992) afin d'alléger le temps de calcul. La Figure II-18 schématise l'évaporateur et indique les différents paramètres et grandeurs physiques pris en compte dans le modèle.

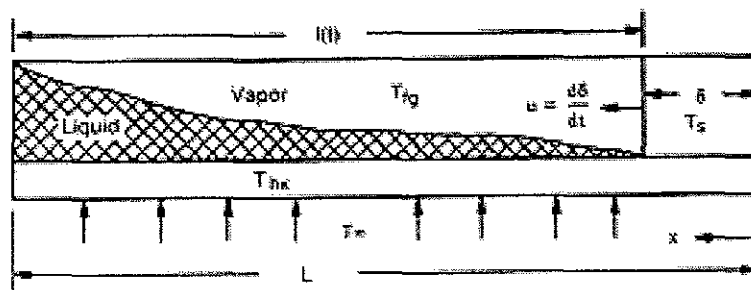


Figure II-18 – Schéma de l'évaporateur (d'après Grald et MacArthur, 1992)

Les auteurs définissent une longueur diphasique  $l(t)$  et rapportent ainsi l'évolution dynamique des grandeurs physiques (pression, masse de réfrigérant, puissance échangée) à l'évolution de ce seul paramètre. Ils ont ensuite simplifié l'écriture des équations de conservation en distinguant deux zones :

- une zone diphasique aux propriétés physiques constantes le long de l'échangeur,
- une zone de vapeur surchauffée, où les propriétés dépendent de la surchauffe.

Les hypothèses du modèle sont les suivantes :

- \* écoulement du fluide monodimensionnel
- \* dissipations visqueuses négligeables
- \* pas de gradient de pression (c'est-à-dire que les pertes de pression sont négligées)
- \* pas de conduction axiale dans le fluide
- \* le travail associé à la variation temporelle de la pression est négligé
- \* la section de passage est constante

Pour terminer la présentation du modèle, il faut noter que la présence d'un accumulateur en sortie évaporateur est possible en considérant un nœud en sortie de volume égal à celui du réservoir.

*Ecriture des équations dynamiques pour le réfrigérant*

Le point de départ du modèle reste l'écriture des équations de conservation de masse et d'énergie écrites sous la forme homogène (une seule équation par bilan pour les deux phases).

$$\frac{\partial(\rho_\ell(1-\varepsilon)+\rho_v\varepsilon)}{\partial t} + \frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (\text{II-12})$$

$$\frac{\partial(\rho_\ell h_\ell(1-\varepsilon)+\rho_v h_v \varepsilon)}{\partial t} + \frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}(h_\ell + x h_{lv})}{\partial z} - \frac{\phi}{A} = 0 \quad (\text{II-13})$$

où  $\phi$  est le flux thermique par unité de longueur et vaut :  $\phi = h_r P(T_p - T_r)$

L'intégration de ces deux équations sur la zone diphasique conduit à l'équation dynamique régissant la longueur caractéristique  $l(t)$  :

$$A(1-\varepsilon)\rho_\ell \frac{dl}{dt} = (1-x_e)\dot{m}_e - \dot{m}_v \quad (\text{II-14})$$

$\dot{m}_e$  est le débit massique total à l'entrée de l'évaporateur.  $\dot{m}_v$  est le débit massique de

vapeur formée dans l'évaporateur, et s'écrit :  $\dot{m}_v = \frac{Q}{h_{lv}} = \frac{\int_{z=0}^{z=l(t)} \phi dz}{h_{lv}}$ .

L'équation de conservation de la masse de la phase vapeur conduit à l'équation suivante :

$$V \frac{d\rho_v}{dt} = (x\dot{m})_e + \frac{Q}{h_{ev}} - \dot{m}_s \quad (\text{II-15})$$

$\dot{m}_s$  le débit massique en sortie de l'évaporateur, et en entrée de l'accumulateur. Ce débit est déterminé à partir des conditions aux limites de l'accumulateur, essentiellement imposées par le compresseur et l'inertie de l'accumulateur. Le volume  $V$  dans l'équation (II-15) est le volume total de la zone basse pression (évaporateur et accumulateur essentiellement).

Ainsi l'équation (II-14) décrit l'évolution dynamique de la frontière diphasique/vapeur surchauffée, tandis que l'équation (II-15) détermine la réponse de la masse de la vapeur dans l'évaporateur. Les auteurs supposent que la vapeur est à saturation et remontent ainsi à la pression d'évaporation.

Pour compléter le modèle dynamique pour le comportement du réfrigérant, il est nécessaire de connaître le taux de vide moyen et la quantité de liquide aspirée par le compresseur et retenue dans l'accumulateur au démarrage. Grald et MacArthur ont repris les résultats obtenus avec le modèle discrétisé de l'évaporateur. Notamment pour le type d'évaporateur qu'ils ont testé, le taux de vide moyen est bien corrélé par une fonction linéaire de la vitesse du compresseur. Cette loi est cependant trop particulière pour être utilisable pour un cas différent de celui étudié par Grald et MacArthur.

### II.3.1.b.ii. Comparaison avec des résultats expérimentaux

Le modèle a été testé dans deux cas. Tout d'abord, pour un fonctionnement en boucle ouverte, c'est-à-dire l'étude de l'évaporateur seul à pression constante, Les auteurs ont appliqué des échelons de débit croissant et décroissant (cf. Figure II-19). Ils obtiennent un temps de réponse de la longueur diphasique différent selon que l'échelon de débit soit croissant ou décroissant. Même si le flux thermique extérieur est maintenu constant, le flux intérieur est non uniforme et variable dans le temps, lorsque le point de transition diphasique/vapeur se déplace vers des températures plus élevées qu'elles ne le seraient en régime permanent.

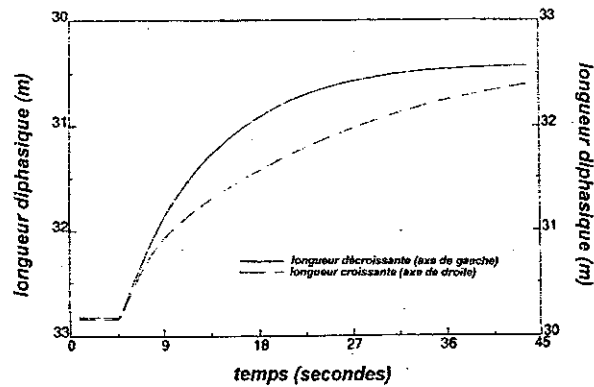


Figure II-19 – Comportement de la longueur diphasique pour une augmentation et une diminution du débit en entrée (d'après Grald et MacArthur, 1992)

Cette interaction avec la température de paroi a tendance à ralentir le transitoire, pour une augmentation du débit d'entrée (accroissement de la longueur de la zone diphasique). De plus, l'augmentation de l'inertie de la paroi va amplifier l'écart entre les deux types de réponses.

Le modèle d'évaporateur a ensuite été testé intégré dans une pompe à chaleur complète. Il est comparé au modèle pleinement discrétisé déjà validé. L'intérêt du nouveau modèle est d'alléger le temps de calcul tout en préservant une description des phénomènes acceptables. Les résultats obtenus montrent une bonne prédiction du modèle à frontière mobile, comme le soulignent la Figure II-20 et la Figure II-21.

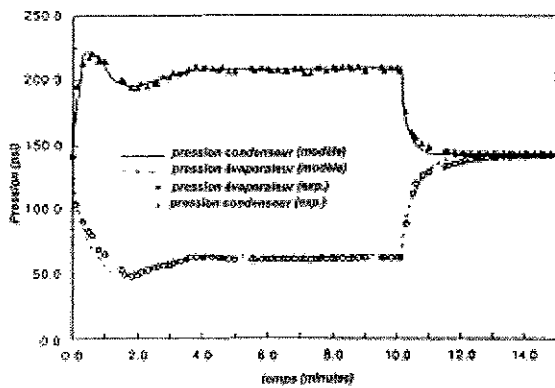


Figure II-20

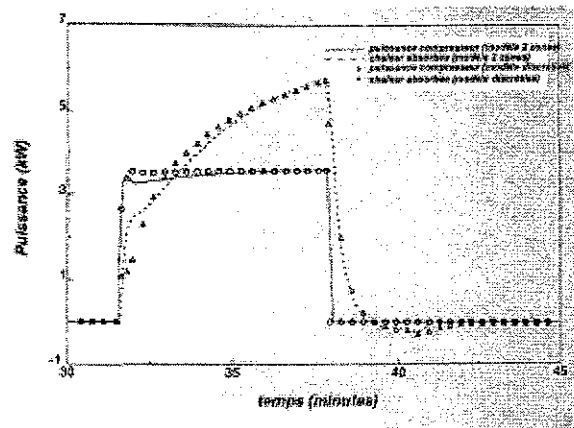


Figure II-21

Sur la Figure II-20, l'évolution simulée des pressions dans le condenseur et l'évaporateur est comparée aux résultats obtenus expérimentalement. Le transitoire consiste en un démarrage suivi au bout de 10 minutes d'un arrêt. Sur la Figure II-21, pour le même



essai, les auteurs comparent les résultats de la simulation faite avec le modèle à deux zones à la simulation réalisée avec le modèle pleinement discrétisé de l'évaporateur. Il apparaît que la simplification de la modélisation de l'évaporateur ne dégrade pas la prédictibilité du modèle en dynamique.

#### II.3.1.b.iii. Conclusion sur le modèle de Grald & McArthur

*Le modèle de Grald & McArthur est une extension du modèle de Wedekind puisqu'il utilise aussi le principe de l'évaporateur à 2 zones. Mais il complète ce modèle en l'intégrant dans un circuit de machine frigorifique complet. Les auteurs ont alors ajouté une équation décrivant l'évolution de la masse volumique de la vapeur afin d'estimer le comportement dynamique de la pression dans l'évaporateur.*

*La difficulté principale du modèle repose sur la nécessité intrinsèque de discrétiser le canal de l'évaporateur pour pouvoir intégrer le flux thermique non uniforme. Pour cela, les auteurs effectuent un changement de variable d'espace pour s'affranchir de la variation de la zone diphasique.*

#### II.3.1.c. Etudes de Sami et al.

Plusieurs travaux ont porté sur l'utilisation d'un modèle d'échangeurs pleinement discrétisé dans des pompes à chaleur (aussi bien l'évaporateur que le condenseur). Tout d'abord, Sami *et al.* (1987) ont modélisé le comportement dynamique d'une pompe à chaleur avec du R12 et du R22 et l'ont comparé à des résultats expérimentaux. Avant eux déjà, Brasz *et al.* (1983) avaient développé un modèle de condenseur et d'évaporateur de pompe à chaleur en s'appuyant sur une méthode des différences finies. Ils avaient notamment montré l'effet de la prise en compte de la dynamique de la pression dans la stabilité du système. Par la suite, Sami & Duong (1991) ont repris le modèle pour comparer des pompes à chaleur eau/eau et eau/air utilisant initialement du R12 puis du R134a. Sami & Comeau (1992) ont appliqué le modèle pour une pompe à chaleur eau/air utilisant des mélanges de réfrigérants zéotropes R22/R114 et R22/R152a. Enfin, l'extension à des mélanges zéotropes ternaires R22/R23/R152a dans une pompe à chaleur air/air a été réalisée par Sami & Zhou (1995).

II.3.1.c.i. Présentation du modèle d'évaporateur pleinement discrétisé

Les différentes études réalisées par Sami *et al.* sur le comportement dynamique d'une pompe à chaleur s'appuient sur l'écriture d'un modèle d'évaporateur découpé en mailles et nœuds comme le montre la Figure II-22.

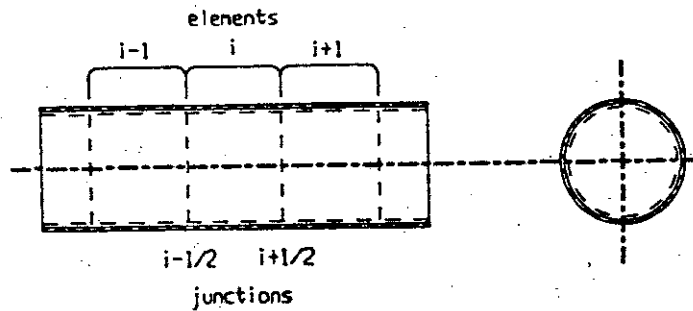


Figure II-22

Les mailles (« *elements* ») sont indicées par des entiers ( $i-1, i, i+1$ ), les nœuds (« *junctions* ») sont repérés par des demi-entiers ( $i-1/2, i+1/2$ ).

Les hypothèses de base du modèle ne sont pas explicitées par les auteurs ; cependant elles se comprennent implicitement :

- écoulement du fluide monodimensionnel
- dissipations visqueuses négligeables
- absence de conduction thermique axiale dans le fluide
- travail associé à la variation temporelle de la pression négligeable
- section de passage constant dans une maille.

A la différence des autres modèles présentés, le modèle de Sami *et al* utilise l'équation de quantité de mouvement en transitoire bien que, malheureusement, ils n'en proposent pas d'expression discrétisée.

Sur une maille  $i$ , on a donc :

- équation de conservation de la masse :

$$\frac{dm_i}{dt} = \dot{m}_{i-1/2} - \dot{m}_{i+1/2}$$

- équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{d(mh)_i}{dt} = (\dot{m}h)_{i-1/2} - (\dot{m}h)_{i+1/2} - [\alpha_r S (T_r - T_p)]_i$$

où  $m_i$  est la masse de réfrigérant dans la maille  $i$ ,  $\dot{m}_{i-1/2}$  le débit entrant dans la maille  $i$ ,  $\dot{m}_{i+1/2}$  le débit sortant,  $h_i$  l'enthalpie de la maille  $i$ ,  $h_r$  le coefficient d'échange côté réfrigérant,  $T_r$  la température du réfrigérant,  $S$  la surface d'échange de la maille  $i$  et  $T_p$  la température de paroi dans la maille  $i$ .

### II.3.1.c.ii. Validation du modèle

Le modèle a été utilisé pour plusieurs configurations de pompes à chaleur (eau/eau, eau/air, air/air), plusieurs réfrigérants (fluides purs et mélanges), plusieurs géométries d'échangeurs (tubes et calandre, hélicoïdal, batteries à ailettes). Ainsi, lors des démarrages, concernant la réponse de l'évaporateur, des écarts entre le modèle et les résultats expérimentaux sont notables.

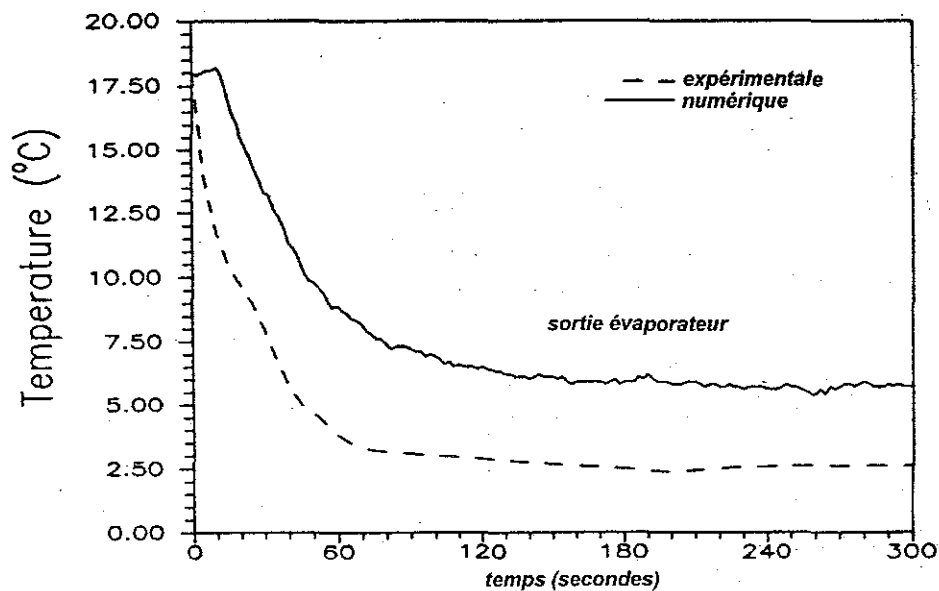


Figure II-23 - Evolution de la température du réfrigérant en sortie évaporateur, lors d'un démarrage pour un mélange R22/R152a (80/20), d'après Sami & Comeau (1992).

La Figure II-23 montre cet écart entre la température du réfrigérant en sortie d'évaporateur calculée (trait continu) et celle mesurée (pointillés). Cependant, le temps caractéristique du transitoire (environ 300 s) est proche de celui obtenu expérimentalement. Des différences existent aussi pour la prédiction de l'évolution de la pression dans l'évaporateur, comme le souligne la Figure II-24.

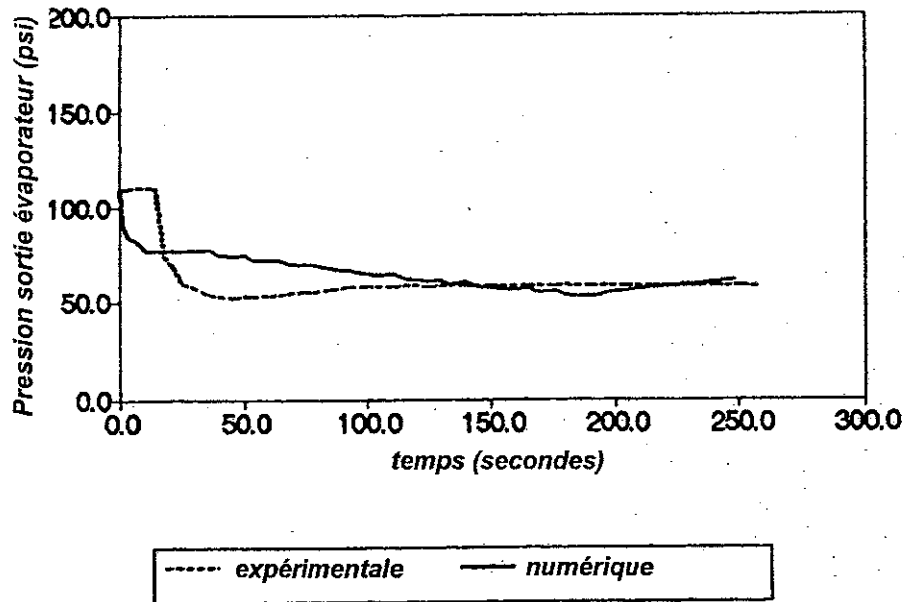


Figure II-24 - Comparaison de l'évolution de la pression dans l'évaporateur prédite par le modèle avec des données expérimentales avec un mélange R22/R23/R152a, d'après Sami & Zhou (1995).

Sur la Figure II-24, l'évolution de la pression décrite par le modèle (trait continu) est beaucoup plus lente (plus de 150 s contre 50 s) que celle obtenue expérimentalement (traits pointillés), même si la pression finale en régime permanent est comparable à celle mesurée. Les auteurs ne donnent aucune explication à cette différence et soulignent la « bonne prédictibilité » du modèle. On pourrait néanmoins se demander si l'introduction d'une équation de quantité de mouvement en transitoire n'introduit pas une « inertie » pour la pression d'où une estimation plus lente du transitoire.

### II.3.1.c.iii. Conclusion sur le modèle de Sami et al.

Le modèle présenté ci-dessus reprend le principe classique de calcul d'un échangeur en régime permanent. L'écriture discrète des équations de conservation assure une continuité des variables du système. Sami et al. ont été les premiers à traiter le problème des mélanges de réfrigérants, et les résultats théoriques qu'ils ont obtenus montrent indubitablement :

- d'une part, l'effet de la composition du mélange sur le temps de réponse caractéristique de la pompe à chaleur,
- ensuite, une lacune dans l'estimation des propriétés physiques et des lois de fermetures (taux de vide, lois de transfert...) pour les mélanges.

*Le modèle de Sami et al. n'est sans doute pas plus lourd à mettre en œuvre que les modèles à « deux zones » ni plus long en temps de calcul, mais il ne met pas en avant aussi simplement les paramètres caractéristiques des transitoires.*

#### **II.3.1.d. Etude de Wang & Toubert**

Wang & Toubert (1991) ont pris comme point de départ de leur modèle les phénomènes de transfert de masse entre la phase liquide et la phase vapeur comme effet conditionnant la réponse transitoire de l'évaporateur dans la zone diphasique.

Le transfert de masse dépend de l'échange de « moment » entre phases, aussi appelé « effet de décollement » par les auteurs (effet de ralentissement et d'accélération des phases par frottements interfaciaux, arrachement de liquide et entraînement dans l'écoulement vapeur dans le cas des écoulements annulaires). De plus, la rapidité de l'établissement de l'équilibre des forces, par rapport à l'établissement de l'équilibre thermique donne à « l'effet de décollement » un caractère quasi-permanent.

L'évaporateur modélisé est un refroidisseur d'air. Du fait de la régulation encore largement répandue en « tout-ou-rien » du compresseur, les auteurs simulent la phase de démarrage et la phase d'arrêt avec deux modèles différents.

*Remarque : seule la modélisation des phénomènes concernant le réfrigérant est présentée ici. Il ne sera donc pas question d'explicitier les équations concernant la source froide (de l'air dans ce cas), ni même de reparler de l'inertie de paroi, semblable à ce qui a été dit précédemment. Il faut juste savoir que Toubert & Wang s'intéressent à un évaporateur à ailettes, avec des tubes en serpentin, et qu'ils prennent en compte le phénomène de conduction entre ailettes voisines.*

#### **II.3.1.d.i. Ecriture du modèle**

Le modèle de Wang & Toubert suit une logique en trois points :

1. les équations de continuité des deux phases sont discrétisées, les échanges de chaleur sont estimés localement entre les différents composants (air, réfrigérant, paroi) ;
2. aux pertes de pression près, la température du réfrigérant dans la zone diphasique est constante (corps pur) et égale à la température de saturation, ce qui permet d'intégrer

l'équation d'énergie dans la zone diphasique. Pour la zone de vapeur surchauffée, du fait de la faible masse de la vapeur et de son inertie thermique négligeable, la dynamique de cette partie est imposée uniquement par la paroi ;

3. la partie la plus délicate concerne les équations de quantité de mouvement des deux phases. Ce sont elles qui régissent le rapport entre les pertes de pression et les débits des phases ainsi que le facteur de glissement entre le liquide et la vapeur. Wang & Toubert estiment que les sollicitations mécaniques sont plus rapides à répondre aux transitoires que les échanges thermiques ou de masse ; les équations de quantité de mouvement sont donc résolues en régime permanent.

#### *Hypothèses du modèle*

Les hypothèses avancées pour résoudre le problème sont les suivantes :

- \* le liquide et la vapeur sont supposés incompressibles et en équilibre thermique à saturation ;
- \* les deux phases sont en déséquilibre de vitesse ;
- \* l'écoulement est monodimensionnel (vitesses des phases uniformes dans la section de passage) ;
- \* les propriétés physiques sont calculées à saturation et supposées invariantes au court du temps ;
- \* les pressions des deux phases sont égales dans une section droite ;
- \* les énergies cinétique et potentielle sont négligées devant les échanges de chaleur ;
- \* la vitesse d'interface est prise égale à la vitesse du liquide.

#### *Equations de base pour le réfrigérant*

Les équations de base consistent en une équation de continuité par phase, une équation de quantité de mouvement par phase et une équation d'énergie pour le mélange liquide/vapeur.

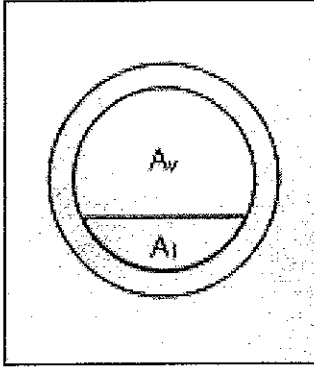


Figure II-25 - Section de passage et répartition des phases

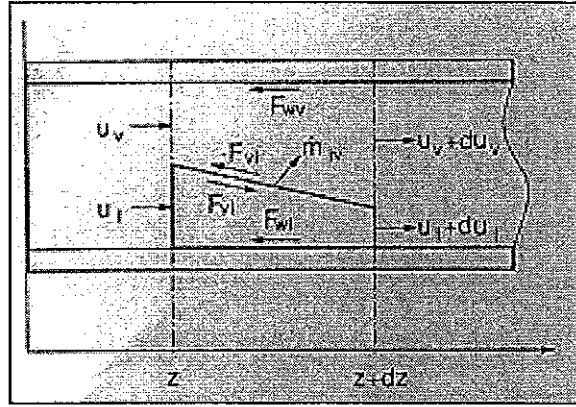


Figure II-26 - Définition du volume de contrôle pour le modèle de Wang & Touber (1991)

Les équations de masse s'écrivent :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon \rho_v) + \frac{\partial}{\partial z}(\varepsilon \rho_v w_v) = \dot{m}_{lv} \quad (\text{II-16})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}[(1-\varepsilon)\rho_l] + \frac{\partial}{\partial z}[(1-\varepsilon)\rho_l w_l] = -\dot{m}_{lv} \quad (\text{II-17})$$

avec  $\varepsilon = \frac{A_v}{A}$  et  $A = A_v + A_l$ .

Le membre de droite des équations (II-16) et (II-17) est le débit de transfert de masse interfacial liquide-vapeur. Les équations de quantité de mouvement en régime permanent valent :

$$\frac{\partial}{\partial z}(\varepsilon \rho_v w_v^2) = -\varepsilon \frac{\partial p}{\partial z} - (F_{lv} + F_{vp}) \quad (\text{II-18 et II-19})$$

$$\frac{\partial}{\partial z}[(1-\varepsilon)\rho_l w_l^2] = -(1-\varepsilon) \frac{\partial p}{\partial z} - (F_{lp} - F_{lv})$$

où  $F_{vp}$  et  $F_{lp}$  sont les contraintes pariétales pour les phases vapeur et liquide, dans le cas d'un écoulement annulaire pris comme référence par Touber et Wang  $F_{vp}$  est nulle.  $F_{lv}$  est le terme de frottement interfacial, qui vaut :

$$F_{lv} = \frac{4}{D} \left[ \frac{1}{2} \rho_v \xi_i (w_v - w_l)^2 \right] = f_i (w_v - w_l). \quad (\text{II-20})$$

Les auteurs linéarisent les frottements interfaciaux en fonction de la vitesse de glissement  $w_v - w_\ell$ . Enfin, l'équation d'énergie du mélange s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t} [\varepsilon \rho_v h_v + (1 - \varepsilon) \rho_\ell h_\ell] + \frac{\partial}{\partial z} [\varepsilon \rho_v w_v h_v + (1 - \varepsilon) \rho_\ell w_\ell h_\ell] = \frac{\pi D}{A} \varphi \quad (\text{II-21})$$

avec  $\varphi$  flux thermique échangé entre la paroi et le réfrigérant.

#### Modifications des équations de base

équation de propagation du taux de vide

A partir des deux équations de continuité des phases liquide et vapeur, Wang & Toubert aboutissent à une équation aux dérivées partielles du taux de vide  $\varepsilon$  :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = \Omega_\varepsilon \quad (\text{II-22})$$

Les différents paramètres se définissent ainsi :

$$\begin{aligned} U_\varepsilon &= \left[ C_0 + \frac{\partial C_0}{\partial \varepsilon} \varepsilon \right] \langle w \rangle \\ \Omega_\varepsilon &= \left[ 1 - C_0 \varepsilon \frac{\rho_\ell - \rho_v}{\rho_\ell} \right] \frac{\dot{m}_{lv}}{\rho_v} \\ \langle w \rangle &= \varepsilon w_v + (1 - \varepsilon) w_\ell \\ \langle w \rangle &= \langle w \rangle_e + \int_0^z \frac{(\rho_\ell - \rho_v) \dot{m}_{lv}}{\rho_v \rho_\ell} dz \\ C_0 &= \frac{w_v}{\langle w \rangle} \end{aligned}$$

$U_\varepsilon$  peut être considéré comme la vitesse de propagation de la distribution du taux de vide, tandis que  $\Omega_\varepsilon$  est le terme source de taux de vide dans l'évaporateur. Il est alors nécessaire d'utiliser un modèle de taux de vide (Void Fraction Model) pour corrélérer correctement les vitesses des phases avec  $\varepsilon$ .

Hancox & Nicoll (1971) ont déjà employé une équation similaire pour calculer la distribution du taux de vide en régime transitoire, avec notamment la présence d'ébullition



nucléée sous-refroidie. Le modèle du taux de vide est une relation entre le paramètre de distribution  $C_0$  et le taux de vide :

$$C_0 = \frac{1 - e^{-C_{01}\varepsilon}}{1 - e^{-C_{01}}} (1 + C_{02}) - C_{02} \varepsilon$$

$C_{01}$  et  $C_{02}$  sont deux constantes déterminées à partir de résultats expérimentaux.

De leur côté, Wang & Touber se basent sur des résultats de calculs d'un code diphasique pour obtenir une relation entre le rapport des vitesses liquide et vapeur, et le taux de vide, sous forme de polynôme :

$$\frac{w_v}{w_l} = \sum_{k=0}^{10} B_k \varepsilon^k$$

Les coefficients  $B_k$  sont fonction du coefficient de transport interfacial  $f$ .

équation dynamique des échanges thermiques

Outre l'équation de propagation du taux de vide qui permet de remonter à la distribution de masse des deux phases, une équation d'énergie est nécessaire. L'équation d'énergie est intégrée sur la zone diphasique  $L_e$ , conduisant à :

$$\frac{\partial T_e}{\partial t} = \frac{\dot{Q}_e - (i_v - i_l) \dot{M}_{lv}}{M_v \frac{dh_v}{dT_e} + M_l \frac{dh_l}{dT_e}} \quad (\text{II-23})$$

Cette équation donne l'évolution temporelle de la température d'évaporation  $T_e$ , supposée constante le long de l'échangeur, à partir des grandeurs définies ci-dessous :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_e &= \int_0^{L_e} \pi D \alpha_{dp} (T_p - T_e) dz \\ M_v &= \int_0^{L_e} A \rho_v \varepsilon dz \\ M_\ell &= \int_0^{L_e} A \rho_\ell (1 - \varepsilon) dz \\ \dot{M}_{\ell v} &= \int_0^{L_e} A \dot{m}_{\ell v} dz \\ \dot{M}_{\ell v} &= \frac{\partial M_v}{\partial t} + \dot{m}_{\text{compresseur}} - x_e \dot{m}_e\end{aligned}$$

#### Modélisation de la phase d'arrêt

Le problème est traité différemment en phase d'arrêt, car les auteurs supposent l'absence de débit dans l'évaporateur. Ainsi, pour la géométrie qu'étudient Wang et Toubert (serpentins), l'arrêt du compresseur se traduit immédiatement par des températures d'entrée et de sortie qui s'égalisent à la température de saturation pour la pression mesurée dans l'évaporateur. Cette observation expérimentale leur permet d'appréhender le problème par une approche globale, où l'évaporateur est assimilé à un simple réservoir.

Toubert et Wang obtiennent une nouvelle expression pour le taux de génération de vapeur :

$$\dot{M}_{\ell v} = V_{\text{total}} \varepsilon \left. \frac{d\rho_v}{dT_e} \right|_{\text{sat}} \frac{dT_e}{dt} \quad (\text{II-24})$$

Cette équation est alors couplée à l'équation (II-23). Cette relation reste vraie tant que le fluide existe sous forme diphasique.

L'évolution du taux de vide est quant à elle calculée en modifiant l'équation (II-22) de propagation de  $\varepsilon$ , pour la mettre sous la forme suivante (disparition de la distribution spatiale) :

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \left[ 1 - C_0 \varepsilon \frac{(\rho_\ell - \rho_v)}{\rho_\ell} \right] \frac{\dot{m}_{\ell v}}{\rho_v} \quad (\text{II-25})$$

Il est alors nécessaire de pouvoir estimer la valeur initiale du taux de vide au moment de l'arrêt, lorsque les phases se séparent dans l'évaporateur (effet de stratification non décrit par *Toubert et Wang*).

## II.3.1.d.ii. Comparaison du modèle avec des résultats expérimentaux

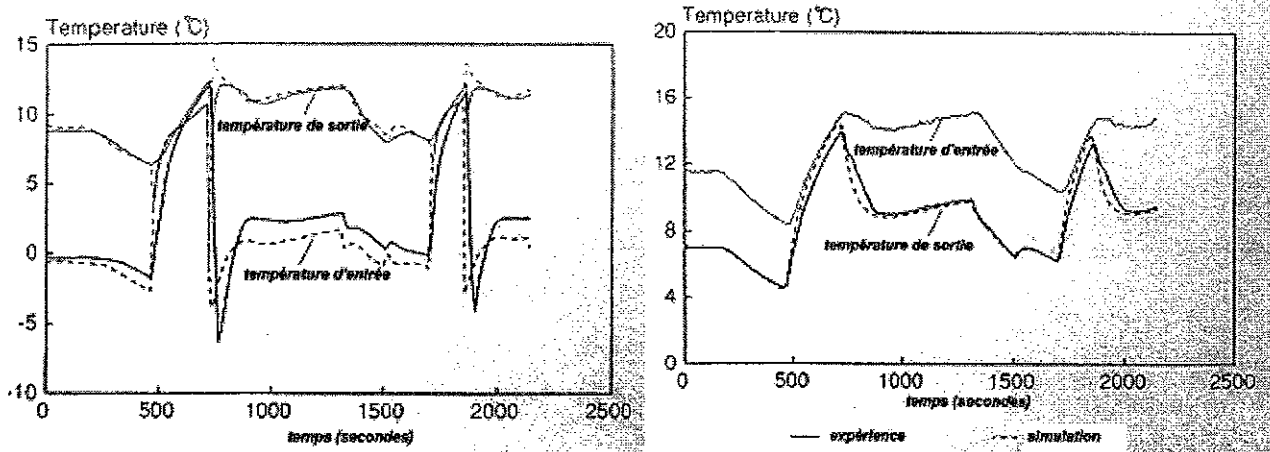


Figure II-27 - Résultats expérimentaux et de simulation pour des successions de variations de régimes du compresseur (à gauche : températures du frigorigène ; à droite : températures de l'air)

Touber & Wang ont simulé divers phases transitoires sur une pompe à chaleur équipée d'un évaporateur à ailettes (Figure II-27) :

- ◇ Après une période en régime permanent de 150 secondes, variation brutale de la charge thermique de 6,8 kW à 0,9 kW ;
- ◇ à  $t = 470$  s, arrêt du compresseur à cause de la chute de la température de l'air tandis que la puissance est ramenée à 9,8 kW ;
- ◇ à  $t = 720$  s, le compresseur démarre pour atteindre une vitesse de 700 tr/min ;
- ◇ à  $t = 1300$  s, le compresseur atteint une vitesse de 1100 tr/min, la puissance thermique est ramenée à 0,9 kW ;
- ◇ à  $t = 1550$  s, la vitesse du compresseur passe de 1100 à 700 tr/min ;
- ◇ à  $t = 1900$  s, le compresseur s'arrête de nouveau à cause de la température de l'air basse, la puissance thermique est montée à 9,8 kW ;
- ◇ à  $t = 2100$  s, le compresseur démarre avec une vitesse de 700 tr/min ;
- ◇ à  $t = 2250$  s, le compresseur est arrêté.

La simulation (traits pointillés) montre un bon accord avec les données expérimentales (traits continus), à la fois qualitativement et quantitativement.

Le modèle de Wang et Toubert est notamment bien adapté pour la description fine des phénomènes, par la modélisation du transfert de masse interfacial. Cependant, il repose sur la connaissance empirique du coefficient de frottement interfacial  $f_i$ , dont la valeur influence fortement la dynamique de l'évaporateur, comme l'indique l'évolution de la masse de réfrigérant lors d'une augmentation du débit sur la Figure II-28. Non seulement, la réponse en transitoire est modifiée (plus  $f_i$  croît, plus la réponse est rapide), mais aussi l'état final atteint est différent.

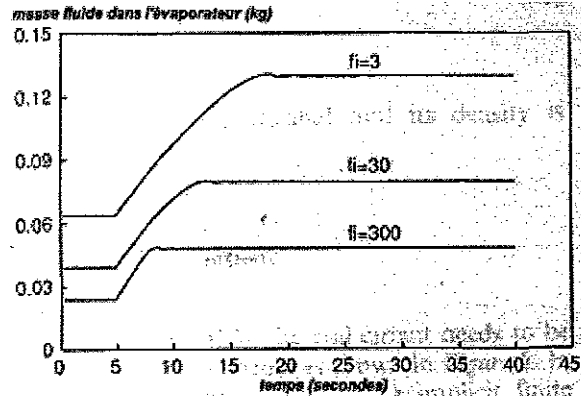


Figure II-28 - Evolution de la masse de réfrigérant lors d'une augmentation du débit pour plusieurs valeurs de  $f_i$

De plus, les auteurs soulignent quelques inconvénients inhérents au modèle :

- (1) un temps de calcul assez long ;
- (2) une déviation des résultats lors des périodes d'arrêt à cause de la corrélation en ébullition nucléée mal adaptée (plaques horizontales alors qu'il s'agit ici de serpents).

### II.3.1.d.iii. Conclusion sur le modèle de Wang & Toubert

Le modèle de Wang & Toubert opte pour une approche fine des phénomènes physiques en découplant les phases liquide et vapeur. L'emploi d'une équation de propagation du taux de vide est original mais repose sur une connaissance précise de l'interaction entre les deux phases, c'est-à-dire un modèle de taux de vide adapté et une loi de frottement interfacial connue. Il devient alors nécessaire de bien choisir les corrélations qui pourront être différentes selon le fluide employé, le point de fonctionnement et la géométrie. L'utilisation de corrélations plus générales rendront sans doute le modèle moins précis. L'autre inconvénient souligné par les auteurs eux-mêmes est le temps de calcul long requis pour la résolution du

système. Enfin, s'ils développent un modèle propre aux d'arrêts de compresseur, il nécessite l'emploi d'une loi de coefficient d'échange en ébullition nucléée adaptée et validée.

#### II.4. Evaporation dans un évaporateur à plaques corruguées

Les lois de transferts thermiques en évaporation dans des échangeurs à plaques corruguées sont généralement adaptées de corrélations élaborées pour des tubes. La complexité de la géométrie d'un échangeur à plaques corruguées rend effectivement laborieux la compréhension des phénomènes physiques intervenant lors de l'évaporation. Cette partie ne se veut en aucun cas exhaustif mais cherche juste à illustrer la grande difficulté à établir une loi générale pour ce type d'évaporateur.

##### II.4.1. Etude d'Englhorn & Reinhart (1990)

Englhorn & Reinhart (1990) ont étudié un évaporateur composé de 50 plaques corruguées. Le réfrigérant employé est du R22, avec une vitesse débitante comprise entre 26 et 43 kg/m<sup>2</sup>/s. La température de saturation du fluide est comprise entre -4,2°C et 9°C.

Ils ont observé que, pour leur gamme de fonctionnement, que le régime de transfert thermique prépondérant est l'ébullition nucléée. La Figure II-29 montre l'évolution du coefficient d'échange expérimentale lors de l'évaporation du réfrigérant R22 en fonction du flux thermique moyen. Le coefficient d'échange augmente fortement avec le flux, indiquant bien un régime d'ébullition nucléée.

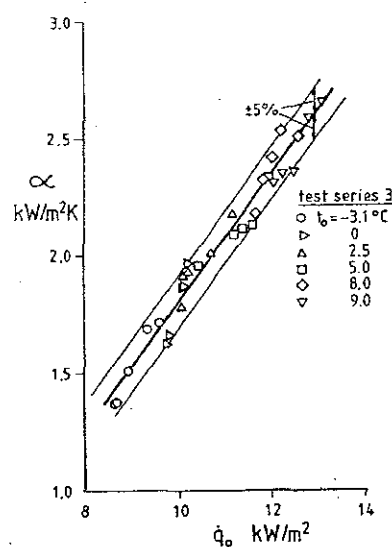


Figure II-29 - Evolution du coefficient d'échange en évaporation mesuré en fonction du flux (Englhorn & Reinhart, 1990).

Les auteurs proposent ensuite une loi d'échange de la forme :

$$Nu = 4,2 Re_v^{0,3} B^{0,33} (Re^*)^{0,2} \quad (II-26)$$

avec :

$$Nu = \frac{\alpha D_h}{\lambda_\ell} \quad (II-27)$$

$$Re_v = \frac{\rho_v w_D D_h}{\mu_v} \quad (II-28)$$

$Re^*$  est un nombre de Reynolds équivalent, calculé à partir du débit de vapeur créée dans l'évaporateur. Il s'écrit :

$$Re^* = \frac{\varphi D_h}{\mu_\ell h_{\ell v}} \quad (II-29)$$

$B$  est le nombre de Bond et vaut :

$$B = \frac{g \rho_\ell D_h^2}{\sigma} \quad (II-30)$$

Enfin  $w_D$  est une vitesse équivalente, estimée à partir du titre moyen dans l'évaporateur :

$$w_D = w_\ell \frac{1 + x \left( \frac{\rho_\ell}{\rho_v} - 1 \right)}{1 + \frac{1 - x}{x} \frac{\rho_v}{\rho_\ell}} \quad (II-31)$$

La corrélation employée par Engelhorn et Reinhart est une loi globale d'échange. De plus, la prépondérance de l'ébullition nucléée observée par les auteurs doit être considérée avec circonspection, et en aucun cas ne peut être généralisée, du fait que les coefficients d'échange locaux ne sont pas connus. Il est donc impossible de dire si l'ébullition nucléée est généralisée tout le long de l'évaporateur ou si elle ne domine que sur une portion du canal.

#### II.4.2. Etude du GRETh

Une loi d'échange en évaporation a été obtenue par Thonon (1995). Elle s'inspire des corrélations d'intensification. Le coefficient d'échange diphasique prend en compte le coefficient d'échange en convection forcée du liquide, pondéré d'un facteur d'amplification du fait de l'évaporation à l'interface liquide/vapeur, et du fort brassage se produisant et perturbant la couche limite du liquide. Le coefficient d'échange vaut :

$$\alpha_{dp} = F \alpha_{\ell} \quad (\text{II-32})$$

avec  $\alpha_{\ell}$  le coefficient d'échange en convection forcée de la phase liquide seule, issue des études en monophasique dans les échangeurs à plaques (Hugonnot , 1989) :

$$\alpha_{\ell} = a Re_{\ell}^b Pr_{\ell}^{0,33} \quad (\text{II-33})$$

$a$  et  $b$  sont des coefficients dépendants uniquement du pas adimensionnel de l'échangeur à plaques. Le facteur d'intensification des échanges thermiques repose sur le facteur de Chen et vaut :

$$F = 1 + 1,78 X^{0,75} \quad (\text{II-34})$$

où  $X$  est le facteur de Martinelli de l'écoulement, défini comme le rapport du gradient des pertes de pression par frottement de la phase liquide sur le gradient des pertes de pression par frottement la phase vapeur, soit pour un évaporateur à plaques corruguées :

$$X = \sqrt{\frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\ell}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{v}}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,912} \left(\frac{\mu_{\ell}}{\mu_v}\right)^{0,087} \left(\frac{\rho_v}{\rho_{\ell}}\right)^{0,5} \quad (\text{II-35})$$

Dans la zone d'assèchement de la paroi, un interpolation en fonction du titre est faite entre le coefficient diphasique  $\alpha_{dp}$  et le coefficient d'échange monophasique  $\alpha_v$  de la vapeur surchauffée :

$$\alpha_{\text{assèchement}} = \frac{\alpha_v - \alpha_{dp}}{1 - x_{\text{critique}}} (x - x_{\text{critique}}) + \alpha_{dp} \quad (\text{II-36})$$

$x_{critique}$  est le titre critique où se produit l'assèchement. Il est généralement pris entre 70 et 80%.

Avec cette loi, il est alors possible de déterminer les transferts de chaleur dans l'évaporateur, aussi bien dans la zone diphasique que dans la zone de vapeur sèche.

#### II.4.3. Etude de Yan & Lin (1999)

Yan & Lin (1999) ont étudié l'évaporation du Réfrigérant R134a dans un échangeur à plaques corruguées. Le chevron des plaques est de 60°C et l'espacement d'un canal vaut 3,3 mm. Les auteurs obtiennent une corrélation globale en évaporation de la forme :

$$Nu = 1,926 Pr_{\ell}^{0,33} Bo_{eq}^{0,3} Re^{0,5} \left( 1 - x + x \left( \frac{\rho_{\ell}}{\rho_v} \right)^{0,5} \right) \quad (II-37)$$

où  $Bo_{eq}$  est un nombre d'ébullition équivalent défini par :

$$Bo_{eq} = \frac{\varphi}{G \left( 1 - x + x \left( \frac{\rho_{\ell}}{\rho_v} \right)^{0,5} \right) h_{\ell v}} \quad (II-38)$$

Avec cette corrélation, les auteurs obtiennent un écart moyen entre les mesures et les calculs de 8,3%.

Yan & Lin soulignent que l'évaporation en convection forcée semble le mode de transfert de chaleur favorisé dans l'échangeur à plaques. Ils ont visualisé l'écoulement dans un canal et ont remarqué :

- Les corrugations des plaques donnent un écoulement très instable et aléatoire. De ce fait, l'écoulement est très turbulent même pour des faibles nombres de Reynolds.
- Le film liquide en paroi est relativement fin, et l'écoulement de réfrigérant R134a est dominé par l'évaporation à l'interface liquide-vapeur, excepté à l'entrée du canal où l'ébullition nucléée avec une génération conséquente de bulles existe (pour un titre d'entrée de 15%).



- En aval, la grande vitesse de la vapeur, due à l'importante évaporation à l'interface liquide-vapeur, exerce des contraintes sur le film liquide et le perturbe suffisamment pour arracher des gouttelettes. L'écoulement principal est alors un brouillard turbulent.

#### II.4.4. Synthèse

L'étude non-exhaustive des travaux réalisés sur les transferts thermiques en évaporation dans un évaporateur à plaques corruguées montrent une grande diversité d'approche dans la modélisation du coefficient d'échange diphasique. Les différences notées sont dues en grande partie à l'importance de la géométrie des échangeurs, qui varient d'un auteur à l'autre. Les travaux d'Engelhorn & Reinhart, et de Yan & Lin donnent des corrélations globales du coefficient d'échange. De plus, selon les auteurs, le mode de transfert de chaleur dominant est soit l'ébullition nucléée soit l'évaporation convective. Le fait que les corrélations soient globales n'autorise pas à trancher entre les deux modes d'échange thermique. Seule une étude locale du coefficient d'échange le permettrait. Yan & Lin, en visualisant l'écoulement du réfrigérant R134a dans un canal, donnent les premiers indices en mettant en avant la complexité et la variété des configurations d'écoulement rencontrées dans l'évaporateur.

#### **II.5. Conclusion – Positionnement de l'étude présente**

Dans cette synthèse bibliographique sur le comportement transitoire des pompes à chaleur et des groupes frigorifiques, nous avons présenté les résultats expérimentaux obtenus dans la littérature scientifique.

Plusieurs points se dégagent de ce travail :

1. L'étude des réponses transitoires est une approche encore nouvelle, et pourtant essentielle, du fonctionnement des pompes à chaleur. Sa nécessité s'explique par des soucis d'économie d'énergie et de réduction du coût de fonctionnement, de sécurité, et par l'évolution des technologies dans le domaine de la régulation, qui rend l'approche du système en régime permanent insuffisante.
2. Les transitoires sont critiques dans le fonctionnement d'une pompe à chaleur car ils peuvent endommager certains composants, parmi lesquels le compresseur est le plus sensible. De plus, ils entraînent toujours des diminutions des performances globales du cycle thermodynamique, principalement à cause de déperditions thermiques et aussi de la surconsommation du compresseur.

3. Ce sont essentiellement les climatisations résidentielles qui ont été étudiées. Du coup, la géométrie des échangeurs étudiés est essentiellement celle des tubes à ailettes. Des résultats sur la réponse transitoire de pompes à chaleur incluant des tubes et calandres et des échangeurs à plaques font défaut.
4. Les fluides utilisés sont aussi souvent obsolètes. Le plus fréquemment utilisé est le R22 qui doit bientôt être interdit. Des essais avec de nouveaux fluides frigorigènes sont donc nécessaires, notamment avec les mélanges zéotropes, car leur comportement en régime transitoire est inconnu.

En outre, nous avons abordé le problème des transferts thermiques en évaporation dans les échangeurs à plaques corruguées. Il apparaît que la configuration complexe de l'écoulement oblige à être prudent sur les corrélations mises en œuvre.

Toutes ces remarques soulignent l'importance d'obtenir des résultats sur le comportement dynamique de pompes à chaleur avec d'autres choix géométriques pour les échangeurs et l'emploi des nouveaux fluides frigorigènes. Elles mettent aussi en avant la nécessité, toute nouvelle, de prendre en compte les phénomènes transitoires dans le dimensionnement des pompes à chaleur et des machines frigorifiques.

Dans les vingt dernières années, plusieurs travaux ont été menés sur le comportement transitoire des pompes à chaleur, des climatisations et des machines frigorifiques équipées d'évaporateur à détente sèche (c'est-à-dire pour un fluide sortant de l'évaporateur sous forme de vapeur surchauffée). Ces études cherchaient à répondre à plusieurs questions : quelles étaient les performances des machines en dehors de leur plage de fonctionnement nominale ? Quels mécanismes expliquaient les résultats obtenus ? Quels transitoires étaient pénalisants ? Comment réduire, ou du moins atténuer, la dégradation des performances et les risques de destruction du compresseur lors de phases comme les démarrages ? Tanaka *et al.* (1982) et Murphy et Goldschmidt (1984, 1986) ont identifié la répartition de la charge de fluide frigorigène dans les différents éléments d'une pompe à chaleur comme facteur sensible pour les transitoires. Plus récemment, Machado (1992) a étudié la variation de la masse de réfrigérant dans un évaporateur de machine frigorifique dotée d'un détendeur électronique. D'autres travaux (Mulroy, 1986, Tassou *et al.*, 1991 et 1992 entre autres) ont souligné l'importance de l'inertie des éléments et le réglage de la surchauffe dans le déroulement du transitoire. Par contre, peu de résultats concernent des installations équipées d'échangeurs

compacts, pourtant de plus en plus répandus. On peut citer Hewitt *et al.* (1993<sup>a</sup>,1993<sup>b</sup>) qui ont étudié l'interaction entre un détendeur thermostatique et un évaporateur à plaques brasées lors du remplacement du réfrigérant R12 par le réfrigérant R134a.

Dans ce contexte scientifique et technique, le travail présent a été réalisé au GRETh (Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques), cofinancé par l'ADEME (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie) et le CEA (Commissariat à l'Energie Atomique), dans le but de mieux comprendre les paramètres intervenant dans le comportement dynamique de deux machines frigorifiques, l'une équipée d'échangeurs à tubes et calandre, l'autre d'échangeurs à plaques corruguées et de plus faible puissance. Les deux installations fonctionnent avec le mélange zéotrope R407C. L'objectif est à terme de donner des outils de dimensionnement et d'optimisation en prenant en compte les effets liés aux transitoires dans ce genre d'installations.

Dans un premier temps, une discussion est faite sur le réfrigérant R407C et les particularités des mélanges zéotropes, d'un point de vue thermodynamique et thermiques (*Chapitre III*). L'étude expérimentale a été menée sur deux installations. La première est un refroidisseur de liquide doté d'échangeurs à tubes et calandre et de puissance moyenne (40-70 kW). La seconde boucle expérimentale est aussi un refroidisseur de liquide, d'une puissance froide nominale de 10 kW, équipée d'échangeurs à plaques, conçu et exploité au laboratoire du GRETh. Dans la seconde partie, les caractéristiques de ces deux installations sont présentées. L'instrumentation mise en place est détaillée (*Chapitre IV*).

Dans le *Chapitre V*, les résultats expérimentaux concernant les performances dynamiques globales du groupe froid de puissance moyenne sont exposés. Le *Chapitre VI* est consacré à l'étude du groupe froid équipé d'échangeurs à plaques. Après une analyse globale du comportement transitoire de cette installation, une étude plus locale de l'évaporateur à plaques est présentée ; une instrumentation plus fine a été mise en oeuvre, donnant des renseignements nouveaux sur la dynamique de l'échangeur.

Nous concluons cette étude en présentant une synthèse des résultats obtenus et dégageons des perspectives quant aux travaux futurs pouvant être menés sur les transitoires.

# Chapitre III. Considérations thermodynamiques et thermophysiques sur les mélanges de réfrigérants - Cas du R407C

## SOMMAIRE

<b>CHAPITRE III. CONSIDERATIONS THERMODYNAMIQUES ET THERMOPHYSIQUES SUR LES MELANGES DE REFRIGERANTS - CAS DU R407C</b> .....	<b>81</b>
III.1. INTRODUCTION .....	82
III.2. EQUATIONS D'ETAT - EQUILIBRE LIQUIDE/VAPEUR .....	83
III.3. GLISSEMENT DE TEMPERATURE DU R407C.....	84
III.4. PROPRIETES THERMOPHYSIQUES DU R407C .....	86
III.4.1. Chaleur spécifique .....	86
III.4.2. Conductivité thermique.....	88
III.4.3. Viscosité dynamique .....	88
III.4.4. Variation des propriétés physiques du R407C lors d'un changement de phase.....	89
III.4.5. Problème de l'huile.....	90
III.5. DIVERS EFFETS DE LA VARIATIONS DE LA COMPOSITION LOCALE DU R407C.....	92
III.5.1. Configuration d'écoulement dans un tube lisse horizontal (étude de Wang et al. (1997)).....	92
III.5.2. Echanges thermiques diphasiques.....	95

### III.1. Introduction

Le réfrigérant *R407C* est un mélange zéotrope de trois composés hydrogène-fluoro-carbonés, le *R32* ( $\text{CH}_2\text{F}_2$ ), le *R125* ( $\text{CHF}_2\text{-CF}_3$ ) et le *R134a* ( $\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$ ), dans les proportions massiques respectives de 23%, 25% et 52%. Actuellement, le *R407C* est en passe de devenir un remplaçant du *R22* parmi les hydrofluorocarbures (HFC), dans les applications de froid industriel.

L'emploi d'un mélange zéotrope introduit néanmoins une difficulté physique notable. Lors d'un changement de phase du *R407C* (évaporation ou condensation), les compositions des phases liquide et vapeur évoluent. De plus, des solubilités différentes avec l'huile pour chaque composant du mélange peut modifier la composition de circulation du *R407C*. Cette variation de composition modifie dès lors les propriétés physiques des deux phases, contrairement au cas d'un corps pur.

La modification de la composition du *R407C* complique les calculs classiques de dimensionnement, lors de l'utilisation de lois développées pour des corps purs, et ce pour deux raisons :

- la variation des propriétés physiques prises en compte dans ces lois (frottement, taux de vide, coefficient d'échange) ;
- l'existence de résistances de transfert de masse et de transfert thermique à l'interface liquide/vapeur.

Dans ce chapitre, nous rappellerons, dans un premier temps, le principe du calcul de l'équilibre liquide/vapeur par l'emploi d'une équation d'état et du théorème de fugacité.

Nous aborderons ensuite les propriétés physiques des mélanges zéotropes et plus particulièrement celles du *R407C* telles qu'elles sont définies dans la littérature, ainsi que les interactions du réfrigérant avec l'huile du compresseur.

Enfin, les aspects écoulement et transfert de chaleur pour les mélanges de réfrigérants seront présentés, tels qu'ils ont été traités jusqu'à présent dans la littérature.

### III.2. Equations d'état - Equilibre liquide/vapeur

Une équation d'état d'un corps quelconque (pur ou mélange) doit permettre de déterminer la pression de vapeur, l'enthalpie et l'entropie, la fugacité, la chaleur latente de vaporisation et l'équilibre liquide/vapeur.

une équation d'état s'écrit de manière générale sous la forme :

$$f(P, T, V, x) = 0 \quad (\text{III} - 1)$$

où  $P$  est la pression,  $T$  la température,  $V$  le volume spécifique et  $x$  la composition du corps ( $x = 1$  pour un corps pur).

Les différents modèles d'équation d'état demandent la détermination de coefficients propres à chaque modèle. De plus, l'emploi de mélanges de réfrigérants nécessite des lois de mélanges, prenant en compte des paramètres supplémentaires comme les paramètres binaires qui représentent le couplage entre chaque composant d'un mélange. Il n'existe donc pas une façon unique de modéliser l'état thermodynamique du R407C et selon que l'on s'intéresse à sa phase liquide, à sa phase vapeur ou à l'équilibre liquide/vapeur, plusieurs modèles sont applicables.

La Figure III-1 illustre l'évolution de la composition massique respectivement de la phase liquide et de la phase vapeur du réfrigérant R407C relativement à la quantité de chaque phase.

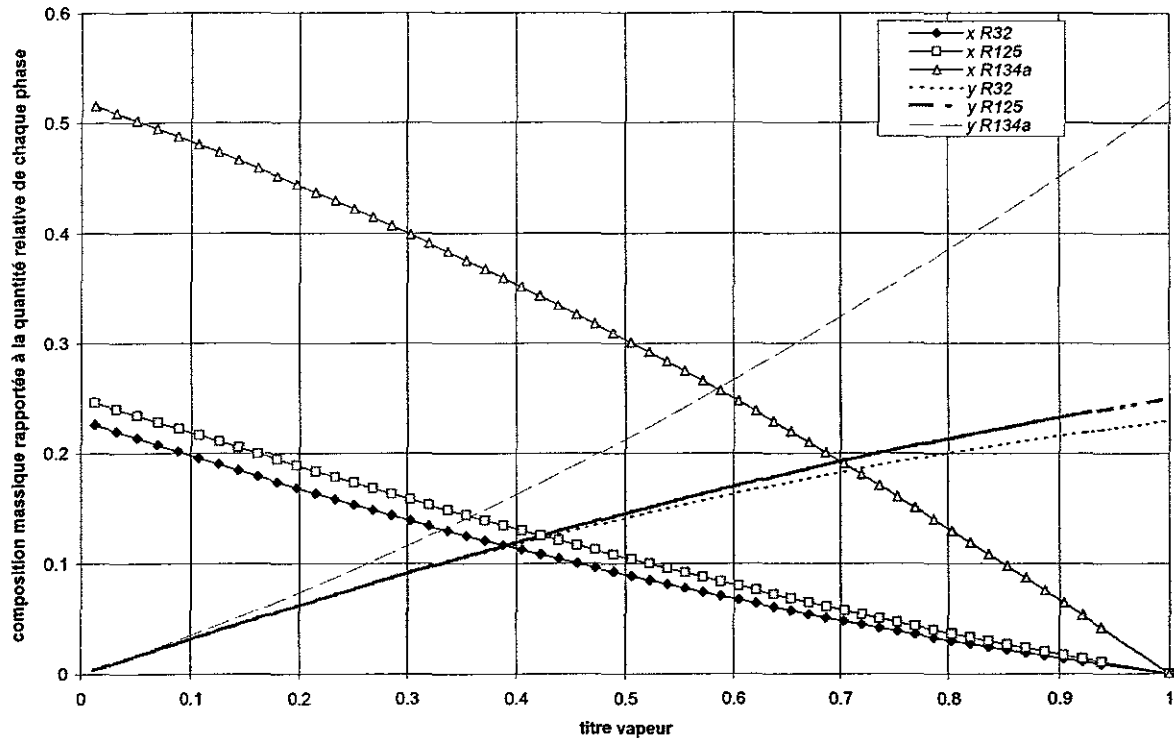


Figure III-1 - Evolution de la composition massique de la phase liquide du R407C lors d'un changement de phase (le titre varie de 0 à 1).

Soit  $x$  le titre de vapeur du réfrigérant R407C en double phase.  $X_i$  et  $Y_i$  sont les compositions massiques du composé  $i$  du R407C, respectivement en phase liquide et en phase vapeur. Les compositions rapportées respectivement à la quantité de la phase liquide et de la phase vapeur  $X_{r,i}$  et  $Y_{r,i}$  valent :

$$X_{r,i} = (1-x)X_i \tag{III - 2}$$

$$Y_{r,i} = xY_i \tag{III - 3}$$

Lors que le réfrigérant R407C s'évapore, le titre thermodynamique de vapeur passant de 0 à 1, les compositions massiques de la phase liquide et la phase vapeur varient. La phase liquide s'appauvrit progressivement en quantité de chacun des trois composants. La phase vapeur s'enrichit consécutivement jusqu'à ce que la composition atteigne la composition nominale du R407C.

### III.3. Glissement de température du R407C

Le réfrigérant R407C, à cause de son comportement zéotrope, ne bout ni ne se condense à température constante lorsque la pression est maintenue constante. Dans la région d'équilibre liquide/vapeur, les transformations isobares ne sont pas isothermes (Figure III-2).

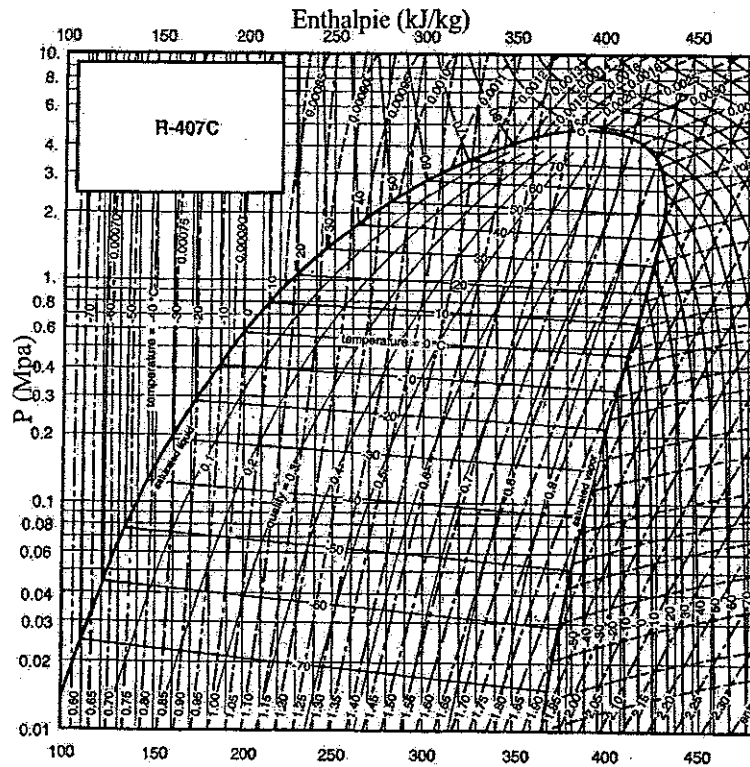


Figure III-2 - Diagramme de Mollier Enthalpie-Pression du R407C.

Le changement de phase du R407C à pression constante, lors de son évaporation ou de sa condensation, fait donc apparaître un glissement de température  $\Delta T_g$ . Ce glissement est causé par la variation de la composition de la phase liquide et de la phase vapeur du mélange, modifiant ainsi la température d'équilibre liquide – vapeur. Le glissement de température est la différence entre la température de rosée et la température de bulle à une pression fixée, soit :

$$\Delta T_g = T_{rosée} - T_{bulle} \tag{III - 4}$$

Le glissement de température est fonction uniquement de la pression. La Figure III-3 montre le comportement du glissement de température quand la pression augmente.



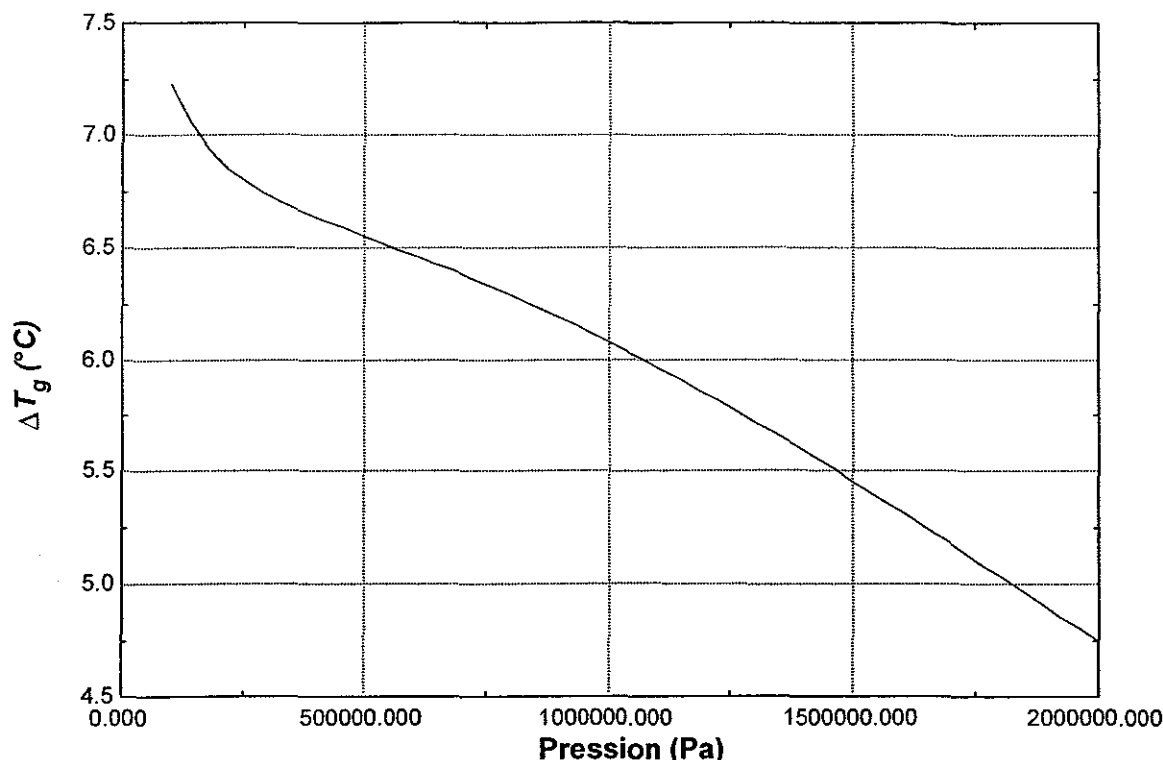


Figure III-3 - Evolution du glissement de température du R407C en fonction de la pression.

Le glissement de température tend à se réduire quand la pression augmente, passant de 6,5°C à 5 bar à 4,7°C à 20 bar. Lorsque la pression atteint la pression critique du R407C (45,9 bar), le glissement de température devient nul du fait la disparition des phases liquide et vapeur.

### III.4. Propriétés thermophysiques du R407C

Les propriétés thermophysiques du R407C sont calculées à partir des propriétés des corps purs qui le composent. Il s'agit ensuite de trouver les lois de mélange les mieux adaptées. On trouvera un tableau à la fin de cette partie donnant des valeurs des propriétés physiques dans la plage de fonctionnement qui nous intéresse.

#### III.4.1. Chaleur spécifique

Un modèle de chaleur spécifique pour le R407C en phase liquide a été développé par Günther et Steimle (1997). Ce modèle repose sur le calcul des chaleurs spécifiques des trois composants du R407C, et modélise un terme de couplage.

L'expression de la chaleur spécifique de la phase liquide est la suivante :

$$c_{pl} = X_1 c_{pl1} + X_2 c_{pl2} + X_3 c_{pl3} + X_1 X_2 c_{B12} + X_1 X_3 c_{B13} + X_2 X_3 c_{B23} \quad (\text{III} - 5)$$

où  $X_i$  est la composition massique,  $c_{p,i}$  est la chaleur spécifique du composant  $i$ .  $c_{Bij}$  est le terme de couplage entre les composants  $i$  et  $j$ . Les termes de couplage sont des polynômes de la forme :

$$c_{Bij} = a_{ij} + b_{ij} (1 - T_{rij})^{-1} + c_{ij} T_{rij} + d_{ij} T_{rij}^2 + e_{ij} T_{rij}^3 \quad (\text{III} - 6)$$

$T_{rij}$  est une température relative rapportée à une température critique moyennée pour les deux composants  $i$  et  $j$  de la manière suivante :

$$T_{rij} = \frac{T}{T_{cij}} \quad (\text{III} - 7 \text{ et III} - 8)$$

$$T_{cij} = \frac{X_i T_{ci} + X_j T_{cj}}{X_i + X_j}$$

Les températures sont exprimées en Kelvin. Les coefficients du polynôme sont donnés dans le tableau ci-dessous :

	R32/R125	R32/R134a	R125/R134a
$a_{ij}$	25,5642	7,39678	4,571
$b_{ij}$	0,2978	0,004837	-0,0645
$c_{ij}$	-114,8689	-31,791069	-19,3656
$d_{ij}$	170,058	45,095346	27,4650
$e_{ij}$	-85,7313	-21,293761	-12,4308

Tableau III-1 - Valeur des coefficients des polynômes calculant la chaleur spécifique du R407C liquide et vapeur.

Cette corrélation s'applique dans une gamme de température comprise entre -50°C et 40°C. La déviation moyenne par rapport aux points expérimentaux est de 0,7%.

Pour la phase vapeur, la chaleur spécifique du réfrigérant R407C vaut :

$$c_{p,v} = Y_{R32} c_{p,vR32} + Y_{R125} c_{p,vR125} + Y_{R134a} c_{p,vR134a} \quad (\text{III} - 9)$$

où  $Y_{R32}$ ,  $Y_{R125}$  et  $Y_{R134a}$  sont les compositions massiques des réfrigérants R32, R125 et R134a de la phase vapeur du réfrigérant R407C. Cette loi de composition donne une valeur de la chaleur spécifique de la phase du réfrigérant R407C avec un écart relatif inférieur à 1,5%.

### III.4.2. Conductivité thermique

La conductivité thermique du R407C aussi bien en phase liquide que vapeur a été étudiée par Spindler *et al.* (1997). Les mesures ont été réalisées pour des températures comprises entre  $-30^{\circ}\text{C}$  et  $60^{\circ}\text{C}$ . La conductivité thermique de la phase vapeur du R407C s'obtient en sommant celles de chaque composant pondérée par leur concentration molaire. La conductivité thermique de la phase liquide est obtenue par une loi du type géométrique.

$$\begin{aligned}\lambda_v &= \sum_{i=1,3} \bar{y}_i \lambda_{vi} \\ \lambda_{\ell}^r &= \sum_{i=1,3} \bar{x}_i \lambda_{\ell i}^r \\ r &= -0,65\end{aligned}\quad (\text{III} - 10, \text{III} - 11 \text{ et III} - 12)$$

où  $\bar{x}$  et  $\bar{y}$  sont respectivement la composition molaire de la phase liquide et de la phase vapeur. La déviation moyenne pour ces corrélations est de  $\pm 1\%$ .

Concernant la conductivité thermique du liquide sous-refroidi et de la vapeur sèche du R407C, les auteurs donnent les polynômes suivants :

$$\begin{aligned}\lambda_{\ell, \text{sous-refroidi}} &= a_0 + a_1 T \\ \lambda_{v, \text{surchauffée}} &= b_0 + b_1 T + b_2 T^2 + b_3 T^3 + b_4 T^4\end{aligned}\quad (\text{III} - 13 \text{ et III} - 14)$$

avec  $\lambda$  en  $\text{mW/m/K}$ ,  $T$  en  $^{\circ}\text{C}$  comprise entre  $-50^{\circ}\text{C}$  et  $60^{\circ}\text{C}$ . Les valeurs des coefficients des polynômes pour le R407C sont données dans le Tableau III-2 :

$a_0$	$a_1$	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$
96,197	-0,4615	12,515	0,09413	$8,2873 \cdot 10^{-4}$	$1,9885 \cdot 10^{-6}$	$-1,5319 \cdot 10^{-8}$

Tableau III-2 - Valeurs des coefficients des polynômes pour les conductivités thermiques liquide et vapeur du R407C, d'après Spindler et al (1997).

### III.4.3. Viscosité dynamique

Aucune référence spécifique à la viscosité dynamique du R407C n'a été trouvée. Cependant, Il existe des lois de mélange assez générales pour calculer la viscosité en phase liquide et vapeur, comme celles utilisées par Sami & Zhou (1995).

A l'équilibre liquide/vapeur, la viscosité de chaque phase du mélange vaut :

$$\mu_l = \prod_{i=1}^3 \mu_{li}^{\bar{x}_i}$$

$$\mu_v = \prod_{i=1}^3 \mu_{vi}^{\bar{y}_i}$$

(III – 15 et III – 16)

avec  $\bar{x}$  et  $\bar{y}$  sont respectivement la composition molaire de la phase liquide et de la phase vapeur.

#### III.4.4. Variation des propriétés physiques du R407C lors d'un changement de phase

Du fait que les compositions des phases liquide et vapeur du *R407C* évoluent lors d'un changement de phase, comme le montre la Figure III-1, on peut s'attendre à une variation des propriétés physiques du réfrigérant.

Des calculs de propriétés physiques des phases liquide et vapeur lors d'un changement de phase ont été réalisés avec le logiciel REFPROP (NIST, 1998). Pour une pression de 4 bar, les propriétés suivantes ont été calculées pour un titre variant de 0 à 1 :

- la masse volumique liquide et vapeur
- la viscosité dynamique liquide et vapeur
- la chaleur spécifique liquide et vapeur
- la conductivité thermique liquide et vapeur
- la tension superficielle

Les propriétés physiques les plus sensibles au changement de phase (c'est-à-dire à la variation de la composition locale de la phase considérée) sont :

- la conductivité thermique de la vapeur qui varie de 3,6%
- la tension superficielle qui varie de 4%
- la masse volumique de la vapeur qui varie de 5,5%
- la conductivité thermique de la phase liquide qui varie de 7,5%.

Les autres propriétés ne varient pas plus de 2,6%. Des calculs pour des pressions supérieures ne montrent pas de différences notables dans les variations de compositions observées lors du changement de phase.

Il est possible de conclure, dans un premier temps, qu'exceptées les quatre propriétés physiques indiquées ci-dessus, les autres peuvent être supposées constantes dans chaque phase au cours du changement de phase.

Propriétés physiques	Valeurs	Plage de température
$\lambda_l$ liquide sous-refroidi	120 à 63 mW/m/K	-50°C < T < 70°C
$\lambda_v$ vapeur surchauffée	9,5 à 2,3 mW/m/K	-50°C < T < 70°C
$\mu_l$ liquide sous-refroidi	237 à 166 $\mu$ Pa.s	-10°C < T < 20°C
$\mu_v$ vapeur surchauffée	11,2 à 14,4 $\mu$ Pa.s	-5°C < T < 60°C
$c_{pl}$ liquide sous-refroidi	1375 à 1760 J/kg/K	-10°C < T < 60°C
$c_{pv}$ vapeur surchauffée	790 à 1060 J/kg/K	-10°C < T < 60°C

Tableau III-3 - Plage de valeurs des propriétés physiques du R407C à l'état de liquide sous-refroidi et de vapeur surchauffée.

Propriétés à l'équilibre liquide/vapeur	Basse pression (3 bar à 5 bar)	Haute pression (13 bar à 18 bar)
$\lambda_l$	110 à 100 mW/m/K	86 à 79 mW/m/K
$\lambda_v$	10 à 11 mW/m/K	15 à 17 mW/m/K
$\mu_l$	263 à 219 $\mu$ Pa.s	146 à 123 $\mu$ Pa.s
$\mu_v$	10,8 à 11,3 $\mu$ Pa.s	13,2 à 14,1 $\mu$ Pa.s
$c_{pl}$	1350 à 1395 J/kg/K	1550 à 1660 J/kg/K
$c_{pv}$	880 à 960 J/kg/K	1210 à 1380 J/kg/°C

Tableau III-4 - Propriétés physiques du R407C à l'équilibre liquide/vapeur pour les plages de pression de fonctionnement des installations frigorifiques étudiées.

#### III.4.5. Problème de l'huile

L'huile utilisée en présence de R407C est une huile synthétique (polyolester). Le réfrigérant R407 est susceptible d'interagir avec l'huile contenue dans le carter du compresseur. On peut distinguer deux phénomènes :

- un effet d'entraînement de l'huile par le réfrigérant dans les autres parties du circuit frigorifique ;
- un mélange huile/réfrigérant dans le carter du fait de la solubilité des trois composants du R407C.

L'entraînement de l'huile par le réfrigérant vers les autres éléments du circuit va notamment modifier la configuration de l'écoulement diphasique dans les échangeurs, ainsi que les transferts thermiques (Mermond, 1999).

La formation du mélange huile/réfrigérant dépend de la solubilité de chacun des composants du R407C. La Figure III-4 montre l'évolution de la solubilité dans une huile synthétique POE du R407C et des ces composants R32, R125 et R134a pour plusieurs pressions.

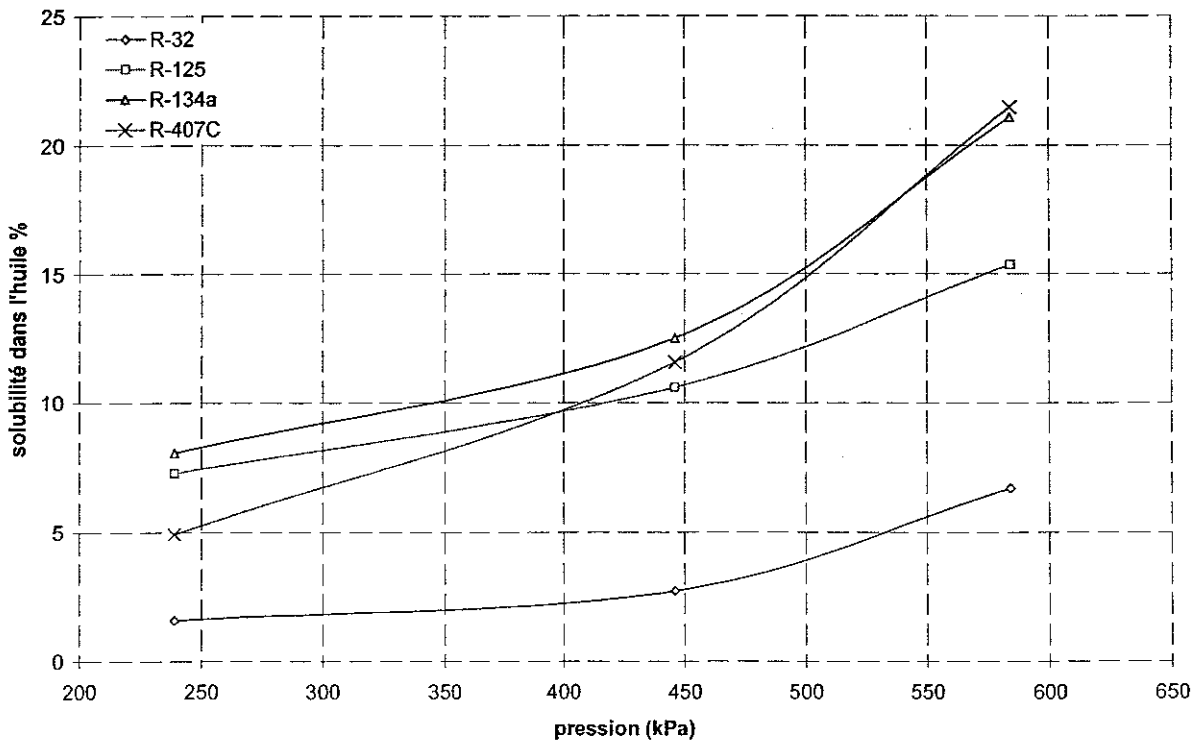


Figure III-4 - Solubilité du R32, R125, R134a et R407C dans une huile POE ISO 68 (d'après Leung et al., 1998)

Leung et al. (1998) observe des solubilités différentes dans l'huile pour chacun des composants du R407C. Le R134a se mélange préférentiellement à l'huile, d'autant plus que la pression augmente. Du coup, comme il constitue plus de 50% en masse du R407C, on remarque que ce dernier se dissout fortement aussi pour des pressions croissantes.

Le mélange préférentiel du R134a avec l'huile devrait conduire à une modification de la composition de circulation du R407C. Les variations observées néanmoins sont faibles, puisque inférieures à 2% de la composition de charge. Cela peut s'expliquer par le dispositif de chauffage interne au carter, qui libère le réfrigérant mélangé à l'huile.

### **III.5. Divers effets de la variations de la composition locale du R407C**

#### **III.5.1. Configuration d'écoulement dans un tube lisse horizontal (étude de Wang et al. (1997))**

Wang *et al.* (1997) ont étudié les configurations d'écoulement du R407C, comparativement au R22 et au R134a. La géométrie étudiée est un tube lisse horizontal de diamètre interne 6,5 mm. La plage de flux massique prospectée va de 50 kg/m<sup>2</sup>/s à 700 kg/m<sup>2</sup>/s, pour des titres de vapeur allant de 0,05 à 0,95. Le système est adiabatique.

Les auteurs ont identifiés quatre types d'écoulement dominants, lorsque le titre de vapeur augmente :

1. Bulles (bubble flow) : des petites bulles de vapeur sont réparties continûment dans la phase liquide.
2. Stratifié : le liquide s'écoule dans la partie basse du tube, alors que la vapeur occupe la partie haute. Cette configuration peut se distinguer en stratifié lisse (stratified flow) et stratifié à vagues (wavy flow).
3. Intermittent : cette configuration regroupe les écoulements sous forme de bouchons de liquides séparés par des zones de vapeur en forme de bulles allongées. On distingue l'écoulement à poches de gaz (plug flow) et l'écoulement à bouchon de liquide (slug flow).
4. Annulaire (annular flow) : un film liquide tapisse la circonférence du tube tandis que la vapeur occupe le cœur de l'écoulement.

Des différences entre le R22/R134a et le R407C ont été observées sur l'évolution de la configuration de l'écoulement, à débit fixé lorsque le titre augmente. Un retard de transition existe pour le R407C par rapport au R22 et au R134a. Par exemple, pour un flux massique de 100 kg/m<sup>2</sup>/s, pour un titre valant 0,3, les auteurs observent un écoulement à vagues pour le R22 tandis qu'il est à bouchons pour le R407C. Lorsque le titre atteint 0,7, l'écoulement est

cette fois à vagues pour le R407C alors qu'il est devenu annulaire pour le R22. Cet effet de retard de transition pour le R407C se remarque à tous les flux massiques étudiés.

Des cartes d'écoulement ont été obtenues pour les trois fluides (cf. Figure III-5 et Figure III-6). Elles sont tracées en fonction des deux paramètres  $\lambda$  et  $\psi'$  définis ainsi :

$$\lambda = \left( \frac{\rho_v \rho_l}{\rho_A \rho_W} \right)^{1/2}$$

$$\psi' = \left( \frac{\sigma_W}{\sigma} \right)^{1/4} \left( \frac{\mu_l (\rho_W)^2}{\mu_W (\rho_l)} \right)^{1/3}$$

(III – 17 et III – 18)

où l'indice  $A$  signifie les propriétés de l'air prises à 1 atm et 20°C, et l'indice  $W$  indique les propriétés de l'eau évaluées à 1 atm et 20°C. Pour le R407C, la tension superficielle a été estimée par une simple sommation des tensions superficielles de chaque composant pondérées par la fraction massique de chacun, soit :

$$\sigma_{R407C} = x_{R32} \sigma_{R32} + x_{R125} \sigma_{R125} + x_{R134a} \sigma_{R134a}$$

(III – 19)

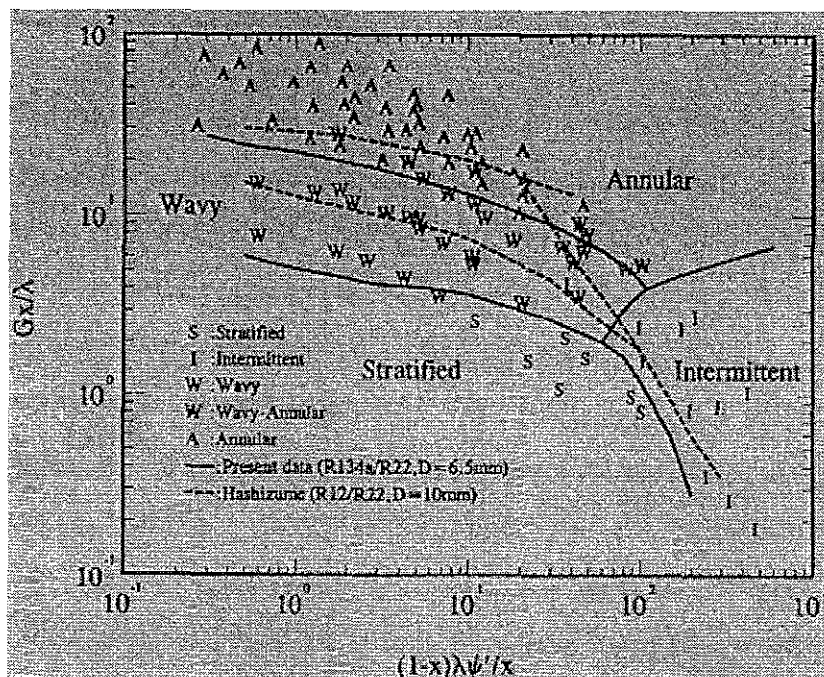


Figure III-5 - Carte d'écoulement du R22 et du R134a dans un tube lisse horizontal de 6,5 mm (d'après Wang et al.).



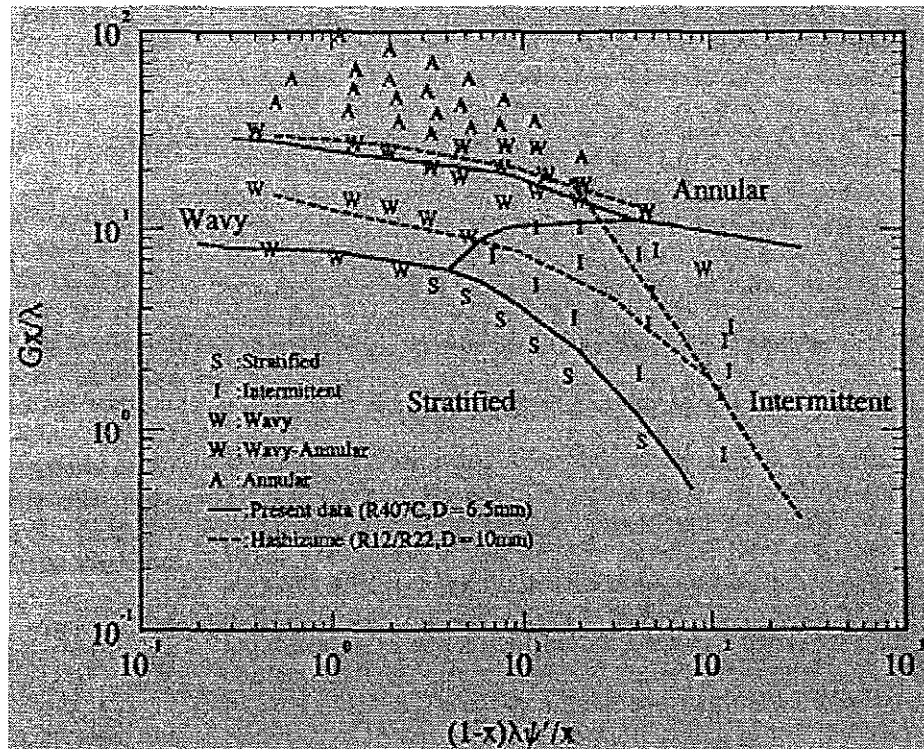


Figure III-6 - Carte d'écoulement du R407C dans un tube lisse horizontal de 6,5 mm (d'après Wang et al.).

On remarque nettement, en comparant les deux cartes, le glissement des transitions d'écoulement pour le R407C.

Wang *et al.* expliquent le retard de transition par la variation des propriétés physiques du R407C en diphasique, à cause de la variation de la composition locale de chaque phase. Ainsi à flux massique constant ( $G = \rho u$ ), l'évaporation (augmentation du titre) provoque l'enrichissement de la phase vapeur en composés les plus volatiles (R32 et R125) tandis que la phase liquide s'enrichit en R134a. Du fait des masses volumiques respectives de chacun des composants, la vapeur et le liquide ont tendance à s'alourdir. Il en résulte alors une diminution des vitesses de chaque phase, retardant ainsi la transition d'une configuration vers une autre. De plus, l'entraînement de liquide semble moindre pour le R407C que pour le R22 en écoulements annulaire et à vagues. Les auteurs l'expliquent aussi par la diminution des vitesses respectives des phases, qui définissent les contraintes de cisaillement à l'interface liquide/vapeur.

Toutefois, les explications avancées par Wang *et al.* ne semblent pas satisfaisantes aux vues des variations des propriétés physiques notées dans le paragraphe III.4.4. Les variations des masses volumiques notamment n'excèdent pas 5,5%. Panchal & Bell (1992) ont souligné l'importance de la résistance au transfert de masse pour les mélanges zéotropes de

réfrigérants. Cette résistance favorise l'ébullition nucléée, en rallongeant la zone où se maintient une ébullition en paroi. Les écoulements favorisés sont alors à *bulles* ou à *bouchons*. Comme il y a une relation étroite entre la configuration d'écoulement et les échanges thermiques diphasiques, il est indéniable que la résistance due aux transferts de masse influence le profil d'écoulement. Il est certain que le phénomène de transfert de masse à l'interface liquide/vapeur est plus difficile à modéliser, surtout dans le cadre des mélanges.

### III.5.2. Echanges thermiques diphasiques

Comme nous l'avons signifié dans la chapitre précédent, la nature de mélange du R407C influence le coefficient d'échange diphasique.

Ross *et al.* (1987) et Jung *et al.* (1989) se sont intéressés à la convection en évaporation de mélanges de réfrigérants. Bien que les fluides étudiés soient constitués de réfrigérants du type CFC ou HCFC, ils ont mis en évidence des phénomènes liés à la nature de mélange. Après l'étude de fluides purs, les mélanges étudiés sont le R152a/R13B1, le R22/R114 et le R12/R152a. Il ne s'agit que de mélanges binaires. De plus, le mélange R12/R152a montre une azéotropie pour une composition molaire en phase liquide de 60%/40%.

Deux zones caractéristiques d'échanges thermiques en vaporisation existent. Tout d'abord, à bas titre, l'ébullition nucléée est prédominante. Dans cette région, le coefficient d'échange diphasique dépend fortement du flux thermique, alors que la dépendance en débit massique est moindre et quasi inexistante en titre. La seconde zone voit une dominance de l'évaporation convective après suppression de l'ébullition nucléée. L'écoulement est généralement annulaire. L'évaporation se produit à l'interface liquide/vapeur. le coefficient d'échange est alors dépendant uniquement du débit massique et du titre. L'influence du flux thermique est très limitée, voire nulle.

Après le comportement des fluides lors de la vaporisation, une comparaison a été réalisée entre les fluides purs et les mélanges. Plusieurs différences ont été observées. En premier lieu, le coefficient d'échange pour les mélanges est inférieur à la valeur idéale, issue de la pondération des coefficients d'échanges de chaque fluide pur, *dans des conditions de fonctionnement identiques*, aussi bien dans la zone d'ébullition nucléée que dans la zone d'évaporation convective (cf. Figure III-7 et Figure III-8).

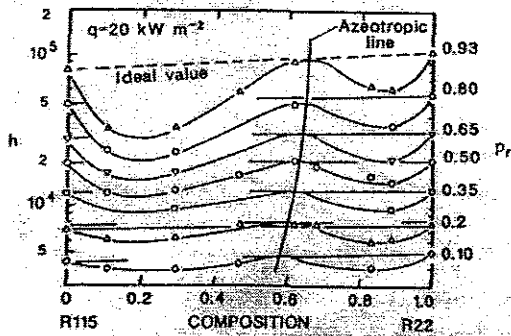


Figure III-7 - Coefficient d'échange en ébullition nuclée en vase pour le mélange R115/R22 en fonction de la composition

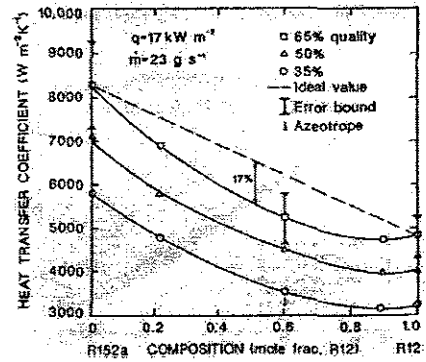


Figure III-8 - Coefficient d'échange d'évaporation convective pour le mélange R12/R152a

Cette dégradation des coefficients d'échange s'explique différemment selon le type d'échange thermique prépondérant. Ainsi pour le domaine où l'ébullition nuclée est prépondérante, cette dégradation est liée à la résistance de transfert de masse à l'interface liquide/vapeur d'une part, et à l'effet de diminution de la surchauffe en paroi. Ce dernier phénomène est dû à l'appauvrissement du liquide bouillant en fluide le plus volatil. Cela entraîne une augmentation de la température du mélange, c'est-à-dire une réduction de l'écart de température avec la paroi chauffée. Ce phénomène est aussi responsable de la diminution de la valeur du titre où l'ébullition nuclée est supprimée, par rapport aux fluides purs.

Concernant les échanges en évaporation convective, la dégradation observée est due en grande partie aux variations des propriétés physiques du mélange avec le changement de la composition locale. Les auteurs en concluent ainsi que ce domaine peut être traité comme pour les fluides purs, mais en adoptant des lois de mélanges adaptées pour les propriétés physiques. Le coefficient d'échange diphasique est proportionnel au coefficient d'échange de la phase liquide seule, via le facteur d'augmentation  $F$ . Enfin, les effets de résistance de transfert de masse peuvent être introduits, mais représentent moins de 10% de la dégradation des échanges. Les auteurs préconisent l'emploi d'un nouveau coefficient d'augmentation  $F_m$  :

$$F_m = F(1 - 0,35|Y - X|^{1,56}) \quad \text{(III - 20)}$$

où  $X$  et  $Y$  sont les compositions molaires de la phase liquide et vapeur, respectivement.

La dernière différence observée entre les fluides purs et les mélanges concerne l'évolution circonférentielle de la température de paroi en écoulement annulaire. Pour les mélanges R22/R114, selon Jung *et al.* (1989) et les mélanges R13B1/R152a, selon Ross *et al.*

(1987), la température au sommet du tube est supérieure à celle du bas du tube. Par contre le mélange *R12/R152a* ne montre pas cette évolution de température, comme dans le cas des fluides purs. La variation de la température de paroi le long de la circonférence du tube est attribuée à la variation de la composition locale du mélange dans le film liquide. Pour le *R12/R152a*, cette variation est minimum du fait de l'écart ténu entre la composition liquide et la composition vapeur (*X-Y*). Elle vaut 0,11 pour ce dernier mélange contre 0,45 pour le *R22/R114*. Par contre aucune explication n'est avancée pour la variation de la composition locale le long de la circonférence.

Darabi *et al.* (1995) présentent quelques corrélations du coefficient d'échange en évaporation, et notamment pour des mélanges. Ils soulignent aussi les différents effets des mélanges de réfrigérants que sont l'influence de la composition sur la nucléation, le changement des propriétés physiques des mélanges avec la composition, et le retard qui se produit dans les mécanismes d'évaporation.

Panchal & Bell (1995) ont analysé les conséquences de l'emploi de mélanges de réfrigérants en évaporation. La première remarque concerne l'effet de la résistance de transfert de masse. La résistance de transfert de masse entre la phase liquide et la phase vapeur lors de la croissance des bulles induit un rallongement la zone d'ébullition nucléée. La conséquence directe est une dégradation du coefficient d'échange, car les écoulements type annulaire avec évaporation à l'interface liquide/vapeur ont moins d'importance.

La seconde influence du mélange est le phénomène de séparation des phases. Il peut s'avérer, pour les écoulements horizontaux, qu'apparaissent des déséquilibres thermodynamiques entre les phases. Pour un écoulement annulaire, il peut se créer un gradient de concentration le long du périmètre de la conduite. Il y aurait alors un risque d'assèchement du film liquide ou de forte concentration du composé le moins volatile dans le film liquide, ce qui augmenterait la température d'interface et diminuerait le coefficient d'échange.

Choi *et al.* (2000) ont mesuré le coefficients d'échange en évaporation dans un tube lisse horizontal pour des mélanges de R32, R125 et R134a, et ont notamment utilisé du R407C. Ils ont ainsi montré la nette dégradation du coefficient d'échange par rapport à un réfrigérant pur comme le R22. Elle peut atteindre 50%. Ils ont aussi mis en évidence une dépendance du coefficient d'échange avec la température d'évaporation, et un comportement différent qu'il s'agisse d'un fluide pur ou d'un mélange. Pour les faibles titres, le coefficient d'échange augmente avec la température d'évaporation dans le cas d'un fluide pur. Cette

tendance est très faible pour le R407C. A fort titre par contre, l'effet de la température devient inexistant, aussi bien pour les réfrigérants purs que pour le R407C. A partir d'une base de données de près de 3000 points expérimentaux, ils ont développé une corrélation pour les mélanges de réfrigérants, adaptée au R407C entre autre.

$$h_{dp} = E h_\ell + F_M S h_{en} \quad (\text{III} - 21)$$

$$E = 1 + 24000 Bo^{1,16} + 1,23 \left( \frac{1}{X_H} \right)^{0,86} \quad (\text{III} - 22)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1,15 \cdot 10^{-6} E^2 Re_\ell^{1,17}} \quad (\text{III} - 23)$$

où  $E$  et  $S$  sont respectivement le facteur d'augmentation convectif et  $S$  le facteur de suppression de l'ébullition nucléée.  $h_\ell$  est le coefficient d'échange monophasique calculé à partir de la loi de Dittus et Boelter,  $h_{en}$  est le coefficient d'échange en ébullition nucléée déterminé par la corrélation de Stephan et Abdelsalam. Le facteur  $F_M$  est le coefficient correctif pour les mélanges zéotropes. Il vaut :

$$F_M = \frac{1}{1 + c_M \left\{ \frac{c_{pl} (T_{rosée} - T_{bulle})}{h_{\ell v}} \right\}} \quad (\text{III} - 24)$$

avec  $c_M = 0,039$ .

Les auteurs obtiennent un écart entre la corrélation développée et les points expérimentaux de 13,2% au maximum.

## Chapitre IV. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

### SOMMAIRE

<b>CHAPITRE IV. DISPOSITIF EXPERIMENTAL.....</b>	<b>99</b>
IV.1. DESCRIPTION DE LA BOUCLE PHETEP .....	100
<i>IV.1.1. Description générale.....</i>	<i>100</i>
<i>IV.1.2. Circuit principal : groupe frigorifique.....</i>	<i>101</i>
IV.1.2.a. le compresseur .....	101
IV.1.2.b. le détendeur thermostatique.....	105
IV.1.2.c. le condenseur .....	106
IV.1.2.d. l'évaporateur .....	107
<i>IV.1.3. Source froide.....</i>	<i>109</i>
<i>IV.1.4. Source chaude.....</i>	<i>109</i>
<i>IV.1.5. Refroidissement de la source chaude.....</i>	<i>109</i>
IV.2. INSTRUMENTATION ET MESURES.....	110
<i>IV.2.1. Acquisition.....</i>	<i>110</i>
<i>IV.2.2. Mesures de débit .....</i>	<i>112</i>
<i>IV.2.3. Mesures de pression.....</i>	<i>114</i>
<i>IV.2.4. Mesures de températures .....</i>	<i>114</i>
IV.3. EXPLOITATION DES MESURES.....	117
<i>IV.3.1. Surchauffe et sous-refroidissement .....</i>	<i>117</i>
<i>IV.3.2. Titre massique de vapeur en entrée de l'évaporateur.....</i>	<i>118</i>
<i>IV.3.3. Puissances thermiques échangées et Coefficient de Performance .....</i>	<i>120</i>
<i>IV.3.4. Coefficient d'échange en évaporation côté réfrigérant .....</i>	<i>122</i>
IV.4. INSTALLATION GARLABAN .....	126
<i>IV.4.1. Dispositif expérimental .....</i>	<i>126</i>
IV.4.1.a. Refroidisseur de liquide .....	126
IV.4.1.b. circuit d'eau chaude.....	130
IV.4.1.c. Circuit d'eau froide.....	131
<i>IV.4.2. Instrumentation et mesures .....</i>	<i>133</i>

Ce chapitre décrit les moyens expérimentaux mis en place au GRETh-CEA de Grenoble pour l'étude des phénomènes transitoires dans les groupes froids et plus particulièrement sur les évaporateurs de ces machines. Deux installations ont été étudiées. La première, PHETEP, qui constitue le cœur de ce travail, repose sur un groupe froid équipé d'échangeurs à plaques reliés à des circuits secondaires d'eau pour la source chaude et la source froide. La seconde installation expérimentale, GARLABAN, est un refroidisseur de liquide doté d'échangeurs de type tubes et calandre d'une puissance froide comprise entre 40 kW et 70 kW.

Nous présentons dans la première partie du chapitre la description de la boucle PHETEP – PHEnomènes Transitoires dans un Evaporateur à Plaques – en détaillant chaque composant du circuit frigorifique, ainsi que les constituants des circuits secondaires. Il sera ensuite mis l'accent sur l'instrumentation adoptée pour le suivi des transitoires, et particulièrement les mesures locales effectuées dans l'évaporateur. L'installation GARLABAN, utilisée pour l'étude du comportement transitoire d'un groupe froid équipé d'échangeurs à faisceaux de tubes est synthétiquement présentée dans la seconde partie de ce chapitre.

## **IV.1. DESCRIPTION DE LA BOUCLE PHETEP**

Dans cette partie, les éléments constitutifs de la boucle PHETEP sont présentés. Après une description générale, nous insisterons sur chaque circuit composant l'installation et plus particulièrement le circuit frigorifique.

### **IV.1.1. Description générale**

Le dispositif expérimental PHETEP est constitué de quatre circuits (Figure IV-1) qui sont :

le circuit (100) est le groupe frigorifique étudié ;

le circuit (200) est le circuit ouvert d'eau industrielle servant de source froide pour l'évaporateur du circuit (100) ;

le circuit (300) est le circuit fermé d'eau de ville utilisé comme source chaude pour le condenseur du circuit frigorifique (100) ;

enfin le circuit (400) est le circuit ouvert d'eau industrielle permettant le refroidissement de l'eau de ville du circuit (300).

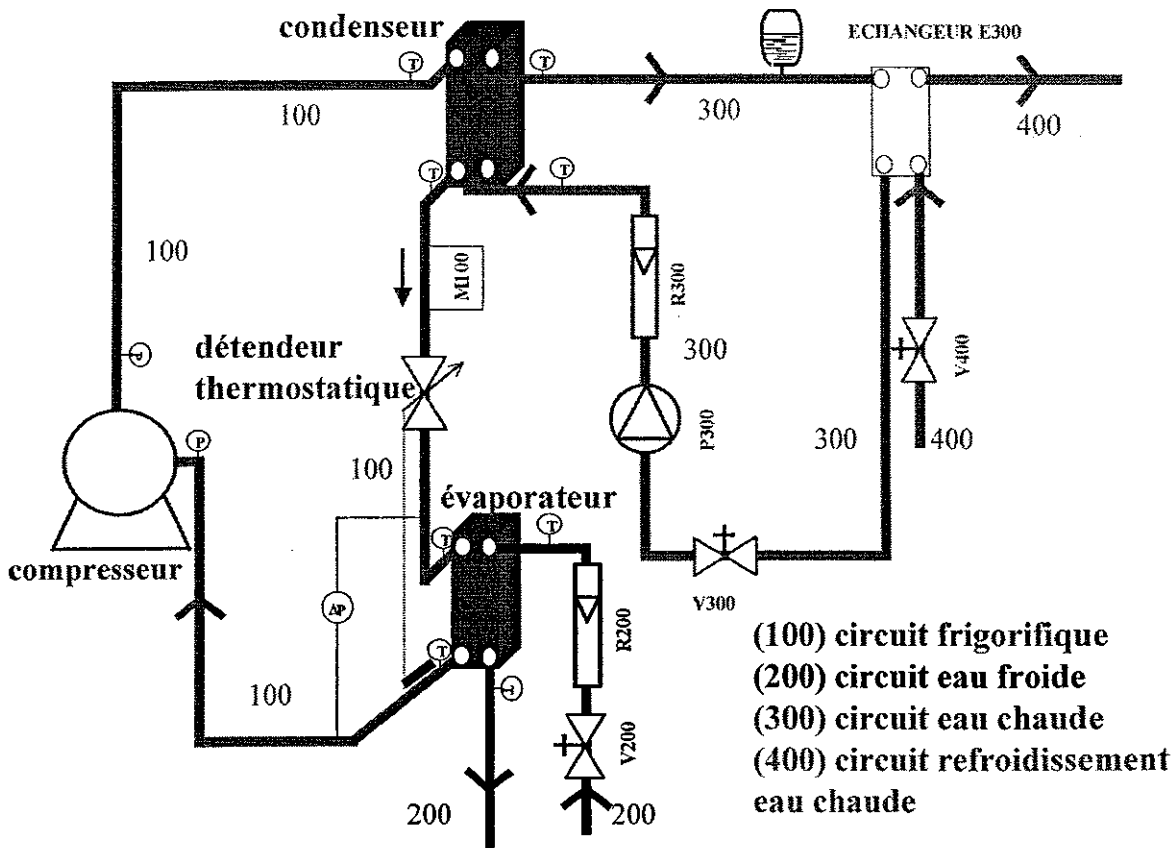


Figure IV-1 - Schéma de l'installation expérimentale PHETEP

### IV.1.2. Circuit principal : groupe frigorifique

Le circuit principal (100) constitue le système étudié ici. Il s'agit d'un refroidisseur de liquide fabriqué par la Société HCF-LENNOX basée à Mions (69). Cette installation est utilisée pour la production d'eau glacée. A l'origine, cette machine est constituée d'un compresseur à piston, de deux échangeurs à plaques corruguées brasées et d'un détendeur thermostatique. A des fins de métrologie, l'évaporateur à plaques brasées initial a été remplacé par un évaporateur à plaques et joints, tandis qu'un débitmètre massique à effet Coriolis (M100) a été ajouté dans la ligne liquide en sortie du condenseur. Ces modifications seront approfondies dans les paragraphes concernant l'évaporateur et la métrologie de l'installation. Nous allons à présent détailler chaque composant essentiel du circuit frigorifique.

#### IV.1.2.a. le compresseur

Le compresseur du circuit frigorifique est un modèle hermétique à piston de la série MTZ fabriqué par Danfoss Maneurop. Ce compresseur est mono-vitesse et sa vitesse de



rotation vaut 2900 tr/min. Le débit volumique nominale vaut 11,81 m<sup>3</sup>/h. La Figure IV-2 représente le compresseur du groupe frigorifique, ses dimensions ainsi que l'emplacement des tubulures d'entrée et de sortie des vapeurs.

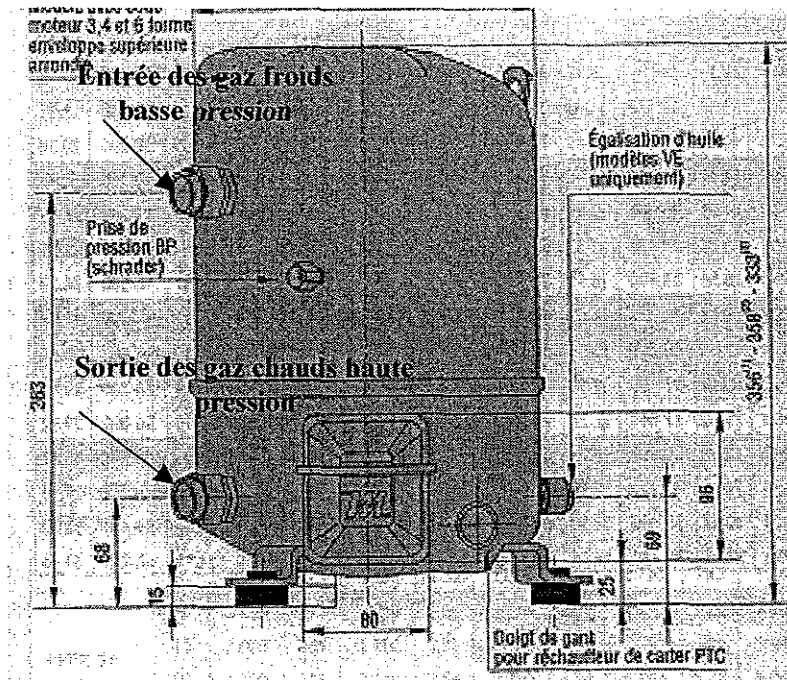


Figure IV-2 - Dimensions du compresseur à piston Danfoss Maneurop MTZ 40

Le rôle du compresseur dans une machine frigorifique est essentiel. C'est lui qui permet la mise en circulation du fluide frigorigène dans le circuit. Pour cela, il aspire les vapeurs froides produites par la vaporisation à basse pression du réfrigérant dans l'évaporateur. Ces vapeurs sont ensuite comprimées puis refoulées à haute pression dans le condenseur pour permettre leur condensation par refroidissement (Rapin & Jacquard, 1996).

Il existe plusieurs types de compresseurs (à piston, à vis, centrifuge). Le modèle présent sur l'installation est un compresseur à piston. C'est un compresseur volumétrique, c'est-à-dire que la compression de la vapeur est produite par la réduction du volume occupé par celle-ci dans la chambre de compression. Dans le cas du compresseur à piston (Figure IV-3), le mouvement rotatif du vilebrequin (2) induit par le moteur (1) est transformé en mouvement de translation du piston (3) qui coulisse alternativement dans le cylindre (4). Le mouvement de va-et-vient du piston permet l'aspiration, la compression puis le refoulement des vapeurs de fluide frigorigène. Pour empêcher tout grippage des pièces mobiles et favoriser leurs mouvements, la lubrification est assurée par de l'huile synthétique *polyolester* POE contenue

dans le carter (5) dans la partie basse du compresseur. Cette huile est entraînée vers les organes mobiles par le mouvement de rotation du vilebrequin.

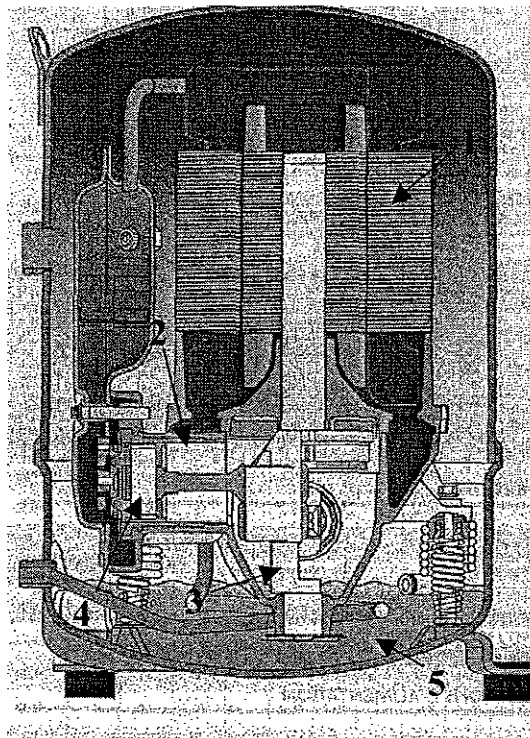


Figure IV-3 - Vue des constituants internes du compresseur à piston Danfoss Maneurop : moteur (1), piston (2), vilebrequin (3), cylindre (4), carter et réserve d'huile (5).

On note sur la Figure IV-3 que les vapeurs froides aspirées arrivent directement dans le corps du compresseur. Le grand volume de ce dernier doit permettre au compresseur d'accepter l'entrée de liquide qui ne se serait pas totalement évaporé en amont. L'arrivée de liquide dans le compresseur est cependant pénalisante pour son fonctionnement et sa durée de vie. Même si le grand volume du corps du compresseur permet de tolérer l'entrée de liquide, cela n'empêche pas certains problèmes : solubilité du fluide frigorigène dans l'huile, rinçage des paliers de leur huile en risquant ainsi de les gripper, transferts externes d'huile conduisant à une diminution du niveau dans le carter. Il s'avère que, dans le cas des fluides zéotropes comme le R407C utilisé dans notre installation, un retour de liquide dans le compresseur amène des conséquences négatives supplémentaires. A cause de la différence de composition du mélange en phase liquide et en phase vapeur, l'arrivée de liquide dans le compresseur implique que les vapeurs aspirées ont une composition massique différente du fluide frigorigène d'origine. Cette différence de composition de la vapeur conduit alors à des

conditions de pression et des températures de refoulement différentes des conditions nominales.

La puissance absorbée par le compresseur est fortement dépendante des conditions de fonctionnement de l'évaporateur et le condenseur. La Figure IV-4 montre le comportement de la puissance électrique absorbée par le compresseur en fonction des températures d'évaporation et de condensation.

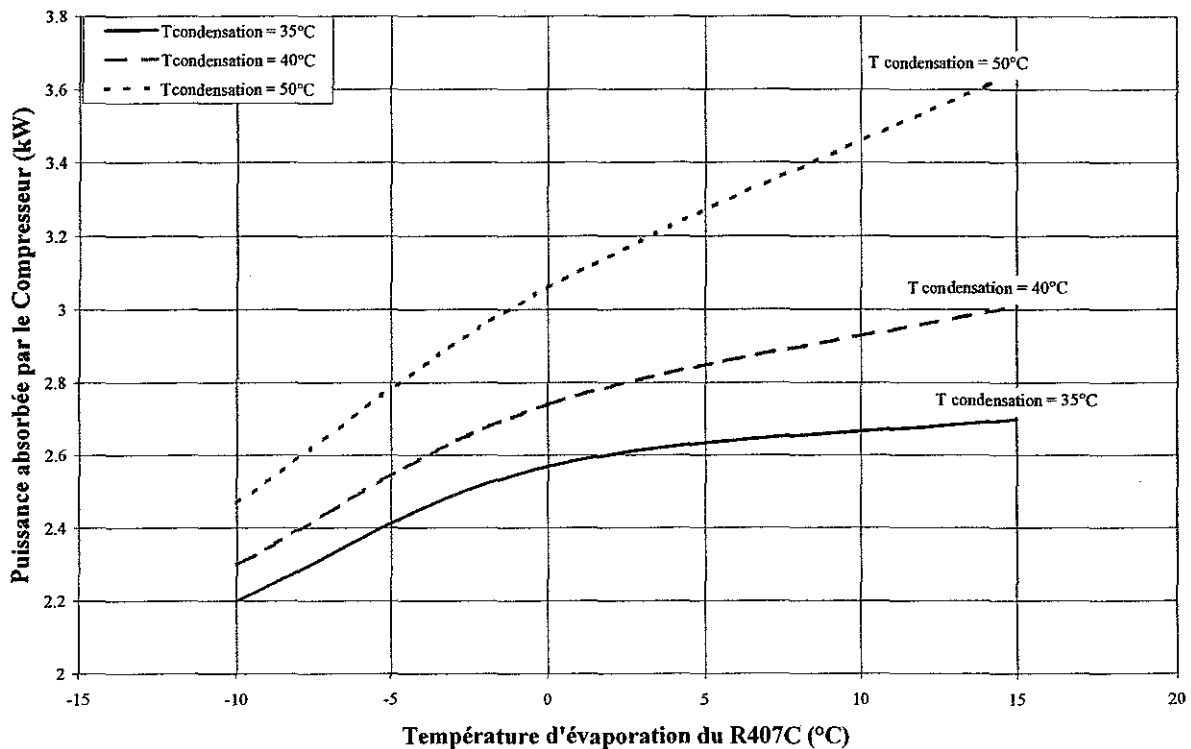


Figure IV-4 - Evolution de la puissance absorbée par le compresseur en fonction de la température d'évaporation et de la température de condensation pour le réfrigérant R407C (d'après Danfoss Maneurop).

Lorsque la température d'évaporation augmente à température de condensation constante, la puissance absorbée par le compresseur s'élève à cause de l'augmentation de la densité de la vapeur surchauffée quittant l'évaporateur. Lorsque la température d'évaporation est constante, la puissance absorbée croît avec la température de condensation, du fait de l'augmentation de la pression de refoulement, nécessitant plus d'énergie pour comprimer la vapeur.

### IV.1.2.b. le détendeur thermostatique

Le détendeur doit assurer que l'évaporateur de la machine frigorifique est suffisamment alimenté en réfrigérant pour que la surchauffe reste stable et proche de la consigne souhaitée. Pour cela, il injecte la quantité de fluide nécessaire pour extraire l'énergie calorifique de la source à refroidir. Le détendeur assure aussi la séparation entre la haute et la basse pression. Le fluide frigorigène entre dans le détendeur à l'état de liquide sous-refroidi à la pression de condensation. En passant à travers l'orifice de détente calibré, la brutale chute de pression produit une vaporisation partielle (phénomène de *vaporisation instantanée*) et un refroidissement du fluide. Celui-ci sort du détendeur sous forme de mélange liquide-vapeur, d'autant plus riche en vapeur que la pression d'évaporation est basse.

Le système de détente du groupe frigorifique est un détendeur thermostatique à égalisation externe de pression. Le terme *égalisation externe de pression* signifie que c'est la pression en sortie de l'évaporateur qui est prise en compte pour l'équilibre mécanique du pointeau de détente et non la pression en entrée de l'évaporateur. Ce principe permet la prise en compte des pertes de pression dans l'échangeur pour mieux adapter le débit à la surchauffe souhaitée.

Sur la Figure IV-5 sont représentés les organes principaux constituant le détendeur.

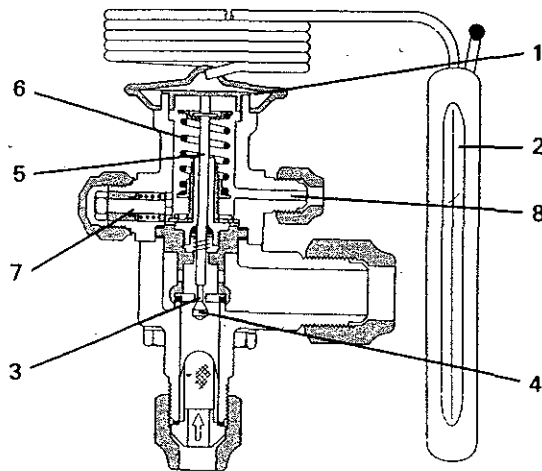


Figure IV-5 - Schéma du détendeur thermostatique à égalisation externe de pression.  
 1. Diaphragme ; 2. Bulbe ; 3. Siège de clapet ; 4. Clapet ; 5. Tige de liaison ; 6. Ressort réglable ; 7. Vis de réglage ; 8. Orifice d'égalisation de pression.

L'ouverture de l'orifice de détente est due au déplacement du clapet (4). Ce dernier est lié au diaphragme (1) sur lequel s'exercent trois forces :

- la force  $f_1$  du ressort (6) dont l'action est maintenue par la vis de réglage (7) et tendant à fermer l'orifice ;
- la force  $f_2$  exercée sur le diaphragme (1) par la pression en sortie d'évaporateur amenée par l'orifice d'égalisation (8) et tendant à fermer l'orifice ;
- la force  $f_3$  exercée sur le diaphragme (1) par la pression du fluide vecteur du bulbe et tendant à ouvrir l'orifice.

Les deux premières forces agissent dans le même sens et s'opposent à la troisième. Si la surchauffe augmente en sortie de l'évaporateur, la pression dans le bulbe augmente conduisant à l'ouverture plus importante de l'orifice de détente. Du coup le débit augmente, réduisant du même coup la surchauffe. Il est possible de maintenir la surchauffe autour de la valeur réglée en jouant sur la tension du ressort (6) via la vis (7).

#### **IV.1.2.c. le condenseur**

Le condenseur doit permettre d'évacuer l'énergie calorifique du fluide frigorigène vers une source chaude en assurant la condensation des vapeurs surchauffées refoulées par le compresseur.

Le condenseur du groupe froid est un échangeur thermique à plaques corruguées brasées. Le brasage des plaques entre elles permet une bonne tenue mécanique à des pressions élevées.

Les caractéristiques géométriques du condenseur sont :

nombre de plaques : 22

longueur utile : 470 mm

largeur des plaques : 115 mm

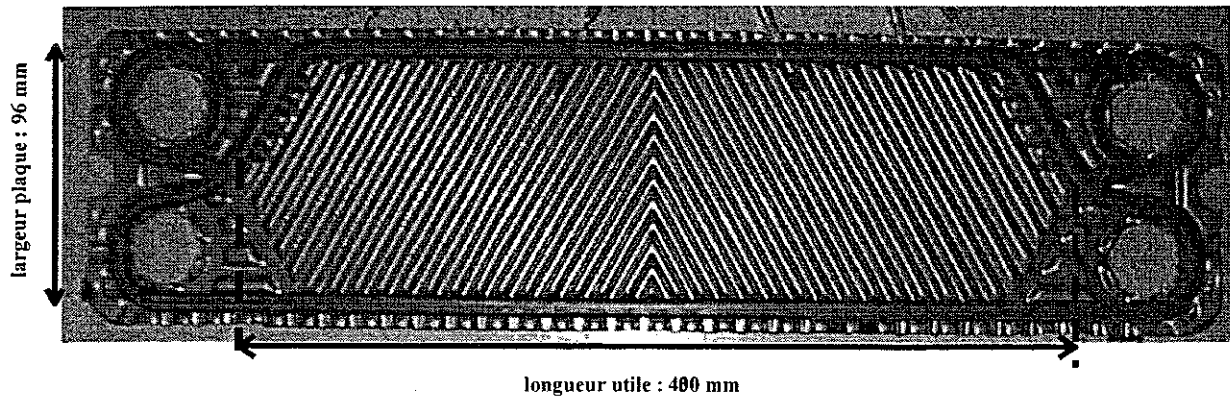
diamètre des tubulures d'entrée/sortie eau et réfrigérant : 33,7 mm

Le réfrigérant et l'eau circulent à contre-courant, le fluide frigorigène descendant et l'eau montant dans l'échangeur.

#### **IV.1.2.d. L'évaporateur**

La fonction de l'évaporateur dans le groupe froid est de puiser la chaleur à la source froide par évaporation complète du fluide. Il sert aussi à surchauffer les vapeurs avant d'entrer dans le compresseur. Le fluide entre dans l'évaporateur à saturation, avec un titre de vapeur avoisinant 20%.

L'évaporateur de l'installation frigorifique est un échangeur à plaques et joints fabriqué par Vicarb. A l'origine, il s'agissait d'un échangeur à plaques brasées. Ce dernier a été remplacé pour des raisons de faisabilité d'une métrologie interne à l'appareil que nous présenterons dans la partie consacrée à l'instrumentation. La Figure IV-6 et la Figure IV-7 présentent les dimensions caractéristiques d'une plaque de l'évaporateur. Les données sont reportées dans le Tableau IV-1.



*Figure IV-6 - Plaque corruguée de l'évaporateur du groupe froid.*

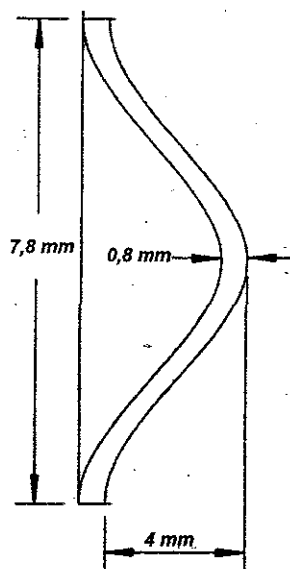


Figure IV-7 - Schéma en coupe et dimensions caractéristiques d'une corrugation de la plaque de l'évaporateur.

<b>matière</b>	<i>acier inoxydable</i>
<b>nombre de plaques</b>	23
<b>angle du chevron par rapport à l'axe d'écoulement</b>	60°
<b>longueur utile d'une plaque</b>	400 mm
<b>largeur d'une plaque</b>	96 mm
<b>épaisseur</b>	0,6 mm
<b>pas de corrugation</b>	7,8 mm
<b>hauteur de corrugation</b>	4 mm
<b>Diamètre hydraulique</b>	8 mm
<b>diamètre tubulure entrée/sortie</b>	27,9 mm

Tableau IV-1 - Rappel des dimensions caractéristiques de l'évaporateur à plaques et joints.

Les plaques sont maintenues et serrées grâce à un châssis, servant à la fois de support des plaques et d'étau par l'intermédiaire de six tiges filetées. Le serrage des tiges filetées

assure ainsi l'étanchéité des canaux et le réglage de l'espacement entre les plaques. L'évaporateur est à contre-courant. L'échangeur est monté verticalement ; le fluide frigorigène monte tandis que l'eau froide descend.

### **IV.1.3. Source froide**

La source froide (200) assure l'apport d'énergie calorifique nécessaire pour vaporiser le réfrigérant dans l'évaporateur. Pour des raisons de simplicité, le circuit d'eau industriel est ouvert, car la température de cette eau est dans une plage de température adaptée à la machine frigorifique ( $9^{\circ}\text{C} \sim 12^{\circ}\text{C}$ ). De plus le débit accessible sur le circuit d'eau industriel est dans compris la gamme de débit nominale préconisé par le constructeur ( $1,2 \text{ m}^3/\text{h} - 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$ ). Il est constitué :

- de la vanne manuelle V200 permettant d'ajuster le débit d'eau industrielle dans l'évaporateur ;
- du rotamètre R200 ayant une plage de mesure de 0 à  $2,5 \text{ m}^3/\text{h}$ .

### **IV.1.4. Source chaude**

La source chaude (300) permet d'extraire la chaleur nécessaire au fluide frigorigène pour le condenser. Il s'agit d'un circuit d'eau de ville fermé, et refroidi par le circuit secondaire (400). L'emploi d'un circuit d'eau fermé autorise le réglage de la température de l'eau en entrée du condenseur en jouant sur le débit d'eau du circuit de refroidissement (400).

Le circuit servant de source chaude est composé d'un circulateur P300 à deux vitesses. On peut de plus ajuster le débit en jouant sur la vanne V300. Le débit d'eau maximum possible sur le circuit est  $3 \text{ m}^3/\text{h}$ . La mesure du débit est réalisée grâce au rotamètre R300. L'eau est refroidie dans l'échangeur à plaques E300.

### **IV.1.5. Refroidissement de la source chaude**

Le circuit de refroidissement (400) sert à régler la température moyenne de l'eau de la source chaude (300) à l'entrée du condenseur en jouant sur la vanne V400. Si le débit d'eau dans le circuit de refroidissement augmente, les échanges thermiques augmentent et entraînent la baisse de la température moyenne de l'eau de la source chaude. Inversement, la diminution du débit d'eau dans le circuit de refroidissement conduit à une augmentation de la température



moyenne de l'eau de la source chaude. Comme nous le constaterons plus loin, la variation de la température moyenne de l'eau de la source chaude influence directement la pression de condensation dans la machine frigorifique.

## **IV.2. INSTRUMENTATION ET MESURES**

Dans cette partie est présentée l'instrumentation mise en place sur l'installation expérimentale PHETEP pour effectuer les mesures en régime permanent et dynamique. La Figure IV-1 représente les mesures globales effectuées sur l'installation. Deux ensembles de capteurs sont définis :

- les capteurs des circuits d'eau chaude et d'eau froide, permettant d'effectuer les bilans de puissance sur le condenseur et l'évaporateur (4 thermocouples et deux débitmètres),
- les capteurs instrumentant le circuit de fluide frigorigène (2 capteurs de pression absolue, un capteur de pression différentielle, un capteur de débit, 4 thermocouples).

En outre, une instrumentation locale de l'évaporateur a été réalisée par l'insertion de 12 thermocouples répartis entre un canal de réfrigérant, un canal d'eau adjacent et la paroi séparant les deux canaux (Figure IV-11).

### **IV.2.1. Acquisition**

L'acquisition est réalisée par un micro-ordinateur pilotant une centrale d'acquisition HP 34970A. Cette centrale est équipée de deux cartes d'acquisition multiplexeur HP 34902A (16 voies chacune). Ces cartes permettent des mesures en tension avec des capteurs deux fils. Les thermocouples sont directement connectés aux voies des multiplexeurs. Pour les appareils de mesure sortant un signal en courant 4-20 mA, il est nécessaire d'installer une résistance électrique afin de transformer le signal courant en signal tension selon le schéma donné par la Figure IV-8.

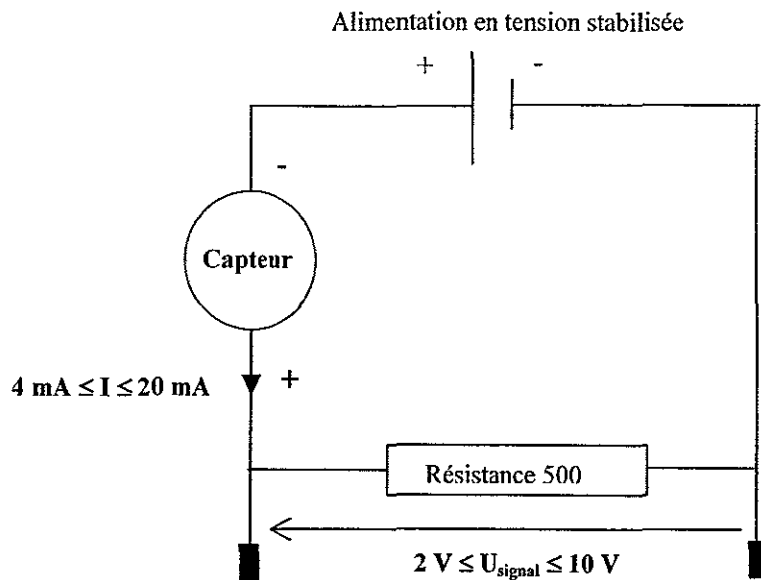


Figure IV-8 - Montage électrique au niveau de la centrale d'acquisition pour lire un signal en courant.

Le temps pour effectuer une scrutation complète des voies est un paramètre réglable de la centrale d'acquisition. Une période d'une seconde pour balayer toutes les voies est suffisant devant les temps caractéristiques des transitoires dans la machine frigorifique. Il est également possible de fixer le temps d'intégration durant lequel le signal est échantillonné. Cette période est un nombre entier ou une fraction de la période du courant secteur. Bien entendu, plus le temps d'intégration est long, meilleure est la mesure. En contre-partie, plus on désire une période de scrutation courte, plus le temps d'intégration doit être court. Pour nos acquisitions, le temps d'intégration a été fixé à une période du courant secteur (0,02 s), ce qui est un bon compromis puisque la fréquence maximum de balayage choisie est de 22 Hz (22 voies en 1 seconde).

Les erreurs induites par l'acquisition sont de deux ordres :

- l'erreur de mesure propre liée aux imprécisions qui résultent de la fonction de mesure et au niveau du signal d'entrée. Cette erreur varie en fonction du niveau du signal d'entrée, c'est pourquoi elle est représentée en pourcentage de la valeur mesurée. Elle vaut pour les tensions continues sur une plage de 24 heures  $\pm 0,0015\%$  de la valeur mesurée ;
- l'erreur de gamme est due aux imprécisions qui résultent de la fonction de mesure de la gamme sélectionnée. C'est une erreur constante, dépendante

uniquement de la gamme de mesure utilisée. Sur une plage de 24 heures, elle vaut  $\pm 0,0004$  % de la gamme considérée pour des mesures de tensions continues.

Pour les essais en régime permanent, un enregistrement de cent valeurs est réalisé pour obtenir une moyenne  $\bar{X}$  pour chaque grandeur mesurée X :

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^{100} X_i}{100}$$

La déviation  $\sigma_X$  pour la grandeur mesurée X vaut alors :

$$\sigma_X = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{100} (X_i - \bar{X})^2}}{100}$$

On vérifie alors que la déviation moyenne est inférieure à 2% pour les différentes grandeurs mesurées en régime permanent.

#### IV.2.2. Mesures de débit

Deux types de débitmètres sont employés sur l'installation PHETEP, répartis sur les trois principaux circuits.

- circuit (100) :

Pour le circuit du fluide frigorigène, une mesure du débit massique (**M100**) est réalisée en phase liquide à la sortie du condenseur.

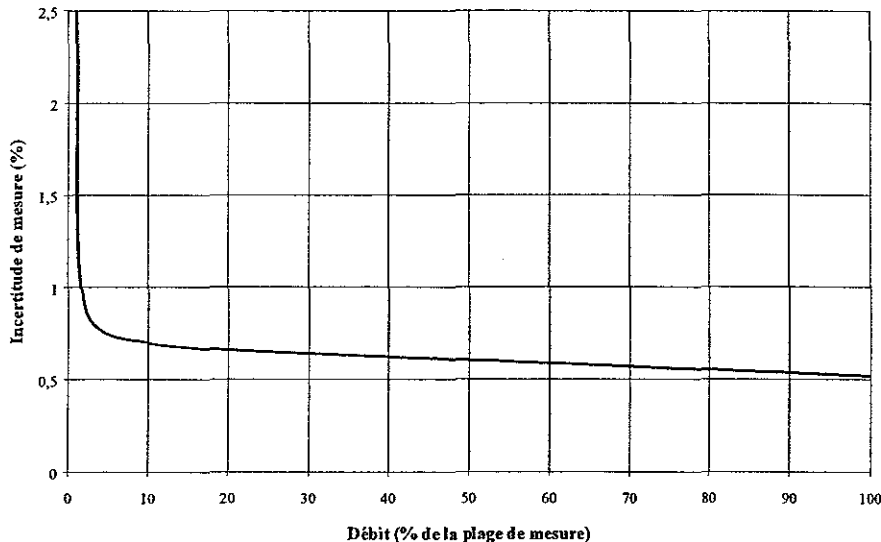


Figure IV-9 - Débit massique du fluide frigorigène - Incertitude en fonction du débit massique mesuré.

Le capteur est un débitmètre à effet Coriolis *Micro Motion R025*, étalonné entre 0 et 350 kg/h. L'erreur après étalonnage est garantie à  $\pm 0,04\%$  par le constructeur. La Figure IV-9 montre l'évolution de l'incertitude de la mesure en fonction du débit massique mesuré. On remarque que l'erreur tombe rapidement en-dessous de  $\pm 0,6\%$  lorsque le débit est supérieur à 20% du débit maximum de la plage de fonctionnement du capteur (soit 70 kg/h). Le temps de réponse du débitmètre vaut 0,1 seconde, temps largement inférieur à la période de balayage des voies par la centrale d'acquisition.

- circuit (200) :

Un débitmètre à flotteur (**R200**) Khrono ayant une plage de mesure de 0 à 2,5 m<sup>3</sup>/h est employé pour estimer le débit volumique du circuit d'eau froide. La précision de la mesure est évaluée à une graduation, c'est à dire 0,1 m<sup>3</sup>/h. Dans la gamme de fonctionnement étudiée, cela donne un échelonnement de l'erreur entre  $\pm 4\%$  à fort débit jusqu'à  $\pm 8\%$  pour le débit minimum.

- circuit (300) :

Un débitmètre à flotteur (**R300**) SART modèle SB 598 permet de mesurer le débit volumique sur le circuit d'eau chaude. Sa plage de mesure s'étend de 600 l/h à 6000 l/h. La précision de la mesure est estimée à une graduation sur le tube en verre du rotamètre, soit 100

l/h. Cela donne une erreur variant entre  $\pm 3,3\%$  pour le débit maximum imposé (3000 l/h) à  $\pm 5\%$  pour les débits plus faibles ( $\sim 2000$  l/h).

### IV.2.3. Mesures de pression

- Pressions absolues :

Deux capteurs de pression absolue sont utilisés sur le circuit de fluide frigorigène, l'un mesurant la pression d'aspiration en sortie de l'évaporateur, l'autre mesurant la pression de refoulement en entrée du condenseur (notés par un **P** sur la Figure IV-1). Il s'agit de deux transmetteurs de pression Danfoss MBS 33 dont la plage de mesure s'étend de 0 à 25 bar. L'incertitude de la mesure est inférieure à  $\pm 1\%$  de la pression mesurée. Le temps de réponse des capteurs est inférieur à 4 millisecondes.

- Pression différentielle :

La pression différentielle est mesurée entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur (indiquée par  $\Delta P$  sur la Figure IV-1). Elle est réalisée par un transmetteur de pression différentielle Siemens SISTRANS<sup>®</sup> configuré dans la plage 0-125 mbar (soit 50% de la plage maximale admissible). L'incertitude de la mesure vaut  $\pm 0,1\%$  de la plage de mesure, c'est-à-dire  $\pm 0,12$  mbar, en tenant compte de la chaîne de mesure complète.

Le temps de réponse du capteur de pression différentielle vaut 0,2 seconde. Ce temps de réponse est suffisamment inférieur au temps de scrutation de la centrale d'acquisition.

### IV.2.4. Mesures de températures

Les températures sont mesurées par des thermocouples gainés de type K (jonction Nickel-Chrome) et de classe 1, de diamètres 1 mm et 0,5 mm.

Les thermocouples de 1 mm servent aux mesures de températures en entrée et sortie de chaque échangeur sur le circuit de fluide frigorigène et sur les circuits d'eau. Leurs emplacements sont indiqués sur la Figure IV-1 (notés **T**). Les thermocouples de 0,5 mm sont utilisés pour les mesures locales dans l'évaporateur. La précision obtenue sur les thermocouples après étalonnage est de  $\pm 0,2^\circ\text{C}$ .

- Description de l'instrumentation locale de l'évaporateur :

Une instrumentation plus fine de l'évaporateur a été réalisée. Elle consiste en l'insertion de thermocouples dans un canal eau et un canal réfrigérant adjacents, pour d'obtenir l'évolution de la température le long du canal, côté eau et côté fluide frigorigène, ainsi que des mesures de températures de paroi. Cinq thermocouples sont insérés dans le canal réfrigérant, trois dans le canal eau et quatre en paroi.

L'utilisation d'un évaporateur plaques et joints permet l'insertion à travers le joint des 12 thermocouples via des aiguilles hypodermiques. Les thermocouples employés ont un diamètre de 0,5 mm et sont glissés dans des aiguilles de diamètres 0,8 mm. L'étanchéité est ensuite assurée en colmatant l'embout de l'aiguille avec de la colle forte type *araldite* (Figure IV-10).

Pour éviter que l'aiguille ne soit en contact avec la paroi de la plaque, une gaine en plastique thermoformable est glissée sur l'aiguille.

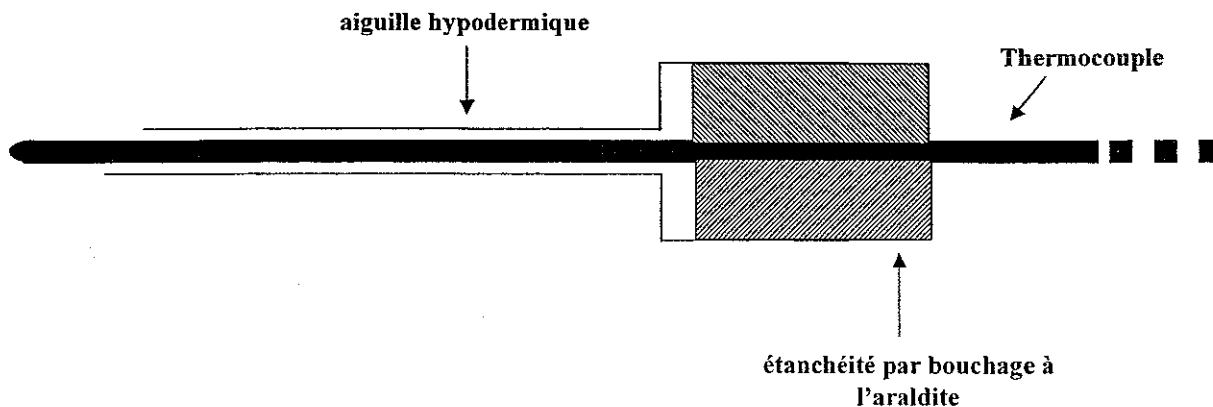


Figure IV-10 – Schéma d'insertion du thermocouple dans l'aiguille hypodermique

Les positions des thermocouples dans le canal d'eau, le canal de fluide frigorigène et en paroi sont représentées sur la Figure IV-11, et leur dénomination et positionnement sont résumés dans le Tableau IV-2.

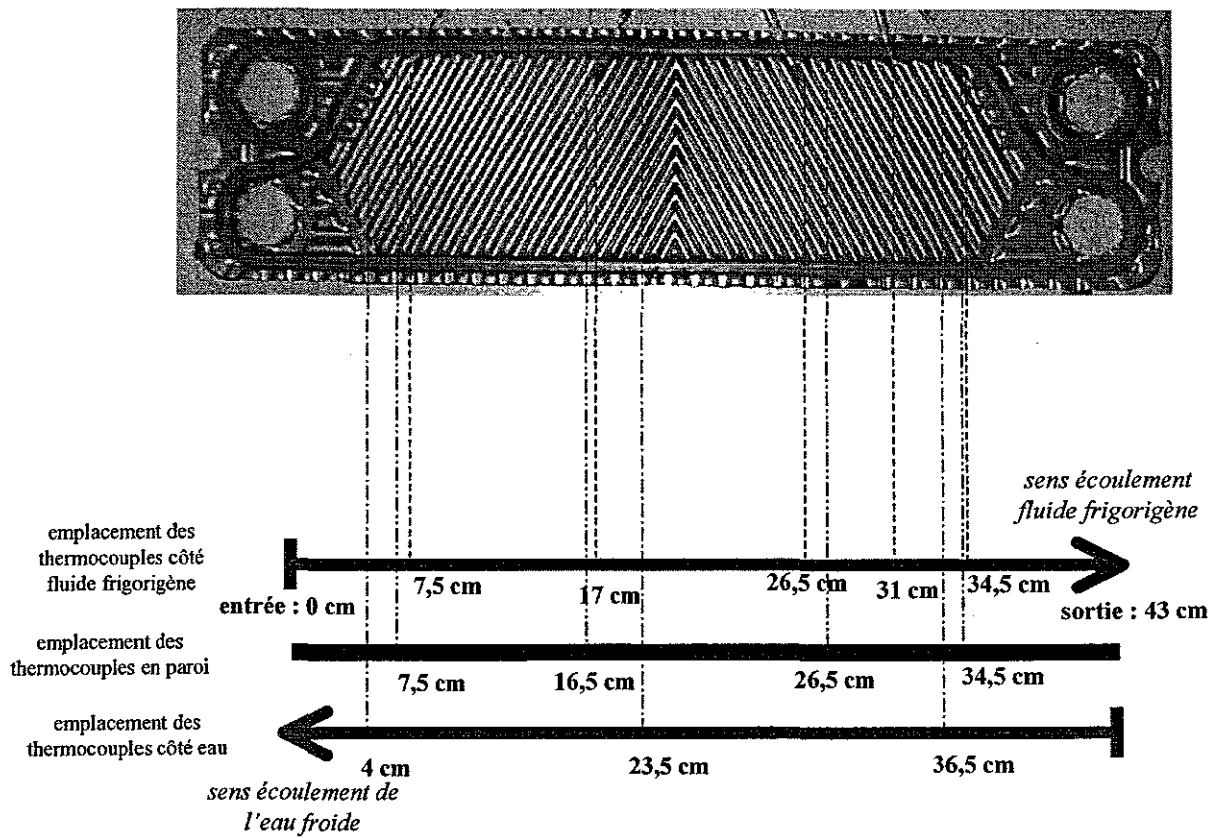


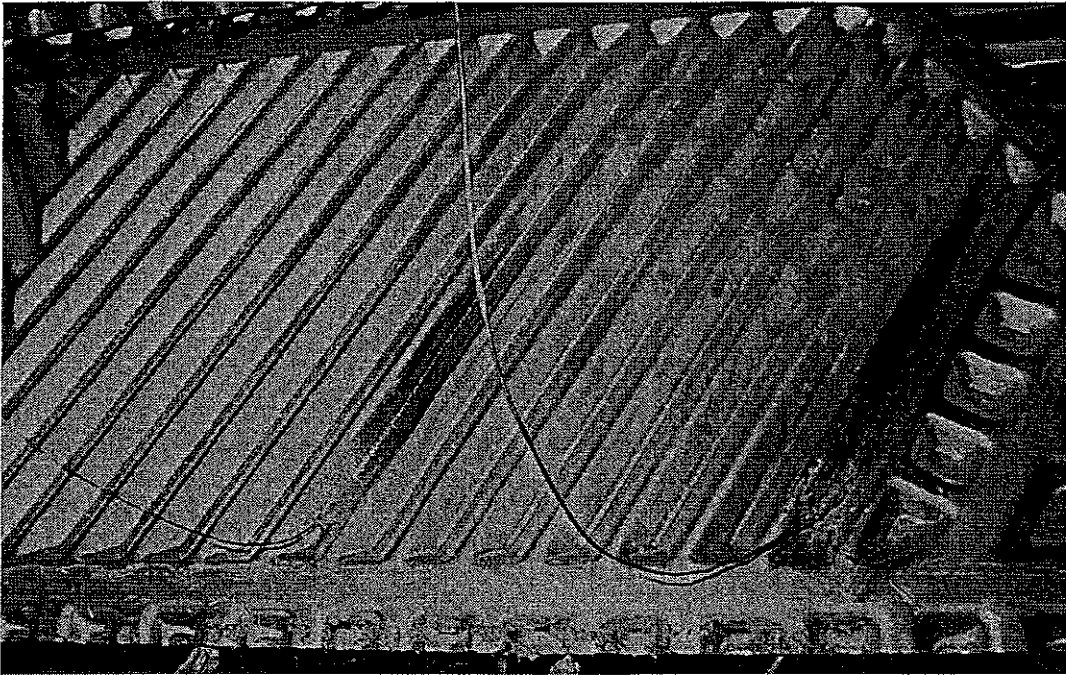
Figure IV-11 - Schéma d'indication des emplacements des thermocouples locaux dans l'évaporateur

Dénomination	Emplacement	Position par rapport à l'entrée du canal réfrigérant (cm)
Te1	mesure température eau	36,5
Te2	mesure température eau	26,5
Te3	mesure température eau	4
Tr1	mesure température R407C	7,5
Tr2	mesure température R407C	17
Tr3	mesure température R407C	26
Tr4	mesure température R407C	31
Tr5	mesure température R407C	34,5
Tp1	mesure température paroi	7,5
Tp2	mesure température paroi	16,5
Tp3	mesure température paroi	26,5
Tp4	mesure température paroi	34,5

Tableau IV-2 - Dénomination et positionnement des thermocouples locaux dans l'évaporateur.

Quatre thermocouples ont été installés en paroi de la plaque séparant les deux canaux instrumentés. Ils sont posés en fond de corrugation de la plaque et fixés par de la colle époxy-

aluminium (20% époxy, 80% aluminium) assurant une bonne adhésion est un bonne conductivité thermique. La Figure IV-12 montre la pose de ces thermocouples.



*Figure IV-12 - Thermocouples sur paroi de plaque en fond de sillon.*

### **IV.3. EXPLOITATION DES MESURES**

Les mesures des grandeurs physiques décrites dans le chapitre précédent permettent ensuite le calcul d'autres grandeurs caractéristiques du fonctionnement de la machine frigorifique et de l'évaporateur. On estime ainsi le degré de surchauffe en sortie de l'évaporateur, le degré de sous-refroidissement en sortie du condenseur, le titre massique en vapeur du fluide frigorigène en entrée de l'évaporateur, les puissances thermiques échangées à l'évaporateur et au condenseur, le coefficient de performance du groupe froid, les coefficients d'échange locaux côté fluide frigorigène dans l'évaporateur.

#### **IV.3.1. Surchauffe et sous-refroidissement**

La surchauffe et le sous-refroidissement sont calculées à partir des températures du fluide frigorigène mesurées en sortie de l'évaporateur et du condenseur :

$$\Delta T_{sat} = T_r^{sortie\ évaporateur} - T_{rosée}(P_{\text{évaporateur}}) \quad (IV-1)$$



$$\Delta T_{sr} = T_{bulle}(P_{condenseur}) - T_r^{sortie\ condenseur} \quad (IV-2)$$

La température de rosée  $T_{rosée}$  du réfrigérant  $R407C$  est calculée à partir de la pression d'aspiration mesurée en sortie de l'évaporateur. La température de bulle  $T_{bulle}$  est estimée à partir de la pression de refoulement mesurée en sortie du compresseur.

- Incertitudes

D'après les expressions de la surchauffe et du sous-refroidissement, l'erreur dans l'estimation de ces deux grandeurs est majorée par les expressions suivantes :

$$\delta(\Delta T_{sat}) = \sqrt{(\delta T)^2 + (\delta T_{rosée})^2} \quad (IV-3)$$

$$\delta(\Delta T_{sr}) = \sqrt{(\delta T)^2 + (\delta T_{bulle})^2} \quad (IV-4)$$

L'erreur sur la mesure de la température vaut  $0,2^\circ\text{C}$ . L'erreur pour la température de bulle et la température de rosée est due à l'approximation de la corrélation permettant de les calculer à partir de la pression, et à l'erreur faite sur la mesure de la pression elle-même. On trouve :

$$\delta T_{rosée} \approx 0,3^\circ\text{C} \text{ et } \delta T_{bulle} \approx 0,6^\circ\text{C}$$

On en déduit l'erreur sur la surchauffe et sur le sous-refroidissement :

$$\delta(\Delta T_{sat}) \approx 0.3^\circ\text{C}$$

$$\delta(\Delta T_{sr}) \approx 0.6^\circ\text{C}$$

### IV.3.2. Titre massique de vapeur en entrée de l'évaporateur

Le titre massique de vapeur en entrée de l'évaporateur est calculé à partir du bilan enthalpique sur l'échangeur en négligeant les pertes thermiques (Figure IV-13) :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{200} (h_\ell(T_{e200}, P_{e200}) - h_\ell(T_{s200}, P_{s200})) &= \dot{m}_{200} c_{p\ell\text{eau}} (T_{e,200} - T_{s,200}) \\ \dot{m}_{200} (h_\ell(T_{e200}, P_{e200}) - h_\ell(T_{s200}, P_{s200})) &= \dot{m}_{100} (h_v(T_{s100}, P_{s100}) - (1 - x_E) h_\ell^{sat}(T_{e100}) - x_E h_v^{sat}(T_{e100})) \end{aligned}$$

d'où

$$x_E = 1 - \frac{\dot{m}_{200} (h_\ell(T_{e200}, P_{e200}) - h_\ell(T_{s200}, P_{s200})) - \dot{m}_{100} (h_v(T_{s100}, P_{s100}) - h_v^{sat}(T_{e100}))}{\dot{m}_{100} (h_v^{sat}(T_{e100}) - h_\ell^{sat}(T_{e100}))}$$

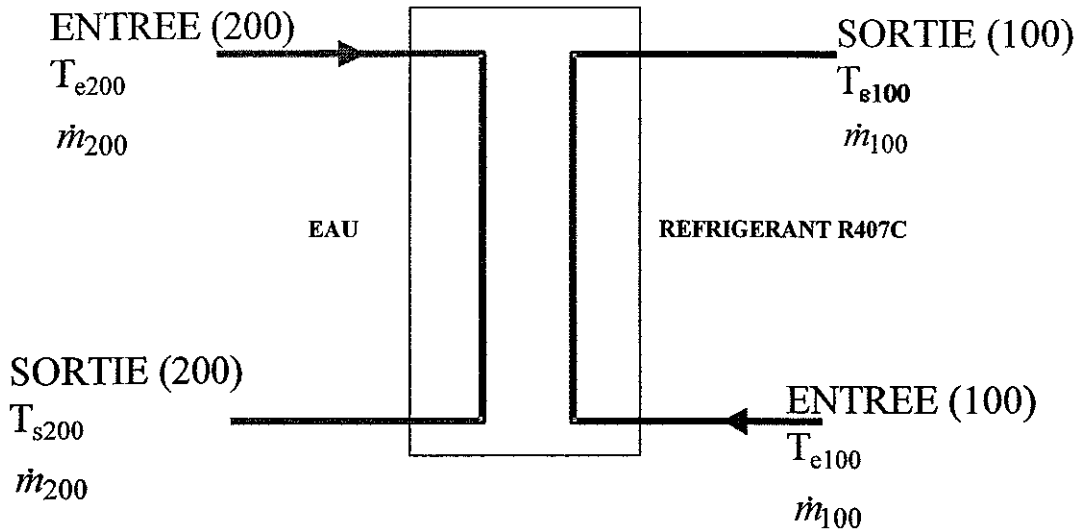


Figure IV-13 – Notations pour le bilan thermique de l'évaporateur.

Si l'on considère que :

- la variation de la pression dans l'évaporateur est négligeable pour la variation de l'enthalpie spécifique de la phase vapeur du R407C devant la variation de température et le changement de phase,
- la variation de l'enthalpie spécifique de l'eau à l'état liquide due à la variation de pression est négligeable devant la variation de l'enthalpie spécifique due à la variation de température,

il vient

$$x_E = 1 - \frac{\dot{m}_{200} \bar{c}_{p\text{eau}} (T_{e200} - T_{s100}) - \dot{m}_{100} c_{p\nu R407C} \Delta T_{sat}}{\dot{m}_{100} h_{\ell\nu}} \quad (IV-6)$$

avec

$$\bar{c}_{pleau} = c_{pleau} \left( \frac{T_{e200} + T_{s200}}{2} \right) \quad \text{chaleur spécifique moyenne de l'eau}$$

$$c_{pvR407C} = c_{pvR407C}(T_{s100}) \quad \text{chaleur spécifique du R407C en sortie de l'évaporateur en phase vapeur}$$

$$h_{lv} = h_{lvR407C}(P_{e100}) \quad \text{enthalpie de vaporisation du R407C prise à la pression d'entrée de l'évaporateur}$$

$$\Delta T_{sat} = T_{s100} - T_{rosée}(p_{s100}) \quad \text{Surchauffe de la vapeur du R407C en sortie évaporateur}$$

L'hypothèse faite sur l'utilisation d'une chaleur spécifique moyenne pour l'eau est justifiée en raison de la linéarité de la fonction  $c_p(T)$  pour l'eau. L'erreur induite par cette approximation est inférieure à 0,1% pour la puissance échangée.

- Incertitudes

L'erreur dans l'estimation du titre en entrée de l'évaporateur peut-être majorée par l'expression suivante :

$$E_x = \sqrt{E_{\Delta T_{eau}}^2 + E_{\dot{m}_{eau}}^2 + E_{\dot{m}_{R407C}}^2 + E_{\Delta T_{sat}}^2} \quad (IV-7)$$

avec

$$E_{\Delta T_{eau}} = \pm \frac{\delta(\Delta T)}{\Delta T} \quad \text{et} \quad \delta(\Delta T) = \sqrt{2} \delta T$$

### IV.3.3. Puissances thermiques échangées et Coefficient de Performance

Grâce aux mesures de débits d'eau et des températures en entrée et en sortie de l'évaporateur et du condenseur, il est possible d'estimer les puissances thermiques échangées entre le fluide frigorigène et les sources de chaleur. Ces puissances valent :

$$P_{condenseur} = \dot{m}_{300} \bar{c}_{pleau} (T_{s300} - T_{e300}) \quad (IV-8)$$

$$P_{évaporateur} = \dot{m}_{200} \bar{c}_{pleau} (T_{e200} - T_{s200}) \quad (IV-9)$$

Le coefficient de performance réel est estimé à partir du bilan de puissance sur les échangeurs du groupe frigorifique. Aux pertes thermiques près, le bilan de puissance sur la machine frigorifique donne :

$$P_{\text{évaporateur}} + W_{\text{compresseur}} = P_{\text{condenseur}} \quad (IV-10)$$

où  $W_{\text{compresseur}}$  est la puissance mécanique réellement apportée au fluide frigorigène lors de sa compression. Le coefficient de performance est défini par la relation suivante :

$$COP = \frac{P_{\text{évaporateur}}}{W_{\text{compresseur}}} = \frac{P_{\text{évaporateur}}}{P_{\text{condenseur}} - P_{\text{évaporateur}}} \quad (IV-11)$$

• Incertitudes

L'erreur faite sur le calcul des puissances thermiques, en négligeant les incertitudes liées aux propriétés physiques de l'eau, vaut :

$$E_P = \sqrt{E_{\dot{m}_{\text{eau}}}^2 + E_{\Delta T_{\text{eau}}}^2} \quad (IV-12)$$

On obtient les résultats suivants :

	$\dot{m}_{\text{eau}}$	$\Delta T_{\text{eau}}$	$E_{\dot{m}_{\text{eau}}}$	$E_{\Delta T_{\text{eau}}}$	$E_P$
évaporateur	≥ 1200 kg/h	≥ 5°C	8 %	4 %	± 8,9 %
condenseur	≥ 1600 kg/h	≥ 5°C	5 %	4 %	± 6,4 %

Les incertitudes faites sur l'estimation du coefficient de performance sont majorées par l'expression suivante :

$$E_{COP} = \sqrt{E_{P_{\text{évaporateur}}}^2 + E_{W_{\text{compresseur}}}^2} \quad (IV-13)$$

$$\text{avec } E_{W_{\text{compresseur}}} = \sqrt{E_{P_{\text{évaporateur}}}^2 + E_{P_{\text{condenseur}}}^2} \quad (IV-14)$$

d'où il vient

$$E_{COP} = \sqrt{2 E_{P_{\text{évaporateur}}}^2 + E_{P_{\text{condenseur}}}^2} \quad (IV-15)$$

Compte tenu des incertitudes calculées précédemment sur les puissances côté évaporateur et côté condenseur, on obtient un erreur de  $\pm 14 \%$  sur le coefficient de performance.

#### IV.3.4. Coefficient d'échange en évaporation côté réfrigérant

L'instrumentation locale de l'évaporateur à plaques du groupe froid a été détaillée au §IV.2.4. La mesure des températures le long d'un canal eau et d'un canal réfrigérant adjacents, ainsi que la mesure de températures de paroi permet non seulement de remonter au profil de température le long de l'axe d'écoulement des fluides, mais aussi d'avoir une estimation du coefficient d'échange local en évaporation côté fluide frigorigène.

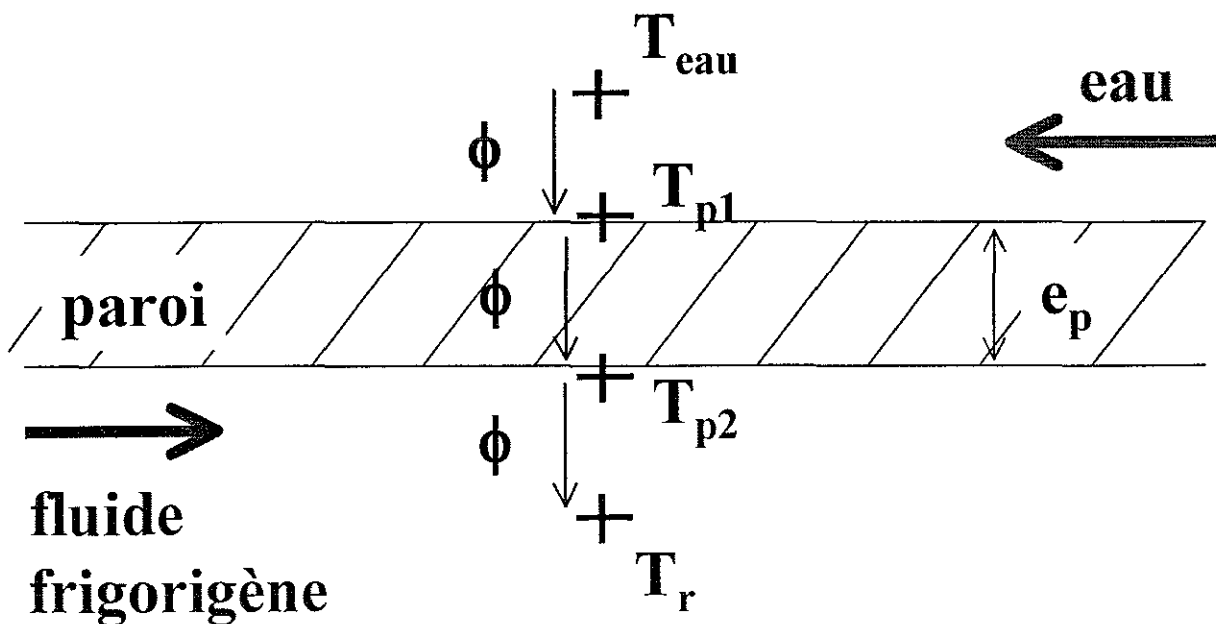


Figure IV-14 - Schéma explicatif pour l'estimation du coefficient d'échange local en évaporation du fluide frigorigène.

En régime permanent, connaissant en un point les températures de l'eau, de la paroi et du fluide frigorigène comme indiquées sur la Figure IV-14, on peut écrire les égalités suivantes :

$$\phi = h_{eau} (T_{eau} - T_{p1})$$

$$\phi = \frac{\lambda_p}{e_p} (T_{p1} - T_{p2})$$

$$\phi = h_r (T_{p2} - T_r)$$

où  $\phi$  est le flux thermique échangé localement,  $h_{eau}$  le coefficient d'échange côté eau,  $\lambda_p$  la conductivité thermique de la paroi,  $e_p$  l'épaisseur de la paroi et  $h_r$  le coefficient d'échange en évaporation du réfrigérant. Ces égalités sont vraies si on néglige les pertes thermiques liées à la conduction axiale dans les fluides et la paroi et les dissipations visqueuses dans l'eau et le fluide frigorigène.

Il devient alors possible d'estimer le coefficient d'échange en évaporation  $h_r$  du fluide frigorigène :

$$h_r = h_{eau} \frac{T_{eau} - T_{p1}}{T_{p2} - T_r} \quad (IV-16)$$

Le coefficient d'échange monophasique  $h_{eau}$  côté eau est évalué à partir d'une corrélation développée pour cette géométrie de plaques (Hugonnot, 1989) :

$$h_{eau} = \frac{\lambda_{eau}}{D_h} \left( a \text{Re}^b \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \right) \quad (IV-17)$$

où  $\lambda_{eau}$  est la conductivité thermique de l'eau,  $D_h$  le diamètre hydraulique du canal côté eau,  $\text{Re}$  le nombre de Reynolds de l'eau dans le canal,  $\text{Pr}$  le nombre de Prandtl,  $a$  et  $b$  des paramètres dépendants de la géométrie de la plaque. Pour la géométrie de l'échangeur étudié ici, ils valent respectivement 0,344 et 0,705.

L'instrumentation de la plaque entre le canal eau et le canal réfrigérant est telle que seule la température  $T_{p1}$  est connue. Le coefficient d'échange côté réfrigérant peut être exprimé à partir de la température de paroi  $T_{p1}$  uniquement :

$$h_r = h_{eau} \frac{T_{eau} - T_{p1}}{T_{p1} - T_r - \delta T_p} \quad (IV-18)$$

où  $\delta T_p = T_{p1} - T_{p2}$  est la chute de température occasionnée par la résistance thermique de la paroi, calculable :

$$\delta T_p = \frac{h_{eau} e_p}{\lambda_p} (T_{eau} - T_{p1}) \quad (IV-19)$$

Pour les conditions de fonctionnement rencontrées lors des essais, le calcul montre que  $\delta T_p$  ne dépasse pas  $0,4^\circ\text{C}$ . Il est possible d'approcher l'expression du coefficient d'échange en évaporation par la formule suivante :

$$h_r = h_{eau} \frac{T_{eau} - T_{p1}}{T_{p1} - T_r} \left( 1 + \frac{h_{eau} e_p}{\lambda_p} (T_{eau} - T_{p1}) \right) \quad (IV-20)$$

- Incertitudes

Pour le calcul de l'incertitude sur l'estimation du coefficient d'échange en évaporation, on pose :

$$\Delta T_{eau} = T_{eau} - T_{p1} \quad (IV-21)$$

$$\Delta T_r = T_{p1} - T_r \quad (IV-22)$$

D'après l'équation IV-20, l'expression générale de l'erreur faite sur le calcul du coefficient d'échange s'écrit (Rooke, 1992) :

$$E_{h_r} = \sqrt{\left( \frac{\Delta T_{eau}}{h_r} \frac{\partial h_r}{\partial \Delta T_{eau}} E_{\Delta T_{eau}} \right)^2 + \left( \frac{\Delta T_r}{h_r} \frac{\partial h_r}{\partial \Delta T_r} E_{\Delta T_r} \right)^2 + \left( \frac{h_{eau}}{h_r} \frac{\partial h_r}{\partial h_{eau}} E_{h_{eau}} \right)^2} \quad (IV-23)$$

On aboutit à :

$$E_{h_r} \approx \sqrt{E_{\Delta T_r}^2 + \left( 1 + \frac{e_p h_{eau} \Delta T_{eau}}{\lambda_p} \right)^2 (E_{h_{eau}}^2 + E_{\Delta T_{eau}}^2)} \quad (IV-24)$$

où  $E_{\Delta T} = \frac{\delta(\Delta T)}{\Delta T}$  et  $\delta(\Delta T) = \delta(T_1 - T_2) = \sqrt{(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2} = \sqrt{2} \delta T$ .

Le tableau suivant récapitule les incertitudes estimées pour les différents paramètres intervenant dans le calcul du coefficient d'échange.

$E_{\Delta T_{eau}}$	$E_{\Delta T_r}$	$E_{h_{eau}}$	$E_{h_r}$
$\pm 10 \%$	$\pm 6 \%$	$\pm 15 \%$	$\pm 28 \%$

On obtient ainsi une erreur relative, inférieure 30 %, sur l'estimation du coefficient d'échange en évaporation côté réfrigérant. Cette erreur est correcte si l'on considère que les corrélations des lois d'échanges thermiques en diphasique sont généralement données avec une plage d'erreur comprise entre  $\pm 20\%$  à  $\pm 30\%$ .



## **IV.4. INSTALLATION GARLABAN**

Cette partie est consacrée à la description de l'installation expérimentale Garlaban, mise en place au sein du GRETh au CEA-Grenoble. Cette boucle expérimentale a été utilisée pour l'étude du comportement transitoire d'un groupe froid de puissance moyenne équipé d'échangeurs du type tubes et calandre.

L'installation expérimentale Garlaban est composée de plusieurs circuits dont l'élément central est une machine frigorifique servant à produire de l'eau glacée.

Tout d'abord, la description des différents circuits et organes de fonctionnement de l'installation sont présentés. Ensuite les instruments de mesures mis en œuvre sont détaillés. Concernant les incertitudes de mesures, il est possible de se reporter au chapitre concernant la boucle PHETEP, où une présentation précise est proposée.

### **IV.4.1. Dispositif expérimental**

La boucle expérimentale GARLABAN se compose de trois circuits fermés :

1. le circuit d'eau de ville, servant de source chaude pour le condenseur,
2. le circuit d'eau glycolée, servant de source froide pour l'évaporateur,
3. le circuit frigorifique.

Dans la suite de ce chapitre, une présentation plus détaillée de chacun de ces circuits est réalisée.

#### **IV.4.1.a. Refroidisseur de liquide**

La Figure IV-15 représente le refroidisseur de liquide et les différents capteurs servant à sa caractérisation en régime transitoire.

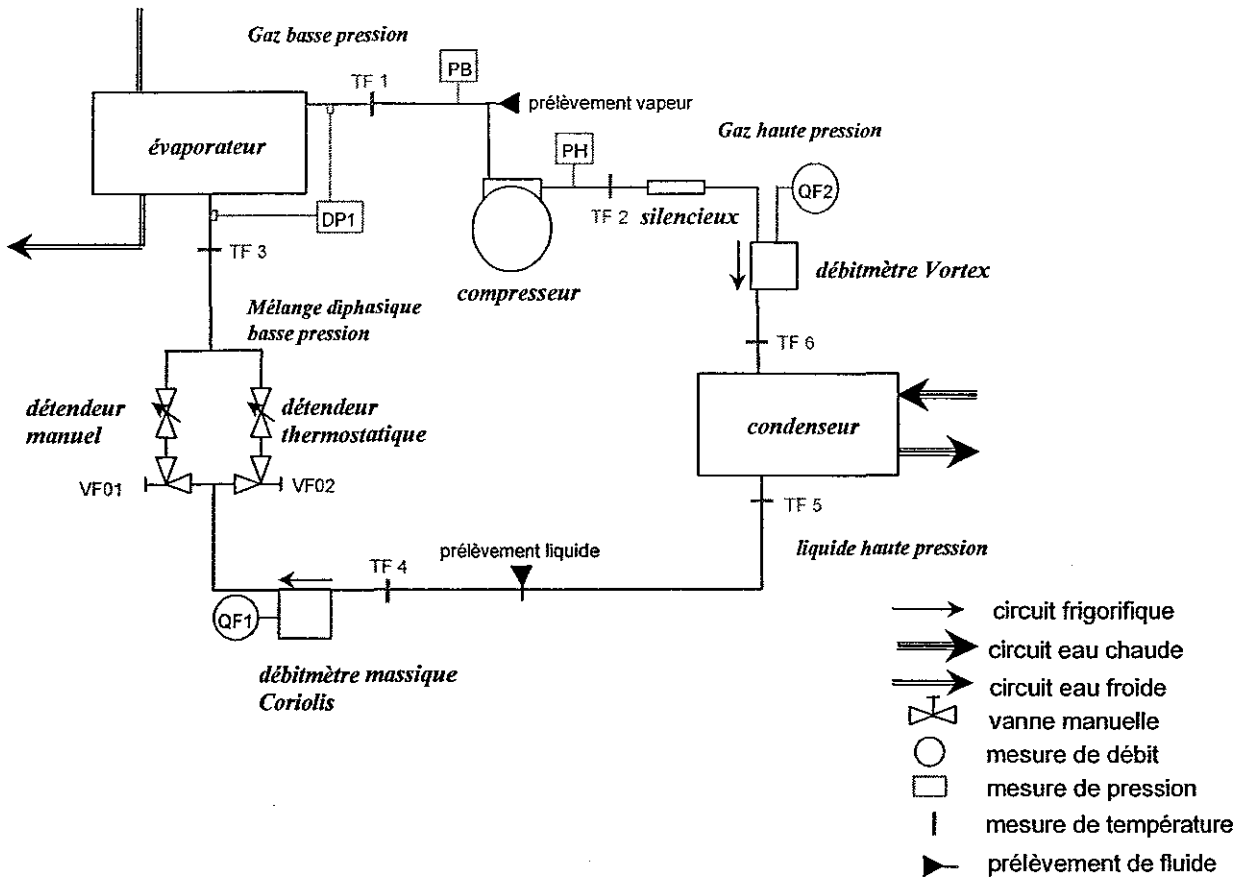


Figure IV-15 - Schéma du refroidisseur de liquide de Garlaban

Le refroidisseur de liquide est une installation commerciale de la CIAT. Le fluide employé est le mélange R407C. Les éléments principaux du circuit sont :

1. le compresseur
2. le condenseur
3. le détendeur
4. l'évaporateur

Nous allons détailler plus précisément ces différents éléments.

#### IV.4.1.a.i. Le compresseur

Le compresseur est semi-hermétique, c'est-à-dire que le compresseur et le moteur sont regroupés dans la même enceinte, mais qu'une maintenance est possible sur le moteur, indépendamment du compresseur. Le compresseur est fabriqué par COPELAND SA, et du

type D4DJ3-300X. Il s'agit d'un compresseur volumétrique à pistons. Il possède de plus un régulateur de puissance en fonction de la température de l'eau en entrée de l'évaporateur. Il peut ainsi fonctionner soit à pleine puissance, sur 4 cylindres, soit à la demi-puissance sur 2 cylindres. Le moteur est, quant à lui, monovitesse.

Les principales caractéristiques techniques du compresseur sont les suivantes :

- vitesse nominale (50 Hz/60 Hz) : 1450/1750 tr min<sup>-1</sup>
- pressions maximales de service :
  - haute pression : 25 bar
  - basse pression : 20,5 bar
- nombre de cylindres : 4
- volume balayé théorique (50 Hz/60 Hz) : 84,7/102 m<sup>3</sup>/h
- huile - quantité : synthétique POE - 4 litres
- poids (net/brut) : 214/230 kg

En cours de fonctionnement, le démontage de la boîte de retournement de l'évaporateur a montré une présence d'huile importante sur la surface intérieure des tubes et sur la paroi de la boîte, indiquant un effet important d'entraînement du lubrifiant par le réfrigérant R407C.

#### ***IV.4.1.a.ii. Le condenseur***

Le condenseur est un condenseur à eau, à condensation extratubulaire. Les caractéristiques techniques sont :

- Diamètre intérieur calandre : 159,3 mm
- nombre de passes côté tubes : 2

#### ***IV.4.1.a.iii. Organe de détente***

Sur le circuit frigorifique, deux systèmes de détente existent en parallèle : un détendeur thermostatique et un détendeur manuel. Un ensemble de vannes nous permet de choisir l'un ou l'autre dispositif.

### Détendeur thermostatique

Le détendeur thermostatique permet de maintenir une surchauffe constante en sortie de l'évaporateur en ajustant le débit de réfrigérant en entrée de celui-ci.

### Détendeur manuel

En parallèle au détendeur thermostatique, on peut utiliser un détendeur manuel. Il s'agit d'une vanne que l'utilisateur peut régler pour adapter le débit de fluide en entrée de l'évaporateur. La Figure IV-16 montre un schéma en coupe d'un tel détendeur.

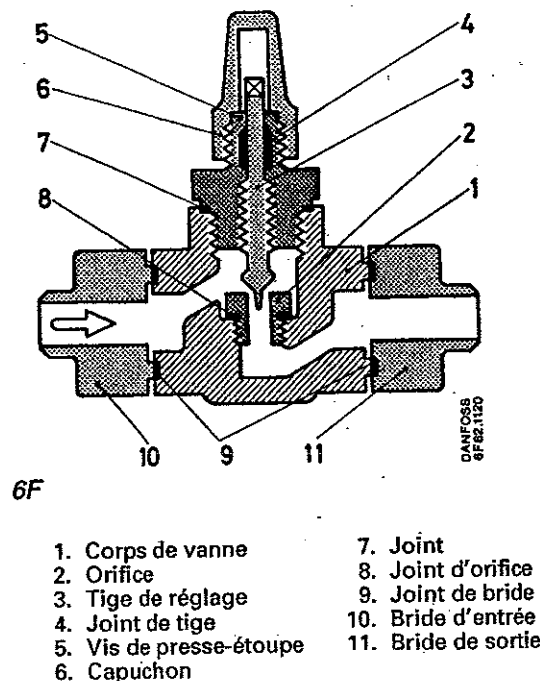


Figure IV-16 -Schéma d'un détendeur manuel - vue en coupe des principaux éléments.

Le détendeur manuel est totalement passif vis-à-vis du fonctionnement de l'évaporateur. Le débit est uniquement imposé par le gradient de pression entre la haute et la basse pression, et l'ouverture de l'orifice de détente.

#### IV.4.1.a.iv. Evaporateur

L'évaporateur présent sur Garlaban est un échangeur du type tubes et calandre. Le fluide frigorigène s'évapore à l'intérieur des tubes, tandis que l'eau glycolée circule dans la calandre. Les caractéristiques principales sont :

- diamètre extérieur calandre : 168,3 mm

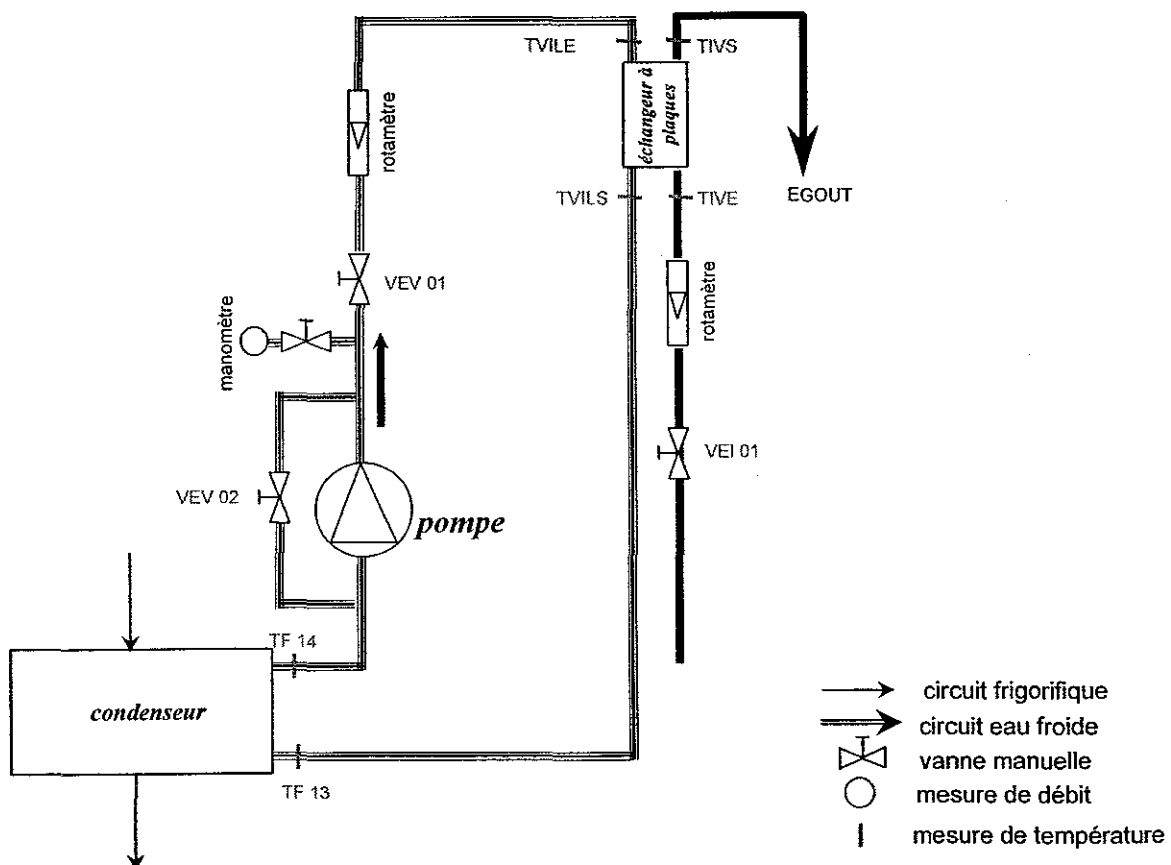
➤ nombre de passes : 4

Les tubes sont des tubes améliorés intérieurement, pour amplifier le coefficient d'échange en évaporation.

#### IV.4.1.b. circuit d'eau chaude

Le circuit d'eau chaude est représenté avec ses principaux organes de fonctionnement sur la Figure IV-17. Il est constitué des éléments suivants :

- pompe à vitesse fixe Siebeg
- échangeur à plaques brasées construit par la CIAT modèle EXEL 55 équipé de 30 plaques
- rotamètre d'échelle 250-2500 l/h.
- une vanne de réglage VEV01
- une vanne de court-circuit VEV02 sur la pompe



*Figure IV-17 - Schéma du circuit d'eau chaude de Garlaban*

Le circuit d'eau de ville permet de soustraire suffisamment d'énergie au fluide frigorigène pour qu'il se condense, tout en maintenant une pression de condensation élevée. La vanne VEV01 permet de régler le débit d'eau de ville et donc la puissance thermique extraite. En modifiant l'ouverture de la vanne VEI01, dans le circuit d'eau industrielle, on modifie la température moyenne de l'eau de ville, et donc la pression du fluide frigorigène dans le condenseur. En fermant la vanne VEI01, on réduit le débit d'eau industrielle, ce qui diminue les échanges thermiques dans l'échangeur à plaques, l'eau de ville est donc moins refroidie. Cela a pour conséquence une augmentation de la pression de condensation.

#### **IV.4.1.c. Circuit d'eau froide**

Le circuit d'eau froide utilise de l'eau glycolée à 40%. Il est composé des éléments suivants (Figure IV-18):

- un pompe à vitesse fixe Salmson
- un échangeur à plaques brasées construit pas CIAT modèle EXEL 55 équipé de 50 plaques
- un débitmètre électro-magnétique Danfoss, type Magflo Mag 2500
- une vanne de réglage du débit VEG01
- une vanne court-circuit VEG02 sur la pompe

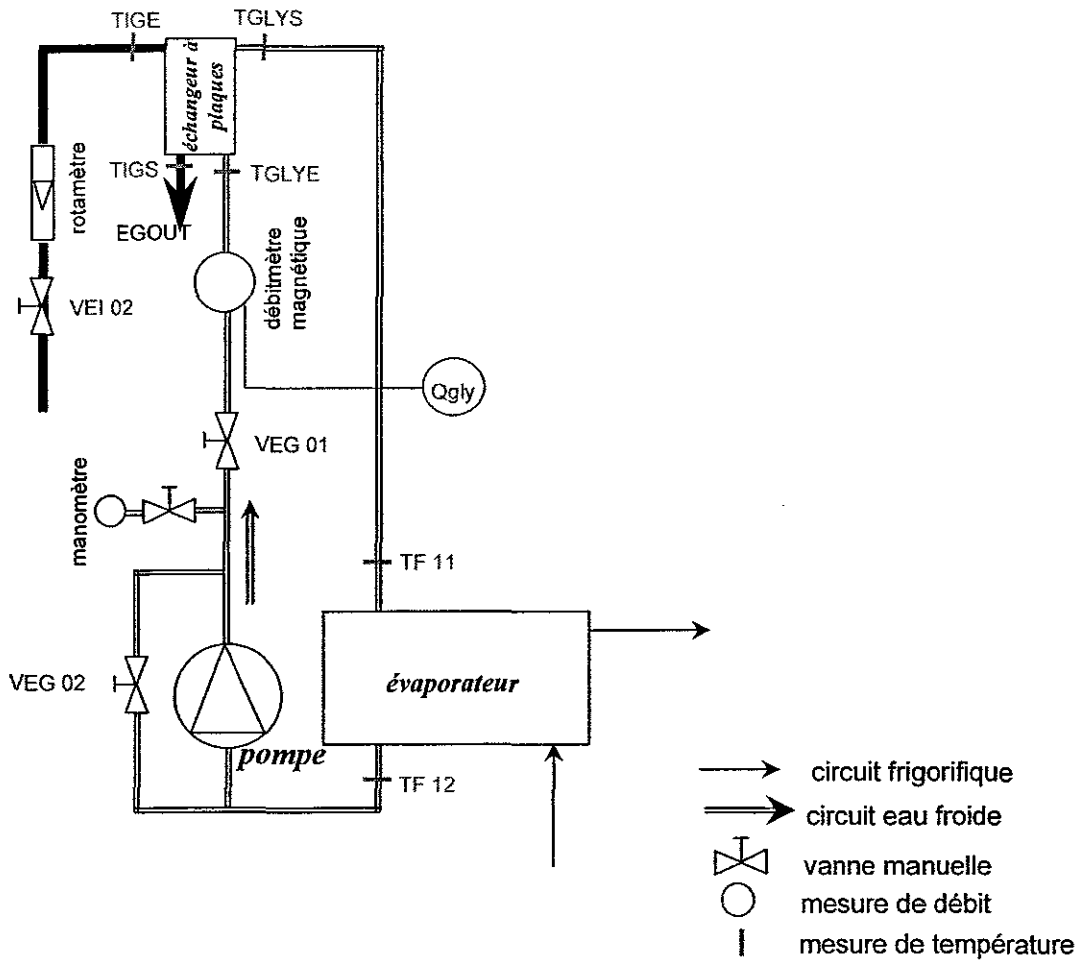


Figure IV-18 - Schéma du circuit d'eau froide de Garlaban

Le circuit d'eau glycolée permet d'apporter suffisamment d'énergie au fluide frigorigène pour qu'il s'évapore, et de maintenir une pression d'évaporation basse. La vanne VEG01 règle le débit d'eau glycolée et la puissance frigorifique. En jouant sur la vanne VEI02 du circuit d'eau industrielle, on modifie la température moyenne de l'eau glycolée, et donc la pression du fluide frigorigène dans l'évaporateur. En fermant la vanne VEI02, on réduit le débit d'eau industrielle, ce qui diminue les échanges thermiques dans l'échangeur à plaques, l'eau glycolée est donc moins réchauffée. Sa température moyenne diminue et la pression d'évaporation baisse.

## IV.4.2. Instrumentation et mesures

La métrologie se compose des éléments suivants :

- \* une mesure de pression absolue en sortie d'évaporateur (capteur  $P_{ev}$ ) et en entrée de condenseur (capteur  $P_{cd}$ ) par un transducteur piézoélectrique Danfoss *MBS 33* ;
- \* une mesure des pertes de pression globales dans l'évaporateur par le capteur différentiel  $D_{P_{ev}}$  de type Siemens *SITRANS P* ;
- \* une mesure de température en entrée et en sortie de tous les échangeurs, pour tous les circuits. On utilise des thermocouples de type *J* pour le circuit d'eau industrielle (thermocouples *TEV1* et *TEV2*) tandis que des thermocouples de type *K* sont utilisés pour le circuit réfrigérant (*TF1*, 2, 3 et 4, et *TScp*) et le circuit d'eau glycolée (*TGY1* et *TGY2*) et d'eau de ville;
- \* une mesure de débit massique du réfrigérant (*MF1*) grâce à un débitmètre *Coriolis* Rosemount situé en sortie du condenseur ;
- \* une mesure du débit volumique de l'eau glycolée par un débitmètre magnétique Danfoss *MAGFLO 2500* ;
- \* une mesure du débit volumique de l'eau de ville du circuit eau chaude par un débitmètre à flotteur *Krohne* d'une plage de mesure allant de  $3 \text{ m}^3/\text{h}$  à  $30 \text{ m}^3/\text{h}$ .
- \* une mesure de la puissance électrique consommée par le moteur du compresseur par un wattmètre.

La précision de mesure pour les capteurs de pression est meilleure que  $\pm 1\%$  de la pleine échelle ( $25 \text{ bar}$ ). Pour les thermocouples, la précision vaut  $\pm 0,2^\circ\text{C}$ . Le débitmètre massique *Coriolis* possède une précision de  $\pm 1\%$  sur la pleine échelle. Pour le débitmètre magnétique côté eau glycolée, la précision atteinte est de  $\pm 0,8\%$  de la valeur instantanée mesurée. Concernant la mesure de débit côté eau de ville, la précision atteinte vaut  $\pm 0,5 \text{ m}^3/\text{h}$ , soit pour la gamme de débits utilisée, une erreur relative variant de  $\pm 3,8\%$  à  $\pm 5\%$ .

Les divers capteurs sont raccordés à une centrale d'acquisition *HP 34970A* équipée d'une carte multiplexeur 16 voies *HP 34902A*. Le temps minimum de balayage des voies est de  $250 \text{ ms}$ . Pour les essais réalisés, un temps de balayage de 1 seconde s'est révélé suffisant pour l'acquisition.



Les temps de réponse des différents capteurs sont essentiels et doivent être inférieurs au temps entre chaque acquisition. Pour les thermocouples de diamètre 1 mm, le temps de réponse est inférieur à 1 seconde. Concernant les capteurs de pression, il vaut 0,2 seconde pour la mesure de pression différentielle et moins de 4 millisecondes pour la mesure de pression absolue. Enfin, le temps de réponse du débitmètre massique vaut 0,1 seconde.

## Chapitre V. Etude expérimentale du comportement dynamique d'un évaporateur à faisceaux de tubes horizontaux dans un groupe froid

---

### SOMMAIRE

<b>CHAPITRE V. ETUDE EXPERIMENTALE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE D'UN EVAPORATEUR A FAISCEAUX DE TUBES HORIZONTALS DANS UN GROUPE FROID.....</b>	<b>135</b>
V.1. INTRODUCTION .....	136
V.2. RESULTATS ET DISCUSSION .....	136
<i>V.2.1. Démarrage.....</i>	<i>136</i>
V.2.1.a. Démarrage standard du groupe froid.....	137
V.2.1.b. Variation de la consigne de surchauffe en cours de fonctionnement.....	144
V.2.1.c. Influence de la durée de l'arrêt sur le démarrage .....	146
V.2.1.d. Influence de la consigne de surchauffe en sortie évaporateur sur le démarrage .....	153
V.2.1.e. Synthèse sur les phases de démarrage d'un groupe froid équipé d'échangeurs à tubes et calandre.....	156
<i>V.2.2. Arrêt du compresseur .....</i>	<i>157</i>
<i>V.2.3. Réponse transitoire à un échelon de débit d'eau glycolée .....</i>	<i>159</i>
<i>V.2.4. Réponse transitoire à un échelon de température de l'eau glycolée.....</i>	<i>161</i>
V.3. CONCLUSION.....	163

## **V.1. INTRODUCTION**

Les travaux concernant les groupes froids équipés d'échangeurs à tubes et calandre sont rares dans la littérature, comme cela a été souligné dans le *Chapitre I*. Cette géométrie d'échangeurs, pourtant assez répandue dans de nombreuses applications industrielles, permet des transferts thermiques élevés, grâce à l'emploi de tubes améliorés. L'instrumentation machine frigorifique de puissance moyenne, décrite au *Chapitre IV*, dotée d'un évaporateur et d'un condenseur de type tubes et calandre, a permis de mener une série d'essais pour l'étude des régimes transitoires. Grâce à ces essais, les connaissances concernant les régimes dynamiques de ce genre d'installation pourront être enrichies.

Nous présenterons les résultats d'essais en régime transitoire, pour lesquels plusieurs types de transitoires seront abordés : démarrage, arrêt, variation du débit d'eau glycolée côté évaporateur, variation de la surchauffe statique en cours de fonctionnement, variation de la température de l'eau glycolée. Concernant les phases de démarrage, l'effet de deux paramètres sera détaillé : la durée de l'arrêt précédant le démarrage et la consigne de la surchauffe imposée au détendeur.

## **V.2. RESULTATS ET DISCUSSION**

### **V.2.1. Démarrage**

Le démarrage consiste en la mise en route du compresseur. Il s'agit d'un transitoire complexe, faisant intervenir plusieurs paramètres qui seront étudiés dans cette partie : la durée de l'arrêt avant le démarrage et la consigne de la surchauffe du détendeur thermostatique.

Pour tous les essais de démarrages, les conditions suivantes de fonctionnement en régime permanent ont été maintenues :

- température d'entrée de l'eau glycolée : 5°C
- température de sortie de l'eau glycolée : 0°C
- température d'entrée de l'eau de ville au condenseur : 30°C
- température de sortie de l'eau de ville au condenseur : 35°C
- sous-refroidissement du R407C en sortie condenseur : 6,5°C

### V.2.1.a. Démarrage standard du groupe froid

Dans un premier temps, nous nous intéressons à un démarrage de l'installation pour exemple, afin de bien comprendre l'évolution des différentes grandeurs physiques permettant de suivre les performances globales du groupe froid. Le démarrage est illustré par les courbes allant de la Figure V-1 à la Figure V-7.

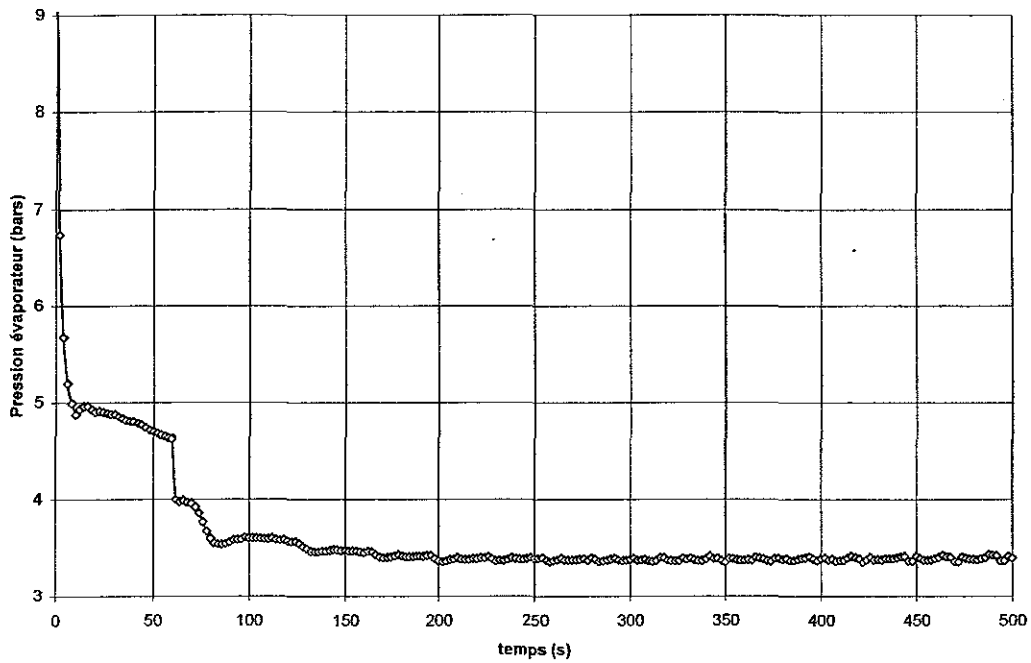
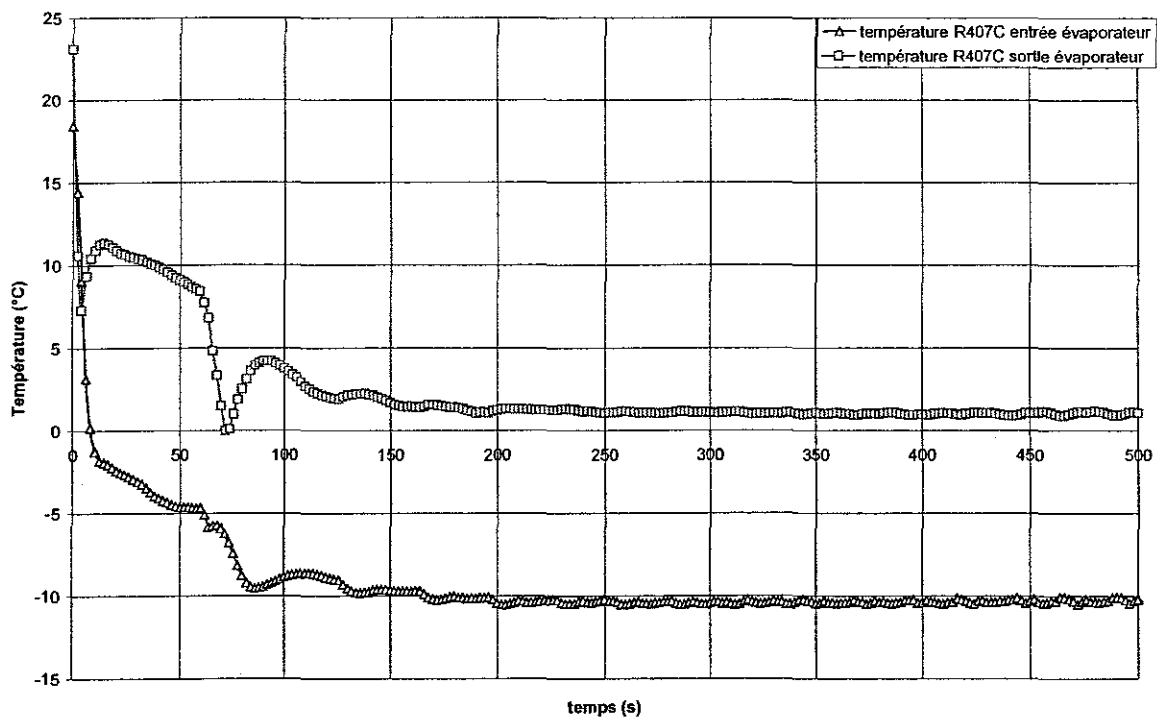
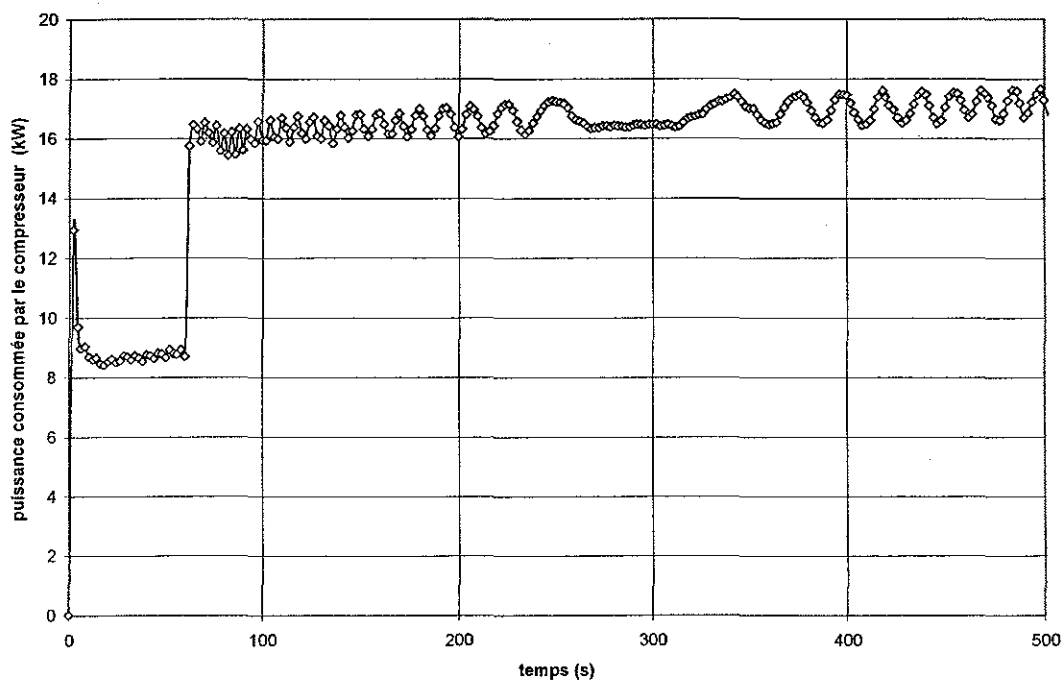


Figure V-1 - Evolution dynamique de la pression en sortie de l'évaporateur lors d'un démarrage standard.

*Chapitre V – Etude expérimentale du comportement dynamique d'un évaporateur à faisceau de tubes dans un groupe froid*



*Figure V-2 - Evolution dynamique de la température du R407C en entrée de l'évaporateur lors d'un démarrage standard.*



*Figure V-3 - Evolution dynamique de la puissance consommée par le compresseur lors d'un démarrage standard.*

Chapitre V – Etude expérimentale du comportement dynamique d'un évaporateur à faisceau de tubes dans un groupe froid

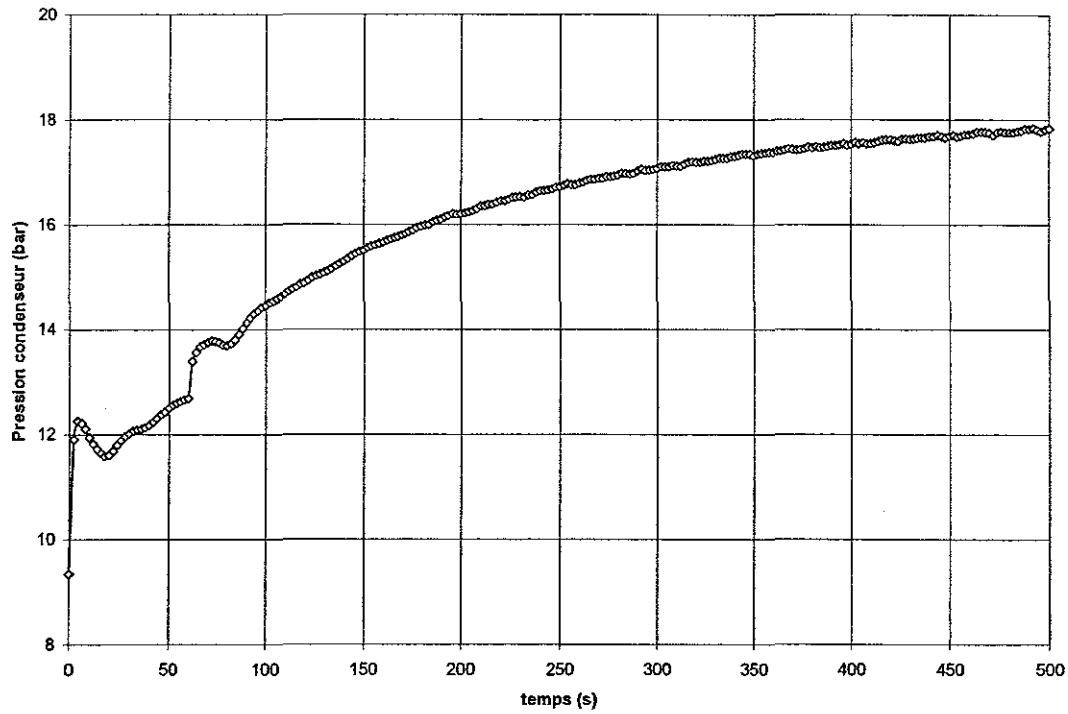


Figure V-4 - Evolution dynamique de la pression en entrée du condenseur lors d'un démarrage standard.

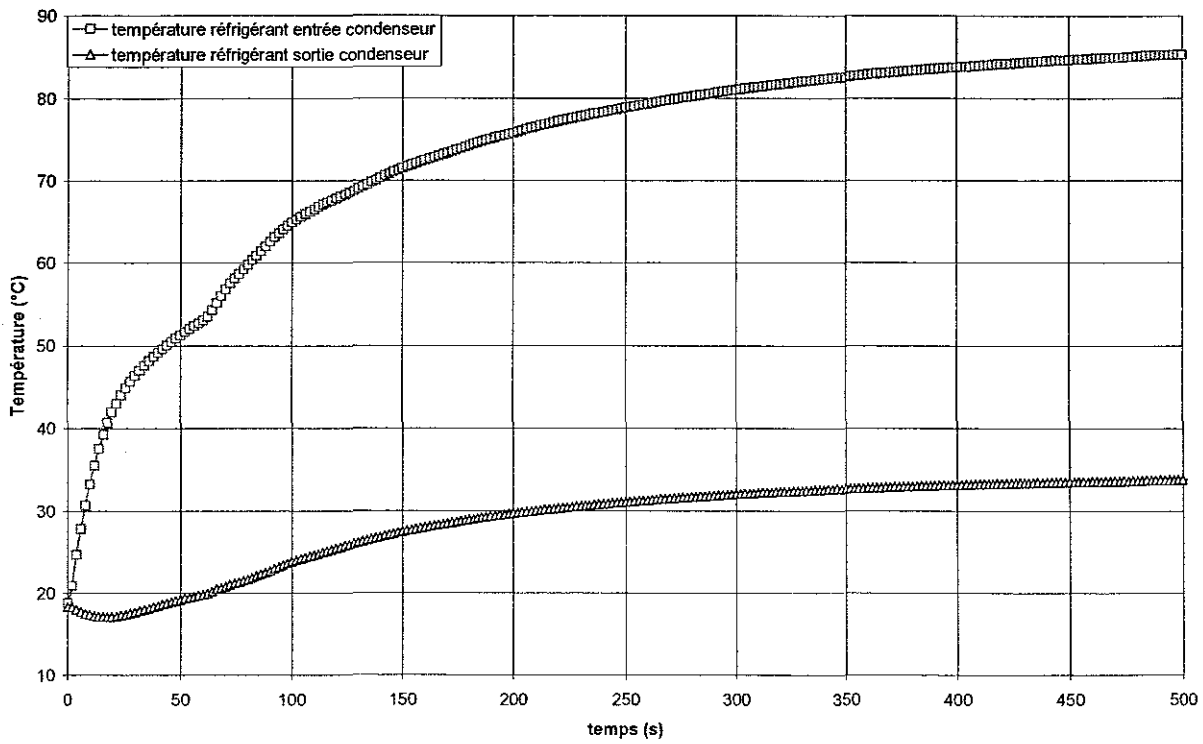


Figure V-5 - Evolution dynamique des températures du réfrigérant en entrée et sortie du condenseur lors d'un démarrage standard.

Chapitre V – Etude expérimentale du comportement dynamique d'un évaporateur à faisceau de tubes dans un groupe froid

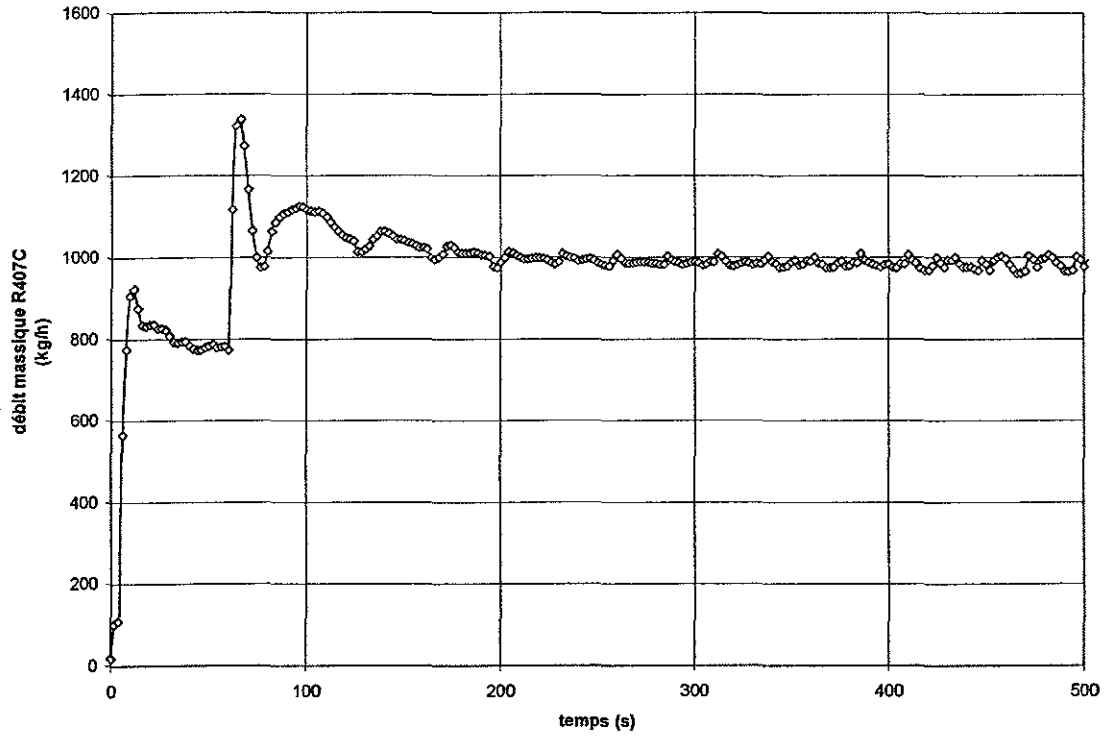


Figure V-6 - Evolution dynamique du débit massique de fluide frigorigène lors d'un démarrage standard.

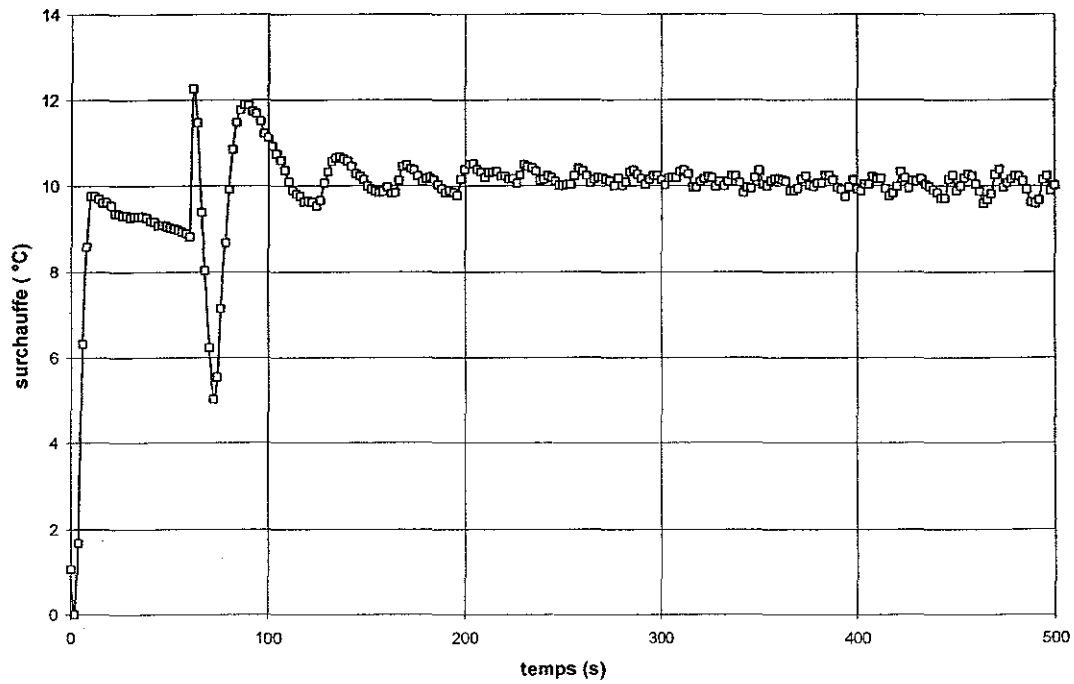


Figure V-7 - Evolution dynamique de la surchauffe de la vapeur du R407C en sortie évaporateur lors d'un démarrage standard.

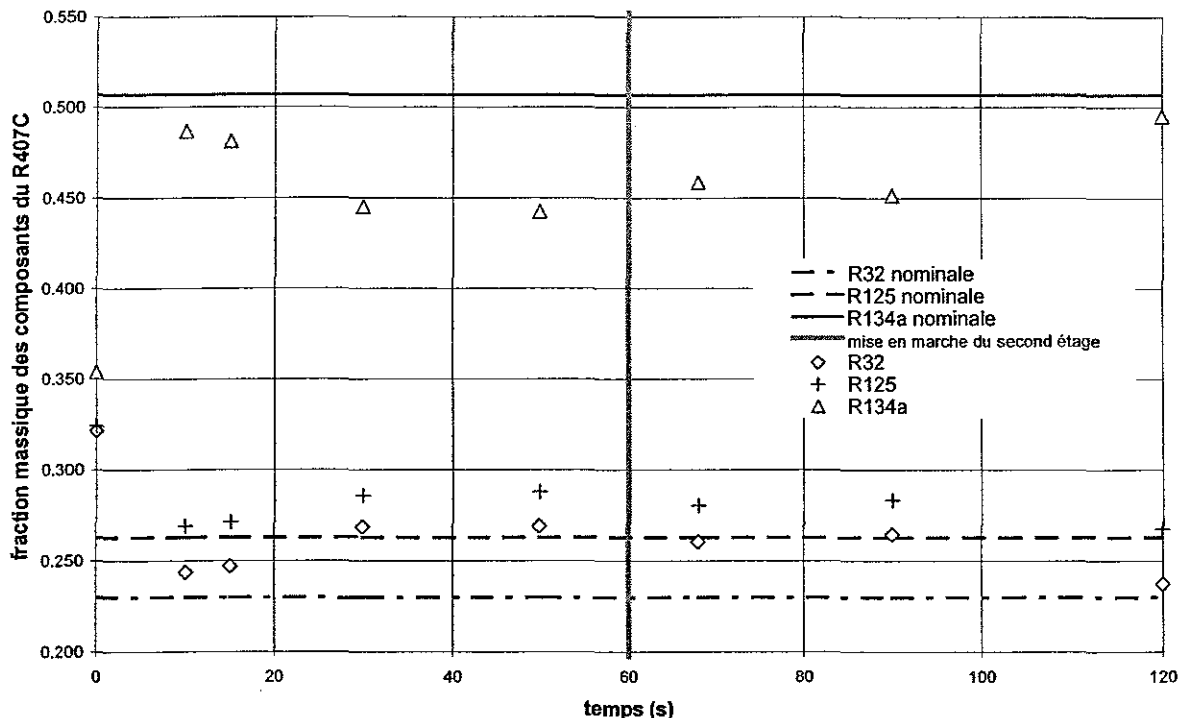


Figure V-8 - Evolution de la fraction massique vapeur des composants du R407C en sortie de l'évaporateur lors d'un démarrage standard.

Avant le démarrage, l'installation a été arrêtée plus de 12 heures pour que l'ensemble des structures métalliques soit à la température ambiante et les haute et basse pression égalisées.

Le démarrage débute toujours avec deux cylindres, sur les quatre que possède le compresseur. Sa mise en route provoque immédiatement la chute de la pression d'évaporation (Figure V-1). Cette baisse de pression brutale est réalisée en dix secondes. La pression chute de nouveau au bout de 60 secondes, lors de l'enclenchement des deux derniers cylindres du compresseur. Parallèlement, la température à l'entrée de l'évaporateur suit parfaitement la même tendance que la pression d'évaporation, comme le montre la Figure V-2. Le comportement de la température du fluide frigorigène en entrée de l'évaporateur indique que le fluide qui y réside est sous la forme d'un mélange liquide - vapeur.

En sortie de l'échangeur, au contraire, on remarque, toujours sur la Figure V-2, que la température du réfrigérant n'accompagne pas la brutale chute de la pression durant les soixante premières secondes : après une baisse soudaine pendant 4 secondes, elle augmente à nouveau jusqu'à atteindre un maximum vers 15 secondes. La chute initiale est imputable à



### Chapitre V – Etude expérimentale du comportement dynamique d'un évaporateur à faisceau de tubes dans un groupe froid

l'aspiration du fluide par le compresseur dans les premiers instants. Puis, les échanges thermiques s'établissant, la vapeur produite par la dépressurisation soudaine est surchauffée dans l'évaporateur. A 60 secondes, l'enclenchement des deux cylindres supplémentaires du compresseur provoque une chute de la température du fluide en sortie de l'évaporateur, avant qu'elle ne croisse pour stabiliser vers 1°C. Cette nouvelle chute de la température du fluide en sortie peut s'interpréter par l'aspiration par le compresseur du fluide plus froid situé en amont dans l'évaporateur, et par la baisse de la pression, entraînant une baisse de la température d'équilibre du mélange liquide – vapeur.

La réponse dynamique du compresseur est rapide lors du démarrage. On peut le constater sur l'évolution temporelle de la puissance consommée, sur la Figure V-3. Que ce soit au démarrage ou à la mise en route des deux derniers cylindres, la puissance atteint le régime permanent quasi instantanément.

Concernant le condenseur, le démarrage du compresseur induit immédiatement une hausse de la pression de condensation (Figure V-4), qui passe en 4 secondes de 9 bar à 12 bar. Une nouvelle augmentation, plus atténuée, se produit à 60 secondes quand les deux derniers cylindres du compresseur sont enclenchés. Par la suite, la pression augmente beaucoup plus régulièrement, et tend vers sa valeur de fonctionnement, autour de 18 bar, plus de 500 secondes après le démarrage. Les températures du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie du condenseur suivent également une évolution lente (Figure V-5). Elles se stabilisent au bout de 500 secondes. La température du réfrigérant en sortie du condenseur diminue dans les vingt premières secondes, jusqu'à un minimum, avant d'augmenter à son tour. Cette diminution de la température se comprend au regard de la géométrie du condenseur. Il s'agit d'un échangeur à tubes et calandre, où la condensation s'effectue à l'extérieur des tubes. Le condenseur, au démarrage, contient du réfrigérant liquide dans sa partie basse, et les rangées de tubes les plus basses sont immergées. Durant les secondes qui suivent le démarrage du compresseur, la vapeur n'est pas condensée suffisamment. C'est donc le liquide contenu dans la calandre qui est refroidi au contact des tubes où circulent l'eau plus froide. Lorsque la pression devient suffisante pour que le gradient de température entre la vapeur et la paroi des tubes permette la condensation, la température du liquide en sortie de l'échangeur augmente du fait de l'arrivée de liquide condensé plus chaud.

On remarque de plus que le condenseur est beaucoup moins sensible au passage de deux à quatre cylindres du compresseur. La pression de condensation et la température en entrée de

Chapitre V – Etude expérimentale du comportement dynamique d'un évaporateur à faisceau de tubes dans un groupe froid

l'échangeur montrent une légère discontinuité à 60 secondes, tandis que la température en sortie du condenseur est nullement perturbée par le changement brutal du régime du compresseur.

Le débit massique de fluide frigorigène mesuré, imposé par le détendeur, augmente rapidement durant les dix secondes suivant le démarrage, avant de se stabiliser pendant une quarantaine de secondes (Figure V-6). Puis le démarrage des deux derniers cylindres induit un nouvel accroissement du débit massique, qui double presque en quelques secondes. La mise en route du compresseur entraîne une rapide croissance de la surchauffe (Figure V-7). La surchauffe croît fortement pendant 6 secondes, pour atteindre un premier plateau proche de sa valeur finale de 10°C. La surchauffe est perturbée à l'enclenchement des deux derniers cylindres à 60 secondes. Cela déclenche des oscillations qui s'atténuent au bout de 200 secondes, autour de 10°C. Ces oscillations sont sans conséquence grave, du fait de la valeur de surchauffe élevée.

Une série de prélèvements de R407C en phase vapeur à la sortie de l'évaporateur a été réalisée pour étudier le comportement du mélange durant le démarrage. A cause de la procédure du prélèvement longue, devant la durée du transitoire, le démarrage a été répété pour chaque prélèvement. Chaque démarrage est reproduit dans des conditions identiques, après un arrêt de même durée pour chaque essai. Les résultats obtenus sont reportés sur la Figure V-8. La composition de la vapeur au moment du démarrage est celle de la vapeur en équilibre avec le liquide sur la courbe de bulle du R407C (R32 / R125 / R134a : 32% / 32% / 36%). Dès le démarrage, en dix secondes, la fraction massique de chacun des composants tend rapidement vers sa valeur de circulation, très proche de la composition nominale du R407C (23% / 25% / 52%). En outre, l'enclenchement du troisième et quatrième cylindres, au bout de soixante secondes, ne modifie pas la composition de circulation du R407C. Ce résultat est intéressant en soi car il indique qu'en cours de fonctionnement, la composition du R407C est peu sensible aux variations de débit. Ainsi, le fait que le condenseur fasse office de réservoir ne modifie pas la composition de circulation et ne produit pas un fort glissement de composition, entre celle circulante et celle nominale.

L'étude d'un démarrage standard permet finalement de souligner l'importance relative de chacun des principaux composants du groupe froid. Il apparaît que le couple évaporateur-détendeur est l'élément sensible lors du démarrage. Le compresseur a une dynamique très brève, et sa réponse transitoire au démarrage est assimilable à un échelon. Au contraire, le

**Chapitre V – Etude expérimentale du comportement dynamique d'un évaporateur à faisceau de tubes dans un groupe froid**

condenseur, du fait de l'inertie thermique importante liée aux structures et au réfrigérant liquide qu'il contient, a la réponse transitoire la plus lente du système. La réponse du couple détenteur-évaporateur paraît être à mi-chemin de celle du condenseur et du compresseur. Elle est immédiate lors du démarrage, sous l'effet de l'aspiration de fluide par le compresseur qui fait chuter subitement la pression d'évaporation. En même temps, les différentes grandeurs physiques (débit, surchauffe) oscillent fortement et sont les plus sensibles au changement de régime du compresseur. Il apparaît clairement que le couple détenteur-évaporateur est central pour l'étude des transitoires, car leur comportement transitoire est le plus sensible aux conditions de fonctionnement.

**V.2.1.b. Variation de la consigne de surchauffe en cours de fonctionnement**

La surchauffe est un paramètre clé dans la dynamique du couple évaporateur-détendeur. Dans le cas du groupe froid Garlaban, le détenteur thermostatique est réglé sur la surchauffe en sortie de l'évaporateur. Or cette surchauffe, liée aux performances de l'évaporateur est elle-même dépendante du débit massique de réfrigérant imposé par le détenteur. Il apparaît donc un fort couplage entre la dynamique du détenteur et celle de l'évaporateur. Il a paru intéressant dans cette partie concernant les démarrages de regarder l'effet de la modification de la consigne de surchauffe *en cours de fonctionnement*.

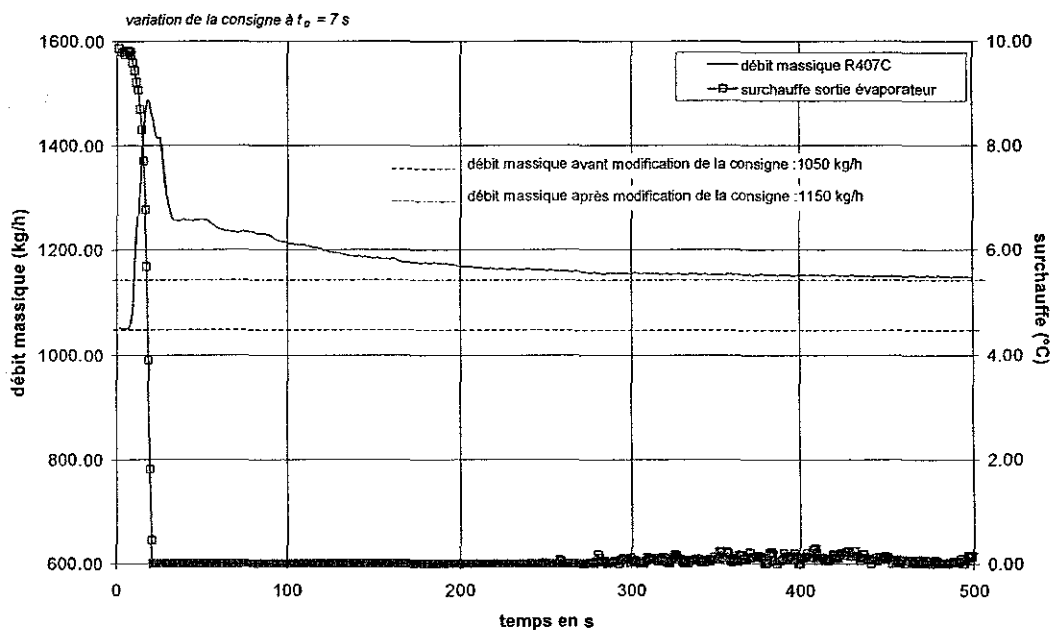


Figure V-9 - Comportement du débit massique de réfrigérant et de la surchauffe en sortie de l'évaporateur lors d'une modification de la consigne de surchauffe au détenteur.

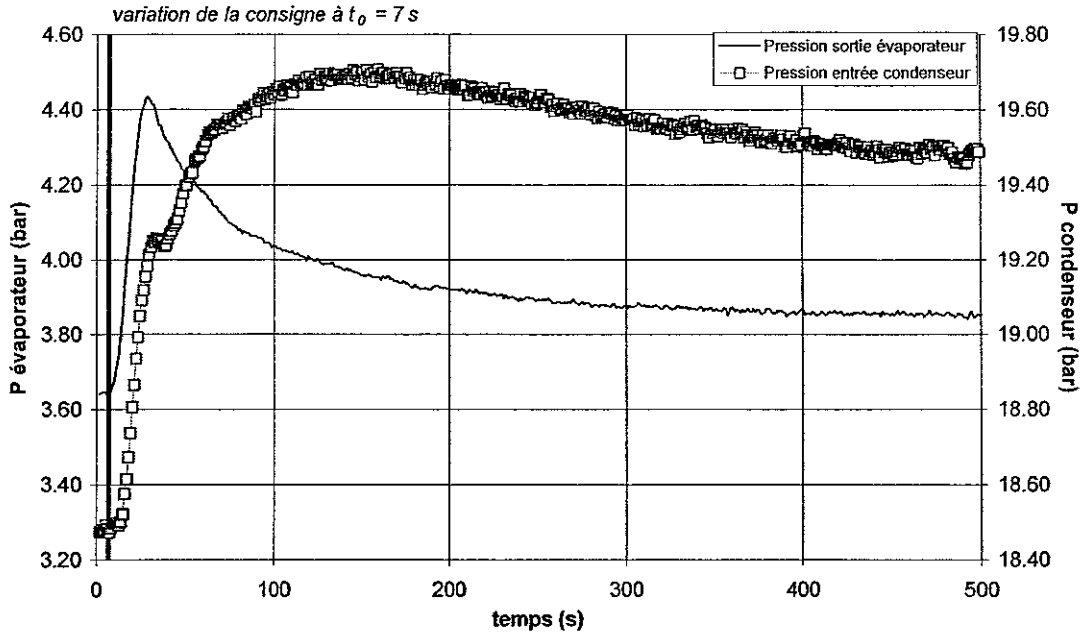


Figure V-10 - Evolution des températures du réfrigérant en entrée et sortie de l'évaporateur et de la pression de l'évaporateur lors d'une modification de la consigne de surchauffe au détendeur.

La consigne au détendeur est fortement réduite puisque, sur la Figure V-9, la surchauffe mesurée en sortie de l'évaporateur s'annule totalement dix secondes après sa modification. La variation de consigne fait passer la surchauffe réelle de 10°C à 0°C. Cette variation de la surchauffe est provoquée par l'augmentation du débit massique, qui passe de 1050 kg/h à 1150 kg/h. Le débit passe par un maximum, réponse directe de l'ouverture du détendeur, avant de diminuer sous l'effet de la régulation et de l'établissement du gradient de pression entre le condenseur et l'évaporateur.

La pression dans l'évaporateur, sur la Figure V-10, passe aussi par un maximum. Il traduit le déséquilibre de débit se produisant dans un premier temps entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur. En effet, l'augmentation de la valeur de la consigne de la surchauffe induit une augmentation subite du débit en entrée de l'évaporateur, imposé par le détendeur, tandis que le débit en sortie, fixé par le compresseur, reste à sa valeur de régime permanent d'avant la variation de consigne. Durant les vingt premières secondes, l'inégalité entre les débits entraîne une augmentation de la masse de fluide frigorigène, conduisant à l'augmentation de la pression. Ensuite, l'établissement des échanges thermiques permet d'évaporer le surplus de masse de liquide. La pression dans l'évaporateur diminue jusqu'à son nouveau point de fonctionnement, plus élevé qu'avant le transitoire à cause de l'augmentation de la masse de fluide dans l'évaporateur.

Les températures du fluide frigorigène en entrée et en sortie de l’évaporateur suivent une évolution caractéristique (Figure V-10) :

- la température en entrée suit de manière identique la pression dans l’évaporateur, traduisant le fait que le fluide en entrée est à l’état diphasique à tout instant du transitoire ;
- la température en sortie d’évaporateur chute brutalement, comme la surchauffe est fortement réduite. Lorsque la surchauffe s’annule, vers 25 secondes (Figure V-9), cela correspond à la légère remontée de la température de sortie. A cet instant, la pression dans l’évaporateur atteint son maximum. Par la suite, la température du réfrigérant en sortie de l’évaporateur suit la même évolution que la pression, soulignant que le fluide quittant l’échangeur est alors un mélange de liquide et de vapeur.

On observe donc que la consigne de surchauffe, réglée au niveau du détendeur, influence fortement les conditions de fonctionnement, non seulement de ce dernier dispositif, mais également le fonctionnement de l’évaporateur, puisque les températures et la pression du fluide frigorigène dans l’échangeur sont fortement modifiées. Il peut alors, comme c’est le cas ici, se produire un mauvais fonctionnement du couple évaporateur-détendeur ne permettant plus l’alimentation correcte en vapeur surchauffée du compresseur. Du liquide non évaporé quitte l’échangeur et entre dans le compresseur. Un tel fonctionnement répété peut entraîner des séquelles graves pour ce dernier.

Il semblerait que les variations observées soient imputables à la différence de débit entre l’entrée et la sortie de l’évaporateur dans les premiers instants, provoquant une variation de la masse de fluide frigorigène.

#### **V.2.1.c. Influence de la durée de l’arrêt sur le démarrage**

Des essais ont été réalisés en faisant varier la durée de l’arrêt précédant le démarrage du groupe froid. Dans la dénomination courante, on parlera de *démarrage à froid* lorsque l’installation a été arrêtée suffisamment longtemps pour que l’ensemble des structures et le réfrigérant soient à la température ambiante et pour que les haute et basse pressions soient égalisées. Au contraire, il sera question de *démarrage à chaud* quand l’arrêt précédant le démarrage a été d’une période trop courte pour que les structures et/ou le fluide frigorigène

**Chapitre V – Etude expérimentale du comportement dynamique d'un évaporateur à faisceau de tubes dans un groupe froid**

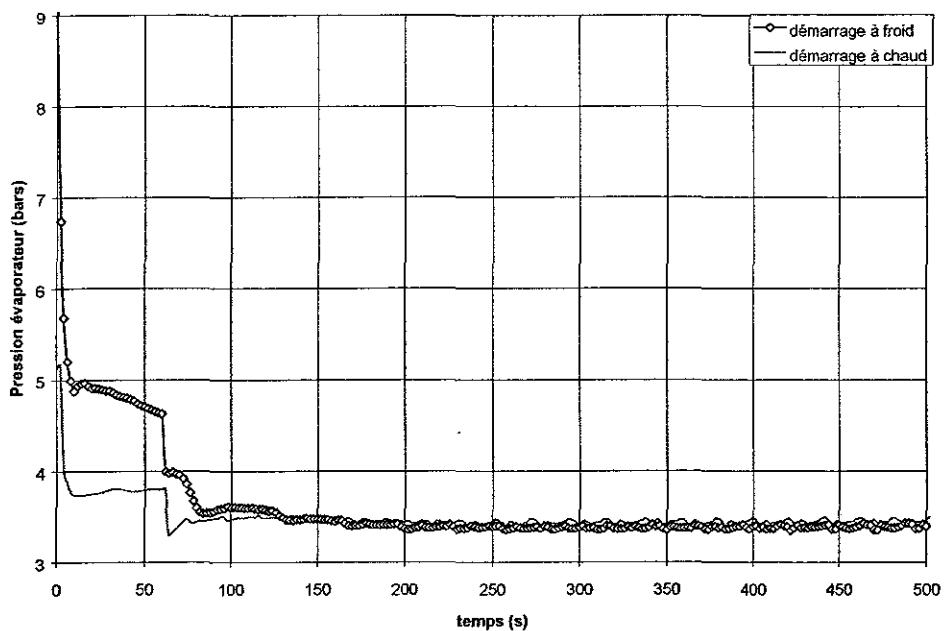
soient à température ambiante. La haute pression et la basse pression sont alors très différentes.

Dans le cadre de cette étude, le *démarrage à froid* s'effectue après un arrêt prolongé supérieur à 12 heures. On a effectué un *démarrage à chaud*, après un arrêt de 15 secondes. Le Tableau V-1 donne les valeurs des températures et des pressions dans le circuit frigorifique avant les démarrages comme conditions initiales. On remarque que pour l'arrêt long, la température en sortie d'évaporateur est supérieure de presque 4°C à celle en entrée. Cette différence s'explique par la présence de la résistance chauffante dans le carter du compresseur, qui maintient une température suffisante pour évaporer le réfrigérant qui serait susceptible d'être mélangé à l'huile. La température mesurée en sortie n'est plus la température du fluide, mais est perturbée par la chaleur conduite à travers les parois métalliques du tube.

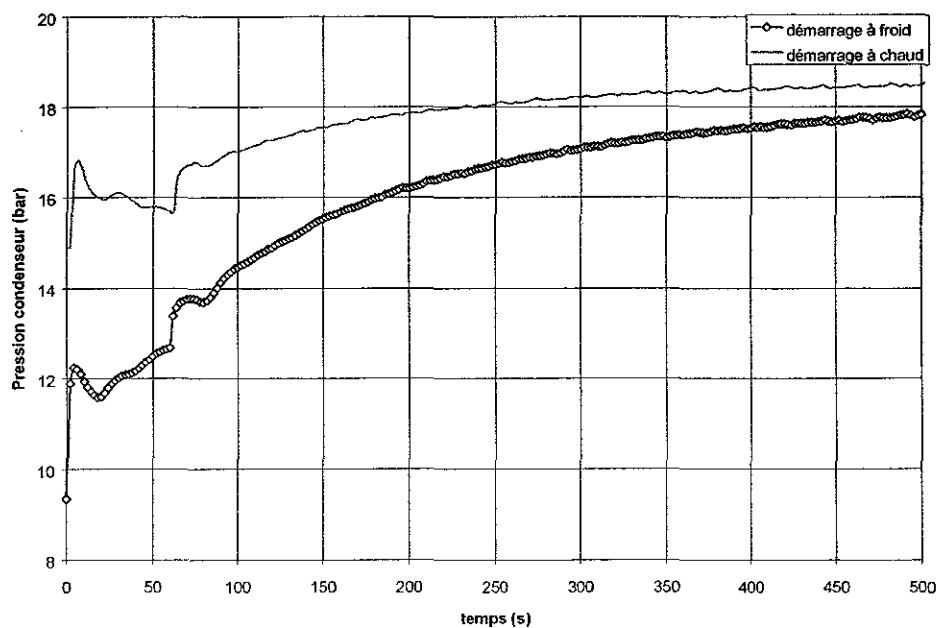
<i>Grandeurs</i>	<i>arrêt long (&gt;12h) ou démarrage à froid</i>	<i>arrêt court (15s) ou démarrage à chaud</i>
<i>Pression évaporateur</i>	<i>9,5 bar</i>	<i>5,2 bar</i>
<i>Pression condenseur</i>	<i>9,3 bar</i>	<i>14,8 bar</i>
<i>Température entrée évaporateur</i>	<i>18,5°C</i>	<i>6,8°C</i>
<i>Température sortie évaporateur</i>	<i>23,1°C</i>	<i>8,4°C</i>
<i>Température entrée condenseur</i>	<i>18,8°C</i>	<i>48,7°C</i>
<i>Température sortie condenseur</i>	<i>18,3°C</i>	<i>21,2°C</i>

*Tableau V-1 - Mesures de températures et de pressions dans le circuit frigorifique avant le démarrage à chaud et le démarrage à froid.*

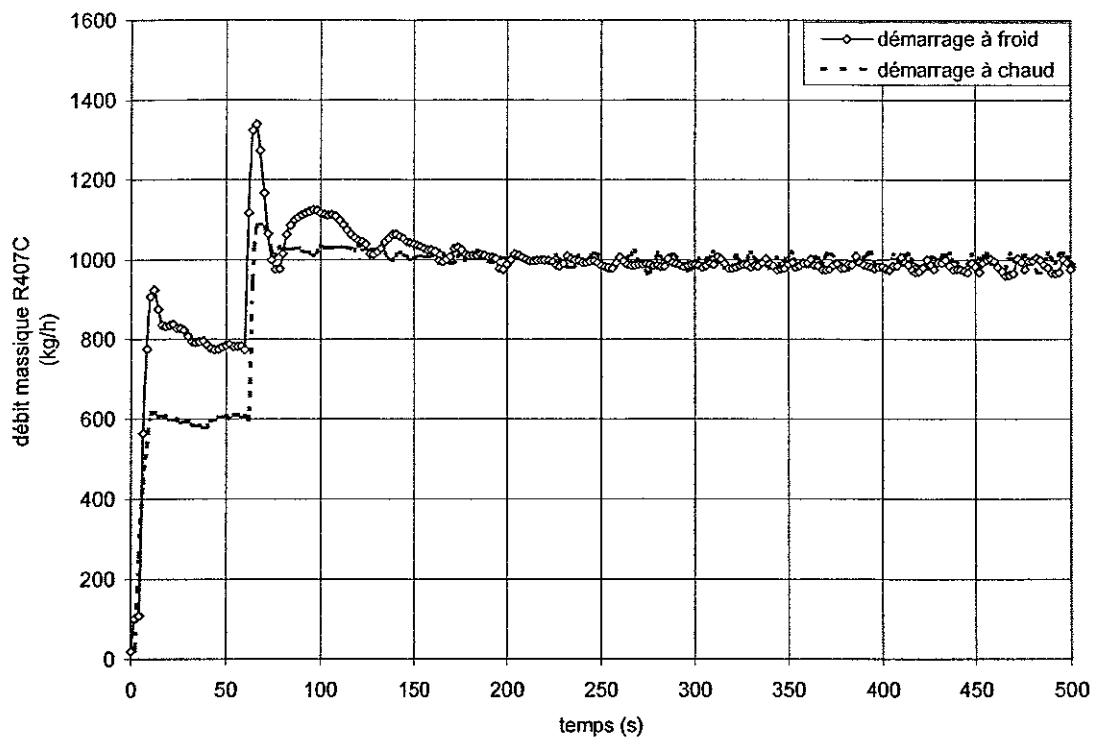
L'influence de la durée de l'arrêt est illustrée de la Figure V-11 à la Figure V-14. Elles illustrent respectivement le comportement de la pression d'évaporation, de la puissance électrique du compresseur, de la pression de condensation, du débit massique de R407C et de la surchauffe. Dans un premier temps, intéressons-nous au comportement dynamique général des divers paramètres, avant d'entamer la discussion sur l'effet de la durée de l'arrêt.



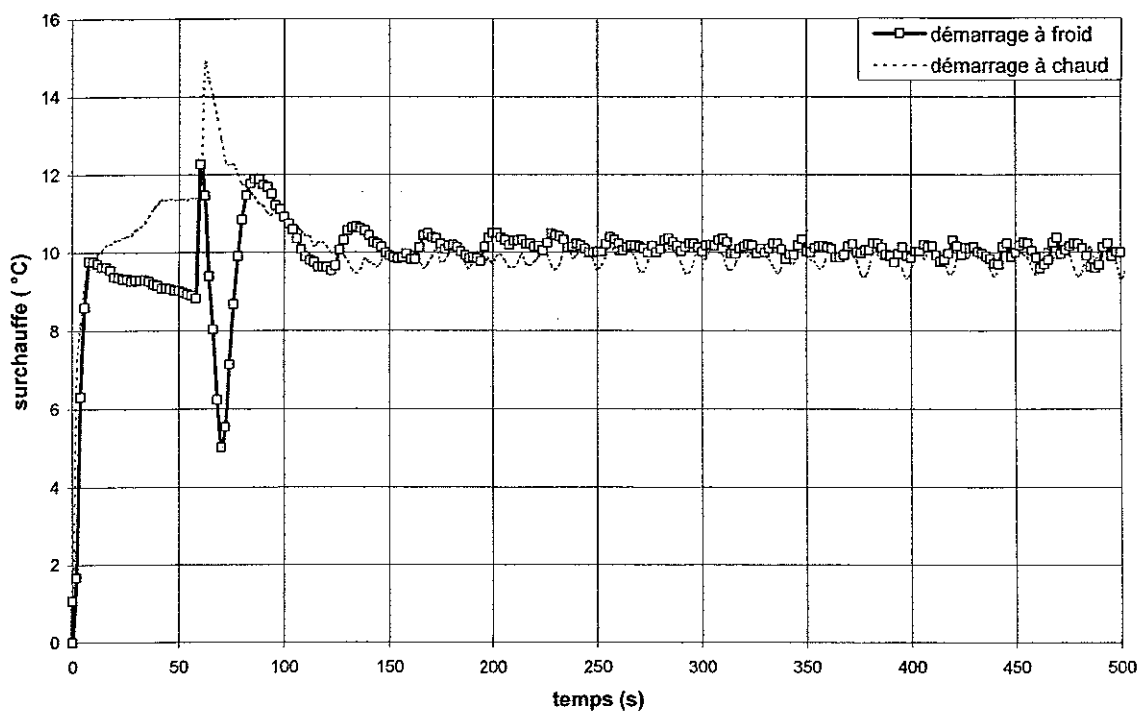
*Figure V-11 - Evolution temporelle de la pression dans l'évaporateur*



*Figure V-12 - Evolution temporelle de la pression dans le condenseur*



*Figure V-13 - Evolution temporelle du débit massique de réfrigérant*



*Figure V-14 - Evolution temporelle de la surchauffe en sortie de l'évaporateur*



La durée de l'arrêt précédant le démarrage a un effet prononcé sur l'évolution temporelle des différentes grandeurs physiques présentées ici. On remarque tout d'abord sur la Figure V-11 que la pression dans l'évaporateur chute vers une valeur plus basse durant les soixante premières secondes pour le démarrage à chaud, puisqu'elle vaut alors 3,8 bar contre plus de 4,5 bar au même instant lors d'un démarrage à froid. De même, la pression de condensation atteint beaucoup plus rapidement le régime permanent durant le démarrage à chaud ; on peut estimer la pression de condensation stabilisée vers 350 secondes, alors qu'à 500 secondes, elle ne l'est toujours pas lors du démarrage à froid (Figure V-12).

Le débit massique de R407C est assez sensible à la durée de l'arrêt lors du démarrage. Sur la Figure V-13, le démarrage à froid conduit à un accroissement instantané du débit bien plus important à l'enclenchement des deux premiers cylindres. Il vaut alors autour de 800 kg/h pendant les 60 secondes précédant l'enclenchement des deux derniers cylindres, contre 600 kg/h lors du démarrage à chaud. Ensuite, le débit oscille plus dans le cas du démarrage à froid, puisqu'il se stabilise au-delà de 150 secondes, contre 70 secondes lors du démarrage à chaud.

On va retrouver cet effet de la durée de l'arrêt sur la surchauffe en sortie de l'évaporateur (Figure V-14). Le démarrage à froid conduit à des oscillations de surchauffe plus nettes, surtout lorsque le compresseur passe de deux à quatre cylindres. La stabilisation de la surchauffe est accomplie au bout de 200 secondes lors du démarrage à froid, contre 150 secondes pour le démarrage à chaud. On remarque que ces temps de stabilisation sont différents des temps d'établissement du régime permanent pour le débit massique indiqués plus haut. On voit donc l'existence de deux temps d'établissement du régime permanent :

- *le premier est un temps d'établissement mécanique, représenté par la stabilisation du débit massique ;*
- *le second est un temps caractéristique thermique, représenté par l'établissement de la surchauffe.*

Ces deux temps caractéristiques sont influencés par la durée de l'arrêt précédant le démarrage, et il apparaît qu'un arrêt long (démarrage à froid) augmente ces temps.

Les écarts observés entre le démarrage à froid et le démarrage à chaud sont liés aux conditions initiales, qui diffèrent dans les deux cas au niveau des paramètres suivants :

Chapitre V – Etude expérimentale du comportement dynamique d'un évaporateur à faisceau de tubes dans un groupe froid

- l'état thermodynamique du fluide ;
- la différence de pression entre l'amont et l'aval du détendeur.

Etat thermodynamique du fluide dans l'évaporateur

Tout d'abord, selon la durée de l'arrêt, le fluide présent dans l'évaporateur se retrouve dans un état thermodynamique différent. Tanaka *et al.* (1982) et Murphy & Goldschmidt (1984) avaient déjà observé, pour des fluides purs, la présence de liquide dans l'évaporateur au moment du démarrage après un arrêt prolongé. Pour un mélange de fluides, comme le R407C, outre la présence de liquide dans l'évaporateur, la composition des phases sera aussi un facteur influençant le démarrage, via les propriétés physiques du mélange. Avant le démarrage à froid, un prélèvement dans la phase vapeur, en sortie de l'évaporateur, a été réalisé.

	<i>P (bar)</i>	<i>x<sub>massique</sub> R32</i>	<i>x<sub>massique</sub> R134a</i>	<i>x<sub>massique</sub> R125</i>
<i>valeurs calculées (équilibre liquide-vapeur sur la courbe de bulle)</i>	9,6	0,315	0,365	0,32
<i>valeurs mesurées</i>	9,5	0,32	0,36	0,32

Tableau V-2 – Comparaison calcul/expérience de la composition massique de la vapeur du réfrigérant R407C en sortie évaporateur à l'arrêt.

Le Tableau V-2 compare les résultats du prélèvement avec la composition théorique calculée pour du réfrigérant R407C à l'équilibre liquide/vapeur. Le calcul a été réalisé en supposant que le mélange liquide/vapeur est à l'équilibre sur la courbe de bulle du réfrigérant R407C. La pression calculée, pour la température mesurée en sortie de l'évaporateur de 23,1°C, est très proche de celle mesurée. De même, la composition massique théorique de la phase vapeur est sensiblement la même que celle trouvée lors du prélèvement. Ce résultat confirme que le réfrigérant R407C est présent dans l'évaporateur sous forme d'un mélange liquide-vapeur, après un arrêt long. C'est cette présence de liquide dans l'échangeur qui va conditionner le comportement transitoire du groupe froid au démarrage.

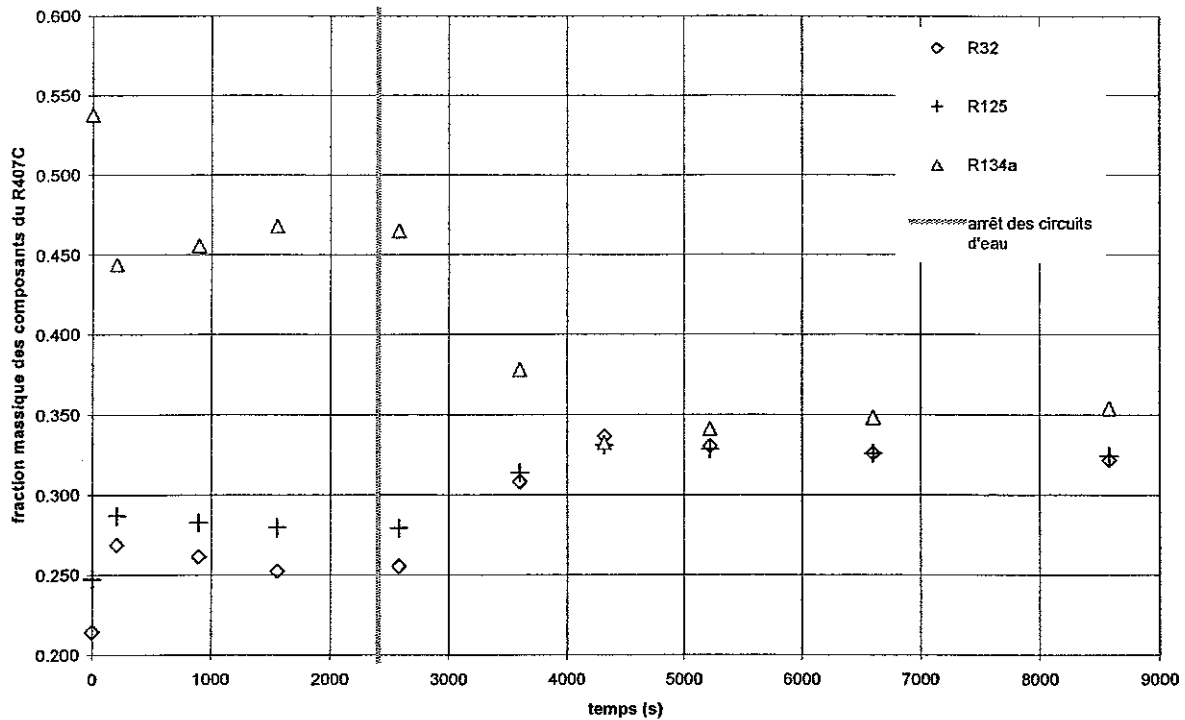


Figure V-15 – Evolution lors d'un arrêt du groupe froid de la composition massique de la vapeur du réfrigérant R407C en sortie de l'évaporateur.

La composition de la phase vapeur du mélange durant l'arrêt est fortement variable dans le temps, comme le souligne la Figure V-15. La composition du fluide frigorigène en phase vapeur, et donc en phase liquide, dans l'évaporateur, varie fortement au court du temps. La composition de la phase vapeur atteint la valeur d'équilibre du R407C sur la courbe de bulle plus de deux heures après l'arrêt.

#### Gradient de pression entre l'évaporateur et le condenseur

L'autre paramètre entrant en jeu dans l'effet de la durée de l'arrêt précédant le démarrage est la différence de pression existant entre l'amont et l'aval du détendeur. Ainsi, au moment du démarrage à froid, les pressions dans le condenseur et l'évaporateur sont identiques. Au moment du démarrage à chaud, il existe un écart de pression de 9,6 bar entre les deux échangeurs.

Le débit à travers le détendeur dépend uniquement du gradient de pression et de l'ouverture de l'orifice de détente. Pour le démarrage à chaud, comme le gradient de pression n'est pas nul, l'ouverture de l'orifice de détente s'ouvre moins et le débit s'établit plus rapidement. Par contre, dans le cas du démarrage à froid, le détendeur va compenser le faible

**Chapitre V – Etude expérimentale du comportement dynamique d'un évaporateur à faisceau de tubes dans un groupe froid**

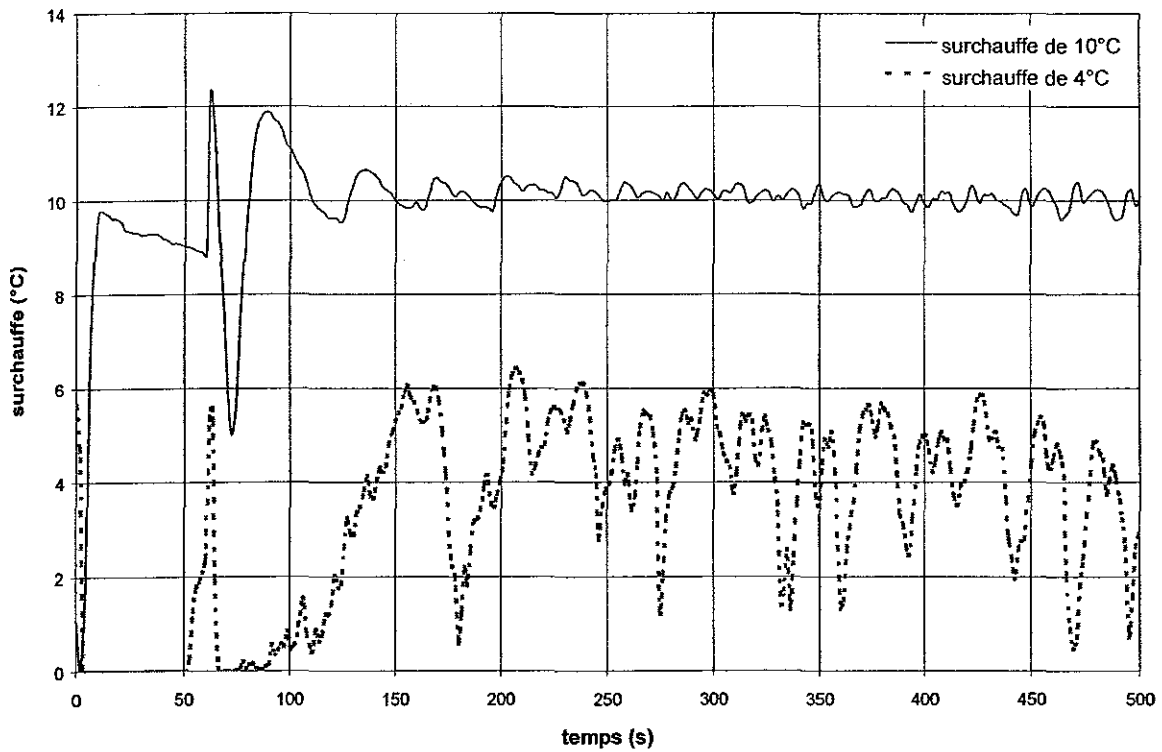
gradient de pression par une ouverture maximale de l'orifice. De ce fait, le débit est beaucoup plus sensible aux ajustements du détendeur. Pour le démarrage à froid, lorsque le compresseur enclenche les deux cylindres supplémentaires 60 secondes au bout de soixante secondes, le détendeur va compenser l'augmentation de l'aspiration par une ouverture plus grande de l'orifice de détente, entraînant une baisse de la surchauffe vers 100 secondes. Cette chute prononcée de la surchauffe, passant de 12°C à 5°C en 10 secondes, provoque en retour la fermeture du détendeur du fait de la régulation de celui-ci. Cette opération engendre une nouvelle augmentation de la surchauffe car le débit massique a diminué. L'orifice du détendeur thermostatique compense donc le fait que le gradient de pression n'est pas suffisant pour imposer la bonne valeur de débit. Ce phénomène d'oscillations du débit massique du R407C et de la surchauffe se poursuit ainsi tant que l'écart des pressions n'est pas constant pour permettre une réduction suffisante de l'orifice de détente. Lors d'un démarrage à chaud, ce phénomène est atténué car le gradient de pression nominal est atteint plus rapidement.

**V.2.1.d. Influence de la consigne de surchauffe en sortie évaporateur sur le démarrage**

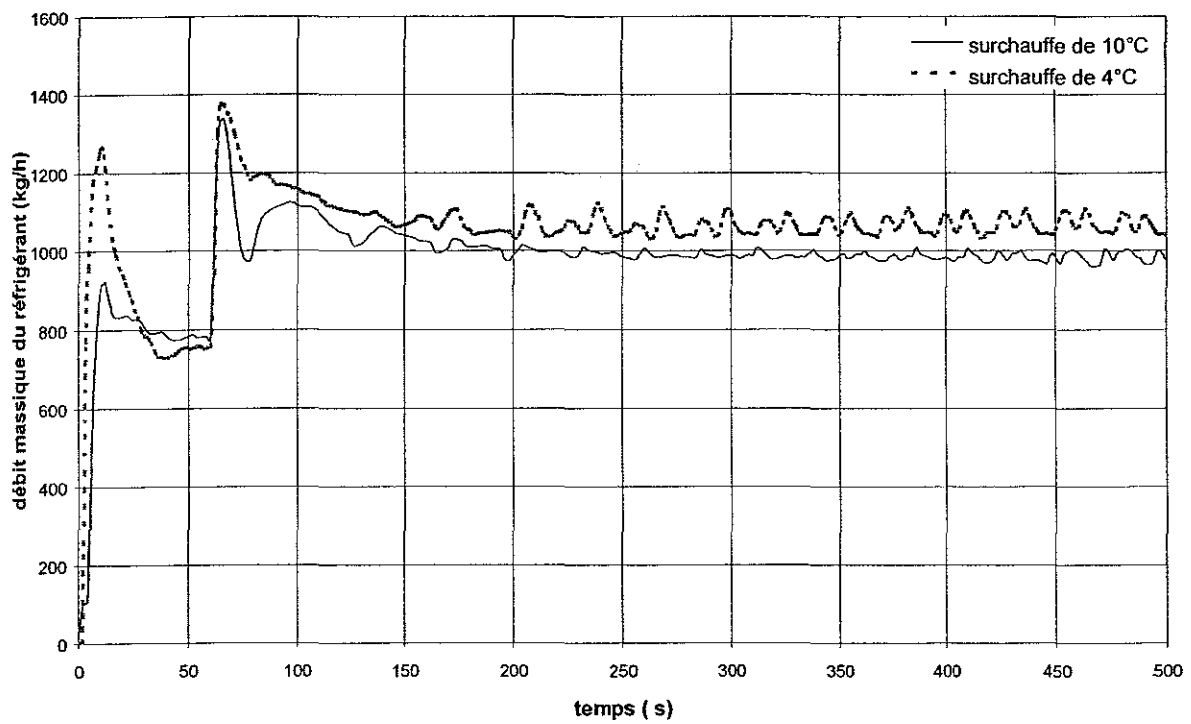
Il a été vu au chapitre V.2.1.b l'effet de la modification de la surchauffe en cours de fonctionnement sur les paramètres physiques du groupe froid, afin de mieux comprendre l'interaction entre le détendeur et l'évaporateur. Il est nécessaire à présent de connaître l'influence de la consigne de surchauffe lors du démarrage.

Deux démarrages sont réalisés : le premier avec une consigne de surchauffe de 10°C et le second avec une consigne de 4°C. Les autres conditions de fonctionnement sont identiques. Le démarrage avec une consigne de 10°C est le démarrage standard déjà présenté au chapitre V.2.1.a.

Les résultats montrent que, pour une consigne de 4°C, la surchauffe en sortie de l'évaporateur est plus instable (Figure V-16). Elle est d'abord nulle durant les cinquante premières secondes suivant le démarrage, avant d'augmenter subitement. La mise en route des deux derniers cylindres du compresseur provoque une nouvelle annulation de la surchauffe à 60 secondes. Elle augmente par la suite progressivement, tout en fluctuant fortement avec une amplitude d'oscillations de 2°C en moyenne.



*Figure V-16 – Effet de la consigne de surchauffe sur de la surchauffe en sortie de l'évaporateur lors de démarrages.*



*Figure V-17 - Effet de la consigne de surchauffe du détendeur sur le comportement du débit massique du R4707C au démarrage.*

Pour les mêmes essais, la Figure V-17 présente l'évolution du débit massique de réfrigérant. Le comportement du débit massique pour une consigne de 4°C est très similaire à celui du débit pour une consigne de 10°C. On note cependant qu'au démarrage, le débit massique passe par un maximum plus prononcé, valant 1300 kg/h, contre 900 kg/h pour une consigne de surchauffe de 10°C. Ce fort apport de fluide dans l'évaporateur est responsable de l'annulation de la surchauffe durant les cinquante premières secondes du démarrage. Après l'enclenchement des deux derniers cylindres du compresseur, le débit massique du régime permanent pour une consigne de 4°C est légèrement plus élevé, 1050 kg/h en moyenne contre 980 kg/h dans le cas d'une consigne de 10°C, et montre des fluctuations sensibles, d'une amplitude valant environ 10% du débit moyen.

Le phénomène d'oscillations de la surchauffe et du débit massique, appelé « *hunting* », indique que le détendeur n'arrive plus à stabiliser correctement l'ouverture de l'orifice de détente. Les oscillations prononcées de la surchauffe ont deux origines :

- ◆ en premier lieu, l'imposition d'une surchauffe statique faible implique que l'orifice de détente a une amplitude d'ouverture plus importante que pour une surchauffe statique plus élevée. Ainsi, au démarrage, une grande quantité de liquide entre dans l'évaporateur, provoquant une chute, voire une annulation, de la surchauffe. De plus, la dynamique même de l'organe de détente entre en compte, et il faut plus de temps au détendeur pour se refermer lorsque l'orifice est plus ouvert. La dynamique du détendeur introduit un temps de retard dans la réponse à une variation de surchauffe ;
- ◆ La seconde raison des instabilités observées provient des instationnarités des phénomènes diphasiques. Wedekind (1971) a observé et montré que les oscillations de la zone de transition diphasique/vapeur dans l'évaporateur ont une amplitude et une période qui dépendent des fluctuations des paramètres d'entrée (essentiellement le titre) et des grandeurs physiques comme le flux thermique moyen, le débit de réfrigérant, les propriétés physiques du fluide et la géométrie de la conduite. Ces oscillations relevées en régime permanent proviennent des instabilités propres aux phénomènes diphasiques et au caractère instationnaire de l'évaporation. La frontière diphasique/vapeur surchauffée n'est pas une zone nette, mais fluctue autour d'une valeur moyenne imposée par les échanges thermiques. Lorsque la surchauffe statique est faible, cela indique que la surface allouée aux échanges thermiques en diphasique

est plus importante, la zone d'assèchement est donc proche de la sortie de l'évaporateur. Ensuite, la déviation moyenne de cette position augmente avec le débit. Comme une surchauffe plus faible signifie un débit moyen alimentant l'évaporateur plus élevé, l'amplitude de l'oscillation peut entraîner la sortie de liquide hors de l'évaporateur. Le liquide quittant alors l'échangeur perturbe la mesure de température au niveau du bulbe du détendeur. L'influence des instabilités de l'écoulement diphasique se traduit notamment par l'irrégularité des oscillations de la surchauffe, aussi bien de l'amplitude que de la période. Ce phénomène est d'autant plus prononcé que la distribution en amont peut amplifier ou atténuer d'un tube à l'autre les fluctuations.

### **V.2.1.e. Synthèse sur les phases de démarrage d'un groupe froid équipé d'échangeurs à tubes et calandre**

L'étude des démarrages sur l'installation expérimentale Garlaban a souligné la spécificité du couple évaporateur/détendeur dans le fonctionnement dynamique du groupe froid.

Deux paramètres pilotent le transitoire de l'installation lors du démarrage : la durée de l'arrêt qui précède le démarrage, et la valeur de consigne de surchauffe du détendeur thermostatique.

Un arrêt court favorise un établissement du régime permanent plus rapide, et réduit les risques de fluctuations de la surchauffe et donc également le risque de passage de liquide vers le compresseur.

De même, il est préférable pour le détendeur d'effectuer le démarrage avec une consigne élevée de surchauffe. Le débit massique se stabilise rapidement et le phénomène de « *hunting* » est alors évité. On atténue alors fortement les probabilités de rentrées de liquide dans la chambre de compression.

### V.2.2. Arrêt du compresseur

L'arrêt du compresseur constitue un transitoire particulier puisqu'il consiste en l'interruption du fonctionnement de l'installation. Ce n'est pourtant pas un transitoire isolé et il s'avère que l'emploi de régulation discrète de puissance sur des compresseurs – à l'opposée des compresseurs à vitesse variable – entraîne l'apparition fréquente de phase où alternent les démarrages et les arrêts. Comme paramètre influençant la dynamique du groupe froid au démarrage, l'importance de l'arrêt a été spécifié dans le paragraphe V.2.1.c.

Lorsque le groupe froid a atteint le régime permanent pour le point de fonctionnement fixé, nous procédons à l'arrêt du compresseur, et les différentes grandeurs physiques caractérisant son fonctionnement ont été enregistrées. Les résultats sont présentés sur la Figure V-18 et Figure V-19.

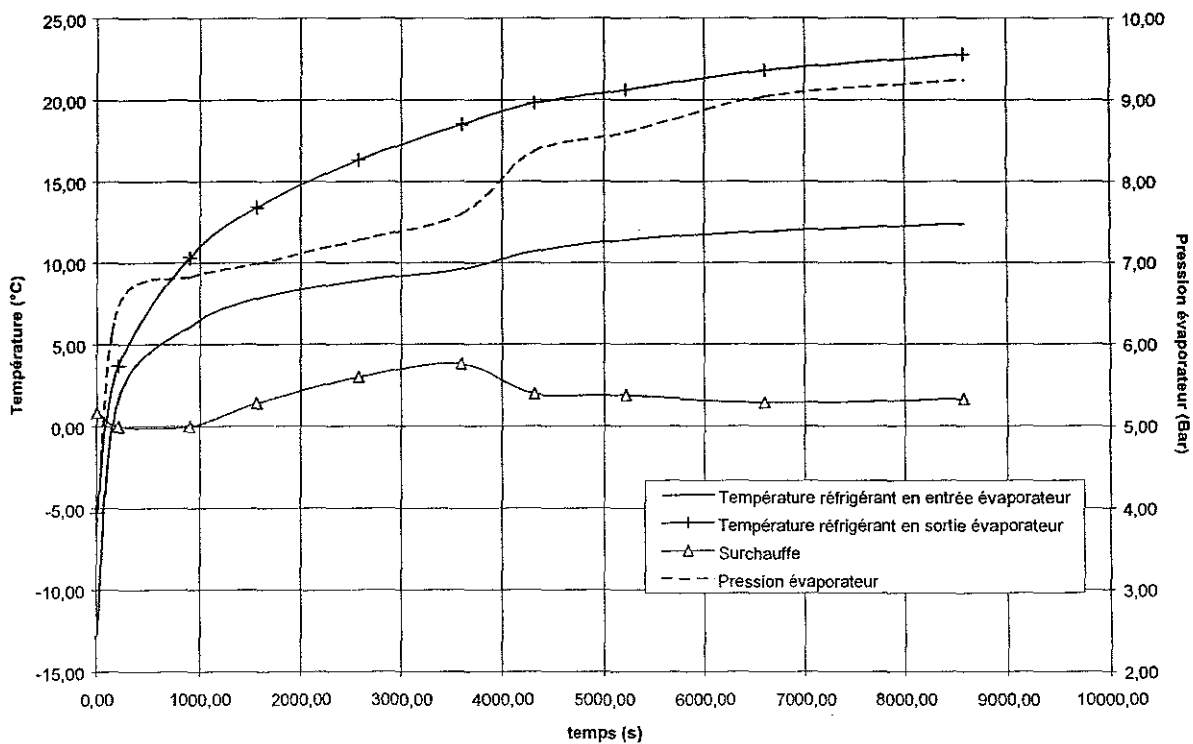


Figure V-18 - Evolution temporelle des températures du réfrigérant en entrée et sortie de l'évaporateur, de la pression d'évaporation et de la surchauffe lors de l'arrêt du compresseur (arrêt du compresseur à l'instant  $t = 0$ ).



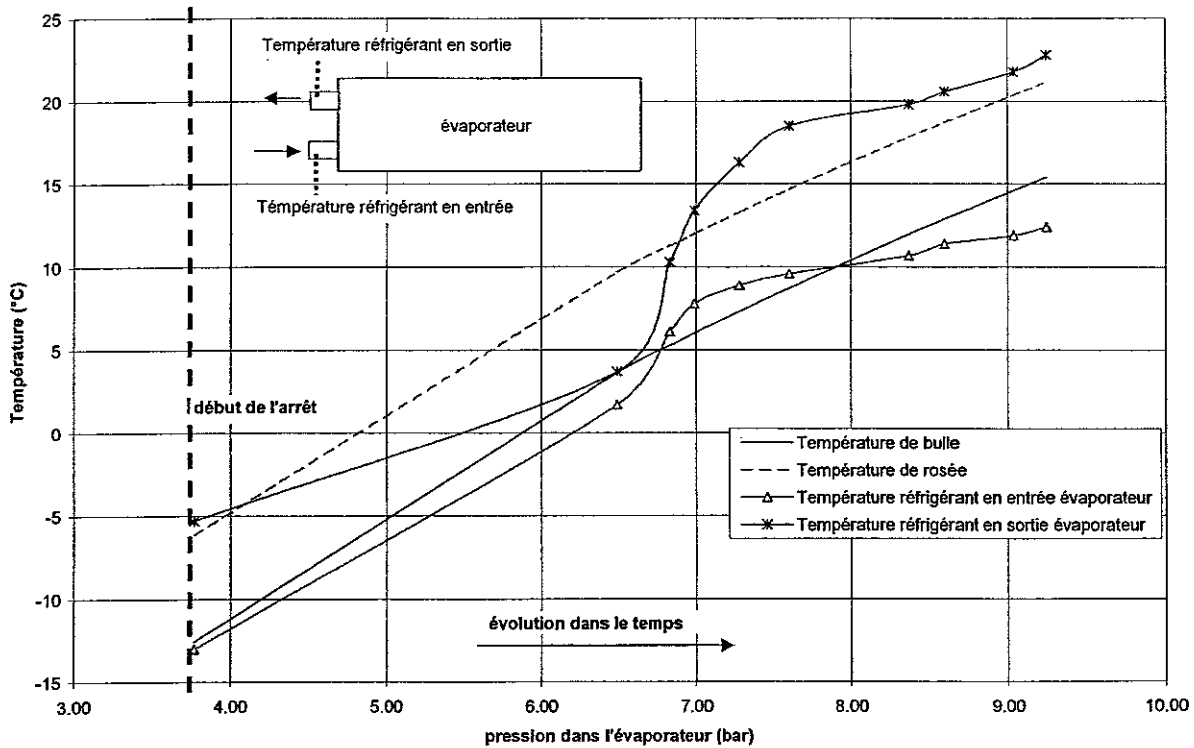


Figure V-19 – Evolution temporelle de la température du réfrigérant R407C en entrée et sortie de l'évaporateur, lors de l'arrêt du compresseur.

L'arrêt complet du compresseur du groupe frigorifique provoque instantanément l'arrêt de la circulation forcée du fluide frigorigène. La pression dans l'évaporateur augmente subitement, parce que le réfrigérant n'est plus aspiré par le compresseur (Figure V-18) et que l'échangeur fonctionne à volume fermé recevant encore de la chaleur. L'augmentation de la pression, du fait de l'équilibre liquide/vapeur dans l'évaporateur, entraîne la croissance de la température du fluide frigorigène en entrée de l'évaporateur, ainsi que celle en sortie. De plus, l'annulation de la surchauffe durant les 200 secondes qui suivent l'arrêt du compresseur indiquerait que du fluide à l'état de mélange liquide/vapeur est présent dans tout l'échangeur pendant cette période. Au bout de 15 minutes (1000 secondes), la surchauffe augmente à nouveau régulièrement.

Sur la Figure V-19, les températures expérimentales du fluide frigorigène en entrée et en sortie de l'évaporateur ont été reportées, non pas en fonction du temps, mais de la pression mesurée dans l'évaporateur. Les courbes de bulle et de rosée ont de plus été tracées à titre de comparaison. Le trait vertical à une pression de 3,8 bar indique le moment où le compresseur a été arrêté. Dès l'arrêt, la température en sortie de l'évaporateur se déplace entre la courbe de

### Chapitre V – Etude expérimentale du comportement dynamique d'un évaporateur à faisceau de tubes dans un groupe froid

rosée et la courbe de bulle, s'approchant fortement de cette dernière. La température en entrée, qui était comprise initialement entre la courbe de bulle et la courbe de rosée, devient inférieure à la température de bulle, témoignant la présence de liquide sous-refroidi à cet instant. Les températures du fluide en entrée et en sortie de l'échangeur croissent graduellement. On remarque l'augmentation soudaine de la pente pour ces deux températures, vers 6,5 bar. La température en sortie devenant supérieure à la température de rosée, on peut alors soupçonner la présence importante de vapeur. Le fait que la température en entrée tende aussi vers la température de rosée indiquerait que le fluide présent encore sous forme liquide s'évapore progressivement à l'intérieur de l'échangeur.

Quand la pression continue de croître, la température du fluide à l'entrée de l'évaporateur redevient inférieure à la température de bulle, soulignant la possible condensation de vapeur en partie basse de l'évaporateur, et le refroidissement progressif du liquide par rapport à la température de bulle pour la pression donnée. Au final, l'évaporateur est le siège d'une séparation des phases liquide et vapeur : en entrée de l'échangeur, on observe une température inférieure à la température de bulle, signalant la présence de liquide sous-refroidi ; en sortie, la température est supérieure à la température de rosée, ce qui confirme l'existence de vapeur surchauffée dans la partie haute de l'évaporateur.

Les conditions de démarrage sont extrêmement sensibles à la durée de l'arrêt. Pour la modélisation réaliste du démarrage, il est donc important de pouvoir prédire l'état de la machine et du fluide durant l'arrêt précédent.

#### **V.2.3. Réponse transitoire à un échelon de débit d'eau glycolée**

Un autre transitoire rencontré sur ce type d'installation est la variation de la demande en eau glacée. La conséquence directe est une réduction du débit d'eau circulant dans l'évaporateur, et échangeant avec le réfrigérant.

Alors que l'installation fonctionne en régime permanent, le débit d'eau glycolée est diminué de 8,05 m<sup>3</sup>/h à 7,85 m<sup>3</sup>/h. La Figure V-20 montre le comportement dynamique des températures de l'eau glycolée en entrée et en sortie de l'évaporateur.

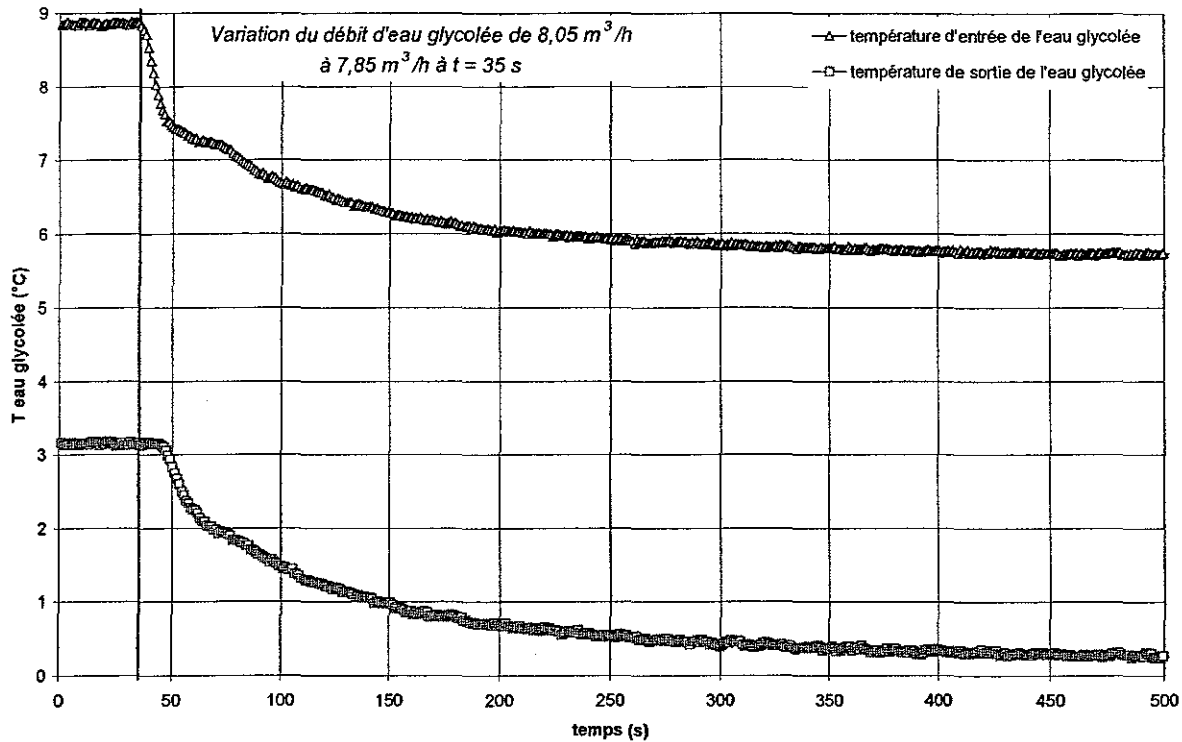


Figure V-20 - Evolution des températures de l'eau glycolée en entrée et sortie de l'évaporateur lors d'une diminution du débit d'eau.

Le début du transitoire est marqué par le trait vertical. La diminution du débit d'eau glycolée conduit à une baisse des températures d'entrée et de sortie de l'eau. Cette baisse est due au fait que l'eau glycolée est moins réchauffée par le circuit d'eau industrielle. L'eau en sortie de l'évaporateur accuse un temps de retard, de l'ordre de 10 secondes, par rapport au début du transitoire de la température en entrée.

La Figure V-21 présente le débit massique de réfrigérant et la surchauffe en sortie d'évaporateur lors de cette variation de débit d'eau glycolée. La diminution du débit d'eau entraîne dans un premier temps une légère augmentation du débit massique de réfrigérant, le faisant passer par un maximum dix secondes après le début du transitoire. Cette augmentation du débit, ainsi que la baisse de la température moyenne de l'eau glycolée provoque une forte chute de la surchauffe de la vapeur de R407C quittant l'échangeur. La surchauffe atteint presque  $0^\circ\text{C}$  environ 30 secondes après le début du transitoire. Le détendeur thermostatique, du fait de la forte réduction de la surchauffe par rapport à sa valeur de consigne de  $5^\circ\text{C}$ , réagit en obturant l'orifice de détente, conduisant la baisse observée du débit massique. En réponse, la surchauffe croît vers sa valeur initiale d'avant transitoire.

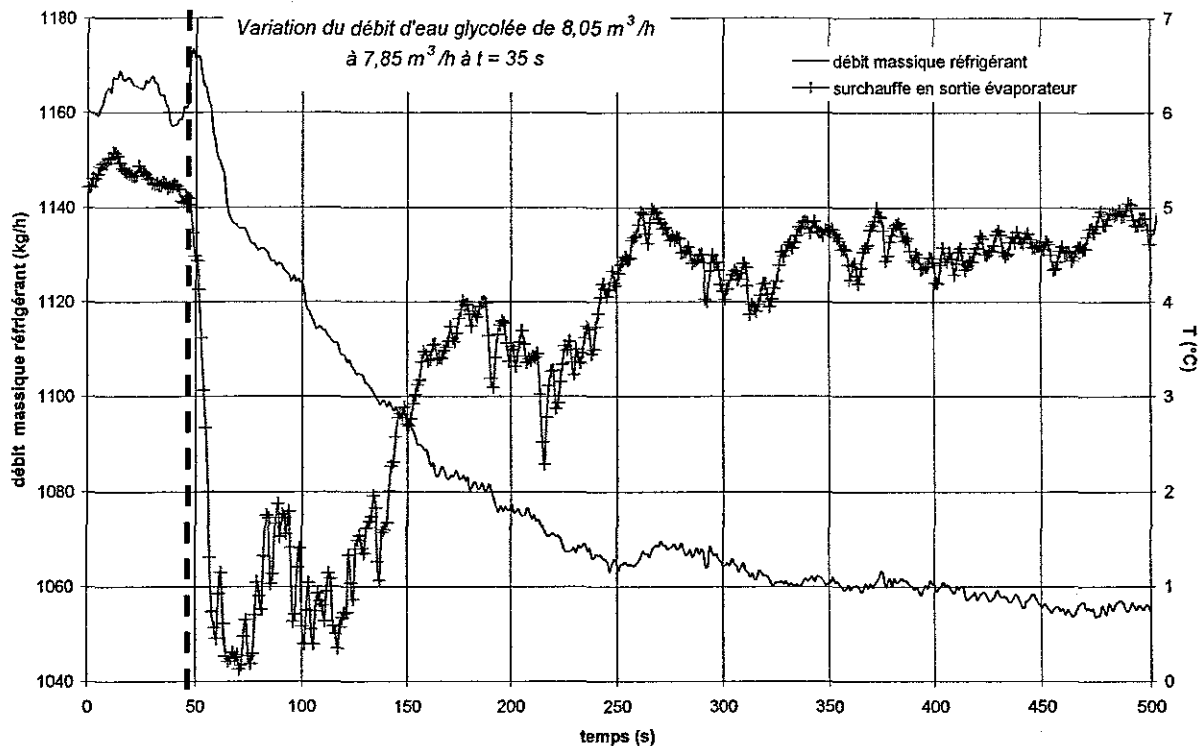


Figure V-21 - Evolution du débit massique de réfrigérant et de la surchauffe en sortie évaporateur lors d'une diminution du débit d'eau glycolée.

Le comportement transitoire de l'installation lors d'une variation de débit côté source froide souligne deux effets importants :

- un temps de retard dans la réponse transitoire de l'eau glycolée, à cause du temps de parcours moyen du liquide dans la calandre ;
- une forte sensibilité de la surchauffe et du débit massique du réfrigérant, bien que la variation de l'eau glycolée soit faible.

#### V.2.4. Réponse transitoire à un échelon de température de l'eau glycolée

L'augmentation de la température de l'eau glycolée en entrée de l'évaporateur est réalisée en augmentant le débit d'eau industrielle dans l'échangeur qui sert à réchauffer le circuit d'eau glycolée.

La Figure V-22 présente le débit massique de réfrigérant, la surchauffe en sortie d'évaporateur, les températures d'entrée et de sortie d'évaporateur de l'eau glycolée.

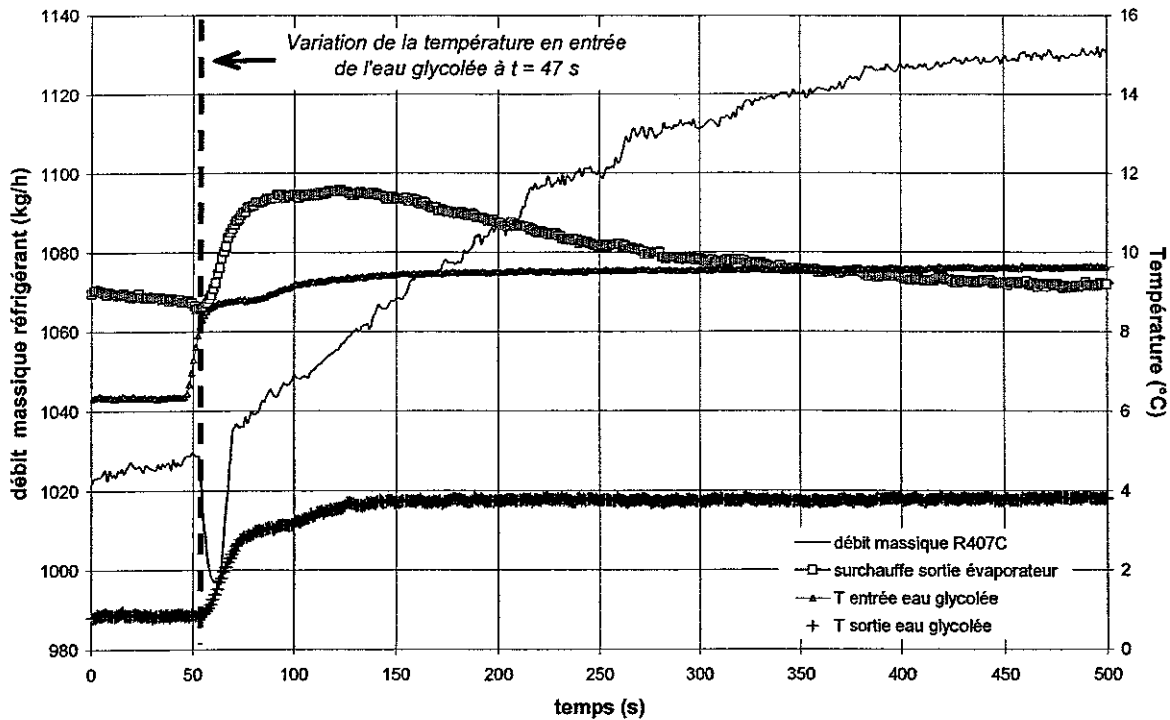


Figure V-22 - Réponse transitoire du débit massique de réfrigérant, de la surchauffe, des températures de l'eau glycolée en entrée et sortie de l'évaporateur lors d'une augmentation de la température de l'eau glycolée en entrée de l'évaporateur.

La température de l'eau glycolée en entrée d'évaporateur augmente brutalement, permettant d'assimiler sa variation à un échelon. Comme dans le cas d'une variation du débit d'eau glycolée, la température de l'eau glycolée en sortie d'évaporateur accuse un retard d'une dizaine de secondes avant de commencer son accroissement. Les températures de l'eau glycolée stabilisent 100 secondes après le transitoire.

Le débit réagit d'abord à l'échelon de température de l'eau en atteignant un minimum pendant quelques secondes. Ensuite, il augmente régulièrement pour atteindre sa nouvelle valeur de régime permanent 400 secondes après le début du transitoire. La surchauffe en sortie de l'évaporateur met un laps de temps avant d'augmenter subitement. Elle décroît ensuite lentement vers une valeur proche de la surchauffe avant l'augmentation de la température de l'eau, sous l'effet de l'augmentation du débit de réfrigérant.

Le temps de retard observé pour la surchauffe est à rapprocher de celui de la température de l'eau en sortie. Cela indiquerait que l'augmentation de la surchauffe est essentiellement liée à la hausse de la température de l'eau dans l'échangeur. Ensuite

seulement l'augmentation du débit, du fait de la régulation du détendeur thermostatique, force la surchauffe à tendre vers sa valeur initiale.

La réponse dynamique de l'évaporateur du groupe froid à un échelon de température de l'eau renseigne sur deux points :

- tout d'abord, il existe une forte disparité dans les temps de réponse entre le circuit d'eau glycolée et le circuit de réfrigérant. En effet, on remarque un facteur 4 pour le temps de stabilisation au nouveau régime permanent, entre l'eau glycolée et le réfrigérant. Le régime transitoire semble atteint plus rapidement côté calandre. Cela signifierait que, même si la puissance de l'évaporateur semble établie, le régime transitoire se poursuit côté fluide frigorigène, où le transfert de masse n'est pas encore terminé.
- Ensuite, dans ce cas de transitoire, la variation de la surchauffe est due à l'augmentation soudaine de la température de la source froide (c'est-à-dire de l'eau glycolée).

### V.3. CONCLUSION

Dans ce chapitre, le comportement dynamique du groupe froid nommé Garlaban a été étudié. L'étude d'un démarrage standard de l'installation a révélé que le couple détendeur/évaporateur est l'élément central au cours du transitoire. Son comportement dynamique est complexe du fait du couplage entre le débit massique de réfrigérant et la surchauffe. Les autres composants – compresseur et condenseur – montrent des dynamiques plus faciles à appréhender : le compresseur répond rapidement lors du démarrage, avec un temps caractéristique de l'ordre de la seconde, tandis que le condenseur réagit beaucoup plus lentement, et n'atteint son fonctionnement en régime permanent qu'au bout d'une dizaine de minutes.

En ce qui concerne l'évaporateur et le détendeur, on a noté que deux paramètres importants influencent principalement la dynamique de l'évaporateur au démarrage : ce sont la durée de l'arrêt et la valeur de la consigne de surchauffe. On a mis en évidence la présence de réfrigérant à l'état diphasique liquide/vapeur après un arrêt long. La présence de liquide va fortement perturber les premiers instants du démarrage. Une faible surchauffe peut aussi dégrader sensiblement le comportement dynamique du couple détendeur/évaporateur, avec

Chapitre V – Etude expérimentale du comportement dynamique d'un évaporateur à faisceau de tubes dans un groupe froid

des risques marqués de passages de liquide vers l'évaporateur, pour une surchauffe autour de 4°C.

Deux autres transitoires-types ont été étudiés : un échelon de débit de l'eau glycolée, constituant la source froide de l'évaporateur, et un échelon de température d'entrée de l'eau glycolée. Ces deux transitoires ont mis en relief une forte sensibilité de la surchauffe pour une faible variation de débit d'eau, et l'existence d'un retard de réponse entre l'entrée et la sortie de l'eau, du fait de la propagation de la perturbation (débit ou température) à la vitesse du liquide dans la calandre. Ce temps de retard joue de plus sur la réponse de la surchauffe de la vapeur.

# Chapitre VI. Etude expérimentale d'un groupe froid industriel muni d'échangeurs à plaques corruguées

---

## SOMMAIRE

<b>CHAPITRE VI. ETUDE EXPERIMENTALE D'UN GROUPE FROID INDUSTRIEL MUNI D'ECHANGEURS A PLAQUES CORRUGUEES .....</b>	<b>165</b>
VI.1. INTRODUCTION.....	167
VI.2. CARACTERISATION DU FONCTIONNEMENT EN REGIME PERMANENT DU GROUPE FROID DE L'INSTALLATION PHETEP .....	168
<i>VI.2.1. Introduction.....</i>	<i>168</i>
<i>VI.2.2. Effet de l'augmentation du débit d'eau côté évaporateur.....</i>	<i>169</i>
<i>VI.2.3. Effet de l'augmentation du débit d'eau côté condenseur.....</i>	<i>176</i>
<i>VI.2.4. Influence de la température de l'eau côté condenseur.....</i>	<i>177</i>
<i>VI.2.5. Influence de la surchauffe en sortie de l'évaporateur.....</i>	<i>180</i>
<i>VI.2.6. Synthèse.....</i>	<i>183</i>
VI.3. COMPORTEMENT DYNAMIQUE GLOBAL DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE .....	184
<i>VI.3.1. Réponse de la machine frigorifique lors de démarrages .....</i>	<i>184</i>
VI.3.1.a. Description d'un démarrage standard .....	184
VI.3.1.b. Influence de la durée de l'arrêt sur la dynamique du groupe froid lors du démarrage.....	189
VI.3.1.c. Influence de la valeur de la consigne de surchauffe sur le régime transitoire au démarrage.....	195
VI.3.1.d. Influence de la charge totale de réfrigérant sur le démarrage du groupe froid .....	199
VI.3.1.e. Synthèse sur la réponse transitoire du groupe froid Phetep équipé d'échangeurs à plaques .....	204
VI.4. ETUDE LOCALE DE L'EVAPORATEUR A PLAQUES EN REGIMES PERMANENT ET TRANSITOIRE .....	206
<i>VI.4.1. Etude locale de l'évaporateur en régime permanent .....</i>	<i>206</i>



VI.4.1.a. Effet de primage de liquide : influence sur le coefficient d'échange dans la zone d'assèchement.....	207
VI.4.1.b. Problème de distribution entre les canaux de l'évaporateur à plaques .....	218
VI.4.1.c. Conclusion .....	220
<i>VI.4.2. Etude locale du comportement dynamique de l'évaporateur lors d'un démarrage</i> .....	<i>221</i>
VI.4.2.a. Conditions d'essais .....	221
VI.4.2.b. Résultats et discussion .....	222
VI.4.2.c. Conclusion .....	227
<i>VI.4.3. Instabilités dynamiques en régime permanent</i> .....	<i>227</i>
VI.5. CONCLUSION.....	232

## **VI.1. INTRODUCTION**

Une absence d'études concernant le fonctionnement de machines frigorifiques équipées d'échangeurs compacts est ressortie de l'étude bibliographique (cf. *Chapitre II*). La mise en place de nouvelles normes environnementales sur les réfrigérants qui visent à réduire la charge et la recherche d'une meilleure efficacité chez les industriels rendent pourtant l'étude d'installations dotées de géométries comme les plaques corruguées parfaitement nécessaires.

Un groupe froid de faible puissance ( $\sim 10$  kW) et équipé d'un condenseur et d'un évaporateur à plaques corruguées a été mis en place et instrumenté : la boucle PHETEP. Cette boucle a été détaillée dans le *Chapitre IV*, ainsi que l'instrumentation permettant la caractérisation en régime permanent des échangeurs et le suivi en régime transitoire de performances globales, de même qu'une analyse locale de l'évaporateur.

Ce chapitre concerne l'étude expérimentale de PHETEP. Dans un premier temps, Les performances globales en régime permanent sont analysées, en modifiant les paramètres de fonctionnement suivants : le débit d'eau dans l'évaporateur, le débit d'eau dans le condenseur, la température de l'eau en entrée de l'évaporateur et la surchauffe à la sortie de l'évaporateur. De plus, on trouvera en annexe l'analyse de l'effet de la charge du réfrigérant sur le comportement global du groupe froid.

Ensuite, le groupe froid est étudié dans son ensemble lors des phases de démarrage. Après l'analyse de l'évolution des différentes grandeurs physiques caractérisant le fonctionnement de l'installation lors d'un démarrage de référence, plusieurs paramètres sont mis en avant car ils influencent la dynamique du groupe froid : la durée de l'arrêt, la consigne de surchauffe et la masse totale de fluide frigorigène.

Enfin, l'accent est mis sur l'évaporateur à plaques. Le comportement local du réfrigérant en évaporation dans un canal est étudié, en régime permanent d'abord, puis grâce aux informations obtenues, en régime transitoire lors de démarrages. Nous aborderons aussi le problème des instabilités dynamiques du couple évaporateur/détendeur observées lors des essais.

## **VI.2. CARACTERISATION DU FONCTIONNEMENT EN REGIME PERMANENT DU GROUPE FROID DE L'INSTALLATION PHETEP**

### **VI.2.1. Introduction**

Le fonctionnement en régime permanent de la machine frigorifique a été étudié afin de caractériser son comportement global en fonction de paramètres de réglage. Ces paramètres sont le débit d'eau côté évaporateur, le débit d'eau côté condenseur, la température d'eau en entrée du condenseur et la consigne mécanique de surchauffe au niveau du détendeur. De plus, nous trouverons en annexe l'étude de l'influence de la charge de réfrigérant sur les performances du groupe froid en régime permanent.

Nous commencerons par nous intéresser à un cycle de compression de vapeur de référence, avant d'aborder l'effet de chacune des grandeurs de fonctionnement citées plus haut.

Le cycle de départ choisi correspond aux valeurs suivantes :

Débit d'eau côté évaporateur (m <sup>3</sup> /h)	1,25
Température d'entrée de l'eau côté évaporateur (°C)	10,7
Température de sortie de l'eau côté évaporateur (°C)	4,1
Débit d'eau côté condenseur (m <sup>3</sup> /h)	2,6
Température d'entrée de l'eau côté condenseur (°C)	18,3
Température d'entrée de l'eau côté condenseur (°C)	22,3

*Tableau 1*

Le cycle correspondant à ce point de fonctionnement est tracé en bleu (trait continu) sur le diagramme Pression-Enthalpie illustré par la Figure VI-1. On peut ainsi représenter les différentes étapes du cycle suivi par le fluide :

- entre le point 1 et le point 2 : évaporation et surchauffe de la vapeur,
- entre le point 2 et le point 3 : compression de la vapeur surchauffée,
- entre le point 3 et le point 4 : désurchauffe de vapeur, condensation et sous-refroidissement du liquide,
- entre le point 4 et le point 1 : détente du liquide pour arriver en entrée de l'évaporateur à saturation.

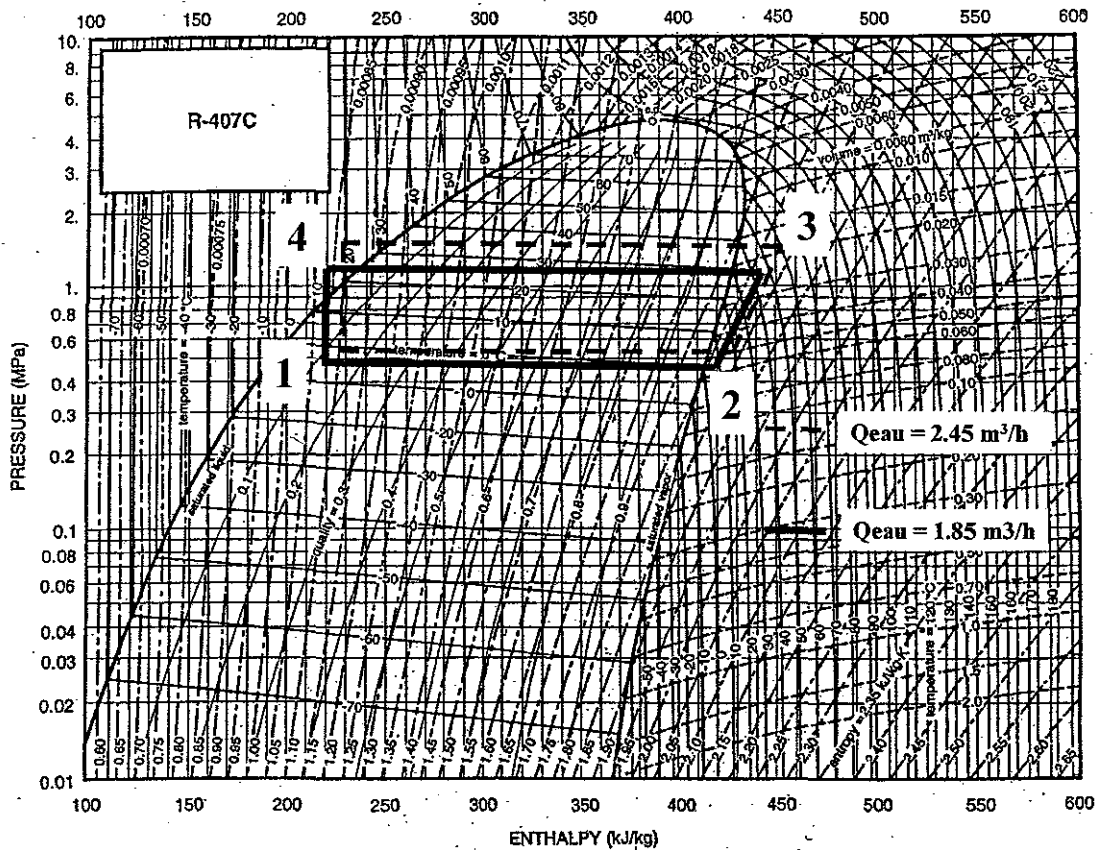


Figure VI-1- Diagramme Pression-Enthalpie du R407C

### VI.2.2. Effet de l'augmentation du débit d'eau côté évaporateur

Le point de fonctionnement du groupe frigorifique est modifié dans un premier temps en augmentant le débit d'eau côté évaporateur. Il vaut successivement  $1,25 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $1,85 \text{ m}^3/\text{h}$  puis  $2,45 \text{ m}^3/\text{h}$ . La température de l'eau en entrée est toujours égale à  $10,5^\circ\text{C}$ . Sur la Figure VI-1, le cycle suivi par le fluide lorsque le débit d'eau côté évaporateur vaut  $2,45 \text{ m}^3/\text{h}$  est représenté en trait discontinu rouge. Tout d'abord, on note que le cycle est modifié aussi bien dans la partie évaporation que dans la partie condensation lorsque le débit d'eau dans l'évaporateur augmente. Il est légèrement translaté vers des pressions plus élevées.

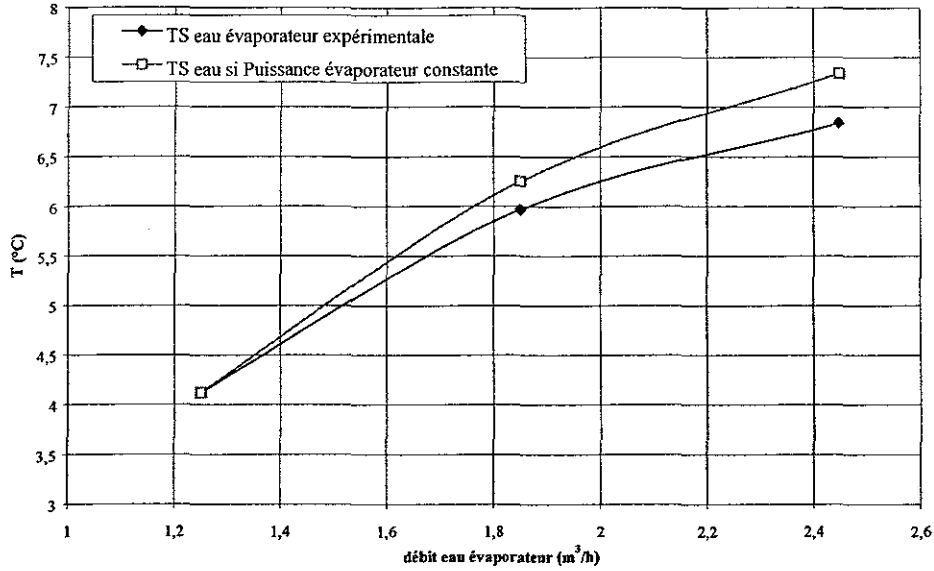


Figure VI-2 – Evolution de la température de l'eau en sortie de l'évaporateur en fonction du débit d'eau, et évolution de cette même température si la puissance à l'évaporateur était toujours égale à la puissance pour un débit de 1,25 m<sup>3</sup>/h.

Le premier effet de l'augmentation du débit d'eau est l'accroissement de la température de l'eau à la sortie de l'évaporateur. Sur la Figure VI-2, on a reporté la température de l'eau en sortie mesurée, et celle calculée si la puissance froide demeurait égale à celle obtenue pour un débit de 1,25 m<sup>3</sup>/h. La température mesurée est inférieure à la température calculée. Cela signifie que le groupe frigorifique arrive à extraire plus de puissance thermique à l'eau lorsque le débit augmente.

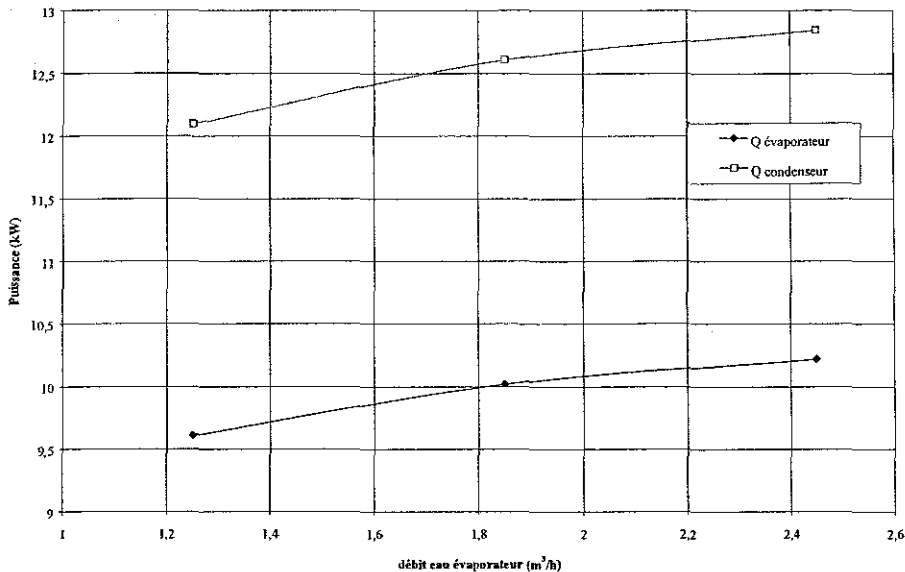
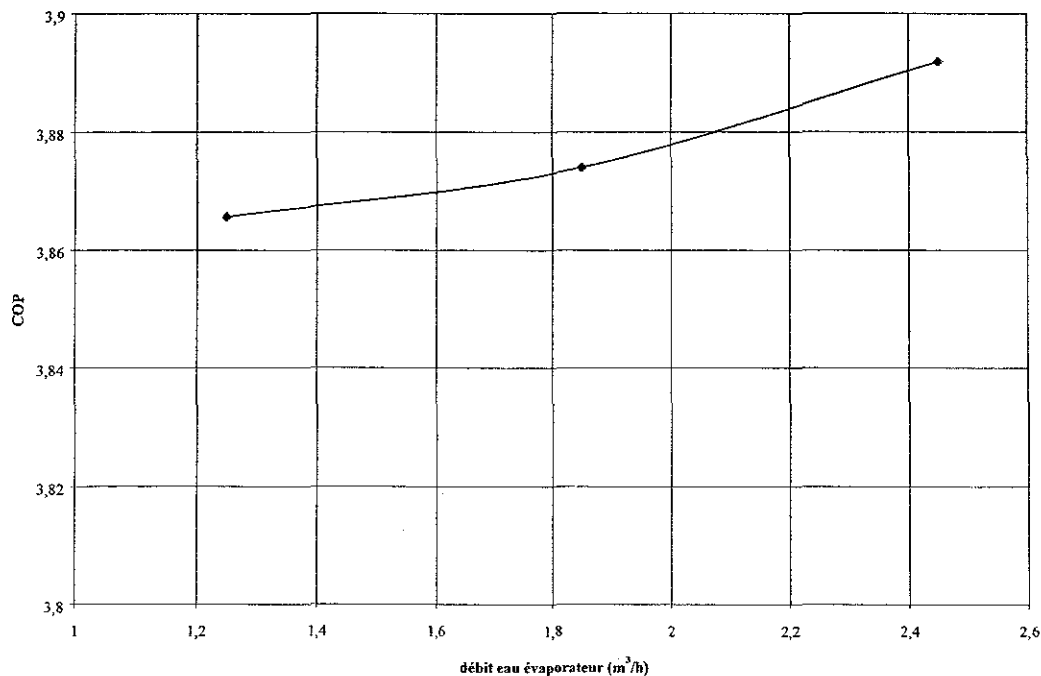


Figure VI-3 - Evolution de la puissance de l'évaporateur et du condenseur en fonction du débit d'eau côté évaporateur

Cela est vérifié sur la Figure VI-3, où sont représentées les puissances échangées au condenseur et à l'évaporateur en fonction du débit. L'augmentation du débit d'eau entraîne une augmentation de la puissance échangée dans l'évaporateur. On remarque que la puissance du condenseur suit la même tendance. Connaissant l'évolution des puissances, il est intéressant de connaître alors celle du coefficient de performance (*COP*) du groupe froid. Il est défini par la relation :

$$COP = \frac{Q_{\text{évaporateur}}}{Q_{\text{condenseur}} - Q_{\text{évaporateur}}}$$

où  $Q_{\text{évaporateur}}$  et  $Q_{\text{condenseur}}$  sont les puissances échangées à l'évaporateur et au condenseur. La Figure VI-4 montre l'évolution du *COP* en fonction du débit d'eau. On peut voir que le *COP* augmente mais de manière peu significative, puisque sa variation entre un débit de 1,25 m<sup>3</sup>/h et un débit de 2,45 m<sup>3</sup>/h ne dépasse pas 1%. Le débit d'eau, pour la gamme de valeurs explorée, a un effet négligeable sur la performance globale de l'installation, c'est-à-dire que le gain que l'on obtient sur la puissance côté froid est compensé par une augmentation de la puissance électrique consommée par le compresseur.



*Figure VI-4 – Evolution du Coefficient de Performance avec le débit d'eau côté évaporateur*

Pour expliquer les conséquences de l'augmentation du débit d'eau côté évaporateur sur les puissances, et l'impact sur le fonctionnement global de la machine, il est nécessaire de regarder d'autres grandeurs physiques comme les pressions, le débit massique et les

températures du fluide frigorigène. Ces données renseigneront sur l'influence du débit d'eau sur les propriétés du fluide et le comportement du cycle.

En premier lieu, nous nous intéressons à l'évolution des pressions. La Figure VI-5 et la Figure VI-6 montrent le comportement de la pression d'aspiration, c'est-à-dire en sortie de l'évaporateur, et la pression de refoulement, mesurée en sortie du compresseur en fonction du débit d'eau dans l'évaporateur.

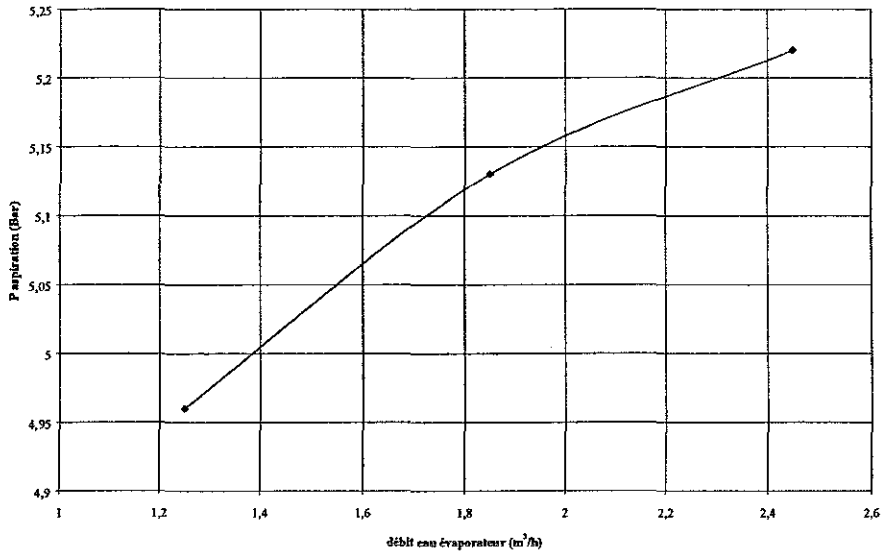


Figure VI-5 - Evolution de la pression d'aspiration en fonction du débit d'eau

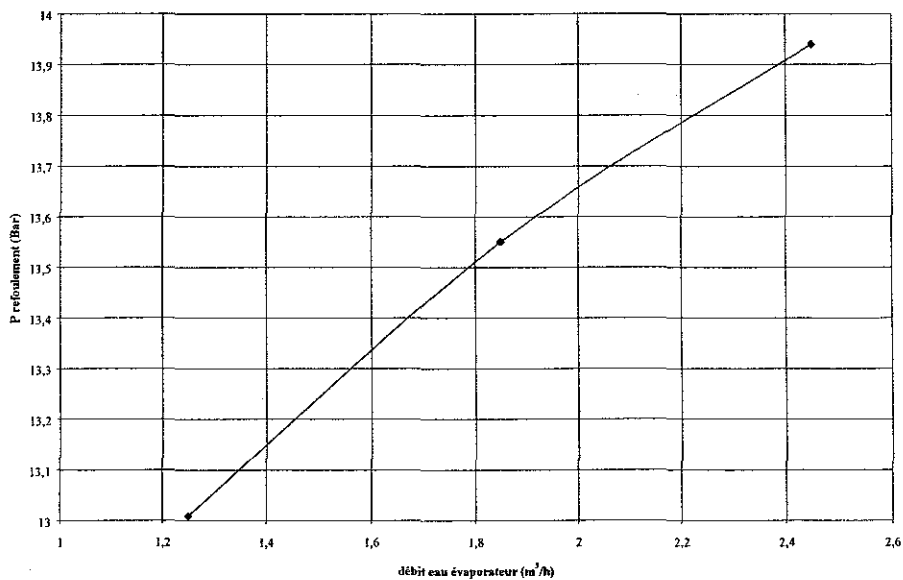
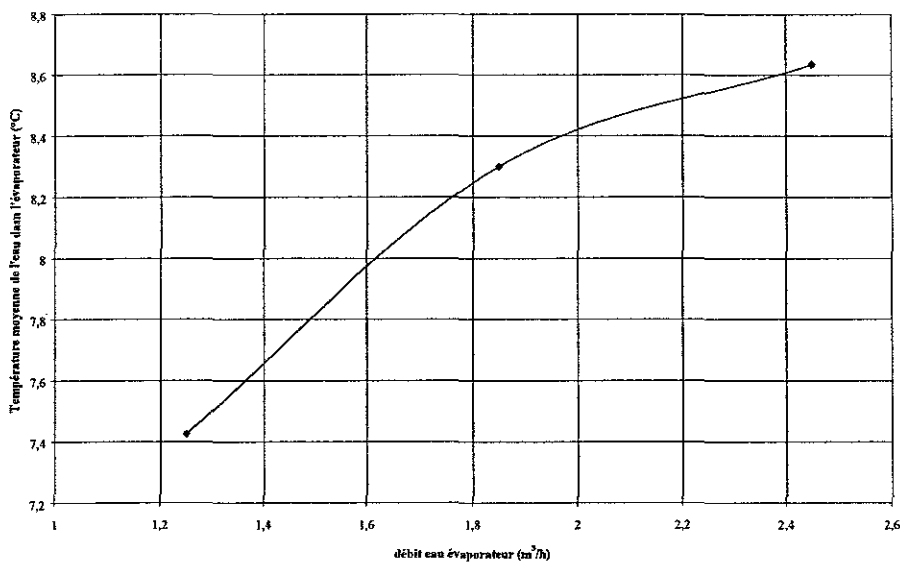


Figure VI-6 - Evolution de la pression de refoulement en fonction du débit d'eau

On observe une nette augmentation de la pression, aussi bien à l'aspiration qu'au refoulement, avec l'augmentation du débit. Concernant la pression d'aspiration, peu différente

de la pression d'évaporation car les pertes de pression dans l'échangeur sont faibles, sa croissance est due à l'augmentation de la température moyenne de l'eau avec le débit (Figure VI-7). Les échanges thermiques sont fortement dépendants des conditions côté eau. Une augmentation du débit d'eau entraîne une amélioration du coefficient d'échange côté eau, et donc une intensification du transfert de chaleur vers le fluide frigorigène.



*Figure VI-7 - Evolution de la température moyenne avec le débit d'eau*

Une augmentation de la température moyenne côté eau va hausser la température de bulle du fluide frigorigène. Comme le fluide est à l'état diphasique, la pression d'évaporation suivra la tendance de la température de bulle (Figure VI-8). L'augmentation de la pression de refoulement (Figure VI-6) est plus importante en valeur absolue comme en valeur relative. Alors que la pression d'aspiration augmente de 0,26 bar, la pression de refoulement croît de 0,94 bar lorsque le débit d'eau passe de 1,25 à 2,45 m<sup>3</sup>/h. La croissance de la pression de refoulement s'explique par l'augmentation de la densité de la vapeur en sortie de l'évaporateur, directement corrélée à l'évolution de la pression d'aspiration et de la température de la vapeur. L'augmentation de ces deux grandeurs accroît en effet la masse volumique de la vapeur surchauffée de R407C.



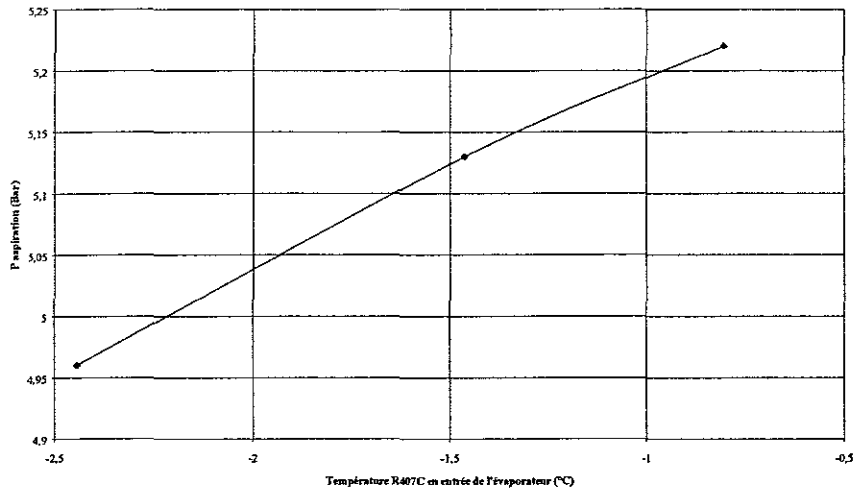


Figure VI-8 - Evolution de la pression d'aspiration en fonction de la température du R407C en entrée de l'évaporateur

La Figure VI-9 représente la comportement du débit massique du R407C dans le circuit frigorifique et le gradient de pression entre le condenseur et l'évaporateur. Ces deux grandeurs s'élèvent de manière continue en fonction du débit d'eau côté évaporateur.

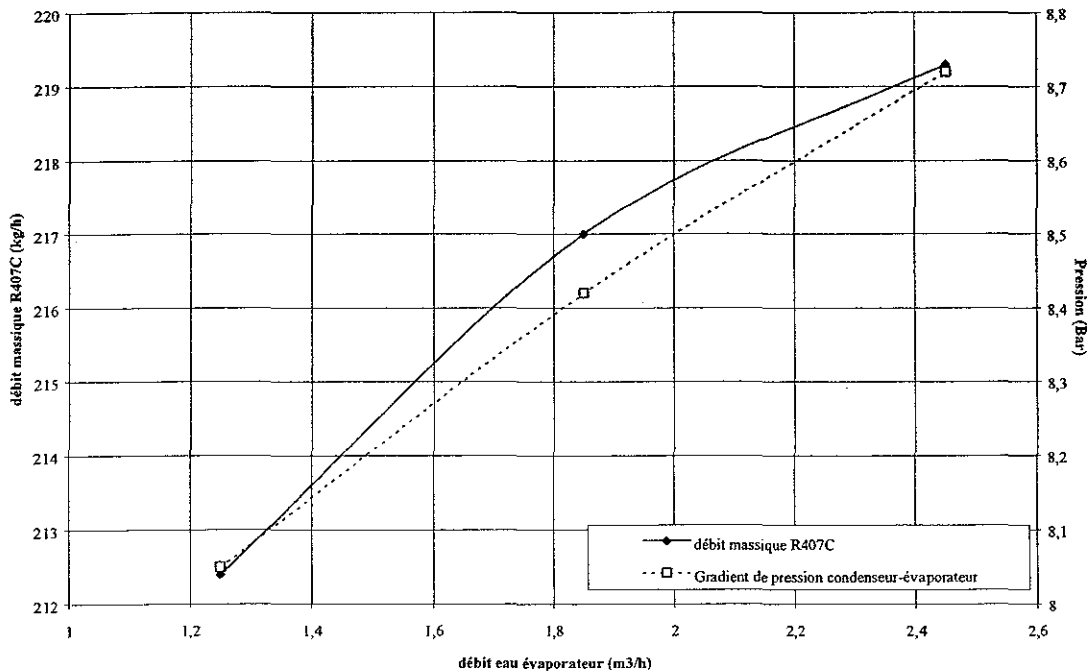


Figure VI-9 - Evolution du débit massique du R407C et de l'écart de pression entre le condenseur et l'évaporateur

Le fait que la haute pression augmente plus que la basse pression induit une croissance du gradient entre le condenseur et l'évaporateur, bien visible sur la Figure VI-9. Or le débit massique du fluide frigorigène imposé par le détendeur, est proportionnel à la racine-carré de

ce gradient de pression. Gay (1999) a répertorié des lois de détendeurs thermostatiques. Une loi générale peut s'écrire :

$$\dot{m} = [a_1(P_{bu} - P_e) + a_0] \sqrt{2\rho_{ld}(P_c - P_e)}$$

où  $P_{bu}$  est la pression dans le bulbe et qui dépend de la nature de sa charge,  $P_e$  est la pression dans l'évaporateur,  $P_c$  la pression dans le condenseur,  $\rho_{ld}$  la masse volumique liquide en entrée du détendeur,  $a_0$  et  $a_1$  sont des coefficients propres au détendeur. Le débit va donc dépendre de trois paramètres : le gradient de pression, la surchauffe via la pression du bulbe et la masse volumique du liquide en sortie du condenseur. Dans le cas d'une augmentation de la surchauffe, les autres paramètres restant constants, le débit massique diminue. Par contre, pour une augmentation du gradient de pression ou de la masse volumique du liquide, le débit massique croît.

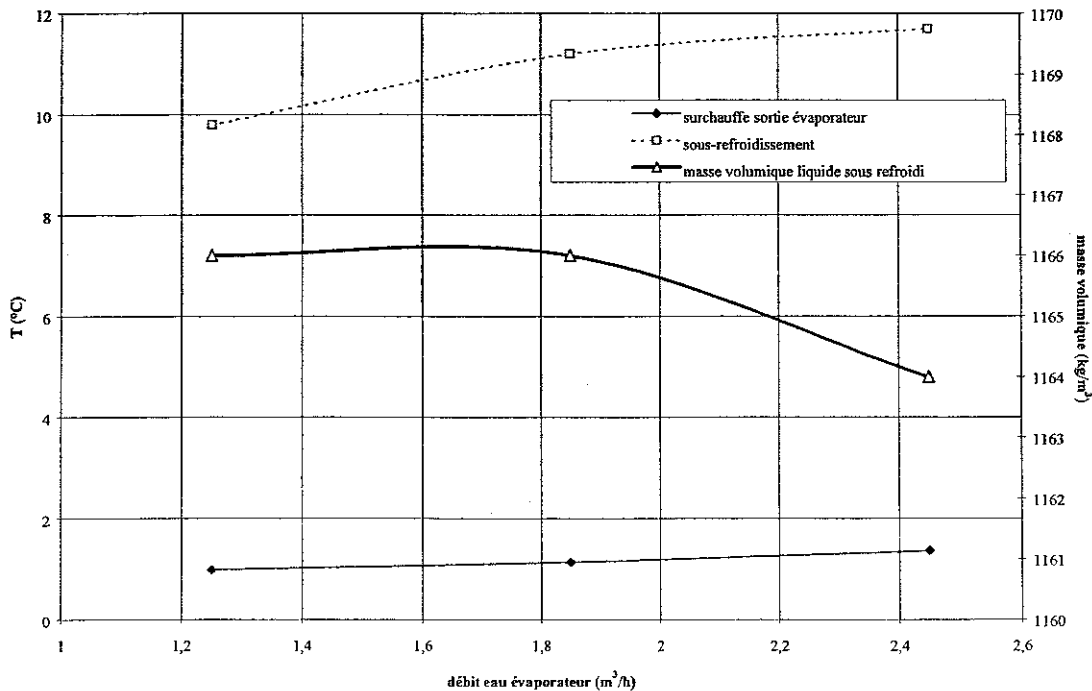


Figure VI-10 - Evolution de la surchauffe en sortie évaporateur, du sous-refroidissement en sortie condenseur et de la masse volumique du liquide à l'entrée du détendeur.

La Figure VI-10 montre le comportement de la surchauffe en sortie de l'évaporateur, du sous-refroidissement en sortie du condenseur et de la masse volumique du liquide entrant dans le détendeur, en fonction du débit d'eau côté évaporateur. La surchauffe et le sous-refroidissement augmentent tous les deux. Par contre la masse volumique du liquide diminue légèrement, mais dans une proportion négligeable. *A priori* l'augmentation de la surchauffe et la légère baisse de la masse volumique doivent entraîner une baisse du débit massique. Ces

deux paramètres influence le débit massique du R407C dans le même sens. Or, le débit massique s'élève comme le montre la Figure VI-9. C'est donc le gradient de pression entre le condenseur et l'évaporateur qui domine et impose l'évolution du débit à travers le détendeur. L'augmentation du débit massique se répercute sur la puissance, aussi bien côté condenseur que côté évaporateur. C'est elle qui est responsable de l'augmentation de la puissance frigorifique de l'installation lorsque le débit d'eau croît.

### VI.2.3. Effet de l'augmentation du débit d'eau côté condenseur

Une série d'essais en régime permanent a ensuite été menée avec des débits d'eau côté condenseur différents : 1,8 et 2,6 m<sup>3</sup>/h. Le débit de l'eau côté évaporateur est constant et vaut 1,8 m<sup>3</sup>/h. La température de l'eau en entrée de l'évaporateur est égale 10,5°C.

La première grandeur observée est la température moyenne de l'eau dans le condenseur. La Figure VI-11 montre l'évolution de cette température moyenne (entre l'entrée et la sortie de l'échangeur) en fonction du débit d'eau. Il apparaît visiblement que la variation du débit ne modifie en rien la température moyenne de l'eau. En conséquence, la pression du fluide frigorigène dans le condenseur ne change pas, comme on le remarque sur la Figure VI-12. Le fait que la pression de refoulement varie très peu lorsque le débit d'eau varie de 50% entraîne des variations négligeables sur d'autres grandeurs physiques comme le débit massique de réfrigérant, qui varie d'à peine 1% ou la pression dans l'évaporateur dont l'augmentation est également négligeable (inférieure à 2%).

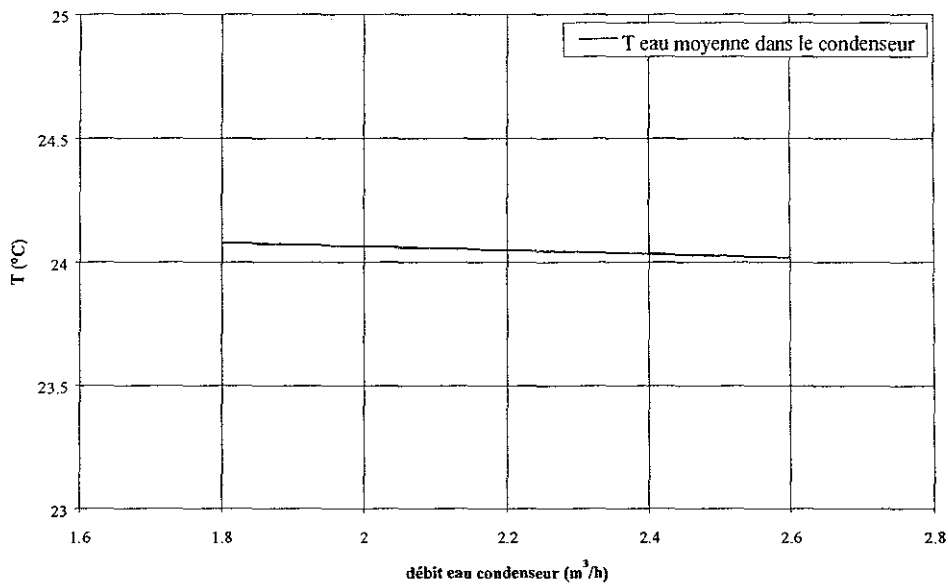


Figure VI-11 – Evolution de la température moyenne de l'eau côté condenseur en fonction du débit d'eau dans le condenseur.

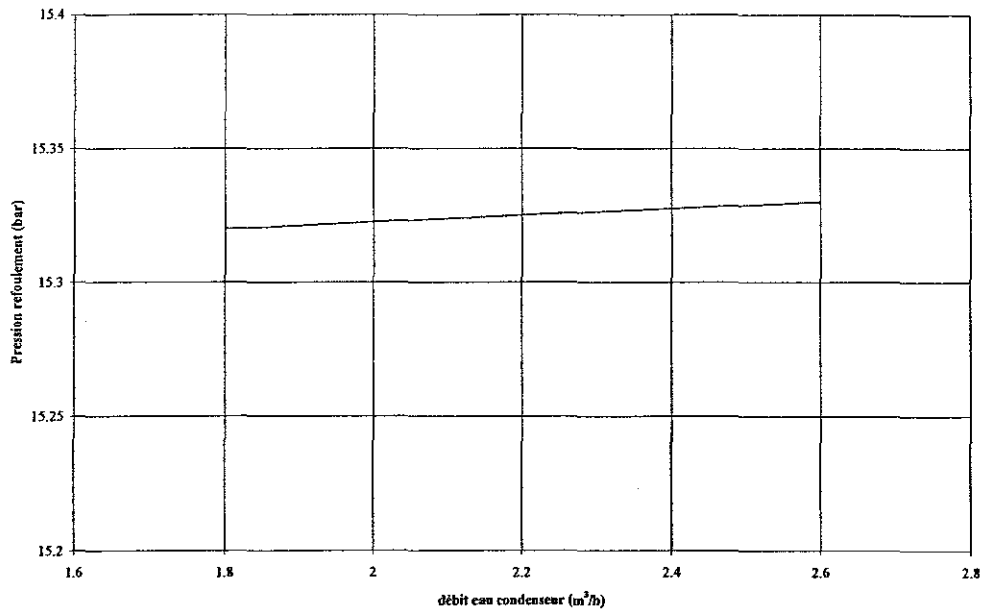


Figure VI-12 – Evolution de la pression de refoulement en fonction du débit d'eau côté condenseur

Les paramètres physiques du fluide frigorigène n'évoluant pas, l'effet de la variation du débit d'eau au condenseur sur les puissances est quasiment nul. Le Tableau 2 donne les puissances thermiques côté condenseur et côté évaporateur pour les deux débits d'eau imposés.

<i>débit eau côté condenseur</i>	<i>1,8 m<sup>3</sup>/h</i>	<i>2,6 m<sup>3</sup>/h</i>
<i>puissance condenseur</i>	<i>12,49 kW</i>	<i>12,18 kW</i>
<i>puissance évaporateur</i>	<i>9,52 kW</i>	<i>9,42 kW</i>

Tableau 2

Il en résulte que le débit d'eau côté condenseur **influence peu** dans notre cadre d'étude les performances globales du groupe froid en régime permanent. Du fait que, côté condenseur, la source chaude soit une boucle fermée, la variation du débit d'eau n'entraîne pas une modification sensible du fonctionnement du groupe froid. Comme le circuit d'eau chaude échange avec l'eau industrielle, c'est essentiellement cette dernière qui influence les performances du groupe froid côté condenseur.

#### VI.2.4. Influence de la température de l'eau côté condenseur

Côté condenseur, il est possible de modifier la température moyenne de l'eau en modifiant le débit d'eau industrielle qui sert à refroidir l'eau du circuit fermé. Les conditions suivantes sont constantes pour l'ensemble des essais :

Débit eau de ville côté condenseur (m <sup>3</sup> /h)	2,6
Débit eau industrielle côté évaporateur (m <sup>3</sup> /h)	1,25
Température d'entrée de l'eau côté évaporateur (°C)	10,5

Tableau 3

Sur la Figure VI-13, on a reporté deux cycles effectués par le fluide frigorigène, pour des températures moyennes dans le condenseur de 20°C et 24°C.

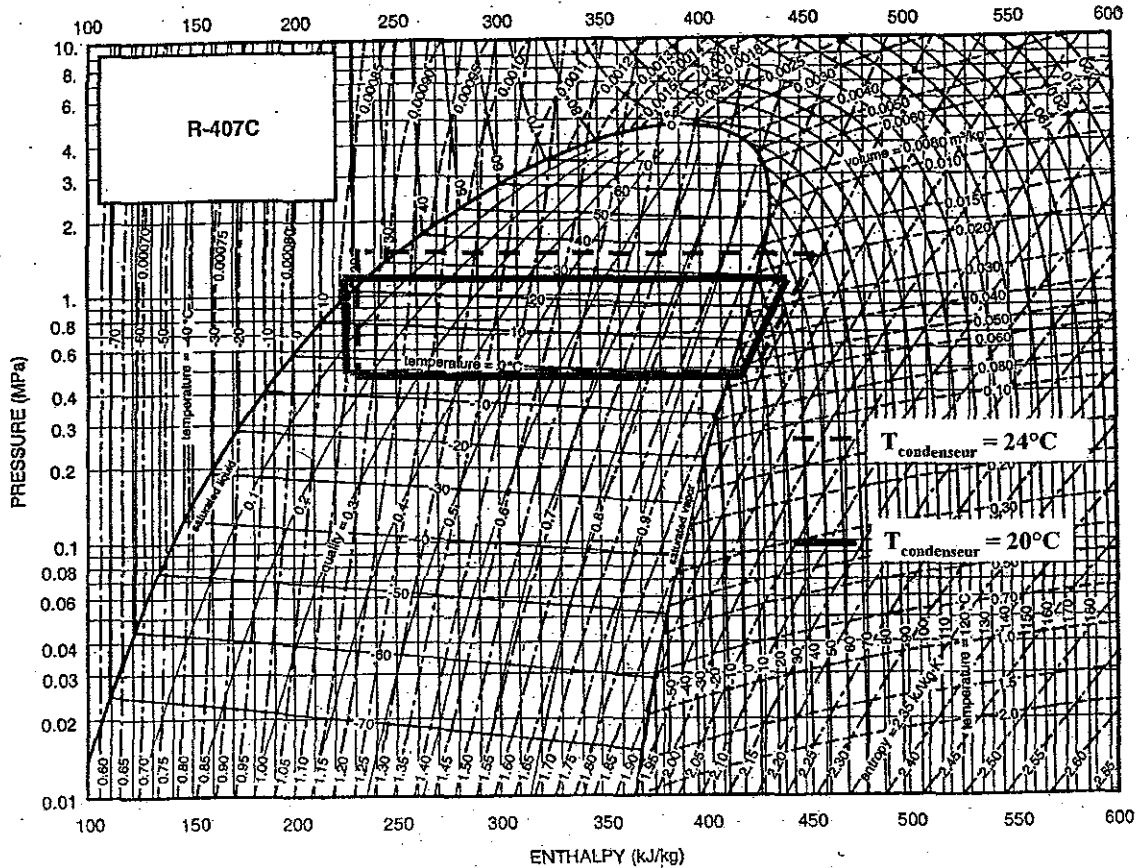


Figure VI-13 - Cycles du réfrigérant R407C reportés sur le diagramme P-h pour deux températures d'eau côté condenseur

On remarque que la variation de la température moyenne de l'eau dans le condenseur modifie uniquement la zone de condensation, en haussant la pression. Par contre, la basse pression côté évaporateur reste inchangée. On note aussi que pour la température moyenne de l'eau dans le condenseur de 20°C, la variation de l'enthalpie entre l'entrée et la sortie de chaque échangeur est plus importante. Cela se traduit par des puissances échangées plus élevées aussi bien au condenseur qu'à l'évaporateur. Ces puissances décroissent quand la température moyenne de l'eau dans le condenseur augmente, comme l'indique la Figure VI-14.

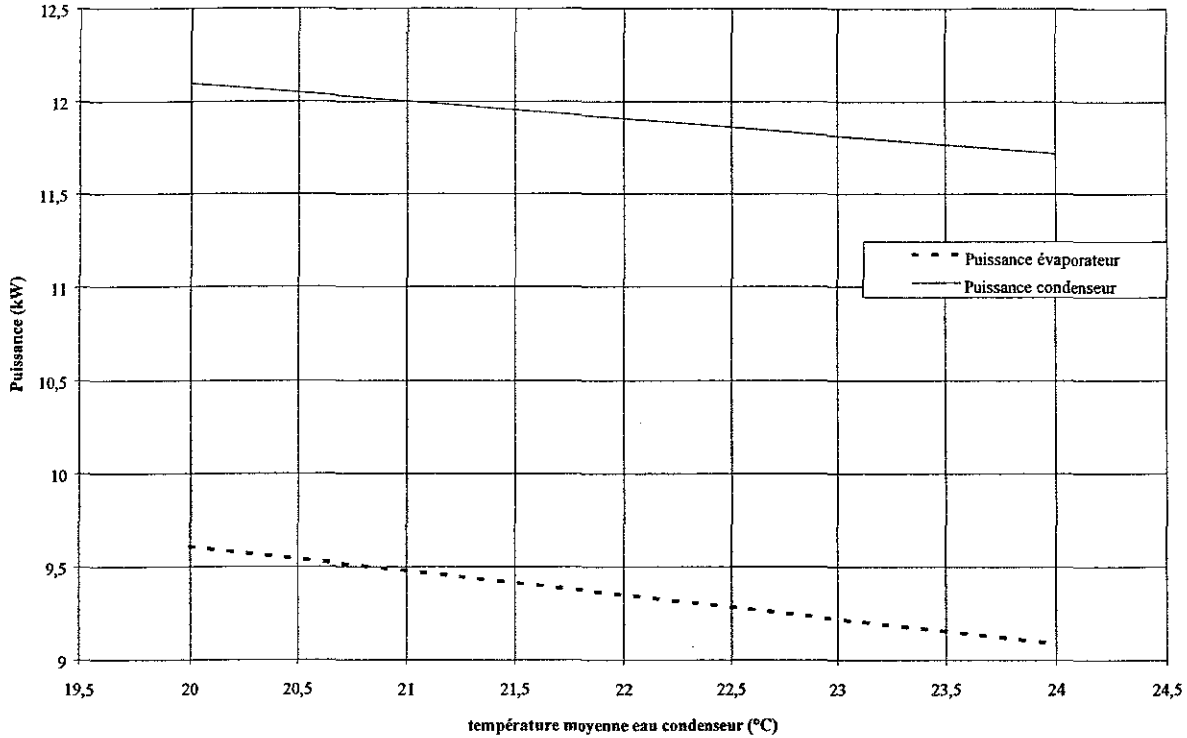


Figure VI-14 - Evolution des puissances thermiques échangées dans le condenseur et l'évaporateur en fonction de la température moyenne de l'eau dans le condenseur

La chute des puissances s'expliquent à la fois par l'adaptation du cycle suivi par le réfrigérant quand la température de l'eau augmente, mais aussi par la variation du débit massique de fluide frigorigène, comme l'illustre la Figure VI-15. En effet, on constate une baisse du débit massique de réfrigérant, qui passe de 212 kg/h à 208 kg/h. Elle souligne surtout le rôle du détendeur thermostatique pour maintenir un débit massique stable. Le gradient de pression entre le condenseur et l'évaporateur augmente effectivement de 8 à 10 bar lorsque la température moyenne de l'eau dans le condenseur passe de 20°C à 24°C. Cela représente une augmentation de 12% environ de la racine-carré du gradient de pression. La régulation de l'orifice de détente permet donc de maintenir un débit quasiment constant malgré la variation du gradient de pression.

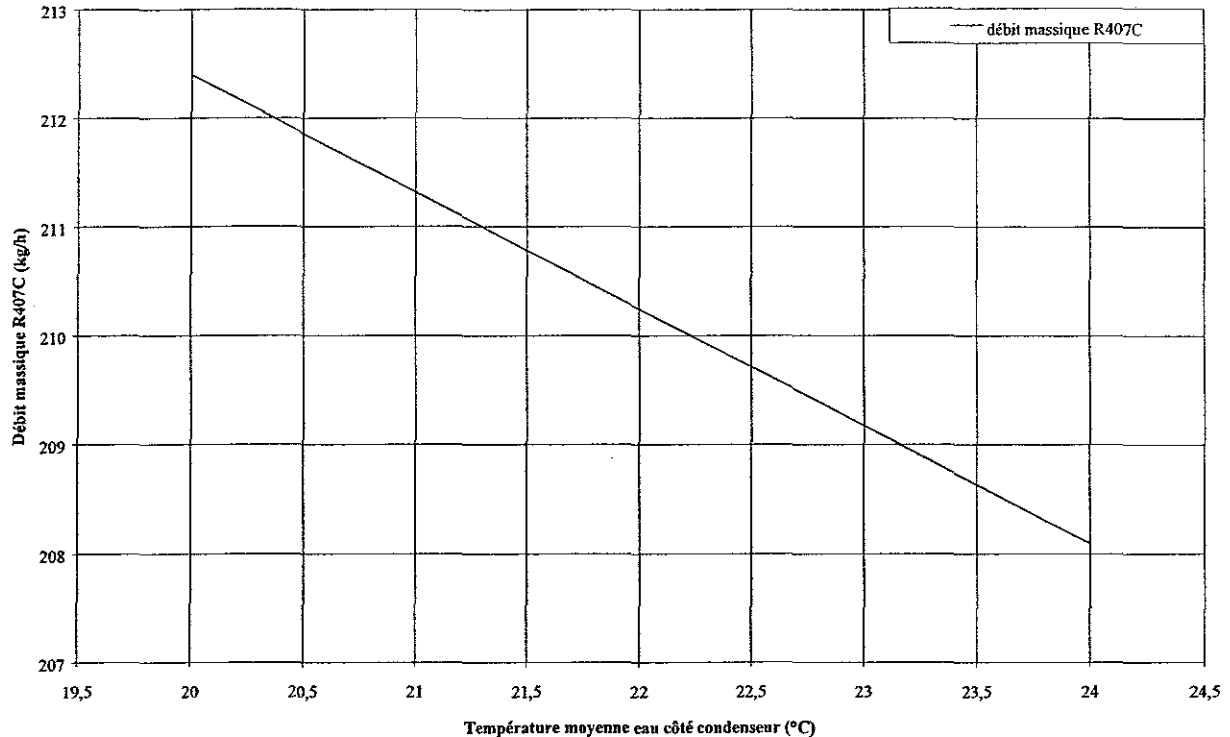


Figure VI-15 - Evolution du débit massique du réfrigérant R407C en fonction de la température moyenne de l'eau dans le condenseur

### VI.2.5. Influence de la surchauffe en sortie de l'évaporateur

La surchauffe en sortie de l'évaporateur peut être ajustée en jouant sur la consigne mécanique du détendeur thermostatique. Une série d'essais en régime permanent a été menée pour estimer l'effet de la valeur de la surchauffe en sortie de l'évaporateur sur le comportement global du groupe froid. La surchauffe est un paramètre utile à contrôler pour diverses raisons : elle permet d'optimiser l'utilisation de la surface d'échange de l'évaporateur, de contrôler l'état du fluide frigorigène quittant l'évaporateur et entrant dans le compresseur et d'assurer un bon fonctionnement de ce dernier, d'affiner la régulation du débit massique de réfrigérant via le détendeur thermostatique pour maintenir une alimentation en fluide suffisante pour l'évaporation.

Les conditions d'essais gardées constantes pour tous les essais concernant l'influence de la surchauffe sont reportées dans le Tableau 4.

Débit eau de ville côté condenseur (m <sup>3</sup> /h)	2,4
Débit eau industrielle côté évaporateur (m <sup>3</sup> /h)	1,85
Température d'entrée de l'eau côté condenseur (°C)	23
Température d'entrée de l'eau côté évaporateur (°C)	11

Tableau 4

Sur la plage de surchauffe balayée qui varie de 0°C à près de 8°C, certaines grandeurs de fonctionnement (puissance thermique de l'évaporateur, coefficient de performance, débit massique de réfrigérant) montrent des variations sensibles.

Ainsi la puissance thermique de l'évaporateur, représentée sur la Figure VI-16, diminue de près de 1 kW, soit 10% de la puissance nominale, quand la surchauffe augmente.

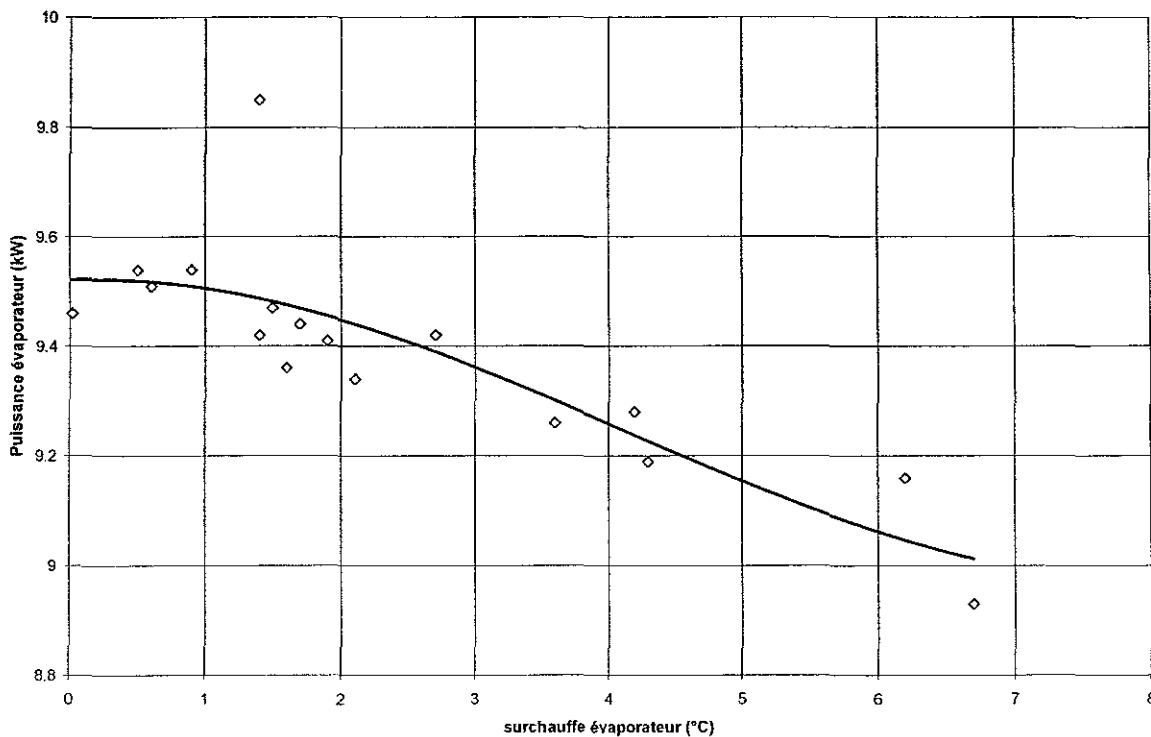


Figure VI-16 - Evolution de la puissance thermique échangée à l'évaporateur en fonction de la surchauffe

La diminution de la puissance échangée à l'évaporateur lorsque la surchauffe augmente s'explique par une réduction de la surface utile, où le fluide frigorigène est à l'état diphasique avec des coefficients d'échange supérieurs à la zone où il n'existe plus que la phase vapeur. L'évolution du coefficient de performance en fonction de la surchauffe en sortie de l'évaporateur est représentée sur la Figure VI-17. Le COP varie très peu pour la plage de surchauffe étudiée.



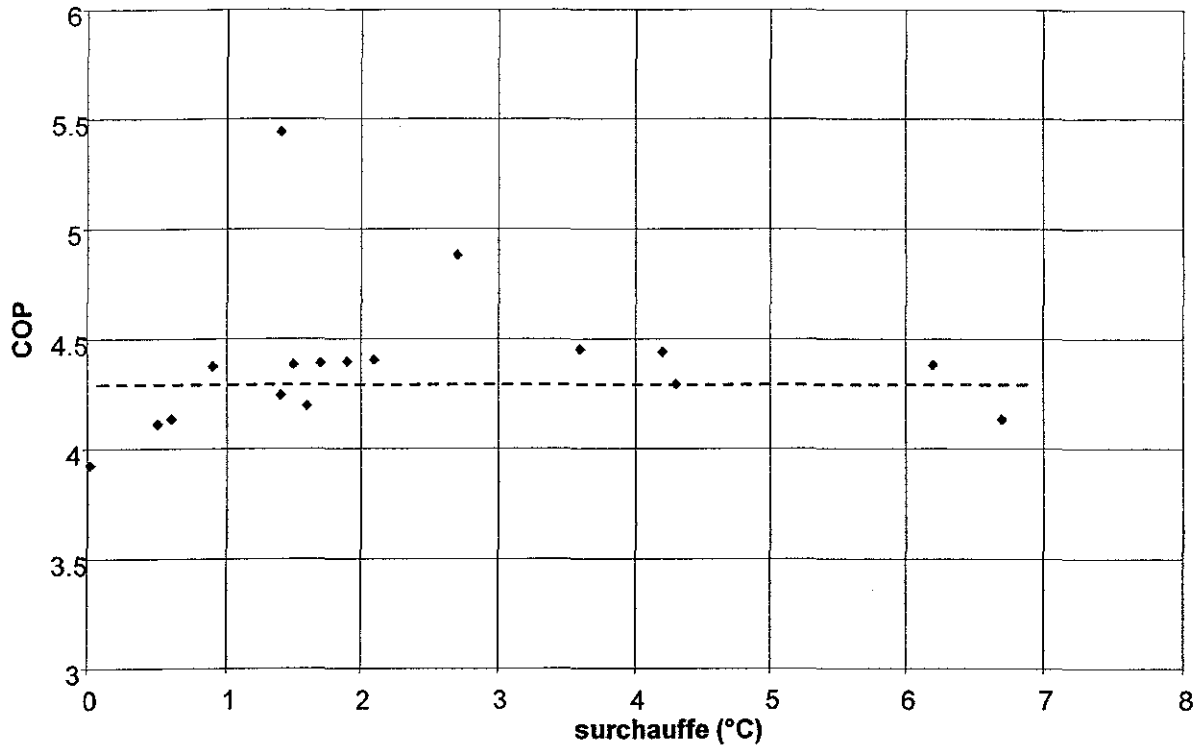


Figure VI-17 - Coefficient de performance du groupe froid en fonction de la surchauffe

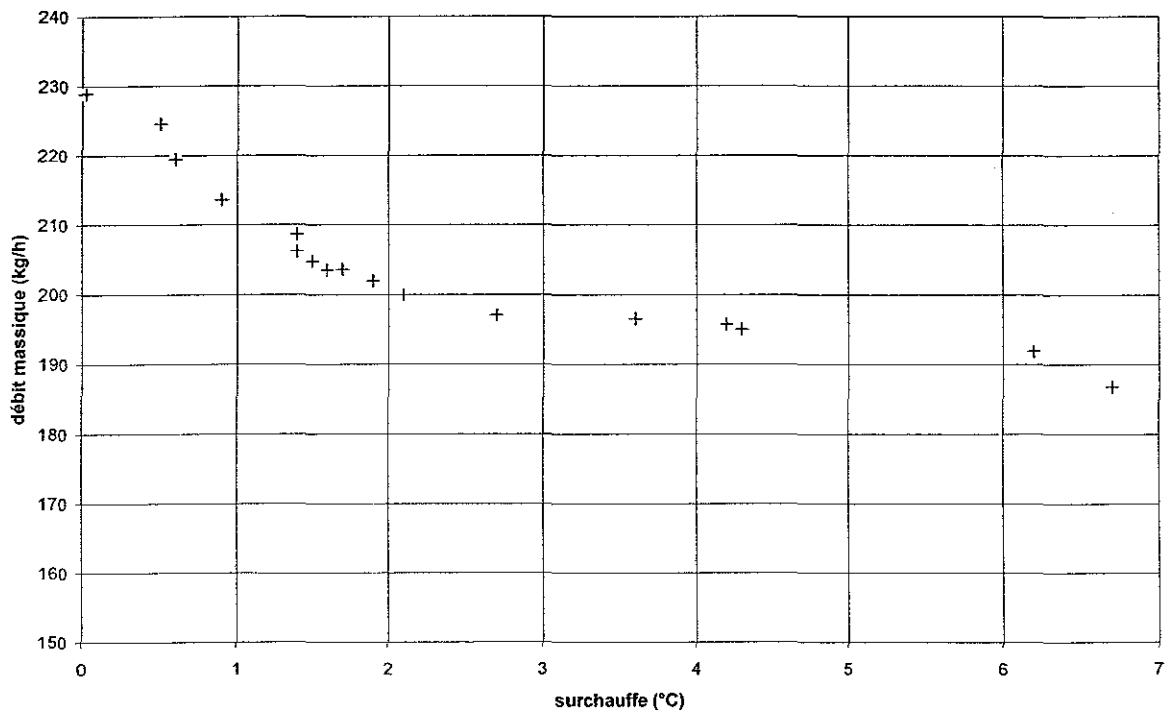


Figure VI-18 - Evolution du débit massique du réfrigérant en fonction de la surchauffe

La Figure VI-18 montre l'évolution du débit massique du réfrigérant R407C en fonction de la surchauffe en sortie de l'évaporateur. On observe que, jusqu'à une surchauffe

de 2,5°C, le débit chute brutalement, passant de 230 kg/h à moins de 200 kg/h. Ensuite, l'augmentation de la surchauffe n'entraîne qu'une faible diminution du débit.

### **VI.2.6. Synthèse**

Dans ce chapitre, l'influence de quatre paramètres de fonctionnement sur le comportement du cycle à compression de vapeur du R407C dans le groupe froid de l'installation *PHETEP* est étudié. Il s'agit du débit d'eau côté évaporateur, du débit d'eau côté condenseur, de la température moyenne de l'eau côté condenseur et de la surchauffe en sortie de l'évaporateur. Les effets sur différentes grandeurs globales comme les puissances échangées et le coefficient de performance, et locales comme les températures, les pressions d'aspiration et de refoulement, le débit massique de réfrigérant, ont été observés et analysés.

L'augmentation du débit d'eau côté évaporateur augmente la puissance thermique échangée dans l'évaporateur et le coefficient de performance du groupe froid. Par contre, dans la gamme étudiée, une variation du débit d'eau de ville côté condenseur n'a pas un effet prononcé sur les grandeurs de fonctionnement. On observe malgré tout une légère diminution des puissances échangées quand ce débit augmente. Le troisième paramètre étudié est la température moyenne de l'eau dans le condenseur. Une augmentation de cette température entraîne l'augmentation de la pression du fluide frigorigène dans le condenseur. La conséquence directe de cette augmentation de la pression est une dégradation sensible des puissances thermiques échangées au condenseur et à l'évaporateur. De plus, bien que le gradient de pression croisse significativement entre la haute et la basse pressions, cela ne se traduit pas par une augmentation du débit massique à travers le détendeur, mais par une diminution de celui-ci. Le dernier paramètre abordé est la surchauffe en sortie de l'évaporateur. Les performances globales du groupe froid sont sensibles à la surchauffe. Ainsi, la puissance thermique de l'évaporateur diminue progressivement lorsque la surchauffe augmente, tandis que le coefficient de performance ne varie quasiment pas avec la surchauffe. Il n'y a donc pas une bonne adéquation entre la puissance utile et le rendement du groupe froid en fonction de la surchauffe.

### **VI.3. COMPORTEMENT DYNAMIQUE GLOBAL DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE**

Le dispositif expérimental Phetep est dans un premier temps étudié par rapport à ses paramètres de fonctionnement globaux : températures d'entrée et de sortie des échangeurs, débit massique de réfrigérant et pressions.

#### **VI.3.1. Réponse de la machine frigorifique lors de démarrages**

Dans cette partie, les démarrages du groupe froid équipé d'échangeurs à plaques sont étudiés et analysés. Il s'agit d'un transitoire brusque, comme cela a déjà été signalé dans la partie concernant le groupe froid Garlaban.

Il est primordial de pouvoir se faire une idée de la réponse dynamique lors du démarrage de l'installation, étant donné l'absence flagrante de résultats dans la littérature. L'analyse des résultats est d'autant plus attendue que ceux déjà décrits dans la partie précédente donnent des pistes et des éléments d'interprétation. Il est donc crucial, dans un premier temps, de décrire le démarrage standard du groupe froid équipé d'échangeurs à plaques et de mettre en avant qualitativement les ressemblances et les différences notées avec le comportement dynamique du groupe froid doté d'échangeurs à tubes et calandre, dans le but d'affiner notre analyse.

Ensuite, une étude paramétrique de la réponse transitoire de Phetep est conduite. Les paramètres sont la durée de l'arrêt précédent le démarrage, l'effet de la surchauffe statique et la masse de fluide frigorigène présent dans le groupe froid.

##### **VI.3.1.a. Description d'un démarrage standard**

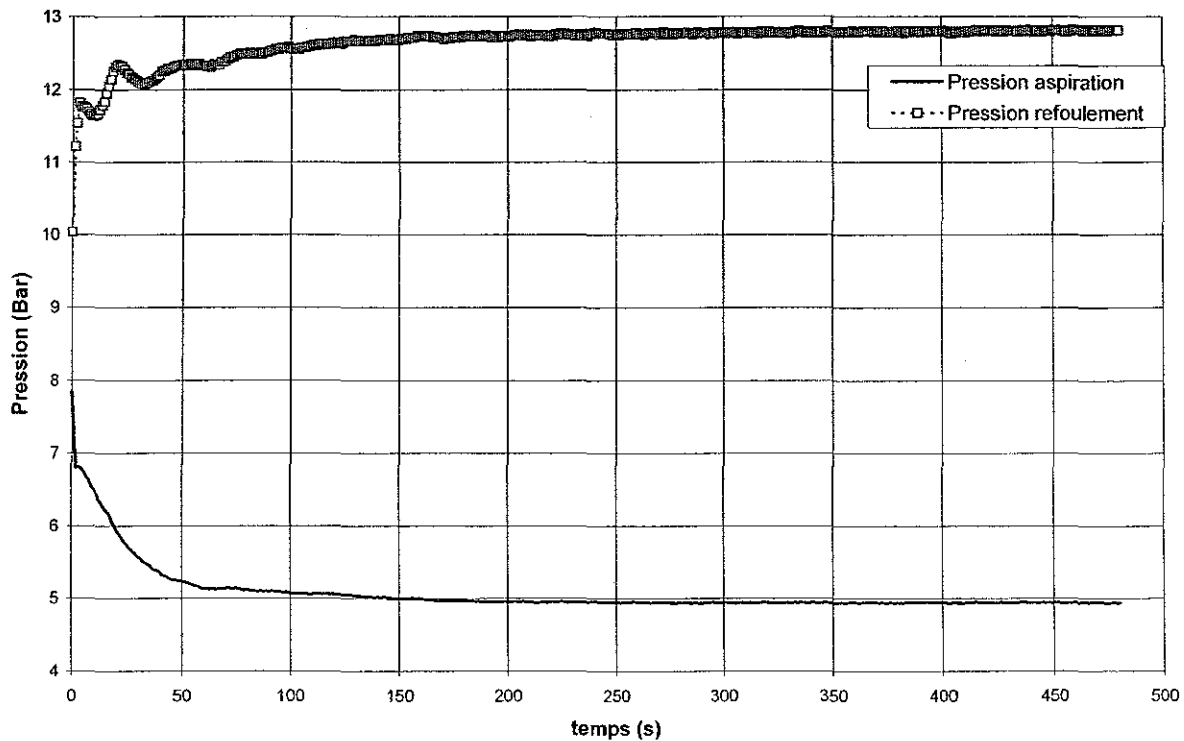
L'étude d'un démarrage de l'installation Phetep est effectuée dans un premier temps, afin de comprendre l'évolution de chaque élément du groupe froid. La machine frigorifique a été arrêtée plus de douze heures lors de cet essai. Les circuits d'eau sont mis en route un quart d'heure avant le démarrage. Les débits d'eau dans l'évaporateur et le condenseur valent respectivement  $1,85 \text{ m}^3/\text{h}$  et  $2,4 \text{ m}^3/\text{h}$ . La température de l'eau en entrée d'évaporateur est constante et vaut  $10,5^\circ\text{C}$  au moment du démarrage. Côté condenseur, du fait de l'utilisation d'un circuit d'eau fermé, la température de l'eau en entrée et en sortie vaut  $16,5^\circ\text{C}$  au début du transitoire.

Les conditions initiales des températures et des pressions sont indiquées dans le Tableau VI-5.

Température R407C entrée évaporateur	13°C
Température R407C sortie évaporateur	17,5°C
Température R407C entrée condenseur	20°C
Température R407C sortie condenseur	22°C
Pression aspiration	7,8 bar
Pression refoulement	10 bar

*Tableau VI-5 - Conditions initiales en températures et en pression du R407C dans le circuit frigorifique.*

Les variations temporelles des différentes grandeurs physiques sont représentées de la Figure VI-19 à la Figure VI-23.



*Figure VI-19 - Evolution temporelle de la pression d'aspiration et de la pression de refoulement lors du démarrage.*

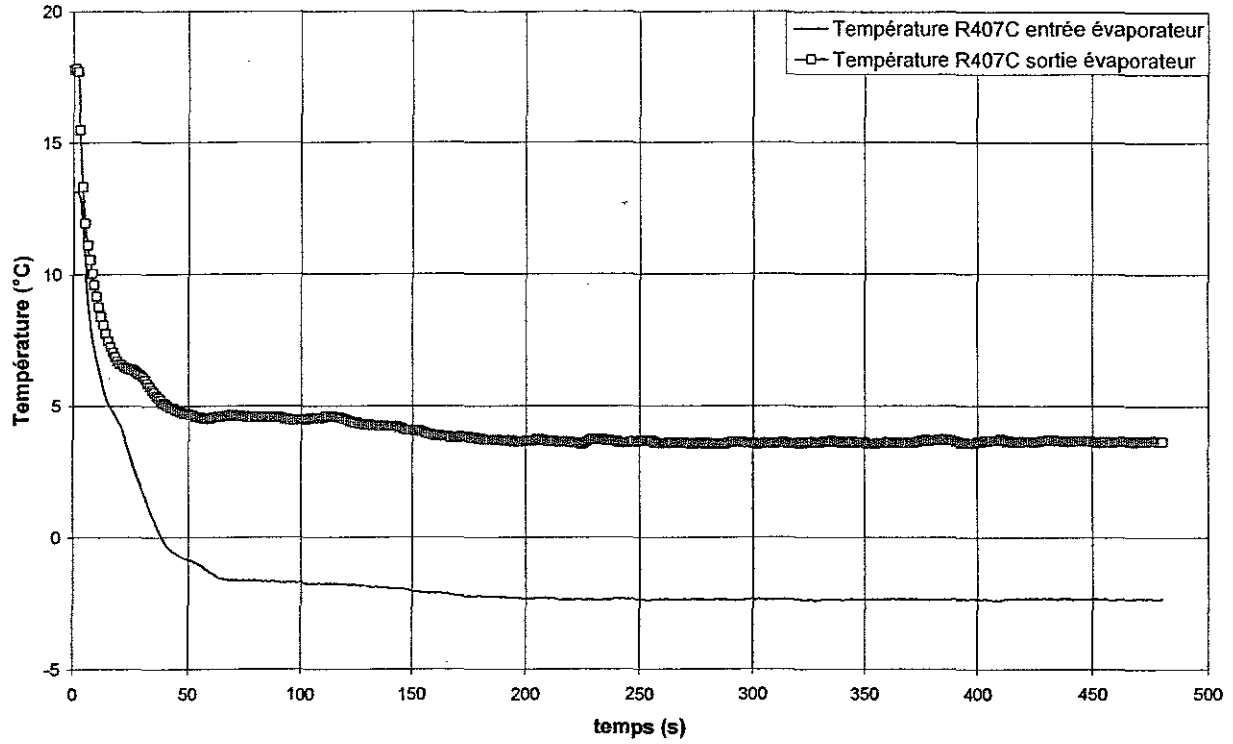


Figure VI-20 - Evolution des températures du R407C en entrée et sortie de l'évaporateur.

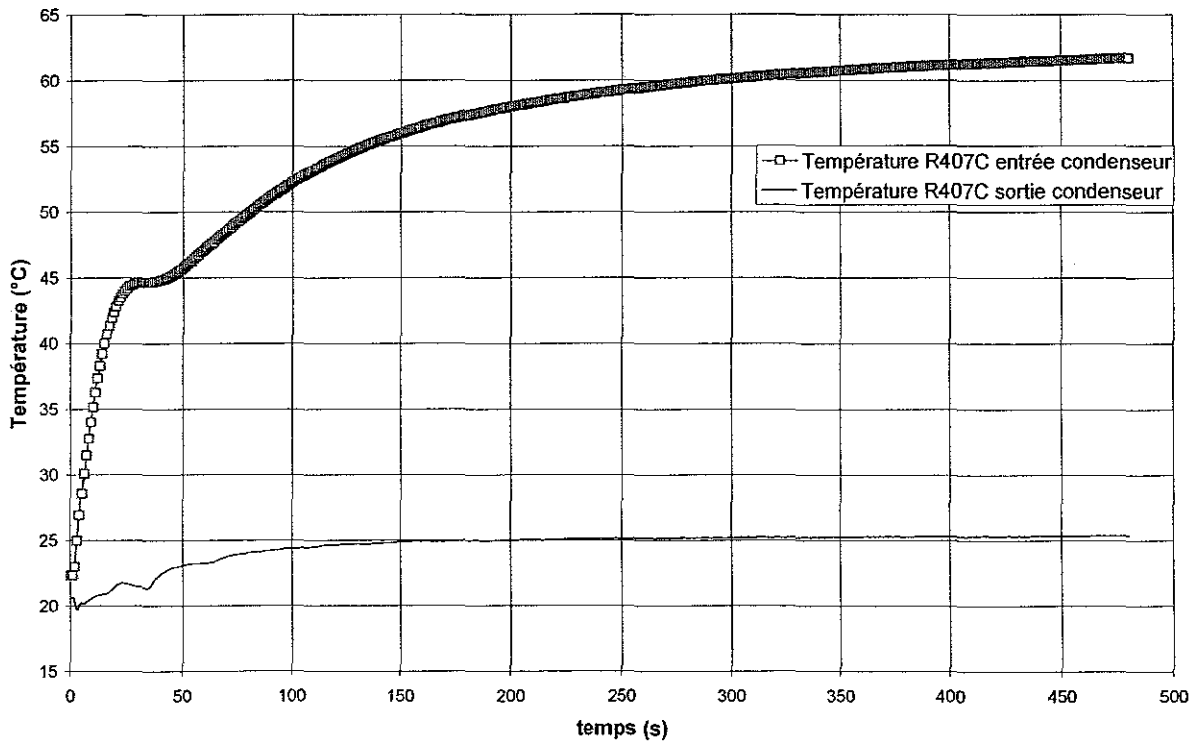


Figure VI-21 - Evolution des températures du R407C en entrée et sortie du condenseur.

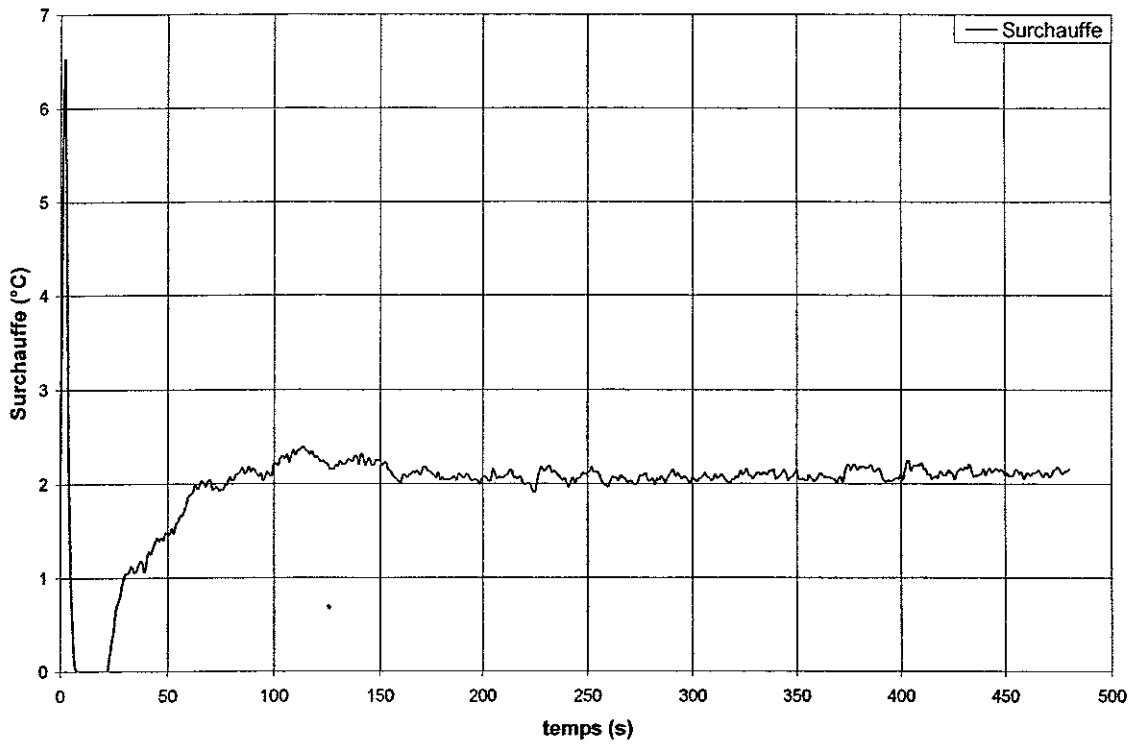


Figure VI-22 - Evolution de la surchauffe en sortie de l'évaporateur lors du démarrage.

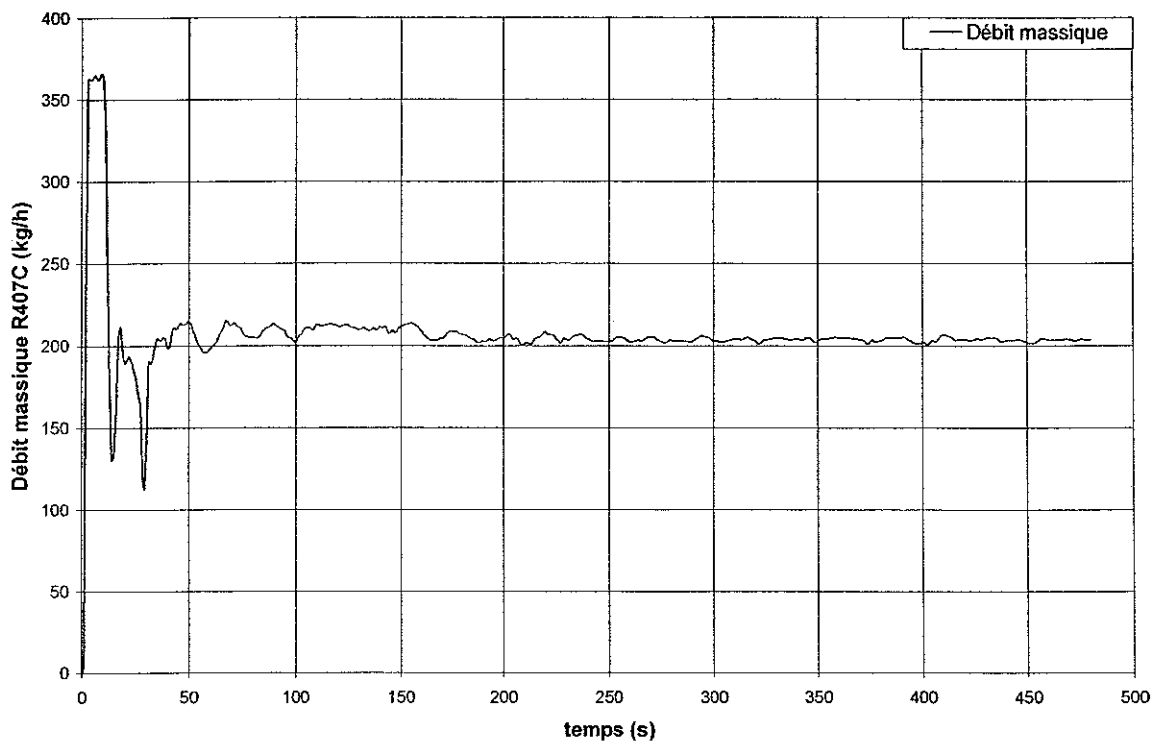


Figure VI-23 - Evolution du débit massique de R407C lors du démarrage.

Le démarrage du compresseur intervient au temps  $t = 0$ . Sur la Figure VI-19, sont représentées les pressions d'aspiration et de refoulement du groupe froid. Dès l'enclenchement du compresseur, la pression dans l'évaporateur (pression d'aspiration) chute fortement, et atteint sa valeur de fonctionnement au bout de 200 secondes. Elle vaut alors 5 bar. La pression dans le condenseur (pression de refoulement) croît dans les cinq premières secondes de 10 bar à 12 bar. Elle passe ensuite par un maximum 20 secondes après le démarrage, avant de tendre de manière asymptotique vers 12,9 bar. La pression de refoulement devient constante vers de 200 secondes, comme la pression d'aspiration.

Les températures du réfrigérant R407C en entrée et en sortie de l'évaporateur chutent brutalement à l'instant du démarrage, suivant l'évolution de la pression (Figure VI-20). L'écart de température entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur est dû au glissement de température propre au réfrigérant R407C et à la surchauffe de la vapeur en sortie. Dans le condenseur (Figure VI-21), la température d'entrée augmente fortement, à cause de l'arrivée des vapeurs chaudes refoulées par le compresseur. On observe une légère temporisation dans l'accroissement de cette température, vers 30 secondes. Elle est constante au-delà de 450 secondes. La température du R407C en sortie croît plus faiblement, mais atteint sa valeur de fonctionnement bien plus vite que la température d'entrée ; elle est stabilisée autour de 250 secondes. La différence de température entre l'entrée et la sortie du condenseur est alors la superposition de la désurchauffe de la vapeur, du glissement de température du R407C et du sous-refroidissement du liquide condensé.

Concernant la surchauffe en sortie de l'évaporateur (Figure VI-22), le démarrage produit une augmentation subite de celle-ci dans les premières secondes, du fait de l'aspiration du fluide dans l'évaporateur par le compresseur. Elle s'annule ensuite durant quinze secondes, puis augmente plus lentement pour stabiliser autour de  $2^{\circ}\text{C}$  vers 150 secondes. Cette annulation de la surchauffe dans les premiers instants s'explique par le fort débit de réfrigérant entrant dans l'évaporateur après le démarrage (Figure VI-23). Le pic prononcé de débit mesuré dans les premières secondes du démarrage est la réponse du détendeur à la forte surchauffe constatée. Le détendeur laisse entrer plus de fluide afin d'abaisser la surchauffe. Ensuite, comme la quantité de fluide frigorigène apportée dans l'évaporateur devient trop importante, la surchauffe devient nulle, forçant le détendeur à fermer l'orifice de détente. La diminution du débit conduit alors à l'augmentation de la surchauffe en sortie de l'évaporateur.

Le pic de la pression de refoulement, observée sur la Figure VI-19, est corrélé à l'annulation de la surchauffe. Elle signale effectivement le passage en sortie de l'évaporateur d'un mélange liquide/vapeur plus dense que la vapeur surchauffée. Cette variation soudaine de la densité du fluide en sortie de l'évaporateur et dans le compresseur augmente alors la pression de refoulement à la sortie du compresseur.

Le démarrage standard de la machine frigorifique après un arrêt prolongé montre finalement un comportement transitoire satisfaisant :

- Etant donné les dimensions comparables du condenseur et de l'évaporateur, les temps caractéristiques d'atteinte du régime permanent sont très proches : de l'ordre de 180 secondes pour l'évaporateur, et 200 secondes pour le condenseur. Contrairement à ce qui est souligné dans la dynamique du groupe froid Garlaban, le condenseur n'est plus ici l'élément limitant la réponse transitoire au démarrage, les deux échangeurs ont un rôle limitant similaire.
- Malgré une surchauffe nulle durant 15 secondes après le démarrage, il n'y a pas de fortes oscillations, et le phénomène de « *hunting* », relevé sur Garlaban, n'est pas observé dans ce cas du démarrage de Phetep.

### **VI.3.1.b. Influence de la durée de l'arrêt sur la dynamique du groupe froid lors du démarrage**

#### **VI.3.1.b.i. Conditions d'essais**

Pour l'étude de l'influence de la durée de l'arrêt sur le fonctionnement du groupe froid lors du démarrage, deux types d'essais ont été réalisés :

- le premier type d'essai consiste en un démarrage du groupe froid après un arrêt prolongé supérieur à 12 heures. La circulation de l'eau dans les circuits d'eau chaude et d'eau froide est déclenchée juste avant l'allumage du compresseur du groupe froid.



- Le second type d'essai est un démarrage du groupe froid après un arrêt de 5 minutes du compresseur. Dans ce cas, la circulation de l'eau dans les circuits chaud et froid n'a pas été interrompue.

Le Tableau VI-6 récapitule les conditions de démarrage pour un arrêt long et un arrêt court.

	<i>Arrêt long (&gt;12 heures)</i>	<i>Arrêt court (5 minutes)</i>
T R407C entrée évaporateur	<i>25°C</i>	<i>4,2°C</i>
T R407C sortie évaporateur	<i>26,7°C</i>	<i>10°C</i>
T R407C entrée condenseur	<i>26,7°C</i>	<i>35°C</i>
T R407C sortie condenseur	<i>26,3°C</i>	<i>19°C</i>
Pression aspiration	<i>8,8 bar</i>	<i>6,6 bar</i>
Pression refoulement	<i>12,7 bar</i>	<i>9,6 bar</i>

*Tableau VI-6 - Conditions initiales en températures et en pressions du R407C dans le circuit frigorifique pour les deux types d'essais.*

Plutôt que la notion de démarrage à froid et démarrage à chaud, nous utiliserons les termes d'arrêt long en référence au démarrage après un arrêt supérieur à 12 heures, et d'arrêt court en référence au démarrage après un arrêt de 5 minutes. Cette précision évitera les confusions étant données les températures relevées lors de l'arrêt long, du fait de la température ambiante dans le hall expérimental élevée. On remarque cependant une certaine uniformisation des températures dans ce cas, contrairement au démarrage après un arrêt de 5 minutes. Par contre, le gradient de pression pour l'arrêt long est supérieur à celui de l'arrêt court. La différence de pression existante même après un arrêt de 12 heures est due à la mise en circulation de l'eau côté évaporateur, ce qui a tendance à faire chuter la pression côté évaporateur.

### **VI.3.1.b.ii. Résultats et discussion**

Les résultats sont présentés sur les courbes allant de la Figure VI-24 à la Figure VI-27, relatant l'évolution temporelle des pressions d'aspiration et de refoulement, du débit massique du R407C et de la surchauffe en sortie de l'évaporateur, pour un démarrage après un arrêt long et un démarrage après un arrêt court. Le démarrage du compresseur se produit à l'instant  $t = 0$ .

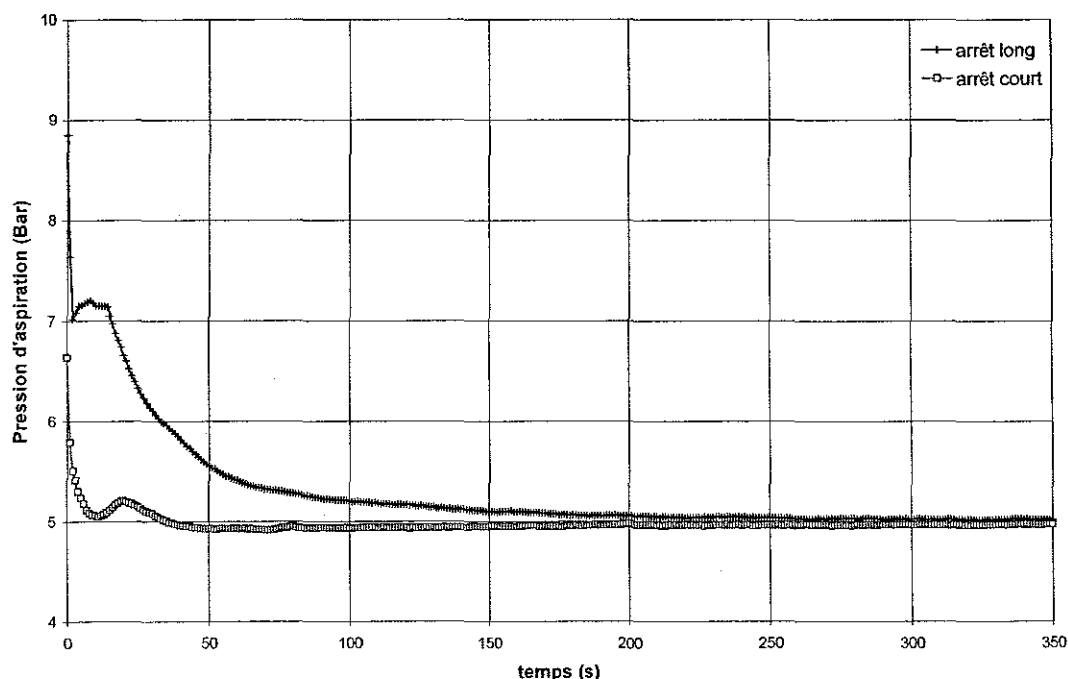


Figure VI-24 - Evolution de la pression d'aspiration lors d'un démarrage après un arrêt long et un arrêt court.

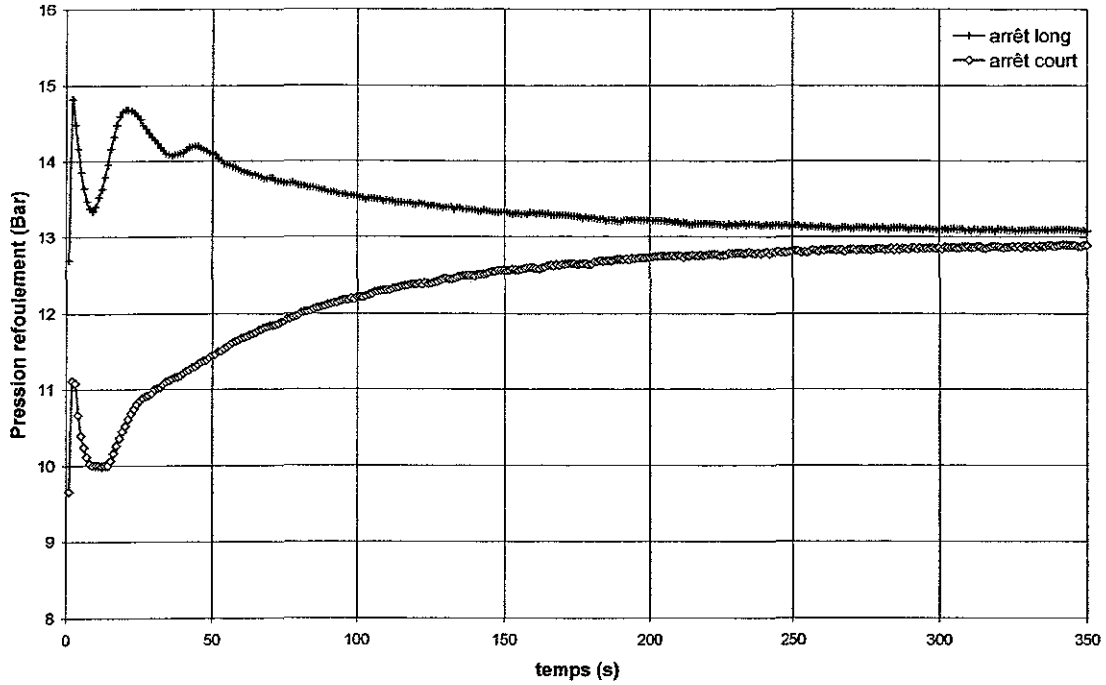


Figure VI-25 - Evolution de la pression de refoulement lors d'un démarrage après un arrêt long et un arrêt court.

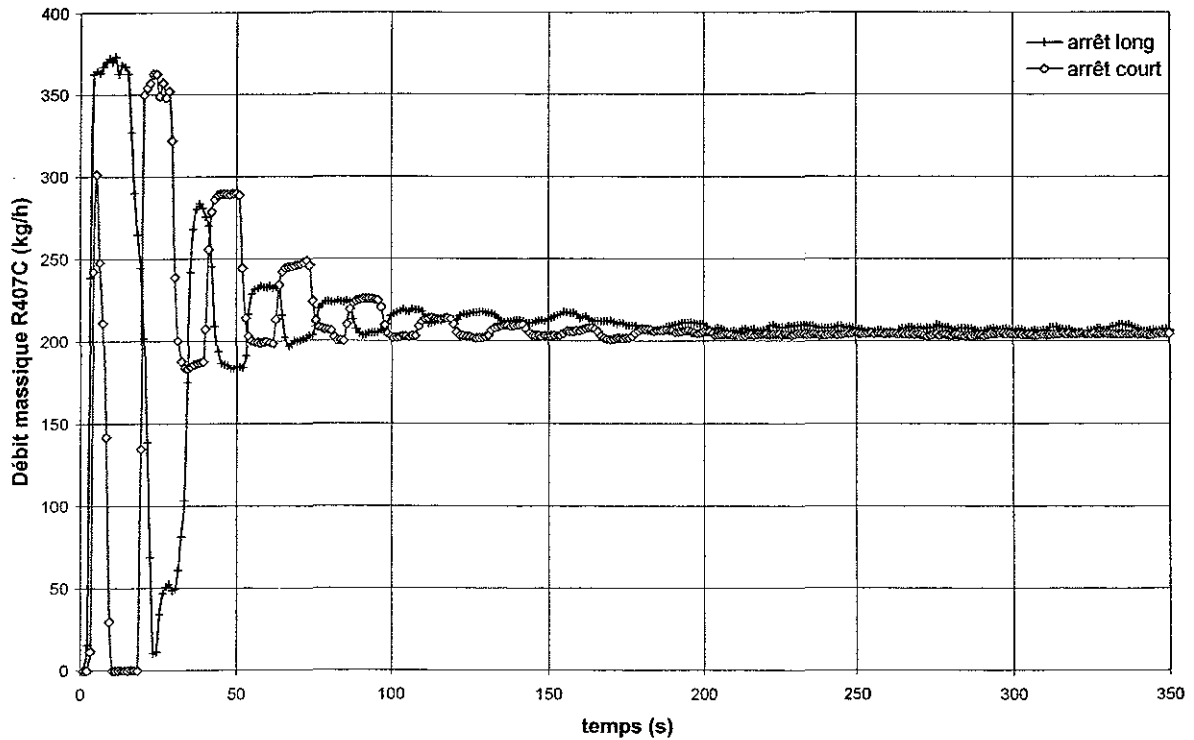


Figure VI-26 - Evolution du débit massique de R407C lors d'un démarrage après un arrêt long et un arrêt court.

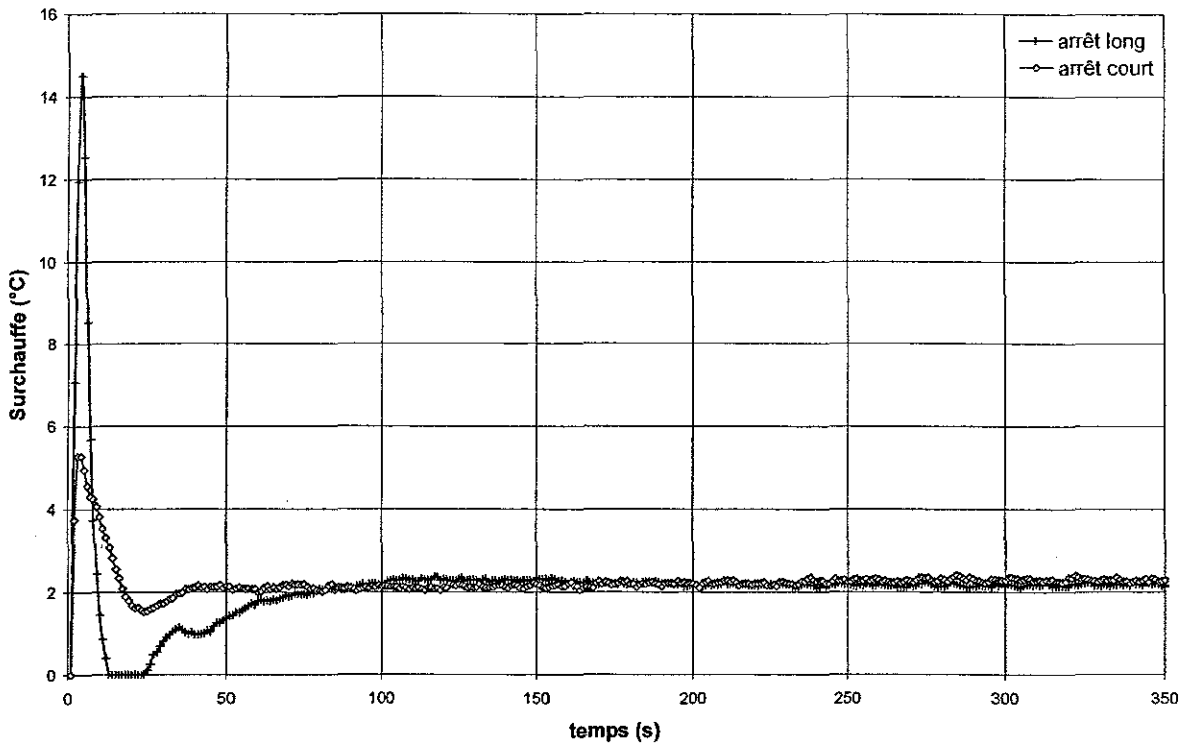


Figure VI-27 - Evolution de la surchauffe en sortie évaporateur lors d'un démarrage après un arrêt long et un arrêt court.

La Figure VI-24 illustre le comportement transitoire de la pression d'aspiration durant la phase de démarrage. Elle chute brutalement dans les premières secondes aussi bien après un long arrêt qu'après un court. Cependant, après les 3 premières secondes, une différence notable existe dans la dynamique selon la durée de l'arrêt. Suite à l'arrêt prolongé de l'installation, la pression d'aspiration va rester constante durant une dizaine de secondes, autour de 7,2 bar, à cause d'un excès de masse de réfrigérant dans l'évaporateur. Ensuite, la pression décroît beaucoup plus lentement, et atteint sa valeur finale au bout de 200 secondes. La pression d'aspiration après un arrêt court chute plus vite, passe par un minimum local au bout de 12 secondes, correspondant à cet instant à une déficience de fluide frigorigène dans l'évaporateur, puis remonte sensiblement avant d'atteindre sa valeur finale au bout de 60 secondes.

On observe une différence prononcée entre les deux démarrages pour la pression de refoulement (Figure VI-25). Après un arrêt long, à cause des conditions initiales où la pression est déjà élevée, celle-ci évolue en diminuant après une période de fortes fluctuations, durant les 45 premières secondes. La décroissance de la pression de refoulement s'effectue régulièrement par la suite, et se stabilise au bout de 250 secondes. Pour le démarrage à la suite

d'un arrêt court, la pression de refoulement augmente jusqu'à un maximum local valant 11 bar, puis décroît pour atteindre une valeur minimum de 10 bar. La pression croît de nouveau ensuite, et tend asymptotiquement vers sa valeur finale. La pression aboutit au régime permanent vers 300 secondes. Son temps de réponse est donc légèrement plus long que pour un démarrage après un arrêt long, contrairement à ce qui avait été observé dans la littérature.

Concernant le débit massique de réfrigérant R407C, l'effet de la durée de l'arrêt diffère des observations faites par Tassou et Al-Nizari (1991, 1993<sup>a</sup>, 1993<sup>b</sup>) et Tanaka *et al.* (1982), ainsi que des résultats obtenus avec l'installation Garlaban. Sur la Figure VI-26, le débit massique oscille fortement pour les deux cas de démarrages. Ce résultat montre que le détendeur régule fortement le débit durant les 100 premières secondes des deux démarrages. Ces fortes fluctuations du débit n'ont pas un effet direct sur la surchauffe en sortie de l'évaporateur (Figure VI-27). Après un arrêt long, la surchauffe augmente brutalement jusqu'à 14°C pendant les premières secondes du démarrage, du fait de l'aspiration importante vers le compresseur de réfrigérant contenu l'évaporateur, réduisant du même coup la quantité de fluide disponible pour l'évaporation. L'augmentation soudaine du débit massique qui s'ensuit annule aussitôt la surchauffe, durant dix secondes. Pendant cette période, des coups de liquide sont possibles. La surchauffe croît ensuite doucement, à cause de la réduction progressive du débit et de l'établissement des transferts thermiques dans l'évaporateur. Dans le cas d'un arrêt court, la surchauffe passe aussi par un maximum de 6°C à l'enclenchement du compresseur. La régulation du débit n'entraîne cependant pas d'annulation de la surchauffe, qui se stabilise en 40 secondes, contre 100 secondes pour un arrêt long.

Il a donc été constaté une grande différence entre un démarrage après un arrêt prolongé et un démarrage après un arrêt court. Le premier cas de démarrage donne pour les grandeurs mesurées – pressions, débit, surchauffe – un temps de réponse transitoire plus long que dans le cas d'un arrêt court.

Pour un arrêt long, l'analyse du comportement dynamique de la pression d'aspiration et de la surchauffe indique que l'évaporateur est, dans les premiers instants, suralimenté en liquide, conduisant à une annulation de la surchauffe et à une temporisation de la pression d'aspiration, à cause de l'excès de masse de réfrigérant.

Vis-à-vis des tendances relevées précédemment sur l'installation Garlaban avec des échangeurs à tubes et calandres ou dans la littérature, l'effet de la durée de l'arrêt ne semble pas modifier la dynamique du détendeur pour la régulation du débit. Si un démarrage après un

arrêt court réduit le risque de passage de liquide dans le compresseur - nous voyons une annulation de la surchauffe pour un arrêt long - le débit ne se stabilise pas plus rapidement et oscille tout aussi fortement que lors d'un démarrage après un arrêt prolongé. Le fait que les fluctuations ne soient pas ressenties sur la surchauffe en sortie de l'évaporateur, comme nous le relevons sur Garlaban, pourrait être dû à la distribution du fluide frigorigène dans l'échangeur à plaques. En effet, le fait qu'un prélèvement progressif se produise le long du distributeur à chaque piquage pourrait ne faire ressentir les oscillations de débit que dans les premiers canaux. Elles seraient ainsi progressivement atténuées le long du distributeur, lissant tout effet sur la surchauffe dans les canaux. La géométrie de l'évaporateur a donc, à notre avis, un rôle essentiel dans la régulation du débit de réfrigérant. Qu'il s'agisse de l'évaporateur à tubes et calandre sur Garlaban ou des évaporateur à ailettes de pompes à chaleur étudiés dans la littérature, l'effet de la distribution sur la réponse de la surchauffe semble négligeable. Pour l'évaporateur à tubes et calandre tout d'abord, la présence de trois boîtes de retournement, entre la première et la deuxième passe, entre la deuxième et la troisième passe puis entre la troisième et la quatrième passe, lisse tout effet de distribution et nous observons bien des oscillations de surchauffe lorsque varie le débit massique.

### **VI.3.1.c. Influence de la valeur de la consigne de surchauffe sur le régime transitoire au démarrage**

#### *VI.3.1.c.i. Conditions d'essais*

L'influence de la consigne de la surchauffe sur la dynamique du groupe froid Phetep lors d'un démarrage est étudiée en comparant deux démarrages pour lesquels la vis de réglage du détendeur thermostatique a été modifiée. Les deux essais sont des démarrages intervenant chacun après un arrêt du compresseur de 5 minutes.

Les débits d'eau côté condenseur et côté évaporateur sont inchangés entre les essais et valent respectivement  $2,4 \text{ m}^3/\text{h}$  et  $1,85 \text{ m}^3/\text{h}$ .

#### *VI.3.1.c.ii. Résultats et discussion*

Les résultats concernant l'effet de la consigne de surchauffe sont illustrés de la Figure VI-28 à la Figure VI-31, montrant respectivement la pression d'aspiration, la pression de

refoulement, le débit massique de réfrigérant et la surchauffe en sortie de l'évaporateur. Le démarrage du compresseur débute au temps  $t = 0$  seconde.

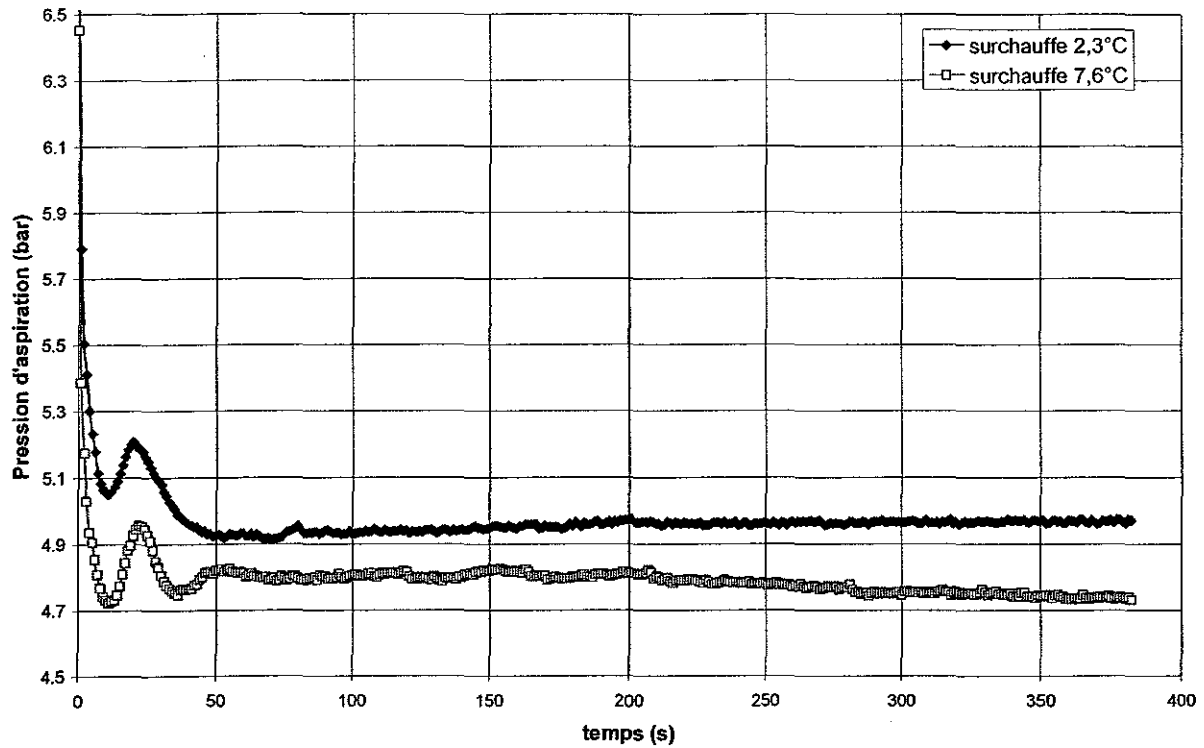


Figure VI-28 - Evolution de la pression d'aspiration pour un démarrage avec une surchauffe de 2,3°C et une surchauffe de 7,6°C.

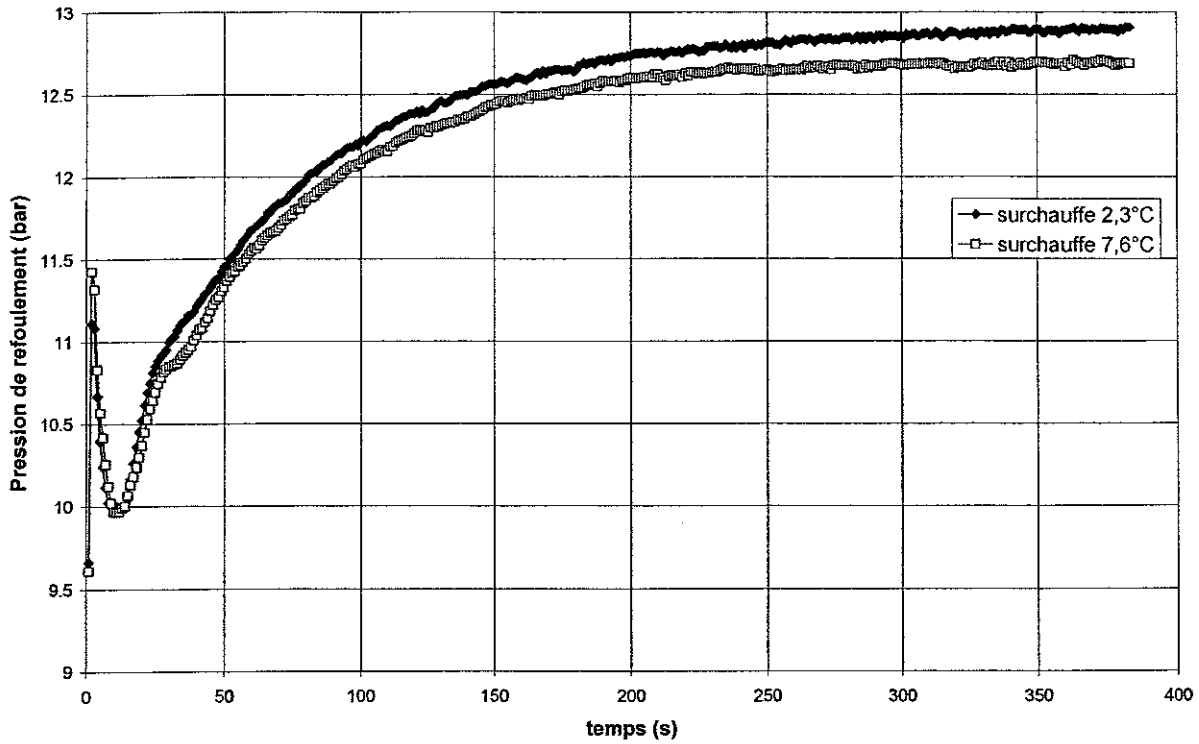


Figure VI-29 - Evolution de la pression de refoulement pour un démarrage avec une surchauffe de 2,3°C et une surchauffe de 7,6°C.

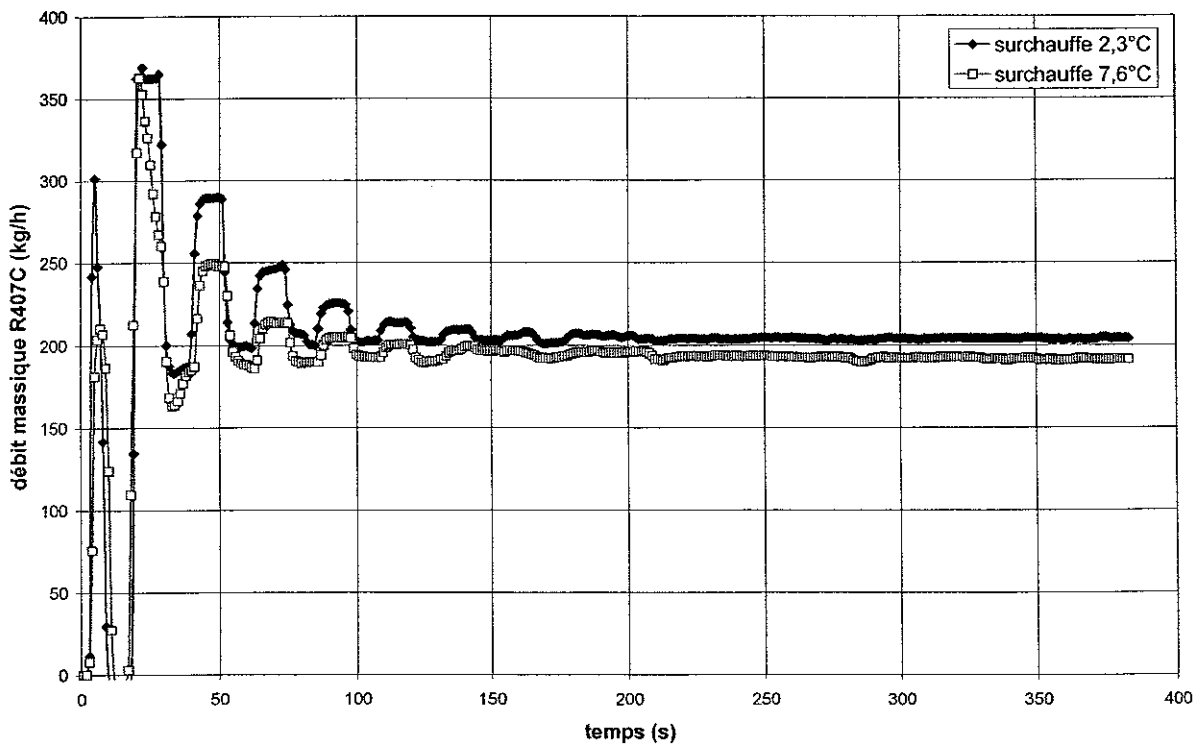


Figure VI-30 - Evolution du débit massique de réfrigérant R407C pour un démarrage avec une surchauffe de 2,3°C et une surchauffe de 7,6°C.



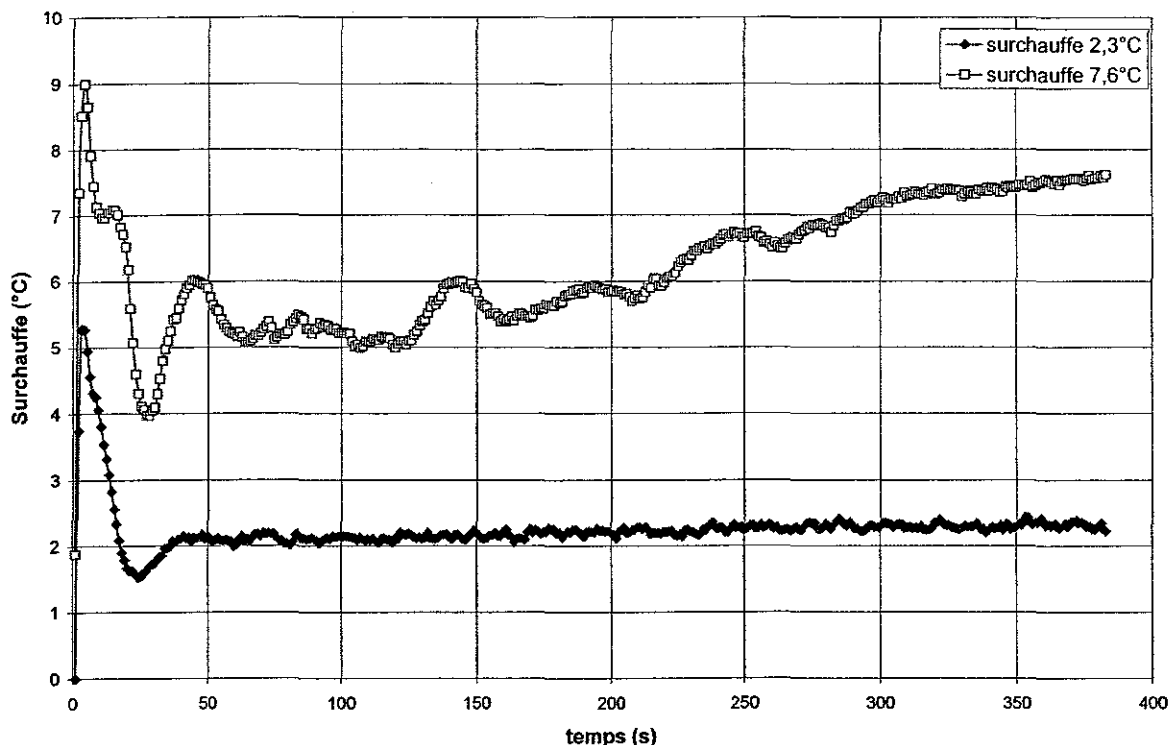


Figure VI-31 - Evolution de la surchauffe en sortie évaporateur pour un démarrage avec une surchauffe de 2,3°C et une surchauffe de 7,6°C.

La réponse transitoire de la pression d'aspiration (Figure VI-28) lors du démarrage semble peu sensible à la valeur de la consigne de surchauffe. On observe, aussi bien pour une consigne de 2,3°C que de 7,6°C, la même évolution. La pression est seulement plus faible dans le cas de la consigne la plus élevée. Cela s'explique par la masse plus faible de réfrigérant présent dans l'évaporateur pour avoir une surchauffe plus forte. De même, la pression de refoulement, à l'entrée du condenseur (Figure VI-29), varie de manière identique selon la consigne de surchauffe.

Le débit massique de réfrigérant oscille beaucoup et les oscillations s'atténuent en 150 secondes, pour les deux essais considérés (Figure VI-30). La valeur de la consigne de surchauffe n'a aucune action réelle sur la dynamique du débit massique, si ce n'est des amplitudes moindres pour la consigne de 7,6°C.

La seule grandeur physique montrant un écart important selon la consigne du détendeur est la surchauffe réelle de la vapeur en sortie de l'évaporateur (Figure VI-31). Pour la consigne de 2,3°C, la surchauffe passe par un maximum valant 5,3°C, avant de baisser et de se stabiliser vers 2°C au bout de 50 secondes. On observe ensuite une légère dérive de la

surchauffe jusqu'à sa valeur finale. Pour la consigne de 7,6°C la surchauffe montre une évolution beaucoup plus perturbée. Au démarrage, le maximum atteint par la surchauffe s'élève à 9°C. Elle passe ensuite par un minimum de 4°C trente secondes après le démarrage, puis commence à croître de manière irrégulière pour ne se stabiliser qu'au bout de 350 secondes. La cause pourrait être un changement de la configuration d'écoulement en entrée de l'évaporateur, perturbant la distribution du fluide frigorigène entre les canaux. On constate donc qu'une consigne de surchauffe élevée pour cette installation entraîne des évolutions de la surchauffe contraire à celles observées sur l'évaporateur à tubes et calandre de Garlaban et les résultats dans la littérature connus à ce jour : un temps de réponse de la surchauffe plus long – 350 secondes à 7,6°C contre 50 secondes à 2,3°C, et une surchauffe moins stable dans les premiers instants du démarrage.

### **VI.3.1.d. Influence de la charge totale de réfrigérant sur le démarrage du groupe froid**

#### ***VI.3.1.d.i. Conditions d'essais***

Il a été procédé à une série d'essais durant laquelle la masse totale de réfrigérant R407C a varié de 2,4 kg à 3,6 kg.

Les essais présentés sont effectués avec les charges successives de 2,4 kg, 2,85 kg et 3,6 kg. Les débits d'eau pour les circuits chaud et froid sont gardés constants d'un essai à l'autre et valent 1,8 m<sup>3</sup>/h pour l'eau côté évaporateur, et 2,6 m<sup>3</sup>/h pour l'eau côté condenseur. Le démarrage s'effectue après un arrêt de 10 minutes du compresseur, alors que la circulation de l'eau est maintenue. La consigne de surchauffe du détendeur est identique pour les essais.

#### ***VI.3.1.d.ii. Résultats et discussion***

On présente les résultats de la Figure VI-32 à la Figure VI-35. Les démarrages débutent au temps  $t = 0$  seconde.

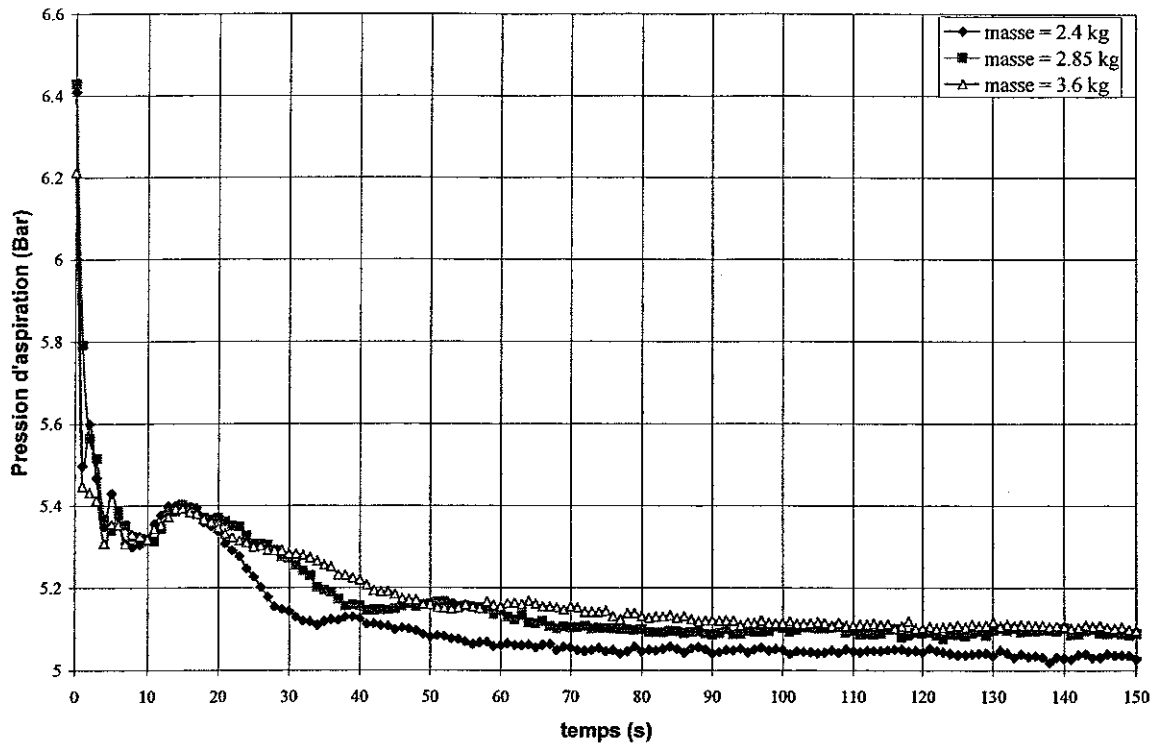


Figure VI-32 - Evolution de la pression d'aspiration lors d'un démarrage pour différentes charges de fluide frigorigène.

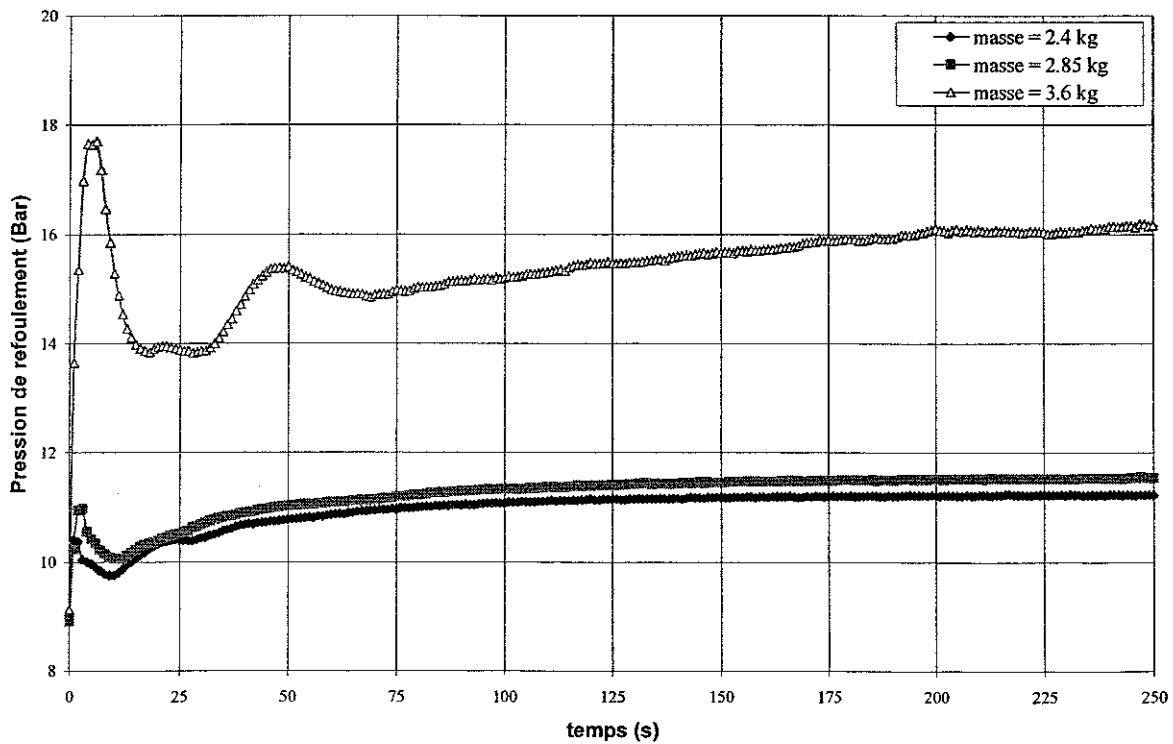


Figure VI-33 - Evolution de la pression de refoulement lors d'un démarrage pour différentes charges de fluide frigorigène.

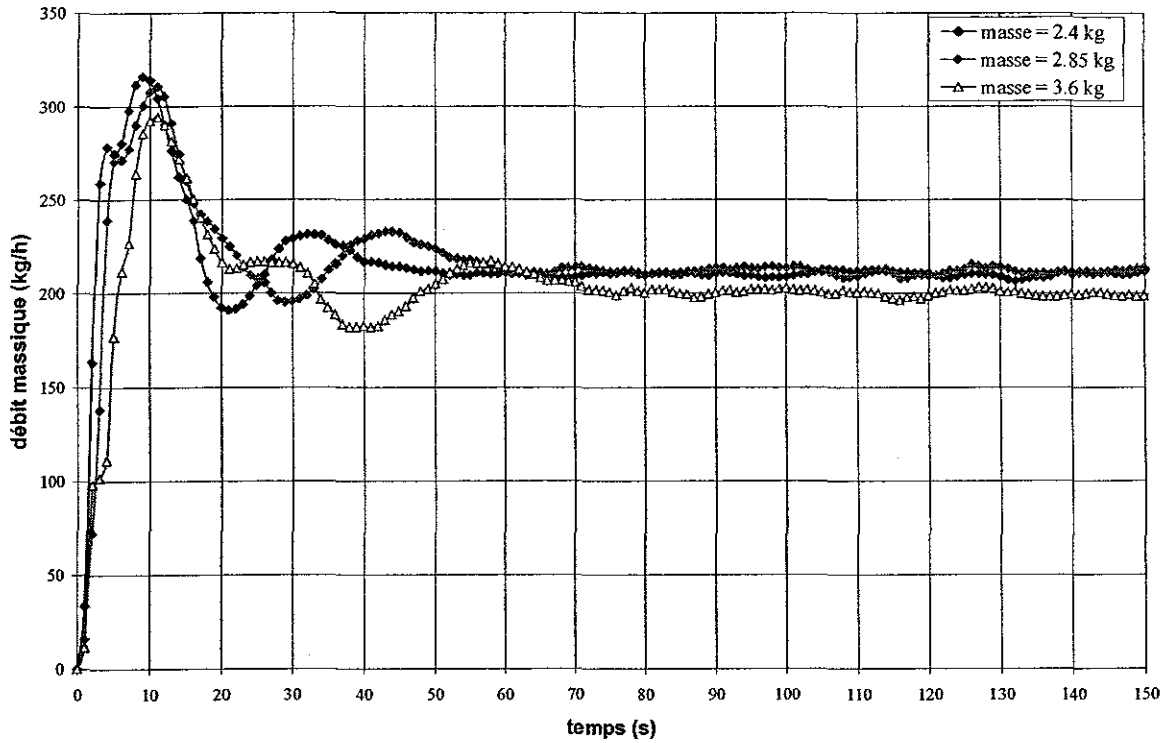


Figure VI-34 - Evolution du débit massique du réfrigérant lors d'un démarrage pour différentes charges de fluide frigorigène.

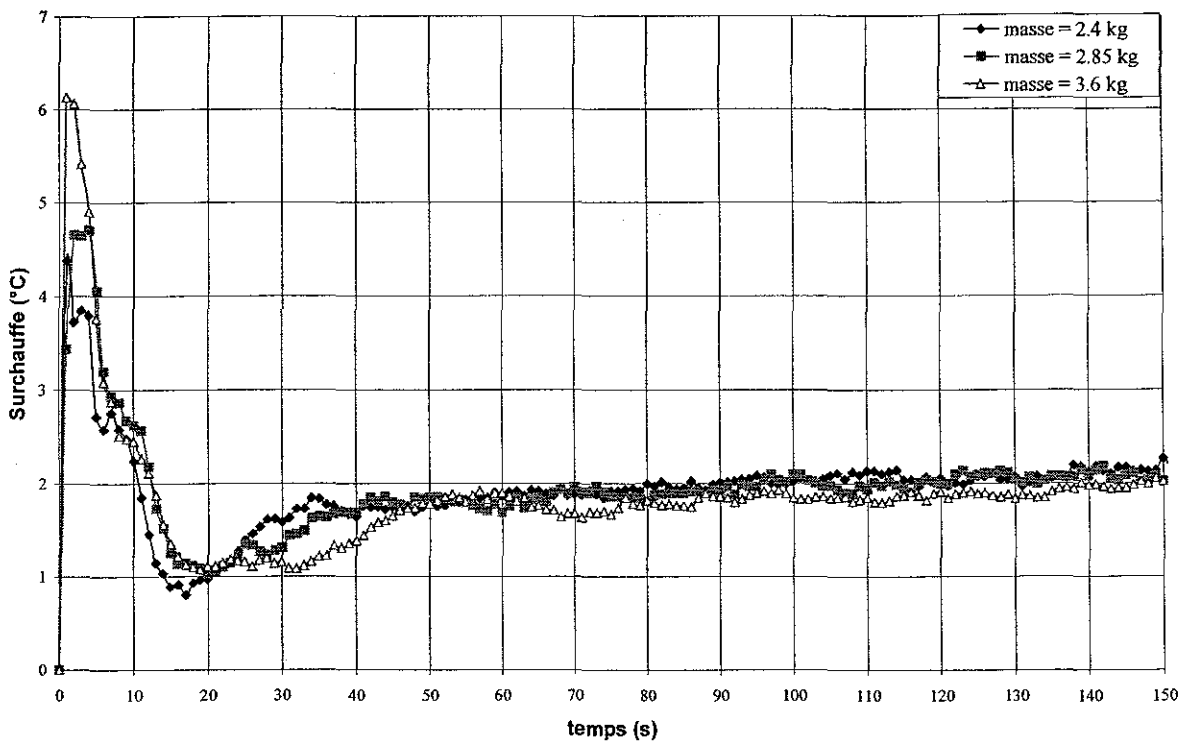


Figure VI-35 - Evolution de la surchauffe en sortie évaporateur lors d'un démarrage pour différentes charges de fluide frigorigène.

Sur la Figure VI-32 est tracée la réponse dynamique de la pression d'aspiration en pour trois charges différentes de R407C. La pression d'aspiration évolue sensiblement de manière identique selon la masse de fluide dans la boucle. Pour les trois charges, la pression passe par un minimum local, avant d'augmenter légèrement ensuite 15 secondes après le démarrage. Par contre, on remarque que la décroissance vers la valeur finale de la pression est plus prononcée pour la charge de réfrigérant de 2,4 kg, la plus faible.

La pression de refoulement montre par contre une sensibilité prononcée à la charge de fluide dans le groupe froid (Figure VI-33). Le condenseur contient la proportion de charge la plus importante, et est plus influencé par une augmentation de la masse totale de réfrigérant. Pour les charges de 2,4 kg et 2,85 kg la pression de refoulement croît de manière identique, avec un pic de pression dans les cinq premières secondes qui augmente quand augmente la charge : 10,4 bar à 2,4 kg et 11 bar à 2,85 bar. Lorsque la charge de fluide vaut 3,6 kg, la pression de refoulement s'élève jusqu'à près de 18 bar. Il est suivi d'un second maximum, moins prononcé mais qui n'existe pas pour lors des démarrages à plus faibles charges. Sur la Figure VI-33, l'effet de la masse de fluide dans le groupe froid sur le temps de réponse est bien visible. On peut estimer le temps caractéristique  $\tau_{99\%}$  au bout duquel la pression de refoulement vaut 99% de sa valeur finale (Tableau VI-7).

Charge de réfrigérant (kg)	$\tau_{99\%}$ (s)
2,4	110
2,85	135
3,6	226

*Tableau VI-7 - Temps caractéristique au bout duquel la pression de refoulement vaut 99% de sa valeur finale pour différentes charges de fluide frigorigène.*

Le temps caractéristique  $\tau_{99\%}$  augmente fortement avec la charge de réfrigérant, puisqu'il double, passant de 110 secondes à 226 secondes, quand la charge varie de 2,4 à 3,6 kg.

Le débit massique (Figure VI-34) et la surchauffe (Figure VI-35) sont légèrement sensibles à la variation de la charge. Pour ces deux grandeurs, l'augmentation de la masse de fluide rallonge le temps pour atteindre le régime permanent. La surchauffe et le débit sont régis par l'établissement des transferts thermiques dans l'évaporateur et le condenseur. L'accroissement de la masse de fluide induit une masse de fluide plus importante dans chaque

échangeur et ralentit l'établissement des transferts thermiques. Deux temps caractéristiques peuvent être calculés aisément :

$$\tau_1 = \frac{m_{\text{totale}} H_{\ell v}}{\dot{Q}_{\text{évaporateur}}} \quad (\text{VI-1})$$

$$\tau_2 = \frac{m_{\text{totale}}}{\dot{m}} \quad (\text{VI-2})$$

où  $m_{\text{totale}}$  est la masse totale de réfrigérant,  $H_{\ell v}$  la chaleur latente de vaporisation,  $\dot{Q}_{\text{évaporateur}}$  la puissance échangé en régime permanent dans l'évaporateur,  $\dot{m}$  le débit massique de réfrigérant en régime permanent. Ces deux temps,  $\tau_1$  et  $\tau_2$ , représentent respectivement le temps nécessaire pour évaporer toute la masse de fluide frigorigène et le temps pour que l'ensemble de la masse de fluide accomplisse un cycle complet à travers tout le circuit frigorifique. Il s'agit donc d'un temps caractéristique thermique pour  $\tau_1$  et d'un temps caractéristique mécanique pour  $\tau_2$ . La Figure VI-36 représente les deux temps caractéristiques calculés  $\tau_1$  et  $\tau_2$ , ainsi que le temps de réponse expérimental du débit massique, estimé à l'instant où les oscillations cessent, pour plusieurs essais de démarrage avec des masses totales de réfrigérant allant de 2,4 à 3,6 kg.

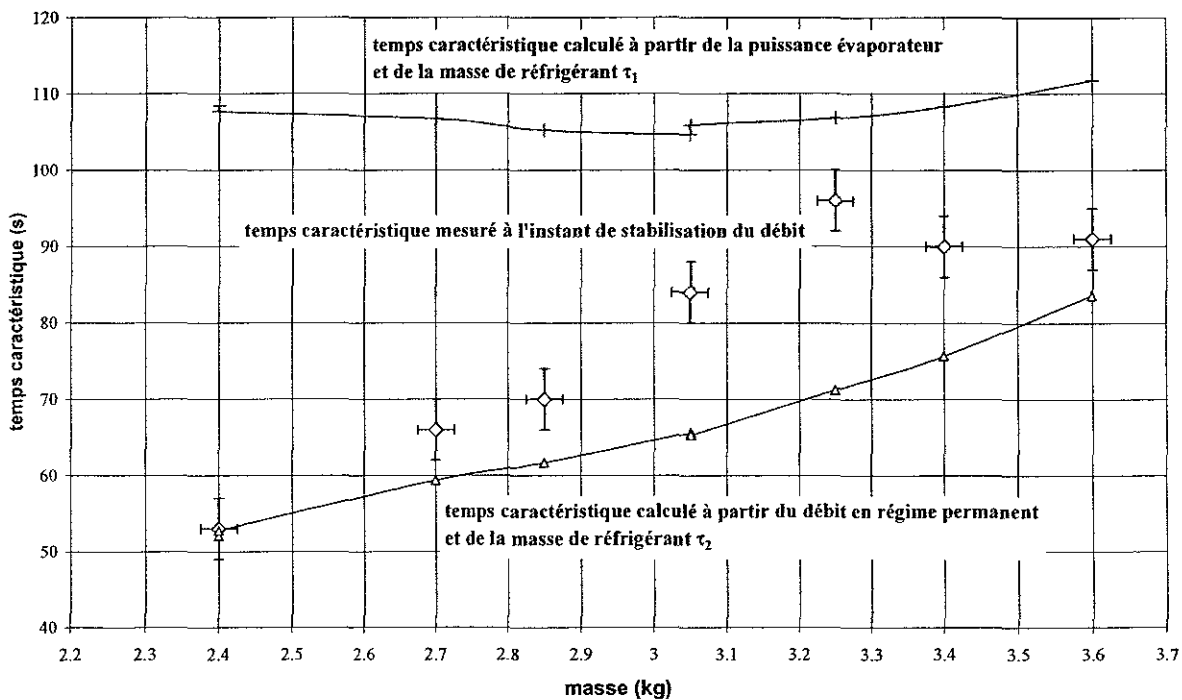


Figure VI-36 - Temps caractéristique mesuré sur le débit massique et temps caractéristiques calculés pour différentes charges de réfrigérant.

La lecture de la Figure VI-36 amène plusieurs remarques concernant l'influence de la charge de réfrigérant sur la dynamique du groupe froid :

- tout d'abord, le temps de réponse du débit massique mesuré lors de son évolution dynamique est toujours compris entre le temps caractéristique thermique et celui mécanique.
- De plus, le temps caractéristique mécanique est toujours inférieur au temps caractéristique thermique, illustrant ainsi que les effets mécaniques dans l'évaporateur (variation de la pression, mise en mouvement du fluide) sont plus prompts que les effets thermiques (évaporation et surchauffe du fluide).
- Le temps caractéristique mécanique croît avec la charge de réfrigérant, ce qui se retrouve, par exemple, dans le temps d'établissement des pressions, notamment la pression de refoulement (Figure VI-33). L'augmentation du temps caractéristique mécanique avec la charge peut être vue comme l'accroissement de l'inertie du fluide ; il faut alors un temps plus long pour sa mise en mouvement jusqu'à ce qu'il atteigne le débit massique en régime permanent.
- Enfin, le temps caractéristique thermique est peu sensible à l'augmentation de la masse de réfrigérant, ce qui laisserait entendre que l'établissement des échanges thermiques dans l'évaporateur dépend d'autres paramètres, comme la géométrie de l'échangeur ou les propriétés thermiques du fluide.

### **VI.3.1.e. Synthèse sur la réponse transitoire du groupe froid Phetep équipé d'échangeurs à plaques**

L'étude du comportement transitoire du groupe froid équipé d'échangeurs à plaques corruguées lors de démarrages a examiné l'effet de trois paramètres sur la dynamique du système : la durée de l'arrêt précédent le démarrage, la valeur de la consigne de surchauffe au détendeur, la charge de réfrigérant dans le circuit frigorifique.

L'effet de la **durée de l'arrêt** se traduit par un allongement du temps de transition vers le régime permanent lorsque la durée de l'arrêt augmente. De plus, l'arrêt long favorise les

passages de liquide vers le compresseur, à cause d'une suralimentation en réfrigérant de l'évaporateur dans les premières secondes du démarrage.

Contrairement aux résultats obtenus sur le groupe froid Garlaban, qui est doté d'échangeurs à tubes et calandre, la surchauffe mesurée sur l'installation Phetep oscille peu lors d'un démarrage après un arrêt long, et ce malgré les fortes variations du débit massique. La raison de cette absence de corrélation entre surchauffe et débit pour l'échangeur à plaques pourrait être le fait de la distribution et du prélèvement successif de fluide se produisant dans le collecteur d'entrée.

On a observé une influence particulière de la **valeur de la consigne de surchauffe** sur la dynamique du démarrage du groupe froid Phetep. Tout d'abord, il n'a pas été relevé d'écart flagrant dans la réponse transitoire des pression et du débit massique. Le débit massique notamment oscille fortement que la consigne de surchauffe soit imposée faible ou élevée. Par contre, la surchauffe instantanée mesurée en sortie d'évaporateur est très sensible à la valeur de la consigne. Contrairement aux résultats obtenus sur Garlaban et ceux relatés dans la littérature qui indiquent que plus la consigne est forte, plus le système évaporateur/détendeur est stable et limite les risques de « *hunting* », sur Phetep, c'est à forte consigne que la surchauffe fluctue le plus et que le temps de réponse est le plus long. Elle est à l'opposée stable et rejoint la valeur du régime permanent plus rapidement pour une consigne plus basse – 50 secondes pour une surchauffe de 2,3°C contre 350 secondes pour une surchauffe de 7,6°C.

Il a enfin été noté que l'augmentation de la **charge de fluide frigorigène** dans le circuit frigorifique ne modifie pas l'allure de la dynamique du groupe froid, mais augmente fortement son temps de réponse. Deux temps caractéristiques ont été estimés, l'un thermique, l'autre mécanique, qui peuvent donner une idée correcte du temps de stabilisation du débit massique. Le temps de stabilisation du débit massique de réfrigérant est toujours borné par le temps caractéristique mécanique et celui thermique.



## **VI.4. ETUDE LOCALE DE L'ÉVAPORATEUR A PLAQUES EN REGIMES PERMANENT ET TRANSITOIRE**

Les études globales du groupe froid, en régime permanent aussi bien qu'en régime transitoire, montrent l'importance de certains paramètres tels que la surchauffe et la durée de l'arrêt, dans le comportement de l'installation. Elles soulignent que l'évaporateur est un organe sensible du système, et l'approche globale ne suffit pas à connaître parfaitement les phénomènes physiques intervenant lors de variations de certaines grandeurs, ou pendant les phases de démarrages. Pour accéder à des informations plus locales sur l'évaporateur, l'échangeur a été instrumenté en conséquence, avec des thermocouples côté réfrigérant, côté eau et sur la paroi (Chapitre IV).

Dans cette partie, le comportement en régime permanent de l'évaporateur est analysé localement, à travers les profils de température de l'eau, du réfrigérant et de la paroi, permettant ainsi de remonter au coefficient d'échange en évaporation. Cette première approche doit permettre d'apporter des éclaircissements sur les transferts de chaleur et l'évolution de la configuration de l'écoulement du fluide frigorigène dans le canal. Ensuite, le comportement en régime transitoire dans l'évaporateur est abordé et analysé à partir des informations obtenues lors de l'étude locale en régime permanent. Enfin, nous nous intéressons aux instabilités dynamiques observées sur l'évaporateur, dans le canal, et en sortie d'évaporateur.

### **VI.4.1. Etude locale de l'évaporateur en régime permanent**

Des essais en régimes permanents ont été menés pour étudier l'influence du débit massique de réfrigérant R407C sur les transferts thermiques dans l'évaporateur. Les paramètres de fonctionnement sont les suivants :

- Débit de l'eau dans l'évaporateur :  $1,85 \text{ m}^3/\text{h}$
- Débit de l'eau dans le condenseur :  $2,4 \text{ m}^3/\text{h}$
- Température de l'eau en entrée évaporateur :  $10,3^\circ\text{C}$
- Température de l'eau en entrée du condenseur :  $22,3^\circ\text{C}$

### VI.4.1.a. Effet de primage de liquide : influence sur le coefficient d'échange dans la zone d'assèchement

#### VI.4.1.a.i. Résultats

Sur la Figure VI-37, sont présentés les profils de température de l'eau, du réfrigérant R407C et de la paroi, le long de l'axe d'écoulement du fluide frigorigène, pour un essai avec un débit massique de réfrigérant de 201,9 kg/h. Le canal instrumenté est le canal de réfrigérant situé au milieu de l'évaporateur (6<sup>ième</sup> sur 11).

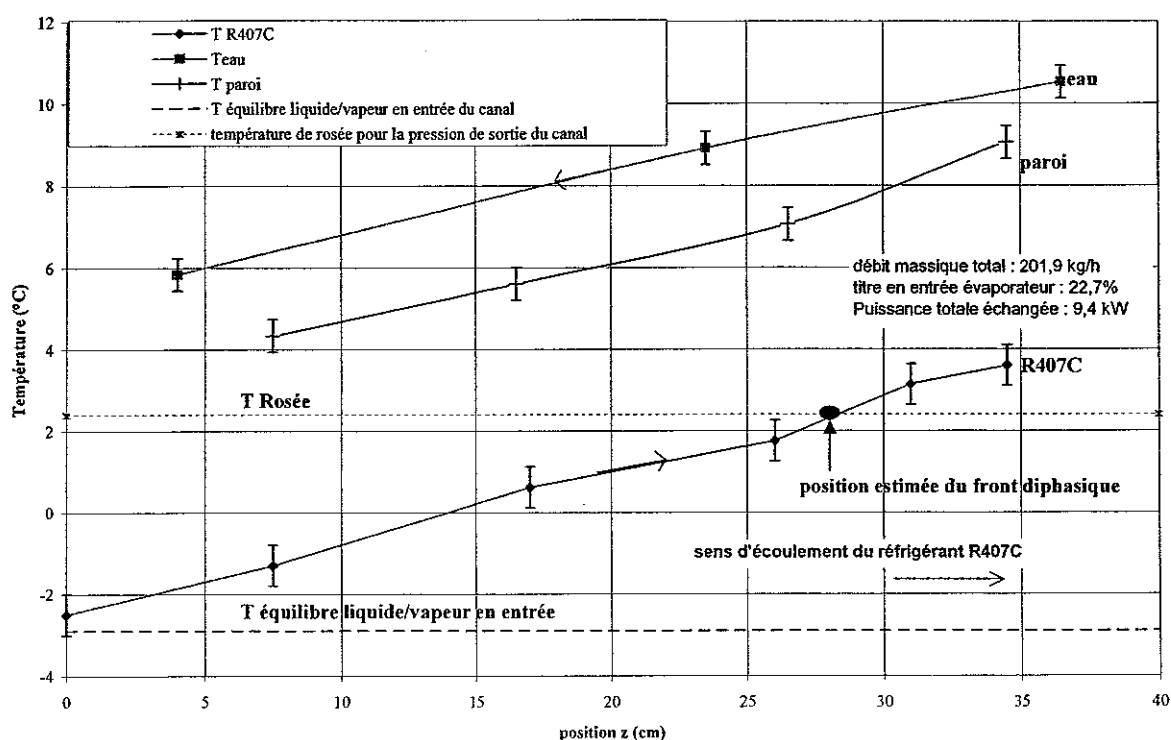


Figure VI-37 - Profil des températures de l'eau, du réfrigérant R407C et de la paroi le long de l'axe d'écoulement du fluide frigorigène, pour un débit massique de 201,9 kg/h.

Plusieurs remarques découlent de l'observation de cette figure :

- La température du fluide frigorigène croît continûment le long du canal. Cette augmentation illustre le glissement de température d'ébullition du mélange R407C. Le calcul de la température d'équilibre liquide/vapeur du réfrigérant en entrée du canal donne  $-2,9^{\circ}\text{C}$ . La température mesurée en entrée vaut  $-2,5^{\circ}\text{C}$  ; on est bien en régime diphasique. Le calcul de la température de rosée à la

pression de sortie du canal vaut  $2,4^{\circ}\text{C}$ . Ces deux température sont reportées sur le graphique. La température de rosée étant théoriquement la température de la disparition de la dernière goutte de liquide, la fin de la zone diphasique se situe donc entre 26 cm et 31 cm de l'entrée du canal. D'ailleurs, une rupture dans la pente du profil de la température dans cette zone corrobore l'hypothèse que la zone de transition diphasique/vapeur sèche se produit à cet endroit.

- La température de la paroi confirme cette dernière remarque, puisque au-delà de 26 cm, elle tend sensiblement vers la température de l'eau, indiquant ainsi la dégradation des échanges thermiques dans la zone monophasique vapeur.
- Enfin, dans la région diphasique, les trois profils de température sont parfaitement parallèles. Ce parallélisme des profils de température est généralement un facteur améliorant l'efficacité globale de l'échangeur, en réduisant la création d'entropie, en réduisant les irréversibilités dans le transfert thermique entre le réfrigérant et la source de chaleur (Mulroy et al., 1994).

La Figure VI-38 présente l'évolution du coefficient d'échange local côté réfrigérant, le long de la plaque, pour trois valeurs du débit massique du réfrigérant : 196, 201,9 et 214 kg/h.

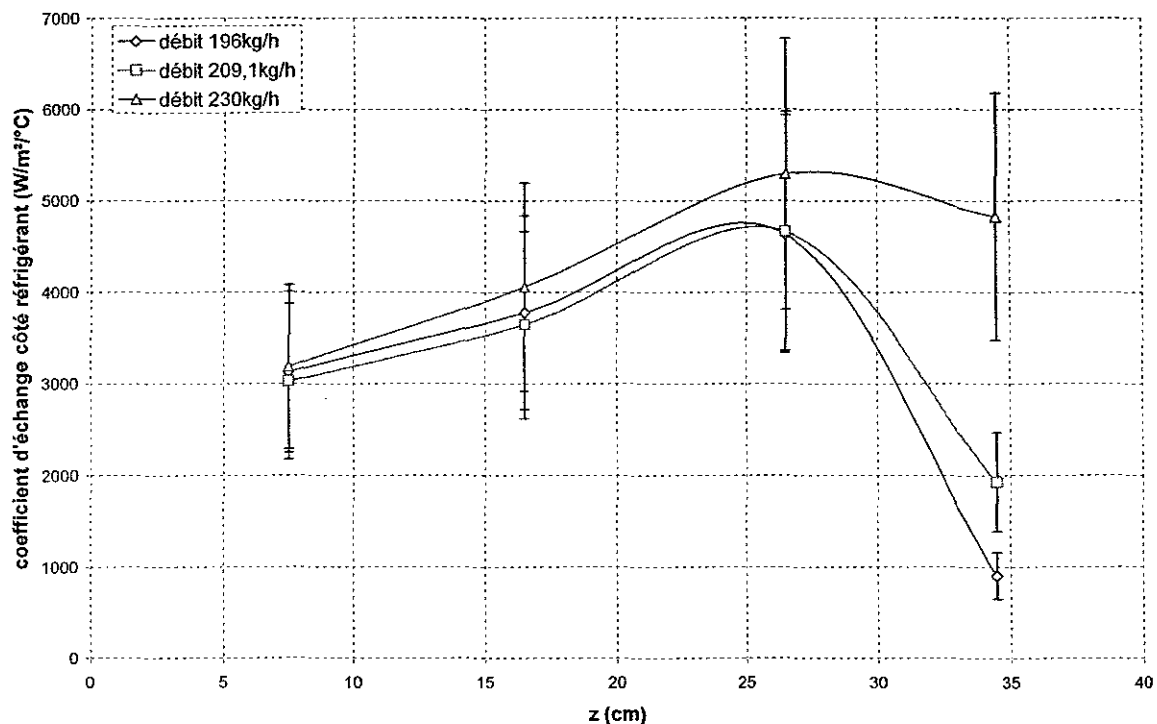


Figure VI-38 - Evolution du coefficient d'échange local du fluide frigorigène pour des débits massiques de réfrigérant de 196 kg/h, 201,9 kg/h et 230 kg/h.

Nous ne nous intéressons dans un premier temps au profil du coefficient d'échange pour un débit de 201,9 kg/h. On observe une augmentation continue du coefficient d'échange en évaporation jusqu'à la cote de 26 cm. Le coefficient d'échange est alors maximal et vaut près de 5000 W/m<sup>2</sup>/°C. Le coefficient d'échange en fin de canal est beaucoup plus faible, environ 2000 W/m<sup>2</sup>/°C. Cette valeur du coefficient d'échange dans la zone supposée être en vapeur sèche est néanmoins élevée.

On peut estimer ce coefficient d'échange monophasique à partir d'une relation classique, comme une loi basée sur la corrélation de Chilton-Colburn :

$$\alpha_{vapeur} = a Re_{vapeur}^b Pr_{vapeur}^{0,33} \frac{\lambda_{vapeur}}{D_h} \quad (V-1)$$

a et b sont des constantes dépendants de la géométrie, valant respectivement 0,54 et 0,68 (Hugonnot, 1989).  $D_h$  est le diamètre hydraulique du canal :

$$D_h = 2 e \quad (V-2)$$

$Re_{vapeur}$  et  $Pr_{vapeur}$  sont respectivement le nombre de Reynolds et le nombre de Prandtl de la vapeur surchauffée de réfrigérant R407C. Ils valent :

$$Re_{vapeur} = \frac{G D_h}{\mu_{vapeur}} \quad (V-3)$$

$$Pr_{vapeur} = \frac{c_{p,vapeur} \mu_{vapeur}}{\lambda_{vapeur}} \quad (V-4)$$

Le résultat du calcul est donné dans le tableau suivant :

$G$ (kg/m <sup>2</sup> /s)	$Re_{vapeur}$	$Pr_{vapeur}$	$\alpha_{vapeur}$ (W/m <sup>2</sup> /°C)
14,2	7200	0,75	450

La valeur du coefficient d'échange calculée avec une loi monophasique sous-estime donc fortement le transfert thermique s'effectuant dans la zone de vapeur sèche de l'évaporateur. On expliquera pourquoi par la suite.

La Figure VI-39 montre l’évolution temporelle de la température de paroi à 26,5 cm et 34,5 cm, et de la température du réfrigérant R407C à 26 cm et 34,5cm. Les températures du fluide frigorigène fluctuent peu, cependant, celle se trouvant à 34,5 cm a une amplitude maximale de 1°C contre moins de 0,5°C pour la température à la cote de 26 cm. Par contre, on observe une forte fluctuation de la température de paroi à 34,5 cm alors qu’elle est constante à 26,5 cm. L’amplitude de variation de la température de paroi en fin de canal peut atteindre 2°C. Ces fortes fluctuations de la température de paroi à  $z = 34,5$  cm témoignent du primage de liquide qui se produit dans le canal du réfrigérant, c’est-à-dire des variations de la longueur diphasique avec un fort entraînement de liquide dans l’écoulement de vapeur. Des gouttes de liquide coexistent sans doute dans l’écoulement de vapeur surchauffée. Il a donc un léger déséquilibre thermodynamique entre la phase vapeur et la phase liquide. Les gouttelettes de liquide viennent impacter la paroi, la refroidissant brutalement en s’évaporant, provoquant ainsi ces fluctuations de température. Sous l’effet de leur vaporisation au contact de la paroi, les gouttelettes augmentent considérablement le coefficient d’échange monophasique de la phase vapeur. Ceci explique l’écart important entre les résultats expérimentaux et la loi d’échange monophasique.

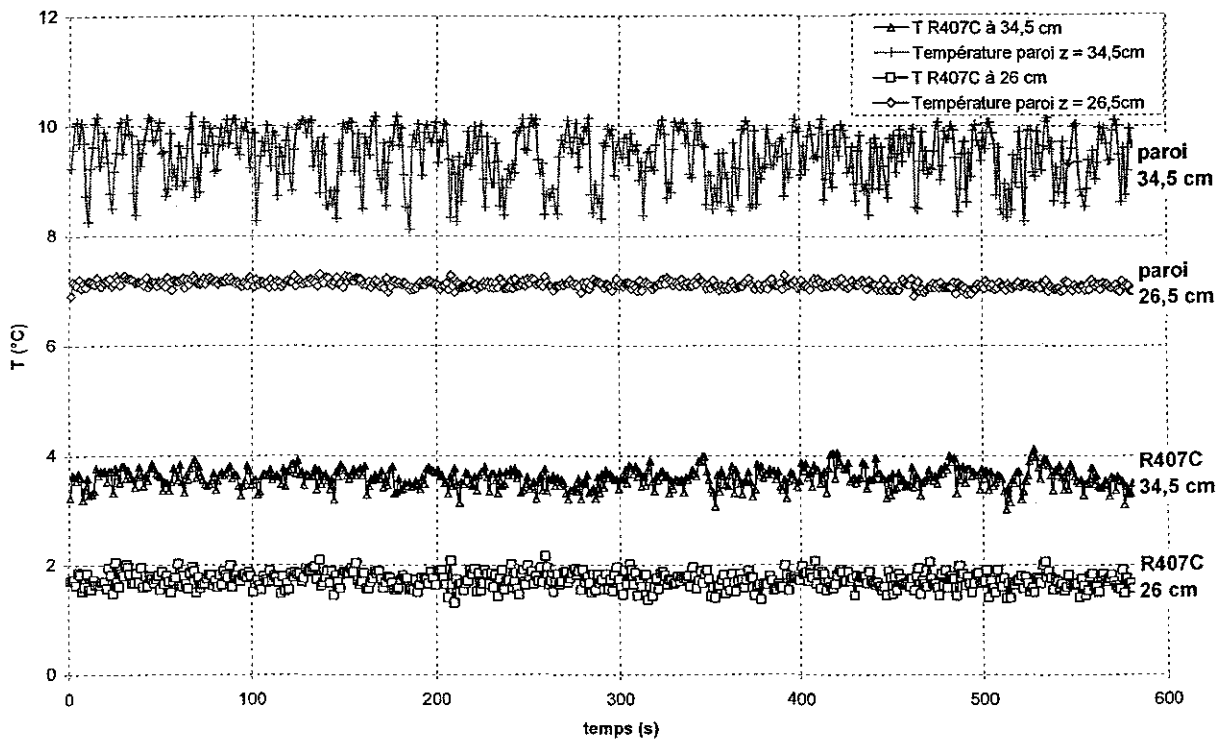


Figure VI-39 - Température de paroi et du réfrigérant R407C au cours du temps en régime permanent pour un débit massique de réfrigérant de 201,9 kg/h (acquisition rapide).

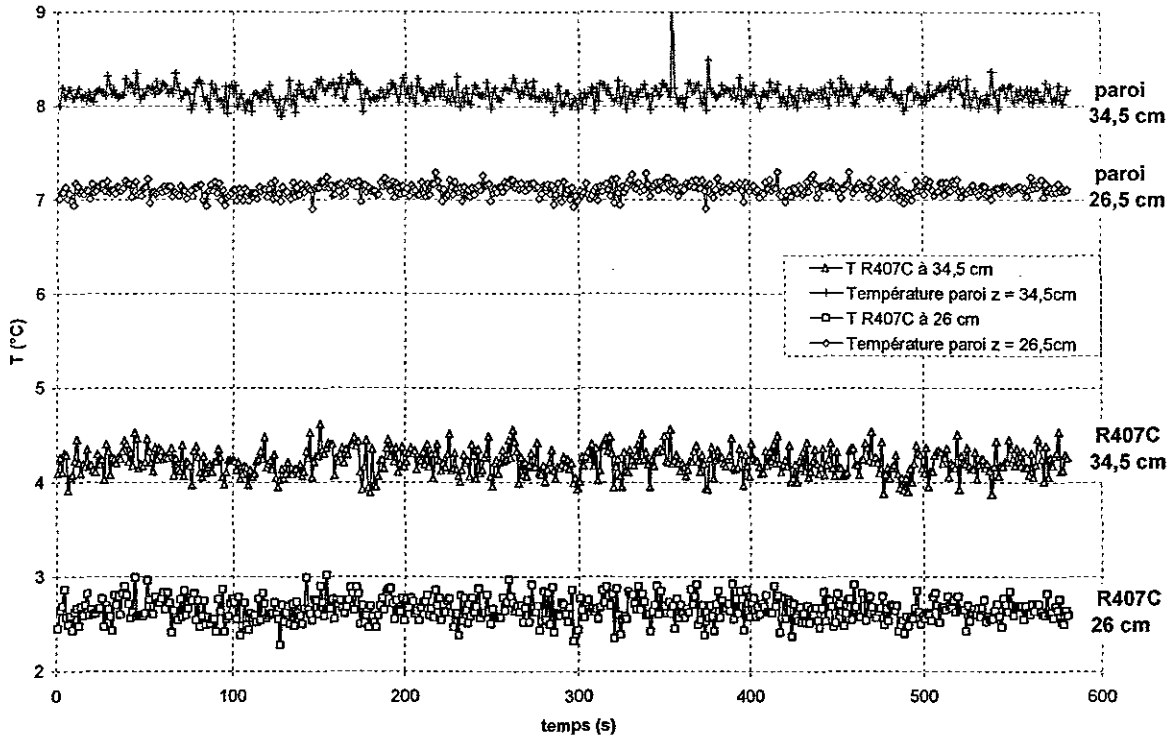


Figure VI-40 - Températures de paroi et du réfrigérant R407C en plusieurs points du canal pour un débit massique total de 230 kg/h (acquisition rapide).

En comparaison, pour étayer cette hypothèse de primage de liquide en sortie de canal, nous présentons sur la Figure VI-40, l'évolution des mêmes températures, mais pour un débit de 230 kg/h, soit 14% plus élevé que le débit précédent. La température de paroi à  $z = 34,5$  cm ne fluctue pas, car à ce fort débit le fluide frigorigène quitte le canal à l'état diphasique, la surchauffe calculée étant nulle. Le fait que le réfrigérant soit encore à l'état diphasique liquide/vapeur en sortie de l'évaporateur supprime le déséquilibre thermodynamique entre les deux phases. Il n'y a plus d'impact de gouttelettes liquides sur la paroi.

La Figure VI-38, qui représente le profil du coefficient d'échange côté réfrigérant pour plusieurs débits massiques, souligne clairement qu'au débit de 230 kg/h, le coefficient d'échange à la position  $z = 34,5$  cm est élevé et proche de celui à  $z = 26,5$  cm. L'écoulement à 34,5 cm est donc encore diphasique avec des transferts thermiques sous la forme d'évaporation convective. Lorsque le débit massique de réfrigérant décroît, passant à 201,9 kg/h puis 196 kg/h, le coefficient d'échange à 34,5 cm chute fortement, alors qu'en amont, il varie peu. Nous observons nettement dans la partie aval du canal l'assèchement progressif de la paroi et la dégradation du coefficient d'échange, à cause de la raréfaction de la présence de

liquide dans cette zone. A 196 kg/h, le coefficient d'échange à 34,5 cm est relativement faible : la convection monophasique entre la vapeur et la paroi est le mode de transfert prépondérant.

#### ***VI.4.1.a.ii. Discussion sur les transferts thermiques en évaporation dans un canal corrugué***

Nous avons appliqué à l'exemple précédent le modèle d'évaporateur à plaques, en régime permanent, qui est présenté en annexe du document. La loi du coefficient d'échange adaptée en diphasique, développée au GRETh (Thonon, 1995), est présentée au chapitre II (équation II-7).

Les conditions en entrée du canal sont considérées être les conditions moyennes, c'est-à-dire :

- pression d'entrée égale à la pression d'entrée de l'évaporateur, soit 4,94 bar ;
- débit d'entrée égal au débit moyen par canal :  $\dot{m}_{canal} = \frac{\dot{m}_{total}}{N_{canaux}}$ , soit 18,3 kg/h ;
- titre d'entrée égal au titre d'entrée de l'évaporateur, calculé à partir du bilan thermique (Chapitre IV), soit 22,7%.

Un facteur important de la loi d'échange est la valeur du *titre critique*, déterminant le début de l'assèchement de la paroi. Pour le déterminer, le modèle a été ajusté de telle sorte que le profil de température du réfrigérant R407C corresponde au mieux au profil expérimental (Figure VI-41). Il faut que le titre critique soit supérieur à 90% pour voir correspondre la transition diphasique/vapeur sèche calculée avec celle estimée expérimentalement. Le profil de la température du réfrigérant R407C le long du canal calculé par le modèle est alors proche du profil expérimental. Par contre, les températures de l'eau et de la paroi sont supérieures à celles mesurées, soulignant ainsi que l'échange thermique estimé par le modèle est inférieur à l'échange thermique réel. Cette constatation est confirmée par le profil calculé du coefficient d'échange du réfrigérant (Figure VI-42).

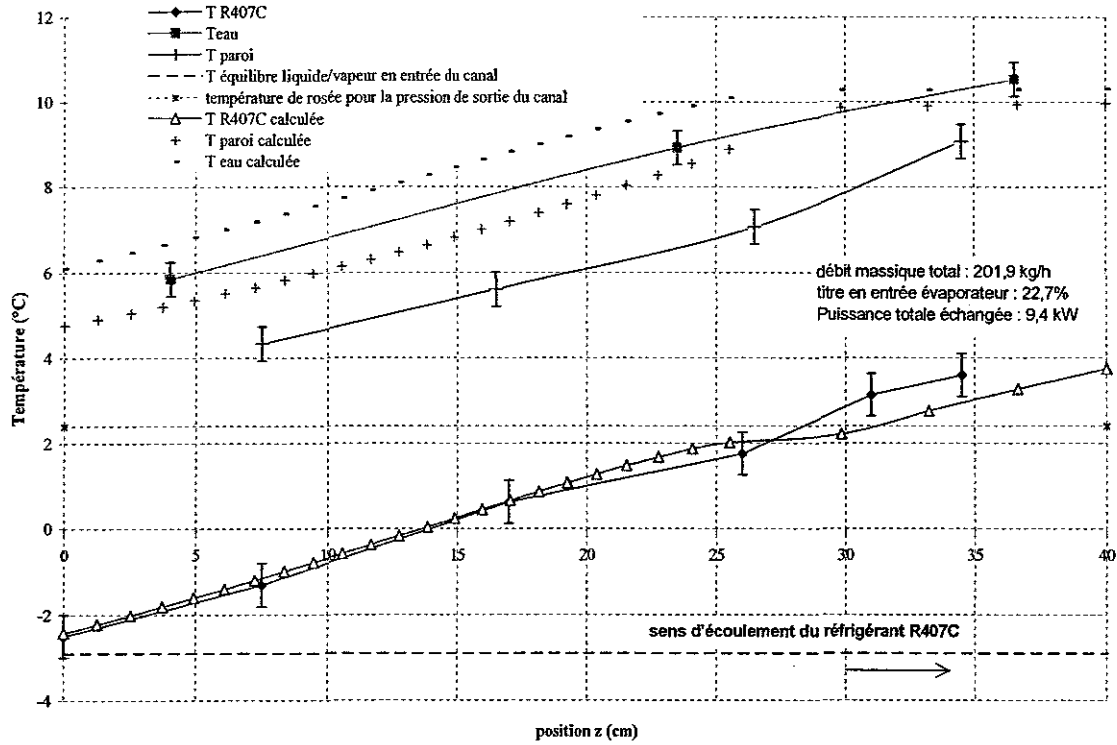


Figure VI-41 - Représentation des températures mesurées et des températures calculées pour l'essai étudié.

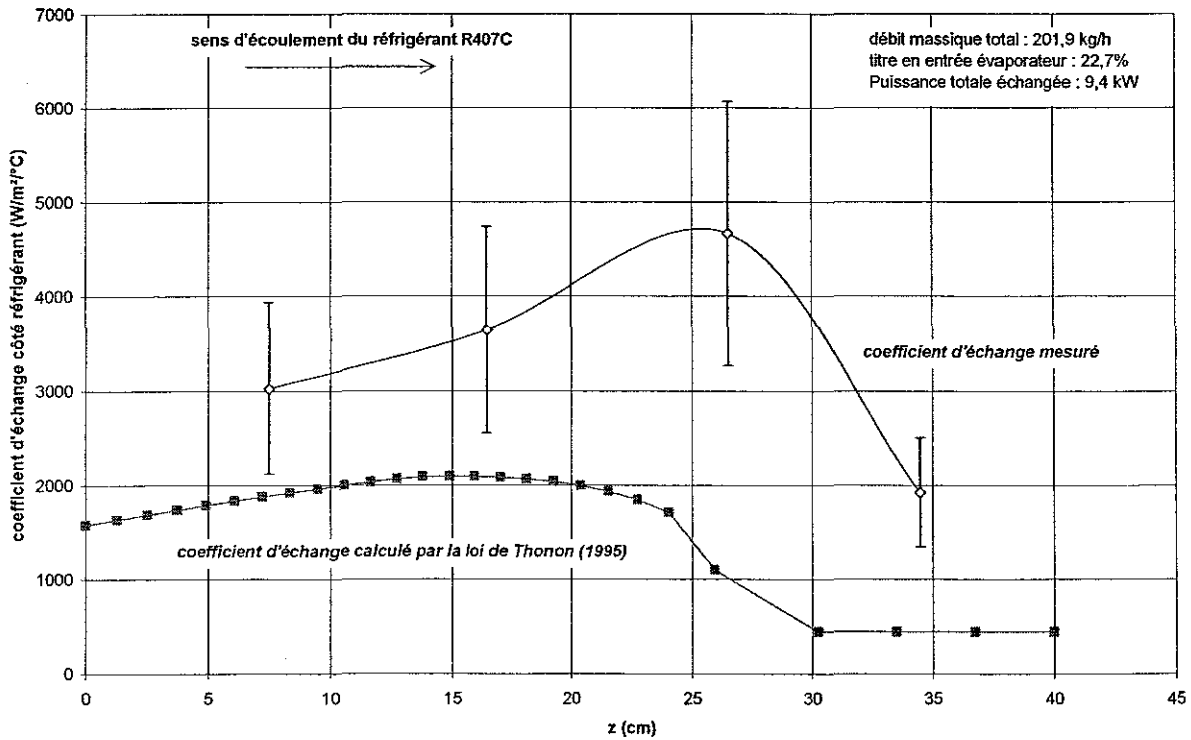


Figure VI-42 - Comparaison de l'évolution du coefficient d'échange en évaporation du R407C entre celui calculé et celui mesuré.



Le coefficient d'échange en évaporation calculé est nettement inférieur à celui mesuré. En outre, la décroissance du coefficient d'échange calculé se produit bien en amont par rapport au coefficient d'échange mesuré. La loi utilisée semble sous-estimée les transferts thermiques dans la zone diphasique. On rappelle que la loi d'échange est basée sur le coefficient en convection forcée de la phase liquide seule, augmenté d'un facteur d'amplification découlant de la corrélation de Chen :

$$\alpha_{dp} = F \alpha_l \quad (VI-5)$$

le facteur d'intensification est modifié pour que le coefficient d'échange diphasique se rapproche des résultats expérimentaux :

$$F = 1 + 5,7X^{-0,79}$$

Avec ce nouveau facteur d'intensification, le coefficient d'échange diphasique calculé est proche de celui mesuré dans la première moitié du canal (Figure VI-43). Par contre, il chute toujours en amont par rapport au coefficient d'échange mesuré.

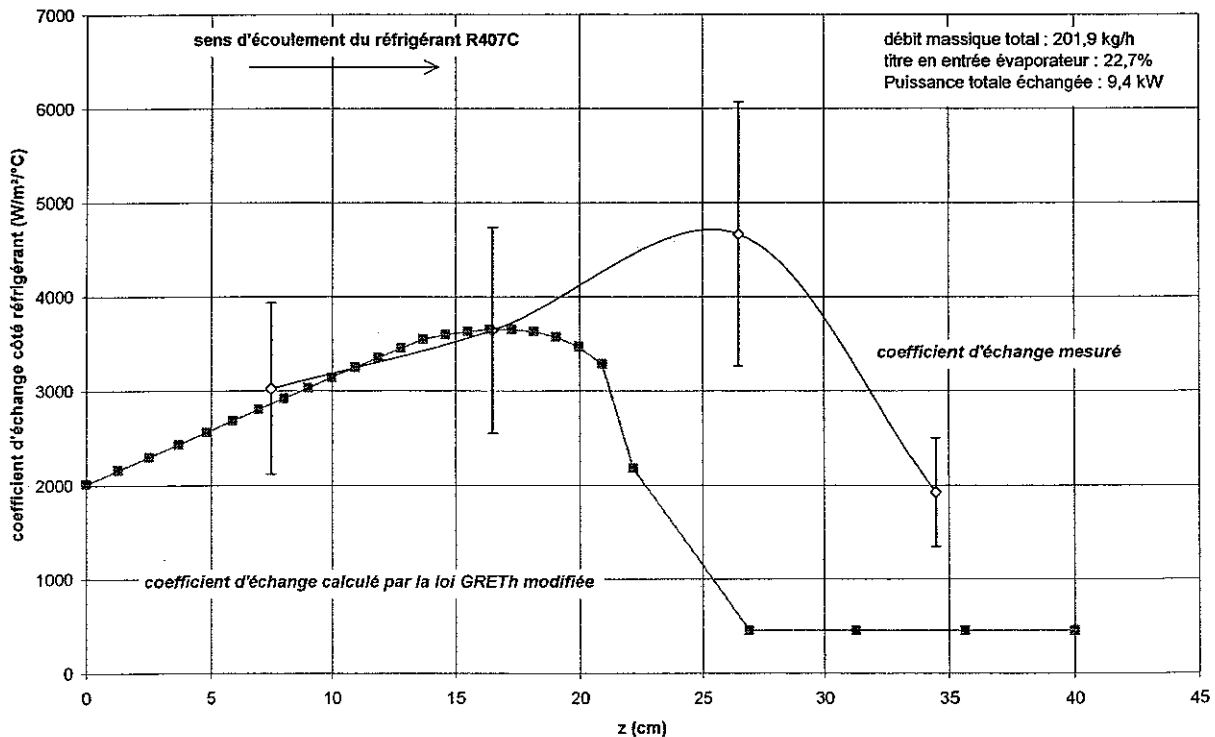


Figure VI-43 - Comparaison de l'évolution du coefficient d'échange en évaporation du R407C entre celui mesuré et celui calculé avec la correction du facteur d'intensification.

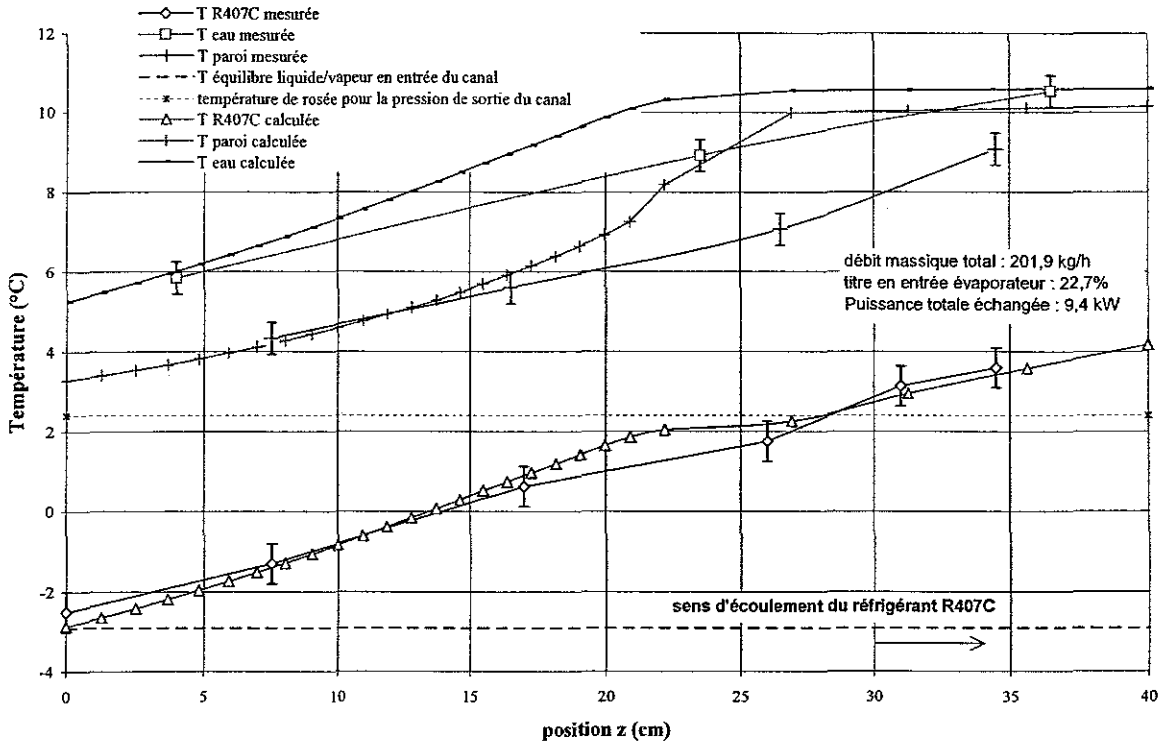


Figure VI-44 - Profils des températures de l'eau, du R407C et de la paroi estimées et calculées avec la correction du facteur d'intensification.

La Figure VI-44 montre les profils axiaux des températures de l'eau, du réfrigérant R407C et de la paroi, estimées expérimentalement et calculées avec le nouveau facteur d'intensification. Plusieurs remarques sont à faire :

- Tout d'abord, la modification de la loi d'échange en évaporation modifie très légèrement le profil de température du réfrigérant, réduisant la longueur diphasique de quelques centimètres à cause de l'augmentation des échanges thermiques dans la région liquide/vapeur.
- Ensuite, dans la partie amont de l'évaporateur, jusqu'à 20 cm environ, les températures calculées correspondent mieux aux températures mesurées. L'amélioration est nette pour l'eau et la paroi par rapport à la Figure VI-37.
- Par contre, le fait que le coefficient d'échange diphasique calculé s'effondre plus tôt, et qu'il soit bien plus faible *en partie haute du canal* par rapport au coefficient d'échange mesuré, conduit à des températures calculées de l'eau et de la paroi très différentes dans cette zone. La température de paroi tend rapidement

vers la température de l'eau à cause des échanges thermiques très dégradés dans la partie monophasique vapeur côté réfrigérant.

Une modification doit donc être apportée à la loi de transfert thermique dans la zone de post-assèchement. Le fort coefficient d'échange dans la zone où l'assèchement est supposé se produire, pourrait être dû aux gouttelettes de liquide entraînées dans l'écoulement de vapeur (effet de primage), formant ainsi un brouillard. C'est ce qu'ont observé Yan & Lin (1999) dans un évaporateur à plaques corruguées. La loi d'interpolation utilisée dans le modèle entre les coefficients d'échange deviendrait fautive, car l'échange thermique n'est pas à ce moment une pondération entre la convection forcée en évaporation du liquide et la convection forcée monophasique vapeur. Plusieurs modes de transferts de chaleur sont probables dans la zone de post-assèchement :

- Transfert convectif paroi-vapeur ;
- Transfert convectif vapeur-gouttelettes ;
- Transfert de chaleur entre la paroi et les gouttelettes impactant celle-ci ;
- Transfert de chaleur entre les gouttelettes et la couche limite thermique de la vapeur sans impact en paroi (effet Leidenfrost). Ce dernier mode de transfert est peu envisageable car il nécessite un déséquilibre thermodynamique très prononcé entre la phase liquide et la phase vapeur.

Le transfert de chaleur le plus efficace est l'impact de gouttelettes sur la paroi, puisque la chaleur ainsi échangée résulte de la vaporisation complète du liquide.

On modifie ensuite le débit massique de réfrigérant R407C en jouant sur la consigne de surchauffe du détendeur. Le débit varie ainsi de 186 kg/h à 230 kg/h. La Figure VI-45 montre le comportement des coefficients d'échanges estimés aux quatre points du canal de l'évaporateur lorsque le débit de réfrigérant augmente. Les coefficients d'échange mesurés aux positions 7,5 cm, 16,5 cm et 26,5 cm varient peu lorsque le débit augmente. Par contre, pour un débit donné, le coefficient d'échange augmente quand on se déplace le long de l'axe d'écoulement à cause de l'augmentation de la vitesse du liquide.

Le coefficient d'échange mesuré en fin de canal à 34,5 cm croît brusquement lorsque le débit massique total dépasse 195 kg/h. Au-delà de 210 kg/h, il est très proche de la valeur du coefficient d'échange à 26,5 cm.

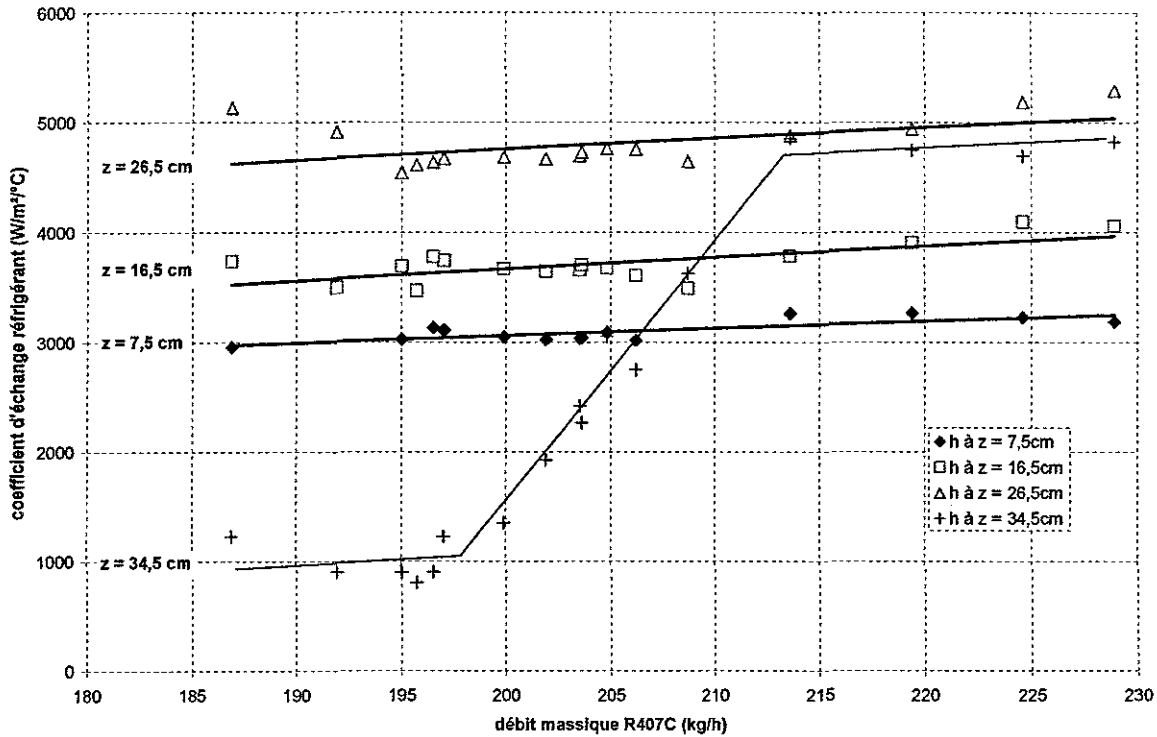


Figure VI-45 - Evolution des coefficients d'échange en évaporation du réfrigérant en fonction du débit massique total.

Cette évolution marquée du coefficient d'échange en extrémité de canal témoigne de l'évolution de la configuration d'écoulement dans l'échangeur dans cette zone (Figure VI-46). En dessous de 195 kg/h, la fin du canal est uniquement remplie de vapeur sèche, donnant un très mauvais coefficient d'échange (inférieur à 1000 W/m²/°C). L'augmentation du débit massique accroît l'occupation du canal par le mélange liquide/vapeur et réduit la surchauffe. La zone de vapeur surchauffée diminue et cède la place à la zone de transition de post-assèchement. Quand le débit augmente encore, au-dessus de 210 kg/h, la position à 34,5 cm se trouve totalement dans l'écoulement diphasique. Le coefficient d'échange est alors élevé.

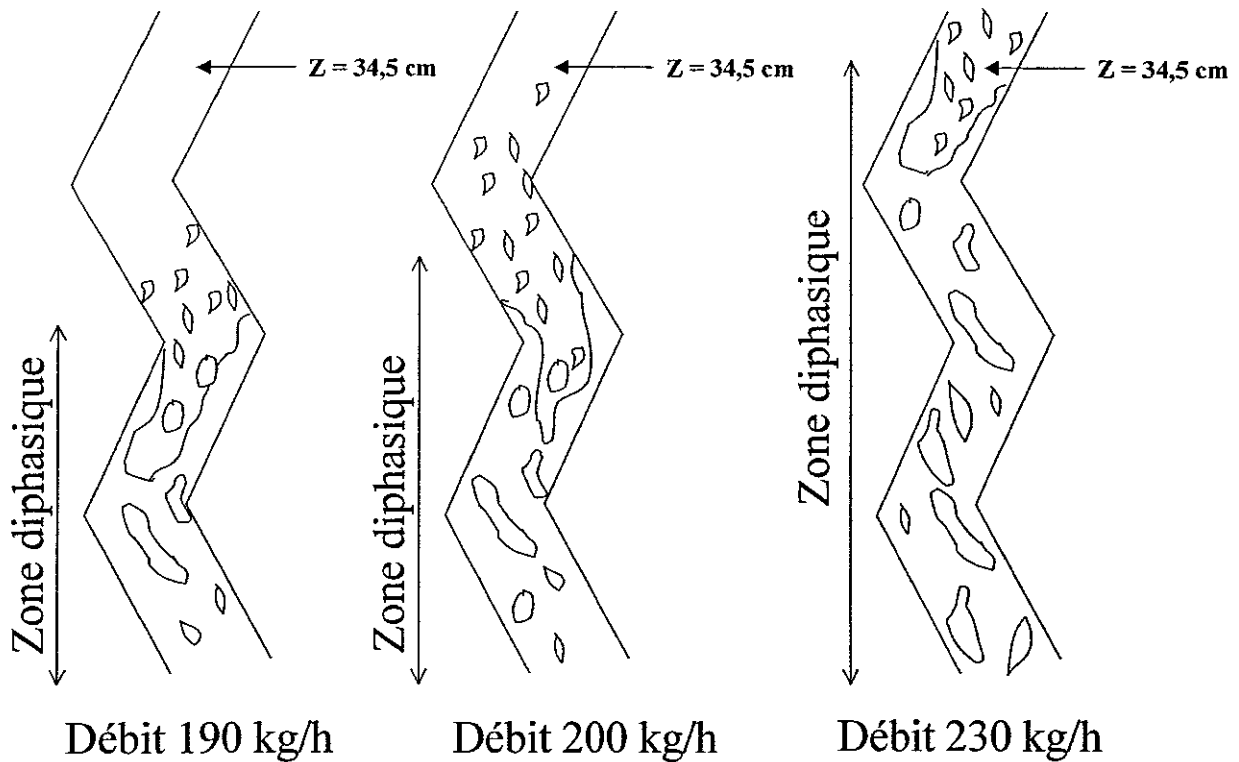


Figure VI-46 - Evolution de la configuration de l'écoulement dans le canal de l'évaporateur en  $z = 34,5$  cm, pour différents débits massiques de réfrigérant R407C.

#### VI.4.1.b. Problème de distribution entre les canaux de l'évaporateur à plaques

Des essais ont été menés en déplaçant le canal de réfrigérant localement instrumenté de la position n°6 (milieu de canal) à la position n°10 (fin de canal). Les essais réalisés ont les mêmes conditions de débits d'eau et de températures en entrée de l'évaporateur et du condenseur citées au début du §VI.4.

Des différences sensibles ont été perçues entre les essais réalisés avec le canal n°6 instrumenté et ceux réalisés avec le canal n°10, concernant la surchauffe mesurée en sortie du canal. Deux surchauffes sont estimées sur l'évaporateur :

- La surchauffe globale en sortie de l'évaporateur

$$\Delta T_{sat, global} = T_{sortie\ evaporateur} - T_{rosée}(P_{sortie\ evaporateur}) \quad (V-6)$$

- La surchauffe locale en sortie du canal calculée à partir de la température du réfrigérant mesurée à la position  $z = 34,5$  cm.

$$\Delta T_{sat, canal} = T_{canal}(z = 34,5cm) - T_{rosée}(P_{sortie\ evaporateur}) \quad (V-7)$$

Pour chaque essai réalisé, nous avons donc un couple de données surchauffe globale – surchauffe en sortie de canal. Sur la Figure VI-47 sont reportées les surchauffes mesurées en sortie des canaux n°6 et n°10 en fonction de la surchauffe globale en sortie évaporateur mesurée lors des mêmes essais.

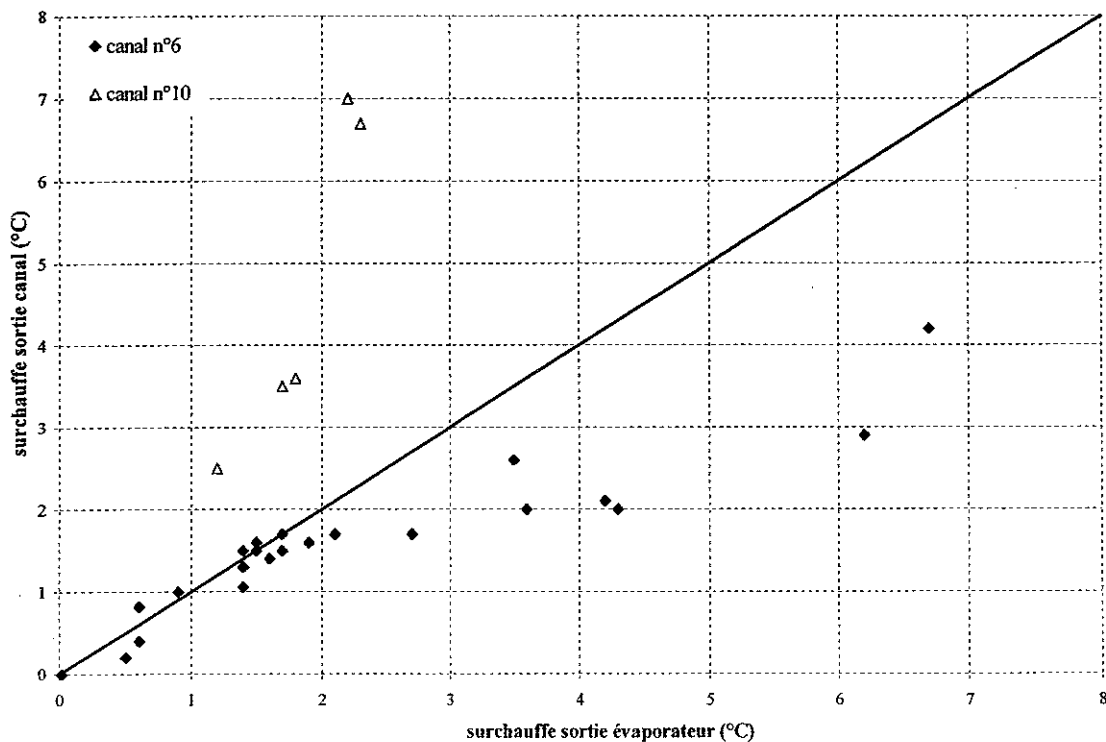


Figure VI-47 - Surchauffe en sortie de canal en fonction de la surchauffe en sortie de l'évaporateur pour les canaux n°6 et n°10 (La droite médiane indique la position pour une équirépartition du débit et du titre).

La médiane représente l'emplacement de la surchauffe idéale en sortie des canaux si le débit de réfrigérant et le titre étaient équirépartis.

Pour le canal n°6, le surchauffe en sortie du canal est très proche de la surchauffe en sortie de l'évaporateur jusqu'à ce que celle-ci atteigne 2,5°C. La surchauffe en sortie de canal devient bien inférieure à la surchauffe mesurée en sortie de l'évaporateur.

Pour le canal n°10, au contraire, la surchauffe en sortie de canal est constamment supérieure à la surchauffe en sortie évaporateur. L'écart s'accroît de manière exponentielle quand la surchauffe globale dépasse 2°C.

Les forts écarts observés entre la surchauffe en sortie du canal et la surchauffe en sortie de l'évaporateur traduit l'effet de la distribution du réfrigérant entre les 11 canaux de l'échangeur. Ainsi, le canal n°6 semble alimenté correctement tant que la surchauffe globale ne dépasse pas le seuil de 2,5°C – c'est-à-dire tant que le débit massique total reste supérieur à 198 kg/h. En dessous de ce débit, le canal n°6 paraît suralimenté en liquide. Le canal n°10 semble de ce fait toujours sous-alimenté. Cela indiquerait que le débit de réfrigérant se répartit préférentiellement dans les premiers canaux, conduisant à une lacune en réfrigérant dans en fin de distributeur.

#### **VI.4.1.c. Conclusion**

L'étude locale de l'évaporateur à plaques en régime permanent met en relief plusieurs phénomènes physiques importants : un phénomène de primage de liquide, un effet conséquent du post-assèchement sur les coefficients d'échanges en évaporation, une distribution inégale du réfrigérant entre les canaux.

Le primage se traduit par de rapides fluctuations des températures de la paroi et du réfrigérant en fin de canal. Il est la conséquence des instabilités diphasiques ayant lieu lors de l'évaporation du réfrigérant, de la complexité du parcours du fluide conséquence de la géométrie des plaques corruguées.

Les lois d'échanges thermiques en diphasique dans les évaporateurs à plaques corruguées sont sans doute inadaptées. Cette inadaptation découle de trois constats :

- i. Les lois d'échange thermique dans un évaporateur à plaques sont souvent des adaptations de lois développées dans des tubes. La notion d'assèchement et de titre critique est défini à l'endroit où le film liquide n'est plus continu en paroi. Dans un évaporateur à plaques corruguées, cette idéalisation est difficilement possible, car la complexité de la géométrie rend la notion de film liquide inadaptée.

- ii. Il est évident que dans ces géométries complexes, la loi d'échange thermique doit être basée sur la configuration d'écoulement dans l'échangeur.
- iii. Enfin, la loi d'échange thermique dans la zone de post-assèchement n'est pas satisfaisante si elle ne prend pas mieux en compte l'effet de primage. Il faudrait d'autres essais pour pouvoir proposer un modèle de transfert thermique avec primage.

La distribution du réfrigérant dans l'évaporateur semble favoriser les premiers canaux de l'échangeur, entraînant une sous-alimentation en fluide frigorigène des derniers canaux.

#### **VI.4.2. Etude locale du comportement dynamique de l'évaporateur lors d'un démarrage**

L'étude locale en régime permanent de l'évaporateur nous permet l'identification des modes de transfert thermique à l'intérieur du canal de réfrigérant. Elle donne aussi des pistes sur la configuration d'écoulement du réfrigérant R407C, notamment dans la partie supérieure de l'évaporateur. Il est à présent intéressant de connaître le comportement local du réfrigérant dans le canal de l'évaporateur durant une phase de démarrage, à la lumière des informations acquises en régime permanent. Les essais de démarrage paramétrés par la consigne de surchauffe présentés au paragraphe §VI.3.1.c sont cette fois étudiés spécifiquement par rapport à l'évaporateur.

##### **VI.4.2.a. Conditions d'essais**

Les conditions des essais sont rappelées ici :

- ❖ Débit eau côté évaporateur : 1,85 m<sup>3</sup>/h
- ❖ Débit eau côté condenseur : 2,4 m<sup>3</sup>/h
- ❖ Température d'entrée de l'eau côté évaporateur : 10,7°C
- ❖ Température d'entrée de l'eau côté condenseur : 22,7°C
- ❖ Durée de l'arrêt précédant le démarrage : 5 minutes
- ❖ Consignes de surchauffe imposées au détendeur : 2,3°C et 7,6°C.



### VI.4.2.b. Résultats et discussion

Les résultats concernant le comportement local de l'évaporateur lors d'un démarrage, en fonction de la consigne de surchauffe sont présentés sur la Figure VI-48 à la Figure VI-52. Le démarrage débute à l'instant  $t = 0$  seconde.

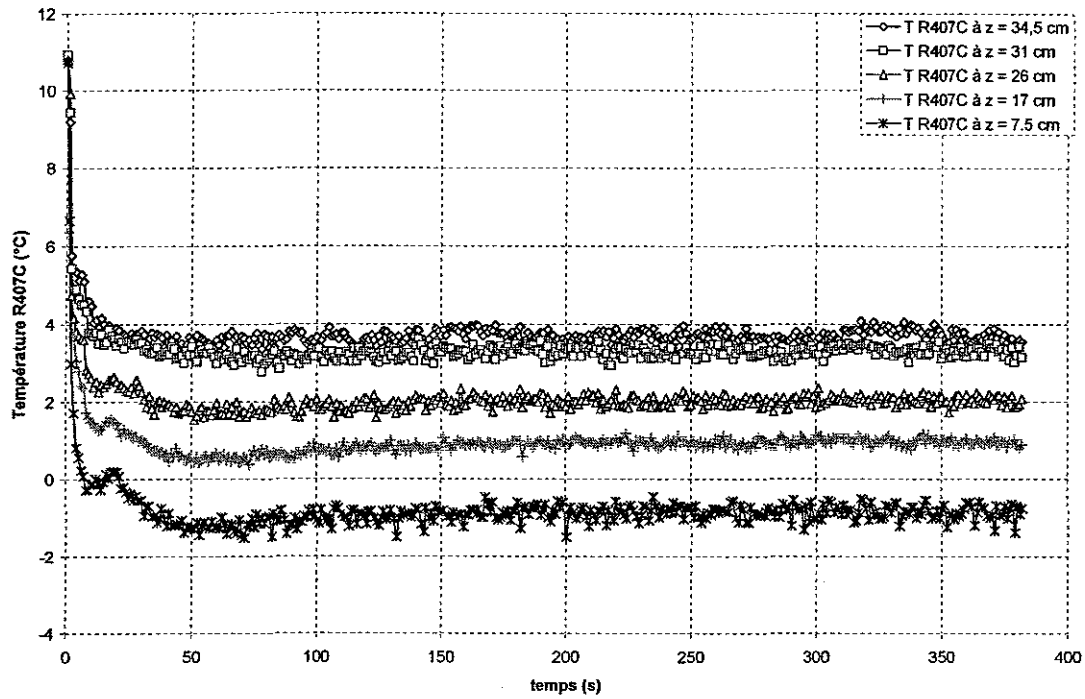


Figure VI-48 - Evolution temporelle des températures du R407C mesurées le long du canal de l'évaporateur, lors du démarrage pour une consigne de surchauffe de 2,3°C.

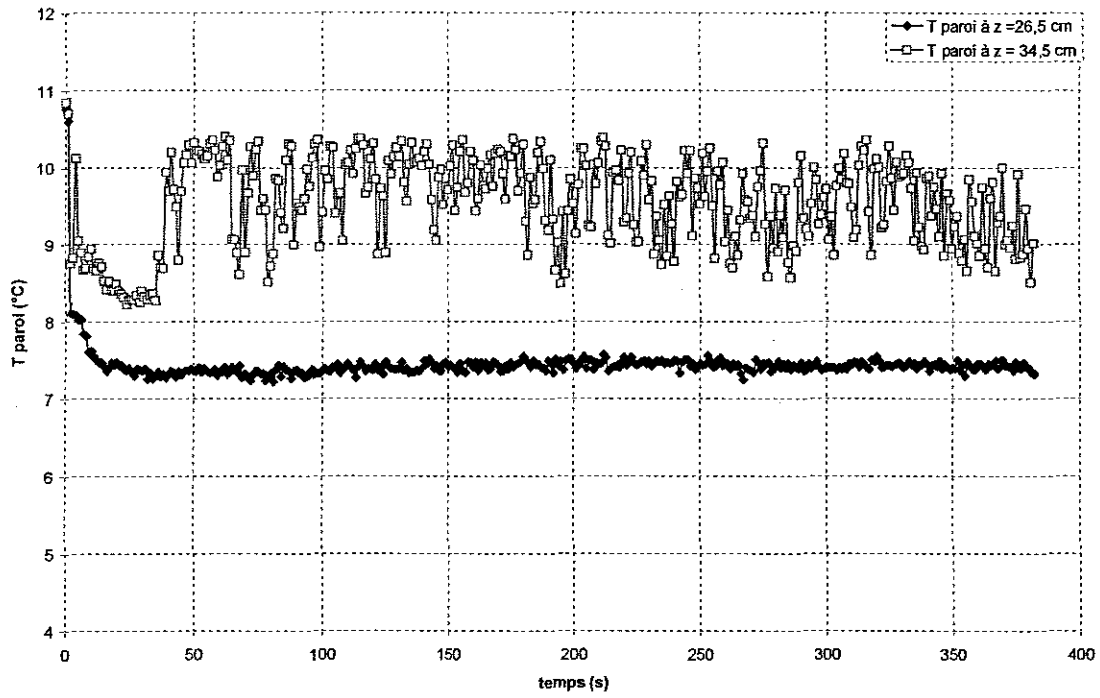


Figure VI-49 - Evolution temporelle des températures de paroi de l'évaporateur à  $z = 26,5\text{cm}$  et  $z = 34,5\text{cm}$ , lors du démarrage pour une consigne de surchauffe de  $2,3^\circ\text{C}$ .

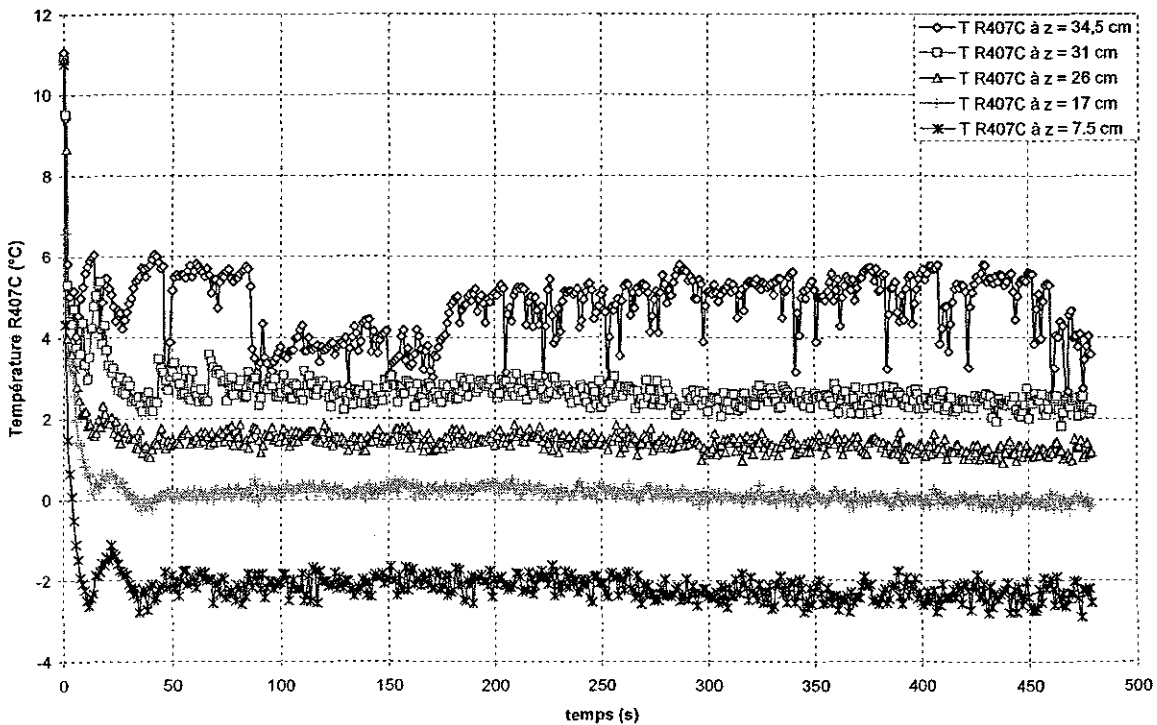


Figure VI-50 - Evolution temporelle des températures du R407C mesurées le long du canal de l'évaporateur, lors du démarrage pour une consigne de surchauffe de  $7,6^\circ\text{C}$ .

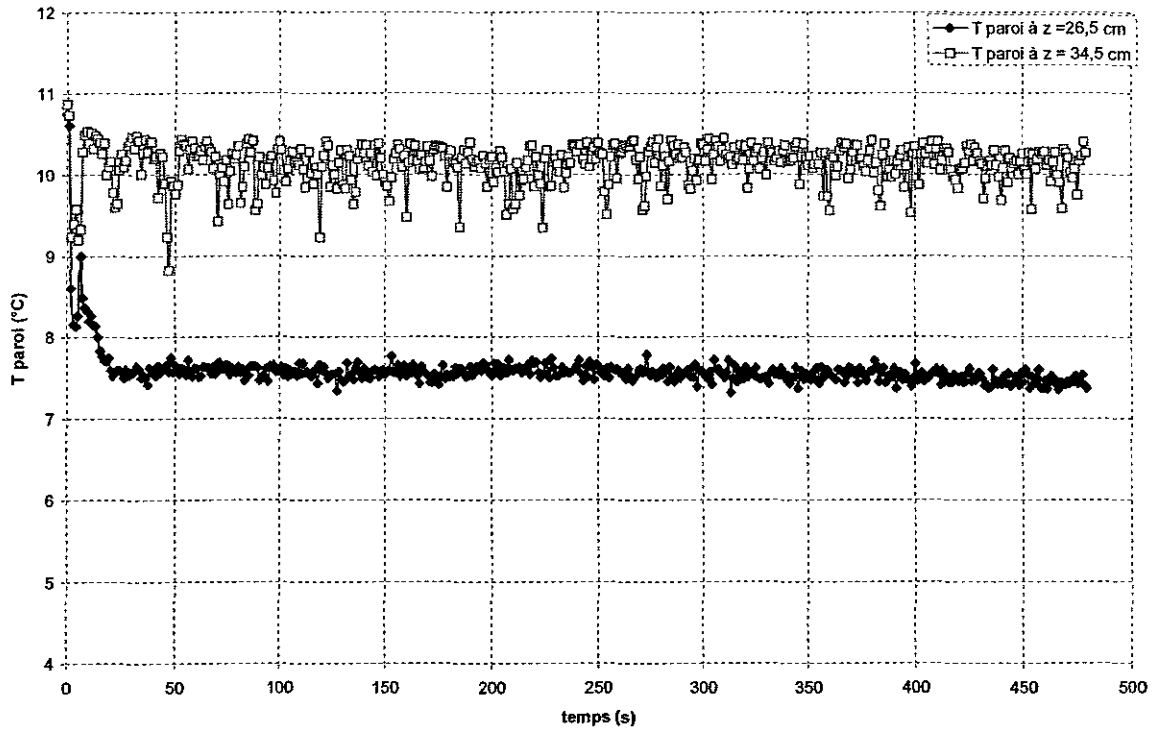


Figure VI-51 – Evolution temporelle des températures de paroi de l'évaporateur à  $z = 26,5\text{ cm}$  et  $z = 34,5\text{ cm}$ , lors du démarrage pour une consigne de surchauffe de  $7,6^\circ\text{C}$ .

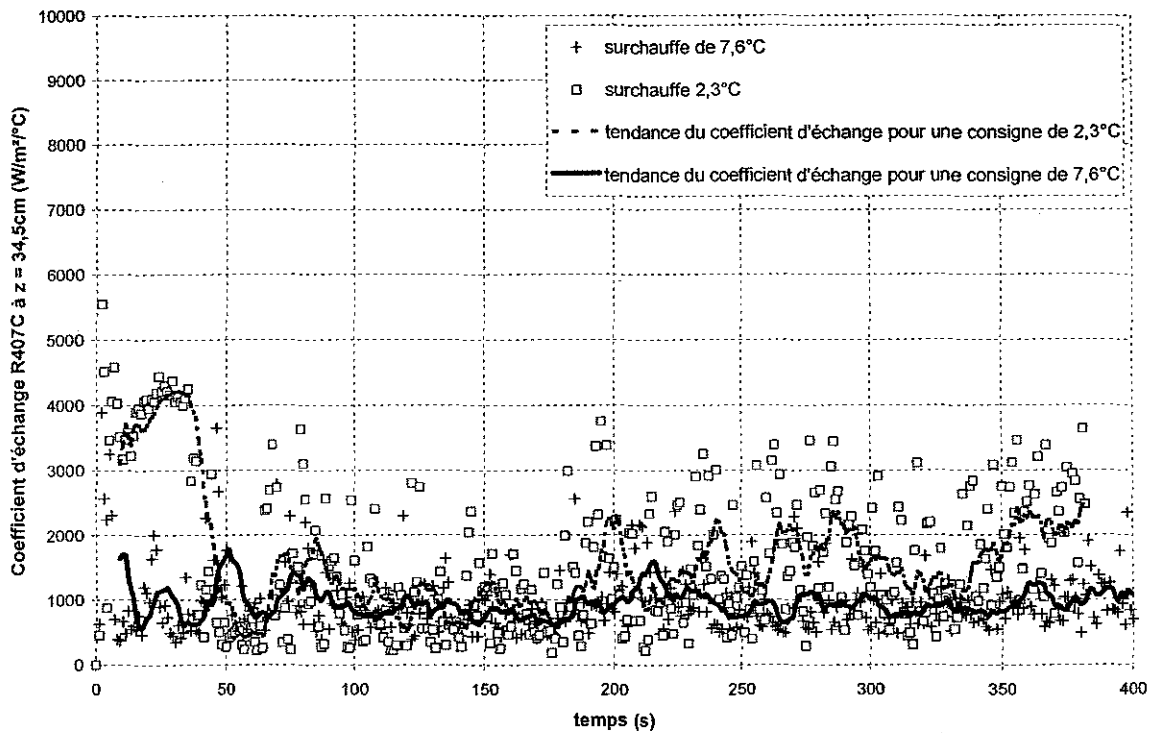


Figure VI-52 – Evolution du coefficient d'échange mesuré (points) et de sa moyenne (traits continus) à  $z = 34,5\text{ cm}$  lors d'un démarrage, pour une consigne de surchauffe de  $2,3^\circ\text{C}$  et  $7,6^\circ\text{C}$ .

□ Démarrage avec une consigne de surchauffe de 2,3°C

La Figure VI-48 et la Figure VI-49 montrent respectivement l'évolution au cours du temps des températures du réfrigérant et de la paroi lors du démarrage avec une consigne de surchauffe de 2,3°C. Les températures du réfrigérant chutent brutalement dès le démarrage, sous l'effet de l'aspiration du fluide par le compresseur. La température du réfrigérant à la côte  $z = 34,5 \text{ cm}$ , notamment, suit cette tendance, sans oscillations, indiquant que *le fluide frigorigène est encore à l'état diphasique à cette position durant toute la durée du transitoire, et une fois le régime permanent établi.*

Les températures de paroi en  $z = 26,5 \text{ cm}$  et  $z = 34,5 \text{ cm}$  donnent des informations supplémentaires (Figure VI-49). A  $26,5 \text{ cm}$  la température de la paroi décroît dès le démarrage et suit l'évolution de la température du fluide frigorigène. Par contre à  $z = 34,5 \text{ cm}$ , la température de paroi décroît dans un premier temps fortement, suivant en cela la température du fluide frigorigène. A cette position, durant les quarante premières secondes du transitoire, la paroi doit être mouillée abondamment en fluide liquide, sous forme de film ou de gouttelettes nombreuses, ce qui permet un échange thermique important et une température de paroi stable. Par contre, après 40 secondes, la température de paroi augmente brusquement de près de 2°C, et se met à fortement osciller. Le fluide est alors toujours à l'état diphasique, comme l'atteste sa température à cette position, mais les fortes fluctuations de la température de paroi indique que l'écoulement n'est plus sous la forme d'un film liquide ou de larges poches de liquide venant mouiller la paroi, mais plus certainement d'un écoulement principal de vapeur avec un brouillard de gouttelettes, le tout à l'équilibre thermodynamique. Les gouttelettes impactent la paroi et la refroidissent immédiatement.

Durant le démarrage avec une consigne de surchauffe de 2,3°C, le mode de transfert thermique dans l'évaporateur évolue fortement, à cause de la modification de la configuration de l'écoulement dans la zone supérieure du canal.

□ Démarrage avec une consigne de surchauffe de 7,6°C

Les températures du fluide frigorigène le long du canal et les températures de paroi à  $26,5 \text{ cm}$  et  $34,5 \text{ cm}$  sont représentées respectivement sur la Figure VI-50 et la Figure VI-51. Comme pour le cas du démarrage avec une consigne de surchauffe de 2,3°C, les températures du réfrigérant le long du canal chutent instantanément au démarrage. Les températures

mesurées à  $z = 31 \text{ cm}$  et  $z = 34,5 \text{ cm}$  ont cependant tendance à remonter légèrement quelques secondes après le début du démarrage. Il est probable que de la vapeur occupe alors cette zone du canal. La température du fluide à  $31 \text{ cm}$  décroît ensuite : en ce point le réfrigérant est de nouveau diphasique. Par contre, à la position supérieure de  $34,5 \text{ cm}$ , la température reste élevée et commence à osciller, avec une amplitude moyenne de  $2^\circ\text{C}$ . Les fluctuations se poursuivent bien après que les autres températures du fluides aux positions inférieures soient stabilisées.

La température de paroi à  $26,5 \text{ cm}$  chute lorsque le compresseur démarre. Sa variation suit parfaitement la diminution de la température du fluide frigorigène et indique que le réfrigérant est constamment à l'état de mélange liquide/vapeur à ce point du canal, durant tout le transitoire.

La température de paroi à  $34,5 \text{ cm}$  baisse subitement durant 5 secondes après le démarrage, puis augmente à nouveau jusqu'à sa valeur de régime permanent. Elle est assez stable, marquée par instant d'une chute inférieure à  $1^\circ\text{C}$ . Le comportement dynamique de la température de la paroi en fin de canal illustre le fait que le fluide frigorigène est sous forme de vapeur sèche, avec sans aucun doute de légères traces de liquide sous forme d'un brouillard peu dense, expliquant ainsi les fortes fluctuations de la température du fluide, et les chutes intempestives mais faibles de la température de paroi en  $z = 34,5 \text{ cm}$ .

Lors du démarrage avec une consigne de surchauffe de  $7,6^\circ\text{C}$ , la sortie du canal de l'évaporateur est occupée par de la vapeur sèche, avec des traces de liquide, sans doute sous la forme de gouttelettes très petites et peu denses.

#### □ Transferts thermiques dans la partie supérieure du canal de réfrigérant

La Figure VI-52 montre le coefficient d'échange à la position  $z = 34,5 \text{ cm}$  pour les deux démarrages étudiés. Les points sont les valeurs du coefficient d'échange estimées à partir des températures instantanées. Les traits continus sont leurs valeurs moyennées tous les 10 points, afin de souligner la tendance du transfert thermique pendant la phase transitoire.

Le coefficient d'échange en  $z = 34,5 \text{ cm}$ , pour un démarrage avec une consigne de  $2,3^\circ\text{C}$ , passe par un maximum et reste élevé pendant une trentaine de secondes. Durant cette période, les transferts thermiques sont forts grâce à la présence importante de liquide en fin de

canal. Le coefficient d'échange chute ensuite lorsque la configuration de l'écoulement évolue vers un brouillard de gouttelettes, moins performant au niveau des échanges de chaleur.

Dans le cas du démarrage avec une consigne plus élevée, la tendance du coefficient d'échange à  $z = 34,5 \text{ cm}$  est plus stable. Cela est dû à la dominance du transfert thermique par convection forcée de la vapeur sèche. La dispersion des points est beaucoup plus faible dans ce cas.

### **VI.4.2.c. Conclusion**

L'étude locale de l'évaporateur lors de démarrages avec deux consignes de surchauffe différentes donne des informations nouvelles sur le comportement dynamique de l'échangeur. L'observation des températures du réfrigérant et de la paroi, et du coefficient d'échange local renseignent sur le mode de transfert thermique et l'évolution de la configuration de l'écoulement dans le canal.

Lorsque la consigne de surchauffe est faible, le fluide frigorigène est à l'équilibre liquide/vapeur sur une large portion du canal. Les transferts thermiques évoluent beaucoup dans la zone supérieure du canal, passant de l'évaporation convective très efficace aux transferts en post-assèchement, dominés par les impacts des gouttelettes de liquide circulant dans le cœur de vapeur.

Lorsque la consigne de surchauffe est plus importante, les échanges thermiques évoluent beaucoup moins au cours du temps, et la partie supérieure du canal est dominée par la convection forcée de la vapeur surchauffée, avec encore des traces sporadiques de liquide.

### **VI.4.3. Instabilités dynamiques en régime permanent**

Hewitt *et al.* (1993<sup>a</sup>, 1993<sup>b</sup>) ont constaté, en étudiant la régulation d'un évaporateur à plaques par un détendeur thermostatique, l'existence d'instabilités de la surchauffe, bien que le régime permanent soit atteint et que la surchauffe soit élevée. Classiquement, les fortes surchauffes empêchent le phénomène de « *hunting* », c'est-à-dire d'oscillations de la surchauffe et du débit massique de réfrigérant qui perdurent sans disparaître. Sur l'évaporateur à tubes et calandre de l'installation expérimentale Garlaban, nous avons observé ce phénomène pour des surchauffes faibles. Les fortes variations de surchauffe peuvent conduire

à un passage de liquide hors de l'évaporateur dans ce cas. Sur le dispositif Phetep, nous n'avons nullement observé d'instabilités de la surchauffe et du débit massique pour de faibles valeurs de la consigne de surchauffe au détendeur. Au contraire, les consignes élevées semblent engendrer des fluctuations plus prononcées lors des démarrages (voir §VI.3.1.c).

Pour approfondir notre compréhension de cette instabilité, qui ne semble exister que pour des surchauffes supérieures 3°C, une série d'essais en régime permanent a été menée, où les grandeurs physiques étaient enregistrées avec une acquisition rapide (période d'acquisition de 1 seconde). Le débit massique total de réfrigérant R407C a été diminué progressivement de 225 kg/h à 190 kg/h, en restant cependant dans une gamme de fonctionnement réel du groupe froid. Cela revient à augmenter la surchauffe en sortie de l'évaporateur.

La Figure VI-53 montre le comportement de la surchauffe dans le temps, en régime permanent, pour plusieurs débits massiques moyens de réfrigérant.

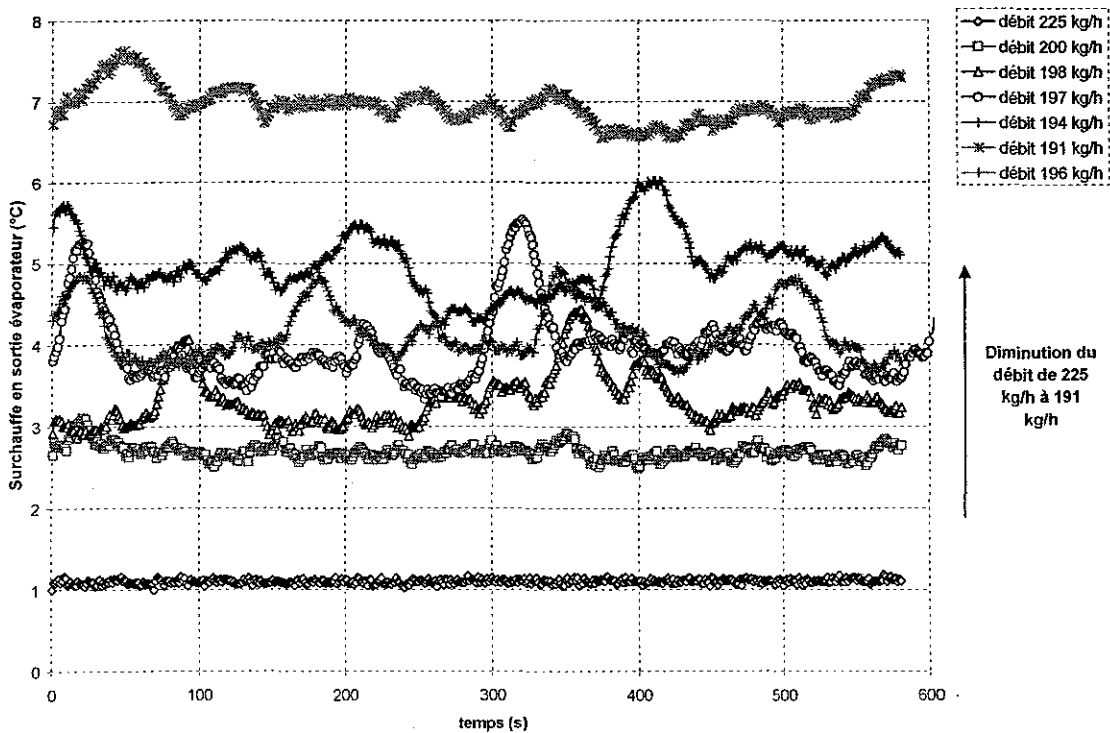


Figure VI-53 - Evolution des instabilités de la surchauffe en fonction du débit massique total moyen.

La diminution du débit moyen augmente la surchauffe moyenne en sortie de l'évaporateur. Lorsque le débit varie de 225 kg/h à 191 kg/h, la surchauffe moyenne augmente de 1,2°C à 7°C.

A 225 kg/h, la surchauffe est stable. Les premières fluctuations apparaissent à 200 kg/h. Elles sont encore faibles et ne dépassent pas 0,5°C. De ce fait, il est encore difficile de déterminer une période d'apparition des fluctuations de la surchauffe pour cette valeur de débit. Par contre, lorsque le débit massique vaut 198 kg/h, on observe des pics de surchauffe prononcés, de 1°C d'amplitude. Le temps séparant deux pics successifs est de 270 secondes. Les amplitudes sont maximales lorsque le débit massique est égale à 197 kg/h. Elles peuvent atteindre 2,1°C. La période d'apparition des pics de surchauffe vaut 300 secondes. A 196 kg/h, l'amplitude des fluctuations de la surchauffe diminue autour de 1,2°C, par contre le phénomène est répété plus souvent puisque la période égale 160 secondes. En dessous de 196 kg/h, les fluctuations de la surchauffe deviennent plus désordonnées. L'amplitude devient irrégulière et on ne peut plus définir clairement une période d'apparition du phénomène. Enfin, pour le débit minimum de 191 kg/h, la surchauffe atteint 7°C et ne varie quasiment plus.

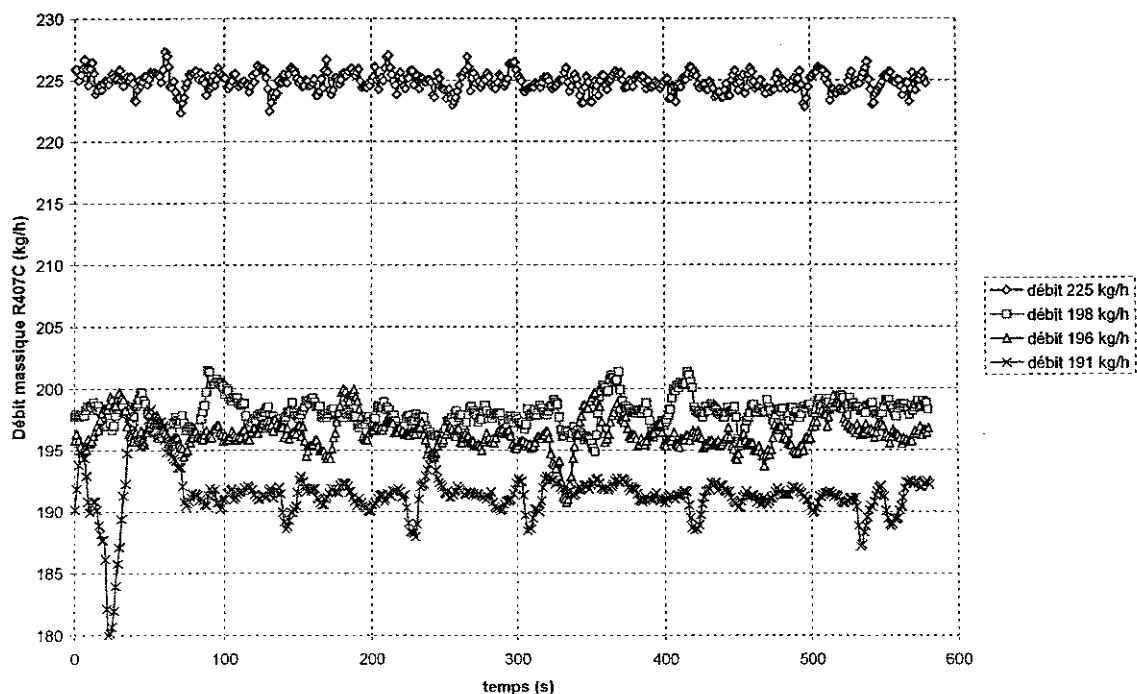


Figure VI-54 - Evolution du débit massique instantané dans le temps pour différentes valeurs du débit moyen de réfrigérant.

L'évolution temporelle du débit massique instantané est reportée sur la Figure VI-54 pour plusieurs débits moyens. La diminution du débit moyen conduit à des variations de plus en plus marquées du débit instantané. C'est pour le débit minimum de 191 kg/h que les



fluctuations sont les plus fortes. Cette constatation indiquerait qu'à faible débit moyen, l'évaporateur atténue fortement les fluctuations du débit, car la surchauffe ne varie pas ou peu lorsque le débit vaut 191 kg/h, et cela malgré les oscillations marquées de celui-ci.

Il est très difficile de donner une explication unique de ce phénomène d'instabilités. A la vue des résultats expérimentaux, il semblerait que ce phénomène soit à seuil, c'est à dire qu'il n'existe qu'en dessous d'un certain débit massique, en l'occurrence 200 kg/h pour cette installation. De même, en dessous de 190 kg/h, les instabilités disparaissent au niveau de la surchauffe, bien que le débit massique continue de fluctuer.

Contrairement à Hewitt *et al.*, les instabilités de la surchauffe ne correspondent pas à une brutale chute de celle-ci, mais au contraire une augmentation soudaine. Leur hypothèse avancée pour expliquer leurs résultats est une variation soudaine de la distribution du réfrigérant à l'entrée de l'évaporateur.

L'augmentation de la surchauffe en sortie de l'évaporateur signifie qu'à cet instant, plusieurs canaux au moins de l'évaporateur se trouvent sous-alimentés en liquide. Cela se traduit de deux manières :

- Le débit total diminue à l'entrée de l'évaporateur
- La distribution du liquide se modifie entre les canaux, en débit ou en titre par canal.

En supposant la puissance de l'évaporateur constante au moment de la fluctuation de surchauffe, on peut estimer la fluctuation de débit nécessaire  $\delta \dot{m}$  pour avoir une variation de surchauffe donnée  $\delta \Delta T_{sat}$  :

$$\delta \dot{m} = \frac{\dot{m}^2 c_{p,v} \delta \Delta T_{sat}}{Q_{\text{évaporateur}}} \quad (\text{V-8})$$

Les résultats pour trois essais sont présentés dans le tableau suivant.

$\dot{m}$	$\delta\Delta T_{sat}$	$\delta\dot{m}_{exp}$ maximum	$\delta\dot{m}_{calcul}$
194 kg/h	1,5 °C	5 kg/h	1,5 kg/h
197 kg/h	2,2 °C	10 kg/h	2,4 kg/h
198 kg/h	1,4 °C	3 kg/h	1,5 kg/h

On remarque que la variation de débit calculée est toujours nettement inférieure à celle mesurée expérimentalement. Cela indiquerait qu'en plus de la variation du débit massique totale, la distribution du réfrigérant entre les canaux intervient pour atténuer l'amplitude de la variation du débit.

Il reste cependant à connaître la raison de la naissance des instabilités à partir d'un débit de 200 kg/h. Sur la Figure VI-55, nous avons reporté la zone correspondant à la plage de fonctionnement des essais réalisés.

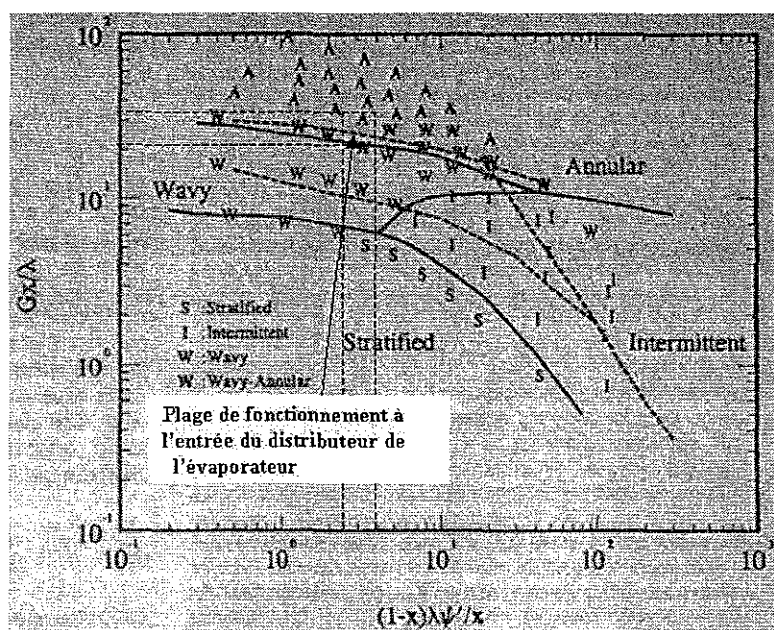


Figure VI-55 - Zone de configuration de l'écoulement en entrée de l'évaporateur pour les conditions de fonctionnement étudiées (d'après Wang et al., 1997).

Cette zone est assez étroite et se trouve proche de la limite de transition entre l'écoulement annulaire et l'écoulement à vagues. Il est possible qu'en réduisant le débit total de réfrigérant, l'écoulement transite d'une configuration proche de l'écoulement annulaire à

un écoulement à vagues plutôt stratifié. La distribution dans les canaux est sensible à la configuration d'écoulement (Bernoux, 2000).

L'autre origine possible de ces instabilités en sortie d'évaporateur pourrait être le phénomène de primage de liquide décrit plus haut, puisque des observations ultérieures ont montré qu'il se produisait dans la même plage de débit que celle des instabilités présentées dans ce chapitre. Il y aurait donc une adéquation entre le mode de transfert thermique en évaporation dans le canal et la stabilité du couple détenteur/évaporateur. Il reste cependant à mener des études plus poussées pour confirmer ou infirmer cette hypothèse.

Des instabilités de surchauffe et de débit massique ont été observées en régime permanent dans l'évaporateur à plaques du groupe froid. Ces instabilités se produisent lorsque la surchauffe atteint 3°C et disparaissent lorsqu'elle dépasse 7°C. Leur entretien dans le temps est imputable à la réponse du détenteur, qui modifie le débit de réfrigérant en entrée de l'évaporateur. Cependant, les fluctuations du débit semblent atténuées, sans doute à cause de la répartition du fluide entre les canaux. En outre, l'hypothèse avancée pour expliquer l'apparition des instabilités serait une modification de la configuration de l'écoulement dans le distributeur de l'échangeur.

## **VI.5. CONCLUSION**

Une étude approfondie d'une machine frigorifique dotée d'échangeurs à plaques a été menée. Après une caractérisation de son fonctionnement en régime permanent, le régime transitoire lors des démarrages a été analysé. Les résultats sur le comportement dynamique de la machine soulignent de fortes dissemblances avec les résultats et les tendances connues jusqu'alors dans la littérature sur des machines frigorifiques et des pompes à chaleur équipées d'échangeurs de géométries différentes. Ainsi, les effets habituels de paramètres comme la consigne de surchauffe et la durée de l'arrêt, constatés sur le groupe froid Garlaban équipé d'échangeurs à tubes et calandre, sont grandement modifiés avec des échangeurs à plaques, et notamment au niveau de l'évaporateur. La géométrie des échangeurs est donc un facteur déterminant dans la dynamique de ces appareils.

L'étude locale de l'évaporateur à plaques a permis de mettre en exergue plusieurs phénomènes susceptibles d'influencer la dynamique de l'échangeur, et par-delà du groupe froid dans son ensemble. Il a ainsi été constaté :

- une modification notable de la configuration de l'écoulement du réfrigérant, avec pour conséquence des modes de transferts thermiques différents, dans la partie supérieure du canal de l'évaporateur ;
- un effet d'entraînement de liquide au-delà de la zone diphasique (primage) a été mesuré, induisant des fluctuations sensibles des températures locales du fluide frigorigène et de la paroi et amplifiant les échanges de chaleur ;
- une mauvaise distribution du réfrigérant entre les canaux de l'évaporateur existe et se traduit par des inégalités de surchauffe entre les canaux, ceux situés en bout de distributeur semblant sous-alimentés pour tous les débits de réfrigérant étudiés ;
- des instabilités dynamiques de la surchauffe à la sortie de l'évaporateur apparaissent pour une plage de débit comprise entre 190 et 200 kg/h. Ces instabilités peuvent être expliquées par la réponse du détendeur, mais leur apparition pourrait être due à un changement de configuration d'écoulement dans le distributeur, d'un écoulement à vagues à un écoulement proche de l'écoulement annulaire. Elles pourraient aussi provenir de l'évolution des transferts thermiques en amont dans les canaux de l'évaporateur.



## **Conclusion et Perspectives**

---

### **SOMMAIRE**

<b>CONCLUSION ET PERSPECTIVES.....</b>	<b>235</b>
CONCLUSION.....	236
PERSPECTIVES.....	240

## CONCLUSION

Ce travail nous a permis de mettre en évidence les paramètres sensibles des transitoires pour des fonctionnements réels de machines frigorifiques. Dans ce but, nous avons tout d'abord mené une étude expérimentale du comportement transitoire d'une machine frigorifique, Garlaban, de puissance moyenne (entre 40 et 70 kW), fonctionnant au R407C. Le condenseur de cette installation est un échangeur à tubes et calandre. La condensation s'effectue à l'extérieur des tubes. L'évaporateur, quant à lui, est un échangeur à tubes et calandre, avec évaporation à l'intérieur des tubes.

Sur cette première installation, nous avons étudié le fonctionnement global au cours des régimes transitoires suivants : variation de la surchauffe en cours de fonctionnement, variation du débit de l'eau glycolée qui sert de source froide à la machine, variation de la température d'entrée de l'eau glycolée, les arrêts, les démarrages. Pour les démarrages, deux paramètres ont été modifiés pour estimer leur influence : la durée de l'arrêt précédant le démarrage et la valeur de la consigne de surchauffe imposée au détendeur thermostatique.

Le couple évaporateur-détendeur montre un comportement transitoire très dépendant des conditions de fonctionnement. Ainsi, lors des séquences de démarrage, un arrêt court et une consigne de surchauffe élevée diminuent les risques de passages de liquide à la sortie de l'évaporateur vers le compresseur. Au contraire, un arrêt long et une faible valeur de la consigne de surchauffe peuvent entraîner de fortes instabilités du couple évaporateur-détendeur, la régulation du débit ne se faisant plus de manière satisfaisante. Les causes semblent être la présence de liquide dans l'évaporateur et la dynamique propre du détendeur.

L'évaporateur est de plus très sensible à la variation du débit d'eau glycolée. Une faible variation de celui-ci provoque des modifications marquées de la surchauffe et du débit massique de réfrigérant.

Nous avons ensuite mis au point et exploité un groupe froid, Phetep, d'une puissance de 10 kW et équipé d'échangeurs à plaques corruguées. Le fluide utilisé est toujours du réfrigérant R407C. Sur ce dispositif expérimental, nous avons étudié le comportement en régime transitoire de l'ensemble de l'installation, d'abord globalement, puis localement en regardant que l'évaporateur. Nous avons déterminé le profil axial des températures de l'eau, du réfrigérant R407C et de la paroi, et ainsi estimé le coefficient d'échange local en évaporation du réfrigérant.

Le comportement global du groupe froid lors de démarrage dépend de :

- La durée de l'arrêt avant le démarrage
- La consigne de surchauffe imposée au détendeur
- La masse de réfrigérant R407C contenu dans le circuit

La durée de l'arrêt n'occasionne pas de phénomènes d'instabilités de la surchauffe et du débit, comme il a été observé sur le groupe froid équipé d'un évaporateur à faisceaux de tubes horizontaux. Si l'arrêt long produit une annulation de la surchauffe lors des premières secondes du démarrage, dommageable pour le compresseur, le détendeur régule parfaitement le débit massique pour le stabiliser rapidement.

La consigne de surchauffe, quant à elle, montre un effet contraire à celui observé sur Garlaban et dans la littérature lors du démarrage. Une faible consigne n'a pas provoqué d'instabilités de la surchauffe, tandis qu'une consigne élevée augmente la durée du transitoire de l'évaporateur et montre des oscillations prononcées de la surchauffe.

Enfin l'augmentation de la masse de réfrigérant contenue dans le circuit rallonge la durée du transitoire. Cela est dû à l'augmentation de l'inertie du fluide et un temps de réponse pour l'établissement des échanges thermiques plus long.

L'étude locale de l'évaporateur à plaques a mis en évidence plusieurs phénomènes intimement liés à la géométrie de l'échangeur :

- Des échanges thermiques élevés en évaporation, même dans la zone supposée de post-assèchement et de vapeur surchauffée, à cause de la présence de gouttelettes et d'un primage important de liquide ;
- Une distribution du fluide frigorigène en entrée de l'évaporateur entraînant une sous-alimentation des derniers canaux ;
- Des instabilités dynamiques de la surchauffe et du débit massique qui apparaissent vers 190 kg/h et disparaissent vers 200 kg/h. L'établissement dans le temps de ces oscillations de période élevée (supérieure à 1 minute) est dû à la réponse du détendeur : il y a bien un phénomène de « *hunting* ». Cependant, l'apparition de ces instabilités et leur disparition à proprement parler pourraient



être liées à une modification de la distribution en entrée de l'évaporateur à cause de la modification de la configuration de l'écoulement.

Les résultats de l'étude dynamique d'un groupe froid équipé d'échangeurs à plaques ont mis en relief de fortes différences avec les résultats obtenus avec d'autres géométries d'échangeurs. Les recommandations habituelles ne sont plus adaptées pour limiter le risque d'instabilités de la surchauffe. Les surchauffes élevées ne sont pas une garantie contre les instabilités ; il devient donc nécessaire d'adapter au mieux le détendeur pour ne pas être dans la plage de débit où existent ces instabilités. Le tableau suivant résume les points comparatifs des régimes transitoires entre le groupe froid Garlaban et le groupe froid Phetep.

	Garlaban Groupe froid (40-70 kW) Echangeurs à tubes et calandre	Phetep Groupe froid (10 kW) Echangeurs à plaques corruguées
Effet de la durée de l'arrêt sur le démarrage	<ul style="list-style-type: none"> <li>- stabilité de la surchauffe et du débit pour un démarrage après un arrêt un court</li> <li>- établissement du régime permanent plus rapide après un arrêt court</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- effet peu notable sur la stabilité du couple évaporateur/détendeur</li> <li>- un arrêt prolongé entraîne une annulation de la surchauffe en début de démarrage</li> <li>- temps de réponse identique selon que l'arrêt soit court ou long</li> </ul>
Effet de la consigne de surchauffe sur le démarrage	<p>Une consigne de surchauffe faible induit un comportement très instable du couple évaporateur/détendeur</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- A faible consigne de surchauffe, la réponse transitoire de la surchauffe est régulière et rapide</li> <li>- A consigne élevée, son comportement est beaucoup plus irrégulier.</li> <li>- Etablissement du régime permanent plus long pour une consigne élevée</li> </ul>
Phénomène de « hunting »	Pour des surchauffes inférieures à 4°C	Pour des surchauffes comprises entre 3°C et 7,5°C

La mise en place d'un modèle d'évaporateur intégré à un groupe froid en régime transitoire doit pouvoir reproduire les différents comportements observés expérimentalement. Plusieurs points essentiels ressortent de l'analyse des résultats et doivent être pris en compte :

- La simulation du démarrage de l'installation nécessite la compréhension et la modélisation fine de l'évaporateur durant la phase d'arrêt. Le paramètre clé est alors la quantité de fluide frigorigène contenue dans l'évaporateur et son état thermodynamique. La connaissance de cette grandeur passe donc par une modélisation des phénomènes de recirculation du réfrigérant à l'arrêt et les transferts thermiques durant cette période. L'emploi de mélanges zéotropes de réfrigérants complique la modélisation car il est nécessaire de connaître l'équilibre liquide-vapeur pour estimer la composition de chaque phase.
- Tout transitoire entraîne une variation de la pression dans l'évaporateur. Il est donc impossible de traiter l'échangeur en boucle ouverte, comme le fait Wedekind *et al.* par exemple. Si le modèle d'évaporateur à deux zones est envisagé, il est impératif d'ajouter une équation résolvant l'évolution de la pression dans l'échangeur. L'emploi de l'équation bilan de masse de la phase vapeur, comme le font Grald et MacArthur, est recommandé.
- La dynamique propre du détendeur est aussi un élément important dans le déroulement du transitoire. Sa modélisation doit prendre en compte le temps de retard possible induit par l'effet capacitif du fluide vecteur dans le bulbe et la résistance au déplacement du pointeau fermant l'orifice de détente. Cette prise en compte est notamment souhaitable pour reproduire les instabilités observées aussi bien sur Garlaban que sur Phetep au cours des démarrages.
- Pour l'évaporateur à plaques plus particulièrement, une modélisation correcte passe avant tout par une bonne connaissance des lois d'échange thermique dans la région diphasique. La complexité de la configuration d'écoulement implique que les lois utilisées actuellement ne sont pas adaptées. De plus, leur validité durant les phases transitoires est un point à éclaircir, car il a été observé dans le cadre de cette étude une forte variation du mode de transfert de chaleur dans la zone correspondant normalement au post-assèchement. La prise en compte de l'entraînement de

gouttelettes et l'échange de chaleur par impact de celles-ci sur la paroi et mouillage irrégulier de la paroi par le film liquide instable est une piste pour expliquer la forte valeur de la loi d'échange.

## **PERSPECTIVES**

Côté expérimental, il est envisageable de vérifier certaines hypothèses expliquant les phénomènes observés dans l'évaporateur à plaques. Les instabilités dynamiques peuvent être étudiées en instrumentant plusieurs canaux côté réfrigérant en simultané, et en comparant l'évolution de leur température de sortie. Une question à élucider est de savoir si la perturbation dynamique du débit est ressentie dans tous les canaux, ou si elle est préférentiellement reçue dans les premiers canaux, ou les derniers. Il apparaît donc clairement que le problème de la distribution joue un rôle prépondérant dans le régime transitoire de l'évaporateur. L'ajout d'un hublot d'observation en entrée de l'évaporateur pourrait donner une confirmation sur la modification de la configuration d'écoulement en entrée de l'évaporateur, et son effet précurseur sur les instabilités dynamiques.

Deux autres pistes peuvent être explorées expérimentalement :

- i. Poursuivre l'étude de l'évaporateur en régime transitoire, en modifiant le reste de l'installation. Il est notamment nécessaire de connaître la réponse du système lorsque le type de compresseur change, ou lorsque la régulation du débit est assurée par un détendeur électronique.
- ii. Mener une étude similaire sur le condenseur. Des problèmes techniques peuvent apparaître à cause de la pression plus élevée dans cet échangeur, et l'emploi d'un modèle du type plaques et joints n'est sans doute plus possible.
- iii. Enfin, regarder attentivement le problème de l'interaction du réfrigérant avec l'huile du carter du compresseur. Il est notamment crucial de connaître quelle quantité d'huile risque d'être entraînée dans les premiers instants du démarrage, et comment se mélange le réfrigérant dans le carter. Ces renseignements sont primordiaux pour la compréhension de l'évolution de la composition du R407C, ainsi que pour la détermination des risques de lavage des parois lubrifiées du compresseur.

La modélisation du comportement dynamique d'une machine frigorifique nécessite de comprendre parfaitement la dynamique de chacun de ses composants et leurs interactions. Dans le cas de l'évaporateur à plaques étudié expérimentalement ici, un point essentiel mis en avant est la connaissance des conditions initiales dans le déroulement du démarrage. Elles vont influencer directement la durée du transitoire, via la quantité de fluide et son état thermodynamique dans l'évaporateur, l'ouverture du détendeur, les conditions de température et de pression. De plus, l'analyse locale de l'évaporateur à plaques a montré clairement l'évolution du mode d'échanges thermiques au cours du démarrage. Le travail sur les lois d'échanges thermiques durant le transitoire doit donc être approfondi. Il s'agit notamment de savoir si les lois établies en régime permanent peuvent être appliquées sans être modifiées. Ce travail demanderait la réalisation d'une section d'essai spécifique, sous la forme d'un mono-canal instrumenté finement pour déterminer les profils axiaux des températures de l'eau, du réfrigérant et de la paroi, et le coefficient d'échange local en évaporation, tout en conservant des conditions réalistes de fonctionnement.

U.C.D. - U.H.P. NANCY I  
BIBLIOTHEQUE DES SCIENCES  
Rue du Jardin Botanique  
54600 VILLERS-LES-NANCY



---

**Références**

**S.C.D. - U.H.P. NANCY 1**  
BIBLIOTHÈQUE DES SCIENCES  
Rue du Jardin Botanique  
54600 VILLERS-LES-NANCY

---

**RÉFÉRENCES..... 243**

- Belth, M. I. & Grzymala, T. E. & Tree, D. R., 1988, *Transient mass flow rate of a residential air-to-air heat pump*, Int. J. Refrigeration, **11**, n°5, 298-304.
- Belth, M. I. & Tree, D. R., 1986, *Design and preliminary analysis for measuring transient mass rate of flow in unitary heat pumps*, ASHRAE trans., **92** (part 1B), 843-856.
- Bernoux, P., 2000, *Etude de la distribution d'un mélange liquide-vapeur à l'entrée des échangeurs de chaleur*, Thèse de doctorat, Université Nancy I Henri Poincaré, Nancy.
- Brasz, J. J. & Koenig, K., 1983, *Numerical methods for transient behavior of two-phase flow heat transfer in evaporators and condensers*, Proc. of the International symposium on numerical methods and heat transfer, College Park, MD, USA, 1981, 461-476.
- Broersen, P. M. T. & Van Der Jagt, M. F. G., 1980, *Hunting of evaporator controlled by a thermostatic expansion valve*, Trans. ASME, **102**, J. Dyn. Sys. Meas. Contr., 130-135.
- Choi, T. Y. & Kim, Y. J. & Kim, M. S. & Ro, S. T., 2000, *Evaporation heat transfer of R-32, R-134a, R-32/R134a and R-32/125/134a inside a horizontal smooth tube*, Int. J. Heat Mass Transfer, **43**, 3651-3660.
- Danig, P., 1963, *Liquid feed regulation by thermostatic expansion valves*, J. Refrigeration, **6**, 52-55.
- Darabi, J. & Salehi, M. & Saeedi, M. H. & Ohadi, M. M., 1995, *Review of available correlations for prediction of flow boiling heat transfer in smooth and augmented tubes*, ASHRAE trans., **101**, n°1, 965-975.
- Delhaye, J. M., Giot, M. & Riethmuller, M. L., 1981, *Thermohydraulics of two-phase systems for industrial design and nuclear engineering*, McGraw-Hill Book Company, 525 p.
- Engelhorn, H. R. & Reinhart, A. M., 1990, *Investigations on heat transfer in a plate evaporator*, Chem. Eng. Process., **28**, 143-146.
- Gac, A., 1997, *Equipements Frigorifiques : automatisme et conception*, Technique & Documentation, Paris, 356 p.
- Grisval, J. P., 1980, *Contribution à l'étude thermique et thermodynamique des pompes à chaleur à haute température*, Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, Nancy.
- Günther, D. & Steimle, F., 1997, *Mixing rules for specific heat capacities of several HFC-mixtures*, Int. J. Refrigeration, **20**, n°4, 235-243.

- Hancox, W. T. & Nicoll, W. B., 1971, *A general technique for the prediction of void fraction distributions in non-steady two-phase forced convection*, Int. J. Heat Mass Transfer, **14**, pp. 1377-1394.
- Hewitt, N. J. & McMullan, J. T. & Moran, D. G. & Murphy, N. E., 1993<sup>a</sup>, *The choice of a thermostatic expansion valve for a CFC 12 refrigeration system retrofitted with HFC 134a*, Int. J. Energy Res., **17**, 153-164.
- Hewitt, N. J. & McMullan, J. T. & Moran, D. G., 1993<sup>b</sup>, *The control of a refrigeration system using a compact plate heat exchanger as an evaporator*, Int. J. Energy Research, **17**, 393-399.
- Hugonnot, P., 1989, *Etude locale et performances thermohydrauliques à faibles nombres de Reynolds d'un canal plan corrugué : Applications aux échangeurs à plaques*, Thèse de doctorat, Université Nancy I Henri Poincaré, Nancy.
- Jung, D. S. & McLinden, M. & Radermacher, R. & Didion, D., 1989, *A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures*, Int. J. Heat Mass Transfer **32**, n°9, 1751-1764.
- Leung, M. & Jotshi, C. K. & Goswami, P. E. & Shah, D. O. & Gregory, A., 1998, *Measurements of absorption rates of HFC single and blended refrigerants in POE oils*, HVAC&R Research, **4**, n°2, 141-151.
- MacArthur, J. W. & Grald, E. W., 1987, *Prediction of cyclic heat pump performance with a fully distributed model and a comparison with experimental data*, ASHRAE trans., **93**, n°2, pp. 1159-1178.
- MacArthur, J. W. & Grald, E. W., 1989, *Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data*, Int. J. Refrigeration, **12**, pp. 29-41.
- MacArthur, J. W. & Grald, E. W., 1992, *A moving-boundary formulation for modeling time-dependent two-phase flows*, Int. J. Heat and Fluid Flow., **13**, n°3, pp. 266-272.
- Machado, L. & Haberschill, P. & Lallemand, M., 1998, *Masse du fluide frigorigène dans un évaporateur en fonctionnement permanent ou transitoire*, Int. J. Refrig., **21**, n°6, 430-439.
- Machado, L., 1996, *Modèle de simulation et étude expérimentale d'un évaporateur de machine frigorifique en régime transitoire*, Thèse de doctorat, INSA de Lyon.
- Mermond, Y., 1999, *Transferts de chaleur dans un mélange constitué de fluide frigorigène et d'huile*, Thèse de Doctorat, Université Nancy I Henri Poincaré, Nancy.



Mulroy, W. J. & Didion, D., 1985, *Refrigerant migration in split air conditioners*, ASHRAE trans., **91** (part 1), 193-203.

Mulroy, W. J. & Domanski, P. A. & Didion, D. A., 1994, *Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixture – Part I. An experimental study*, Int. J. Refrig., **17**, n°4, 220-225.

Mulroy, W. J., 1986, *The effect of short cycling and fan delay on the efficiency of a modified residential heat pump*, ASHRAE trans., **92** (Part. 1B), 813-826.

Murphy, W. E. & Goldschmidt, V. W., 1984, *Transient response of air conditioners - a qualitative interpretation through a sample case*, ASHRAE trans., **90**, 997-1008.

Murphy, W. E. & Goldschmidt, V. W., 1986, *Cycling characteristics of a residential air conditioner - Modeling of shutdown transients*, ASHRAE trans., **92**, n°1, pp. 186-202.

NIST, 1998, REFPROP – Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures, version 6.01, Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology.

Outgarts, A. & Haberschill, P. & Lallemand, M., 1997, *The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve*, Int. J. Energy Res., **21**, 793-807.

Panchal, C. B. & Bell, K. J., 1992, *Heat and mass transfert considerations in advanced heat pump systems*, Proceedings of the 27<sup>th</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Soc. Automotive Eng., Warrendale, PA, USA, **3**, 221-226.

Rapin, R. & Jacquard, P., 1996, *Installation frigorifiques*, PYC Edition.

Rasmussen, R. W. & McArthur, J. W. & Grald, E. W. & Nowakoski, G. A., 1987, *Performance of engine-driven heat pumps under cycling conditions*, ASHRAE trans., **93** (part 2), 1078-1090.

Rice, C. K., 1987, *The effect of void fraction correlation and heat flux assumptions on refrigerant charge inventory predictions*, Note NTIS, CONF 870101, Oak Ridge National Laboratory, TN, USA, 33 p.

Rooke, S. P., 1992, *Study of heat pump operating parameters related to controls and performance including variable speed and transient effects*, Ph. D Thesis, Purdue University, 395 p.

Ross, H. & Radermacher, R. & Di Marzo, M. & Didion, D., 1987, *Horizontal flow boiling of pure and mixed refrigerants*, Int. J. Heat Mass Transfer, **30**, n°5, 979-992.

- Sami, S. M. & Comeau, M. A., 1991, *Experimental study of the dynamic behaviour of non-azeotropic binary mixtures in heat pumps*, Heat Recovery Systems & CHP, **11**, n°6, 505-515.
- Sami, S. M. & Comeau, M. A., 1992, *Development of a simulation model for predicting dynamic behaviour of heat pump with nonazeotropic refrigerant mixtures*, Int. J. Energy Research, **16**, 431-444.
- Sami, S. M. & Duong, T. N. & Mercadier, Y. & Galanis, N., 1987, *Prediction of the transient response of heat pumps*, ASHRAE trans., **93**, 471-490.
- Sami, S. M. & Duong, T. N., 1991, *Dynamic performance of heat pumps using refrigerant R-134a*, ASHRAE trans., **97**, 41-47.
- Sami, S. M. & Tujel, P. J. & Song, B., 1995, *Study of heat and mass characteristics of ternary nonazeotropic refrigerant mixtures inside air/refrigerant enhanced surface tubing*, ASHRAE Trans., **101** (part 1), 1402-1412.
- Sami, S. M. & Zhou, Y., 1995, *Numerical prediction of heat pump dynamic behaviour using ternary non-azeotropic refrigerant mixtures*, Int. J. Energy Research, **19**, 19-35.
- Sami, S. M. & Zhou, Y., 1995, *Numerical prediction of heat pump dynamic behaviour using ternary non-azeotropic refrigerant mixtures*, Int. J. Energy Res., **19**, n°1, 19-35.
- Spindler, K. & Hoffmann, N., & Hahne, E., 1997, *Thermal conductivity of the mixtures R401A, R507, R404A and R407C*, DKV conference, Leipzig, Vol. 2/1, 243-259.
- Tamainot-Telto, Z. & Outtagarts, A. & Haberschill, P. & Lallemand, M., 1996, *Behaviour of a thermostatic expansion valve in non-steady state for a refrigerant machine*, Int. J. Refrig., **19**, n°2, 124-131.
- Tanaka, N. & Ikeuchi, M. & Yamanaka, G., 1982, *Experimental study of dynamic performance of a heat pump*, ASHRAE trans., **88** (part 2), 323-331.
- Tassou, S. A. & Al-Nizari, H. O., 1991, *Investigation of the steady state and transient performance of a reciprocating chiller equipped with an electronic expansion valve*, Heat Recovery Systems & CHP, **11**, n°6, 541-550.
- Tassou, S. A. & Al-Nizari, H. O., 1993<sup>a</sup>, *Effect of refrigerant flow control on the thermodynamic performance of reciprocating chillers*, J. Applied Energy, **45**, n°2, 101-116.

- Tassou, S. A. & Al-Nizari, H. O., 1993<sup>b</sup>, *Investigation of the effects of thermostatic and electronic expansion valves on the steady state and transient performance of commercial chillers*, *Int. J. Refrigeration*, **16**, n°1, 49-56.
- Tassou, S. A. & Marquand, C. J. & Wilson, D. R., 1982, *The effect of capacity modulation on the performance of vapour compression heat pumps systems*, Proc. BHRA Symposium on industrial applications of heat pumps, University of Warwick, UK, 187-195.
- Tassou, S. A. & Votsis, P., 1992, *Transient response and cycling losses of air-to-water heat pump systems*, *Heat Recovery Systems & CHP*, **12**, n°8, 123-129.
- Tassou, S. A., 1991, *Experimental investigation of the dynamic performance of variable speed heat pumps*, *J. Inst. Energy*, **65**, n°459, 95-98.
- Thonon, B., 1995, *Echangeurs à plaques; dix ans de recherche au Greth. Partie 1 : Ecoulements et transferts de chaleur en simple phase et double phase*, *Rev. Gén. Therm.*, 1995, n°397, 77-89.
- Wang, C. C. & Chiang, C. S. & Lu, D. C., 1997 *Visual observation of two-phase flow pattern of R-22, R-134a and R-407C in a 6.5-mm smooth tube*, *Experimental Thermal and Fluid Sci.* **15**, 395-405.
- Wang, H. & Touber, S., 1991, *Distributed and non-steady-state modelling of an air cooler*, *Int. J. Refrigeration*, **14**, pp. 98-111.
- Wedekind, G. L. & Beck, B. T., 1974, *Theoretical model of the mixture-vapor point oscillations associated with two-phase evaporating flow instabilities*, *Trans. ASME*, **96**, pp. 138-144.
- Wedekind, G. L. & Beck, B. T., 1986, *On the mean period of dryout point fluctuations*, *Trans. ASME*, **108**, pp. 988-990.
- Wedekind, G. L. & Bhatt, B. L. & Beck, B. T., 1978, *A system mean void fraction model for predicting various transient phenomena associated with two-phase flow evaporating and condensing flows*, *Int. J. Multiphase Flow*, **4**, pp. 97-114.
- Wedekind, G. L. & Kobus, C. J., 1994, *Modelling thermally governed transient flows in multitube evaporating flow systems with thermal and flow distribution asymmetry*, *J. Heat Transfer*, **116**, pp. 503-505.

Wedekind, G. L. & Stoecker, W. F., 1966, *Transient response of the mixture-vapor transition point in horizontal evaporating flow*, ASHRAE Journal, **8**, pp. 74-77.

Wedekind, G. L. & Stoecker, W. F., 1968, *Theoretical model for predicting the transient response of the mixture-vapor transition point in horizontal evaporating flow*, J. Heat Transfer, **90**, pp. 165-174.

Wedekind, G. L., 1971, *An experimental investigation into the oscillatory motion of the mixture-vapor point in horizontal evaporating flow*, J. Heat Transfer, **93**, pp. 47-54.

Yan, Y. Y. & Lin, T. F., 1999, *Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger*, J. Heat. Transfer, **121**, n°1, 118-127.



---

# Annexes

**S.C.D. - U.H.P. NANCY 1**  
BIBLIOTHÈQUE DES SCIENCES  
Rue du Jardin Botanique  
54600 VILLERS-LES-NANCY

---

<b>ANNEXES .....</b>	<b>251</b>
<b>EFFECT OF THE R-407C CHARGE ON THE STEADY STATE BEHAVIOUR OF A LIQUID CHILLER WITH PLATE HEAT EXCHANGERS .....</b>	<b>252</b>
<b>MODELE D'EVAPORATEUR A CONTRE-COURANT .....</b>	<b>265</b>
<b>QUELQUES REFRIGERANTS ET LEUR TEMPERATURE D'EBULLITION .....</b>	<b>268</b>

## EFFECT OF THE R-407C CHARGE ON THE STEADY STATE BEHAVIOUR OF A LIQUID CHILLER WITH PLATE HEAT EXCHANGERS<sup>1</sup>

*The planned phase-out of CFCs and HCFCs has raised the problem of retrofitting heat pumps and chillers with HFC refrigerants. Compact heat exchangers reduce the charge of refrigerant in chillers and generally give better performances than classical ones. This paper presents the results of the charge effect on a 10 kW-liquid-chiller with corrugated plate heat exchangers, using the refrigerant R-407C. We show that the chiller's performance reaches a maximum near 3 kg of refrigerant mass. The ratio charge versus cooling power is lower than the one calculated for another chiller with shell-and-tube heat exchangers using the same fluid. The subcooling increases sharply with the charge whereas the evolution of the superheat is not regular, perhaps at random. Moreover we observe that the use of a thermostatic expansion valve allows the chiller to keep the evaporative pressure constant.*

### Introduction

The refrigerant designed charge in chillers and heat pumps is a crucial topic. The first reason comes from the various protocols planning the phase-out of the chlorine components. In this aim, the reduction of the refrigerant charge is a solution. By reducing the charge, the risk and the amplitude of leaks are restricted. The second reason is the optimisation of chillers. Indeed a well-designed charge should give better behaviour and performances for heat exchangers and compressors. The refrigerant mass will modify suction and discharge pressures, and so it will impose the condensation and evaporation conditions and also the electrical consumption of the compressor.

Several works on the effect of the refrigerant charge have been realized in a large part on air conditioners. Farzad and O'Neal (1993, 1994) have studied the impact of the R-22 charge on the cooling capacity and the Energy Efficiency Ration (EER) with a 3-tons air

---

<sup>1</sup> Papier présenté à la conférence « Refrigerant Management and Destruction Technologies of CFC » à Dubrovnik, 28-31 Août 2001.

conditioner. The refrigerant mass changes from  $-20\%$  to  $+20\%$  of the manufacturer's designed charge. The air conditioner is tested with capillary tube and thermostatic expansion valve (TEV). The TEV gives better performances than the capillary tube by limiting the cooling capacity reduction when the mass is decreasing, and keeps the superheat constant at the outlet of the evaporator. The degradation becomes significant at  $-20\%$  of the designed charge. Goswani *et al.* (1997) have also studied the effect of the R-22 charge on an air conditioner. The fall of the coefficient of performance (COP) occurs under  $80\%$  of the designed charge. Finally Robinson and O'Neal (1994) have compared the effect of the charge on an air conditioner with different fluids: R-22 and three mixtures of R-32/R-134a. They have showed the performances were the best with R-22 in every case of charge. They also advised to adjust the mass of fluid because they obtained an optimum condition for each fluid. Lastly their results were dependant on the exchangers geometry, the compressor type and the fact that there is no accumulator. Robinson and O'Neal were the only ones who used new HFC mixtures.

A real lack of data and results is evident in the case of compact heat exchangers in other uses such as liquid cooling and refrigeration. Compact geometry should use less refrigerant mass with better performances and maybe should be more influenced by charge changes. This paper presents results of the charge effect on a industrial  $10\text{ kW}$ -liquid-chiller with corrugated plate heat exchangers, using the refrigerant *R-407C*.

## Test facility

The liquid chiller illustrated in Figure 1 is implanted in the GRETh laboratory in Grenoble. This industrial unit is charged with the refrigerant mixture *HFC-407C*. Heat supplies for hot and cold sources are water loops. The chiller unit is equipped with a single-speed reciprocating compressor. The condenser is a brazed plate exchanger. The evaporator is a plate frame heat exchanger. Geometric characteristics of the heat exchangers are given in Table 1. The mass flow is controlled by a thermostatic expansion valve.



Table 1 – Heat exchangers characteristics

	condenser	evaporator
length (mm)	470 $\pm$ 10	430 $\pm$ 10
width (mm)	115 $\pm$ 10	120 $\pm$ 10
number of plates	22	23

The cold power supply is an open water ring and only the flow rate is adjustable with a valve V1. The inlet water temperature is almost constant from one test to another. The hot source is assumed by a closed water loop. The water is cooled thanks to a secondary industrial water loop, in a plate heat exchanger (H1). We can control the average temperature of the hot source, and the water flow rate with a manual valve V2.

Temperatures are measured by K-type thermocouples, at the inlet and the outlet of the evaporator and the condenser, on the water side and the refrigerant side. Suction and discharge pressures are measured with Danfoss absolute sensors PB and PH whereas the pressure drop in the evaporator is estimated by a Siemens differential sensor (DP1). A Coriolis flowmeter allows to follow the refrigerant mass flow rate (QF1).

### Test procedure

The chiller is initially charged with the lower mass of refrigerant. This mass is 2.4 kg. All the tests are run with the same conditions described in Table 2.

Table 2

inlet cold water temperature (°C) (TFI)	11.3 ± 0.2
cold water flow rate (m <sup>3</sup> /h)	1.85
inlet hot water temperature (°C) (TCI)	17.3 ± 0.2
hot water flow rate (m <sup>3</sup> /h)	2.6

The tests are recorded and realized twice to be sure of the testing conditions. The experimental loop is then loaded with the next charge. The different masses of fluid introduced in the chiller are 2.4 kg, 2.7 kg, 2.85 kg, 3.05 kg, 3.25 kg, 3.4 kg and 3.6 kg.

The cooling capacity and the condenser performance are calculated with water temperatures and calculated from the following equations:

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{M}_{water}^{evaporator} c_{p,water} (T_{in,water}^{evaporator} - T_{out,water}^{evaporator})$$

$$\dot{Q}_{condenser} = \dot{M}_{water}^{condenser} c_{p,water} (T_{out,water}^{condenser} - T_{in,water}^{condenser})$$

## Results and discussion

We have studied the charge effect on the discharge and suction pressures, the chiller's coefficient of performance, the cooling capacity of the evaporator, the compressor consumption, the refrigerant mass flow rate, the superheat at the evaporator outlet, the subcooling at the condenser outlet and the ratio refrigerant charge over the cooling capacity. The behaviour of all of these parameters is illustrated on Figures 2 to 8.

The first consequence of the refrigerant mass increase is the raise of the discharge pressure (Figure 2). Over a charge of 2.8 kg, this pressure increases sharply whereas the suction pressure is kept stable. The rapid growth of the discharge pressure is linked to the increase of the quantity of condensed liquid in the heat exchanger. The heat exchanger volume is constant and the augmentation of the charge reduces the vapour volume, increasing high pressure. At 2.4 kg, the vapour density at the compressor

discharge is  $40 \text{ kg/m}^3$ . When the mass of fluid introduced in the chiller is  $3.6 \text{ kg}$ , the vapour density rises up to  $60 \text{ kg/m}^3$ . So it is interesting to point out that an increase of 50% of the total charge induces a reduction of 50% of the specific volume of the vapour in the condenser, thanks to the fact that the discharge pressure increases. The exponential trend of the subcooling of the liquid at the condenser outlet illustrated on Figure 7 confirms the increase of the liquid mass. When the charge grows up, the liquid is more and more cooled and might indicate the flooding of several channels in the condenser.

Figure 3 shows the trend of the chiller's Coefficient of Performance (*COP*). It is calculated with the following relation:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cooling}}{\dot{Q}_{compressor}} = \frac{\dot{Q}_{cooling}}{\dot{Q}_{condenser} - \dot{Q}_{cooling}}$$

A trend graph is superposed on the experimental results. The Coefficient of Performance decreases significantly from 5 to 3.5. This trend is explained by the behaviour of the cooling capacity and the compressor consumption on Figure 4. Indeed the cooling capacity increases and reaches a maximum around 3 kg of refrigerant charge. After that, it sharply decreases. The compressor consumption shows a constant augmentation when the refrigerant mass in the loop is over 2.8 kg. The increase of the compressor consumption is directly linked to the trend of the condensation pressure. As high pressure rises, the compressor needs more power to discharge the refrigerant.

The behaviour of the cooling capacity is a consequence of the refrigerant mass flow rate. Figure 5 and Figure 6 deal with the evolution of the total refrigerant mass flow rate and the liquid mass flow rate at the inlet of the evaporator. It is calculated by the relations:

$$\dot{m}_\ell = (1 - x_{in})\dot{m}$$

$$x_{in} = 1 - \frac{\dot{Q}_{cooling} - \dot{m} c_{p,v} \Delta T_{sat}}{\dot{m} h_{\ell v}}$$

The total mass flow stays constant until 3 kg of refrigerant, before it falls down from 210 kg/h to 189 kg/h. The liquid mass flow reaches a maximum at 3 kg. As the total mass flow rate is kept stable, it means the throttle of the liquid in the thermostatic

expansion valve is less important, giving a lower inlet quality. Over 3 kg the fall of the liquid mass flow is correlated to the behaviour of the total mass flow which is prevalent.

The behaviour of the superheat at the evaporator outlet follows the trend of the refrigerant mass flow rate quite well. The Figure 7 displays the variation of the superheat versus the refrigerant mass in the chiller. A general increase is observed but between 2.6 kg and 3.1 kg the superheat is almost constant. Over 3.1 kg, the trend of the superheat becomes more hazardous, although it increases sharply when the charge rises up to 3.6 kg. On the one hand the growth of the superheat is linked to the pronounced decrease of the mass flow rate at the evaporator inlet. On the other hand this trend refutes former results for heat pumps with plate finned exchangers. Galloway (1991) found that the increase of the charge decreased the superheat. This result was explained by the raise of the charge in the evaporator, consequently the increase of the surface wetted by the two-phase flow, reducing the surface for heating the vapour.

The behaviour of the chiller when the charge grows up obviously depends on the geometry and the fitting of the installation. During the augmentation of the charge, the pressure in the condenser rises up quickly and increases the subcooling at the same time. High subcooling degrees point out that the condenser is overfilled with liquid when the total charge passes beyond 3 kg. Some channels of the heat exchanger may be flooded. The thermostatic expansion valve normally keeps an accurate mass flow rate to maintain the superheat near the static superheat. With the increase of the pressure in the condenser, the valve will close the throttle area more and more. We observe that the superheat is quite constant while the charge is under 3 kg. When the trend of the pressure – and the subcooling – becomes exponential, the throttle device may work with the minimum cross section and reduces strongly the mass flow rate. Then the superheat rises up without the feedback of the thermostatic expansion valve. Another explanation of the trend of the superheat could be the flow distribution problem between the channels of the evaporator. Very few information is available on this topic, but Hewitt *et al.* (1994) have stressed on the fact that sharp variations of the superheat could occur even at steady state. The flow distribution at the inlet of the evaporator have been supposed to be the reason of this behaviour. Maybe the increase of the refrigerant charge amplifies the problem of flow distribution.

The charge advised by the manufacturer is 3 kg. Over this limit the global performances of the chiller and working parameters such as mass flow rate and discharge pressure clearly spoil. An overload of the chiller is obviously penalizing. On the other hand it is interesting to focus on the fact that a light underload doesn't disturb the coefficient of performance of the chiller. Between 2.4 kg and 3 kg the working is maintained stable. Thanks to this observation it would be possible to reduce the charge by 20% in this installation. This result stresses that the determination of the designed charge is crucial and should be improved by a precise simulation of the different chiller's components.

The last interesting parameter is the ratio refrigerant charge over cooling capacity. This ratio allows to estimate the compactness of the chiller and to compare it with cooling power. Then it becomes possible to compare together various installations equipped with different heat exchangers in several fittings. For the present chiller using plate heat exchangers, the ratio stays under 0.3 when the refrigerant charge doesn't pass over 3 kg (Figure 8). The ratio increases continuously because the variation of the refrigerant charge is more important than the deviation of the cooling power. Former tests were performed in the Greth laboratory with a more powerful liquid chiller equipped with shell and tubes heat exchangers. The ratio refrigerant charge/cooling capacity was estimated between 0.8 and 1.2. These values indicate that the shell and tubes geometry is badly fitted to compactness and refrigerant charge decrease in chillers and refrigerators.

## Conclusion

The effect of the refrigerant charge has been studied on a liquid chiller with plate heat exchangers and using R-407C. The parameters measured have been the cooling capacity, the coefficient of performance, the suction and discharge pressures, the superheat and the subcooling, the refrigerant mass flow rate. The designed charge recommended by the builder is 3 kg. The tests clearly show that over this charge the whole of the parameters strongly changes. The decay of the performances can be explained by a quick increase of the discharge pressure and a sharp fall of the refrigerant mass flow rate, inducing a decrease of the cooling capacity. The behaviour of the mass flow rate versus charge is different from former results obtained on air conditioners and heat pumps. The assumption is that the thermostatic expansion valve

tries to keep the superheat constant and works with a minimum throttle area because of the high pressure gradient between the condenser and the evaporator.

The results also indicate that the designed charge could be reduced by 20% without modifying the performance of the unit. The guessing of the designed value could be improved by a more precise calculation of the refrigerant mass in each component. That means an improvement of the models of compressors and heat exchangers. It would be interesting to estimate properly the charge in heavier installations where the refrigerant charge is higher. What is the cost of an overloaded installation? What would be the gain of the reduction of the charge on such an installation? Experimental studies seem the only way to answer these questions correctly at the moment though more expensive than simulations.

## Nomenclature

$c_{p,v}$	Vapour heat capacity (J/kg/K)
$c_{p,water}$	Water heat capacity (J/kg/K)
$\Delta T_{sat}$	Evaporator outlet superheat (°C)
$h_v$	Vaporization enthalpy (J/kg)
$\dot{m}$	Refrigerant total mass flow rate (kg/s)
$\dot{m}_l$	Refrigerant liquid mass flow rate (kg/s)
$\dot{M}_{water}^{evaporator}$	Water mass flow rate in the evaporator (kg/s)
$\dot{M}_{water}^{condenser}$	Water mass flow rate in the condenser (kg/s)
$\dot{Q}_{compressor}$	Compressor power (W)
$\dot{Q}_{condenser}$	Condenser power (W)
$\dot{Q}_{cooling}$	Cooling capacity (W)
$T_{in,water}^{evaporator}$	Inlet water temperature in the evaporator (°C)
$T_{out,water}^{evaporator}$	Outlet water temperature in the evaporator (°C)
$T_{in,water}^{condenser}$	Inlet water temperature in the condenser (°C)
$T_{out,water}^{condenser}$	Outlet water temperature in the condenser (°C)
$x_{in}$	Evaporator inlet quality

## References

Farzad, M. & O'Neal, D. L. 1993. Influence of the expansion device on air-conditioner system performance characteristics under a range of charging conditions, ASHRAE trans., Part. 1, pp. 3-13.

Farzad, M. & O'Neal, D. L. 1994. The effect of improper charging on the performance of a residential heat pump with fixed expansion devices (capillary tubes and short tube orifice), 29<sup>th</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conf., Monterey, USA, Part. 2, pp. 921-926.

Galloway, J. E. 1991. Relationship between refrigerant charge, superheat, capacity and efficiency of a specific heat pump, XVIII<sup>th</sup> International Conference of Refrigeration.

Goswami, D. Y. & Ek, G. & Leung, M. & Jotshi, C. K. & Sherif, S. A. & Colacino, F. 1997. Effect of refrigerant charge on the performance of air-conditioning systems, Proc. 32<sup>th</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conf., Honolulu, USA, Part. 3, pp. 1635-1640.

Hewitt, N. J., McMullan, J. T. & Moran, D. G. 1993. The control of a refrigeration system using a compact plate heat exchanger as an evaporator, Int. J. Energy Research, Vol. 17, pp. 393-399.

Robinson, J. H. & O'Neal, D. L. 1994. The impact of charge on the cooling performance of an air-to-air heat pump for R-22 and three binary blends of R-32 and R-134a, ASHRAE trans., Vol. 100, Part 2, pp. 529-537.

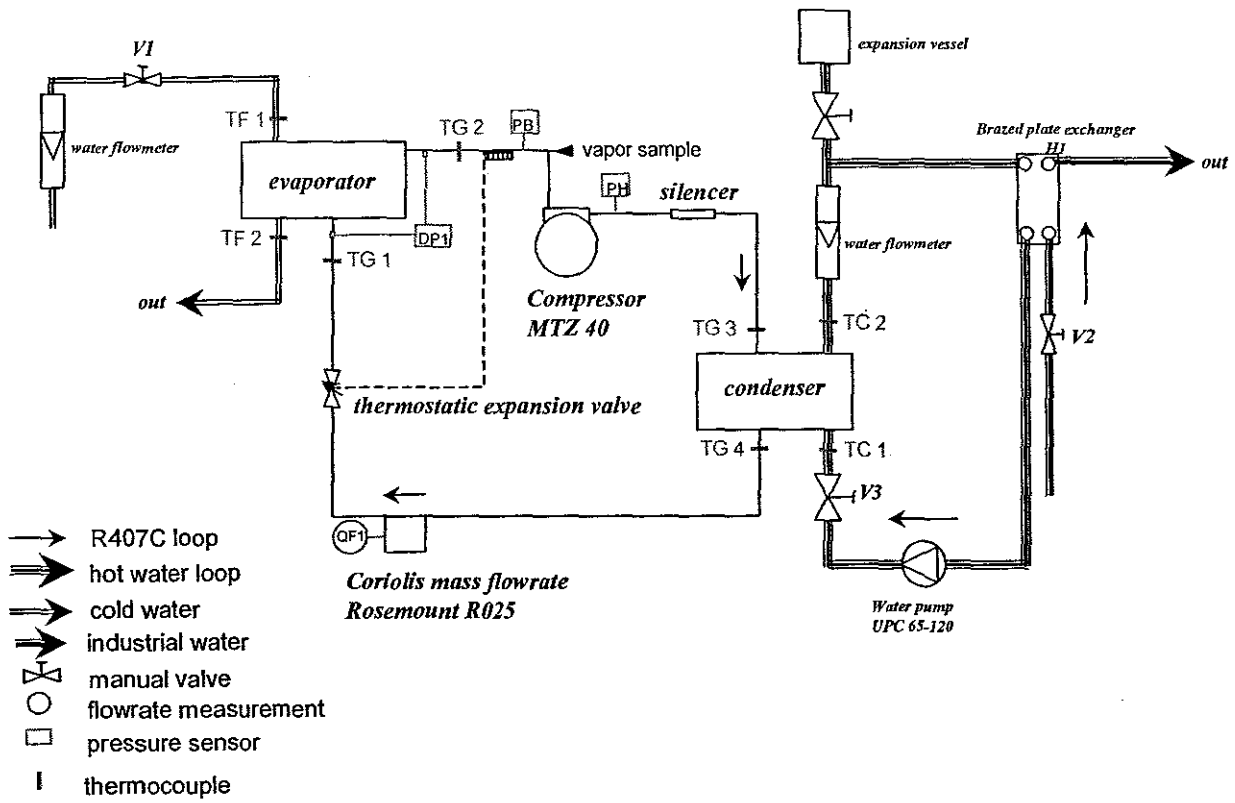


Figure 1 – Schematic diagram of the liquid chiller test facility

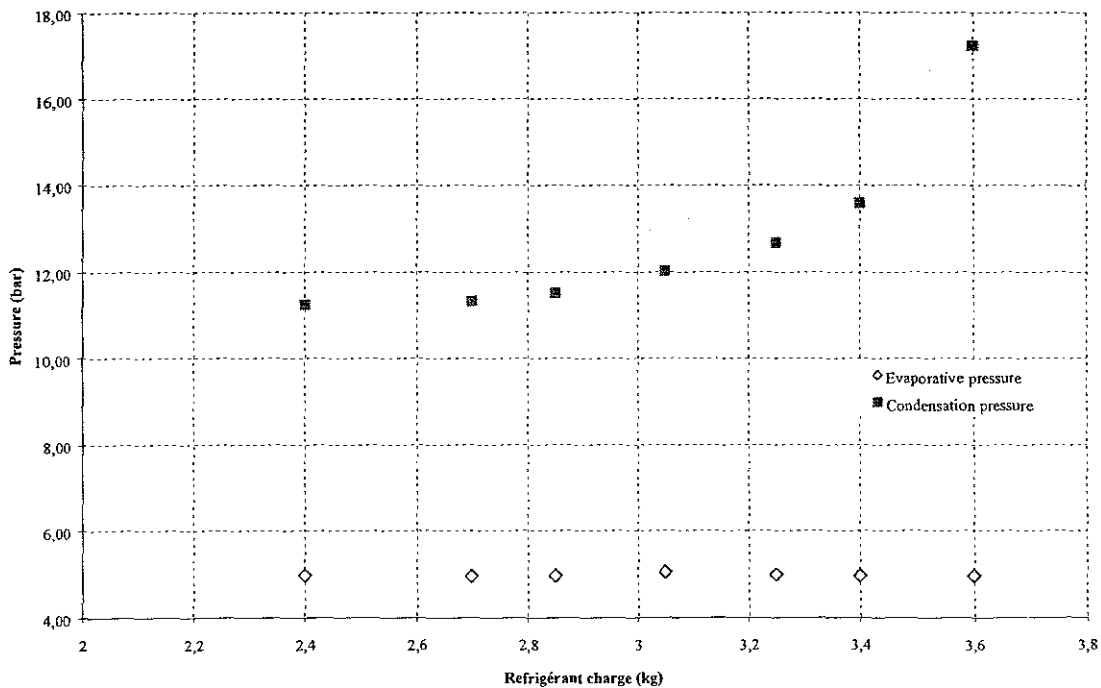


Figure 2 - Evaporative and condensation pressure



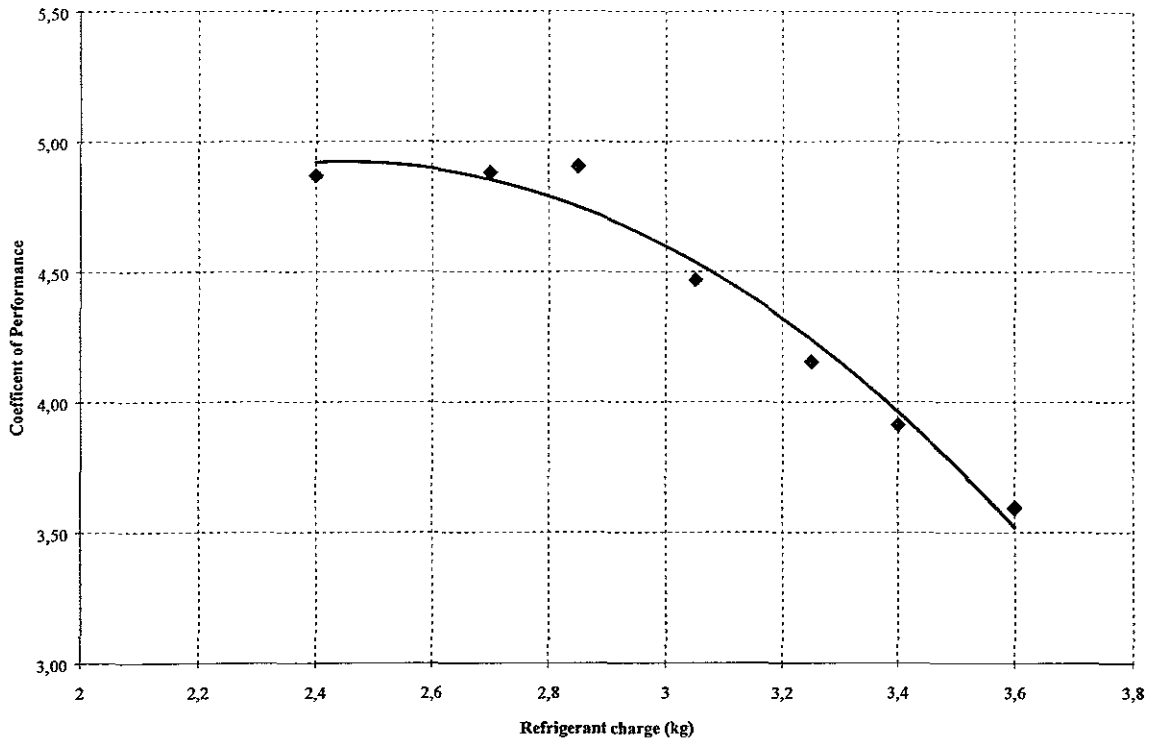


Figure 3 – Coefficient of Performance of the chiller

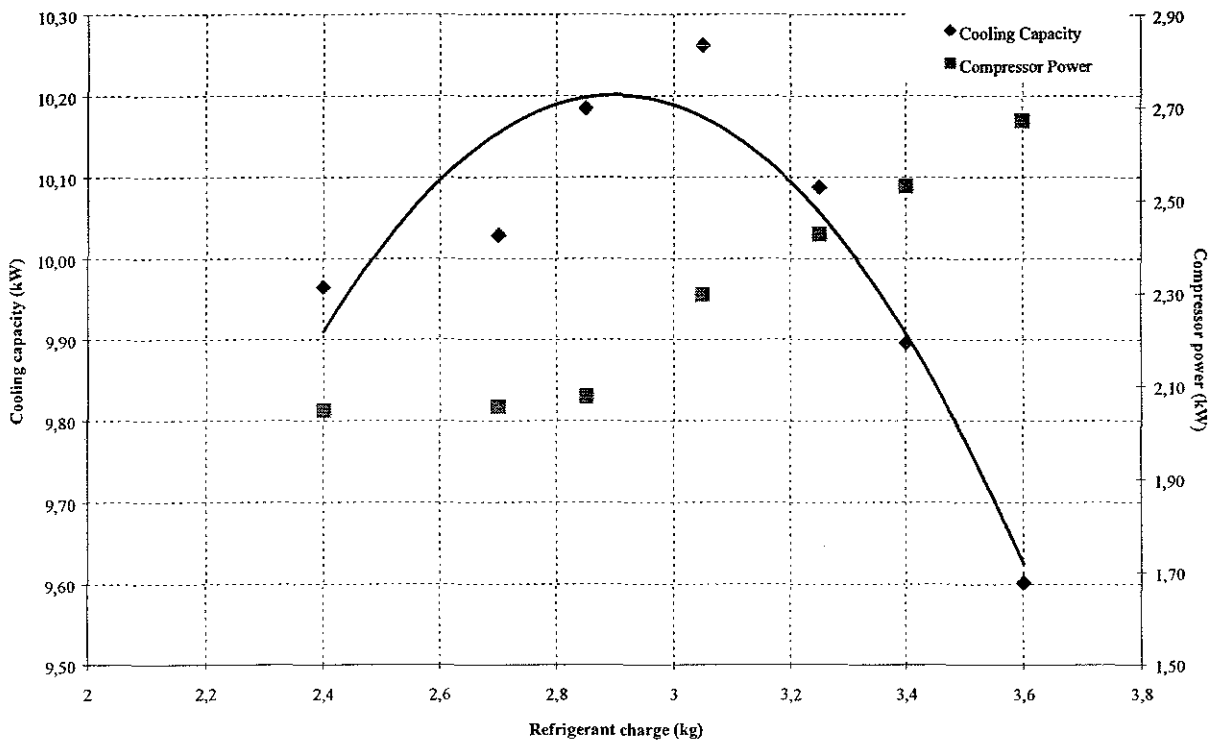


Figure 4 – Cooling capacity (left axis) and Compressor Power (right axis) (the black line points out the evolution of the cooling capacity)

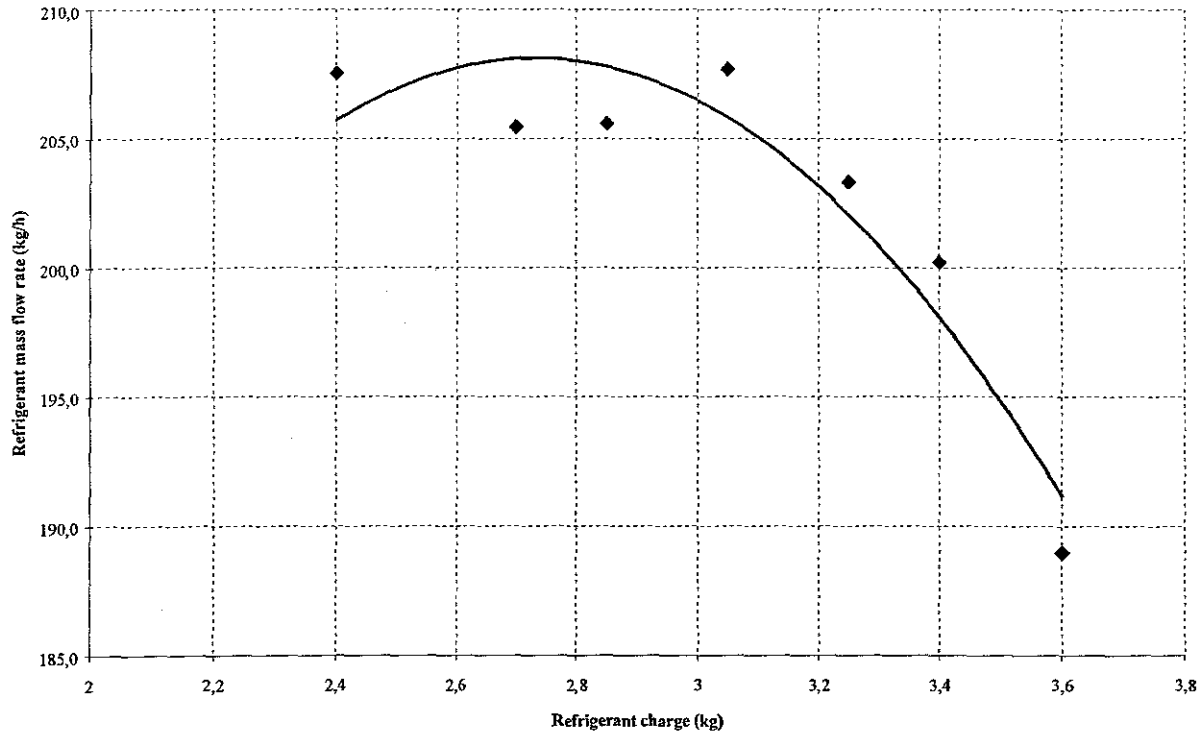


Figure 5 – Refrigerant mass flow rate

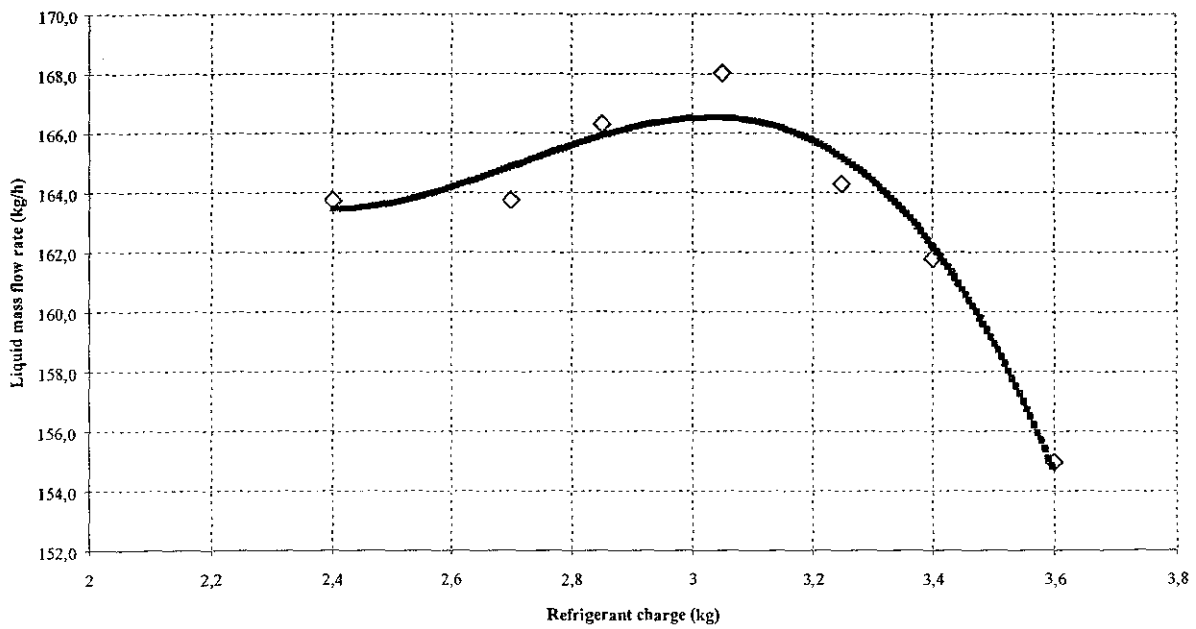


Figure 6 - Refrigerant liquid mass flow rate at the inlet of the evaporator

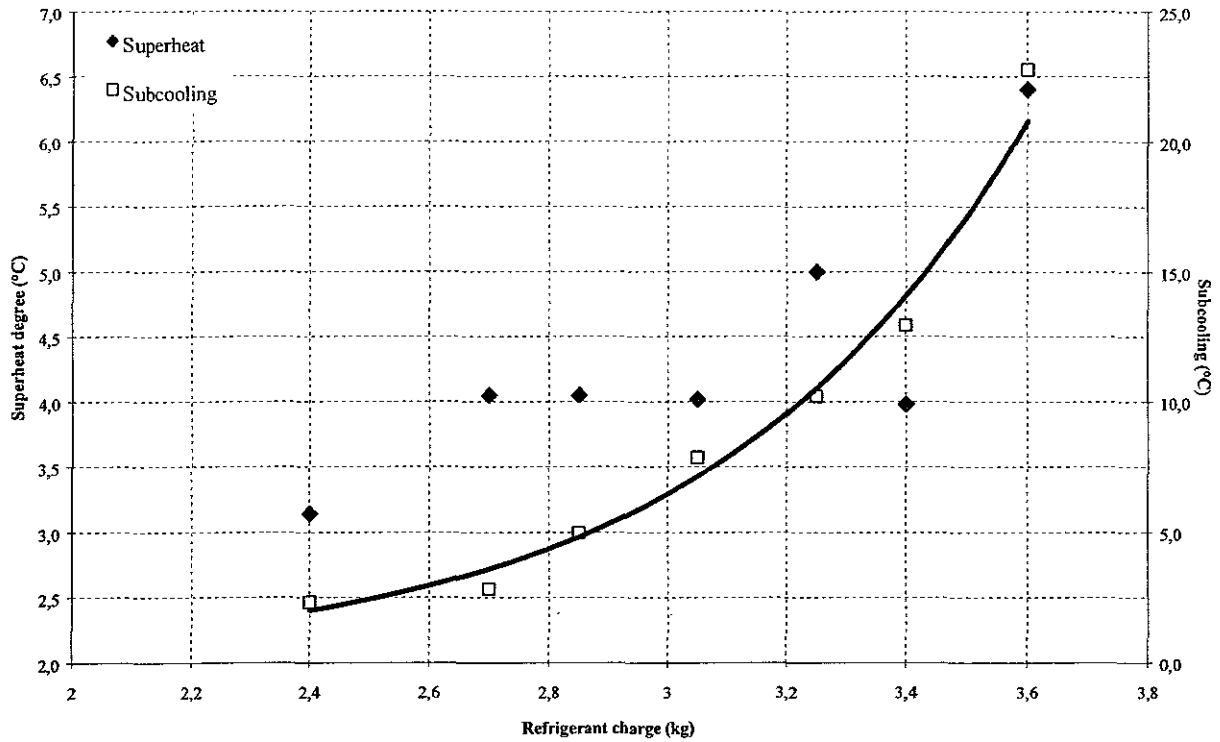


Figure 7 – Superheat degree at the outlet of the evaporator (left axis) and subcooling at the outlet of the condenser (right axis – the black line indicates the trend of the subcooling)

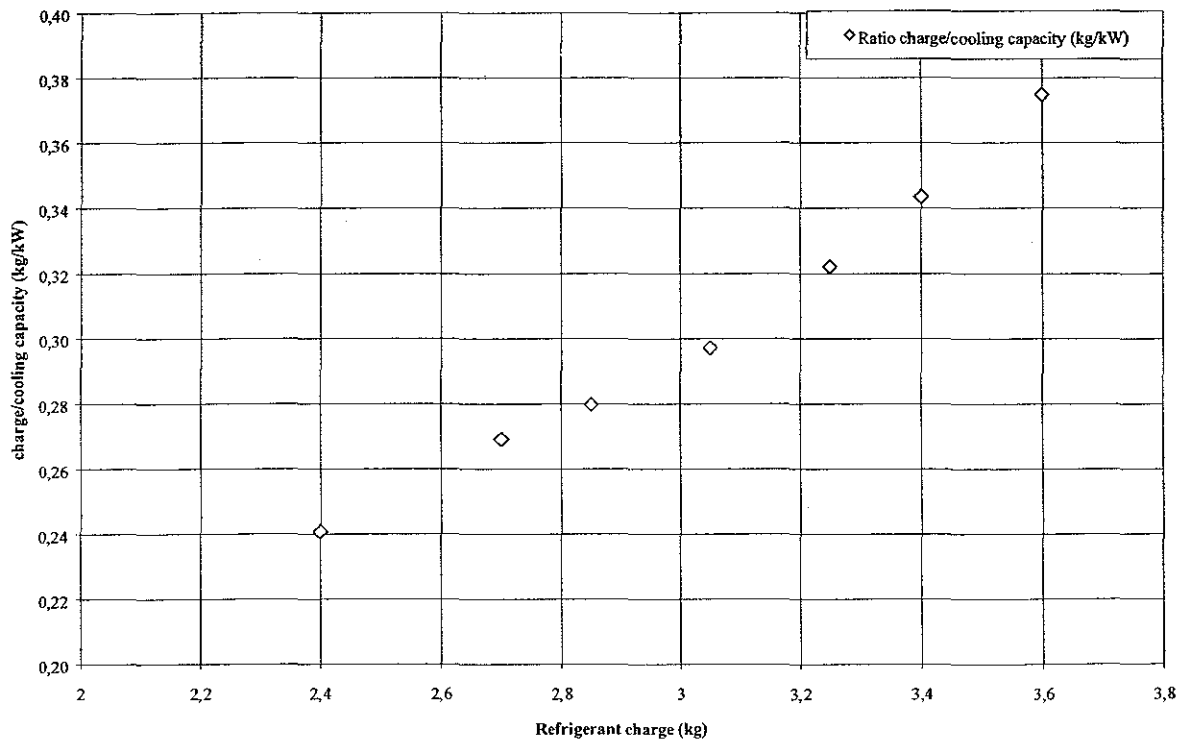


Figure 8 - Ratio charge versus cooling capacity

## MODELE D'EVAPORATEUR A CONTRE-COURANT

Nous présentons un modèle d'évaporateur à plaques corruguées en régime permanent. Les deux fluides circulent en contre-courant.

Le réfrigérant s'évaporant dans le canal est supposé homogène et à l'équilibre thermodynamique.

L'échangeur côté réfrigérant est divisé en deux zones : une zone diphasique et une zone monophasique vapeur. La Figure 9 montre le schéma de la discrétisation de l'évaporateur.

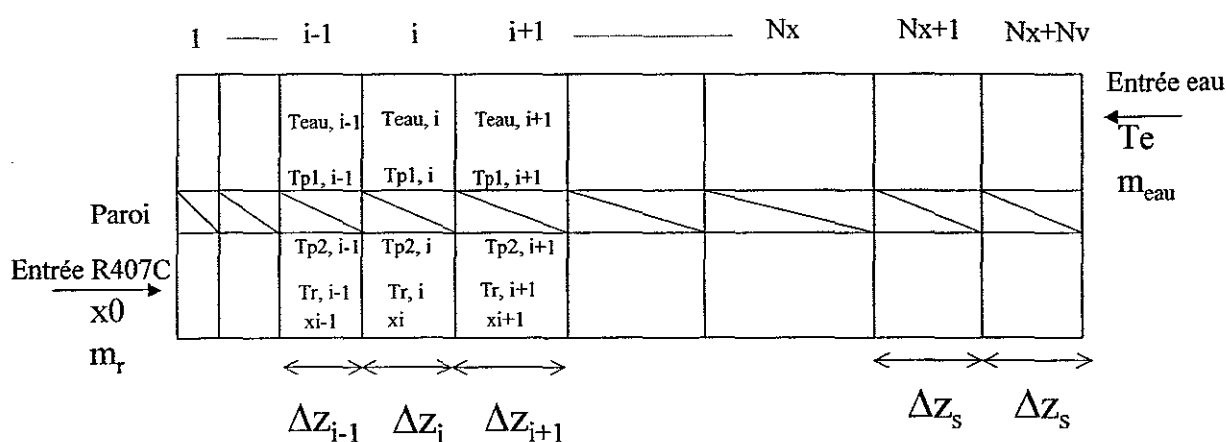


Figure 9 - Schéma de la discrétisation de l'évaporateur et disposition des différentes variables du système.

### □ Zone diphasique

Dans la zone diphasique, une discrétisation en titre de vapeur est réalisée. Soit  $N_x$  le nombre de pas de titre et  $x_0$  le titre en entrée de l'échangeur, on écrit pour le pas  $i$  :

$$x_i = x_{i-1} + \Delta x$$

$$\Delta x = \frac{1 - x_0}{N_x}$$

La température du mélange de réfrigérants R407C dans la zone diphasique est fonction du titre à la maille donnée, et de la pression  $P$  dans l'évaporateur. Il est ainsi possible de connaître le profil de température du réfrigérant dans la zone diphasique à partir des lois d'équilibre liquide/vapeur du réfrigérant R407C (NIST, 1998) :

$$T_{r,i} = f(x_i, P)$$

Côté eau, le bilan d'énergie sur la maille  $i$  s'écrit :

$$T_{eau,i} = T_{eau,i+1} - \frac{\dot{m}_r h_{lv} \Delta x}{\dot{m}_{eau} c_{p,eau}}$$

Comme l'illustre la Figure 9, la discrétisation en titre de vapeur donne une discrétisation spatiale à pas variable. Pour la maille de titre  $x_i$ , le pas spatial vaut :

$$\Delta z_i = \frac{\dot{m}_r h_{lv} \Delta x}{\varphi_i P_r}$$

avec  $P_r$  le périmètre chauffant du canal de l'évaporateur. On exprime ensuite l'égalité du flux thermique entre l'eau et la paroi et le réfrigérant et la paroi, pour obtenir une relation sur le flux thermique dans la maille  $i$  :

$$\varphi_i = \alpha_{eau} (T_{eau,i} - T_{p1,i}) = \alpha_r (T_{p2,i} - T_{r,i}) = \frac{\lambda_p}{e_p} (T_{p1,i} - T_{p2,i})$$

avec  $\alpha_r$  et  $\alpha_{eau}$  les coefficients d'échange respectivement entre le réfrigérant et la paroi, et entre l'eau et la paroi (voir Chapitre II) ;  $e_p$  et  $\lambda_p$  sont respectivement l'épaisseur et la conductivité thermique de la paroi. La longueur diphasique dans le canal de réfrigérant peut alors être calculée :

$$\bar{\eta} = \sum_{i=1}^{N_x} \Delta z_i$$

#### □ Zone monophasique vapeur

Dans la zone monophasique vapeur, la longueur de canal allouée à la zone de surchauffe est divisée *spatialement* en un nombre de mailles  $N_v$ . Si  $L$  est la longueur totale du canal de l'évaporateur, le pas spatial constant  $\Delta z_s$  dans la zone monophasique vaut :

$$\Delta z_s = \frac{L - \bar{\eta}}{N_v}$$

Les bilans d'énergie pour l'eau et le réfrigérant sur une maille spatiale de la zone monophasique s'écrivent :

➤ Côté eau :

$$T_{eau,i} = T_{eau,i+1} - \frac{\dot{m}_r c_{p,v} (T_{r,i+1} - T_{r,i})}{\dot{m}_{eau} c_{p,eau}}$$

➤ Côté réfrigérant :

$$T_{r,i} = T_{r,i-1} + \frac{P_r \varphi_i}{\dot{m}_r c_{p,v}} \Delta z_s$$

Le flux  $\varphi_i$  est estimé à partir des égalités identiques à celles de la zone diphasique. Seule change la corrélation pour la loi d'échange entre le réfrigérant et la paroi : il faut prendre une loi monophasique (voir Chapitre II).

## QUELQUES REFRIGERANTS ET LEUR TEMPERATURE D'EBULLITION

<i>Dénomination du réfrigérant</i>	<i>Formule chimique</i>	<i>Température de saturation en °C, à P = 5 bar</i>
R11	$CCl_3F$	78,1
R12	$CCl_2F_2$	15,6
R22	$CHClF_2$	0,1
R114	$C_2Cl_2F_4$	54,2
R152a	$C_2H_4F_2$	19,2
R32	$CH_2F_2$	-14,3
R125	$C_2HF_5$	-9,0
R134a	$C_2H_2F_4$	15,7

## NOMENCLATURE

A	Section de passage (m <sup>2</sup> )	x	Titre de vapeur
COP	Coefficient de performance du groupe froid	X <sub>i</sub>	Composition massique du composant i dans la phase liquide
c <sub>p</sub>	Chaleur spécifique massique à pression constante (J/kg/°C)	Y <sub>i</sub>	Composition massique du composant i dans la phase vapeur
D	Diamètre (m)	z	Position le long de l'axe de l'évaporateur (m)
D <sub>h</sub>	Diamètre hydraulique (m)		
ΔT <sub>g</sub>	Glissement de température du mélange zéotrope (°C)		
ΔT <sub>sat</sub>	Surchauffe en sortie évaporateur (°C)		
f <sub>i</sub>	Coefficient de frottement interfacial (Pa.s/m <sup>2</sup> )		
f <sub>q</sub>	Puissance thermique par unité de longueur (W/m)		
F <sub>ev</sub>	Terme de frottements interfaciaux (Pa/m)		
g	Accélération de la pesanteur (m/s <sup>2</sup> )		
G	Vitesse débitante (kg/m <sup>2</sup> /s)		
h	Enthalpie massique (J/kg)		
h <sub>ev</sub>	Enthalpie massique de vaporisation (J/kg)		
l	Longueur diphasique dans le modèle de Grald et MacArthur (m)		
M	Masse de réfrigérant (kg)		
ṁ	Débit massique (kg/s)		
ṁ <sub>ev</sub>	Terme source de transfert de masse (kg/m <sup>3</sup> /s)		
P	Périmètre chauffant (m)		
p	Pression (Pa)		
Q̇	Puissance thermique (W)		
S	Surface d'échange thermique (m <sup>2</sup> )		
T	Température (K)		
U <sub>ε</sub>	Vitesse de propagation de taux de vide (m/s)		
V	Volume (m <sup>3</sup> )		
w	Vitesse du fluide (m/s)		

### Nombres adimensionnels

B	Nombre de BOND, $B = \frac{g\rho_l D_h^2}{\sigma}$
Bo	Nombre d'ébullition, $Bo = \frac{\varphi}{Gh_{lv}}$
Bo <sub>eq</sub>	Nombre d'ébullition équivalent
E	Facteur d'augmentation de la convection forcée
F <sub>M</sub>	Coefficient correctif pour les mélanges zéotropes
Nu	Nombre de NUSSELT, $Nu = \frac{\alpha D_h}{\lambda}$
Pr	Nombre de PRANDTL, $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$
Re	Nombre de REYNOLDS, $Re = \frac{\rho w D_h}{\mu}$
Re <sub>l</sub>	Nombre de REYNOLDS de la phase liquide, $Re_l = \frac{(1-x)GD_h}{\mu_l}$
Re <sub>v</sub>	Nombre de REYNOLDS de la phase vapeur, $Re_v = \frac{GxD_h}{\mu_v}$
Re*	Nombre de REYNOLDS équivalent, $Re^* = \frac{\varphi D_h}{h_{lv} \mu_l}$
S	Facteur de suppression de l'ébullition nucléée Paramètre de LOCKHART MARTINELLI,
X	$X = \sqrt{\left. \frac{dp}{dz} \right _l / \left. \frac{dp}{dz} \right _v}$



### Lettres grecques

$\alpha$	Coefficient d'échange thermique (W/m <sup>2</sup> /°C)
$\varepsilon$	Taux de vide
$\eta$	Longueur diphasique dans le modèle de Wedekind (m)
$\varphi$	Flux thermique (W/m <sup>2</sup> )
$\lambda$	Conductivité thermique (W/m/°C)
$\mu$	Viscosité dynamique (Pa.s)
$\rho$	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )
$\sigma$	Tension superficielle (N/m)
$\xi$	Coefficient de frottements interfaciaux dans le modèle de Wang et Toubert
$\Omega_\varepsilon$	Terme source de taux de vide (s <sup>-1</sup> )

### Indices

bulle	Courbe de bulle pour les mélanges zéotropes
dp	Diphasique
e	Entrée évaporateur
eau	Relatif à l'eau
en	Ebullition nucléée
$\ell$	Phase liquide
p	Paroi
r	Réfrigérant
R407C	Relatif au R407C
rosée	Courbe de rosée pour les mélanges zéotropes
s	Sortie évaporateur
sat	Saturation
v	Phase vapeur

## **Investigation expérimentale du comportement transitoire de machines frigorifiques : Cas des échangeurs à plaques et des échangeurs à tubes et calandre.**

L'objectif de ce travail de thèse est la caractérisation du comportement dynamique de machines frigorifiques lors des différentes phases transitoires intervenant durant leur utilisation. Une étude expérimentale a été réalisée sur deux machines : la première d'une puissance utile de 60 kW est dotée d'échangeurs à tubes et calandre ; la seconde, ayant une puissance utile de 10 kW, est équipée d'échangeurs à plaques à chevrons. Les deux installations utilisent le réfrigérant R-407C.

L'étude du groupe froid de puissance moyenne équipé d'échangeurs à tubes et calandre a souligné la sensibilité du comportement transitoire à la durée de l'arrêt avant le démarrage et à la valeur de la consigne de surchauffe imposée au détendeur thermostatique. De plus, il est apparu que la réponse transitoire à une sollicitation quelconque (démarrage, variation de puissance ou variation de débit de réfrigérant) entraîne un comportement transitoire plus marqué et perturbé dans la zone à basse pression. Enfin, concernant l'emploi du réfrigérant R-407C, un changement de composition significatif a été mesuré lors des phases de démarrage et d'arrêt de la machine.

L'étude du groupe froid de petite puissance, dotée d'échangeurs à plaques, a d'abord été axée sur le comportement général de l'installation. Puis l'étude locale de l'évaporateur a été menée grâce à une instrumentation fine des canaux. Le comportement de ce groupe froid diffère fortement du premier étudié. Les instabilités de surchauffe apparaissent entre deux valeurs de débit, et un effet prépondérant de la distribution du fluide diphasique dans l'évaporateur influence le comportement transitoire. En outre, la mesure du coefficient d'échange local en évaporation indique que les corrélations usuelles sous-estiment fortement les échanges thermiques, notamment dans la zone de post-assèchement, à cause d'un effet de primage de liquide important.

Mots-clés : transitoire, machine frigorifique, évaporateur, réfrigérant R407C, évaporation, coefficient d'échange.

## **Experimental study of the transient behaviour of the refrigerators : Cases of the plate heat exchangers and the shell-and-tubes heat exchangers.**

The purpose of this work is to evaluate the transient behaviour of refrigerators during various operating transients. A experimental study is realized on two different machines: the first one is a 60 kW liquid chiller with shell-and-tubes heat exchangers; The second one is a 10 kW liquid chiller with plate heat exchangers. Both of the machines work with refrigerant R-407C.

The study of the chiller equipped with shell-and-tubes exchangers points out that the transients are sensitive to the shutdown period and to the static superheat of the thermostatic expansion valve. Moreover the transients due to any variations (start-up, power change, mass flow rate change) lead to a disturbed and violent transient in the lower pressure side. Finally, concerning the use of the refrigerant R407C, a important composition glide is observed during start-up and shutdown transients.

The study of the lower power chiller deals with the global behaviour in the first time. Then the plate evaporator is locally studied by measuring the wall temperature, the water temperature and the refrigerant temperature. The behaviour of this chiller is rather different than the first one. Superheat instabilities appear for a range of refrigerant mass flow rate of 195 kg/h to 205 kg/h. Moreover the flow distribution at the inlet of the evaporator should influence the transient. Finally, the measured heat transfer coefficient of the refrigerant points out that usual correlations underestimate strongly the heat transfer in the post-dryout zone. This result is explained by the liquid droplets in the vapour core, which increase the heat transfer.

Keywords: transient, chiller, evaporator, R-407C, evaporation, heat transfer coefficient.