UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉTUDE NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE DE LA PERFORMANCE EN RÉGIME TRANSITOIRE DE POMPES À CHALEUR EAU – AIR EN CYCLAGE

DEMBA NDIAYE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

THÈSE PRÉSENTÉE EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE PHILOSOPHIAE DOCTOR (Ph.D.)
(GÉNIE MÉCANIQUE)
SEPTEMBRE 2007

© Demba Ndiaye, 2007.

Library and Archives Canada

Published Heritage Branch

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque et Archives Canada

Direction du Patrimoine de l'édition

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence
ISBN: 978-0-494-35516-9
Our file Notre référence
ISBN: 978-0-494-35516-9

NOTICE:
The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:
L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Cette thèse intitulée:

ÉTUDE NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE DE LA PERFORMANCE EN RÉGIME TRANSITOIRE DE POMPES À CHALEUR EAU – AIR EN CYCLAGE

présentée par: NDIAYE Demba

en vue de l'obtention du diplôme de: Philosophiae Doctor

a été dûment acceptée par le jury d'examen constitué de:

M. PARIS Jean, Ph.D., président

M. BERNIER Michel, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. TEYSSEDOU Alberto, Ph.D., membre

M. GALANIS Nicolas, Ph.D., membre

DÉDICACE

Dédiée avec Amour et Reconnaissance ...

... à mon défunt père Malick,

... à Habsa Lame, celle qui nous a quittés il y a tout juste un an, celle qui fut mère et Mère,

... à mon épouse chérie Astou,

... à mes frères,

... à mes amis,

... à ma famille,

... et à Ceux qui témoignent de Sa Gloire.

REMERCIEMENTS

Cette thèse s'est effectuée sous la direction du professeur Michel Bernier qui, après la maîtrise, a accepté de nous renouveler sa confiance. Nous lui en sommes hautement reconnaissant.

Notre vive gratitude va également au Conseil de Recherches en Sciences Naturelles et en Génie du Canada (CRSNG) ainsi qu'au Centre de la Technologie de l'Énergie de CanMET (Ministère des ressources naturelles du Canada) qui nous ont offert des bourses d'études hautement appréciées.

Nous voudrions aussi remercier ces personnes qui ont fortement contribué au succès de nos expérimentations. Nous voulons citer Michel Lecompte et la compagnie ThermoPlus qui ont offert la pompe à chaleur utilisée. Il y a aussi les professeurs Alberto Teyssedou du département de génie physique et Bruno Detuncq du département de génie mécanique qui ont gracieusement mis leurs installations à notre disposition. Leurs conseils ont également été fort appréciés. Nous ajoutons à cette liste les techniciens de laboratoire Anne Dionne, Gilles Aubertin, Mathieu Tremblay et Nour Aimene. Les mesures finales se sont déroulées à Air-Ins. Nous remercions les ingénieurs Robert Jutras et Gilbert Riopel, ainsi que l'ensemble du personnel de cette compagnie pour leur accueil et leur aimable soutien.

C'est aussi l'occasion d'exprimer notre gratitude à l'endroit des professeurs Jean Paris, Alberto Teyssedou et Nicolas Galanis, membres du jury pour leur intérêt envers notre travail. Finalement, nous voudrions remercier notre famille, nos collègues étudiants, ainsi que tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué au succès de ce travail.

RÉSUMÉ

L'importance grandissante qu'est appelée à prendre la simulation énergétique des bâtiments requiert une meilleure modélisation des systèmes de climatisation et de ventilation, notamment des pompes à chaleur (PAC). Le cyclage qui les affecte et la baisse de rendement qui en découle exigent une meilleure prise en compte des effets transitoires dans la modélisation des PAC. Les pompes à chaleur utilisent généralement l'air ou l'eau comme source de chaleur et comme puits de chaleur. Cette étude concerne les PAC eau – air.

La revue de la littérature révèle que les modèles de PAC eau – air trouvés dans les logiciels de simulation énergétique sont incapables de correctement reproduire le fonctionnement réel de ces systèmes. Lorsque les effets transitoires sont modélisés (ils ne le sont pas toujours), c'est à l'utilisateur de fournir les caractéristiques de ce régime transitoire (une constante de temps par exemple). Or l'utilisateur n'a pas vraiment de moyens de connaître ces dites caractéristiques. D'où l'objectif de la présente étude qui est de développer un modèle dynamique qui permettra une simulation des PAC eau – air plus proche de la réalité. Dans la poursuite de cet objectif, trois grandes étapes sont nécessaires : (1) développer un modèle dynamique détaillé de la PAC; (2) valider expérimentalement ce modèle; et (3) utiliser ce modèle validé pour dériver un modèle dynamique simplifié apte à être implémenté dans des logiciels de simulation énergétique.

La PAC eau – air étudiée comprend la configuration la plus courante telle que révélée par les catalogues de manufacturier : un échangeur réfrigérant – air à tube à ailettes, un échangeur réfrigérant – eau à double tube avec le réfrigérant circulant dans l'anneau et

un tube intérieur nervuré, un compresseur hermétique alternatif, un détendeur thermostatique, un robinet inverseur, et le R-22 comme réfrigérant.

Dans les échangeurs, l'écoulement dynamique du réfrigérant est modélisé avec l'aide des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, et de l'énergie. Diverses corrélations pour le transfert de chaleur, la chute de pression et le taux de vide notamment sont utilisées. L'écoulement du réfrigérant s'effectue sous forme monophasique (liquide ou vapeur) ou diphasique. Pour l'échangeur réfrigérant - air, les tubes peuvent être configurés de différentes façons (étagée ou rectangulaire), et les circuits d'écoulement du réfrigérant peuvent être disposés de différentes manières (circuiterie complexe). Pour tenir compte de ces dispositions variées, un procédé d'indexation des tubes, coudes et circuits a été proposé. Le modèle tient compte du fait que le réfrigérant peut être en mouvement ou non (arrêt du compresseur). La méthode des volumes finis de Patankar, avec l'algorithme de Thomas (TDMA), est utilisée pour la résolution numérique des systèmes d'équation résultant de la modélisation.

Le modèle dynamique du compresseur hermétique alternatif est scindé en trois parties : (i) évolution du réfrigérant dans la cloche; (ii) évolution du réfrigérant dans la tubulure de refoulement; et (iii) analyse thermodynamique du processus de compression dans le cylindre permettant d'évaluer le débit de réfrigérant et le travail théorique de compression. La compression et la détente du gaz dans les cylindres sont des processus qui ont été supposés polytropiques.

Le modèle dynamique du détendeur thermostatique est aussi divisé en trois parties : (i) état thermodynamique du contenu du bulbe; (ii) écoulement du réfrigérant dans le détendeur ouvert; et (iii) écoulement du réfrigérant dans le détendeur "fermé". Dans ce dernier cas, le réfrigérant passe par l'orifice d'égalisation de pression. Cet orifice a été modélisé avec les équations de conservation en diphasique en tenant compte que le

réfrigérant peut s'y présenter sous forme de liquide (cas habituel et plus simple), mais aussi sous forme de mélange diphasique ou sous forme de vapeur. Le modèle d'écoulement à travers l'orifice d'égalisation de pression est validé expérimentalement avec des données tirées de la littérature.

Nous avons aussi modélisé les effets du robinet inverseur et ceux de la masse thermique dans le plenum qui renferme le ventilateur de la PAC. Tous ces modèles mis ensemble forment le modèle global de la PAC. Le procédé de mise en commun des composants repose sur un algorithme itératif qui s'appuie sur les débits de réfrigérant donnés par les modèles individuels pour trouver les pressions de condensation et d'évaporation, et par là les conditions des fluides secondaires (air et liquide).

La validation expérimentale, seconde grande étape du processus, complète le développement du modèle de la PAC. Un modèle de série d'environ 3 tonnes (10,6 kW) offert par un manufacturier québécois a été utilisé à cet effet. Les expériences se sont déroulées en chambre environnementale et ont permis de valider autant le modèle global que les modèles des composants individuels que sont le compresseur et les deux échangeurs. Un résultat inattendu est que par les effets du robinet inverseur, on a noté que les pressions s'égalisent environ 8 mn après l'arrêt du compresseur en mode chauffage, et ce même sans la présence d'un orifice d'égalisation de pression dans le détendeur. Et en mode refroidissement, les pressions s'égalisaient quasi immédiatement après l'arrêt. Cet inattendu comportement a pu néanmoins être modélisé de façon satisfaisante.

Le modèle validé est finalement utilisé pour simuler une PAC dans diverses conditions de fonctionnement parmi les plus habituelles afin d'en tirer un modèle simplifié qui est implémenté dans le logiciel de simulation énergétique TRNSYS. Le constat majeur, c'est que contrairement à l'impression qui se dégage en consultant la littérature, la constante

de temps attachée aux PAC pour modéliser l'évolution de leur capacité au démarrage est bien dépendante des conditions de fonctionnement. Les modèles dans les logiciels qui s'appuient sur une constante de temps fixe trouvent là une autre de leurs faiblesses.

ABSTRACT

Energy simulation will grow in importance and a better modelling of HVAC (heating, ventilation and air conditioning) systems, especially heat pumps (HP), is required. In modelling heat pumps, the transient effects associated with cycling must be better considered. Generally, heat pumps use water or air as heat source or heat sink. This study deals with water-to-air heat pumps (WAHP).

A literature review revealed that WAHP models found in energy simulation programs are unable to correctly reproduce the real practical operation of these systems. Whenever transient effects are modelled, the user has to himself provide the characteristics of this transient regime (through a time constant for example). Most of the time the user does not know these characteristics. The present study will try to overcome these deficiencies. It proposes a dynamic model that will allow more realistic WAHP simulations. This objective involves three main steps : (1) develop a detailed dynamic model of the HP; (2) validate this model experimentally; and (3) use this validated model to derive a simplified dynamic model for a direct implementation into energy simulation programs.

The studied WAHP has a standard configuration found in manufacturers' catalogs : a fin and tube refrigerant-to-air heat exchanger, a double tube refrigerant-to-water heat exchanger with the refrigerant flowing in the annulus and a fluted inner tube, a hermetic reciprocating compressor, a thermostatic expansion valve, a reversing valve, and R22 as the refrigerant.

In the exchangers, transient refrigerant flow is modelled with the mass, momentum, and energy conservation equations. Various correlations for heat transfer, pressure drop and void fraction are used. The refrigerant flows as a single phase fluid (liquid or vapour) or

as a two-phase fluid. The fin and tube heat exchanger has a complex circuitry. To account for the various configurations of this heat exchanger, an indexation process was proposed. The model considers the fact that the refrigerant may be flowing or not (off-cycle). The finite volume method of Patankar, in conjunction with the Thomas Algorithm (TDMA), is used to numerically solve the system of equations resulting from the modelling.

The dynamic model of the hermetic reciprocating compressor is split into three parts : (i) evolution of the refrigerant in the crankcase; (ii) evolution of the refrigerant in the discharge tubing; and (iii) thermodynamic analysis of the compression process in the cylinders leading to the evaluation of the refrigerant flow rate and of the theoretical work for gas compression. The compression and the expansion of the gas in the cylinders are supposed to be polytropic.

The dynamic model of the thermostatic expansion valve also comprises three parts : (i) thermodynamic state of the bulb content; (ii) refrigerant flow in the open valve; and (iii) flow of refrigerant in the "closed" valve. For the latter case, the refrigerant uses the bleed port as a flowing passage. This bleed port was modelled with the conservation equations for two-phase flow. The refrigerant at the entrance of the bleed port may be in the liquid state (usual case), but also in two-phase or even in the vapour state. The bleed port flow model is experimentally validated with data from the literature.

We also modelled the effects of the reversing valve and of the thermal mass in the plenum where the HP fan is located. Put together, these individual models form the global HP model. The global model uses an iterative algorithm that uses the refrigerant flow rates given by the individual models to find the condensation and boiling pressures, and then the conditions of the secondary fluids (air and liquid).

An experimental validation, the second main component of this work, completes the development of the HP model. For this purpose, a commercial 3 tons (10,6 kW) unit offered by a Quebec-based manufacturer is used. The experiments took place in an environmental chamber and permitted to validate the global model as well as the individual models of the compressor and of the heat exchangers. An unexpected result arose : the action of the reversing valve tends to equalize pressures about 8 minutes after compressor shutdown in heating mode, even without the presence of a bleed port in the expansion valve. In cooling mode, pressures equalized almost immediately after compressor shutdown. We were nevertheless able to satisfactorily model this unexpected behaviour.

The validated model is finally used to simulate a HP working in various realistic conditions in order to derive a simplified model that is implemented in the energy simulation program TRNSYS. The major finding here is that, contrary to the impression coming from a consultation of the literature, the time constant attached to HP for the modelling of the evolution of their start-up capacity is dependent on the operating conditions. This represents a weakness of models found in simulation programs that are based on a fixed time constant.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE iv
REMERCIEMENTS v
RÉSUMÉ vi
ABSTRACT x
TABLE DES MATIÈRES xiii
LISTE DES TABLEAUX xix
LISTE DES FIGURES xxi
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS xxviii

INTRODUCTION 1

CHAPITRE I : ÉTAT DES CONNAISSANCES 9
1.1 Analyse du fonctionnement de la pompe à chaleur 9
1.1.1 Fonctionnement normal avec variations des conditions d'entrée des fluides 10
1.1.2 En Arrêt : migration du réfrigérant 12
1.1.3 Au Démarrage 14
1.2 Modélisation dynamique des machines à compression de vapeur 15
1.2.1 Modèles empiriques 17
1.2.2 Modèles à paramètres distribués 22
1.2.3 Modèles à paramètres localisés 25
1.3 Modèles des PAC eau – air dans les logiciels de simulation 25
1.3.1 Modèle de BLAST 26
1.3.2 Modèle de DOE-2 28
1.3.3 Modèle de EnergyPlus 30
1.3.4 Modèle de ESP-r/H3K 31

1.3.5 Modèle de HVACSim+ 31
1.3.6 Modèle de TRNSYS 33
1.4 Résumé 34

CHAPITRE II : MODÈLE DYNAMIQUE DE L'ÉCHANGEUR RÉFRIGÉRANT - AIR 36
2.1 Réfrigérant 37
2.1.1 Écoulement monophasique 37
2.1.2 Écoulement diphasique 42
2.1.3 Propriétés du réfrigérant 49
2.2 Paroi (tube et ailettes) 52
2.3 Air 66
2.3.1 Sans déshumidification 66
2.3.2 Avec déshumidification 67
2.3.3 Convection naturelle 69
2.4 Résolution numérique 69
2.4.1 Réfrigérant 70
2.4.2 Paroi (tube et ailettes) 84
2.4.3 Air 86
2.4.4 Résolution des équations discrétisées 86
2.4.5 Résolution générale pour l'échangeur 88
2.5 Compresseur à l'arrêt 91
2.5.1 Réfrigérant 91
2.5.2 Paroi (tube et ailettes) 98
2.5.3 Air 98
2.6 Résumé 98

CHAPITRE III : MODÈLE DYNAMIQUE DE L'ÉCHANGEUR RÉFRIGÉRANT - EAU 101
3.1 Fluide secondaire 104
3.2 Paroi intérieure 106
3.3 Réfrigérant 107
3.3.1 Écoulement monophasique 107
3.3.2 Écoulement diphasique 110
3.4 Résolution numérique 113
3.4.1 Réfrigérant 113
3.4.2 Paroi intérieure 114
3.4.3 Fluide secondaire 116
3.5 Compresseur à l'arrêt 117
3.5.1 Réfrigérant 117
3.5.2 Paroi intérieure 118
3.5.3 Fluide secondaire 118
3.6 Résumé... 121

CHAPITRE IV : MODÈLE DU COMPRESSEUR HERMÉTIQUE ALTERNATIF .. 124
4.1 Effets de l'huile 124
4.2 Modèle du compresseur 126
4.2.1 Aspiration et refoulement 127
4.2.2 Compression dans le cylindre 135
4.3 Résolution numérique 141
4.3.1 Compresseur en marche 141
4.3.2 Compresseur à l'arrêt 143
4.4 Résumé... 144

CHAPITRE V : MODÈLE DU DÉTENDEUR THERMOSTATIQUE 146

5.1 Spécificités du détendeur 146
5.1.1 Capacité du détendeur 146
5.1.2 Localisation du bulbe 148
5.1.3 Égalisateur 149
5.1.4 Orifice d'égalisation de pression 150
5.1.5 Charge du bulbe 151
5.1.6 Pompage 152
5.2 État thermodynamique du contenu du bulbe 153
5.3 Débit de réfrigérant 155
5.3.1 Détendeur ouvert 155
5.3.2 Détendeur fermé 161
5.4 Résolution numérique 174
5.4.1 État du contenu du bulbe 174
5.4.2 Débit de réfrigérant – détendeur ouvert 175
5.4.3 Débit de réfrigérant – détendeur fermé : liquide ou diphasique à l'amont ... 176
5.4.4 Débit de réfrigérant – détendeur fermé : vapeur à l'amont 182
5.5 Résumé... 186

CHAPITRE VI : MODÈLE GLOBAL DE LA POMPE À CHALEUR 189
6.1 Modèles des composants secondaires 191
6.1.1 Modèle dynamique de tuyau 191
6.1.2 Modèle du robinet inverseur 193
6.1.3 Modèle du plenum 195
6.2 Mise en commun des modèles de composants 198
6.3 Organisation du modèle global 199
6.4 Données d'entrée nécessaires 202
6.5 Résumé... 206

CHAPITRE VII : VALIDATION EXPÉRIMENTALE ET RÉSULTATS 208
7.1 Préparation de la pompe à chaleur 208
7.1.1 La pompe à chaleur 208
7.1.2 Instrumentation de la pompe à chaleur 209
7.1.3 Acquisition des données 214
7.2 Données expérimentales 216
7.2.1 Cas étudiés 216
7.2.2 Mesures 217
7.2.3 Bilans d'énergie et validation des résultats expérimentaux 220
7.2.4 Aperçu des performances de la PAC 227
7.3 Validation des modèles individuels des composants de la PAC 228
7.3.1 Compresseur 229
7.3.2 Échangeur réfrigérant – eau 231
7.3.3 Échangeur réfrigérant – air 232
7.4 Validation du modèle de la pompe à chaleur 236
7.4.1 Autres paramètres 236
7.4.2 Mode chauffage 238
7.4.3 Mode refroidissement 264
7.5 Applications possibles du modèle 275
7.6 Résumé 277

CHAPITRE VIII : MODÈLE DÉRIVÉ 279
8.1 Évolution de la capacité et sa captation 280
8.1.1 Au démarrage 280
8.1.2 À l'arrêt 286
8.2 Cas étudiés 290
8.2.1 Présentation 290
8.2.2 Constantes de temps 295

8.2.3 Tendances générales pour la constante de temps en démarrage 299
8.3 Modèle dérivé 302
8.3.1 Présentation 302
8.3.2 Capacités moyennes 306
8.3.3 Algorithme 308
8.3.4 Illustration du modèle 311
8.4 Résumé.....312

CONCLUSION 314

BIBLIOGRAPHIE 321

ANNEXE I : ÉTALONNAGE DES CAPTEURS DE PRESSION 330
ANNEXE II : ÉTALONNAGE DES THERMOCOUPLES 339
ANNEXE III : ÉTALONNAGE DU DÉBITMÈTRE À TURBINE.....345
ANNEXE IV : TESTS DES DÉBITMÈTRES À EFFET CORIOLIS 352
ANNEXE V : ÉTALONNAGE DES WATTMÈTRES 356
ANNEXE VI : ÉTALONNAGE DU DÉBITMÈTRE À AIR 360
ANNEXE VII : RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX 367

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 : Principales caractéristiques de modèles à paramètres localisés 26
Tableau 2.1 : Repérage d'éléments de paroi par procédé d'indexation à 3 éléments 56
Tableau 5.1 : Paramètre K de Hughmark 166
Tableau 6.1 : Sous-programmes constitutifs du modèle global de la PAC 201
Tableau 7.1 : Cas étudiés pour la validation expérimentale du modèle de la PAC 217
Tableau 7.2 : Incertitudes expérimentales reliées aux bilans d'énergie sur les échangeurs 226
Tableau 7.3 : Performances de la PAC selon les données expérimentales 228
Tableau 7.4 : Données relatives au compresseur alternatif 229
Tableau 7.5 : Résultats de la validation du modèle du compresseur en régime permanent 230
Tableau 7.6 : Données relatives à l'échangeur double tube 231
Tableau 7.7 : Validation du modèle de l'échangeur double tube 232
Tableau 7.8 : Données relatives à l'échangeur à tube à ailettes 233
Tableau 7.9 : Validation du modèle de l'échangeur tube à ailettes 235
Tableau 7.10: Données relatives au détendeur thermostatique 236
Tableau 7.11: Données relatives aux tuyaux 237
Tableau 7.12: Données relatives au robinet inverseur 238
Tableau 7.13: Données relatives au plenum 238
Tableau 8.1 : Combinaisons de temps de marche et de temps d'arrêt pour le modèle dérivé 291
Tableau 8.2 : Sous-cas de CFSBVM étudiés pour le modèle dérivé 292
Tableau 8.3 : Sous-cas de CFSBVA étudiés pour le modèle dérivé 292
Tableau 8.4 : Sous-cas de CFABVM étudiés pour le modèle dérivé 293
Tableau 8.5 : Sous-cas de CFABVA étudiés pour le modèle dérivé 293

Tableau 8.6 : Sous-cas de RFSBVM étudiés pour le modèle dérivé 294
Tableau 8.7 : Sous-cas de RFSBVA étudiés pour le modèle dérivé 294
Tableau 8.8 : Constantes de temps pour les sous-cas CFSBVM 295
Tableau 8.9 : Constantes de temps pour les sous-cas CFSBVA 296
Tableau 8.10: Constantes de temps pour les sous-cas CFABVM 296
Tableau 8.11: Constantes de temps pour les sous-cas CFABVA 297
Tableau 8.12: Constantes de temps pour les sous-cas RFSBVM 298
Tableau 8.13: Constantes de temps pour les sous-cas RFSBVA 299

LISTE DES FIGURES

Figure 0.1 : Schéma d'une pompe à chaleur à compression de vapeur 1

Figure 0.2 : Représentation schématique générale d'une PAC eau - air 2

Figure 0.3 : Réseau de pompes à chaleur eau – air connectées en boucle 3

Figure 0.4 : Schéma d'une pompe à chaleur eau – air (en mode chauffage) 7

Figure 1.1 : Variation de la capacité totale, de la puissance consommée et du COP en fonction de la température d'eau à l'entrée et de la température (sèche) de l'air à l'entrée, en mode chauffage 10

Figure 1.2 : Variation de la capacité totale, de la puissance consommée et du COP en fonction de la température d'eau à l'entrée et de la température de l'air à l'entrée, en mode refroidissement 11

Figure 1.3 : Évolution de la différence de température de l'air traité pendant un régime de cyclage; t_c est la durée d'un cycle, et t_0 est le temps de fonctionnement de l'unité pendant ce cycle 18

Figure 1.4 : Évolution de la capacité pendant un régime de cyclage pour un ventilateur fonctionnant continuellement 22

Figure 2.1 : Schéma d'un échangeur à tube à ailettes avec 2 rangées et 2 circuits .. 37

Figure 2.2 : Schématisation d'un tube ailetté pour la modélisation 39

Figure 2.3 : Définition du diamètre de coude 46

Figure 2.4 : Circuits d'échangeur dans une configuration de type rectangulaire 52

Figure 2.5 : Circuits d'échangeur dans une configuration de type étagé 52

Figure 2.6 : Découpage d'un circuit, dans une configuration de type rectangulaire, en éléments: "i" représente la direction axiale, et "j", la direction latérale 53

Figure 2.7 : Vue de dessus d'un élément de circuit de l'échangeur 53

Figure 2.8 : Exemple de disposition des circuits d'un échangeur 54

Figure 2.9 : Division de l'échangeur en colonnes et en rangées 55
Figure 2.10 : Détail montrant les ondulations des ailettes et leurs caractéristiques géométriques 64
Figure 2.11 : Schéma de décomposition en volumes de contrôle pour l'écoulement du réfrigérant 71
Figure 2.12 : Algorithme de résolution du modèle d'écoulement du réfrigérant pour un pas de temps 80
Figure 2.13 : Volumes de contrôle à l'entrée du tube 81
Figure 2.14 : Volumes de contrôle à la sortie du tube; N est le nombre total de volumes de contrôle 81
Figure 2.15 : Algorithme de répartition du débit d'entrée du réfrigérant entre les différents circuits 90
Figure 2.16 : Niveaux d'itération dans la résolution du modèle de l'échangeur réfrigérant - air 91
Figure 2.17 : Algorithme de résolution du modèle d'écoulement du réfrigérant pour un pas de temps lorsque le compresseur est à l'arrêt 96
Figure 3.1 : Schématisation de l'échangeur réfrigérant - eau 102
Figure 3.2 : Dimensions caractéristiques des nervures 102
Figure 3.3 : Diamètres équivalents intérieurs du tube vrillé 103
Figure 4.1 : Schéma du compresseur aux fins de modélisation 127
Figure 4.2 : Cycle de compression - détente dans le cylindre 137
Figure 5.1 : Évolution de la capacité du détendeur thermostatique en fonction du degré de surchauffe (avec la permission de Danfoss) 147
Figure 5.2 : Localisation du bulbe du détendeur thermostatique 148
Figure 5.3 : Placement du bulbe dans un "puits" à l'intérieur de la canalisation d'aspiration du compresseur 149
Figure 5.4 : Exemple de détendeur SPORLAN muni d'orifice d'égalisation de pression contrôlé par valve (avec la permission de Sporlan) 151

Figure 5.5 : Équilibre des forces dans le détendeur 156
Figure 5.6 : Rapport du déplacement du pointeau du détendeur avec la section d'écoulement 158
Figure 5.7 : Géométrie de l'orifice à tube court 171
Figure 5.8 : Détermination des constantes K1 et K2 par un algorithme d'optimisation 176
Figure 5.9 : Décomposition de l'orifice en volumes de contrôle 177
Figure 5.10 : Algorithme de résolution du modèle d'orifice à tube avec du liquide sous-refroidi ou un mélange diphasique à l'amont 181
Figure 5.11 : Test du modèle d'orifice à tube pour des conditions de liquide sous-refroidi ou de mélange diphasique à l'amont du tube 182
Figure 5.12 : Algorithme de résolution du modèle d'orifice à tube avec de la vapeur à l'amont 185
Figure 5.13 : Test du modèle d'orifice à tube pour des conditions de vapeur à l'amont du tube 186
Figure 6.1 : Schéma du flux des données entre les composants de la pompe à chaleur 190
Figure 6.2 : Schéma simplifié du robinet inverseur 194
Figure 6.3 : Schéma du plenum 195
Figure 6.4 : Algorithme général de résolution du modèle global de la pompe à chaleur 200
Figure 7.1 : Vue de la PAC avant son instrumentation 209
Figure 7.2 : Instrumentation de la pompe à chaleur 210
Figure 7.3 : Schéma du système d'acquisition de données 215
Figure 7.4 : Vue de la PAC en cours d'installation dans la chambre environnementale 218
Figure 7.5 : Schéma de la PAC dans la chambre environnementale 219
Figure 7.6 : Évolution des pressions du réfrigérant pour le cas CFSBVM 220

Figure 7.7 : Diagramme P-h pour le cas CFSBVM en régime permanent.....221
Figure 7.8 : Diagramme P-h pour le cas RFSBVM en régime permanent.....222
Figure 7.9 : Disposition des tubes et circuits de l'échangeur réfrigérant – air.....234
Figure 7.10 : Évolution des pressions moyennes d'évaporation et de condensation dans le cas CFSBVM s'il ne devait pas y avoir d'égalisation des pressions.....241
Figure 7.11 : Températures du réfrigérant pour le cas CFSBVM (données expérimentales).....242
Figure 7.12 : Température à la surface du bulbe pour le cas CFSBVM (donnée expérimentale).....244
Figure 7.13 : Modélisation de la pompe à chaleur à l'arrêt du compresseur en mode chauffage.....245
Figure 7.14 : Pressions moyennes d'évaporation et de condensation pour le cas CFSBVM.....246
Figure 7.15 : Débits de réfrigérant aux niveaux Compresseur et Détendeur pour le cas CFSBVM.....247
Figure 7.16 : Puissance requise au niveau du compresseur pour le cas CFSBVM.....248
Figure 7.17 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas CFSBVM.....249
Figure 7.18 : Températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas CFSBVM.....250
Figure 7.19 : Pressions moyennes d'évaporation et de condensation pour le cas CFSBVA.....251
Figure 7.20 : Puissance requise au niveau du compresseur pour le cas CFSBVA.....252
Figure 7.21 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas CFSBVA.....252
Figure 7.22 : Températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas CFSBVA.....253
Figure 7.23 : Pressions moyennes d'évaporation et de condensation pour le cas CFABVM.....254

Figure 7.24 : Puissance requise au niveau du compresseur pour le cas CFABVM 255
Figure 7.25 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas CFABVM 255
Figure 7.26 : Températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas CFABVM 256
Figure 7.27 : Pressions moyennes d'évaporation et de condensation pour le cas CFABVA 257
Figure 7.28 : Puissance requise au niveau du compresseur pour le cas CFABVA .. 257
Figure 7.29 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas CFABVA 258
Figure 7.30 : Températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas CFABVA 259
Figure 7.31 : Évolution de la répartition de la masse de réfrigérant entre les différents composants au cours du cycle pour le cas CFSBVM 260
Figure 7.32 : Évolution de la capacité pour le cas CFSBVM 261
Figure 7.33 : Évolution de la capacité pour le cas CFSBVA 261
Figure 7.34 : Évolution de la capacité pour le cas CFABVM 262
Figure 7.35 : Évolution de la capacité pour le cas CFABVA 262
Figure 7.36 : Bilan énergétique global du système PAC pour le cas CFSBVM 263
Figure 7.37 : Modélisation de la PAC à l'arrêt du compresseur en mode refroidissement 265
Figure 7.38 : Pressions moyennes d'évaporation et de condensation pour le cas RFSBVM 266
Figure 7.39 : Débits de réfrigérant aux niveaux Compresseur et Détendeur pour le cas RFSBVM 267
Figure 7.40 : Puissance requise au niveau du compresseur pour le cas RFSBVM 268
Figure 7.41 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas RFSBVM 268
Figure 7.42 : Températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas RFSBVM 269
Figure 7.43 : Pressions moyennes d'évaporation et de condensation pour le cas RFSBVA 270

Figure 7.44 : Débits de réfrigérant aux niveaux Compresseur et Détendeur pour le cas RFSBVA 270
Figure 7.45 : Puissance requise au niveau du compresseur pour le cas RFSBVA 271
Figure 7.46 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas RFSBVA 272
Figure 7.47 : Températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas RFSBVA 273
Figure 7.48 : Évolution de la répartition de la masse de réfrigérant entre les différents composants au cours du cycle pour le cas RFSBVM 273
Figure 7.49 : Évolution de la capacité pour le cas RFSBVM 274
Figure 7.50 : Évolution de la capacité pour le cas RFSBVA 275
Figure 7.51 : Bilan énergétique global du système PAC pour le cas RFSBVM 276
Figure 8.1 : Format général de l'évolution de la capacité au démarrage 282
Figure 8.2 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour le cas CFSBVM 283
Figure 8.3 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour le cas CFSBVA 283
Figure 8.4 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour le cas CFABVM 284
Figure 8.5 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour le cas CFABVA 284
Figure 8.6 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour le cas RFSBVM 285
Figure 8.7 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour le cas RFSBVA 285
Figure 8.8 : Modélisation de l'évolution de la capacité à l'arrêt pour le cas CFSBVM 287
Figure 8.9 : Modélisation de l'évolution de la capacité à l'arrêt pour le cas CFSBVA 287

Figure 8.10 : Modélisation de l'évolution de la capacité à l'arrêt pour le cas CFABVM 288
Figure 8.11 : Modélisation de l'évolution de la capacité à l'arrêt pour le cas CFABVA 288
Figure 8.12 : Modélisation de l'évolution de la capacité à l'arrêt pour le cas RFSBVM 289
Figure 8.13 : Modélisation de l'évolution de la capacité à l'arrêt pour le cas RFSBVA 289
Figure 8.14 : Exemple de fichier de données de performance pour TYPE 801 304
Figure 8.15 : Algorithme général de TYPE 801 pour un pas de temps 310
Figure 8.16 : Copie d'écran de TRNSYS montrant la réponse de TYPE 801 à un signal de chauffage 311
Figure 8.17 : Copie d'écran de TRNSYS montrant la réponse de TYPE 801 à un signal de refroidissement 312
Figure 9.1 : Exemple de prédiction de l'évolution de la température de l'air de sortie par le modèle numérique global de la pompe à chaleur 316
Figure 9.2 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour un cas de PAC en mode chauffage, munie d'un orifice d'égalisation de pression, et ventilateur arrêté à l'arrêt du compresseur 318
Figure 9.3 : Copie d'écran de TRNSYS montrant la réponse du modèle dérivé à un signal de chauffage 319

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

SYMBOLES :

A	aire (m^2)
A	coefficient de régression
B	coefficient de régression
C	coefficient
Cp	chaleur spécifique (J/kg.K)
D	diamètre (m)
e	hauteur de nervure dans un échangeur double tube nervuré (m)
f	coefficient de frottement
F	force (N)
F	fréquence (Hz)
Fr	nombre de Froude
G	flux de masse ($kg/m^2.s$)
h	coefficient de transfert de chaleur ($W/m^2.K$)
h	enthalpie massique (J/kg)
k	conductivité thermique (W/m.K)
I	incertitude relative (%) ou absolue
I	valeur de l'intégrale
j	numéro de colonne dans un échangeur tube – ailettes
J	nombre total de colonnes dans un échangeur tube – ailettes
k	numéro de rangée dans un échangeur tube – ailettes
k	raideur de ressort (N/m)
K	constante
K	constante d'étalonnage du débitmètre à turbine (Hz/L/s)
K	nombre total de rangées dans un échangeur tube – ailettes

l	numéro de circuit dans un échangeur tube – ailettes
L	nombre total de circuits dans un échangeur tube – ailettes
$\dot{m}$	débit (kg/s)
m , M	masse (kg)
m	masse par mètre de longueur (kg/m)
N	nombre
Nu	nombre de Nusselt
p	pas des nervures dans un échangeur double tube nervuré (m)
P	pas de tubes ou d'ailettes dans un échangeur tube – ailettes (m)
P	pression (Pa)
P	puissance (W)
Pr	nombre de Prandtl
Q	débit volumétrique (L/s)
Q	flux calorifique (W)
$\dot{Q}$	quantité de chaleur échangée (W)
r	rayon (m)
Ra	nombre de Rayleigh
Re	nombre de Reynolds
s	entropie massique (J/kg.K)
S	rapport de glissement entre vitesses
S	surface ou aire (m^2)
t	épaisseur (m)
t	temps (s)
T	température (°C ou K)
u	vitesse d'écoulement (m/s)
v	vitesse d'écoulement (m/s)
v	volume massique (m^3/kg)

V	tension électrique (V)
V	volume (m^3)
w	travail spécifique (J/kg)
$\dot{W}$	puissance électrique (W)
W	rapport de mélange (taux d'humidité) de l'air (kg/kg)
W	travail (J)
We	nombre de Weber
x	titre en vapeur d'un mélange diphasique
X	paramètre de Martinelli
z	distance (m)

LETTRES GRECQUES :

α	angle (°)
α	diffusivité thermique (m^2/s)
α	taux de vide
β	coefficient de dilatation thermique (K^{-1})
Γ	taux volumique de transfert interphase de masse ($kg/m^3.s$)
Δ	écart
ε	coefficient
ε	épaisseur (m)
ε	facteur d'émission
η	rendement
μ	viscosité dynamique (kg/s.m)
ν	viscosité cinématique (m^2/s)
ρ	masse volumique (kg/m^3)
σ	constante de Stefan-Boltzmann ($W/m^2.K^4$)
σ	écart - type

σ	tension superficielle (N/m)
τ	constante de temps (s)
τ	contrainte de cisaillement (N/m^2)
ϕ	multiplicateur diphasique

INDICES / EXPOSANTS :

*	adimensionnel
0	extérieur
0	initial, temps précédent
a	air
abs	absorbé
asp	aspiration du compresseur
c	collier d'un tube à ailettes
c	colonnes
c	parties du compresseur en contact avec le réfrigérant
cb	contenu du bulbe du détendeur
cd	condenseur
cmp	compresseur
cyc	cyclage
d	démarrage
det	détendeur
e	enveloppe
e	externe, extérieur
e	fluide secondaire dans l'échangeur double tube
en, ent	entrée
env	environnement
ev	évaporateur

f	ailettes
f	frottement
g	global
h	huile dans le compresseur
h	hydraulique
i	interfacial
i	interne, intérieur
l	libre
l	longitudinal
l, *liq*	phase liquide d'un mélange diphasique
m	moteur du compresseur
m, *moy*	moyen
mac	macro
max	maximal, maximum
mic	micro
min	minimal, minimum
nom	nominal
p	paroi
P	périmètre
plo	pleine ouverture
r	réfrigérant
R	réduit
R	résiduel
ref	de référence
ref	refoulement du compresseur
SS	régime permanent
SS	surchauffe statique

t	transversal
t	tube
t	turbulent
tc	thermocouple
th	théorique
v, vap	phase vapeur d'un mélange diphasique
vol	relatif à l'unité de volume

INTRODUCTION

Pompes à chaleur eau – air

La Figure 0.1 schématise une pompe à chaleur (PAC). Celle-ci utilise un compresseur et est donc du type à compression de vapeur (d'autres types de PAC sont celles à absorption, à adsorption, etc.). Cette étude concerne les PAC à compression de vapeur et, pour alléger le texte, dans la suite du rapport, le terme "pompe à chaleur" est supposé faire référence à ce type de système.

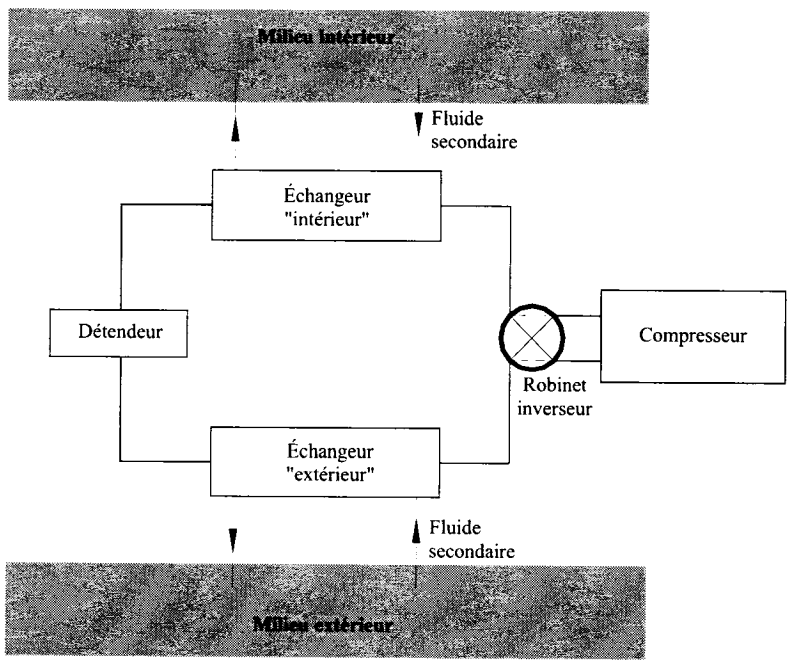


Figure 0.1 : Schéma d'une pompe à chaleur (réversible) à compression de vapeur

Les pompes à chaleur peuvent fonctionner en mode chauffage ou en mode refroidissement grâce à l'inversion du cycle effectuable avec le robinet inverseur. En

mode chauffage, l'échangeur "extérieur" est l'évaporateur, et l'échangeur "intérieur" est le condenseur. En mode refroidissement, c'est l'inverse. La capacité de la PAC en chauffage ou en refroidissement, i.e. la quantité de chaleur échangée avec le milieu intérieur, ainsi que la puissance consommée par la PAC sont les deux paramètres les plus importants. On définit la performance d'une PAC par le rapport de la capacité (en W) sur la puissance consommée (en W). Ce rendement est appelé coefficient de performance (COP). En mode refroidissement, le rendement peut aussi être exprimé par le taux de rendement énergétique appelé EER (Energy Efficiency Ratio), notamment aux États-Unis. Le EER (Btu/W.hr) est le rapport de la capacité en Btu/hr sur la puissance consommée en W.

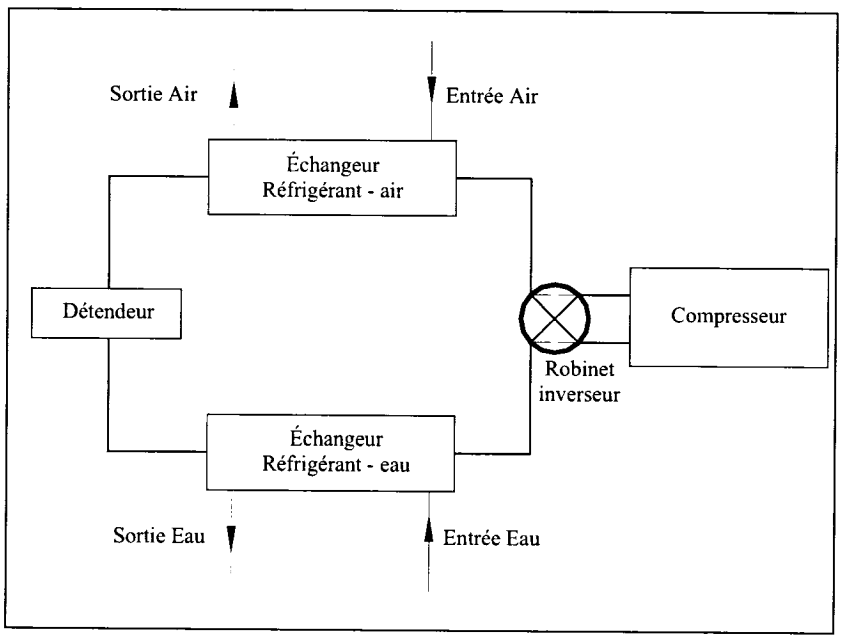


Figure 0.2 : Représentation schématique générale d'une pompe à chaleur eau - air

Habituellement, les fluides secondaires sont l'eau ou l'air. On convient de subdiviser les PAC en quatre sous-groupes selon les fluides secondaires impliqués. La convention suivante est de mise: en chauffage, si le fluide secondaire agissant comme source de

chaleur est X, et le fluide secondaire agissant comme puits de chaleur est Y, alors la PAC est du type X-Y. X ou Y pouvant chacun être l'eau ou l'air. De ce fait, on a 4 sous-groupes de PAC: air – air, air – eau, eau – air et eau – eau. Ainsi par exemple, pour une PAC eau – air, en mode chauffage, la chaleur est extraite de l'eau et envoyée à l'air. Tous les quatre sous-groupes de PAC sont disponibles dans le commerce. La présente étude concerne les PAC eau – air (Figure 0.2).

Les PAC eau – air sont habituellement connectées en réseau (voir Figure 0.3). La boucle résultante permet, à l'aide d'une pompe, de faire circuler le fluide caloporteur de la source/puits vers les PAC.

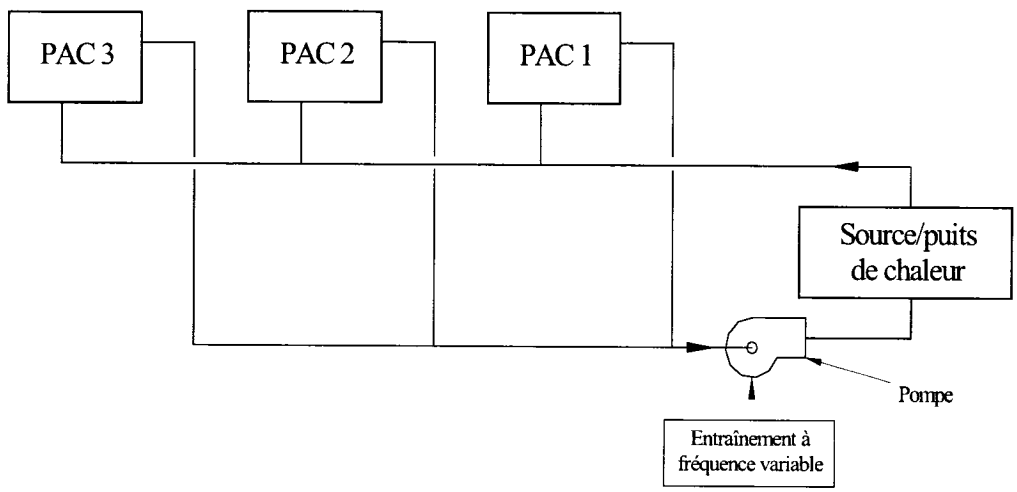


Figure 0.3 : Réseau de pompes à chaleur eau – air connectées en boucle

Le système source/puits de chaleur peut être par exemple: le sol (échangeur géothermique), une étendue d'eau (mare, étang, lac, ...) ou une combinaison chaudière/tour de refroidissement. Dans ce dernier cas, la chaudière est la source, et la tour est le puits; dans les deux premiers cas, le système fait office à la fois de source et de puits.

Les PAC utilisant l'énergie géothermique offrent la possibilité d'une réduction notable de la consommation d'énergie des bâtiments. Puisque la température à l'intérieur du sol est pratiquement constante tout le long de l'année, les PAC géothermiques peuvent fonctionner toute l'année fournissant chaleur ou froid selon la demande, avec des coefficients de performance de l'ordre de 3 à 4.

Importance de la simulation énergétique des bâtiments

On note qu'au Canada, environ 30 % de toute l'énergie consommée sert au chauffage et au refroidissement des bâtiments. Il est donc essentiel que l'efficacité énergétique des bâtiments soit améliorée. Les simulations énergétiques aident depuis déjà quelques décennies à l'atteinte de cet objectif pour les bâtiments existants.

De plus, dans une optique de développement durable, les nouveaux bâtiments sont appelés à être de plus en plus efficaces sur le plan énergétique. Puisque tout commence dès le stade de la conception, la simulation énergétique à cette étape occupera une place dont l'importance ira grandissante.

Problématique

Une meilleure modélisation des pompes à chaleur, et des systèmes de climatisation en général, permettra une simulation énergétique des bâtiments plus proche de la réalité.

Les modèles de PAC eau – air retrouvés à l'heure actuelle dans les outils de simulation sont déficients à plus d'un titre. D'abord, il faut remarquer que la modélisation du rendement des PAC est généralement basée sur les données de performance obtenues des manufacturiers. Or ces dites données sont valables en régime permanent, alors que les PAC ne fonctionnent presque jamais en régime permanent. Elles opèrent plus

généralement en mode tout ou rien (il existe des PAC à capacité modulable, mais ce type de PAC est encore très marginalement représenté dans le parc) avec des cycles de démarrage/arrêt qui peuvent être assez longs. Il résulte de ce cyclage une dégradation de la performance (Votsis, Tassou, Wilson et Marquand 1992; Katipamula et O'Neal 1991; Miller 1985; Parken, Beausoleil et Kelly 1977). Par exemple, Katipamula et O'Neal rapportent qu'il faut de 5 à 10 minutes après le démarrage avant que le système atteigne sa pleine capacité et que les pertes sur la capacité peuvent atteindre 20 %.

La modélisation des PAC souffre aussi d'un problème lié au temps de simulation. En effet, les simulations énergétiques des bâtiments sont généralement effectuées avec un pas de temps d'une heure. Mais comme les PAC peuvent subir plusieurs cycles d'arrêt/départ au cours d'une heure, le pas de temps de la simulation doit être le plus petit possible.

Objectifs de la thèse

Le principal objectif de notre étude est le développement d'un modèle dynamique de pompe à chaleur eau – air permettant une meilleure prédiction de sa performance thermique, notamment en cyclage. Pour atteindre cet objectif, il sera nécessaire de :

1. modéliser la dynamique entourant le fonctionnement de la pompe à chaleur eau – air à travers ses différents composants;
2. raffiner et valider expérimentalement le modèle dynamique développé;
3. implémenter effectivement le modèle dynamique validé dans un outil de simulation énergétique des bâtiments, lui assurant ainsi une réelle applicabilité (TRNSYS a été choisi à cet effet).

Aperçu de la méthodologie utilisée

Les travaux à mener s'articulent autour de trois phases :

1. Modélisation numérique : il s'agira de modéliser l'ensemble des composants de la PAC sur la base des équations de conservation.
2. Expérimentations : elles se feront en milieu contrôlé et permettront de valider le modèle numérique issu de la première phase.
3. Application : une fois le modèle validé, une version simplifiée en sera déduite et implémentée dans le logiciel TRNSYS.

Configuration du circuit de réfrigération étudié

En s'appuyant sur des catalogues de manufacturiers (WaterFurnace - Spectra, Trane, ClimateMaster, Maritime Geothermal Ltd - Nordic, McQuay, ThermoPlus) et sur (ASHRAE 2004), nous avons recensé les différents composants qu'on peut retrouver dans le circuit de réfrigération d'une pompe à chaleur eau – air. Il s'avère que la configuration la plus fréquente est la suivante (Figure 0.4) :

- compresseur : hermétique alternatif;
- échangeur réfrigérant – air (côté intérieur) : le classique échangeur à tubes à ailettes avec des tubes en cuivre et des ailettes en aluminium;
- échangeur réfrigérant – eau (côté extérieur) : double tube avec le réfrigérant circulant dans l'anneau;
- détendeur : thermostatique;
- robinet inverseur.

Le robinet inverseur peut affecter la performance de la pompe à chaleur à cause de trois effets: transfert de chaleur, chute de pression, et perte de masse (des fuites entre le réfrigérant haute pression et le réfrigérant basse pression dues à un défaut d'étanchéité

dans le robinet). La perte de masse engendrée par le robinet est relativement négligeable (Damasceno, Rooke et Goldschmidt 1991) et en conséquence, on prendra en compte les deux autres effets.

Ce sera la première fois avec cette thèse qu'une pompe à chaleur va être modélisée en régime dynamique dans cette configuration.

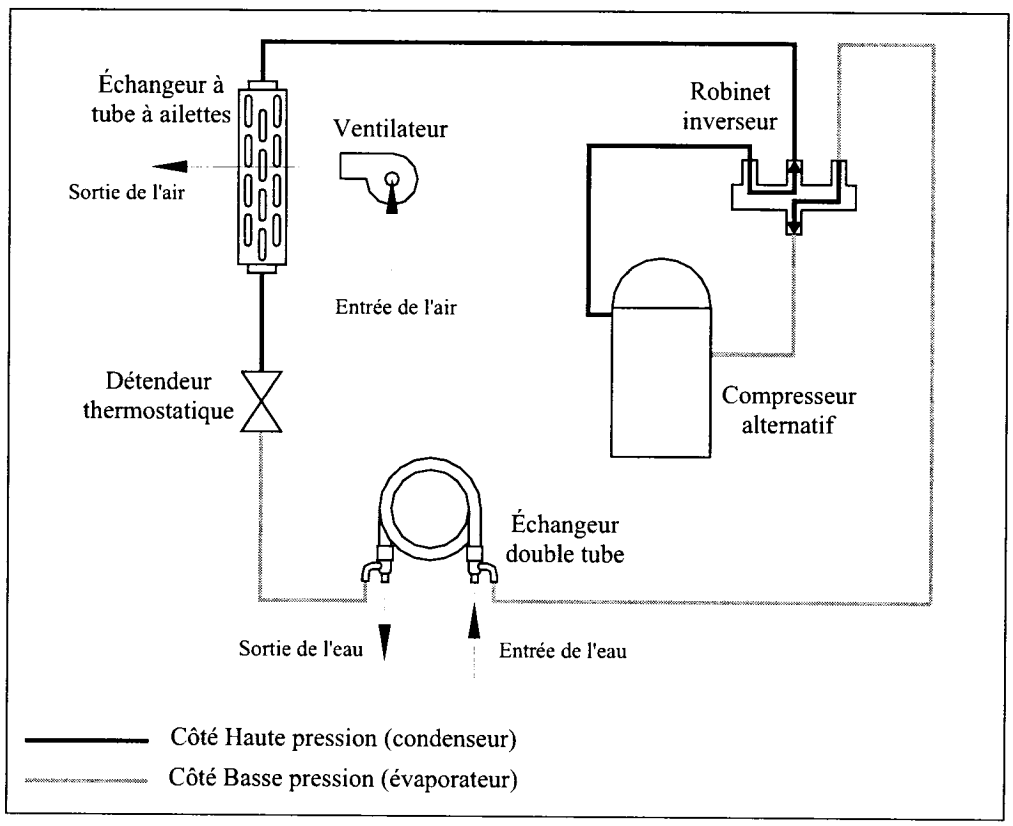


Figure 0.4 : Schéma d'une pompe à chaleur eau – air (en mode chauffage)

Contenu de la thèse

Nous allons dans un premier temps faire un état des connaissances, objet du chapitre 1. Cette revue de la littérature nous permettra d'abord de faire le point sur les phénomènes

transitoires qui accompagnent le fonctionnement des pompes à chaleur. Ensuite, les modèles dynamiques de machines à compression de vapeur (PAC, réfrigérateurs, etc.) publiés seront passés au crible. Finalement, nous verrons la manière dont les PAC eau – air sont modélisées dans les logiciels de simulation énergétique des bâtiments.

Les chapitres 2 à 5 sont consacrés au développement des modèles dynamiques des 4 composants majeurs de la pompe à chaleur. Le chapitre 2 porte sur l'échangeur réfrigérant – air, un échangeur à tube à ailettes. Le chapitre 3 traite de l'échangeur réfrigérant – eau, un échangeur double tube. Avec le chapitre 4, le modèle du compresseur hermétique alternatif est présenté. Finalement, le chapitre 5 concerne le modèle du détendeur thermostatique.

Une fois les composants de la PAC modélisés, ils sont mis en commun suivant une procédure présentée au chapitre 6 pour former le modèle global de la pompe à chaleur. Dans ce chapitre, nous indiquons également les données d'entrée requises pour le modèle de la PAC.

Au chapitre 7, nous procédons à la validation expérimentale des modèles individuels des composants de la PAC et du modèle de la PAC lui-même. On y étudie également les performances en régime permanent et en régime transitoire de la PAC de référence. Finalement, dans le chapitre 8, le modèle développé et validé est utilisé pour dériver un modèle dynamique simplifié qui est implémenté dans TRNSYS. Ce chapitre final décrit la procédure suivie et les résultats obtenus.

CHAPITRE I
ÉTAT DES CONNAISSANCES

Cette revue de la littérature porte sur les phénomènes transitoires propres aux pompes à chaleur (PAC) et aux machines frigorifiques à compression de vapeur en général.

Nous commencerons par nous intéresser au fonctionnement de la pompe à chaleur en cyclage. Nous verrons ensuite comment sont modélisés les phénomènes transitoires affectant les machines à compression de vapeur. Et finalement, sera étudiée la manière dont les logiciels de simulation énergétique du bâtiment les plus populaires modélisent la pompe à chaleur eau – air, laquelle est notre principal centre d'intérêt.

1.1 Analyse du fonctionnement de la pompe à chaleur

Il va s'agir de décrire ce qui se passe dans le circuit de réfrigération en réponse aux différentes perturbations affectant le cycle: arrêt du compresseur, variation de la température d'entrée de l'eau, variation de la température d'entrée de l'air, démarrage du compresseur, etc. Sous cet angle, trois principaux régimes peuvent être identifiés: (i) fonctionnement normal (régime permanent) avec variation des conditions (température, débit) d'entrée des fluides; (ii) en Arrêt (arrêt du compresseur); et (iii) en Démarrage (le compresseur vient de démarrer).

Le mode de fonctionnement normal d'une pompe à chaleur correspond à une succession de ces trois régimes (l'ordre de succession des régimes n'est pas nécessairement celui qui est donné: une phase de démarrage peut être suivie d'une phase d'arrêt avant que le régime permanent ne soit atteint). Tout modèle dynamique de la PAC doit pouvoir reproduire son comportement dans ces régimes qui vont maintenant être analysés.

1.1.1 Fonctionnement normal avec variations des conditions d'entrée des fluides

Les débits d'air et de liquide peuvent en principe varier, mais en pratique ce sera rarement le cas. Nous allons par conséquent nous concentrer sur la réponse du système suite à la variation de la température d'un des fluides. Dans cette analyse, le système est supposé être déjà en régime permanent avant l'intervention de la perturbation. Lorsque dans cet état de régime permanent, une variation de température intervient, le système passe plus ou moins rapidement d'un régime permanent à un autre. Entre ces deux régimes permanents, le système se trouve donc en régime transitoire.

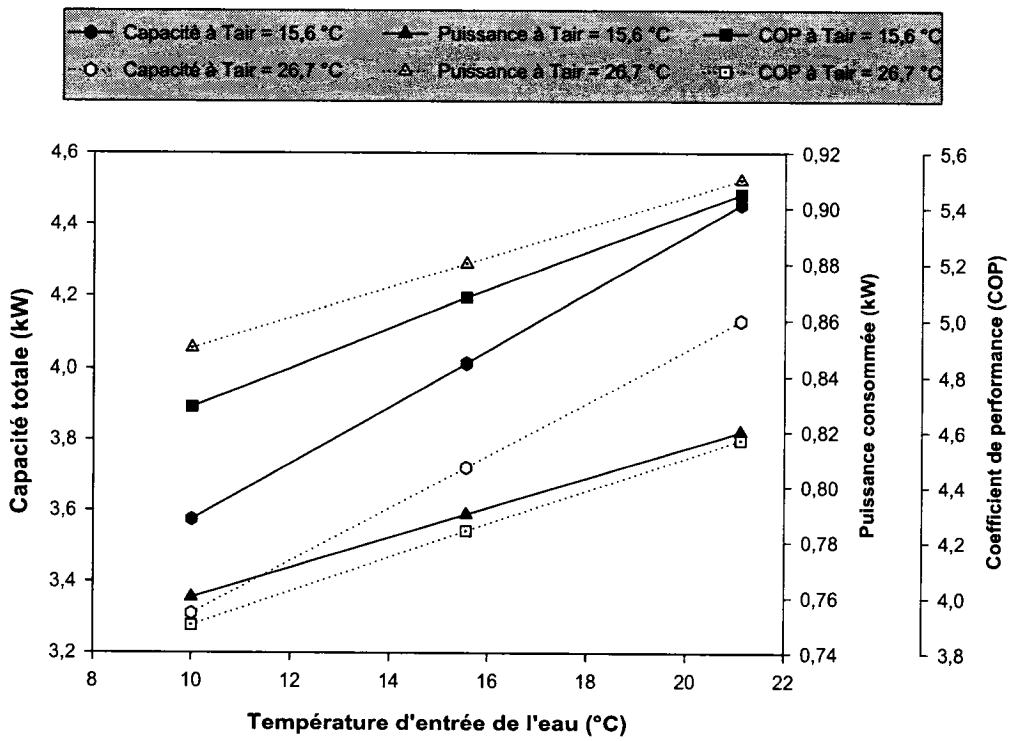


Figure 1.1 : Variation de la capacité totale, de la puissance consommée et du COP en fonction de la température d'eau à l'entrée et de la température (sèche) de l'air à l'entrée, en mode chauffage

La présente analyse va s'appuyer sur les données de catalogue du manufacturier. Nous allons observer la variation des deux principales variables d'intérêt (la capacité et la puissance consommée) par rapport aux températures d'entrée des fluides, en mode chauffage et en mode refroidissement. Les données que nous présentons en Figure 1.1 et en Figure 1.2 sont tirées du catalogue du manufacturier WaterFurnace – Spectra, modèle SX013. L'unité comprend entre autres, un compresseur hermétique rotatif, un échangeur réfrigérant-air, un échangeur réfrigérant-liquide, et un détendeur thermostatique. Les données présentées concernent un débit d'eau de 1,8 gpm (0,114 l/s) et un débit d'air de 400 cfm (189 l/s).

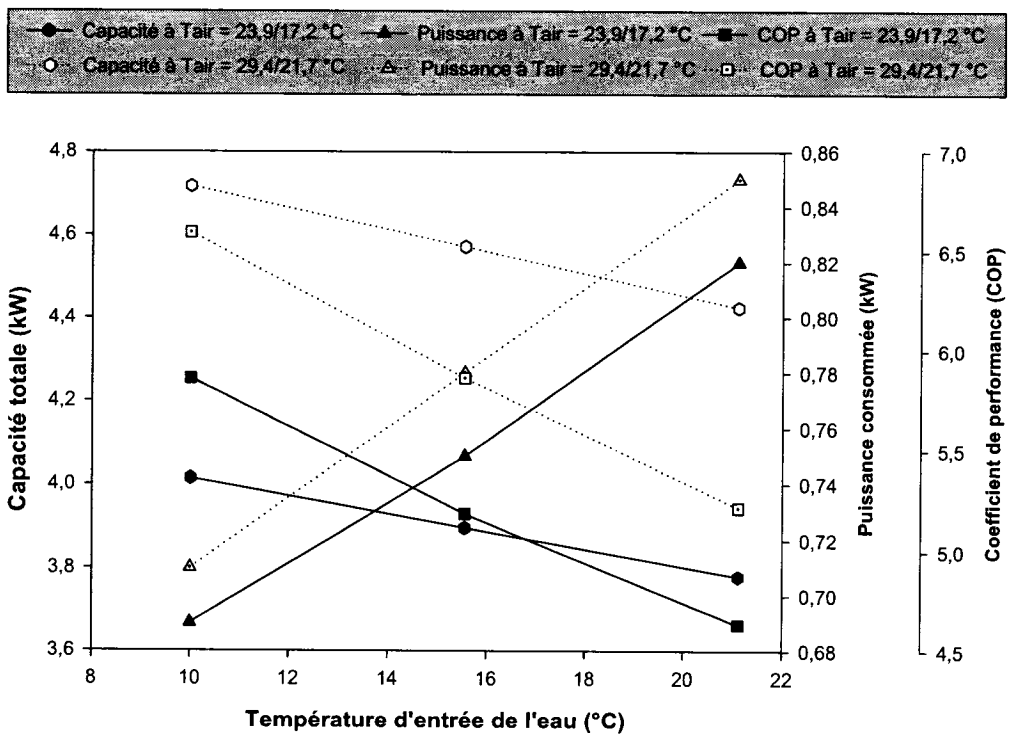


Figure 1.2 : Variation de la capacité totale, de la puissance consommée et du COP en fonction de la température d'eau à l'entrée et de la température de l'air à l'entrée, en mode refroidissement

Comme nous pouvons le voir, tous autres paramètres restant constants :

1. en mode chauffage: lorsque la température d'entrée de l'eau augmente, l'évaporateur peut capter plus de chaleur. La pression d'aspiration au compresseur augmente, le débit massique de réfrigérant augmente, et la capacité augmente également, comme on peut le constater sur la Figure 1.1. La puissance consommée au compresseur augmente aussi. Et lorsque la température (sèche) d'entrée de l'air augmente, la pression de refoulement au compresseur augmente, et le débit de réfrigérant diminue. La capacité diminue et la puissance consommée par le compresseur augmente.
2. en mode refroidissement: lorsque la température d'entrée de l'eau augmente, on note bien évidemment le même effet que l'augmentation de la température (sèche) d'entrée de l'air en mode chauffage: la capacité diminue et la puissance consommée augmente. Et lorsque la température d'entrée de l'air augmente, le même effet que l'augmentation de la température d'entrée de l'eau est noté: la capacité et la puissance consommée au compresseur augmentent toutes deux.

1.1.2 En Arrêt : migration du réfrigérant

La présente analyse vaut pour des systèmes équipés de tube capillaire ou de détendeur thermostatique avec orifice d'équilibrage des pressions. On peut retrouver une description de ce qui se passe quand le compresseur arrête dans les références suivantes: Mulroy et Didion (1985), Rubas et Bullard (1995), Miller (1985), Murphy et Goldschmidt (1986), Rasmussen et al. (1987).

Aussitôt après l'arrêt du compresseur, il n'y a plus d'écoulement de réfrigérant vers le condenseur (en provenance du compresseur donc). Comme la pression au condenseur est plus élevée que la pression à l'évaporateur, le liquide présent dans le condenseur s'écoule

vers l'évaporateur en passant par le détendeur. La première phase de cette migration de réfrigérant concerne le liquide. Cette migration correspond à un transfert d'énergie du condenseur vers l'évaporateur. La pression et la température au condenseur baissent tandis que la pression et la température à l'évaporateur augmentent.

Comme en effet le condenseur se vide de son liquide, la vapeur présente occupe la place laissée vacante. Cette détente entraîne une baisse de la pression côté condenseur et une vaporisation subséquente d'une partie du liquide encore présent dans le condenseur. Cela fait baisser la température. Pour ce qui est de l'évaporateur, l'énergie reçue du réfrigérant est ce qui augmente la température et subséquemment, la pression.

Dès que la majorité du liquide présent dans le condenseur a migré vers l'évaporateur, la vapeur présente dans le condenseur suit le même chemin. Cette migration se poursuit activement jusqu'à ce que les pressions au condenseur et à l'évaporateur deviennent égales. En ce moment, le condenseur se trouve encore à une température plus élevée qu'à l'évaporateur: la vapeur qui se trouve dans le condenseur est à l'état surchauffé et à l'évaporateur, on trouve un mélange liquide-vapeur. Le transfert d'énergie qui se poursuit encore entre le condenseur et l'évaporateur sous l'effet de la faible migration due à ce gradient de température est jugé négligeable (Murphy et Goldschmidt 1986).

La quantité de réfrigérant qui migre du condenseur et sa répartition dans le système dépendent du système et des conditions d'opération. Pour en avoir une idée pour un système donné, des expérimentations ou des modèles transitoires détaillés du système sont nécessaires.

1.1.3 Au Démarrage

Les auteurs suivants décrivent ce qui se passe au démarrage du compresseur suite à un arrêt qui a vu le condenseur perdre la majorité de sa charge de réfrigérant normale (celle qu'il a en fonctionnement en régime permanent) : Rasmussen et al. (1987), Miller (1985), Murphy et Goldschmidt (1985), Krause et Bullard (1996).

Nous avons vu que lors de l'arrêt, le réfrigérant a migré en grande quantité vers l'évaporateur et s'y trouve notamment sous forme de mélange liquide-vapeur. Nous avons aussi vu que le condenseur renferme essentiellement de la vapeur surchauffée et que les pressions dans le système sont égales.

Au démarrage, le compresseur a un débit beaucoup plus élevé que son débit normal (i.e. le débit correspondant à son fonctionnement en régime permanent dans les conditions actuelles). Pendant ce temps, comme les pressions côté condenseur et côté évaporateur sont encore presque égales (la pression dans le condenseur vient de commencer à s'élever et celle dans l'évaporateur vient de commencer à baisser), le débit à travers le détendeur est encore très faible. L'évaporateur se vide donc et le condenseur se remplit.

Comme l'évaporateur se vide, la pression qui y règne diminue. La température aussi diminue et le titre en vapeur du réfrigérant augmente, augmentation favorisée également par le fait que le détendeur envoie d'abord de la vapeur surchauffée à l'évaporateur. Progressivement donc, l'état du réfrigérant à la succion du compresseur passe de mélange liquide-vapeur à vapeur surchauffée. De ce fait, le débit du compresseur diminue vers son débit normal. Pendant ce temps, le condenseur qui voit arriver du compresseur beaucoup de réfrigérant voit sa pression monter vers la normale. La température de saturation monte donc aussi et la condensation se fait de façon progressivement normale. Et au niveau du détendeur pendant ce temps aussi, le débit

volumique augmente, dû à l'accroissement de la différence de pression entre l'évaporateur et le condenseur. Et le débit massique augmente vers son niveau normal, dû à l'effet combiné de l'élévation du débit volumique et à la baisse du titre en vapeur (voire au sous-refroidissement) du réfrigérant qui quitte le condenseur. Ainsi, tous les composants tendent-ils vers leur condition normale d'opération (celle en régime permanent aux conditions actuelles, nous le rappelons). Et ainsi le système atteint-il le régime permanent.

Pendant cette phase transitoire, la capacité disponible est passée de presque zéro à sa valeur normale suivant une tendance que les auteurs s'accordent à reconnaître comme exponentielle. Le temps nécessaire pour que la capacité atteigne sa valeur normale dépend de plusieurs facteurs dont principalement: (i) la redistribution du réfrigérant telle que nous venons d'en discuter et, (ii) la masse thermique des échangeurs (voir par exemple, Tree et Weiss (1986)). Ce "retard à l'allumage" sur la capacité influe énormément sur la performance d'ensemble du système tel qu'il fonctionne en pratique. Cette perte de performance ne peut être quantifiée pour un système donné dans des conditions de fonctionnement données que par le biais d'expérimentations ou à l'aide d'un modèle transitoire détaillé du système.

1.2 Modélisation dynamique des machines à compression de vapeur

Nous allons maintenant voir comment sont modélisées, en régime transitoire, les machines à compression de vapeur dans la littérature. À cet effet, notons que ces modèles dynamiques peuvent être regroupés en trois catégories : les modèles avec filtre, les modèles déterministes à paramètres localisés, et les modèles répartis. Les modèles empiriques ou filtres s'appuient généralement sur une constante de temps ou sur d'autres corrélations. Les modèles déterministes sont basés sur les équations décrivant la physique du phénomène à étudier.

Dans le format déterministe, la modélisation consiste essentiellement à regrouper les modèles des composants principaux, soit l'évaporateur, le condenseur, le compresseur et le détendeur. Dans cette modélisation, la tâche la plus complexe est majoritairement l'analyse des échangeurs (évaporateur et condenseur). C'est pourquoi, l'habitude a été prise dans la littérature de caractériser les modèles de ces machines en fonction du mode de modélisation des échangeurs. C'est ainsi que les modèles déterministes des machines à compression de vapeur peuvent être classés en deux groupes :

- modèles répartis ("distributed models");
- modèles à paramètres localisés ("lumped-parameter models").

Dans l'approche "réparti", les valeurs temporelles et spatiales des variables dépendantes (par exemple, la pression, le débit et la température du réfrigérant) sont retracées dans tout le système. On utilise directement les équations aux dérivées partielles résultant des principes de conservation de la masse, de l'énergie et, quelquefois, de la quantité de mouvement. Dans les modèles à paramètres localisés, les échangeurs sont en général divisés en deux ou trois zones selon l'état du réfrigérant (vapeur surchauffée, mélange diphasique, liquide sous-refroidi) et on considère que les variables dépendantes sont spatialement uniformes dans chaque zone. Seul leurs valeurs temporelles changent. Cette approche qui résulte directement en un système d'équations différentielles et algébriques, demande moins de temps de calcul, mais est beaucoup moins précise que l'approche "réparti".

Notons toujours en ce qui concerne le format déterministe, que dans le couplage des modèles des différents composants, deux méthodes sont utilisées : la méthode directe et la méthode itérative. Dans la première, toutes les équations sont combinées ensemble directement et on itère sur le modèle global. Dans la méthode itérative, on résout le modèle de chaque composant séparément, puis on combine les données. Cette méthode

nécessite deux séries d'itérations: une première sur les modèles individuels, et une seconde sur le modèle global. Elle est donc plus lourde, mais présente l'avantage de la modularité.

1.2.1 Modèles empiriques

Modèle à une constante de temps

Les résultats expérimentaux de Goldschmidt et al. (1980) suggèrent que l'évolution de la température de l'air à travers l'échangeur intérieur (ΔT) peut être représentée comme une fonction de premier ordre (voir Figure 1.3). Sur cette base, ils proposent un modèle de la forme :

$$\Delta T = \Delta T_{SS}\left(1 - C_1 e^{-t/\tau}\right) \tag{1.1}$$

où :

$$C_1 = 1 - \frac{\Delta T_0}{\Delta T_{SS}} \tag{1.2}$$

et ΔT_{ss} est la différence entre les températures d'entrée et de sortie de l'air de l'échangeur, pour des conditions de régime permanent; ΔT_0 est la différence de températures observée au démarrage du compresseur.

Les auteurs ajoutent que dans beaucoup de cas, $\Delta T_0 = 0$ et donc $C_1 = 1$. τ est la constante de temps du système. Elle dépend notamment de la dynamique du réfrigérant et des masses thermiques des échangeurs.

S'il y a absence de déshumidification, il est possible d'exprimer la capacité comme suit :

$$\dot{Q}_{cyc} = \dot{m}_{air} Cp_{air} \Delta T \tag{1.3}$$

Dans ces cas, l'équation (1.1) devient :

$$\dot{Q}_{cyc} = \dot{Q}_{SS}\left(1 - C_1 e^{-t/\tau}\right) \tag{1.4}$$

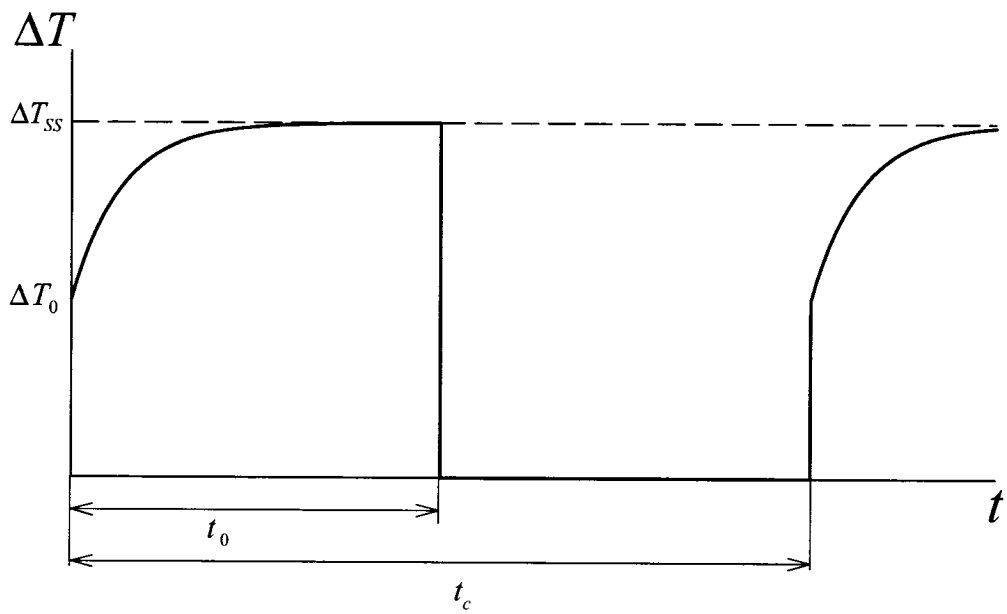


Figure 1.3 : Évolution de la différence de température de l'air traité pendant un régime de cyclage; t_c est la durée d'un cycle, et t_0 est le temps de fonctionnement de l'unité pendant ce cycle

L'équation (1.4) avec $C_1 = 1$ est le modèle souvent utilisé dans la littérature pour décrire l'évolution de la capacité des systèmes au démarrage (voir par exemple O'Neal et Katipamula (1991)). D'ailleurs ce même modèle avait déjà été proposé par Murphy et Goldschmidt (1979). Il faut souligner que cette formule peut aussi être utilisée pour les cas où il y a déshumidification (Katipamula et O'Neal 1991).

Facteur de charge partielle

Si nous supposons que la puissance consommée par l'appareil (compresseur et ventilateurs) est P_{abs} (estimée constante) et définissons un facteur d'utilisation LF et un facteur de charge partielle PLF tels que (Goldschmidt, Hart et Reiner 1980) :

$$LF = \frac{Q_{cyc}}{\dot{Q}_{SS} t_c} = \frac{\int_0^{t_0} \dot{Q}_{cyc} dt}{\dot{Q}_{SS} t_c} \tag{1.5}$$

$$PLF = \frac{\eta_{cyc}}{\eta_{SS}} \tag{1.6}$$

où $\eta_{cyc} = \frac{\int_0^{t_0} \dot{Q}_{cyc} dt}{P_{abs} . t_0}$ est le rendement en cyclage et $\eta_{SS} = \frac{\dot{Q}_{SS}}{P_{abs}} = \frac{\dot{Q}_{SS} . t_0}{P_{abs} . t_0}$ est le rendement en régime permanent aux mêmes conditions d'opération, alors :

$$PLF = \frac{\int_0^{t_0} \dot{Q}_{cyc} dt}{P_{abs} . t_0} \times \frac{P_{abs} . t_0}{\dot{Q}_{SS} . t_0} = \frac{\int_0^{t_0} \dot{Q}_{cyc} dt}{\dot{Q}_{SS} . t_0} = \frac{LF}{t_0 / t_c} \tag{1.7}$$

t_0 / t_c est le taux de marche. Le PLF tel que défini par l'équation (1.7) peut aussi être utilisé pour définir la performance du système en régime de cyclage (charge partielle) comme dans le logiciel DOE-2. Nous y revenons plus loin. Notons cependant que pour bien définir la performance de la PAC en cyclage suivant l'approche PLF, il est nécessaire d'intégrer le bâtiment dans l'analyse (O'Neal et Katipamula 1991; Henderson Jr., Parker et Huang 2000); ce qui s'avère lourd et difficile à généraliser.

Relativement à l'équation (1.7), il est notable que si le système réagit rapidement (i.e., $\dot{Q}_{cyc}$ atteint $\dot{Q}_{SS}$ rapidement) alors le facteur d'utilisation LF tendra à correspondre au rapport t_0/t_c et le facteur de charge partielle PLF tendra vers 1.

Extensions du modèle à une constante de temps

Sur le format de l'équation (1.4), Mulroy et Didion (1985), puis Votsis et al. (1992) proposent un modèle de la forme suivante :

$$\dot{Q}_{cyc} = \dot{Q}_{SS}\left(1-e^{-t/\tau 2}\right)\left(1+ae^{-t/\tau 1}\right) \tag{1.8}$$

Ces auteurs trouvent que cette forme s'ajuste mieux à leurs données que la forme à une constante de temps. Notons que dans l'équation (1.8), $\tau 1$ et $\tau 2$ ne sont pas des constantes de temps dans le sens classique, mais comme "a", de simples coefficients de régression.

Puisque la constante de temps de l'équation (1.4) dépend à la fois de la redistribution du réfrigérant et de la masse thermique du serpentin, deux phénomènes non nécessairement dépendants, Tree et Weiss (1986) suggèrent que l'évolution de la capacité au démarrage devrait être représentée par un modèle à "deux constantes de temps" : l'une basée sur la masse thermique de l'échangeur ($\tau 1$) et l'autre, sur le temps requis pour vider l'évaporateur de son excès de réfrigérant ($\tau 2$). Selon eux, le modèle pourrait être représenté de l'une des façons suivantes, en supposant que $\Delta T_0 = 0$:

$$\Delta T = 0.5\Delta T_{SS}\left[\left(1-e^{+t/\tau 1}\right)+\left(1-e^{-t/\tau 2}\right)\right] \tag{1.9}$$

$$\Delta T = \Delta T_{SS}\left(1-e^{-t/\tau 1}\right)\left(1-e^{-t/\tau 2}\right) \tag{1.10}$$

Leurs modèles représentent bien en général l'évolution de la capacité en mode refroidissement, mais beaucoup moins bien en mode chauffage. La redistribution du réfrigérant s'opère surtout à partir de l'évaporateur, et en mode chauffage, la capacité se mesure à partir du condenseur. Donc, alors qu'en mode refroidissement, les deux "constantes de temps" sont basées sur le même échangeur, en mode chauffage, elles sont basées sur deux échangeurs différents; ce qui peut expliquer le problème. Pour y remédier, les auteurs suggèrent d'ajouter un temps de retard pour le condenseur ou une troisième "constante de temps" qui serait basée sur la masse thermique de l'autre échangeur.

Capacité à l'arrêt pour les systèmes en mode continu

Pour les systèmes où le ventilateur (de soufflage d'air à traiter) fonctionne continuellement, la capacité à l'arrêt ne tombe pas immédiatement à zéro (voir Figure 1.4).

Pour modéliser une telle décroissance, Mulroy et Didion (1985) proposent une fonction d'extinction à une constante de temps du type :

$$\dot{Q} = A\dot{Q}_{SS}e^{-t/\tau} \tag{1.11}$$

où A est une constante de régression et τ, la constante de temps en arrêt.

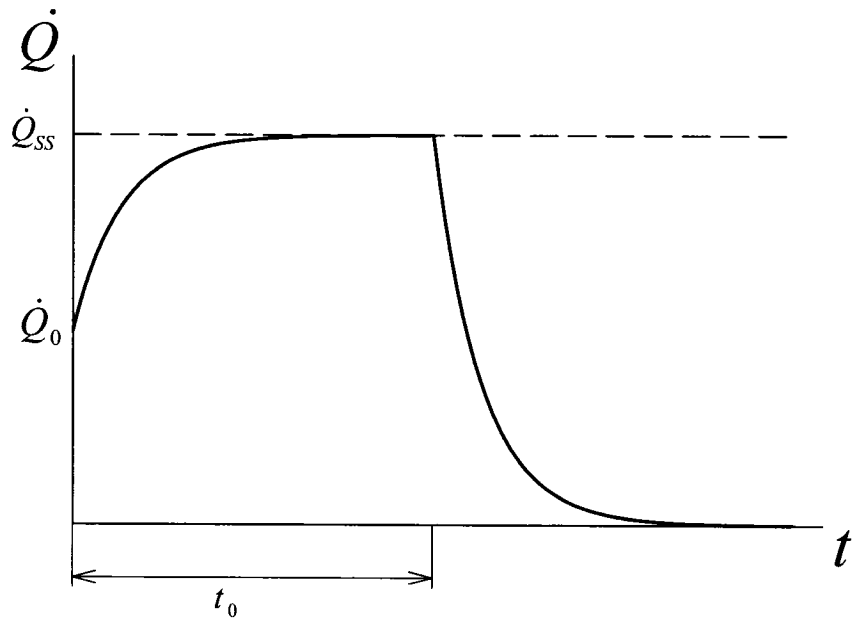


Figure 1.4 : Évolution de la capacité pendant un régime de cyclage pour un ventilateur fonctionnant continuellement

Concernant ces modèles empiriques dynamiques, il doit être noté que, que l'on définisse la performance par une constante de temps ou "deux" ou par un facteur de charge partielle, ces valeurs doivent être déterminées expérimentalement ou à l'aide d'un modèle dynamique plus élaboré. Ces modèles ne suffisent donc pas à eux-mêmes pour représenter la performance d'un système donné.

1.2.2 Modèles à paramètres distribués

* Yasuda et al. (1983) : le modèle se destine à la captation des phénomènes transitoires rapides (instabilité accompagnant un contrôle de capacité par exemple) plutôt que celle des phénomènes transitoires plus lents (démarrage ou dégivrage par exemple). Le condenseur (échangeur à tubes et calandre) est modélisé suivant une approche "paramètres localisés". C'est aussi le cas de la portion "réfrigérant" dans la région

d'ébullition au niveau de l'évaporateur. Les autres portions de l'évaporateur (paroi, fluide secondaire, et portion "réfrigérant" dans la zone de surchauffe) sont modélisées suivant une approche "réparti". Parce que les auteurs considèrent sa constante de temps comme très faible relativement à celle du système, le détendeur thermostatique est modélisé en régime permanent. Le modèle dynamique du compresseur alternatif à cylindre unique et de type ouvert provient de la thèse de l'un des auteurs publiée sept ans plus tôt. Le modèle de l'évaporateur est solutionné par la technique des différences finies, mais les auteurs ne disent pas comment ils ont résolu les modèles des autres composants, ni comment ils ont couplé les modèles individuels. Le modèle est validé expérimentalement.

* MacArthur et Grald (1987) : c'est un raffinement d'un modèle présenté plus tôt par le premier auteur (MacArthur 1984). Le condenseur et l'évaporateur (ainsi que l'accumulateur) bénéficient de modèles répartis solutionnés par la méthode des volumes finis. Le modèle du taux de vide de Zivi est intégré dans le traitement de l'écoulement diphasique. Le compresseur et le détendeur sont représentés par des modèles à paramètres localisés. Les composants individuels sont couplés par une approche itérative. Le modèle n'est pas validé expérimentalement.

* Vidmar et Gaspersic (1991) : les échangeurs réfrigérant-air sont modélisés par une approche "réparti". Un modèle du taux de vide qui n'est pas précisé est utilisé. Pour solutionner le système d'équations différentielles partielles, les auteurs ont essayé deux méthodes: (i) remplacement des dérivées spatiales par des différences symétriques sur les volumes de contrôle, ce qui aboutit à un ensemble d'équations différentielles, (ii) méthode entièrement implicite telle que présentée dans l'article de MacArthur et Grald ci-dessus. Les auteurs concluent que les deux méthodes donnent les mêmes résultats, mais que la seconde est plus rapide. Les modèles du compresseur hermétique et du tube

capillaire agissant comme détendeur ne sont pas présentés. Le modèle est expérimentalement validé.

* Chen et Lin (1991) : l'évaporateur et le condenseur ont des modèles répartis. Les systèmes d'équations aux dérivées partielles résultants sont solutionnés par la technique des différences finies. Le compresseur hermétique a un modèle à paramètres localisés. Le tube capillaire qui sert de détendeur est modélisé en régime permanent. Le modèle est expérimentalement validé.

* Xu (1996) : dans sa thèse, l'auteur présente un modèle dynamique d'un système frigorifique domestique. Les échangeurs de type ailettes-plaques sont modélisés comme des tubes droits munis d'ailettes avec une approche "réparti". Dans la détermination de la masse volumique locale, le modèle du taux de vide de Zivi est utilisé. Les équations de conservation sont solutionnées par la méthode des volumes finis. Le tube capillaire qui sert de détendeur est aussi modélisé et le modèle numériquement résolu suivant la même approche. Le compresseur hermétique alternatif est modélisé suivant une approche "paramètres localisés". Les modèles individuels sont couplés en utilisant la technique itérative. Le modèle est expérimentalement validé, mais pour seulement les 200 premières secondes suivant le démarrage à cause, selon les mots mêmes de l'auteur, des "incertitudes de l'effet de l'huile et des échanges thermiques dans le compresseur".

* Koury et al. (2001) : les auteurs présentent les modèles répartis des échangeurs de type "double tube". Le modèle du taux de vide utilisé est la corrélation de Hughmark. Le système d'équations aux dérivées partielles est solutionné par une approche mixte. Les équations relatives au réfrigérant sont résolues de façon explicite, tandis que les équations relatives à la paroi et au fluide secondaire sont résolues par une méthode implicite. Pour la discrétisation, les auteurs trouvent que le pas de temps et le maillage optimaux sont respectivement de 15 secondes et de 400 volumes de contrôle répartis

entre le condenseur et l'évaporateur. Le compresseur et le détendeur sont modélisés en régime permanent. Le modèle n'est pas validé expérimentalement.

* Pavkovic et Vilicic (2001) : les modèles des échangeurs sont des modèles répartis, solutionnés par la méthode des volumes finis. Le modèle du taux de vide de Rouhani est utilisé. Le compresseur alternatif multicylindre semi hermétique est modélisé suivant une approche "paramètres localisés". La dynamique du détendeur thermostatique est modélisée par une constante de temps. Le modèle est expérimentalement validé.

* Haberschill et al. (2003) : les modèles répartis des échangeurs à plaques sont d'abord spatialement discrétisés en utilisant la technique des différences finies; et ensuite, le système d'équations différentielles résultant est traité par un solutionneur commercial. Le modèle du taux de vide utilisé est la corrélation de Hughmark. Le compresseur alternatif et le détendeur électronique sont modélisés en régime permanent. Le modèle n'est pas validé expérimentalement.

1.2.3 Modèles à paramètres localisés

Les modèles suivants ont été répertoriés : Dhar et Soedel (1980), Chi et Didion (1982), Welsby et al. (1988), Salim et al. (1991), Yuan et al. (1991), Vargas et Parise (1995), He et al. (1995), Sami et Dahmani (1996), Svensson (1999), Rossi et Braun (1999), et finalement Fu et al. (2003). Le Tableau 1.1 en fait le résumé.

1.3 Modèles des PAC eau – air dans les logiciels de simulation

Les logiciels dont il est question ci-après (BLAST, DOE-2, EnergyPlus, ESP-r/H3K, HVACSim+, et TRNSYS) sont parmi les plus populaires dans le domaine de la simulation énergétique des bâtiments.

Tableau 1.1 : Principales caractéristiques de différents modèles à paramètres localisés publiés dans la littérature

Référence	Échangeurs - Nombre de zones	Modèle compresseur	Modèle détendeur	Couplage des modèles	Méthode numérique	Validation expérim-entale
Dhar et Soedel	Condenseur: 3 Évaporateur: 2	1 zone	Dynamique	Itérative	Euler	Non
Chi et Didion	Réfrigérant-air: 3 zones chacun	À paramètres localisés	/	Itérative	Euler	Oui
Welsby et al.	Réfrigérant-eau: 2 zones chacun	Régime permanent	Régime permanent	/	/	Non
Salim et al.	Condenseur: 3 Évaporateur: 2	Régime permanent	Régime permanent	Itérative	/	Non
Yuan et al.	Condenseur: 3 Évaporateur: 2	À paramètres localisés	Régime permanent	Itérative	Euler	Oui
Vargas et Parise	1 seule zone chacun	Régime permanent	Régime permanent	/	/	Non
He et al.	Condenseur: 3 Évaporateur: 2	Régime permanent	Régime permanent	Directe	/	Non
Sami et Dahmani	Plusieurs pour chaque phase	Régime permanent	Régime permanent	/	/	Oui
Svensson	Condenseur: 2 Évaporateur: 1	Régime permanent	Régime permanent	/	/	Oui
Rossi et Braun	Plusieurs	À paramètres localisés	Régime permanent	/	Runge-Kutta (RK)	Oui
Fu et al.	Réfrigérant-air: 3 Réfrigérant-eau: 3	Régime permanent	Régime permanent	/	RK et Euler	Oui

1.3.1 Modèle de BLAST

Le modèle de PAC eau-air implémenté dans BLAST est basé sur le mémoire de maîtrise de Lash (1992). Ce modèle s'appuie sur les données de performance du manufacturier et sur les paramètres nominaux. La capacité et l'efficacité η (EER en mode refroidissement ou COP en mode chauffage) de la PAC sont déterminées ainsi qu'il suit :

$$\frac{Capacity}{BaseCap} = \mathrm{A} + \mathrm{B}\left(\frac{T_{Loop}}{T_{ref}}\right) + \mathrm{C}\left(\frac{T_{ref}}{\dot{m}_{Base}}\right)\left(\frac{\dot{m}}{T}\right) \tag{1.12}$$

$$\frac{\eta}{\eta_{Base}} = \mathrm{D} + \mathrm{E}\left(\frac{T_{Loop}}{T_{ref}}\right) + \mathrm{F}\left(\frac{T_{ref}}{\dot{m}_{Base}}\right)\left(\frac{\dot{m}}{T}\right) \tag{1.13}$$

avec :

- $T_{ref} = 283\,K$;
- T_{Loop} : température d'entrée de l'eau (K);
- T : température (humide en mode refroidissement, sèche en mode chauffage) de l'air (K);
- $BaseCap$: capacité nominale de la PAC (kW);
- $\dot{m}_{Base} = BaseCap\left(\dot{m}/Q\right)_{ref}$;
- $\dot{m}$: débit d'eau;
- $\left(\dot{m}/Q\right)_{ref}$ est le ratio de design du débit d'eau sur la capacité (kg/kJ). Cette valeur est relativement constante pour toutes les unités (une valeur courante est 3 gpm/ton, soit environ 0.054 kg/kJ pour l'eau).

Sur la base des tendances découlant des données de plusieurs manufacturiers, Lash suggère les valeurs suivantes pour les coefficients :

- en mode refroidissement :

A = 3.1175	B = −2.0715	C = 0.07459
D = 7.542	E = 0.21634	F = 0.21376

- en mode chauffage :

A = −3.6957	B = 4.3774	C = 0.15197
D = −1.1105	E = 1.9345	F = 0.10724

Le phénomène transitoire au démarrage est modélisé comme une fonction de premier ordre :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{SS}\left(1 - Ae^{-\frac{t}{r}}\right) \tag{1.14}$$

où:

- $\dot{Q}$ est le taux de transfert de chaleur instantané au niveau de l'échangeur et $\dot{Q}_{SS}$ est sa contrepartie en régime permanent;
- t est le temps d'opération;
- A et r sont des constantes (l'auteur propose $A = 0.5$ et $r \approx 1$ minute).

1.3.2 Modèle de DOE-2

Le modèle de la pompe à chaleur (SYSTEM-TYPE = HP) est en somme la combinaison de sept courbes dites de modification ("modifier function") (Hirsch 1982; Hydeman, Gillespie Jr. et Dexter 2002). Dans le modèle, la capacité disponible (l'énergie utilisée) est exprimée comme le produit de la capacité nominale (de la puissance nominale) et d'une fonction de modification, suivant le format suivant :

$$Cap_{t_A,t_B} = Cap_{nom} \times f(t_A, t_B) \tag{1.15}$$

où le terme de gauche est la capacité disponible aux conditions d'opérations correspondant aux températures t_A et t_B. f est telle que lorsque les températures t_A et t_B correspondent aux températures nominales, $f(t_{A,nom}, t_{B,nom}) = 1$.

Des fonctions de modification par défaut sont implémentées dans le logiciel (Gates et Hirsch 1996). Ces fonctions par défaut ont été calculées sur la base de ce qui est

considéré comme l'équipement type pour le système considéré (ici, la pompe à chaleur). Elles sont modifiables par la commande CURVE-FIT de DOE-2. Les fonctions correspondant au modèle de la pompe à chaleur sont :

1. CAP-FT représente la capacité totale disponible en fonction de la température humide à l'entrée de l'évaporateur (T_1) et de la température sèche à l'entrée du condenseur (T_2) en mode refroidissement, en fonction de la température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur (T_1) et de la température intérieure (T_2) en mode chauffage;
2. SH-FT représente la capacité sensible disponible en fonction de T_1 et de T_2 en mode refroidissement;
3. EIR-FT représente l'efficacité à pleine charge en fonction de T_1 et de T_2;
4. EIR-FPLR représente l'efficacité en fonctionnement en charge partielle.

Les courbes se présentent comme suit :

$$CAP-FT = a_0 + a_1T_1 + a_2T_2 + a_3T_1^2 + a_4T_2^2 + a_5T_1T_2 \tag{1.16}$$

$$EIR-FT = b_0 + b_1T_1 + b_2T_2 + b_3T_1^2 + b_4T_2^2 + b_5T_1T_2 \tag{1.17}$$

$$EIR-FPLR = c_0 + c_1PLR + c_2PLR^2 \tag{1.18}$$

$$PLR = \frac{Cap_{T_1,T_2}}{Cap_{nom} \times CAP-FT(T_1,T_2)} \tag{1.19}$$

Les $a_i(i=0..5)$, $b_j(j=0..5)$ et $c_k(k=0..2)$ sont les coefficients de la régression. PLR est le ratio de charge partielle ("Part Load Ratio") ou facteur d'utilisation.

Sous les conditions de fonctionnement correspondant à T_1 et T_2, la puissance P utilisée peut être obtenue par le calcul suivant :

$$P = P_{nom} \times CAP - FT(T_1, T_2) \times EIR - FT(T_1, T_2) \times EIR - FPLR(Cap, T_1, T_2) \quad (1.20)$$

En résumé, une pompe à chaleur eau-air est modélisée dans DOE-2 par les coefficients de régression (des données par défaut sont disponibles dans le logiciel), la capacité nominale Cap_{nom} et la puissance nominale P_{nom}. Cependant, ces données par défaut reflètent mal les performances des systèmes actuels (Henderson Jr., Parker et Huang 2000). L'utilisateur a ici intérêt à fournir ses propres données.

1.3.3 Modèle de EnergyPlus

La modélisation des PAC eau-air dans EnergyPlus s'appuie sur deux sous-modèles de la PAC : un modèle en mode refroidissement et un modèle en mode chauffage. Ceci est dû à la structure du logiciel qui ne permet pas à un module de fonctionner soit en chauffage, soit en refroidissement selon les besoins. Chaque module est branché sur une boucle de chauffage ou de refroidissement exclusivement. Cependant, les deux sous-modèles sont presque identiques. La modélisation est basée sur les travaux de thèse de Jin (Jin 2002).

Dans EnergyPlus, le modèle de PAC eau-air est appelé "WatertoAirHP coil". Il s'appuie sur la modélisation du phénomène physique (modèle déterministe). Les paramètres physiques sont estimés à partir des données du catalogue du manufacturier en utilisant une méthode d'optimisation multi-variable ("Parameter Estimation Method"). Le modèle prend en compte trois types de compresseur: alternatif, rotatif, et à spirale (volute) (EnergyPlus 2004).

Les entrées principales du modèle sont :

1. type de compresseur (alternatif, rotatif, ou à spirale);
2. capacité nominale (W);
3. débit d'eau nominal (m^3/s);

4. pressions maximum et minimum tolérées (N/m^2).

Les paramètres à estimer communs pour les trois types de compresseur sont au nombre de six : coefficient de transfert de la chaleur du côté de la source (W/°C), coefficient de transfert de la chaleur du côté de la charge (W/°C), coefficient de transfert de la chaleur pour la surface extérieure du côté de la source (W/°C), température de surchauffe à la sortie de l'évaporateur (°C), pertes de puissance au compresseur (W), et rendement du compresseur.

Pour le compresseur alternatif, les trois paramètres additionnels suivants sont à estimer : cylindrée (m^3/s), volume mort, et chute de pression décharge/succion (N/m^2). Le compresseur rotatif prend deux paramètres additionnels : cylindrée (m^3/s), et chute de pression décharge/succion (N/m^2). Enfin, le compresseur à spirale aura besoin de trois paramètres supplémentaires : débit volumique de réfrigérant au début de la compression (m^3/s), rapport de volume, et taux de fuite.

1.3.4 Modèle de ESP-r/H3K

Le modèle de PAC eau-air s'appuie sur un modèle de PAC air-air développé dans une approche similaire à ce qui se fait dans DOE-2 (voir ci-dessus), et auquel on ajoute des corrélations pour la variation de la capacité et de l'efficacité en fonction d'un coefficient de dégradation qui lui-même est corrélé avec la température d'entrée de l'eau (Pinel 2004).

1.3.5 Modèle de HVACSim+

Le modèle de pompe à chaleur eau-air porte dans ce programme le nom de Type 800 (Clark et May 2003). C'est un modèle du type "equation fit" (régression).

Les entrées sont :

1. $\dot{m}$: débit d'eau (kg/s);
2. *Load* : charge de chauffage ou de refroidissement (W);
3. *EWT* : température d'entrée de l'eau (C).

Le modèle a comme sorties :

1. *Ratio* : rapport de la chaleur rejetée (extraite) au refroidissement (chauffage) fourni en mode refroidissement (chauffage);
2. *ExWT* : température de sortie de l'eau (C);
3. *Power* : puissance consommée (kW).

Les paramètres du modèle sont :

1. $Coeff_1$ à $Coeff_5$: coefficients de régression pour le *Ratio* en mode chauffage;
2. $Coeff_6$ à $Coeff_{10}$: coefficients de régression pour le COP en mode chauffage;
3. $Coeff_{11}$ à $Coeff_{15}$: coefficients de régression pour le *Ratio* en mode refroidissement;
4. $Coeff_{16}$ à $Coeff_{20}$: coefficients de régression pour le COP en mode refroidissement;
5. min *EWT* : température minimale d'entrée de l'eau;
6. max *EWT* : température maximale d'entrée de l'eau.

Les coefficients de régression doivent être fournis par l'utilisateur. La forme des équations en mode chauffage et en mode refroidissement étant la même, nous donnons ci-après seulement les équations en mode chauffage :

$$RATIO = Coeff_1 + Coeff_2*EWT + Coeff_3*EWT^2 + Coeff_4*\dot{m} + Coeff_5*EWT*\dot{m} \quad (1.21)$$

$$ExWT = EWT - Load \times \frac{RATIO}{\dot{m} \times C_P} \quad (1.22)$$

$$COP=Coeff_6 + Coeff_7*EWT + Coeff_8*EWT^2 + Coeff_9*\dot{m} + Coeff_{10}*EWT*\dot{m} \quad (1.23)$$

$$Power = \frac{Load}{COP} \quad (1.24)$$

1.3.6 Modèle de TRNSYS

Il est possible de modéliser une pompe à chaleur (PAC) fonctionnant en charge partielle en associant TYPE 42 "Conditioning Equipment" et TYPE 43 "Part Load Performance".

TYPE 42 peut modéliser des PAC dont la performance peut être caractérisée par de 1 à 3 variables indépendantes (par exemple, la température ambiante) et de 1 à 5 variables de performance dépendantes (par exemple, la capacité et le COP). La performance de l'équipement est déterminée à partir de données en régime permanent fournies par l'utilisateur (SEL 2006). Ce type de données peut être obtenu du catalogue du manufacturier.

TYPE 43 détermine l'énergie réellement utilisée et l'efficacité moyenne pour une PAC qui fonctionne en charge partielle. Pour utiliser ce module, l'utilisateur doit fournir au programme une relation entre le facteur de charge partielle (PLF) et le facteur d'utilisation (LF) (SEL 2006). Cette relation est précisée par le biais des paramètres de TYPE 43.

La manière de lier TYPE 43 et TYPE 42 est d'utiliser les sorties de TYPE 42 (capacité et rendement en pleine charge) comme les entrées 2 (capacité en pleine charge pour les conditions actuelles) et 3 (rendement en pleine charge pour les conditions actuelles) de

TYPE 43. La charge actuelle (entrée 1 de TYPE 43) peut être donnée par un module d'évaluation des charges sur le bâtiment (comme TYPE 56 de TRNSYS).

Pour conclure sur ces modèles, notons qu'aucun d'entre eux ne prend en charge le phénomène transitoire d'une manière satisfaisante. Dans les cas où le phénomène transitoire est modélisé empiriquement, c'est l'utilisateur qui doit fournir les données nécessaires. Or, l'utilisateur n'a d'autre moyen d'avoir ces dernières qu'en s'appuyant sur des données expérimentales ou sur des données déterminées à l'aide d'un modèle dynamique plus élaboré.

1.4 Résumé

Une revue de la littérature sur le comportement des pompes à chaleur en cyclage a été effectuée. L'état des connaissances en ce qui concerne la réponse de la PAC lorsqu'il se produit une variation dans ses conditions de fonctionnement a été fait. Les variations de conditions de fonctionnement ayant attiré notre attention sont : (1) changement des conditions d'entrée des fluides secondaires (eau et air); (2) phase d'arrêt; (3) phase de démarrage.

En phase d'arrêt, une migration du réfrigérant du condenseur vers l'évaporateur se produit pour les systèmes ayant comme détendeur un tube capillaire, un orifice à tube court ou un détendeur thermostatique avec orifice d'égalisation. Au démarrage, le système ne fournit qu'une proportion (croissante) de sa capacité en régime permanent. Cette proportion croîtra suivant une tendance que les auteurs s'accordent à reconnaître comme exponentielle. S'il y a eu migration de réfrigérant pendant la phase d'arrêt, cette croissance sera plus lente.

Dans la seconde section de ce chapitre, nous nous sommes intéressé à la façon dont, dans la littérature, sont modélisées en régime dynamique les machines à compression de vapeur en général. Ces modèles peuvent être scindés en trois principales catégories : (1) les modèles avec filtre (empiriques); (2) les modèles déterministes à paramètres localisés; et (3) les modèles déterministes à paramètres répartis.

Les modèles empiriques s'appuient en général sur une ou des constantes de temps du système ou sur d'autres corrélations. Les modèles déterministes sont basés sur les équations mathématiques décrivant la physique du phénomène à étudier (comme par exemple l'écoulement du réfrigérant dans un échangeur). Dans l'approche "paramètres localisés", les échangeurs sont en général divisés en deux ou trois zones selon l'état du réfrigérant (vapeur surchauffée, mélange diphasique, liquide sous-refroidi) et on considère que les variables dépendantes sont spatialement uniformes dans chaque zone. Seul leurs valeurs temporelles changent. Dans l'approche "paramètres répartis", cette contrainte sur les valeurs spatiales des variables dépendantes est levée.

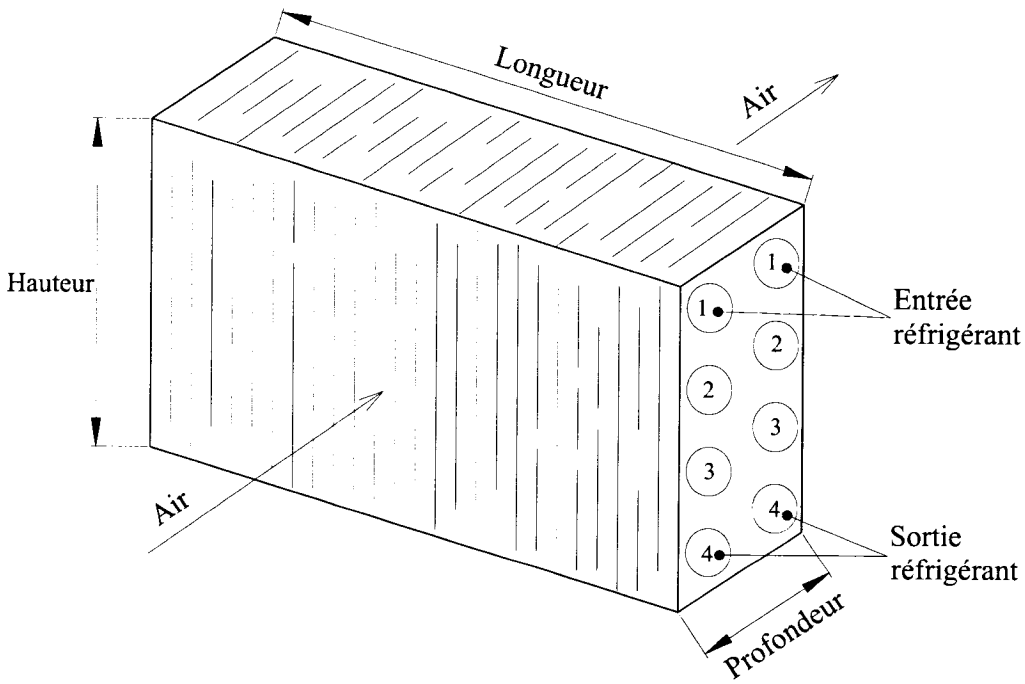
La troisième section du chapitre a été consacrée à une revue des différents modèles de pompes à chaleur eau – air implémentés dans les logiciels de simulation énergétique du bâtiment. Les logiciels étudiés sont parmi les plus populaires dans ce domaine; il s'agit de : BLAST, DOE-2, EnergyPlus, ESP-r/H3K, HVACSim+, et TRNSYS.

Le constat général en ce qui concerne les modèles implémentés dans les logiciels est qu'aucun d'entre eux ne prend en charge le phénomène transitoire d'une manière satisfaisante. Dans les cas où le phénomène transitoire est modélisé empiriquement, c'est l'utilisateur qui doit fournir les données nécessaires. Mais pour que l'utilisateur puisse avoir ces données, il doit s'appuyer sur des données expérimentales ou sur des données déterminées à l'aide d'un modèle dynamique plus élaboré, comme celui qui est proposé à partir du chapitre qui suit.

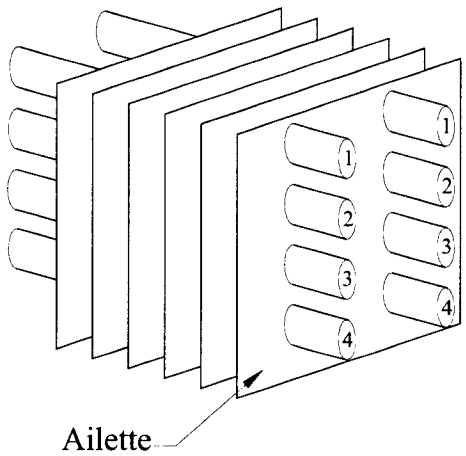
CHAPITRE II
MODÈLE DYNAMIQUE DE L'ÉCHANGEUR RÉFRIGÉRANT - AIR

L'échangeur modélisé est du type "tube à ailettes". Le réfrigérant circule dans les tubes et l'air circule entre les tubes ailettés. Dans ce type d'échangeur, les ailettes sont en général en aluminium et les tubes, en cuivre. Cet échangeur dit interne sert de condenseur en mode chauffage, et d'évaporateur en mode refroidissement.

La Figure 2.1 schématise une configuration possible de l'échangeur. Il y a deux circuits avec chacun quatre tubes numérotés 1, 2, 3, 4 sur la figure. Les tubes droits sont reliés par des coudes en U. Le nombre de tubes dans la direction d'écoulement de l'air équivaut au nombre de rangées, soit deux sur la figure.



a)



b)

Figure 2.1 : Schéma d'un échangeur à tube à ailettes avec 2 rangées et 2 circuits : a) vue d'ensemble; b) zoom sur les ailettes continues

La modélisation d'un tel échangeur comprend l'étude de l'écoulement de l'air, l'évolution des températures des parois et l'étude de l'écoulement du réfrigérant dans les circuits.

2.1 Réfrigérant

Le réfrigérant qui circule dans les tubes peut se retrouver sous la forme diphasique (mélange vapeur – liquide) ou monophasique (vapeur surchauffée ou liquide sous-refroidi). Chaque circuit se compose d'un ensemble de tubes droits (voir Figure 2.2) reliés par des coudes en U.

2.1.1 Écoulement monophasique

En supposant le fluide newtonien, les équations générales de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont respectivement les suivantes (Rohsenow, Hartnett et Ganic 1985) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \bullet \left(\rho \vec{V} \right) = 0 \tag{2.1}$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla P + \nabla \bullet \vec{\tau} + \rho \vec{f} \tag{2.2}$$

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = -\nabla \bullet \vec{q}'' + \frac{DP}{Dt} + \mu \Phi + q''' \tag{2.3}$$

où:

- ρ : masse volumique du fluide (kg/m^3)
- $\vec{V}$: vecteur vitesse
- P : pression du fluide (Pa)
- $\vec{\tau}$: vecteur tenseur des contraintes
- $\vec{f}$: vecteur des forces massiques (la gravité par exemple)
- h : enthalpie massique du fluide (J/kg)
- $\vec{q}''$: vecteur flux de chaleur (et $\nabla \bullet \vec{q}''$ est l'énergie échangée par conduction par unité de volume)
- μ : viscosité du fluide (kg/s.m)
- Φ : fonction de dissipation visqueuse
- q''' : taux de génération de chaleur par unité de volume (W/m^3)

Ces équations décrivent le comportement du réfrigérant en écoulement monophasique, mais elles sont trop complexes pour être manipulées directement. Pour rendre le système d'équations moins complexes, des hypothèses pertinentes à la problématique à résoudre doivent être considérées. Dans notre cas, nous pouvons estimer que :

- l'écoulement est unidimensionnel suivant l'axe du tube (nous entendons par là que les paramètres relatifs au fluide ne varieront que suivant l'axe; la vitesse sera représentée par sa composante axiale u);

- dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement, la force gravitationnelle est négligeable;
- l'écoulement des réfrigérants a tendance à engendrer de grands nombres de Péclet ($Pe \gg 1$); de ce fait, la conduction axiale peut être négligée;
- la dissipation visqueuse est négligeable.

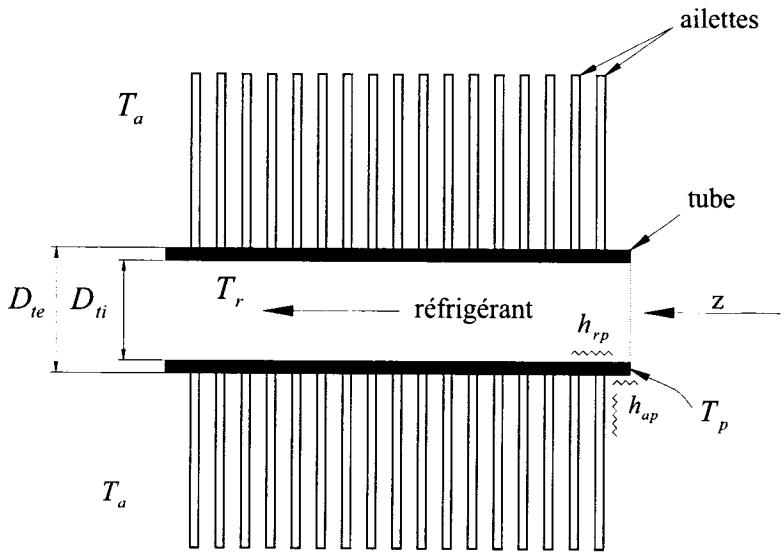


Figure 2.2 : Schématisation d'un tube ailetté pour la modélisation

Dans ces conditions, les équations gouvernantes (continuité et conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie) deviennent :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial z} = 0 \tag{2.4}$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} - F_{vol} \tag{2.5}$$

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho u \frac{\partial h}{\partial z} = Q_v + \frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial z} \tag{2.6}$$

où :

- $F_{vol} = 4\tau_p / D_{ti}$ est la force de frottement par unité de volume (entre le fluide et la paroi), en notant τ_p la contrainte de cisaillement à la paroi. Si nous définissons un coefficient de frottement comme $C_f = 2\tau_p / \rho u^2$ (Bejan 1995), alors nous pouvons écrire que: $F_{vol} = 2C_f \rho u^2 / D_{ti}$.

  Pour les tubes (droits), on peut estimer d'après Bejan (1995) que :

$$C_f = \begin{cases} 16\,\mathrm{Re}_{D_{ti}}^{-1} & \text{pour } \mathrm{Re}_{D_{ti}} < 2000 \\ 0{,}078\,\mathrm{Re}_{D_{ti}}^{-0{,}25} & \text{pour } 2000 \le \mathrm{Re}_{D_{ti}} < 8.10^4 \\ 0{,}046\,\mathrm{Re}_{D_{ti}}^{-0{,}20} & \text{pour } \mathrm{Re}_{D_{ti}} \ge 8.10^4 \end{cases}$$

  Pour les coudes, on a : $F_{vol} = K\rho u^2 / 2\Delta z$ où $K = 1{,}5$ (Munson, Young, et Okiishi 2002).

- Q_v est le flux calorifique par unité de volume qui parvient de la paroi :

$$Q_v = \frac{h_{rp}(\pi D_{ti} z)}{(\pi/4) D_{ti}^{\,2} z}(T_p - T_r) = \frac{4h_{rp}}{D_{ti}}(T_p - T_r)$$

  où :

  - h_{rp} est le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la paroi et le réfrigérant;
  - D_{ti} est le diamètre interne du tube;
  - T_p est la température de la paroi du tube; et
  - T_r est la température du réfrigérant.

  Pour les coudes, nous considérerons que la paroi garde en tout temps la même température que le réfrigérant, si bien que $Q_v = 0$. C'est une hypothèse très raisonnable, vu que l'impact majeur des coudes se situe sur les chutes de pression.

À ces trois équations gouvernantes, il faut ajouter les relations thermodynamiques entre les propriétés du réfrigérant :

$$h = h(P, T_r) \tag{2.7}$$

$$\rho = \rho(P, T_r) \tag{2.8}$$

Le coefficient h_{rp} est évalué selon les corrélations de Sieder et Tate, autant pour l'écoulement turbulent (Bejan 1995) que pour l'écoulement laminaire (Kreith 1967). Dans la zone de transition (nombre de Reynolds compris entre 2100 et 10000), nous supposerons que le coefficient de transfert de chaleur varie linéairement avec le nombre de Reynolds. Alors, les corrélations proposées sont les suivantes :

- Écoulement turbulent : $$h_{rp} = 0,027\left(\frac{k_r}{D_{ti}}\right)\mathrm{Re}_{D_{ti}}{}^{0,8}\mathrm{Pr}_r^{1/3}\left(\frac{\mu_r}{\mu_0}\right)^{0,14}$$

- Écoulement laminaire : $$h_{rp} = 1,86\frac{k_r}{D_{ti}}\left(\mathrm{Re}_{D_{ti}}\,\mathrm{Pr}_r\,\frac{D_{ti}}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_r}{\mu_0}\right)^{0,14}$$

- Zone transitoire : $$h_{rp} = \frac{h_{rpt} - h_{rpl}}{7900}\mathrm{Re}_{D_{ti}} + \frac{10000h_{rpl} - 2100h_{rpt}}{7900}$$

avec :

$$h_{rpt} = 42,79\left(\frac{k_r}{D_{ti}}\right)\mathrm{Pr}_r^{1/3}\left(\frac{\mu_r}{\mu_0}\right)^{0,14}$$

$$h_{rpl} = 23,82\frac{k_r}{D_{ti}}\left(\mathrm{Pr}_r\,\frac{D_{ti}}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_r}{\mu_0}\right)^{0,14}$$

Dans ces équations :

- k_r est la conductivité thermique du réfrigérant (W/m.K);
- $\mathrm{Re}_{D_{ti}} = \rho u D_{ti}/\mu_r$ est le nombre de Reynolds de l'écoulement;
- $\mathrm{Pr}_r = \mu_r Cp_r/k_r$ est le nombre de Prandtl de l'écoulement du réfrigérant;
- μ_0 est la viscosité du fluide évaluée à la température de la paroi (kg/m.s);
- Cp_r est la chaleur spécifique du réfrigérant (J/kg.K).

2.1.2 Écoulement diphasique

La modélisation de l'écoulement diphasique requiert en principe la prise en compte des équations de conservation (masse, énergie et quantité de mouvement) pour chaque phase. À ces six équations, il faut ajouter trois relations interfaciales (entre les deux phases) pour la masse, la quantité de mouvement et l'énergie. Cependant, cette façon de faire produit un modèle trop complexe pour convenir au présent travail. C'est ainsi qu'en pratique, l'approche adoptée dans la littérature est de modéliser l'écoulement en le supposant homogène et en admettant que les phases vapeur et liquide sont en équilibre thermodynamique : c'est l'écoulement homogène avec équilibre – voir Wallis (1969). C'est le modèle d'écoulement que nous adoptons ici.

Avec cette approche, les équations de conservation prennent la même forme que pour l'écoulement monophasique :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial z} = 0 \tag{2.9}$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} - F_{vol} \tag{2.10}$$

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho u \frac{\partial h}{\partial z} = Q_v + \frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial z} \tag{2.11}$$

Les paramètres s'appliquent au "mélange liquide-vapeur", ainsi :

- $\rho = (1-\alpha)\rho_l + \alpha\rho_v$ où l'indice "l" réfère à la phase liquide, et l'indice "v" à la phase vapeur; α est le taux de vide;
- $h = (1-x)h_l + xh_v$ où x est le titre en vapeur (rapport entre le débit massique de la phase vapeur et le débit massique total).

Taux de vide

On définit, dans une approche eulérienne, le taux de vide (local) comme la fraction d'un élément de volume occupée par la phase vapeur. En pratique, on définit un taux de vide moyenné sur l'unité de volume (taux de vide moyen volumétrique) ou sur la section (taux de vide moyen surfacique). Comme ici, nous traitons d'un écoulement unidimensionnel dans un tuyau, c'est cette dernière forme qui est la plus adéquate pour l'étude: noter donc que lorsqu'il est parlé de "taux de vide" dans ce texte, il est fait référence en réalité au taux de vide moyen surfacique. Le taux de vide est ainsi la fraction de la section de passage occupée par la phase vapeur. Et comme les autres variables, on a :

$$\alpha = \alpha(t,z) \tag{2.12}$$

Avec le modèle homogène avec équilibre, les vitesses des phases liquide et vapeur sont jugées égales. Cependant, il est d'évidence expérimentale que cela n'est pas le cas (glissement des vitesses) (Bouré 1974). On convient généralement d'ajouter une corrélation qui permet de tenir compte un tant soi peu de ce glissement. Ce type de corrélation est plus généralement représenté par un modèle du taux de vide (voir par exemple MacArthur et Grald (1987) ou Wang et Touber (1991)). Le résultat attendu est

une meilleure détermination de la masse volumique locale. Dans ces corrélations, le taux de vide est donné habituellement comme une fonction du titre en vapeur. Notons que dans le modèle d'écoulement homogène, les vitesses étant égales, on peut alors écrire :

$$\alpha = \frac{1}{1+\left(\frac{1-x}{x}\right)\frac{\rho_v}{\rho_l}} \tag{2.13}$$

Le modèle de taux de vide donné par Zivi (1964) est utilisé dans la présente recherche. C'est aussi le modèle considéré par MacArthur et Grald (1987) et par Xu (1996). Selon cette corrélation, on a :

$$\alpha = \frac{1}{1+\left(\frac{1-x}{x}\right)\frac{\rho_v}{\rho_l}S} \tag{2.14}$$

$S = u_v/u_l$ est le rapport de glissement entre les vitesses des deux phases. On peut noter que si $S = 1$ (vitesses égales, modèle homogène), on retrouve évidemment l'expression du taux de vide donné un peu plus haut. Pour le rapport de glissement, Zivi propose d'utiliser la corrélation suivante :

$$S = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-1/3} \tag{2.15}$$

Chute de pression par friction pour les tubes droits

Une des manières d'évaluer la chute de pression frictionnelle est de considérer l'écoulement comme celui d'une seule phase (on utiliserait alors les équations classiques

des écoulements monophasiques) et de corriger la valeur obtenue par un facteur appelé "multiplicateur diphasique" (Wallis 1969). Ainsi, en considérant tout l'écoulement comme celui d'un liquide circulant avec le même flux de masse que l'écoulement diphasique, on obtient :

$$F_{vol} = \phi_{fo}^2 \frac{2 f_{fo} (\rho u)^2}{\rho_l D_{ti}} \tag{2.16}$$

où :

- ϕ_{fo}^2 : multiplicateur diphasique;
- f_{fo} a la même valeur que C_f pour l'écoulement monophasique (voir page 40) avec $\mathrm{Re}_{D_{ti}} = \rho u D_{ti} / \mu_l$.

Pour l'évaluation du multiplicateur diphasique, la corrélation de Friedel est recommandée lorsque le rapport μ_l / μ_v demeure inférieure à 1000 (Collier et Thome 1996). Puisque nous nous trouvons dans ces conditions, nous utilisons cette corrélation qui nous donne :

$$\phi_{fo}^2 = A_1 + \frac{3,24 A_2 A_3}{Fr^{0,045} We^{0,035}} \tag{2.17}$$

où:

- $A_1 = (1-x)^2 + x^2 (\rho_l f_{go} / \rho_v f_{fo})$
- f_{go} a la même valeur que C_f pour l'écoulement monophasique (voir page 40) avec $\mathrm{Re}_{D_{ti}} = \rho u D_{ti} / \mu_v$
- $A_2 = x^{0,78} (1-x)^{0.224}$

- $A_3 = (\rho_l/\rho_v)^{0,91} (\mu_v/\mu_l)^{0,19} (1-\mu_v/\mu_l)^{0,7}$
- $Fr = u^2/gD_{ti}$: nombre de Froude
- $We = \rho u^2 D_{ti}/\sigma$: nombre de Weber

Chute de pression par friction pour les coudes

Nous utilisons la méthode de Pierre (1964) :

$$F_{vol} = \frac{\varepsilon_t \rho u^2}{2\Delta z} \tag{2.18}$$

où $\varepsilon_t = \varepsilon_0 + \varepsilon_f$ et ε_0 est défini en fonction du titre x comme suit :

x	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
ε_0	0,7	0,8	1,0	1,1	1,0	0,6

ε_f est défini en fonction de D_0/D_{ti} où D_0 est le diamètre du coude (Figure 2.3) :

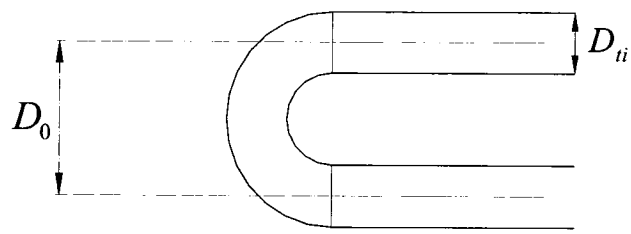


Figure 2.3 : Définition du diamètre de coude

Coefficient d'échange de chaleur en mode "condensation"

Le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la paroi et le réfrigérant h_{rp} est estimé en utilisant la corrélation de Shah (1979) :

$$h_{rp} = h_{rp_L}\left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{p_R^{0,38}}\right] \tag{2.19}$$

où p_R est la pression réduite (rapport de la pression absolue à la pression critique absolue) et h_{rp_L} est le coefficient de transfert de chaleur estimé en supposant que toute la masse s'écoule comme du liquide. Il est calculé comme suit :

$$h_{rp_L} = 0,023\frac{k_l}{D_{ti}}\mathrm{Re}_{D_L}{}^{0,8}\,\mathrm{Pr}_l^{0,4} \tag{2.20}$$

où :

- k_l : conductivité thermique de la phase liquide (W/m.K);
- $\mathrm{Re}_{D_L} = \rho u D_{ti}/\mu_l$: nombre de Reynolds;
- $\mathrm{Pr}_l = \mu_l Cp_l/k_l$: nombre de Prandtl de la phase liquide.

Notons que le modèle de Shah est plus particulièrement valide pour les conditions suivantes :

- fluides : eau, R-11, R-12, R-22, R-113, méthanol, éthanol, benzène, toluène, et trichloroéthylène;
- tuyau vertical ou horizontal ou incliné;
- diamètre de tuyau: 7 à 40 mm;

- pression réduite : 0,002 à 0,44;
- température de saturation : 21 à 310 °C;
- vitesse de phase vapeur : 3 à 300 m/s;
- titre en vapeur : 0 à 100 %;
- flux de masse : 39 000 à 758 000 kg/m^2.h (10,8 à 210,6 kg/m^2.s);
- flux de chaleur : 158 à 1 893 000 W/m^2;
- nombre de Reynolds tout liquide : 100 à 63 000;
- nombre de Prandtl phase liquide : 1 à 13.

Coefficient d'échange de chaleur en mode "évaporation"

Nous utilisons la corrélation de Wadekar (1990) :

$$h_{rp} = 0,023 \frac{k_l}{D_{ti}} \left(\mathrm{Re}_{Dliq}\right)^{0.8} \left(\mathrm{Pr}_l\right)^{0.4} F \tag{2.21}$$

où :

$$F = 3,2Y + 1 \tag{2.22}$$

et :

$$Y = \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,75} \left(\frac{P}{P_c}\right)^{-3/8} \left(M_{mol}\right)^{1/8} \tag{2.23}$$

Dans ces équations :

- $\mathrm{Re}_{Dliq} = \rho u (1-x) D_{ti} / \mu_l$ est le nombre de Reynolds pour la portion liquide;

- P_c est la pression critique du réfrigérant (Pa);
- M_{mol} est la masse molaire moléculaire du réfrigérant (g/mol).

Les coefficients de convection en modes Condensation et Évaporation s'appliquent dans les régions où le titre en vapeur x vaut entre 0,2 et 0,8. Dans les régions de transitions (x de 0 à 0,2 et de 0,8 à 1,0), il sera supposé une variation linéaire du coefficient de convection entre le diphasique et le monophasique.

2.1.3 Propriétés du réfrigérant

Le réfrigérant en usage dans la presque totalité des cas est le R-22. C'est celui que nous considérons dans cette étude.

L'outil de référence pour les propriétés thermodynamiques (pression, température, enthalpie, masse volumique, chaleur spécifique, etc.), les propriétés de transport (conductivité thermique et viscosité), et la tension superficielle est incontestablement REFPROP (Lemmon, McLinden, et Huber 2002). Cependant, cet outil s'appuie sur de nombreuses itérations (il est donc relativement lent) et ne converge pas toujours. Face à cet état de fait, il nous a été nécessaire de nous appuyer sur des corrélations des données de REFPROP pour un calcul plus rapide et plus fiable des propriétés.

Ding et al. (2005) proposent une méthode implicite de corrélation des données de REFPROP et trouvent qu'en moyenne les fonctions auxquelles ils aboutissent permettent d'accélérer le calcul des propriétés du réfrigérant d'un facteur de 143. Ces auteurs proposent les fonctions suivantes :

- PSAT_T : pression de saturation en fonction de la température (T);
- TSAT_P : température de saturation en fonction de la pression (P);
- HLSAT_T : enthalpie de la phase liquide en fonction de T;

- HVSAT_T : enthalpie de la phase vapeur en fonction de T;
- SLSAT_T : entropie de la phase liquide en fonction de T;
- SVSAT_T : entropie de la phase vapeur en fonction de T;
- RLSAT_T : masse volumique de la phase liquide en fonction de T;
- RVSAT_T : masse volumique de la phase vapeur en fonction de T;
- CPLSAT_T : chaleur spécifique de la phase liquide en fonction de T;
- CPVSAT_T : chaleur spécifique de la phase vapeur en fonction de T;
- HGAZ_PT : enthalpie du réfrigérant surchauffé en fonction de P et T;
- TGAZ_PH : température du réfrigérant surchauffé en fonction de P et H;
- RGAZ_PT : masse volumique du réfrigérant surchauffé en fonction de P et T.

En nous appuyant sur leur méthodologie à chaque fois que possible, nous avons développé les corrélations suivantes :

- AMULSAT_T : viscosité de la phase liquide en fonction de T;
- AMUVSAT_T : viscosité de la phase vapeur en fonction de T;
- AKLSAT_T : conductivité thermique de la phase liquide en fonction de T;
- AKVSAT_T : conductivité thermique de la phase vapeur en fonction de T;
- SGAZ_PT : entropie du réfrigérant surchauffé en fonction de P et T;
- RGAZ_PH : masse volumique du réfrigérant surchauffé en fonction de P et H;
- CPGAZ_PT : chaleur spécifique du réfrigérant surchauffé en fonction de P et T;
- AMUGAZ_PH : viscosité du réfrigérant surchauffé en fonction de P et T;
- AKGAZ_TH : conductivité thermique du réfrigérant surchauffé en fonction de T et H;
- TLIQ_PH : température du réfrigérant sous-refroidi en fonction de P et H;
- HLIQ_PT : enthalpie du réfrigérant sous-refroidi en fonction de P et T;

- SLIQ_PH : entropie du réfrigérant sous-refroidi en fonction de P et H;
- RLIQ_PH : masse volumique du réfrigérant sous-refroidi en fonction de P et H;
- CPLIQ_PH : chaleur spécifique du réfrigérant sous-refroidi en fonction de P et H;
- AMULIQ_PT : viscosité du réfrigérant sous-refroidi en fonction de P et T;
- AMULIQ_PH : viscosité du réfrigérant sous-refroidi en fonction de P et H;
- AKLIQ_PH : conductivité thermique du réfrigérant sous-refroidi en fonction de P et H.

La corrélation de Okada et Watanabé (1988) est utilisée pour la tension superficielle fonction de la température de saturation, donnant TSSAT_T. Cette corrélation est aussi celle qui est utilisée dans REFPROP.

Les corrélations sont valides pour une température de saturation de -60 à 80 °C (correspondant à des pressions de 37 à 3664 kPa), une surchauffe pouvant aller jusqu'à 80 °C, et un sous-refroidissement pouvant atteindre 50 °C.

En simulant le fonctionnement d'une pompe à chaleur eau - eau (Ndiaye et Bernier 2005) pendant 10 mn après le démarrage, nous avons pu mesurer l'énorme gain de temps permis par l'utilisation de ces corrélations. L'ordinateur utilisé a la configuration suivante :

- Processeur : Pentium 4, fréquence de 2,4 GHz
- Fréquence de bus : 533 MHz pour le système, 333 MHz pour la mémoire
- Mémoire cache de niveau 2 (L2) : 1,00 MB
- Mémoire RAM : 768 MB (DDR333)

Les résultats obtenus sont les suivants :

- Avec REFPROP : capacité finale = 10,05 kW; débit final de réfrigérant = 0,06 kg/s; temps de simulation = 06 h 20 mn (soit 380 mn).
- Avec les corrélations : capacité finale = 10,07 kW; débit final de réfrigérant = 0,06 kg/s; temps de simulation = 00 h 03 mn (soit 003 mn).

On note un facteur de réduction de 127 sur le temps de simulation, en conformité avec les constatations de Ding et al.

2.2 Paroi (tube et ailettes)

Les échangeurs peuvent se présenter dans une configuration de type rectangulaire (Figure 2.4) ou étagé (Figure 2.5).

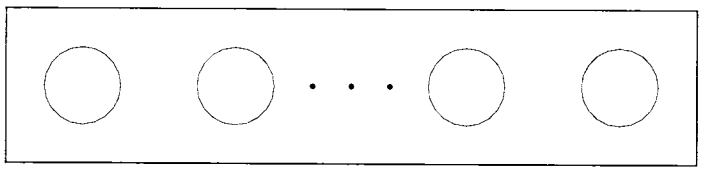


Figure 2.4 : Circuits d'échangeur dans une configuration de type rectangulaire

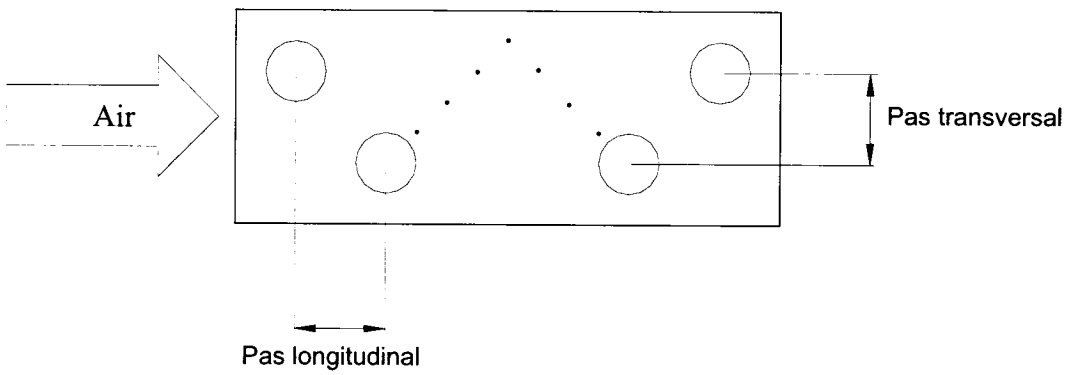


Figure 2.5 : Circuits d'échangeur dans une configuration de type étagé

Dans l'étude numérique, les circuits vont être divisés en éléments tels qu'illustrés sur la Figure 2.6 et la Figure 2.7. On va considérer la température moyenne T_p pour chaque élément.

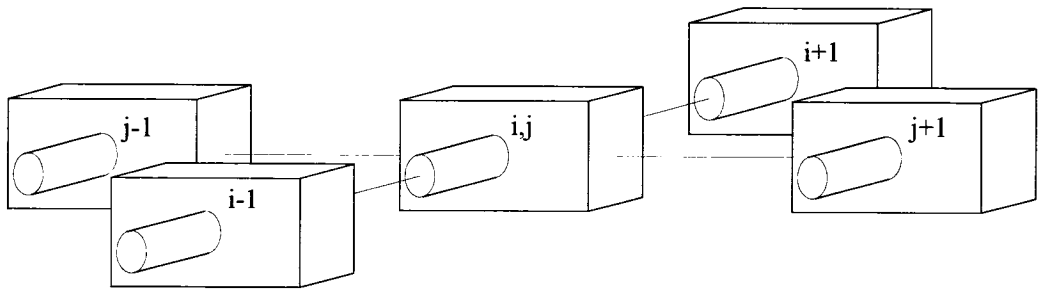


Figure 2.6 : Découpage d'un circuit, dans une configuration de type rectangulaire, en éléments: "i" représente la direction axiale, et "j", la direction latérale

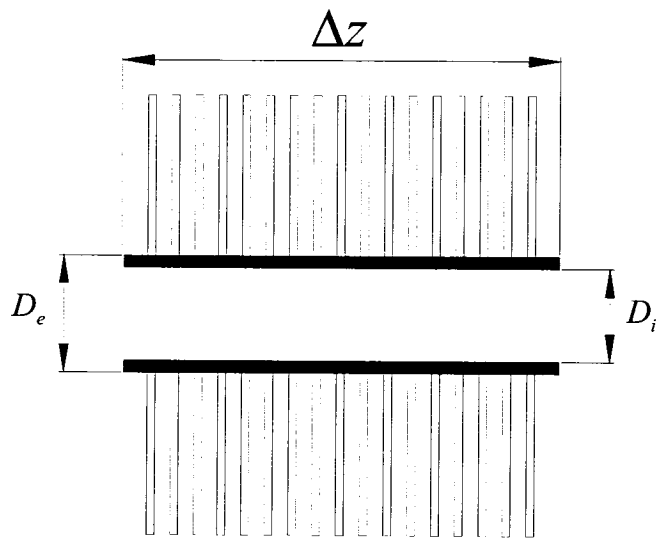


Figure 2.7 : Vue de dessus d'un élément de circuit de l'échangeur

On note diverses dispositions pour les circuits. La Figure 2.8 en présente une, dans une configuration de type rectangulaire.

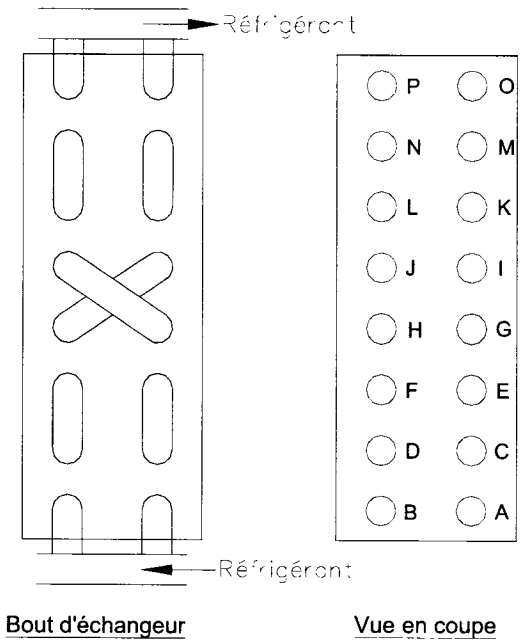


Figure 2.8 : Exemple de disposition des circuits d'un échangeur

Nous proposons, pour tenir compte de ces dispositions variées, un procédé d'indexation qui permet de garder trace des éléments de paroi et des circuits auxquels ils appartiennent (noter que les circuits avec fusion ou éclatement ne sont pas considérés). L'échangeur est subdivisé en J colonnes et en K rangées (voir Figure 2.9), ce qui permet d'annoter chaque tube. Il y a l $(1..L)$ circuits. Le vecteur NTC avec L éléments donne le nombre n de tubes dans chaque circuit. Un tube donné appartient à un seul circuit. L'ordre de chaque tube dans le circuit auquel il appartient est donné par l'indice m $(1..n)$. Pour le tube d'ordre m du circuit l, la matrice $CTE(l,m)$ renvoie sa colonne d'appartenance (j) et la matrice $RTE(l,m)$ donne sa rangée d'appartenance (k) dans l'échangeur. Pour la configuration de type étagé (voir Figure 2.9), il y a des points (j,k) où aucun tube n'est présent: par exemple, le point $(1,1)$ sur la figure. La matrice $TXCR(j,k)$ contient les entiers "1" ou "0" pour indiquer si un tube est présent (1) ou

pas (0) dans la colonne j à la rangée k. La place de chaque élément de paroi dans le tube duquel il fait partie est fixée par l'indice i (voir Figure 2.6).

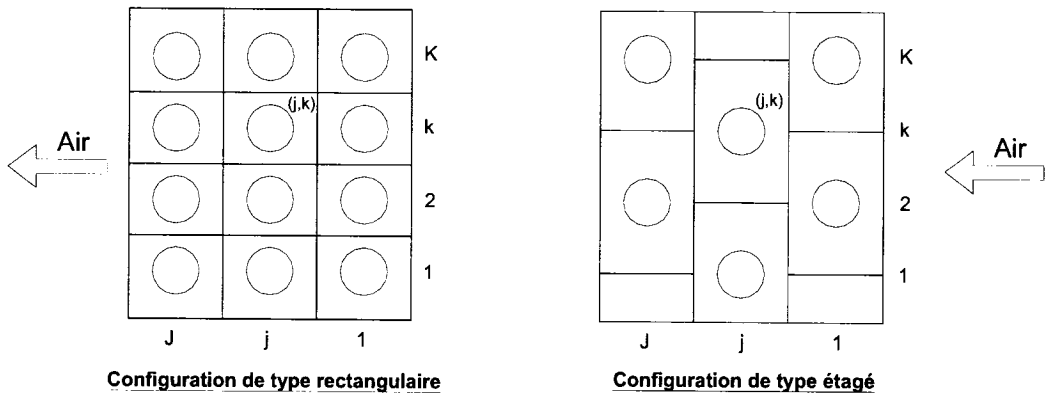


Figure 2.9 : Division de l'échangeur en colonnes et en rangées

Chaque élément de la paroi sera ainsi repéré par une matrice à 3 indices: (j,k,i). Par exemple, la notation $T_p(2,3,27)$ désigne la température du 27e élément du tube qui se trouve sur la colonne 2 et la rangée 3.

Pour bien comprendre ce procédé d'indexation, prenons comme exemple l'échangeur montré sur la Figure 2.8. Nous partons du bas, à droite pour les rangées et les colonnes. Nous partons de la droite et à partir du premier rencontré pour les circuits. Il y a, pour 2 circuits au total, 2 colonnes et 8 rangées. Les tubes portent des désignations alphabétiques. Les correspondances des éléments "i" qui les composent sont données par le Tableau 2.1. Le vecteur NTC contiendrait les éléments suivants : $(8,8)$.

Les éléments des coudes qui relient entre eux les tubes droits sont repérés par une matrice à 3 indices (j,k,i) où (j,k) réfèrent au tube amont. La matrice $LCD(j,k)$

donne les longueurs des coudes correspondants ($L = 0$ pour les points sans tube et pour les tubes finals des circuits).

Tableau 2.1 : Repérage d'éléments de paroi par le procédé d'indexation à 3 éléments

TUBE	Colonne (CTE)	Rangée (RTE)	Circuit	Ordre	TXCR	Éléments
A	1	1	1	1	1	(1,1,i)
B	2	1	2	1	1	(2,1,i)
C	1	2	1	2	1	(1,2,i)
D	2	2	2	2	1	(2,2,i)
E	1	3	1	3	1	(1,3,i)
F	2	3	2	3	1	(2,3,i)
G	1	4	1	4	1	(1,4,i)
H	2	4	2	4	1	(2,4,i)
I	1	5	2	5	1	(1,5,i)
J	2	5	1	5	1	(2,5,i)
K	1	6	2	6	1	(1,6,i)
L	2	6	1	6	1	(2,6,i)
M	1	7	2	7	1	(1,7,i)
N	2	7	1	7	1	(2,7,i)
O	1	8	2	8	1	(1,8,i)
P	2	8	1	8	1	(2,8,i)

La conduction qui peut exister entre les éléments de paroi est négligée. Aussi, nous négligeons les transferts de chaleur par rayonnement entre les éléments, et entre les éléments et les surfaces environnantes. Ainsi, l'équation de conservation de l'énergie de la paroi (tube et ailettes) sera :

$$\left(Cp_t m_t + Cp_f m_f\right)\frac{\partial T_p}{\partial t} = \pi D_{ti} h_{rp}(T_r - T_p) - \dot{Q}_a / \Delta z \qquad (2.24)$$

où :

- l'indice f réfère aux ailettes et l'indice t, aux tubes;
- m : masse par m de longueur d'élément de paroi (dans le sens de la longueur de l'échangeur) (kg/m);

- $\dot{Q}_a/\Delta z$: quantité de chaleur "reçue" par l'air par m de longueur d'élément de paroi (W/m) et $\dot{Q}_a$ est la quantité de chaleur que l'air "reçoit" de l'élément de paroi considéré (W).

Lorsqu'il n'y a pas de déshumidification, nous avons :

$$\dot{Q}_a/\Delta z = \left(\pi D_c + \eta_f SU_f\right) h_{ap} \left(T_p - T_a\right) \tag{2.25}$$

où :

- D_c : diamètre extérieur incluant le collier, soit $D_{te} + 2\varepsilon_f$ (les ailettes recouvrent le tube) et ε_f est l'épaisseur d'ailette (m);
- η_f est le rendement d'ailette;
- SU_f est la surface totale d'échange des ailettes par m de longueur d'échangeur (m^2/m);
- h_{ap} est le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air et la paroi ($W/m^2.°C$) en condition de paroi sèche;
- T_a : température de l'air (°C).

Pour les cas où il y a déshumidification (nous y reviendrons), il vient (Kuehn, Ramsey, et Threlkeld 1998) :

$$\dot{Q}_a/\Delta z = \left(\pi D_c + \eta_f SU_f\right) \frac{h_{ap}}{Cp_a} \left(h_{s.p} - h_a\right) \tag{2.26}$$

où :

- h_{ap} est le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air et la paroi (W/m^2.°C) en condition de paroi humide;
- Cp_a : chaleur spécifique de l'air, approchée comme celle de l'air sec (J/kg.K)
- h_a : enthalpie de l'air (J/kg);
- $h_{s,p}$: enthalpie de l'air saturé évalué à la température de la paroi T_p (J/kg).

Rendement d'ailette

Le rendement d'ailette permet de tenir compte du fait que la température des ailettes n'est pas uniforme entre leur extrémité et la paroi du tube (base des ailettes).

Lorsque la paroi est sèche (pas de déshumidification de l'air), le rendement d'ailette est défini de la façon suivante :

$$\eta_f = \frac{T_{f,m} - T_a}{T_p - T_a} \tag{2.27}$$

où $T_{f,m}$ est la température moyenne de l'ailette. Ce rendement peut être estimé par la méthode de Schmidt – voir (ASHRAE 2001) :

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr\Phi)}{mr\Phi} \tag{2.28}$$

avec :

- $m = \sqrt{2h_{ap}/k_f\varepsilon_f}$ (m^{-1});
- k_f : conductivité thermique de l'ailette (W/m.K);

- ε_f : épaisseur des ailettes (m);
- $r = D_c/2$: rayon correspondant au diamètre extérieur des tubes (m);
- $\Phi = \left[(R/r)-1\right]\left[1+0,35\ln(R/r)\right]$.

Pour une configuration de type rectangulaire, on a :

$$R/r = 1,28\psi\sqrt{\beta - 0,2} \tag{2.29}$$

avec :

- $\psi = M/r$;
- $\beta = L/M$ avec $L > M$;
- Si $P_t > P_l$, $L = P_t/2$ et $M = P_l/2$; l'inverse si $P_t < P_l$;
- P_t : pas de tube transversal (m) (voir Figure 2.5);
- P_l : pas de tube longitudinal (m) (voir Figure 2.5).

Pour une configuration de type étagé, on utilise :

$$R/r = 1,27\psi\sqrt{\beta - 0,3} \tag{2.30}$$

avec :

- $\psi = M/r$;
- $\beta = L/M$ avec $L > M$;
- $L = \max\left(P_t/2\,;\,0,5\sqrt{(P_t/2)^2 + P_l^2}\right)$;

- $M = \min\left(P_t/2\,;\,0{,}5\sqrt{(P_t/2)^2 + P_l^2}\right)$.

Lorsqu'il y a déshumidification (paroi humide), le rendement d'ailette peut être défini ainsi qu'il suit (Kuehn, Ramsey, et Threlkeld 1998) :

$$\eta_f = \frac{h_a - h_{f,m}}{h_a - h_{s,p}} \tag{2.31}$$

où $h_{f,m}$ (J/kg) est l'enthalpie de l'air évaluée à la température moyenne de l'ailette $T_{f,m}$.

Sur cette base, le rendement d'ailette peut être évalué de la même façon que pour le cas de paroi sèche en utilisant le facteur $h_{o,w}$ à la place de h_{ap} dans l'équation (2.28). Si nous estimons que, sur une plage de températures relativement étroite, l'enthalpie de l'air saturé peut être représentée comme $h_s = a + bt$, alors $h_{o,w}$ peut être approché comme :

$$h_{o,w} = \frac{b_p h_{ap}}{Cp_a} \tag{2.32}$$

où b_p (J/kg.°C) est évalué à la température de paroi T_p (en °C).

Kuehn et al. (1998) donnent une courbe permettant d'obtenir b en fonction de la température à la pression atmosphérique standard (101325 Pa), courbe que nous corrélons comme suit :

$$b_p = 858{,}64 + 849{,}04 \times \exp\left(0{,}0547 T_p\right) \tag{2.33}$$

Cette relation est plus spécifiquement valide pour une température de paroi se situant entre -17 et 50 °C.

Coefficient d'échange de chaleur en convection forcée pour une paroi sèche

Il y a plusieurs types d'ailettes. Parmi les plus populaires, nous avons les ailettes ordinaires et les ailettes ondulées.

Pour les ailettes ordinaires, nous utilisons la corrélation de Wang et al. (2000a) :

$$\text{pour } N_c = 1: \quad h_{ap} = 0{,}108 Cp_a G \,\mathrm{Re}_{D_c}^{-0{,}29} \,\mathrm{Pr}^{-2/3} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{P1} \left(\frac{P_f}{D_c}\right)^{-1{,}084} \left(\frac{P_f}{D_h}\right)^{-0{,}786} \left(\frac{P_f}{P_t}\right)^{P2} \quad (2.34)$$

où :

- N_c : nombre de colonnes;
- G : débit massique par unité de surface (aire d'écoulement minimale $A_{\min}$) appelé aussi flux de masse (kg/m^2.s);
- Cp_a : chaleur spécifique de l'air (J/kg.K);
- P_f : pas d'ailettes (distance entre deux ailettes);
- D_h : diamètre hydraulique défini comme $4A_{\min}\varepsilon_{ech}/A_0$ où ε_{ech} est la profondeur de l'échangeur, et A_0 est la surface totale d'échange paroi-air;
- $P1 = 1{,}9 - 0{,}23 \ln\left(\mathrm{Re}_{D_c}\right)$;
- $P2 = -0{,}236 + 0{,}12 \ln\left(\mathrm{Re}_{D_c}\right)$.

$$\text{pour } N_c \geq 2: \quad h_{ap} = 0,086 Cp_a G \,\mathrm{Re}_{D_c}{}^{P3} \,\mathrm{Pr}^{-2/3} N_c{}^{P4} \left(\frac{P_f}{D_c}\right)^{P5} \left(\frac{P_f}{D_h}\right)^{P6} \left(\frac{P_f}{P_t}\right)^{-0,93} \tag{2.35}$$

où :

- $P3 = -0,361 - \dfrac{0,042 N_c}{\ln\left(\mathrm{Re}_{D_c}\right)} + 0,158 \ln\left(N_c \left(P_f / D_c\right)^{0,41}\right)$;
- $P4 = -1,224 - \dfrac{0,076 \left(P_l / D_h\right)^{1,42}}{\ln\left(\mathrm{Re}_{D_c}\right)}$;
- $P5 = -0,083 + \dfrac{0,058 N_c}{\ln\left(\mathrm{Re}_{D_c}\right)}$;
- $P6 = -5,735 + 1,21 \ln\left(\mathrm{Re}_{D_c} / N_c\right)$.

Notons que cette corrélation est plus spécifiquement valable pour les conditions suivantes :

- N_c = 1 - 6
- D_{te} = 6,35 - 12,7 mm
- P_t = 17,7 - 31,75 mm
- P_l = 12,4 - 27,5 mm
- P_f = 1,19 - 8,7 mm

Pour les ailettes ondulées, la corrélation de Kim et al. (1997) est utilisée :

- pour $N_c \geq 3$:

$$j_3 = 0,394 \,\mathrm{Re}_{D_c}{}^{-0,357} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0,272} \left(\frac{P_f - \varepsilon_f}{D_c}\right)^{-0,205} \left(\frac{x_f}{p_d}\right)^{-0,558} \left(\frac{p_d}{P_f - \varepsilon_f}\right)^{-0,133} \tag{2.36}$$

- pour $N_c = 1,2$ et $\mathrm{Re}_{D_c} \geq 1000$:

$$j_{N_c} = j_3 (0,978 - 0,010 N_c) \tag{2.37}$$

- pour $N_c = 1,2$ et $\mathrm{Re}_{D_c} < 1000$:

$$j_{N_c} = j_3 (1,350 - 0,162 N_c) \tag{2.38}$$

Nous avons alors :

$$h_{ap} = Cp_a G \,\mathrm{Pr}^{-2/3}\, j \tag{2.39}$$

Dans ces équations, on a (voir Figure 2.10) :

- x_f : longueur projetée d'une demi-ondulation d'ailette (m);
- p_d : hauteur d'une demi-ondulation d'ailette excluant l'épaisseur d'ailette (m).

La présente corrélation est plus spécifiquement valable pour les conditions suivantes :

- N_c = 1 - 4
- $500 \leq \mathrm{Re}_{D_c} \leq 6000$
- $1,16 \leq P_t / P_l \leq 1,33$
- $0,15 \leq (P_f - \varepsilon_f) / D_c \leq 0,33$
- $1,44 \leq x_f / p_d \leq 10,0$
- $0,23 \leq p_d / (P_f - \varepsilon_f) \leq 1,21$

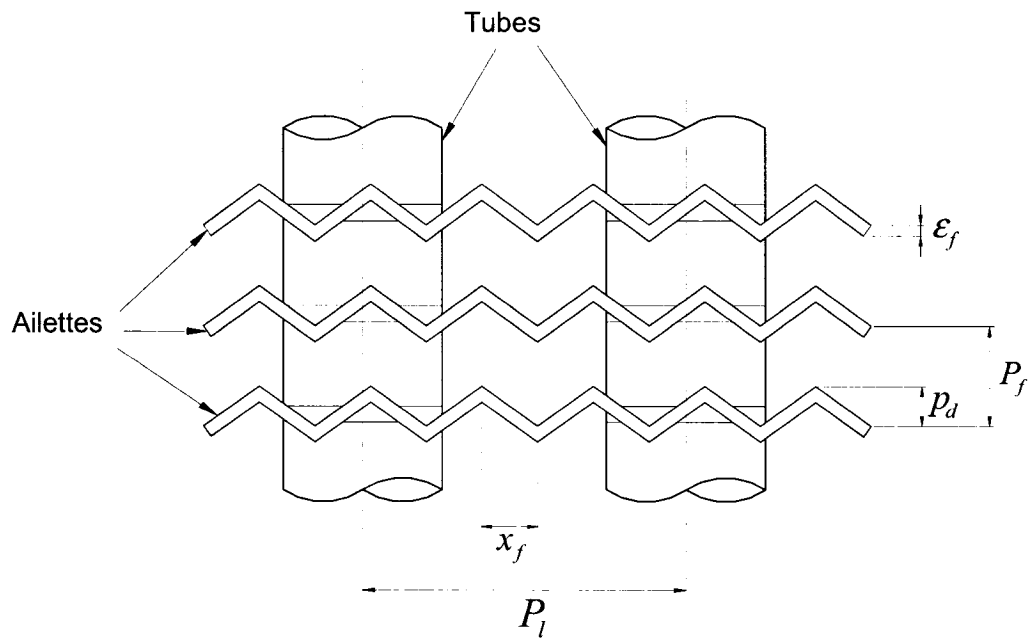


Figure 2.10 : Détail montrant les ondulations des ailettes et leurs caractéristiques géométriques

Ces coefficients d'échange de chaleur sont des moyennes sur tout l'échangeur, mais en l'absence de données plus précises, nous supposerons qu'ils s'appliquent à chaque colonne.

Coefficient d'échange de chaleur en convection forcée pour une paroi humide

Pour les ailettes ordinaires, la corrélation proposée par Wang et al. (2000b) est utilisée, i.e :

$$h_{ap} = 19{,}36 Cp_a G \,\mathrm{Re}_{D_c}^{\;P1}\,\mathrm{Pr}^{-2/3}\, N_c^{-1{,}291}\left(\frac{P_f}{D_c}\right)^{1{,}352}\left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{0{,}6795} \tag{2.40}$$

où $P1 = 0{,}3745 - 1{,}554\left(P_f/D_c\right)^{0{,}24}\left(P_l/P_t\right)^{0{,}12} N_c^{-0{,}19}$.

Pour les ailettes ondulées, nous utilisons la corrélation de Kuvannarat et al. (2006) :

$$h_{ap} = 0,213262 Cp_a G \,\mathrm{Re}_{D_c}{}^{-0,51507}\,\mathrm{Pr}^{-2/3}\, N_c{}^{0,09891} \left(\frac{A_0}{A_{p,0}}\right)^{0,600543} \left(\frac{\varepsilon_f}{P_l}\right)^{0,072448} \tag{2.41}$$

où $A_{p,0}$ est la surface (extérieure) totale nette d'échange des tubes avec l'air.

Coefficient d'échange de chaleur en convection naturelle

Ce cas intervient lorsque le ventilateur arrête de tourner. Nous supposerons que dans ce cas, l'air garde une température uniforme dans tout l'échangeur et que la déshumidification éventuelle est négligeable.

Nous utiliserons la corrélation proposée par Chuah et Chen (2004) :

$$h_{ap} = 0,43 \frac{k_a}{D_h} Ra^{0,25} \tag{2.42}$$

avec:

- k_a : conductivité thermique de l'air (W/m.K);
- $Ra = g\beta_a \left|T_p - T_a\right| D_h{}^3 \rho_a{}^2 Cp_a / k_a \mu_a$: nombre de Rayleigh;
- β_a : coefficient de dilatation thermique de l'air (K^{-1});
- ρ_a : masse volumique de l'air (kg/m^3);
- μ_a : viscosité de l'air ($N.s/m^2$).

En l'absence de renseignements plus précis, nous supposerons que cette corrélation s'applique autant pour les ailettes ordinaires que pour les ailettes ondulées.

2.3 Air

Nous supposerons que l'écoulement de l'air dans l'échangeur est unidimensionnel, que l'air est incompressible et que le débit est constant pour un pas de temps donné. De plus la conduction axiale dans l'écoulement est négligée. Nous estimerons que l'air se répartit équitablement entre les tubes colonne après colonne, de sorte que, pour une configuration de type étagé, les conditions d'entrée sur un tube donné résultent du mélange adiabatique des conditions de sortie des 2 tubes les plus proches sur la colonne précédente.

Nous faisons l'hypothèse qu'il y a déshumidification si et seulement si la température de paroi pour l'élément de paroi considéré est inférieure à la température de rosée (point de rosée) de l'air à l'entrée de cet élément.

2.3.1 Sans déshumidification

L'équation de conservation de l'énergie pour l'air, et pour un élément de paroi, est :

$$\rho_a Cp_a \frac{\partial T_a}{\partial t} + \rho_a u_a Cp_a \frac{\partial T_a}{\partial x} = \left(\pi D_c + \eta_f S U_f\right) \frac{\Delta z}{V_a} h_{ap} \left(T_p - T_a\right) \qquad (2.43)$$

où V_a (m^3) est le volume occupé par l'air dans l'élément et u_a est la vitesse de l'air.

Si le ventilateur est en marche, le premier terme à gauche de cette équation peut être négligé (aucune accumulation temporelle – toute l'énergie reçue par l'air est immédiatement emportée). Dans ce cas, l'équation d'énergie est intégrée pour donner, comme la température de paroi est supposée constante sur tout l'élément de paroi :

$$T_{a,Sor} = T_p - (T_p - T_{a,Ent}) \exp\left(-\frac{\left(\pi D_c + \eta_f SU_f\right)\Delta z}{GCp_a A_{\min}^{El}} h_{ap} \right) \tag{2.44}$$

où $A_{\min}^{El}$ (m^2) est l'aire d'écoulement minimale par élément de paroi (rappelons que G est défini par rapport à l'aire d'écoulement minimale). Les indices *Sor* et *Ent* désignent la sortie et l'entrée de l'élément de paroi.

La quantité de chaleur "reçue" par l'air est donnée par :

$$\dot{Q}_a = GA_{\min}^{El} Cp_a (T_p - T_{a,Ent}) \left[1 - \exp\left(-\frac{\left(\pi D_{te} + \eta_f SU_f\right)\Delta z}{GCp_a A_{\min}^{El}} h_{ap} \right) \right] \tag{2.45}$$

2.3.2 Avec déshumidification

En négligeant comme ci-dessus le terme d'accumulation temporelle, l'équation d'énergie devient :

$$\rho_a u_a \frac{dh_a}{dx} = \left(\pi D_c + \eta_f SU_f\right) \frac{\Delta z\, h_{ap}}{V_a Cp_a} \left(h_{s,p} - h_a\right) \tag{2.46}$$

L'intégration de cette équation nous donne :

$$h_{a,Sor} = h_{s,p} - (h_{s,p} - h_{a,Ent}) \exp\left(-\frac{\left(\pi D_c + \eta_f SU_f\right)\Delta z}{GCp_a A_{\min}^{El}} h_{ap} \right) \tag{2.47}$$

La quantité de chaleur "reçue" par l'air devient :

$$\dot{Q}_a = GA_{\min}^{El}(h_{s,p} - h_{a,Ent})\left[1 - \exp\left(-\frac{(\pi D_{te} + \eta_f SU_f)\Delta z}{GCp_a A_{\min}^{El}} h_{ap}\right)\right] \quad (2.48)$$

La part latente de cette chaleur "reçue" est alors :

$$\dot{Q}_{a,L} = GA_{\min}^{El}\left(W_{a,Sor} - W_{a,Ent}\right)h_{lv} \quad (2.49)$$

$$= GA_{\min}^{El}\left[1 - \exp\left(-\frac{(\pi D_{te} + \eta_f SU_f)\Delta z}{GCp_a A_{\min}^{El}} h_{ap}\right)\right]\left[\left(h_{s,p} - h_{a,Ent}\right) - Cp_a\left(T_p - T_{a,Ent}\right)\right] \quad (2.50)$$

où h_{lv} est la chaleur latente de vaporisation de l'eau, évaluée à la température de l'élément de paroi T_p.

Il nous faut en tout temps, pour l'air, pouvoir passer de l'enthalpie à la température sèche et vice versa. La relation suivante (ASHRAE 2001) servira à cet effet :

$$h_a = 1006T_a + 1000W_a(2501 + 1,805T_a) \quad (2.51)$$

où :

- h_a : enthalpie de l'air (J/kg);
- T_a : température de l'air (°C);
- W_a : rapport de mélange de l'air (taux d'humidité).

Il s'en suit que :

$$T_a = \frac{h_a - 2501.10^3 W_a}{1006 + 1805 W_a} \tag{2.52}$$

2.3.3 Convection naturelle

La température de l'air est supposée constante, et on a :

$$\dot{Q}_a = h_{ap}\left(\pi D_c + \eta_f S U_f\right)\Delta z\left(T_p - T_a\right) \tag{2.53}$$

2.4 Résolution numérique

Les équations régissant l'échangeur sont maintenant écrites. Il reste à les résoudre. Une résolution analytique de ce système d'équations n'étant pas encore possible, nous devons nous baser sur une méthode numérique. Ici, la méthode des volumes finis telle qu'exposée par Patankar (1980) a été choisie. C'est une méthode qui a fait ses preuves dans le traitement de problèmes similaires (MacArthur et Grald 1987).

Les équations de conservation peuvent être mises sous la forme de l'équation générale donnée par Patankar (il faut signaler que les équations du mouvement et de l'énergie données par Rohsenow et al. (voir page 37) ont été préalablement réarrangées avec l'aide de l'équation de continuité) en :

1. multipliant l'équation de continuité par "u" et en l'intégrant dans l'équation de la quantité de mouvement;
2. multipliant l'équation de continuité par "h" et en l'intégrant dans l'équation d'énergie.

On obtient ainsi :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial z} = 0 \tag{2.54}$$

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u^2)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} - F_{vol} \tag{2.55}$$

$$\frac{\partial (\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u h)}{\partial z} = Q_v + \frac{\partial P}{\partial t} + u\frac{\partial P}{\partial z} \tag{2.56}$$

L'équation générale donnée par Patankar est :

$$\frac{\partial (\rho \phi)}{\partial t} + div\left(\rho \vec{V} \phi\right) = div(\Gamma grad \phi) + S \tag{2.57}$$

où ϕ est la variable dépendante, $\vec{V}$ est le vecteur vitesse, Γ est le coefficient de diffusion (conductivité thermique k par exemple) et S est le terme source.

2.4.1 Réfrigérant

Le maillage est représenté sur la Figure 2.11. Ce découpage concorde avec celui adopté pour la paroi. Les variables (à l'exception de la vitesse u - nous y revenons plus loin) seront évaluées au niveau du nœud "i", centre du volume de contrôle "i" de longueur Δz. Chaque volume de contrôle "i" est encadré par les interfaces "j" et "$j+1$".

Discrétisation de l'équation d'énergie

Nous obtenons l'équation de discrétisation en intégrant l'équation d'énergie sur le volume de contrôle "i" et sur l'intervalle "t - $t+\Delta t$" :

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}\,dz\,dt + \int_t^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \frac{\partial(\rho u h)}{\partial z}\,dz\,dt = \int_t^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \left[Q_v + \frac{\partial P}{\partial t} + u\frac{\partial P}{\partial z} \right] dz\,dt \quad (2.58)$$

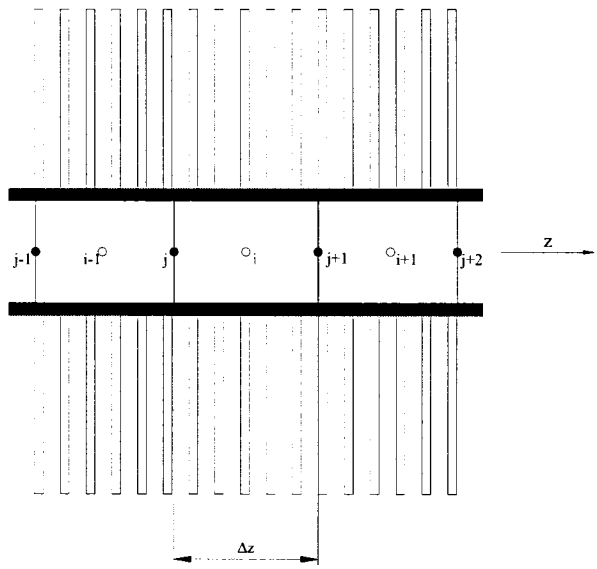


Figure 2.11 : Schéma de décomposition en volumes de contrôle pour l'écoulement du réfrigérant

Pour le premier terme du membre de gauche de cette équation, nous supposerons que la valeur de ρh au nœud "i" prévaut sur tout le volume de contrôle "i". Ainsi, aurons-nous, en désignant avec un exposant "^{0}" les variables évaluées à l'instant "t" et en laissant telles quelles les variables évaluées à l'instant "$t+\Delta t$" :

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}\,dz\,dt = \left(\rho_i h_i - \rho_i^{\,0} h_i^{\,0}\right)\Delta z \quad (2.59)$$

Pour le second terme du membre de gauche, il vient :

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \frac{\partial(\rho u h)}{\partial z}\,dz\,dt = \int_t^{t+\Delta t}\left(\rho_{j+1}u_{j+1}h_{j+1} - \rho_j u_j h_j\right)dt \quad (2.60)$$

Pour poursuivre le calcul, il faut maintenant formuler une hypothèse sur la manière dont les variables ρ, u et h vont évoluer durant le pas de temps. Ici, nous supposons que les valeurs des variables à l'instant "$t+\Delta t$" sont celles qui ont prévalu durant tout le pas de temps. C'est donc dire que **nous adoptons le schéma entièrement implicite**. Ainsi, l'intégrale peut s'écrire :

$$\int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \frac{\partial(\rho u h)}{\partial z}\,dz\,dt = \left(\rho_{j+1}u_{j+1}h_{j+1} - \rho_j u_j h_j\right)\Delta t \qquad (2.61)$$

Nous avons dit plus haut que toutes les variables à l'exception de la vitesse sont évaluées au point "*i*". Pour obtenir la valeur de h en "*j*+1" et en "*j*", nous devons faire une approximation sur le profil de cette variable autour de ces deux points. Une manière "naturelle" de procéder serait d'utiliser le schéma de la différence centrale (variation linéaire de la variable entre "*i*-1" et "*i*"), mais cette méthode ne convient pas aux situations pour lesquelles le nombre de Péclet est élevé – voir Patankar (1980). Un schéma plus correct quand des nombres de Péclet très élevés sont attendus, comme dans notre cas, est celui de la cellule donneuse ("**Upwind scheme**") (voir MacArthur et Grald (1987); et Patankar (1980)). Avec ce schéma, nous avons, quand $u > 0$:

$$h_j = h_{i-1} \quad \text{et} \quad h_{j+1} = h_i \qquad (2.62)$$

Physiquement, ce schéma se conçoit très simplement : puisque le nombre de Péclet est élevé, la convection domine la diffusion (conduction dans ce cas-ci), et donc la valeur de la variable en un point donné est influencée plutôt par sa valeur immédiatement en amont.

D'une façon générale, nous notons :

$$h_j u_j = h_{i-1}\left[\!\left[u_j, 0\right]\!\right] - h_i\left[\!\left[-u_j, 0\right]\!\right] \tag{2.63}$$

où $\left[\!\left[A, B\right]\!\right]$ désigne le maximum entre A et B.

Pour ρ, nous posons :

$$\rho_j = \frac{\rho_{i-1} + \rho_i}{2} \tag{2.64}$$

Ainsi, l'équation (2.61) peut être réécrite sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} &\int_t^{t+\Delta t} \int_{z_j}^{z_{j+1}} \frac{\partial(\rho u h)}{\partial z} dz\, dt = \\ &\left(\rho_{j+1} h_i \left[\!\left[u_{j+1}, 0\right]\!\right] - \rho_{j+1} h_{i+1} \left[\!\left[-u_{j+1}, 0\right]\!\right] - \rho_j h_{i-1} \left[\!\left[u_j, 0\right]\!\right] + \rho_j h_i \left[\!\left[-u_j, 0\right]\!\right]\right) \Delta t \end{aligned} \tag{2.65}$$

où les valeurs de ρ_j et ρ_{j+1} sont celles définies par l'équation (2.64).

Le membre de droite de l'équation (2.58) est le terme source. En l'intégrant en conformité avec les hypothèses prises lors de l'intégration du membre de gauche de l'équation (par exemple, la vitesse u_i est supposée prévaloir sur tout le volume de contrôle et durant tout le pas de temps Δt), il vient :

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{z_j}^{z_{j+1}} \left[Q_v + \frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial z} \right] dz\, dt = Q_{v_i} \Delta z \Delta t + \left(P_i - P_i^0\right) \Delta z + u_i \left(P_{j+1} - P_j\right) \Delta t \tag{2.66}$$

Pour la pression, nous posons :

$$P_j = \frac{P_{i-1} + P_i}{2} \tag{2.67}$$

Nous pouvons également poser :

$$u_i = \frac{u_j + u_{j+1}}{2} \tag{2.68}$$

La forme discrétisée de l'équation (2.58) est donc la suivante :

$$\begin{aligned} &\left(\rho_i h_i - \rho_i^0 h_i^0\right)\Delta z + \\ &\left(\rho_{j+1} h_i \left[\!\left[u_{j+1}, 0\right]\!\right] - \rho_{j+1} h_{i+1} \left[\!\left[-u_{j+1}, 0\right]\!\right] - \rho_j h_{i-1} \left[\!\left[u_j, 0\right]\!\right] + \rho_j h_i \left[\!\left[-u_j, 0\right]\!\right]\right)\Delta t \\ &= Q_{v_i}\Delta z \Delta t + \left(P_i - P_i^0\right)\Delta z + u_j\left(P_{j+1} - P_j\right)\Delta t \end{aligned} \tag{2.69}$$

En divisant par Δt, il vient :

$$\begin{aligned} &\left(\rho_{j+1} h_i \left[\!\left[u_{j+1}, 0\right]\!\right] - \rho_{j+1} h_{i+1} \left[\!\left[-u_{j+1}, 0\right]\!\right] - \rho_j h_{i-1} \left[\!\left[u_j, 0\right]\!\right] + \rho_j h_i \left[\!\left[-u_j, 0\right]\!\right]\right) + \\ &\left(\rho_i h_i - \rho_i^0 h_i^0\right)\frac{\Delta z}{\Delta t} = Q_{v_i}\Delta z + \left(P_i - P_i^0\right)\frac{\Delta z}{\Delta t} + u_j\left(P_{j+1} - P_j\right) \end{aligned} \tag{2.70}$$

Comme le terme source dépend de l'enthalpie (d'une façon implicite à travers la pression, T_r qui intervient dans Q_v, les propriétés de transport, ...), il est recommandé (Patankar 1980) de le linéariser de la façon suivante :

$$S_i = S_c + S_p h_i \tag{2.71}$$

Ainsi, nous devons avoir :

$$Q_{v_i}\Delta z+\left(P_i-P_i^0\right)\frac{\Delta z}{\Delta t}+u_j\left(P_{j+1}-P_j\right)=S_i\Delta z=\left(S_c+S_p h_i\right)\Delta z \tag{2.72}$$

Il y a plusieurs façons de choisir les coefficients S_c et S_p pour faire concorder les deux expressions, en gardant à l'esprit que S_p doit rester négatif ou nul; ce dernier fait étant une règle de base de la méthode des volumes finis. Cependant, il y a une considération supplémentaire : l'enthalpie est une variable toujours positive dans notre étude, et pour prévenir de possibles valeurs négatives de h, il faut que S_c reste positif. Dans un tel cas, voici une démarche qu'on peut adopter en supposant que :

$$S=S_1+S_2 \text{ où } S_1>0 \text{ et } S_2<0 \tag{2.73}$$

Nous pouvons écrire :

$$S=S_1+\frac{S_2}{h_i}h_i \tag{2.74}$$

Et poser :

$$S_c=S_1 > 0 \quad \text{et} \quad S_p=\frac{S_2}{h_i^*} < 0 \tag{2.75}$$

où h_i^* est la valeur de h_i au temps "t" ou à l'itération précédente.

Si le terme source dans son ensemble est positif, nous posons :

$$S_c=S_i>0 \quad \text{et} \quad S_p=0 \tag{2.76}$$

Si le terme source dans son ensemble est négatif, nous posons :

$$S_c = 0 \quad \text{et} \quad S_p = \frac{S_i}{h_i^*} < 0 \tag{2.77}$$

Nous avons donc :

$$\begin{aligned} &\rho_i \frac{\Delta z}{\Delta t} h_i - \rho_i^{\,0} \frac{\Delta z}{\Delta t} h_i^{\,0} + \left(\rho_{j+1} \left[\!\left[u_{j+1}, 0 \right]\!\right] + \rho_j \left[\!\left[-u_j, 0 \right]\!\right]\right) h_i - \\ &\rho_{j+1} \left[\!\left[-u_{j+1}, 0 \right]\!\right] h_{i+1} - \rho_j \left[\!\left[u_j, 0 \right]\!\right] h_{i-1} = S_c \Delta z + S_p h_i \Delta z \end{aligned} \tag{2.78}$$

Cette équation peut être écrite sous la forme :

$$a_i h_i = b_i h_{i+1} + c_i h_{i-1} + d_i \tag{2.79}$$

avec :

- $b_i = \rho_{j+1} \left[\!\left[-u_{j+1}, 0 \right]\!\right]$;
- $c_i = \rho_j \left[\!\left[u_j, 0 \right]\!\right]$;
- $a_i^{\,0} = \rho_i^{\,0} \Delta z / \Delta t$;
- $d_i = S_c \Delta z + a_i^{\,0} h_i^{\,0}$;
- $a_i = \rho_i \left(\Delta z / \Delta t \right) + \rho_{j+1} \left[\!\left[u_{j+1}, 0 \right]\!\right] + \rho_j \left[\!\left[-u_j, 0 \right]\!\right] - S_p \Delta z$.

On peut voir et comprendre maintenant pourquoi il est essentiel que S_c soit positif. En effet, $S_c < 0$ risque de nous mener à $d_i < 0$. Comme de plus, a_i est positif, $d_i < 0$ risque à son tour de nous mener à $h_i < 0$.

Discrétisation de l'équation de continuité

L'équation de continuité (2.54) nous permet d'obtenir la valeur de la vitesse. Nous avons, en intégrant l'équation sur le volume de contrôle "*i*" et sur l'intervalle "t - $t+\Delta t$" :

$$\int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}}\left[\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u)}{\partial z}\right]dz\,dt=\left(\rho_i-\rho_i^{\,0}\right)\Delta z+\left(\rho_{j+1}u_{j+1}-\rho_j u_j\right)\Delta t=0 \qquad (2.80)$$

En divisant par Δt, nous obtenons :

$$\left(\rho_i-\rho_i^{\,0}\right)\frac{\Delta z}{\Delta t}+\left(\rho_{j+1}u_{j+1}-\rho_j u_j\right)=0 \qquad (2.81)$$

Nous pouvons alors écrire l'équation (2.81) sous la forme :

$$a_j u_{j+1}=c_j u_j+d_j \qquad (2.82)$$

avec :

- $c_j=\rho_j$;
- $d_j=\left(\rho_i^{\,0}-\rho_i\right)\Delta z/\Delta t$;
- $a_j=\rho_{j+1}$.

Discrétisation de l'équation de mouvement

L'évaluation, comme pour toutes les autres variables du cas en étude, de la vitesse au nœud "*i*" du volume de contrôle "*i*" engendre des problèmes de représentation du

gradient de pression et de l'équation de continuité (oscillations de pression ou de vitesse à haute fréquence) – voir Patankar (1980). Une façon d'éviter ces problèmes de représentation est d'évaluer la vitesse sur un maillage différent: c'est le principe du maillage décalé. Ainsi, la vitesse sera évaluée aux interfaces "*j*".

En intégrant l'équation de conservation de la quantité de mouvement (2.55) sur le volume de contrôle "*j*" et sur l'intervalle "t - $t+\Delta t$ ", il vient :

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_{z_{i-1}}^{z_i}\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}dz\,dt+\int_t^{t+\Delta t}\int_{z_{i-1}}^{z_i}\frac{\partial(\rho u^2)}{\partial z}dz\,dt=\int_t^{t+\Delta t}\int_{z_{i-1}}^{z_i}\left[-\frac{\partial P}{\partial z}-F_{vol}\right]dz\,dt \qquad (2.83)$$

Nous avons :

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_{z_{i-1}}^{z_i}\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}dz\,dt=\left(\rho_j u_j-\rho_j{}^0 u_j{}^0\right)\Delta z \qquad (2.84)$$

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_{z_{i-1}}^{z_i}\frac{\partial(\rho u^2)}{\partial z}dz\,dt=\left(\rho_i u_i{}^2-\rho_{i-1}u_{i-1}{}^2\right)\Delta t \qquad (2.85)$$

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_{z_{i-1}}^{z_i}\left[-\frac{\partial P}{\partial z}-F_{vol}\right]dz\,dt=-\left(P_i-P_{i-1}\right)\Delta t-F_{vol,j}\Delta z\Delta t \qquad (2.86)$$

En regroupant et en divisant par Δt, il vient :

$$\left(\rho_j u_j-\rho_j{}^0 u_j{}^0\right)\frac{\Delta z}{\Delta t}+\left(\rho_i u_i{}^2-\rho_{i-1}u_{i-1}{}^2\right)=-\left(P_i-P_{i-1}\right)-F_{vol,j}\Delta z \qquad (2.87)$$

L'équation (2.87) peut maintenant être écrite sous la forme suivante, pour nous permettre d'évaluer la pression :

$$P_i = P_{i-1} + d_i \tag{2.88}$$

où $d_i = \left(\rho_j{}^0 u_j{}^0 - \rho_j u_j\right)\Delta z / \Delta t + \rho_{i-1} u_{i-1}^2 - \rho_i u_i^2 - F_{vol,j}\Delta z$.

Algorithme de résolution du modèle d'écoulement du réfrigérant

L'algorithme itératif est donné par la Figure 2.12.

Test de convergence

On parle ici de processus itératifs dont la convergence est obtenue lorsqu'il n'est plus noté de changements significatifs dans les valeurs des variables au niveau des différents volumes de contrôle. Le critère de convergence classique est d'estimer qu'il y a convergence lorsqu'entre deux itérations successives, la variation relative maximale entre les valeurs prises par les variables est inférieure à un certain petit nombre epsilon. Ce critère n'est pas toujours valable, spécialement lorsque la sous-relaxation est utilisée – voir Patankar (1980). Cet auteur recommande de s'appuyer sur la satisfaction des équations discrétisées par les valeurs actuelles des variables. Comme les équations discrétisées se présentent sous la forme générale :

$$a_i \phi_i = b_i \phi_{i+1} + c_i \phi_{i-1} + d_i \tag{2.89}$$

un résidu R_i est défini comme suit :

$$R_i = b_i \phi_{i+1} + c_i \phi_{i-1} + d_i - a_i \phi_i \tag{2.90}$$

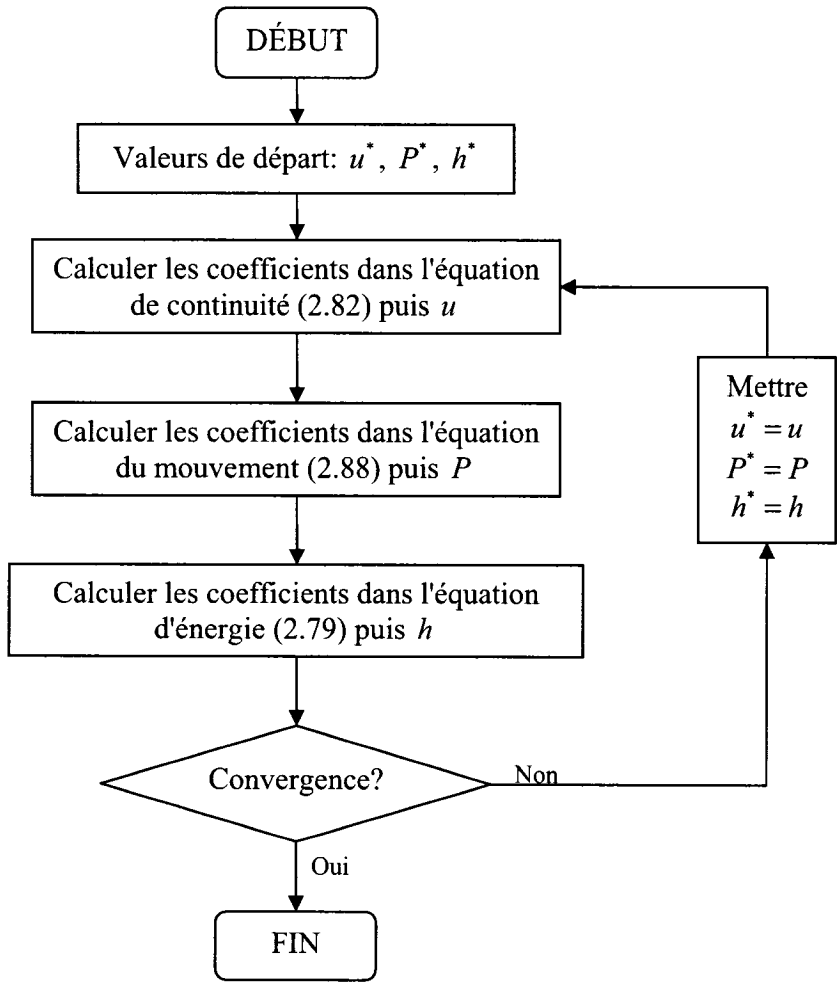


Figure 2.12 : Algorithme de résolution du modèle d'écoulement du réfrigérant pour un pas de temps

Quand l'équation discrétisée est satisfaite pour le volume de contrôle "i", $R_i = 0$. Considérant l'ensemble des volumes de contrôle, le critère de convergence considéré est le suivant :

$$\frac{\sum_i |R_i|}{\sum_i |a_i \phi_i|} < \varepsilon_1 \quad \text{et} \quad \left| \frac{R_i}{a_i \phi_i} \right| < \varepsilon_2 \tag{2.91}$$

où ε_1 et ε_2 sont de petits nombres (par exemple 10^{-5}).

Conditions aux limites

Les formes discrétisées des équations gouvernantes, i.e. les équations (2.79), (2.82) et (2.88) sont valables pour les volumes de contrôle intérieurs. Pour les premier et dernier volumes de contrôle (voir Figure 2.13 et Figure 2.14), il est nécessaire d'associer, à ces équations discrétisées, les conditions aux limites.

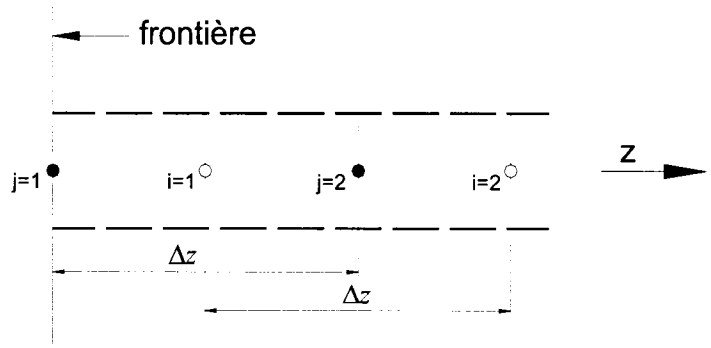


Figure 2.13 : Volumes de contrôle à l'entrée du tube

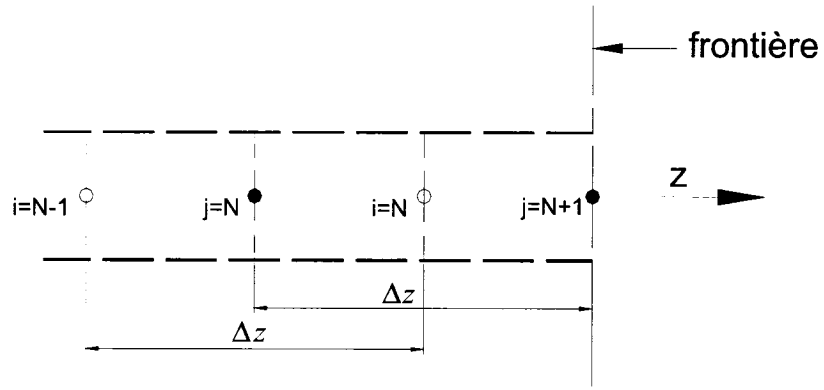


Figure 2.14 : Volumes de contrôle à la sortie du tube; N est le nombre total de volumes de contrôle

Habituellement dans la littérature, on impose le débit de réfrigérant à l'entrée, ainsi que la pression et l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée de l'échangeur. Sur le pourquoi de cette manière de faire, nous reviendrons dans le chapitre portant sur l'intégration des modèles individuels des composants. Les conditions aux limites pour l'écoulement du réfrigérant dans le tube sont donc: le débit de réfrigérant à l'entrée $\dot{m}_{ent}$, l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée h_{ent}, et la pression à l'entrée P_{ent} sont connus.

Pour l'équation d'énergie, nous pouvons estimer que :

$$a_{i=1}h_{i=1} = b_{i=1}h_{i=2} + d_{i=1} \tag{2.92}$$

avec :

- $b_{i=1} = \rho_{j=2}\left[\!\left[-u_{j=2}, 0\right]\!\right]$;
- $c_{ent} = \rho_{ent}\left[\!\left[u_{ent}, 0\right]\!\right] = \dot{m}_{ent}/A = 4\dot{m}_{ent}/\pi D_{ti}^{\,2}$, si $u_{ent} > 0$;
- $a_{i=1}^{0} = \rho_{i=1}^{0}\Delta z/\Delta t$;
- $d_{i=1} = S_c\Delta z + a_{i=1}^{0}h_{i=1}^{0} + c_{ent}h_{ent}$;
- $a_{i=1} = \rho_{i=1}\left(\Delta z/\Delta t\right) + \rho_{j=2}\left[\!\left[u_{j=2}, 0\right]\!\right] + \rho_{ent}\left[\!\left[-u_{ent}, 0\right]\!\right] - S_p\Delta z$;
- $S_{i=1} = S_c + S_p h_{i=1} = Q_{v_{i=1}} + \left(P_{i=1} - P_{i=1}^{0}\right)/\Delta t + u_{ent}\left(P_{j=2} - P_{ent}\right)/\Delta z$.

À la sortie du tube, nous posons : $h_{sor} = h_{i=N} = "h_{i=N+1}"$. Ainsi, avons-nous :

$$a_{i=N}h_{i=N} = c_{i=N}h_{i=N-1} + d_{i=N} \tag{2.93}$$

avec :

- $c_{i=N} = \rho_{j=N} [\![u_{j=N}, 0]\!]$;
- $a^0_{i=N} = \rho^0_{i=N} \Delta z / \Delta t$;
- $d_{i=N} = S_c \Delta z + a^0_{i=N} h^0_{i=N}$;
- $a_{i=N} = \rho_{i=N} (\Delta z / \Delta t) + \rho_{i=N} [\![u_{j=N+1}, 0]\!] + \rho_{j=N} [\![-u_{j=N}, 0]\!] - \rho_{i=N} [\![-u_{j=N+1}, 0]\!]$; $-S_p \Delta z$
- $S_{i=N} = S_c + S_p h_{i=N} = Q_{v_{i=N}} + \left(P_{i=N} - P^0_{i=N} \right) / \Delta t + u_{j=N} \left(P_{i=N} - P_{j=N} \right) / \Delta z$.

Pour l'équation de continuité, le débit est connu à l'entrée. La masse volumique ρ_{ent} peut être obtenue avec les valeurs de la pression et de l'enthalpie à l'entrée du tube. Ainsi, la vitesse à l'entrée $u_{j=1} = u_{ent}$ peut être estimée. On a alors :

$$a_{j=1} u_{j=2} = c_{j=1} u_{j=1} + d_{j=1} = \rho_{ent} u_{ent} + d_{j=1} \tag{2.94}$$

avec :

- $d_{j=1} = \left(\rho_{i=1}{}^0 - \rho_{i=1} \right) \Delta z / \Delta t$;
- $a_{j=1} = \rho_{j=2}$.

Pour le volume de contrôle à la sortie, nous supposerons que "$\rho_{i=N+1}$" $= \rho_{i=N}$, ce qui donne $\rho_{j=N+1} = \rho_{i=N}$ et :

$$a_{j=N} u_{j=N+1} = c_{j=N} u_{j=N} + d_{j=N} \tag{2.95}$$

avec :

- $c_{j=N} = \rho_{j=N}$;
- $d_{j=N} = \left(\rho_{i=N}{}^{0} - \rho_{i=N}\right)\Delta z / \Delta t$;
- $a_{j=N} = \rho_{j=N+1} = \rho_{i=N}$.

Pour l'équation de mouvement, on suppose que $P_{i=1} = P_{ent}$, soit :

$$P_{i=1} = d_{i=1} \tag{2.96}$$

avec $d_{i=1} = P_{ent}$.

À la sortie, on supposera que $P_{i=N} = P_{i=N+1} = P_{sor}$.

2.4.2 Paroi (tube et ailettes)

La subdivision de la paroi en volumes de contrôle est faite de telle sorte que chaque volume de contrôle "i" de la paroi soit en regard du volume de contrôle "*i*" du réfrigérant (voir Figure 2.11, page 71). Nous obtenons l'équation de discrétisation pour la paroi en intégrant l'équation de conservation d'énergie de la paroi, rappelée ci-après, sur le volume de contrôle "*i*" et sur l'intervalle "t - $t+\Delta t$ " :

$$\left(Cp_t m_t + Cp_f m_f\right)\frac{\partial T_p}{\partial t} = \pi D_{ti} h_{rp}(T_r - T_p) - \dot{Q}_a / \Delta z \tag{2.97}$$

L'intégration du terme de gauche donne :

$$\int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}}\left[\left(Cp_t m_t + Cp_f m_f\right)\frac{dT_p}{dt}\right]dz\,dt = \left(Cp_t m_t + Cp_f m_f\right)\left(T_{p_i} - T_{p_i}{}^0\right)\Delta z \qquad (2.98)$$

Pour le premier terme de droite, nous avons :

$$\int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \pi D_{ti} h_{rp}\left(T_r - T_p\right)dz\,dt = \pi D_{ti} h_{rp}(T_{r_i} - T_{p_i})\Delta z\Delta t \qquad (2.99)$$

Le dernier terme est pris comme terme source, et il vient :

$$\int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} S\,dz\,dt = \int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}}\left(-\dot{Q}_a/\Delta z\right)dz\,dt = -\dot{Q}_a\Delta t = S_i\Delta z\Delta t = S_c\Delta z\Delta t \qquad (2.100)$$

où $\dot{Q}_a$ est donnée par l'équation (2.45) s'il n'y a pas de déshumidification, et par l'équation (2.48) en cas de déshumidification.

Réarrangeant et divisant par Δt, nous pouvons écrire l'équation de discrétisation sous la forme :

$$a_i T_{p_i} = d_i \qquad (2.101)$$

avec :

- $a_i{}^0 = \left(Cp_t m_t + Cp_f m_f\right)\dfrac{\Delta z}{\Delta t}$;
- $d_i = \pi D_{ti} h_{rp} T_{r_i}\Delta z - \dot{Q}_a + a_i{}^0 T_{p_i}{}^0$;
- $a_i = a_i{}^0 + \pi D_{ti} h_{rp}\Delta z$.

Cette équation n'a pas besoin de conditions aux limites. Seule une condition initiale est nécessaire.

2.4.3 Air

La température ou l'enthalpie (en cas de déshumidification) à la sortie est directement donnée pour chaque élément de paroi par l'équation (2.44) ou l'équation (2.47).

2.4.4 Résolution des équations discrétisées

Les équations discrétisées que nous avons obtenues se présentent, pour $i = 1,2,...,N$, sous la forme générale :

$$a_i \phi_i = b_i \phi_{i+1} + c_i \phi_{i-1} + d_i \tag{2.102}$$

où N est le nombre de volumes de contrôle et $c_1 = b_N = 0$.

Pour assurer la convergence des équations, il peut être nécessaire d'utiliser la sous-relaxation – voir Patankar (1980). Prenant ϕ_i^* comme la valeur de ϕ_i à l'itération précédente, et l'ajoutant et la retranchant dans l'équation (2.102), nous obtenons :

$$\phi_i = \phi_i^* + \left(\frac{b_i \phi_{i+1} + c_i \phi_{i-1} + d_i}{a_i} - \phi_i^* \right) \tag{2.103}$$

Le terme entre parenthèses dans l'équation (2.103) représente le changement dans la valeur de ϕ_i produit par l'itération actuelle. On peut jouer sur l'ampleur de ce changement en introduisant un facteur de relaxation α tel que :

$$\phi_i = \phi_i^* + \alpha\left(\frac{b_i\phi_{i+1} + c_i\phi_{i-1} + d_i}{a_i} - \phi_i^*\right) \tag{2.104}$$

On note qu'à la convergence, l'influence de α disparaît puisqu'en ce moment, $\phi_i = \phi_i^*$ et le terme entre parenthèses s'annule. L'équation (2.104) est transformable en une équation de la même forme que l'équation (2.102), soit :

$$\hat{a}_i\phi_i = b_i\phi_{i+1} + c_i\phi_{i-1} + \hat{d}_i \tag{2.105}$$

avec $\hat{a}_i = a_i/\alpha$ et $\hat{d}_i = d_i + (1-\alpha)(a_i/\alpha)\phi_i^*$.

Pour résoudre le système d'équations, nous utilisons l'algorithme de Thomas (TDMA) – voir Patankar (1980). Pour ce faire, définissons :

$$B_i = \frac{b_i}{\hat{a}_i - c_iB_{i-1}} \tag{2.106}$$

$$C_i = \frac{\hat{d}_i + c_iC_{i-1}}{\hat{a}_i - c_iB_{i-1}} \tag{2.107}$$

dans la recherche d'une relation de récurrence de la forme :

$$\phi_i = B_i\phi_{i+1} + C_i \tag{2.108}$$

Les équations (2.106) et (2.107) définissent :

$$B_1 = \frac{b_1}{\hat{a}_1} \tag{2.109}$$

$$C_1 = \frac{\hat{d}_1}{\hat{a}_1} \tag{2.110}$$

$$\phi_N = C_N \tag{2.111}$$

Avec ces relations, l'algorithme est résumé ainsi :

1. Calculer B_1 et C_1 à partir des équations (2.109) et (2.110).
2. Calculer B_i et C_i pour $i = 2,3,...,N$ à partir des équations (2.106) et (2.107).
3. Poser $\phi_N = C_N$ (équation (2.111)).
4. Obtenir alors ϕ_{N-1}, ϕ_{N-2}, ..., ϕ_2, ϕ_1 à partir de l'équation (2.108).

2.4.5 Résolution générale pour l'échangeur

La méthode itérative suivante est utilisée, pour chaque pas de temps :

1. Supposer les T_p (ce peut être les températures au temps précédent).
2. Supposer une répartition du débit de réfrigérant, à l'entrée de l'échangeur, entre les circuits.
3. Évaluer l'écoulement du réfrigérant, ce qui permet d'obtenir les T_r ainsi que la pression et le débit à la sortie pour chaque circuit.
4. Si les pressions à la sortie des circuits sont différentes, ajuster les débits aux entrées des circuits et revenir à l'étape 3.
5. Évaluer l'écoulement de l'air pour obtenir les W_a et T_a ou h_a.
6. Connaissant les T_r et les W_a et T_a ou h_a, déterminer les T_p.
7. Si les nouvelles T_p sont différentes de celles utilisées pour évaluer l'écoulement du réfrigérant, revenir à l'étape 2.

L'ajustement des débits part du principe que la pression à l'entrée de chaque circuit (pression à l'entrée de l'échangeur) est la même et la pression à la sortie de chaque circuit (pression à la sortie de l'échangeur) est la même. Autrement dit, les chutes de pression subies par les différents circuits sont identiques. Mais comme les circuits voient des conditions non nécessairement identiques (différentes longueurs, différentes températures de paroi, etc), il s'en suit que les débits dans les différents circuits ne sont pas forcément égaux. Le procédé d'ajustement que décrit l'algorithme ci-après (Figure 2.15) est un processus doublement itératif qui permet de trouver la juste répartition du débit d'entrée du réfrigérant entre les circuits (i.e. telle que les chutes de pression dans les circuits soient toutes identiques).

L'algorithme utilise la méthode de la sécante (Dykhuizen, Roy et Kalra 1984) pour corriger les débits estimés.

Pour d'une part, une pression, une enthalpie et un débit de réfrigérant connus, et d'autre part, pour une température, un rapport de mélange et un débit d'air donnés, le modèle de l'échangeur requiert divers niveaux d'itération tels que montrés par la Figure 2.16.

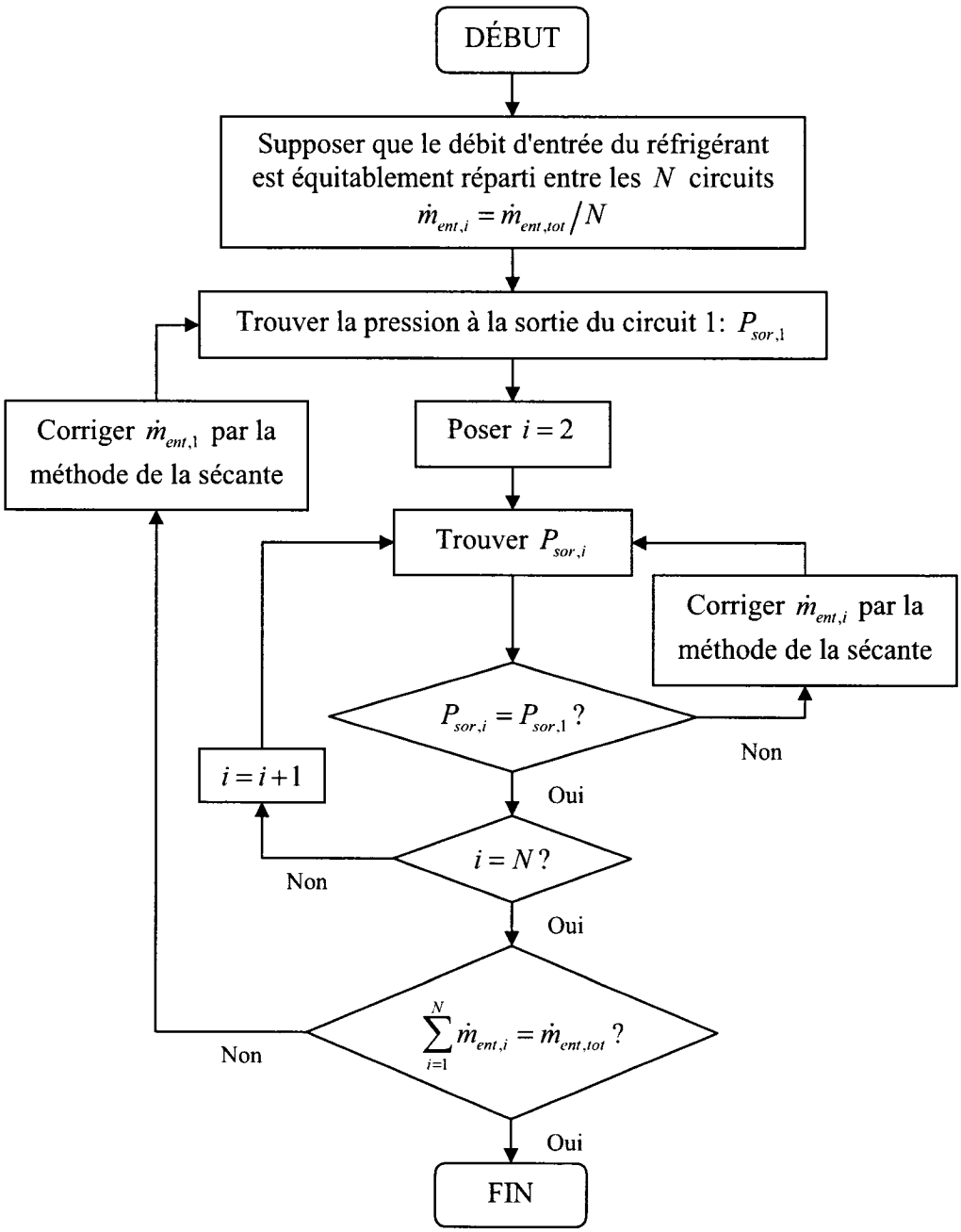


Figure 2.15 : Algorithme de répartition du débit d'entrée du réfrigérant entre les différents circuits

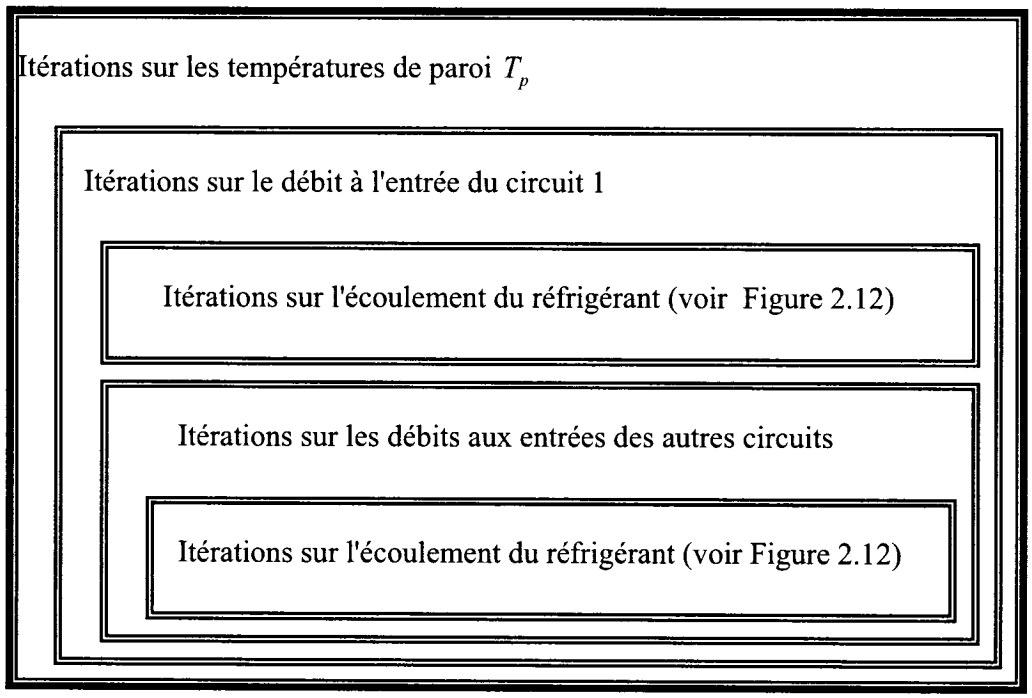


Figure 2.16 : Niveaux d'itération dans la résolution du modèle de l'échangeur réfrigérant - air

2.5 Compresseur à l'arrêt

2.5.1 Réfrigérant

À l'arrêt du compresseur, le débit côté refoulement du compresseur est nul. Du côté de l'aspiration du compresseur et dans le détendeur, il peut y avoir encore du débit. Ainsi, on a un condenseur où la vitesse est nulle à l'entrée, et va en faiblissant ou est nulle à la sortie. À l'évaporateur, autant à l'entrée qu'à la sortie, la vitesse va en faiblissant ou est nulle. Dans ces conditions, par rapport à l'analyse précédente sur l'écoulement du réfrigérant, on peut estimer que :

- la conduction axiale dans le tube n'est pas négligeable;
- la chute de pression le long de l'échangeur est négligeable, soit $P = P(t)$.

Équations gouvernantes

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial z} = 0 \tag{2.112}$$

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho u \frac{\partial h}{\partial z} = \frac{\partial (\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u h)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z}\left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q_v + \frac{\partial P}{\partial t} \tag{2.113}$$

A l'arrêt, nous utilisons comme coefficient de transfert de chaleur le maximum entre la convection forcée et la convection naturelle.

Les corrélations de transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur de tubes horizontaux sont très rares. Nous estimons qu'en convection naturelle, le coefficient de transfert de chaleur entre le réfrigérant et la paroi est dans tous les cas donné par (ASHRAE 2001) :

$$h_{rp} = 0{,}16 \frac{k}{D_{ti}} Ra^{1/3} \tag{2.114}$$

où :

- k : conductivité thermique du réfrigérant (W/m.K);
- $Ra = g\beta \left| T_p - T_r \right| D_{ti}^{\,3} \rho^2 C_p / k\mu$: nombre de Rayleigh;
- β : coefficient de dilatation thermique du réfrigérant (K^{-1});
- C_p : chaleur spécifique du réfrigérant (J/kg.K);
- μ : viscosité du réfrigérant ($N.s/m^2$).

Résolution numérique

L'intégration de l'équation de continuité nous donne la valeur du flux de masse $G = \rho u$. Nous avons :

$$\left(\rho_i - \rho_i^0\right)\Delta z + \left(\rho_{j+1}u_{j+1} - \rho_j u_j\right)\Delta t = \left(\rho_i - \rho_i^0\right)\Delta z + \left(G_{j+1} - G_j\right)\Delta t = 0 \qquad (2.115)$$

Cette équation peut être mise sous la forme :

$$G_{j+1} = G_j + d_j \qquad (2.116)$$

avec $d_j = \left(\rho_i^0 - \rho_i\right)\Delta z/\Delta t$.

Pour l'équation d'énergie, le terme de conduction peut être intégré dans le terme source donnant :

$$\int_t^{+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}dz\,dt + \int_t^{+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \frac{\partial(\rho uh)}{\partial z}dz\,dt = S_i\Delta z\Delta t \qquad (2.117)$$

avec :

$$S_i\Delta z\Delta t = \int_t^{+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}}\left[\frac{\partial}{\partial z}\left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right) + Q_v + \frac{\partial P}{\partial t}\right]dz\,dt \qquad (2.118)$$

$$S_i\Delta z\Delta t = \int_t^{+\Delta t}\left[\left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right)_{j+1} - \left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right)_j\right]dt + Q_v\Delta z\Delta t + (P_i - P_i^0)\Delta z \qquad (2.119)$$

Avec le schéma implicite, nous avons :

$$S_i \Delta z \Delta t = \left[\left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{j+1} - \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right)_j \right] \Delta t + Q_v \Delta z \Delta t + (P_i - P_i^0) \Delta z \qquad (2.120)$$

$$S_i \Delta z \Delta t = \left[k_{j+1} (T_{i+1} - T_i) - k_j (T_i - T_{i-1}) \right] \frac{\Delta t}{\Delta z} + Q_v \Delta z \Delta t + (P_i - P_i^0) \Delta z \qquad (2.121)$$

où $k_j = \frac{k_{i-1} + k_i}{2}$.

Le terme source est linéarisé de la même façon que précédemment.

L'intégration de l'équation d'énergie donne :

$$\left(\rho_i h_i - \rho_i^0 h_i^0 \right) \Delta z + \left(G_{j+1} h_{j+1} - G_j h_j \right) \Delta t = S_i \Delta z \Delta t \qquad (2.122)$$

Nous considérons d'une façon générale que :

$$G_j h_j = h_{i-1} [\![G_j, 0]\!] - h_i [\![-G_j, 0]\!] \qquad (2.123)$$

Ainsi, il vient :

$$\begin{aligned} &\left(\rho_i h - \rho_i^0 h_i^0 \right)_i \frac{\Delta z}{\Delta t} + h_i [\![G_{j+1}, 0]\!] - h_{i+1} [\![-G_{j+1}, 0]\!] - h_{i-1} [\![G_j, 0]\!] + \\ &h_i [\![-G_j, 0]\!] = S_i \Delta z = S_c \Delta z + S_p h_i \Delta z \end{aligned} \qquad (2.124)$$

Cette équation peut se mettre sous la forme :

$$a_i h_i = b_i h_{i+1} + c_i h_{i-1} + d_i \qquad (2.125)$$

avec :

- $b_i = [\![-G_{j+1}, 0]\!]$;
- $c_i = [\![G_j, 0]\!]$;
- $a_i^0 = \rho_i^0 \Delta z / \Delta t$;
- $d_i = S_c \Delta z + a_i^0 h_i^0$;
- $a_i = (\rho_i \Delta z / \Delta t) + [\![G_{j+1}, 0]\!] + [\![-G_j, 0]\!] - S_p \Delta z$.

Les équations gouvernantes de l'écoulement sont résolues suivant le schéma itératif que présente la Figure 2.17.

Les critères de convergence sont les mêmes que précédemment [équation (2.91)] et s'appliquent sur l'enthalpie et le flux de masse, pour ce qui est de l'écoulement du réfrigérant.

En ce qui a trait aux conditions aux limites, notons que pour l'équation de continuité, le débit de réfrigérant est connu à l'entrée. Donc, le flux de masse à l'entrée du tube $G_{j=1} = G_{ent}$ est connu. Avec la valeur du flux à l'entrée, l'équation est résolue progressivement au niveau des volumes de contrôle suivants.

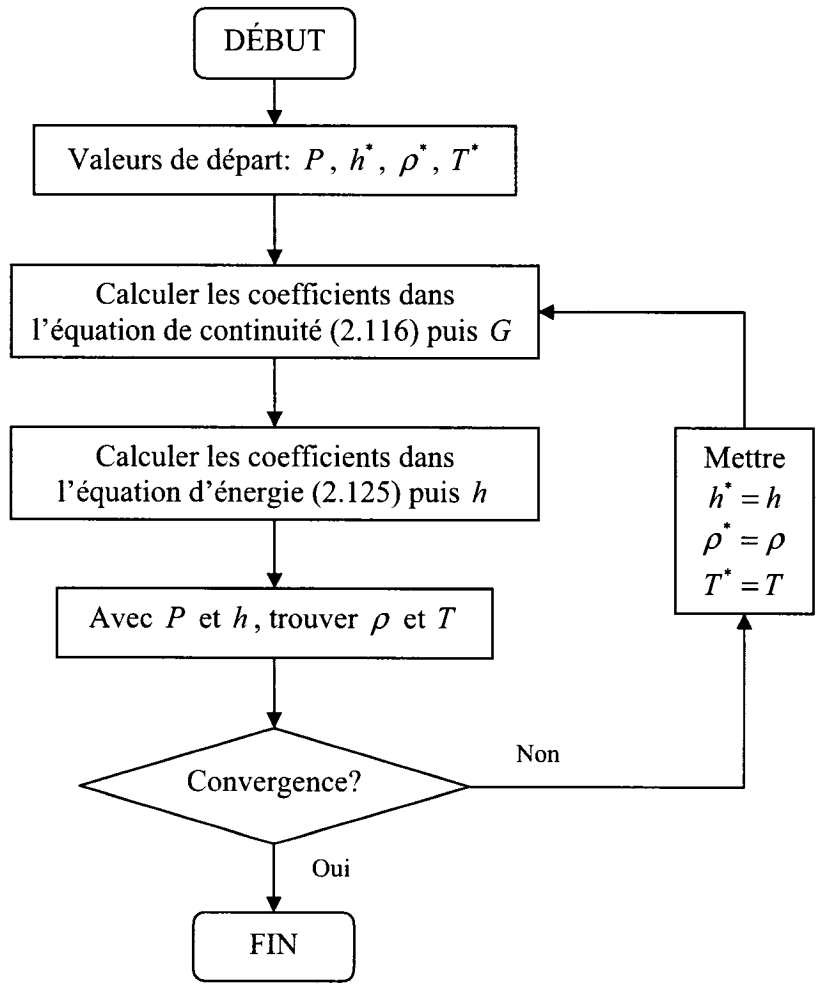


Figure 2.17 : Algorithme de résolution du modèle d'écoulement du réfrigérant pour un pas de temps lorsque le compresseur est à l'arrêt

En ce qui concerne l'équation d'énergie, l'enthalpie à l'entrée du tube h_{ent} est connue. Nous supposons $"h_{i=0}" = h_{ent}$. Si le débit est négatif, l'enthalpie à l'entrée (donc à l'autre bout du tube) vaut h_{CtEx}. Ainsi, il vient :

$$a_{i=1} h_{i=1} = b_{i=1} h_{i=2} + d_{i=1} \tag{2.126}$$

avec :

- $b_{i=1} = [\![-G_{j=2}, 0]\!]$;
- $a^0_{i=1} = \rho^0_{i=1}\Delta z/\Delta t$;
- $d_{i=1} = S_c\Delta z + a^0_{i=1}h^0_{i=1} + [\![G_{ent}, 0]\!]h_{ent}$;
- $a_{i=1} = \rho_{i=1}(\Delta z/\Delta t) + [\![G_{j=2}, 0]\!] + [\![-G_{ent}, 0]\!] - S_p\Delta z$.

$$a_{i=N}h_{i=N} = c_{i=N}h_{i=N-1} + d_{i=N} \tag{2.127}$$

avec :

- $c_{i=N} = [\![G_{j=N}, 0]\!]$;
- $a^0_{i=N} = \rho^0_{i=N}\Delta z/\Delta t$;
- $d_{i=N} = S_c\Delta z + a^0_{i=N}h^0_{i=N} + [\![-G_{j=N+1}, 0]\!]h_{CtEx}$;
- $a_{i=N} = \rho_{i=N}(\Delta z/\Delta t) + [\![G_{j=N+1}, 0]\!] + [\![-G_{j=N}, 0]\!] - S_p\Delta z$.

Pour le terme source, nous estimerons que :

$$S_{i=1}\Delta z = \left[k_{j=2}(T_{i=2} - T_{i=1}) - k_{ent}(T_{i=1} - T_{ent})\right]\frac{1}{\Delta z} + Q_v\Delta z + (P_{i=1} - P^0_{i=1})\frac{\Delta z}{\Delta t} \tag{2.128}$$

$$S_{i=N}\Delta z = -k_{j=N}(T_{i=N} - T_{i=N-1})\frac{1}{\Delta z} + Q_v\Delta z + (P_{i=N} - P^0_{i=N})\frac{\Delta z}{\Delta t} \tag{2.129}$$

où k_{ent} et T_{ent} sont déterminées en s'appuyant sur la valeur de la pression à l'entrée P_{ent} et sur l'enthalpie à l'entrée h_{ent}.

2.5.2 Paroi (tube et ailettes)

Les mêmes équations que pour le cas du compresseur en marche sont utilisées.

2.5.3 Air

Ici aussi, on utilise les mêmes équations que pour le cas du compresseur en marche.

2.6 Résumé

Ce chapitre a été consacré au modèle dynamique de l'échangeur réfrigérant – air. C'est un échangeur de type "tube à ailettes". Dans la première section du chapitre, l'écoulement du réfrigérant en régime transitoire a été modélisé avec l'aide des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, et aussi avec l'aide de différentes corrélations pour le transfert de chaleur et la chute de pression notamment. L'écoulement du réfrigérant se produit suivant deux états : monophasique (vapeur ou liquide) et diphasique. Les relations thermodynamiques entre les propriétés du réfrigérant servent à fermer le système d'équations (i.e. avoir autant d'équations que d'inconnues).

En écoulement monophasique, le coefficient de transfert de chaleur par convection entre le réfrigérant et la paroi est évalué selon les corrélations de Sieder et Tate et le coefficient de frottement est estimé d'après Bejan (1995).

En écoulement diphasique, le taux de vide s'obtient par le modèle de Zivi. Pour la chute de pression par friction, les corrélations de Friedel et de Pierre sont utilisées respectivement pour les tubes droits et les coudes. Le coefficient d'échange de chaleur

par convection est donné par la corrélation de Shah en condensation, et par la corrélation de Wadekar en évaporation.

Le R-22 est le réfrigérant qui remplit le système étudié. Une régression de données obtenues du logiciel REFPROP a permis de développer des corrélations permettant un calcul rapide et fiable des propriétés thermodynamiques et de transport de ce réfrigérant.

La seconde section du chapitre est dévolue au modèle de la paroi de l'échangeur incluant le tube et les ailettes. La disposition des tubes de l'échangeur peut se faire dans une configuration de type étagé ou rectangulaire, et les circuits sont divisés en éléments de paroi dotés d'une température uniforme.

Dans un échangeur tube à ailettes, les circuits d'écoulement peuvent être disposés de différentes façons. Pour tenir compte de ces diverses dispositions, un procédé d'indexation des tubes, coudes et circuits a été proposé. Ce procédé qui aboutit à un ensemble de matrices et de vecteurs permet de garder trace des éléments de paroi et des circuits auxquels ils appartiennent.

Les équations de conservation de l'énergie pour les éléments de paroi ont été développées pour les cas où il y déshumidification de l'air et les cas où il n'y en a pas, ainsi que dans des situations de convection naturelle (arrêt du ventilateur). Ces équations sont complétées par diverses corrélations pour le rendement d'ailette et le coefficient d'échange de chaleur air – paroi appropriés à chaque situation.

La modélisation de l'écoulement de l'air est faite à la troisième section du chapitre. L'équation de conservation de l'énergie est développée pour les cas avec déshumidification, pour les cas sans déshumidification et pour les cas de convection naturelle.

La quatrième section du chapitre est consacrée à la résolution numérique des systèmes d'équations résultant de la modélisation. La méthode des volumes finis de Patankar est utilisée. Dans le traitement des évolutions temporelles des variables, le schéma implicite est adopté. Dans le traitement des évolutions spatiales, le schéma de la cellule donneuse est adopté. Une procédure itérative basée sur l'algorithme de Thomas (TDMA) est utilisée. Pour assurer de meilleures conditions de convergences, la sous relaxation des variables est effectuée. Le schéma de résolution numérique adopté conduit en un ensemble de processus itératifs imbriqués.

La cinquième section du chapitre est consacrée au traitement particulier du cas où le compresseur est à l'arrêt. Dans cette situation, le modèle d'écoulement du réfrigérant est particulièrement affecté. Dans les échangeurs, la vitesse du réfrigérant va en faiblissant ou est carrément nulle. Une des conséquences est que la chute de pression le long de l'échangeur devient négligeable, et l'équation de conservation de la quantité de mouvement n'est plus nécessaire.

CHAPITRE III
MODÈLE DYNAMIQUE DE L'ÉCHANGEUR RÉFRIGÉRANT - EAU

L'échangeur modélisé est de type "double tube" avec le fluide secondaire ("eau") circulant dans le tube intérieur et le réfrigérant dans l'anneau entre les deux tubes.

Souvent, les échangeurs utilisés dans les pompes à chaleur (voir par exemple, les catalogues des manufacturiers WaterFurnace – Spectra et ClimateMaster) ont des tubes intérieurs dits vrillés ou à nervures pour une plus grande surface d'échange et un écoulement turbulent même aux faibles débits; le tout devant contribuer à améliorer l'échange de chaleur entre le réfrigérant et le fluide secondaire, au détriment, il est vrai, de la chute de pression qui s'accroît ainsi. Dans la littérature scientifique, ces tubes portent des qualificatifs comme: "ribbed", "spirally fluted", "convoluted", "corrugated", "spiral", "helically fluted", "spirally grooved", "spirally indented", "roped" ou simplement "enhanced" (Ravigururajan et Bergles 1996). Dans le présent cas, nous ne sommes pas en présence de tube lisse (autant sur la face interne, du côté de l'eau, que sur la face externe du tube intérieur, du côté du réfrigérant) et pour généraliser, nous parlerons de diamètre équivalent pour le tube intérieur. Il est aussi à noter que généralement le tube intérieur est en cuivre ou en cupronickel (un alliage de cuivre et de nickel utilisé lorsque l'eau est corrosive) et le tube extérieur, en acier. L'écoulement dans l'échangeur peut être co-courant ou contre-courant.

Le fait que le tube soit sous forme de serpentin a aussi des effets sur la chute de pression et les coefficients d'échange de chaleur – voir Bejan et Kraus (2003). Cependant, on n'a pas retrouvé d'études sur l'effet combiné des nervures et de la courbure. Nous considérerons l'échangeur comme des tubes droits.

Le réfrigérant peut s'écouler sous forme monophasique ou diphasique. Nous commençons par l'intérieur, donc par le fluide secondaire (voir Figure 3.1).

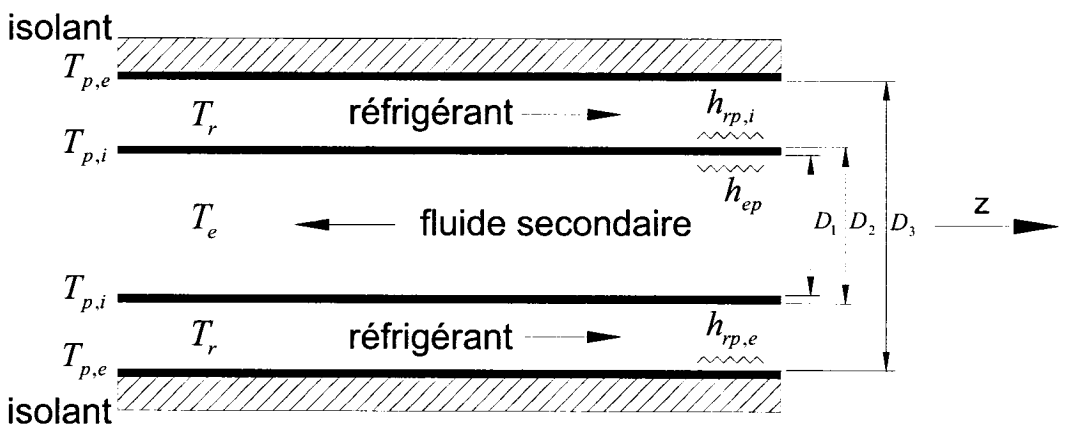


Figure 3.1 : Schématisation de l'échangeur réfrigérant - eau

Pour le tube vrillé, on définit les paramètres additionnels suivants (Figure 3.2) :

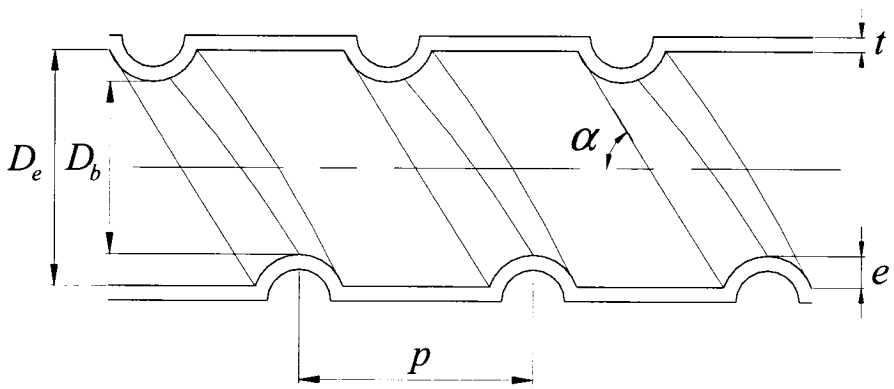


Figure 3.2 : Vue de l'intérieur du tube: dimensions caractéristiques des nervures

- p : pas des nervures (m);
- e : hauteur de nervure (m);

- N_n : nombre de départs (de nervures) par section (par exemple, dans la Figure 3.3, le nombre de départs vaut 4);
- D_e : diamètre intérieur maximal appelé aussi diamètre de l'enveloppe (m);
- $D_b = D_e - 2e$: diamètre intérieur minimal (m);
- t : épaisseur de la paroi du tube vrillé (m);
- α : angle d'hélice des nervures (°).

Le diamètre équivalent D_1 du tube intérieur peut être défini comme suit, en s'appuyant sur l'analyse proposée par Garimella et Christensen (1995a). Les nervures peuvent être approchées comme des triangles de hauteur e et de base s, cette dernière étant la partie de la circonférence du tube occupée par une nervure (voir Figure 3.3). On définit D_{1A} tel qu'il représente la section moyenne et D_{1P} tel qu'il représente le périmètre moyen du tube vrillé.

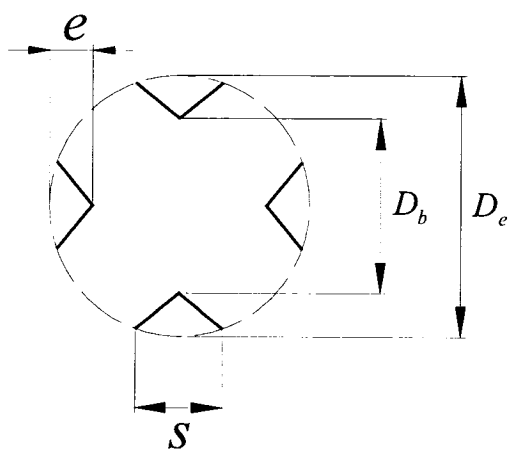


Figure 3.3 : Diamètres équivalents intérieurs du tube vrillé

$$D_{1A} = \sqrt{D_e^2 - \frac{2N_n es}{\pi}} \tag{3.1}$$

$$D_{1P} = D_e + \frac{N_n}{\pi}\left(\sqrt{4e^2 + s^2} - s\right) \tag{3.2}$$

Le diamètre équivalent extérieur du tube vrillé est alors :

$$D_2 = D_1 + 2t \tag{3.3}$$

Notons que si la section A_{tube} ou le périmètre P_{tube} du tube vrillé sont connus avec précision, il suffit de poser :

$$D_{1A} = \sqrt{4A_{tube}/\pi} \qquad D_{1P} = P_{tube}/\pi \tag{3.4}$$

Si la section annulaire A_{ann} est connue, on peut calculer D_{2A} comme suit :

$$D_{2A} = \sqrt{D_3^2 - \frac{4A_{ann}}{\pi}} \tag{3.5}$$

Nous définirons comme diamètre hydraulique de la section annulaire :

$$D_r = \frac{D_3^2 - D_{2A}^2}{D_{2P}} \tag{3.6}$$

3.1 Fluide secondaire

Comme pour la modélisation de l'écoulement du réfrigérant dans l'échangeur réfrigérant - air, nous supposons que l'écoulement est unidimensionnel, et que l'on peut négliger la conduction axiale dans le fluide ainsi que la dissipation visqueuse. De plus, le fluide est

estimé incompressible. Conséquemment, l'équation de conservation d'énergie pour le fluide secondaire est :

$$\rho_e Cp_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial t} + v \frac{\partial T_e}{\partial z} \right) = \frac{4 D_{1P} h_{ep}}{D_{1A}^{\ 2}} \left(T_{p,i} - T_e \right) \tag{3.7}$$

où :

- ρ_e : masse volumique du fluide (kg/m^3);
- Cp_e : chaleur spécifique du fluide (J/kg.K);
- T_e : température du fluide (°C);
- v : vitesse d'écoulement du fluide (m/s);
- h_{ep} : coefficient d'échange de chaleur entre le fluide et la paroi interne du tube intérieur (W/m^2.K);
- $T_{p,i}$: Température de la paroi interne du tube intérieur.

Le coefficient d'échange de chaleur entre le fluide et la paroi peut être évalué en se basant sur la corrélation donnée par Ravigururajan et Bergles (1996). Nous avons :

$$h_{ep} = \frac{k_e Nu_a}{D_e} \tag{3.8}$$

$$Nu_a = Nu_s \left\{ 1 + \left[2,64 \,\mathrm{Re}^{0,036} \left(\frac{e}{D_e} \right)^{0,212} \left(\frac{p}{D_e} \right)^{-0,21} \left(\frac{\alpha}{90} \right)^{0,29} \mathrm{Pr}^{0,024} \right]^7 \right\}^{1/7} \tag{3.9}$$

$$Nu_s = \frac{f \,\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}{2\left[1 + 12,7 \sqrt{f/2} \left(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1 \right) \right]} \tag{3.10}$$

$$f = \left(1,58 \ln \mathrm{Re} - 3,28 \right)^{-2} \tag{3.11}$$

avec :

- k_e : conductivité thermique du fluide (W/m.K);
- Nu : nombre de Nusselt (indice "a" pour tube vrillé et "s" pour tube lisse);
- $\mathrm{Re} = \rho_e v D_e / \mu_e$: nombre de Reynolds où μ_e est la viscosité du fluide (N.s/m^2);
- $\mathrm{Pr} = Cp_e \mu_e / k_e$: nombre de Prandtl;
- f : coefficient de frottement.

Cette corrélation est plus spécifiquement valide pour les conditions suivantes :

- e/D_e de 0,01 à 0,2;
- p/D_e de 0,1 à 7,0;
- $\alpha/90$ de 0,3 à 1,0;
- Re de 5 000 à 250 000;
- Pr de 0,66 à 37,6.

En l'absence d'autres données, nous supposons que la corrélation s'applique sur toute la gamme des nombres de Reynolds.

3.2 Paroi intérieure

Nous supposons que la seule dépendance spatiale de la température de la paroi est celle suivant l'axe du tube, i.e. :

$$T_{p,i} = T_{p,i}(t,z) \tag{3.12}$$

Si de plus, nous faisons l'hypothèse que la conductivité thermique de la paroi est

constante, alors l'équation de conservation d'énergie pour cette paroi est :

$$\rho_{p,i} A_{p,i} Cp_{p,i} \frac{\partial T_{p,i}}{\partial t} = k_{p,i} A_{p,i} \frac{\partial^2 T_{p,i}}{\partial z^2} - \pi D_{1P} h_{ep} \left(T_{p,i} - T_e\right) + \pi D_{2P} h_{rp,i} \left(T_r - T_{p,i}\right) \quad (3.13)$$

où :

- $\rho_{p,i}$: masse volumique de la paroi (kg/m^3);
- $A_{p,i} = \pi\left(D_{2P}{}^2 - D_{1P}{}^2\right)/4$: aire axiale de la paroi (m^2);
- $Cp_{p,i}$: chaleur spécifique de la paroi (J/kg.K);
- $k_{p,i}$: conductivité thermique de la paroi (W/m.K);
- $h_{rp,i}$: coefficient d'échange de chaleur entre le réfrigérant et la paroi (W/m^2.K);
- T_r : température du réfrigérant (°C).

3.3 Réfrigérant

Normalement, le côté extérieur de l'échangeur (paroi externe du tube extérieur) est isolé. Nous estimons que la paroi extérieure conserve en tous points la même température que le réfrigérant, si bien qu'il n'y a aucun échange de chaleur entre le réfrigérant et la paroi extérieure.

3.3.1 Écoulement monophasique

En reprenant la même analyse que pour la modélisation de l'écoulement monophasique du réfrigérant dans l'échangeur réfrigérant - air, nous avons les trois équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie ainsi qu'il suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial z} = 0 \tag{3.14}$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} - F_{vol} \tag{3.15}$$

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho u \frac{\partial h}{\partial z} = Q_v + \frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial z} \tag{3.16}$$

où :

- ρ : masse volumique du réfrigérant (kg/m^3);
- u : vitesse d'écoulement du réfrigérant (m/s);
- P : pression du réfrigérant (Pa);
- $F_{vol} = 2C_f \rho u^2 / D_h$: force de frottement par unité de volume entre le réfrigérant et les tubes (N/m^3), avec C_f qui est le coefficient de frottement;
- h : enthalpie du réfrigérant (J/kg);
- Q_v : flux calorifique par unité de volume qui parvient du tube intérieur (W/m^3).

Coefficient de frottement

Nous utilisons les corrélations données par Garimella et Christensen (1995a) :

- pour $\mathrm{Re} < 800$ (régime laminaire) :

$$C_f = \frac{24 r^{*0,035}}{\mathrm{Re}} \left(1 + 101,7 \,\mathrm{Re}^{0.52} e^{*1,65+2\theta^*} r^{*5,77}\right) \tag{3.17}$$

- pour $\mathrm{Re} \geq 800$ (régime turbulent) :

$$C_f = \left[1,7372 \ln\left(\frac{\mathrm{Re}}{1,964 \ln \mathrm{Re} - 3,8215}\right)\right]^{-2} (1+0,0925 r^*) e_f \qquad (3.18)$$

$$e_f = 1 + 222\,\mathrm{Re}^{0,09}\, e^{*2,40}\, p^{*-0,49}\, \theta^{*-0,38}\, r^{*2,22} \qquad (3.19)$$

Dans ces équations, nous avons :

- $\mathrm{Re} = \rho u D_h / \mu_r$: nombre de Reynolds;
- μ_r : viscosité du réfrigérant (N.s/m^2);
- $D_h = D_3 - D_{2A}$: diamètre de référence pour cette corrélation (m);
- $r^* = D_{2A}/D_3$: ratio des rayons (diamètres) pour l'anneau;
- $e^* = e/D_{2A}$: hauteur de nervure adimensionnelle;
- $\theta^* = \alpha/90$: angle d'hélice adimensionnel;
- $p^* = p/D_{2A}$: pas de nervure adimensionnel.

Ces corrélations sont plus spécifiquement valides pour les conditions suivantes :

- $0,124 < e^* < 0,309$;
- $0,358 < p^* < 1,302$;
- $0,431 < \theta^* < 0,671$;
- $0,388 < r^* < 0,688$.

Coefficient de transfert de chaleur réfrigérant - paroi

Garimella et Christensen ont également publié une corrélation pour le transfert de chaleur dans l'anneau entre le réfrigérant et la paroi extérieure du tube vrillé (Garimella et Christensen 1995b). Nous avons :

$$h_{rp,i} = \frac{k_r}{D_h}\left[\frac{0,5C_f \,\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}{1+9,77\sqrt{0,5C_f}\left(\mathrm{Pr}^{2/3}-1\right)}\right]\left(\mathrm{Re}^{-0,20}\, e^{*-0,32}\, p^{*-0,28}\, r^{*-1,64}\right) \qquad (3.20)$$

où :

- k_r : conductivité thermique du réfrigérant (W/m.K);
- C_f est le coefficient de frottement donné par l'équation (3.18);
- $\mathrm{Pr} = \mu_r Cp_r / k_r$: nombre de Prandtl du réfrigérant;
- les autres paramètres sont ceux définis lors de l'évaluation du coefficient de frottement.

Chaleur échangée avec le tube intérieur

$$Q_v = \frac{h_{rp,i}\pi D_{2P} L\left(T_{p,i}-T_r\right)}{\frac{\pi}{4}\left(D_3{}^2 - D_{2A}{}^2\right)L} = \frac{4h_{rp,i}D_{2P}}{D_3{}^2 - D_{2A}{}^2}\left(T_{p,i}-T_r\right) \qquad (3.21)$$

3.3.2 Écoulement diphasique

Nous allons reconduire la même hypothèse (d'homogénéité de l'écoulement et d'équilibre des phases liquide et vapeur) que celle faite pour l'échangeur réfrigérant - air. Dans ces conditions, les trois équations de conservation sont de la même forme que pour l'écoulement monophasique :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = 0 \qquad (3.22)$$

$$\rho\frac{\partial u}{\partial t} + \rho u\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} - F_{vol} \qquad (3.23)$$

$$\rho\frac{\partial h}{\partial t}+\rho u\frac{\partial h}{\partial z}=Q_v+\frac{\partial P}{\partial t}+u\frac{\partial P}{\partial z} \tag{3.24}$$

où cette fois-ci :

- $\rho=(1-\alpha)\rho_l+\alpha\rho_v$ où l'indice "l" réfère à la phase liquide, et l'indice "v" à la phase vapeur; α est le taux de vide;
- $h=(1-x)h_l+xh_v$ où x est le titre en vapeur (rapport entre le débit massique de la phase vapeur et le débit massique total).

Taux de vide

Nous allons utiliser aussi le modèle du taux de vide de Zivi (1964) :

$$\alpha=\frac{1}{1+\left(\frac{1-x}{x}\right)\frac{\rho_v}{\rho_l}S} \tag{3.25}$$

où S est le rapport de glissement entre les vitesses des deux phases (voir les développements concernant ce rapport dans la modélisation de l'échangeur réfrigérant - air). S est comme défini dans le chapitre portant sur l'échangeur réfrigérant – air.

Chute de pression par frottement

En l'absence d'une corrélation plus appropriée, nous utilisons la même approche que pour l'échangeur réfrigérant – air. Le multiplicateur diphasique est utilisé et évalué donc avec la corrélation de Friedel. Les corrélations de Garimella et Christensen ci-dessus sont utilisées pour évaluer le coefficient de frottement.

Coefficient de transfert de chaleur réfrigérant – paroi en mode Condenseur

Nous utilisons la corrélation proposée par Koyama et al. (1990) :

$$h_{rp} = 0,53\frac{k_l}{d}\left(\frac{d}{D_r}\right)^{-0,4} Ph^{-0,6}\left(\frac{\mathrm{Re}_d\,\mathrm{Pr}_l}{R}\right)^{0,8} \tag{3.26}$$

avec :

- k_l : conductivité thermique de la phase liquide (W/m.K);
- d : longueur de condensation (longueur de la partie de l'échangeur où a lieu la condensation) (m);
- $Ph = Cp_l\left(T_r - T_p\right)/\left(h_v - h_l\right)$;
- Cp_l : chaleur spécifique de la phase liquide (J/kg.K);
- T_r : température du réfrigérant (°C);
- $\mathrm{Re}_d = \rho_l u d/\mu_l$: nombre de Reynolds;
- μ : viscosité (Pa.s);
- $\mathrm{Pr}_l = \mu_l Cp_l/k_l$: nombre de Prandtl de la phase liquide;
- $R = \sqrt{\rho_l\mu_l/\rho_v\mu_v}$.

Coefficient de transfert de chaleur réfrigérant – paroi en mode Évaporateur

La corrélation utilisée est celle donnée par Takamatsu et al. (1990) :

$$h_{rp} = h_{rp_L}\left(16000Bo + \frac{6,3745}{X_{tt}}\right) \tag{3.27}$$

où :

$$h_{rp_L} = 0,023 \frac{k_l}{D_r} \mathrm{Re}_L^{\,0,8}\, \mathrm{Pr}_l^{\,0,4} \tag{3.28}$$

avec :

- $\mathrm{Re}_L = \rho u (1-x) D_r / \mu_l$: nombre de Reynolds;
- $Bo = h_{rp} (T_p - T_r) / \rho u (h_v - h_l)$;
- X_{tt} : paramètre de Martinelli.

Le paramètre de Martinelli est :

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \tag{3.29}$$

3.4 Résolution numérique

3.4.1 Réfrigérant

Le modèle de l'écoulement du réfrigérant a déjà été résolu avec l'échangeur réfrigérant – air (voir Figure 2.12, page 80), les seules différences se situant dans l'expression des termes sources.

3.4.2 Paroi intérieure

Intégrant l'équation de conservation d'énergie pour la paroi sur le volume de contrôle "*i*" et sur l'intervalle de temps "t - $t+\Delta t$ ", il vient :

- pour le terme de gauche :

$$\int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \rho_p A_p Cp_p \frac{\partial T_p}{\partial t} dz\,dt = \rho_p A_p Cp_p \left(T_{p_i} - T_{p_i}{}^0\right)\Delta z \tag{3.30}$$

- pour le terme de diffusion :

$$\int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} k_p A_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} dz\,dt = k_p A_p \left(T_{p_{i+1}} - 2T_{p_i} + T_{p_{i-1}}\right)\frac{\Delta t}{\Delta z} \tag{3.31}$$

- pour le terme source :

$$\int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} S\,dz\,dt = \left[-\pi D_{1P} h_{ep_i}\left(T_{p_i} - T_{e_i}\right) + \pi D_{2P} h_{rp_i}\left(T_{r_i} - T_{p_i}\right)\right]\Delta z \Delta t \tag{3.32}$$

Réarrangeant et divisant par Δt, nous avons l'équation de discrétisation suivante :

$$a_i T_{p_i} = b_i T_{p_{i+1}} + c_i T_{p_{i-1}} + d_i \tag{3.33}$$

avec :

- $b_i = k_p A_p / \Delta z$;
- $c_i = b_i$;
- $a_i^0 = \rho_p A_p Cp_p \Delta z / \Delta t$;

- $d_i = \pi D_{1P} h_{ep_i} T_{e_i} \Delta z + \pi D_{2P} h_{rp_i} T_{r_i} \Delta z + a_i^{\,0} T_{p_i}^{\,0}$;
- $a_i = b_i + c_i + a_i^{\,0} + \pi D_{1P} h_{ep_i} \Delta z + \pi D_{2P} h_{rp_i} \Delta z$.

Conditions aux limites

Nous supposerons que le flux de chaleur aux frontières de la paroi est nul. Ainsi aurons-nous :

$$a_{i=1} T_{p_{i=1}} = b_{i=1} T_{p_{i=2}} + d_{i=1} \tag{3.34}$$

avec :

- $b_{i=1} = k_p A_p / \Delta z$;
- $a_{i=1}^{\,0} = \rho_p A_p C p_p \Delta z / \Delta t$;
- $d_{i=1} = \pi D_{1P} h_{ep_{i=1}} T_{e_{i=1}} \Delta z + \pi D_{2P} h_{rp_{i=1}} T_{r_{i=1}} \Delta z + a_{i=1}^{\,0} T_{p_{i=1}}^{\,0}$;
- $a_{i=1} = b_{i=1} + a_{i=1}^{\,0} + \pi D_{1P} h_{ep_{i=1}} \Delta z + \pi D_{2P} h_{rp_{i=1}} \Delta z$.

et :

$$a_{i=N} T_{p_{i=N}} = c_{i=N} T_{p_{i=N-1}} + d_{i=N} \tag{3.35}$$

avec :

- $c_{i=N} = k_p A_p / \Delta z$;
- $a_{i=N}^{\,0} = \rho_p A_p C p_p \Delta z / \Delta t$;
- $d_{i=N} = \pi D_{1P} h_{ep_{i=N}} T_{e_{i=N}} \Delta z + \pi D_{2P} h_{rp_{i=N}} T_{r_{i=N}} \Delta z + a_{i=N}^{\,0} T_{p_{i=N}}^{\,0}$;
- $a_{i=N} = c_{i=N} + a_{i=N}^{\,0} + \pi D_{1P} h_{ep_{i=N}} \Delta z + \pi D_{2P} h_{rp_{i=N}} \Delta z$.

3.4.3 Fluide secondaire

Deux cas sont à distinguer :

(1) l'eau et le réfrigérant circulent en co-courant : $v > 0$;

(2) l'eau et le réfrigérant circulent en contre-courant : $v \leq 0$.

$$\int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \rho_e Cp_e \frac{\partial T_e}{\partial t} dz\, dt + \int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \rho_e Cp_e v \frac{\partial T_e}{\partial z} dz\, dt = \int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} \frac{4 D_{1P} h_{ep}}{D_{1A}^{\,2}} \left(T_p - T_e\right) dz\, dt \tag{3.36}$$

$$\rho_e Cp_e \left(T_{e_i} - T_{e_i}^{\,0}\right)\Delta z + \rho_e Cp_e v \left(T_{e_{j+1}} - T_{e_j}\right)\Delta t = \frac{4 D_{1P} h_{ep_i}}{D_{1A}^{\,2}} \left(T_{p_i} - T_{e_i}\right)\Delta z \Delta t \tag{3.37}$$

Avec le schéma de la cellule donneuse (voir Figure 2.11, page 71), nous avons :

$$\begin{cases} T_{e_j} = T_{e_{i-1}} & \text{si } v > 0 \\ T_{e_j} = T_{e_i} & \text{si } v \leq 0 \end{cases} \tag{3.38}$$

Ce que nous pouvons synthétiser ainsi :

$$vT_{e_j} = fT_{e_{i-1}} - gT_{e_i} \quad \text{avec} f = MAX\left(v, 0\right) \text{ et } g = MAX\left(-v, 0\right) \tag{3.39}$$

Ainsi, notre équation discrétisée est la suivante :

$$\rho_e Cp_e \left(T_{e_i} - T_{e_i}^{\,0}\right)\frac{\Delta z}{\Delta t} + \rho_e Cp_e \left(fT_{e_i} - gT_{e_{i+1}} - fT_{e_{i-1}} + gT_{e_i}\right) = \frac{4 D_{1P} h_{ep_i}}{D_{1A}^{\,2}} \left(T_{p_i} - T_{e_i}\right)\Delta z \tag{3.40}$$

Ce qui peut s'écrire sous la forme :

$$a_i T_{e_i} = b_i T_{e_{i+1}} + c_i T_{e_{i-1}} + d_i \tag{3.41}$$

avec :

- $b_i = g\rho_e Cp_e$;
- $c_i = f\rho_e Cp_e$;
- $a_i^{\,0} = \rho_e Cp_e \Delta z / \Delta t$;
- $d_i = \left(4D_{1P} h_{ep_i} T_{p_i} \Delta z / D_{1A}^{\,2}\right) + a_i^{\,0} T_{e_i}^{\,0}$;
- $a_i = b_i + c_i + a_i^{\,0} + 4h_{ep_i} D_{1P} \Delta z / D_{1A}^{\,2}$.

Conditions aux limites

Le débit et la température d'entrée T_{eEnt} du fluide secondaire sont connus; il s'agit essentiellement de trouver la température de sortie T_{eSor}. Pour l'écoulement à co-courant, on pose $T_{e_{i=1}} = T_{eEnt}$ et $T_{eSor} = T_{e_{i=N}}$, et l'inverse pour l'écoulement à contre-courant. Pour le reste, il n'y a aucune difficulté, l'équation pouvant être résolue progressivement du premier nœud au dernier (l'utilisation de l'algorithme TDMA n'est pas nécessaire ici).

3.5 Compresseur à l'arrêt

3.5.1 Réfrigérant

Les équations gouvernantes et le schéma de résolution sont les mêmes que dans le cas de l'échangeur réfrigérant - air. Le diamètre hydraulique de l'anneau D_r est utilisé à la place du diamètre du tube.

On estimera que dans les cas où le débit tend vers 0, nous avons une convection naturelle dans un anneau, et le flux de chaleur vaut (Raithby et Hollands 1975) :

$$Q_v = \frac{8k_r}{\left(D_3^2 - D_{2A}^2\right)\ln\left[1+\left(2/C_c Ra^{0,25}\right)\right]}\left(T_p - T_r\right) \qquad (3.42)$$

avec :

- $C_c = 0,772\left[\mathrm{Pr}/(0,861+\mathrm{Pr})\right]^{0,25}$;
- $\mathrm{Pr} = \mu_r Cp_r / k_r$: nombre de Prandtl;
- $Ra = g\beta\left|T_p - T_r\right| D_{2P}^3 \rho_r^2 Cp_r / k_r \mu_r$: nombre de Rayleigh;
- β : coefficient de dilatation thermique du réfrigérant (K^{-1}).

3.5.2 Paroi intérieure

Le même modèle que dans le cas du compresseur en marche prévaut.

3.5.3 Fluide secondaire

Si l'écoulement du fluide secondaire continue (i.e. $v \neq 0$), le même schéma que dans le cas du compresseur en marche est reconduit.

Si v s'annule, alors par rapport à l'analyse faite dans le cas du compresseur en marche, nous estimerons que :

- la conduction axiale dans le tube n'est pas négligeable;
- la variation de la conductivité thermique du fluide k_e avec la température est négligeable;

- l'échange de chaleur entre le fluide et la paroi se produit par convection naturelle.

Équation gouvernante pour le cas sans écoulement

L'équation de conservation d'énergie pour le fluide secondaire devient :

$$\rho_e Cp_e \frac{\partial T_e}{\partial t} = k_e \frac{\partial^2 T_e}{\partial z^2} + \frac{4 D_{1P} h_{ep}}{D_{1A}^{\ 2}} \left(T_p - T_e \right) \tag{3.43}$$

Le coefficient de transfert de chaleur est donné par :

$$h_{ep} = 0{,}16 \frac{k_e}{D_{1P}} Ra^{1/3} \tag{3.44}$$

avec :

- $Ra = g\beta \left| T_p - T_e \right| D_{1P}^{\ 3} \rho_e^{\ 2} Cp_e / k_e \mu$: nombre de Rayleigh;
- β : coefficient de dilatation thermique du fluide (K^{-1});
- μ : viscosité du fluide ($N.s/m^2$).

Résolution numérique pour le cas sans écoulement

Pour le terme de gauche, nous avons :

$$\int_t^{+\Delta t} \int_{z_j}^{z_{j+1}} \rho_e Cp_e \frac{\partial T_e}{\partial t} dz\, dt = \rho_e Cp_e \left(T_{e_i} - T_{e_i}^{\ 0} \right) \Delta z \tag{3.45}$$

Le terme de diffusion donne :

$$\int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} k_e \frac{\partial^2 T_e}{\partial z^2}\,dz\,dt = k_e\left(T_{e_{i+1}} - 2T_{e_i} + T_{e_{i-1}}\right)\frac{\Delta t}{\Delta z} \tag{3.46}$$

Finalement le terme source s'intègre comme :

$$\int_{t}^{t+\Delta t}\int_{z_j}^{z_{j+1}} S\,dz\,dt = \frac{4D_{1P}h_{ep_i}}{D_{1A}{}^2}\left(T_{p_i} - T_{e_i}\right)\Delta z\,\Delta t \tag{3.47}$$

L'équation discrétisée peut alors s'écrire :

$$a_i T_{e_i} = b_i T_{e_{i+1}} + c_i T_{e_{i-1}} + d_i \tag{3.48}$$

avec :

- $b_i = k_e/\Delta z$;
- $c_i = b_i$;
- $a_i{}^0 = \rho_e Cp_e \Delta z/\Delta t$;
- $d_i = \left(4D_{1P}h_{ep_i}/D_{1A}{}^2\right)T_{p_i}\Delta z + a_i{}^0 T_{e_i}{}^0$;
- $a_i = b_i + c_i + a_i{}^0 + \left(4D_{1P}h_{ep_i}/D_{1A}{}^2\right)\Delta z$.

Conditions aux limites

Si le flux de chaleur aux frontières est supposé nul, nous obtenons :

$$a_{i=1} T_{e_{i=1}} = b_{i=1} T_{e_{i=2}} + d_{i=1} \tag{3.49}$$

avec :

- $b_{i=1} = k_e / \Delta z$;
- $a_{i=1}{}^{0} = \rho_e Cp_e \Delta z / \Delta t$;
- $d_{i=1} = \left(4 D_{1P} h_{ep_{i=1}} / D_{1A}{}^{2}\right) T_{p_{i=1}} \Delta z + a_{i=1}{}^{0} T_{e_{i=1}}{}^{0}$;
- $a_{i=1} = b_{i=1} + a_{i=1}{}^{0} + \left(4 D_{1P} h_{ep_{i=1}} / D_{1A}{}^{2}\right) \Delta z$.

et :

$$a_{i=N} T_{e_{i=N}} = c_{i=N} T_{e_{i=N-1}} + d_{i=N} \tag{3.50}$$

avec :

- $c_{i=N} = k_e / \Delta z$;
- $a_{i=N}{}^{0} = \rho_e Cp_e \Delta z / \Delta t$;
- $d_{i=N} = \left(4 D_{1P} h_{ep_{i=N}} / D_{1A}{}^{2}\right) T_{p_{i=N}} \Delta z + a_{i=N}{}^{0} T_{e_{i=N}}{}^{0}$;
- $a_{i=N} = c_{i=N} + a_{i=N}{}^{0} + \left(4 D_{1P} h_{ep_{i=N}} / D_{1A}{}^{2}\right) \Delta z$.

3.6 Résumé

Ce chapitre fut consacré au modèle dynamique de l'échangeur réfrigérant – eau qui est un échangeur "double tube" avec le tube intérieur vrillé. Le fluide secondaire circule dans ce tube intérieur et le réfrigérant, dans l'anneau.

La première section du chapitre traite de la modélisation de l'écoulement du fluide secondaire. L'équation de conservation de l'énergie est développée pour un fluide supposé incompressible. Le coefficient d'échange de chaleur par convection entre le

fluide et la paroi du tube intérieur est donné par la corrélation de Ravigururajan et Bergles.

Le modèle de la paroi est établi dans la seconde section. Ce modèle consiste en l'équation d'énergie avec prise en compte de la conduction thermique axiale dans la paroi.

L'écoulement du réfrigérant est modélisé dans la troisième section. Le modèle développé est le même que celui créé pour l'échangeur réfrigérant – air au chapitre précédent, à l'exception des corrélations pour la chute de pression et le transfert de chaleur. Dans l'échangeur réfrigérant – air, le réfrigérant s'écoule dans un tube lisse, alors que dans l'échangeur actuel, il s'écoule dans un anneau entre un tube nervuré et un tube lisse.

En écoulement monophasique, les coefficients de frottement et de transfert de chaleur par convection sont estimés d'après les corrélations de Garimella et Christensen.

En écoulement diphasique, en l'absence d'une corrélation plus appropriée, le coefficient de frottement est déterminé avec la corrélation de Friedel et les corrélations de Garimella et Christensen. Le coefficient de transfert de chaleur est donné par la corrélation de Koyama et al. en condensation, et par la corrélation de Takamatsu et al. en évaporation.

La résolution numérique des modèles du réfrigérant, du fluide secondaire, et de la paroi est traitée à la section 4 du chapitre. La même approche que pour l'échangeur réfrigérant – air est suivie : méthode des volumes finis de Patankar avec schémas implicite et de la cellule donneuse, algorithme de Thomas (TDMA), résolution itérative.

La cinquième section du chapitre est consacrée au cas où le compresseur arrête. Le même traitement que pour le cas de l'échangeur réfrigérant – air est suivi : vitesse du réfrigérant faiblissante ou nulle, et donc chute de pression négligeable; et échange de chaleur par convection naturelle.

CHAPITRE IV
MODÈLE DU COMPRESSEUR HERMÉTIQUE ALTERNATIF

Le compresseur modélisé est du type hermétique alternatif. Dans ce type de compresseur, le compresseur et le moteur sont contenus dans une même enceinte. Le moteur et l'huile de lubrification sont en contact avec le réfrigérant (voir Figure 4.1). Avec la modélisation du compresseur, nous visons, à partir de la connaissance des pressions d'aspiration et de refoulement, et de l'état thermodynamique du réfrigérant à la succion, à obtenir les débits de réfrigérant à l'aspiration et au refoulement, et l'état thermodynamique du réfrigérant au refoulement.

En regard des quelques différences de design parmi les manufacturiers, il s'agira, pour le compresseur, d'obtenir un modèle le plus général possible.

4.1 Effets de l'huile

Les huiles généralement utilisées pour la lubrification des compresseurs peuvent être regroupées en deux grands groupes: les huiles d'origine minérale et les huiles synthétiques. Parmi les huiles d'origine minérale, on distingue les paraffiniques et les naphténiques. Du côté des huiles synthétiques, on retrouve les alkyl benzènes et les esters à base de polyol. Certains mélanges huile minérale – huile synthétique sont également en usage.

L'huile peut se mélanger au réfrigérant, en général d'une des façons suivantes :

- à l'arrêt du compresseur, si les températures au compresseur et à l'évaporateur sont proches, la pression de vapeur dans le compresseur est, à cause de l'huile de lubrification, plus petite que la pression dans l'évaporateur (à une

température donnée, la pression de vapeur d'un mélange réfrigérant-huile est plus petite que celle du réfrigérant pur). Le réfrigérant migre alors vers le compresseur: on dit qu'il est attiré par l'huile. La migration se poursuit jusqu'à ce que les deux pressions soient égales : l'huile est alors dite saturée.

- durant le fonctionnement du compresseur, pour une cause ou une autre (inversion de cycle d'une pompe à chaleur, mauvais fonctionnement de l'évaporateur, etc.), du réfrigérant liquide peut s'admettre dans le compresseur. Le réfrigérant peut alors se mélanger avec l'huile.
- au démarrage, suite à un arrêt qui a vu une bonne partie du réfrigérant migrer vers le compresseur, comme la pression dans le compresseur se trouve brusquement réduite, une partie du réfrigérant se vaporise entraînant avec elle le lubrifiant. Ce phénomène s'accompagne souvent d'une formation de mousse.
- en plus de ce mécanisme d'entraînement de l'huile dans le circuit de réfrigération au démarrage du compresseur, en fonctionnement normal, une partie de l'huile de lubrification sera entraînée dans le circuit de réfrigération.

Lorsque l'huile se mélange au réfrigérant, ses propriétés sont sensiblement affectées. La viscosité de l'huile peut être notablement réduite, diminuant ainsi son pouvoir lubrifiant. D'autre part, lorsque l'huile est entraînée dans le système, le compresseur peut manquer de lubrifiant, et l'huile pourrait stagner dans le bas des tuyaux des échangeurs, créant une diminution des coefficients d'échange de chaleur.

Parmi les mécanismes qui permettent de minimiser ces effets nocifs et de protéger le compresseur, notons :

1. réchauffeur de carter : augmente la température de l'huile au dessus de celle de l'évaporateur, ce qui réduit sa capacité à attirer et retenir le réfrigérant. De

ce fait, la migration de réfrigérant dans le compresseur durant les périodes d'arrêt est notablement diminuée;

2. bouteille anti-coups de liquide (accumulateur) : placée du côté basse pression, entre l'évaporateur et le compresseur, elle permet de minimiser l'aspiration de liquide par le compresseur;
3. séparateur d'huile : placé du côté haute pression, entre le compresseur et le condenseur, il extrait l'huile du mélange réfrigérant - lubrifiant refoulé, puis retourne cette huile au compresseur. Grâce au séparateur d'huile, la quantité d'huile entraînée par le réfrigérant dans le système est sensiblement réduite.

Vu la difficulté à correctement modéliser l'interaction de l'huile et du réfrigérant (il n'existe encore aucune procédure fiable pour ce faire) et qu'en principe, les pompes à chaleur sont conçues de façon à minimiser l'entraînement d'huile dans le système et les effets néfastes du mixage du lubrifiant avec le réfrigérant, les effets de l'huile seront ignorés dans notre modèle.

4.2 Modèle du compresseur

La Figure 4.1 donne le schéma du compresseur pour la modélisation. Le réfrigérant pénètre dans la cloche par la tubulure d'aspiration. Le réfrigérant participe au refroidissement du compresseur en absorbant de la chaleur provenant du moteur, des parties mécaniques, de l'huile, et des autres parties métalliques incluant la canalisation de refoulement et la paroi de la cloche. Au passage du réfrigérant par la valve d'aspiration, une perte de charge se produit. Une chute de pression peut aussi se manifester dans la canalisation d'aspiration. Suite à la compression, le réfrigérant est refoulé à travers la valve de refoulement et la canalisation de refoulement. Il y subit une chute de pression. D'autre part, le réfrigérant dans la canalisation de refoulement va perdre une partie de sa chaleur dans le compresseur.

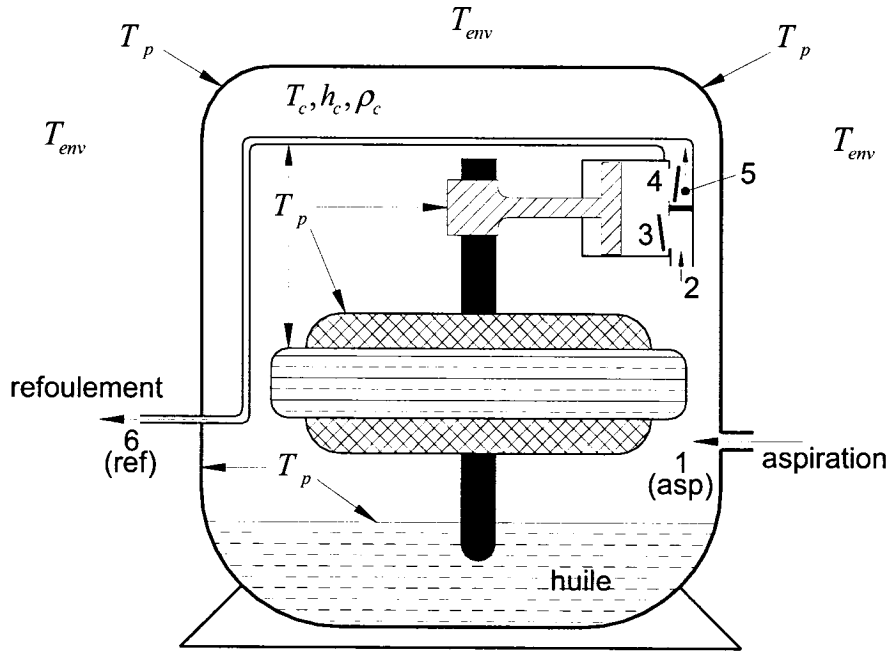


Figure 4.1 : Schéma du compresseur hermétique alternatif aux fins de modélisation

4.2.1 Aspiration et refoulement

Le traitement de cette partie de notre modèle s'appuie notamment sur la proposition de Xu (1996).

Aspiration

Nous supposerons que le réfrigérant aspiré dans le cylindre est le réfrigérant présent déjà dans la cloche. C'est donc estimer que tout le réfrigérant qui pénètre dans la cloche àa l'aspiration se mélange d'abord avec le réfrigérant s'y trouvant. De plus, nous supposons que ce mélange est homogène. Les effets des silencieux d'aspiration et de refoulement sur l'échange de chaleur et la perte de charge ne sont pas considérés.

Pour le réfrigérant présent dans la cloche, nous avons les équations suivantes de conservation de la masse et de l'énergie :

$$\frac{d\rho_c}{dt}V_l = \dot{m}_{asp} - \dot{m}_2 \tag{4.1}$$

$$\frac{d(\rho_c h_c)}{dt}V_l = \dot{m}_{asp}h_{asp} - \dot{m}_2 h_2 + \dot{Q}_c + \dot{Q}_{ch} + \frac{dP_{asp}}{dt}V_l \tag{4.2}$$

où :

- ρ_c : masse volumique du réfrigérant dans la cloche (kg/m^3);
- V_l : volume libre dans la cloche (m^3);
- $\dot{m}_{asp}$: débit de réfrigérant qui pénètre dans la cloche (kg/s);
- $\dot{m}_2$: débit de réfrigérant à l'orifice d'admission (kg/s);
- h_c : enthalpie du réfrigérant dans la cloche (J/kg);
- h_{asp} : enthalpie du réfrigérant qui pénètre dans la cloche (J/kg);
- $h_2 = h_c$: enthalpie du réfrigérant à l'orifice d'admission du piston (J/kg);
- $\dot{Q}_c$: chaleur échangée entre le réfrigérant et les autres parties du compresseur avec lesquelles le réfrigérant est en contact (W);
- $\dot{Q}_{ch}$: chaleur provenant du réchauffeur de carter (W);
- P_{asp} : pression du réfrigérant qui pénètre dans la cloche (c'est aussi la pression qui règne dans le volume libre de la cloche) (Pa).

La chaleur $\dot{Q}_c$ échangée entre le réfrigérant, le moteur, les parties mécaniques, l'huile, et les autres parties métalliques incluant la canalisation de refoulement et la paroi de la cloche est pratiquement impossible à déterminer avec précision à cause de la complexité des échanges de chaleur à l'intérieur du compresseur. Pour s'en approcher de près, il

faudrait pouvoir trouver les températures de chaque partie et être en mesure de prendre en compte le rayonnement (avec les facteurs de forme nécessaires), la convection et la conduction. Pour ramener le problème à des dimensions plus conformes avec l'objectif de cette étude, nous déterminons $\dot{Q}_c$ en supposant que toutes les parties en contact avec le réfrigérant sont à la même température T_p. Cette hypothèse se justifie par la haute conductivité des parties métalliques et le bon contact entre l'huile et ces parties métalliques. Ainsi, nous pouvons écrire :

$$\dot{Q}_c = h_{rc} A_c \left(T_p - T_c \right) \tag{4.3}$$

où :

- h_{rc} : coefficient moyen d'échange de chaleur entre le réfrigérant et les autres parties du compresseur en contact (W/m^2.K);
- A_c : surface totale des parties du compresseur en contact avec le réfrigérant (m^2);
- T_c : température du réfrigérant dans la cloche (°C).

Meyer (1987) évalue h_{rc} à 8,6 BTU/hr.ft^2.°F, soit environ 50 W/m^2.°C.

On peut déterminer T_p en faisant le bilan d'énergie sur l'huile et les autres parties métalliques du compresseur :

$$\left(m_h Cp_h + \sum m_p Cp_p \right) \frac{dT_p}{dt} = \dot{Q}_m + \dot{Q}_{ref} - \dot{Q}_c - \dot{Q}_{env} \tag{4.4}$$

où :

- m_h : masse de l'huile (charge de lubrifiant dans le compresseur) (kg);
- Cp_h : chaleur spécifique de l'huile de lubrification (J/kg.K);
- $\sum m_p Cp_p$: somme des capacités calorifiques des parties métalliques du compresseur en contact avec le réfrigérant dans la cloche (J/K);
- $\dot{Q}_m$: chaleur provenant des pertes électromécaniques du moteur (W);
- $\dot{Q}_{ref}$: chaleur provenant du réfrigérant en refoulement (W);
- $\dot{Q}_{env}$: chaleur donnée à l'environnement par le compresseur (W).

La chaleur provenant des pertes électromécaniques du moteur s'évalue en faisant la différence entre la puissance électrique appelée par le moteur et la puissance théorique de compression :

$$\dot{Q}_m = \dot{W}_{cmp} - \dot{m}_2 w_{th} \tag{4.5}$$

où :

- $\dot{W}_{cmp}$: puissance électrique appelée par le moteur (W);
- w_{th} : travail théorique spécifique du compresseur (J/kg).

Le réfrigérant dans la canalisation de refoulement est à une température élevée. Avant de quitter le compresseur, ce réfrigérant surchauffé cède la chaleur $\dot{Q}_{ref}$ au reste du système. Nous revenons sur son évaluation un peu plus loin.

La chaleur cédée par le compresseur à son environnement est :

$$\dot{Q}_{env} = A_{env} h_{env} \left(T_p - T_{env} \right) \tag{4.6}$$

où :

- A_{env} : surface d'échange (extérieure) du compresseur avec l'environnement (m^2);
- h_{env} : coefficient d'échange de chaleur entre le compresseur et son environnement ($W/m^2.K$);
- T_{env} : température moyenne du milieu environnant le compresseur (°C).

Le coefficient d'échange de chaleur h_{env} comprend une partie convective h_{envC} et une partie radiative h_{envR} :

$$h_{env} = h_{envC} + h_{envR} \tag{4.7}$$

Le coefficient h_{envC} est estimé en prenant l'échange comme celui (convection naturelle) entre un cylindre vertical (de hauteur H_c et de diamètre D_c) et l'air qui le baigne (Bejan 1995). Pour la partie latérale du cylindre, nous avons :

$$h_{envC} = \frac{k_{env}}{H_c}\left(0,825 + 0,325 Ra_H^{1/6}\right)^2 \tag{4.8}$$

où :

- k_{env} : conductivité thermique de l'air (W/m.K);
- $Ra_H = g\beta_{env}\left(T_p - T_{env}\right)H_c^3 / \alpha_{env}\nu_{env}$: nombre de Rayleigh basé sur la hauteur du "cylindre";
- β_{env} : coefficient de dilatation thermique de l'air (1/K);
- α_{env} : diffusivité thermique de l'air (m^2/s);

- ν_{env} : viscosité cinématique de l'air (m^2/s).

Pour le disque du bas, il vient :

$$h_{envC} = 0,27 \frac{k_{env}}{L} Ra_L^{1/4} \tag{4.9}$$

et pour celui du haut :

$$h_{envC} = \begin{cases} 0,54 \frac{k_{env}}{L} Ra_L^{1/4} & \text{pour } Ra_L \leq 10^7 \\ 0,15 \frac{k_{env}}{L} Ra_L^{1/3} & \text{pour } Ra_L > 10^7 \end{cases} \tag{4.10}$$

Ra_L est le nombre de Rayleigh basé sur la longueur caractéristique $L = D/4$.

Les propriétés physiques qui apparaissent dans les équations (4.8), (4.9) et (4.10) doivent être évaluées à la température de film, soit $\left(T_p + T_{env}\right)/2$.

En supposant que les surfaces environnantes sont à la température T_{env} et que l'échange par rayonnement entre le compresseur et ces surfaces est assimilable à celui entre un corps gris et l'enceinte noire à l'intérieur duquel il est placé, nous avons (Kreith 1967) :

$$h_{envR} = \frac{\varepsilon_p \sigma \left(T_p^{\,4} - T_{env}^{\,4}\right)}{T_p - T_{env}} \tag{4.11}$$

où :

- ε_p : facteur d'émission de la surface extérieure du compresseur;
- $\sigma = 5{,}67.10^{-8}$ W/m^2.K^4 : constante de Stefan-Boltzmann;
- T_p et T_{env} doivent être exprimées en kelvins.

Refoulement

Les parois de la canalisation de refoulement sont donc supposées être à la température T_p, et le réfrigérant contenu dans la canalisation cède la chaleur $\dot{Q}_{ref}$ aux autres parties du compresseur. Si nous faisons l'hypothèse que l'écoulement dans la canalisation atteint le régime permanent presque immédiatement, et que la chaleur spécifique et la masse volumique du réfrigérant ainsi que le coefficient d'échange de chaleur par convection entre le réfrigérant et la paroi sont constants le long de la canalisation, alors nous avons :

$$T_6 = T_p + \left(T_5 - T_p\right)\exp\left(-\frac{h_{rp}A_{tr}}{\dot{m}_6 Cp_{tr}}\right) \tag{4.12}$$

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_6 Cp_{tr}\left(T_5 - T_6\right) \tag{4.13}$$

$$h_6 = h_5 - \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{m}_6} \tag{4.14}$$

où :

- $T_6 = T_{ref}$: température du réfrigérant à la sortie du compresseur (°C);
- T_5 : température du réfrigérant à l'orifice de refoulement (°C);
- h_{rp} : coefficient moyen d'échange de chaleur par convection entre le réfrigérant et la paroi (W/m^2.K)
- A_{tr} : aire intérieure de la canalisation de refoulement (m^2);

- $\dot{m}_6$: débit du réfrigérant à la sortie du compresseur (débit supposé uniforme du réfrigérant dans la canalisation de refoulement) (kg/s);
- Cp_{tr} : chaleur spécifique moyenne du réfrigérant dans la canalisation (J/kg.K);
- $h_6 = h_{ref}$: enthalpie du réfrigérant à la sortie du compresseur (J/kg);
- h_5 : enthalpie du réfrigérant à l'orifice de refoulement (J/kg).

La chute de pression dans la canalisation de refoulement est estimée de la façon suivante (Bejan 1995) :

$$\Delta P_{tr} = \frac{32 C_f L_{tr} \dot{m}_6^{\,2}}{\pi^2 \rho_{tr} D_{tr}^{\,5}} \tag{4.15}$$

où :

- $\Delta P_{tr} = P_5 - P_6$: chute de pression dans la canalisation de refoulement (Pa);
- P_5 : pression du réfrigérant à l'orifice de refoulement (Pa);
- P_6 : pression du réfrigérant à la sortie du compresseur (Pa);
- C_f : coefficient de frottement;
- L_{tr} : longueur de la canalisation de refoulement (m);
- ρ_{tr} : masse volumique moyenne du réfrigérant dans la canalisation (kg/m^3);
- D_{tr} : diamètre moyen de la canalisation de refoulement (m).

Le coefficient de frottement est donné par la formule de Blasius (Munson, Young et Okiishi 2002) :

$$C_f = 0,079\left[\frac{4\dot{m}_6}{\pi\mu_{tr}D_{tr}}\right]^{-0,25} \tag{4.16}$$

où μ_{tr} est la viscosité moyenne du réfrigérant dans la canalisation.

Le coefficient moyen d'échange de chaleur par convection entre le réfrigérant et la paroi est donné par la corrélation de Dittus et Boelter (Bejan 1995) :

$$h_{rp} = 0,023\frac{k_{tr}}{D_{tr}}\left[\frac{4\dot{m}_6}{\pi\mu_{tr}D_{tr}}\right]^{0.8}\left[\frac{\mu_{tr}Cp_{tr}}{k_{tr}}\right]^{0,3} \tag{4.17}$$

où k_{tr} est la conductivité thermique moyenne du réfrigérant dans la canalisation (W/m.K).

Les valeurs moyennes du réfrigérant dans la canalisation (chaleur spécifique, masse volumique, viscosité, conductivité thermique) sont évaluées à la température moyenne $(T_5 + T_6)/2$ et à la pression moyenne $(P_5 + P_6)/2$.

4.2.2 Compression dans le cylindre

La Figure 4.2 schématise le cycle de compression - détente dans le cylindre du compresseur. Il est supposé que la pression dans le cylindre reste uniforme durant le processus de compression et de détente. Le réfrigérant se présente à l'orifice d'admission avec la pression P_2 qui est supposée être égale à la pression d'aspiration P_{asp}. Le réfrigérant connaît une chute de pression ΔP_{cla} en passant à travers le clapet d'aspiration, et se retrouve à la pression P_3. On notera qu'à la sortie du cylindre, le réfrigérant va

aussi subir une chute de pression ΔP_{clr} à travers le clapet de refoulement. La pression passe alors de P_4 à P_5.

Débutant l'analyse du cycle par le point "a" où le piston se trouve au point mort bas: le cylindre est plein de réfrigérant à la pression P_3, et comme le piston remonte vers le point mort haut, une compression supposée polytropique $PV^n = cste$ se produit jusqu'au point "b". À ce point, la pression (P_4) est légèrement supérieure à la pression régnant derrière le clapet de refoulement, et donc ce clapet s'ouvre. C'est la décharge. Un transfert de chaleur peut se produire durant cette décharge (McQuiston, Parker, et Spitler 2005), nous le négligeons; si bien que $T_b = T_c$. Le point mort haut est atteint en "c". Un certain volume de réfrigérant à la pression P_4 reste dans le cylindre: c'est le volume mort; il est inévitable et est dû à des contraintes mécaniques. Le piston entame ensuite une course – retour vers le bas. Le réfrigérant coincé dans le volume mort en profite alors pour se détendre. Cette détente est aussi supposée polytropique. Au point "d", la pression dans le cylindre (P_3) devient légèrement inférieure à la pression derrière le clapet d'aspiration; celui-ci s'ouvre alors. Du réfrigérant est admis et se mélange avec le réfrigérant qui était naguère coincé dans le volume mort. Ce mélange qui se poursuit tout au long de l'admission change un peu les propriétés du réfrigérant. Nous supposerons cependant que la température du réfrigérant à la fin de l'admission est la même que la température du réfrigérant admis, si bien que nous pouvons écrire: $T_d = T_a$. En "a", le piston atteint le point mort bas, et s'apprête à remonter. Un nouveau cycle va commencer.

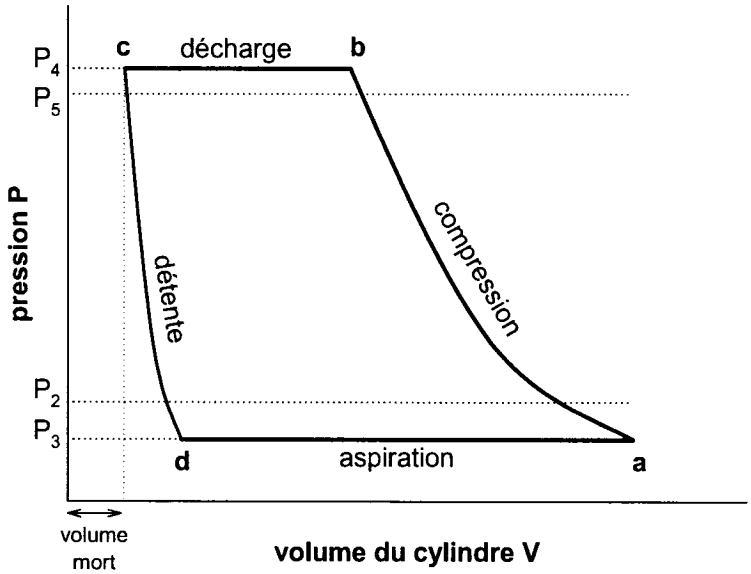


Figure 4.2 : Cycle de compression - détente dans le cylindre

Les hypothèses additionnelles que nous considérons pour la modélisation du compresseur sont les suivantes :

- le réfrigérant se comporte comme un gaz parfait;
- il n'y a aucune fluctuation du débit massique;
- la compression et la détente du gaz dans le cylindre sont des processus polytropiques avec un exposant polytropique identique;
- les pertes de charge à travers les clapets d'aspiration et de refoulement sont des processus isenthalpiques;
- l'huile présente dans le compresseur a des effets négligeables sur le réfrigérant.

Débit de réfrigérant

À cause de la présence du volume mort, tout le réfrigérant comprimé n'est pas déchargé, et l'état du réfrigérant au début de la compression est différent de l'état du réfrigérant

aspiré. Pour tenir compte de ces effets, on définit le rendement volumétrique : rapport de la masse de réfrigérant aspirée sur la masse qui aurait pu être aspirée s'il n'y avait pas de volume mort. On a :

$$\eta_V = \frac{(V_a - V_d)\rho_a}{(V_a - V_c)\rho_{asp}} = \frac{V_a - V_d}{V_a - V_c} = \frac{V_a - V_d}{V_{bal}} \tag{4.18}$$

où :

- η_V : rendement volumétrique du compresseur;
- ρ_a : masse volumique du réfrigérant au début de la compression (kg/m^3);
- ρ_{asp} : masse volumique du réfrigérant aspiré (kg/m^3);
- V_{bal} : volume balayé par le piston (m^3).

Dans ce même ordre d'idées, on définit également le rapport d'espace mort C qui est le rapport du volume mort sur le volume balayé par le piston :

$$C = \frac{V_c}{V_{bal}} \tag{4.19}$$

On peut montrer que :

$$\eta_V = 1 - C\left[\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{1/n} - 1\right] \tag{4.20}$$

D'autre part, en partant de l'équation (4.18), on a :

$$\eta_V = \frac{(V_a - V_d)\rho_a N_{hz}}{(V_a - V_c)\rho_{asp} N_{hz}} = \frac{\dot{m}_r}{(V_a - V_c)\rho_{asp} N_{hz}} = \frac{\dot{m}_r}{V_{bal}\rho_{asp} N_{hz}} \tag{4.21}$$

où N_{hz} est la fréquence de rotation du compresseur en hertz (RPM/60), et $\dot{m}_r = \dot{m}_2 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$ (kg/s) est le débit de réfrigérant pompé par le compresseur.

Nous avons ainsi :

$$\dot{m}_r = \eta_V \rho_{asp} V_{bal} N_{hz} = \left(1 - C\left[\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{1/n} - 1\right]\right)\rho_{asp} V_{bal} N_{hz} \tag{4.22}$$

La détermination du débit de réfrigérant nécessite de connaître quatre valeurs que les manufacturiers de compresseur ne donnent pas habituellement: le rapport d'espace mort C, la perte de charge à travers le clapet d'aspiration ΔP_{cla}, la perte de charge à travers le clapet de refoulement ΔP_{clr}, et l'exposant polytropique n. Ce dernier peut être approché par l'exposant isentropique (McQuiston, Parker et Spitler 2005). Nous pouvons à cet effet considérer un exposant isentropique moyen constant pour la compression et la détente du réfrigérant dans le cylindre. L'exposant isentropique moyen donné par Bourdouxhe et al. (1994) pour le R-22 (soit $n = 1{,}114$) peut être utilisé (c'est une moyenne sur la gamme de température 253 K – 333 K, soit de -20 °C à 60 °C). Quant aux pertes de charge, en l'absence d'autres estimations, elles peuvent ultimement être négligées.

On notera cependant, à partir des données disponibles dans la littérature que, en général :

- le rapport d'espace mort varie entre 3 et 7 %. Une bonne valeur moyenne est $C = 0{,}05$;

- la perte de charge à travers le clapet d'aspiration tourne autour de 4 %;
- la perte de charge à travers le clapet de refoulement tourne autour de 2 %.

Travail théorique spécifique

Le travail théorique de compression W_{th} (en J) est obtenu en intégrant la courbe PV de la Figure 4.2 par rapport au volume :

$$W_{th} = \oint -P(V)\,dV \tag{4.23}$$

On peut montrer que :

$$W_{th} = \frac{n}{n-1} P_3 (V_a - V_d) \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \tag{4.24}$$

Le travail théorique spécifique (w_{th} en J/kg) est le travail de compression (W_{th}) requis pour comprimer une unité de masse de réfrigérant :

$$w_{th} = \frac{W_{th}}{(V_a - V_d)\rho_a} = \frac{W_{th}}{(V_a - V_d)\rho_{asp}} = \frac{n}{n-1} \frac{P_3}{\rho_{asp}} \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \tag{4.25}$$

Puissance électrique appelée

La puissance électrique $\dot{W}_{cmp}$ requise par le compresseur dépend principalement des pressions de part et d'autre du compresseur. La puissance peut être estimée directement

d'après les courbes de performance du manufacturier du compresseur. Comme la puissance absorbée est peu sensible au degré de surchauffe du réfrigérant, on peut utiliser la formule suivante inspirée de la norme ANSI/ARI 540-1999 (1999):

$$\dot{W}_{cmp} = a_0 + a_1 P_1 + a_2 P_6 + a_3 P_1^2 + a_4 P_1 P_6 + a_5 P_6^2 + a_6 P_1^3 + a_7 P_1^2 P_6 + a_8 P_1 P_6^2 + a_9 P_6^3 \quad (4.26)$$

4.3 Résolution numérique

4.3.1 Compresseur en marche

Le traitement de ce qui se passe dans la cloche est fait séparément de la modélisation du débit de réfrigérant à travers le compresseur, en conformité avec l'approche utilisée pour la résolution globale du modèle de pompe à chaleur.

Cloche

Dans la résolution de ce modèle, le débit aspiré dans la cloche $\dot{m}_{asp}$ est connu (donné par le modèle de l'évaporateur). La chaleur provenant des pertes électromécaniques du moteur $\dot{Q}_m$ et la chaleur provenant du réfrigérant en refoulement $\dot{Q}_{ref}$ sont connues à partir de l'itération précédente dans la résolution du modèle de débit de réfrigérant.

La résolution numérique itérative utilisée suit les étapes ci-dessous :

1. calculer le débit à l'aspiration du cylindre en intégrant l'équation (4.1) :

$$\dot{m}_r = \frac{\rho_c^{\,0} - \rho_c}{\Delta t} V_l + \dot{m}_{asp} \quad (4.27)$$

2. calculer l'enthalpie du réfrigérant dans la cloche en intégrant l'équation (4.2) :

$$h_c = \frac{\dot{m}_{asp} h_{asp} + \dot{Q}_c + \frac{P_{asp} - P_{asp}^{\,0}}{\Delta t} V_l + \frac{\rho_c^{\,0} h_c^{\,0}}{\Delta t} V_l}{\frac{\rho_c}{\Delta t} V_l + \dot{m}_r} \tag{4.28}$$

3. calculer ρ_c et T_c selon P_{asp} et h_c en utilisant les relations thermodynamiques entre les propriétés du réfrigérant;
4. calculer T_p en combinant les équations (4.4), (4.3), et (4.6) :

$$T_p = \frac{\dot{Q}_m + \dot{Q}_{ref} + h_{rc} A_c T_c + A_{env} h_{env} T_{env} + \frac{T_p^{\,0}}{\Delta t}\left(m_h Cp_h + \sum m_p Cp_p\right)}{\frac{1}{\Delta t}\left(m_h Cp_h + \sum m_p Cp_p\right) + h_{rc} A_c + A_{env} h_{env}} \tag{4.29}$$

5. calculer $\dot{Q}_c$ en utilisant l'équation (4.3);
6. calculer $\dot{Q}_{env}$ en utilisant l'équation (4.6);
7. comparer les valeurs actuelles de $\dot{m}_r$ et h_c avec leurs valeurs à l'itération précédente. Si la convergence n'est pas encore obtenue, recommencer à l'étape 1.

Débit de réfrigérant

La température T_p des parties en contact avec le réfrigérant est connue à partir de l'itération précédente dans la résolution numérique du modèle de la cloche.

La résolution numérique itérative utilisée ici se fait comme suit :

1. calculer $\dot{m}_r$ en utilisant l'équation (4.22);
2. estimer $\dot{W}_{cmp}$ à partir des données du manufacturier du compresseur;
3. calculer $\dot{Q}_m$ en utilisant l'équation (4.5);

4. estimer la perte de charge à travers le clapet d'aspiration ΔP_{cla} ;
5. estimer la perte de charge à travers le clapet de refoulement ΔP_{clr} ;
6. calculer l'enthalpie du réfrigérant à l'orifice de refoulement ainsi :

$$h_5 = h_c + w_{th} \tag{4.30}$$

7. calculer T_5 selon P_5 et h_5 en utilisant les relations thermodynamiques entre les propriétés du réfrigérant;
8. calculer T_{ref} en utilisant l'équation (4.12);
9. calculer $\dot{Q}_{ref}$ en utilisant l'équation (4.13);
10. calculer h_{ref} en utilisant l'équation (4.14);
11. calculer ΔP_{tr} en utilisant l'équation (4.15);
12. comparer les valeurs actuelles de $\dot{m}_r$ et h_{ref} avec leurs valeurs à l'itération précédente. Si la convergence n'est pas encore obtenue, recommencer à l'étape 1.

4.3.2 Compresseur à l'arrêt

Il n'y a plus de rotation, plus de débit au refoulement et plus de puissance appelée par le compresseur. Nous avons donc: $N_{hz} = 0$, $\dot{m}_r = 0$, $\dot{W}_{cmp} = 0$ et $\dot{Q}_m = 0$. Il peut cependant y avoir encore du débit à l'aspiration. Nous estimons que $T_5 = T_6 = T_{ref} = T_p$ et que donc $\dot{Q}_{ref} = 0$. La procédure utilisée pour le modèle de la cloche est reconduite. On y ajoute le calcul de l'état du réfrigérant dans le tuyau de refoulement de la façon suivante: calculer h_{ref} selon $P_6 = P_{ref}$ et $T_p = T_{ref}$ en utilisant les relations thermodynamiques entre les propriétés du réfrigérant.

4.4 Résumé

Ce chapitre a porté sur la modélisation du compresseur. Il est de type hermétique alternatif. Une des caractéristiques des compresseurs hermétiques est de renfermer de l'huile de lubrification dans la cloche. Les effets de cette huile sur le système ont été traités dans la première section du chapitre.

Les huiles généralement retrouvées dans les compresseurs sont les huiles minérales paraffiniques, les huiles minérales naphténiques, des huiles synthétiques (alkyl benzènes et esters à base de polyol), et des mélanges huile minérale – huile synthétique.

L'huile peut se mélanger au réfrigérant avec comme conséquences notables : diminution du pouvoir lubrifiant de l'huile, manque d'huile dans le compresseur, et diminution des coefficients d'échange de chaleur dans les échangeurs.

À cause de la difficulté à correctement modéliser l'interaction de l'huile et du réfrigérant, et du fait qu'en outre les pompes à chaleur sont conçues de façon à minimiser les effets négatifs du mélange du lubrifiant avec le réfrigérant, les effets de l'huile ont été ignorés dans le modèle du compresseur, objet de la seconde section du chapitre.

Le modèle du compresseur est scindé en trois parties : (1) évolution dynamique du réfrigérant dans la cloche; (2) évolution dynamique du réfrigérant dans la tubulure de refoulement; et (3) analyse thermodynamique de la compression dans le cylindre.

L'évolution dynamique du réfrigérant dans la cloche est cernée par les équations de conservation de la masse et de l'énergie dans un modèle où l'homogénéité du contenu de la cloche est assumée.

Pour ce qui est de la tubulure de refoulement, l'équation d'énergie permet, dans une hypothèse d'incompressibilité du gaz refoulé et en combinaison avec l'équation de conservation de la quantité de mouvement, de cerner l'évolution dynamique du réfrigérant dans la tubulure. Le coefficient de frottement est donné par la formule de Blasius. Le coefficient d'échange de chaleur par convection réfrigérant – paroi est estimé selon la corrélation de Dittus et Boelter.

La compression et la détente dans le cylindre sont des processus supposés polytropiques avec un exposant polytropique identique. On a d'autre part estimé que le réfrigérant dans le cylindre se comporte comme un gaz parfait et que les pertes de charge à travers les clapets d'aspiration et de refoulement sont des processus isenthalpiques. Sur la base de l'analyse thermodynamique de la compression – détente, le débit de réfrigérant qui passe à travers le compresseur ainsi que le travail théorique de compression ont été évalués. La puissance électrique appelée par le compresseur peut être déterminée en se basant sur les courbes de performance du manufacturier.

La résolution numérique des modèles développés est effectuée à la troisième section du chapitre. Une résolution itérative est utilisée. On distingue le cas du compresseur en marche et le cas du compresseur à l'arrêt. Dans ce dernier cas, on notera qu'il n'y a plus de rotation, plus de débit au refoulement et plus de puissance appelée par le compresseur.

CHAPITRE V
MODÈLE DU DÉTENDEUR THERMOSTATIQUE

Le détendeur thermostatique optimise le fonctionnement de l'évaporateur en contrôlant le débit du réfrigérant qui y est admis. Ce contrôle du débit s'effectue par le biais du contrôle de la surchauffe du réfrigérant sortant de l'évaporateur. Le détendeur thermostatique est assez bien connu de nos jours pour qu'il ne soit pas nécessaire de s'étendre davantage sur son principe de fonctionnement.

Le modèle doit permettre la détermination du débit de réfrigérant qui passe à travers le détendeur. Dans la modélisation de cet organe, les variables suivantes sont supposées connues: pression du réfrigérant à l'entrée du détendeur, état thermodynamique du réfrigérant à l'entrée du détendeur, et pression de réfrigérant à la sortie du détendeur.

5.1 Spécificités du détendeur

Nous allons dans cette section explorer les spécificités du détendeur qui ont un impact sur la modélisation (et les hypothèses y afférentes). Il s'agit de: capacité, localisation du bulbe, égalisateur de pression, orifice d'égalisation de pression, charge du bulbe, et pompage.

5.1.1 Capacité du détendeur

La capacité du détendeur doit correspondre (égale ou légèrement supérieure) à la capacité de l'évaporateur. Les manufacturiers déterminent les capacités des détendeurs thermostatiques en fonction de la température d'évaporation, de la chute de pression à travers le détendeur (qui n'est pas nécessairement égale à la différence entre la pression

de condensation et la pression d'évaporation), du degré de sous-refroidissement du réfrigérant liquide à l'entrée du détendeur, et de la surchauffe d'ouverture (définie ci-après). On notera que les capacités sont déterminées dans des conditions de régime permanent en supposant que c'est seulement du liquide sous-refroidi qui entre dans le détendeur.

La capacité varie généralement suivant la tendance donnée sur la Figure 5.1 – voir aussi ASHRAE (1998). "SS" est la surchauffe statique: niveau de surchauffe à partir duquel le détendeur peut s'ouvrir. "OS" est la surchauffe d'ouverture: elle est telle que la surchauffe totale "SH" (SH = SS + OS) corresponde à la capacité nominale du détendeur. À titre d'illustration, notons que le manufacturier Danfoss fixe pour ses détendeurs thermostatiques de type "TU" une surchauffe statique de 2 à 6 K et une surchauffe d'ouverture de 4 K. La capacité maximale correspondant à la pleine ouverture du détendeur excède habituellement la capacité nominale de 10 à 40 % (ASHRAE 1998).

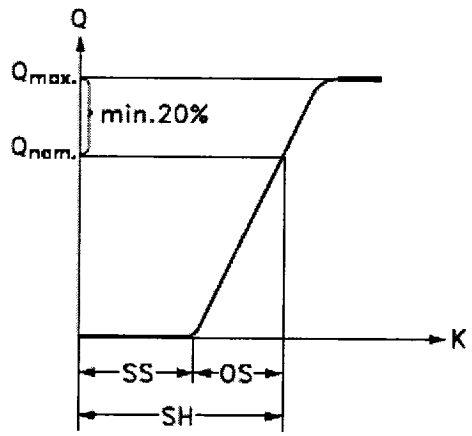


Figure 5.1 : Évolution de la capacité du détendeur thermostatique en fonction du degré de surchauffe (avec la permission de Danfoss)

5.1.2 Localisation du bulbe

Le bulbe est placé sur la canalisation d'aspiration du compresseur près de la sortie de l'évaporateur (Figure 5.2). Le bulbe doit être fixé sur le tube de façon à assurer un bon contact thermique entre les deux parois. Il doit aussi être protégé de la température ambiante.

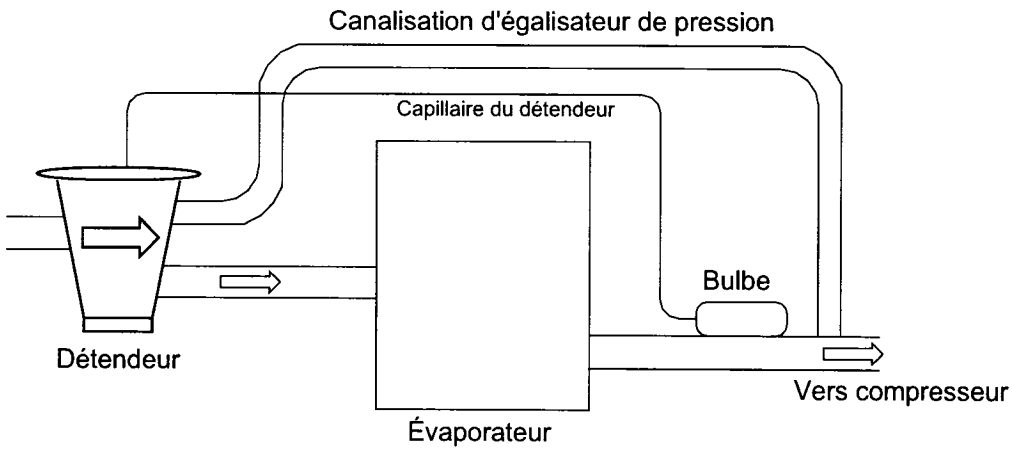


Figure 5.2 : Localisation du bulbe du détendeur thermostatique

Dans certains cas, spécialement pour les canalisations d'aspiration à grands diamètres, il peut être nécessaire d'augmenter la sensibilité du bulbe aux changements affectant le réfrigérant à la sortie de l'évaporateur. Le bulbe peut alors être monté dans un "puits" (voir Figure 5.3). Un tel type d'installation ne devrait pas être nécessaire pour les pompes à chaleur.

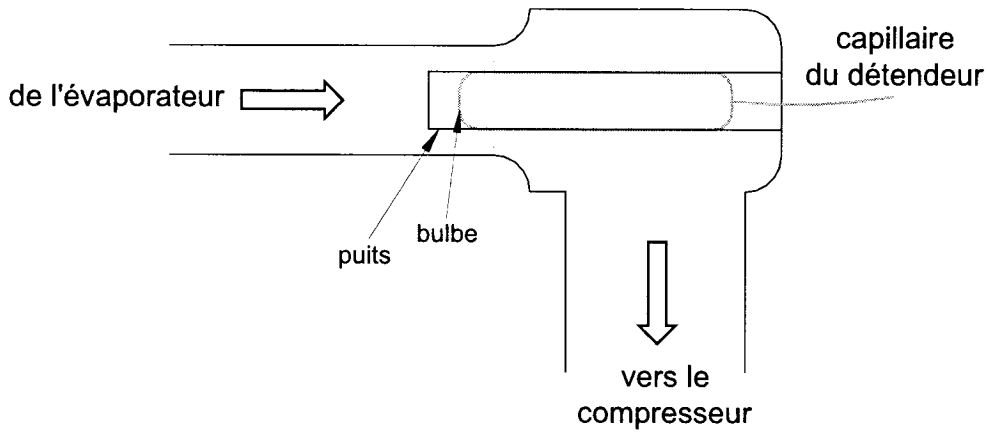


Figure 5.3 : Placement du bulbe dans un "puits" à l'intérieur de la canalisation d'aspiration du compresseur

5.1.3 Égalisateur

La pression correspondant au degré de surchauffe à la sortie de l'évaporateur est transmise à la membrane du détendeur par le bulbe. À cette pression s'opposent la pression statique (fournie par un ressort et correspondant à la surchauffe statique) et la pression à l'évaporateur. Lorsque c'est la pression à l'entrée de l'évaporateur qui est utilisée comme pression à l'évaporateur, on parle d'égalisateur (ou d'égaliseur) interne.

Une égalisation interne rend le dispositif plus simple, mais quand les chutes de pression entre la sortie du détendeur et la sortie de l'évaporateur sont importantes (équivalentes à plus de 1 K de changement dans la température d'évaporation selon ASHRAE (1998)) ou quand un distributeur est utilisé à l'entrée de l'évaporateur, le contrôle du débit de réfrigérant (avec un égalisateur interne) n'est plus efficient. En ce moment, un égalisateur externe est requis. C'est alors la pression à la sortie de l'évaporateur qui est utilisée pour s'opposer à la pression transmise par le bulbe. La Figure 5.2 représente un évaporateur contrôlé par un détendeur à égalisateur externe.

5.1.4 Orifice d'égalisation de pression

Pour les systèmes employant au compresseur un moteur à condensateur auxiliaire permanent (PSC – "Permanent Split-Capacitor") qui a un faible couple de démarrage, une égalisation des pressions au condenseur et à l'évaporateur au démarrage est nécessaire. Certains détendeurs thermostatiques sont équipés d'un orifice spécial qui permet d'assurer l'égalisation des pressions durant l'arrêt du système, comme le ferait un tube capillaire par exemple. L'orifice d'égalisation de pression est à distinguer de l'égalisateur de pression externe décrit plus haut. Deux types d'orifice d'égalisation de pression sont en usage: l'orifice permanent et l'orifice contrôlé par valve.

L'orifice permanent ("bleed port" dans le jargon anglais des manufacturiers) est ouvert en tout temps même quand la valve du détendeur est fermée. Il présente une section de passage relativement petite. Les manufacturiers caractérisent en général le débit qui y passe comme un certain pourcentage du débit nominal du détendeur. Par exemple "10 % d'orifice" signifie que dans les conditions nominales, le débit qui passe par l'orifice permanent représente 10 % du débit total. Comme cet orifice doit être relativement étroit, le temps requis pour arriver à l'égalisation des pressions à l'arrêt est relativement long.

L'orifice contrôlé par valve (Figure 5.4) convient aux systèmes qui nécessitent une rapide égalisation des pressions (par exemple dans les 2 minutes suivant l'arrêt). Le manufacturier Sporlan qui a développé ce type d'orifice l'appelle "Rapid Pressure Balancer". Il présente une plus grande section de passage et, contrairement à l'orifice permanent, ne s'ouvre que durant les périodes d'arrêt du système.

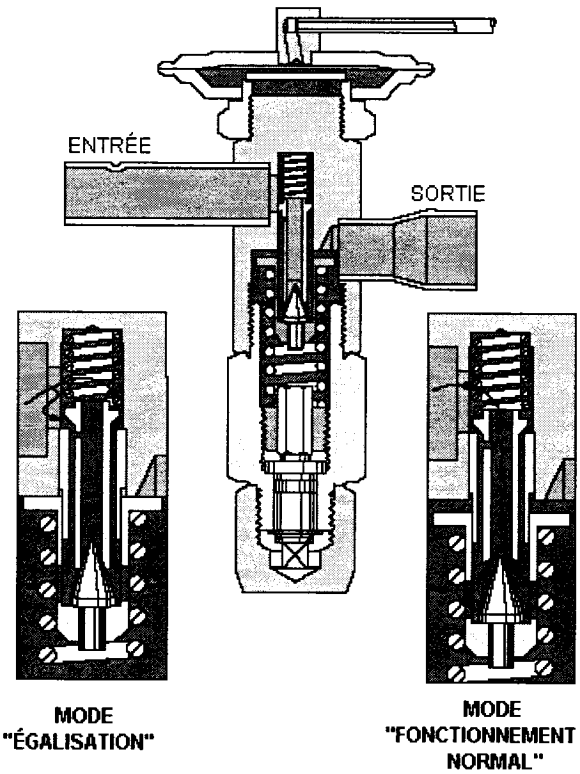


Figure 5.4 : Exemple de détendeur SPORLAN muni d'orifice d'égalisation de pression contrôlé par valve (avec la permission de Sporlan)

Sur la base de la seule considération de l'orifice d'égalisation de pression, on peut subdiviser les détendeurs thermostatiques en 3 types :

1. détendeurs sans orifice d'égalisation de pression;
2. détendeurs avec orifice d'égalisation de pression permanent;
3. détendeurs avec orifice d'égalisation de pression contrôlé par valve.

5.1.5 Charge du bulbe

Il y a cinq principaux types de charge (voir les catalogues des manufacturiers Sporlan, Danfoss, Alco): charge en vapeur, charge en liquide, hétérocharge en liquide,

hétérocharge en vapeur, et charge à adsorption. Ces modes de charge sont décrits dans ASHRAE (1998).

Les types de charge les plus susceptibles d'être rencontrés dans les pompes à chaleur sont probablement la charge en vapeur (même réfrigérant que celui dont est chargé le système) et l'hétérocharge en vapeur (réfrigérant différent).

5.1.6 Pompage

Le pompage ("hunting") d'un détendeur se caractérise par des oscillations rapides affectant celui-ci dans son fonctionnement et se traduisant par une sous-alimentation alternant avec une suralimentation de l'évaporateur. Les oscillations se répercutent sur la pression d'évaporation et le degré de surchauffe.

Une des principales raisons du pompage est le délai dans la réaction du détendeur. Ce délai est dû à l'effet combiné des masses thermiques de l'évaporateur et du détendeur. On comprendra que le détendeur est plus susceptible de "pomper" lorsque le système opère à charge réduite.

Ci-après, nous proposons un modèle dynamique pour le détendeur. Le modèle sera découpé en deux parties: côté BULBE et côté VALVE. Dans le premier cas, l'évolution de l'état thermodynamique du contenu du bulbe sera modélisée. Cet état thermodynamique nous permettra d'avoir une mesure du degré de surchauffe. Du côté "valve", le degré de surchauffe évalué avec le modèle du bulbe sera utilisé, en liaison avec la donnée fournie par l'égalisateur de pression et les caractéristiques des autres composantes du détendeur, pour déterminer le débit de réfrigérant. De plus, l'écoulement à travers l'éventuel orifice d'égalisation de pression sera modélisé.

5.2 État thermodynamique du contenu du bulbe

Le cas, apparemment rare, où le bulbe est monté dans un "puits" (Figure 5.3) n'est pas considéré.

Nous supposons que le détendeur reçoit une charge (simple ou hétéro) en vapeur ou en liquide. Il est aussi supposé que le bulbe est en excellent contact thermique avec le tube sur lequel il est fixé à la sortie de l'évaporateur et qu'il n'échange de la chaleur qu'avec ce tube et son contenu à lui. Faisons enfin l'hypothèse que :

- le contenu du bulbe est à la température uniforme T_{cb} ;
- la paroi du bulbe est à la température uniforme T_{pb} ;
- la température de la paroi du bulbe est égale à la température de la paroi du tube sur lequel il est.

Dans la modélisation, la température de la paroi du tube est connue: c'est une donnée fournie par le modèle de l'échangeur qui tient lieu d'évaporateur. L'équation de conservation d'énergie pour le fluide contenu dans le bulbe est :

$$\rho_{cb} \frac{dh_{cb}}{dt} = \frac{\dot{Q}_b}{V_b} + \frac{dP_{cb}}{dt} \tag{5.1}$$

où :

- ρ_{cb} : masse volumique du fluide (constante) (kg/m^3);
- h_{cb} : enthalpie du fluide (J/kg);
- V_b : volume du bulbe (m^3);
- $\dot{Q}_b$: chaleur échangée entre la paroi du bulbe et le fluide (W);
- P_{cb} : pression du fluide (Pa).

La chaleur échangée entre la paroi du bulbe et le fluide contenu dans le bulbe est :

$$\dot{Q}_b = h_{pcb} A_b \left(T_{pb} - T_{cb} \right) \tag{5.2}$$

où :

- h_{pcb} : coefficient d'échange de chaleur entre la paroi et le contenu du bulbe (W/m^2.K);
- A_b : surface interne du bulbe (m^2) (le bulbe en son intérieur pourrait être approché comme un cylindre de diamètre D_b).

Le coefficient d'échange de chaleur entre la paroi et le contenu du bulbe peut être évalué sur la base de la corrélation suivante (évaporation de la charge du bulbe) (ASHRAE 2001) :

$$\frac{h_{pcb} D_b}{k_{cb}} = 0{,}16 \left[\frac{\beta_{cb} g \left| T_{pb} - T_{cb} \right| D_b^{\,3} \rho_{cb}^{\,2}}{\mu_{cb}^{\,2}} \right]^{1/3} \left(\frac{Cp_{cb} \mu_{cb}}{k_{cb}} \right)^{1/3} \tag{5.3}$$

où (l'indice cb réfère au fluide contenu dans le bulbe) :

- k : conductivité thermique (W/m.K);
- β : coefficient de dilatation thermique (K^{-1});
- μ : viscosité (N.s/m^2);
- Cp : chaleur spécifique (J/kg.K).

Les propriétés sont évaluées pour la phase liquide si le fluide est dans l'état diphasique.

5.3 Débit de réfrigérant

Les phénomènes transitoires qui peuvent se produire ici sont très rapides comparés à ceux affectant le reste du système, les échangeurs notamment. Par conséquent, l'écoulement du réfrigérant dans le détendeur est modélisé en régime permanent. C'est dire que le débit de réfrigérant correspondant aux conditions frontière (pressions du réfrigérant de part et d'autre du détendeur, état thermodynamique du réfrigérant à l'entrée du détendeur, pression à l'évaporateur, pression correspondant à la surchauffe) est obtenu instantanément.

Nous supposerons que nous avons, soit un détendeur sans orifice d'égalisation de pression, soit un détendeur avec orifice d'égalisation de pression permanent. Sur cette base, nous distinguerons deux cas: (1) détendeur ouvert, et (2) détendeur fermé.

5.3.1 Détendeur ouvert

Nous pouvons considérer que dans ce cas, les deux types de détendeur se comportent pareillement. En effet, comme l'orifice d'égalisation de pression doit être de dimensions telles qu'il n'interfère pas sur les conditions de fonctionnement normal, il peut être ignoré.

Nous considérerons d'autre part que lorsque le détendeur est ouvert, c'est seulement du réfrigérant liquide qui s'y admet (c'est normalement le cas).

La Figure 5.5 montre les forces qui agissent sur le pointeau. À l'équilibre, nous avons :

$$F_b = F_R + F_{ev} \tag{5.4}$$

où :

- $F_b = P_b \cdot A_d$: force correspondant à la pression P_b du fluide contenu dans le bulbe (N);
- F_R : force correspondant à la pression P_R du ressort de réglage (N);
- $F_{ev} = P_{ev} \cdot A_d$: force correspondant à la pression P_{ev} de l'évaporateur (N);
- A_d : aire du diaphragme (m^2).

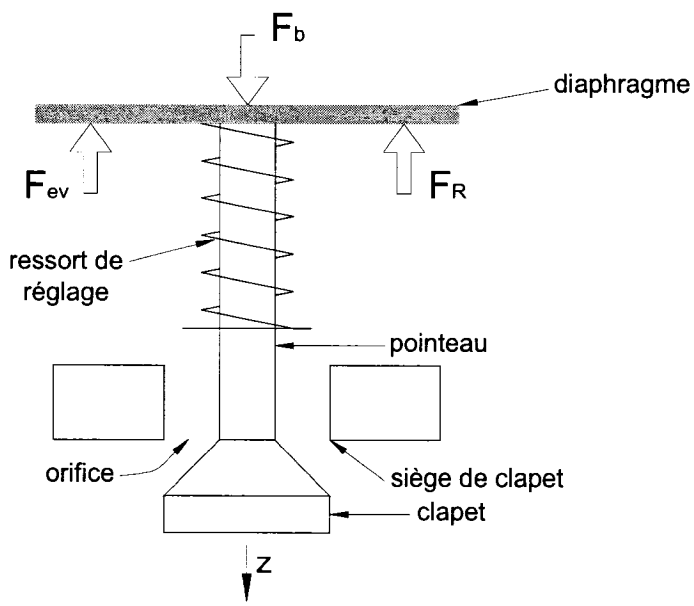


Figure 5.5 : Équilibre des forces dans le détendeur

Le ressort est réglable. Il subit une certaine tension pré-établie que nous noterons F_{R0}. Il vient alors :

$$F_R = F_{R0} + kz \tag{5.5}$$

où :

- k : raideur du ressort (N/m);
- z : déplacement du pointeau (m).

L'équation (5.4) devient alors :

$$F_b = F_{R0} + kz + F_{ev} \tag{5.6}$$

Intégrant l'aire du diaphragme et les pressions, il vient :

$$P_b A_d = F_{R0} + kz + P_{ev} A_d \tag{5.7}$$

Nous pouvons déterminer F_{R0} à partir de cette dernière équation: lorsque le détendeur est sur le point de s'ouvrir (surchauffe statique atteinte), $z = 0$ et on a :

$$F_{R0} = \left(P_{b_{SS}} - P_{ev_{SS}}\right) A_d = \Delta P_{SS} A_d \tag{5.8}$$

où ΔP_{SS} est la pression équivalente fournie par le ressort et correspondant à la surchauffe statique.

L'équation (5.7) nous donne maintenant :

$$kz = \left(P_b - P_{ev} - \Delta P_{SS}\right) A_d \tag{5.9}$$

Le débit de réfrigérant $\dot{m}_r$ (en kg/s) est donné par l'équation d'orifice (rappelons que c'est du liquide qui est supposé entrer au détendeur) :

$$\dot{m}_r = C_1 A_o \sqrt{\rho_{en}\left(P_{en} - P_{st}\right)} = C_1 A_o \sqrt{\rho_{en} \Delta P_{\text{det}}} \tag{5.10}$$

où :

- C_1 : caractéristique de l'orifice;
- A_o : aire de la section d'écoulement (m^2);
- ρ_{en} : masse volumique du réfrigérant à l'entrée du détendeur (kg/m^3);
- P_{st} : pression du réfrigérant à la sortie du détendeur (Pa);
- P_{en} : pression du réfrigérant à l'entrée du détendeur (Pa);
- $\Delta P_{\text{det}} = P_{en} - P_{st}$: chute de pression à travers le détendeur (Pa).

L'aire de la section d'écoulement est liée au déplacement du pointeau: $A_o = f(z)$. James et James (1987) proposent une simple relation de proportionnalité directe entre ces deux variables, soit: $A_o = Kz$. Cependant, la relation actuelle entre les deux variables est plus complexe. Considérons une géométrie d'orifice courante (Figure 5.6).

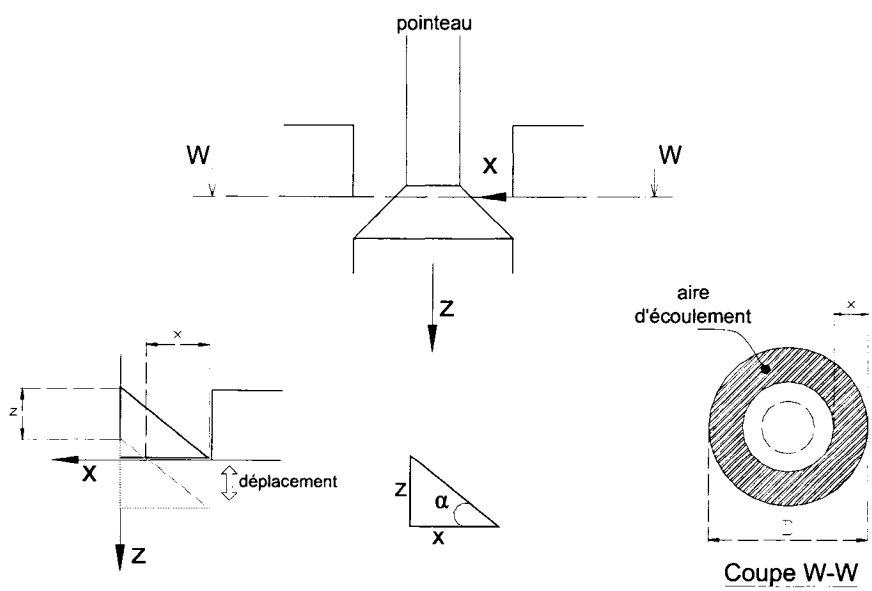


Figure 5.6 : Rapport du déplacement du pointeau du détendeur avec la section d'écoulement

Nous avons :

$$x = z/tg(\alpha) = C_2 z \tag{5.11}$$

$$A_o = \frac{\pi}{4}D^2 - \frac{\pi}{4}(D-2x)^2 = \pi Dx - \pi x^2 = \pi D(C_2 z) - \pi(C_2 z)^2 = C_3 z + C_4 z^2 \tag{5.12}$$

où C_2, C_3, et C_4 sont des constantes.

De l'équation (5.9), nous tirons :

$$z = \frac{A_d}{k}(P_b - P_{ev} - \Delta P_{SS}) = \frac{A_d}{k}\beta = C_5 \beta \tag{5.13}$$

avec :

$$\beta = P_b - P_{ev} - \Delta P_{SS} \tag{5.14}$$

Nous avons ainsi :

$$A_o = C_3 C_5 \beta + C_4 C_5^{\,2} \beta^2 = C_6 \beta + C_7 \beta^2 \tag{5.15}$$

Le débit de réfrigérant est alors :

$$\dot{m}_r = C_1 (C_6 \beta + C_7 \beta^2)\sqrt{\rho_{en} \Delta P_{\text{det}}} \tag{5.16}$$

soit :

$$\dot{m}_r = \left(K_1\beta + K_2\beta^2\right)\sqrt{\rho_{en}\Delta P_{\text{det}}} \tag{5.17}$$

où K_1 et K_2 sont des constantes et β est donné par l'équation (5.14). Lorsque la surchauffe ne dépasse pas SS, $\beta = 0$ (et $\dot{m}_r = 0$). Les constantes K_1 et K_2 peuvent être déterminées en s'appuyant sur les données de performance des manufacturiers. $K_1 > 0$, $K_2 < 0$ et de plus $|K_1| \ll 1$, $|K_2| \ll 1$.

Quand le détendeur est pleinement ouvert, le débit maximal correspondant aux conditions actuelles est enregistré. En cas de pleine ouverture du détendeur, le débit de réfrigérant est donné par :

$$\dot{m}_r = C_{plo}\sqrt{\rho_{en}\Delta P_{\text{det}}} \tag{5.18}$$

où $C_{plo} = C_1(A_0)_{\max}$ est la caractéristique du détendeur (en m^2) dans la condition de pleine ouverture.

Les manufacturiers prévoient un débit maximal qui peut aller de 110 à 140 % du débit nominal (ASHRAE 1998). Nous allons estimer que le débit maximal aux conditions nominales est de pdm % du débit nominal (exemple: $pdm = 140$). La constante C_{plo} peut être déterminée sur cette base (Fu, Ding et Zhang 2003) :

$$C_{plo} = \left[\frac{(pdm/100)\dot{m}_r}{\sqrt{\rho_{en}\Delta P_{\text{det}}}}\right]_{nom.} \tag{5.19}$$

Il faut ici trouver une fonction : $C_{plo} = f\left(\rho_{en}, \Delta P_{\text{det}}\right)$.

Si le débit calculé avec l'équation (5.17) est supérieur à celui donné par l'équation (5.18), c'est cette dernière valeur qui doit être utilisée.

5.3.2 Détendeur fermé

S'il y a présence d'un orifice d'égalisation de pression, le débit ne s'annule pas lorsque le détendeur est fermé. Ce cas correspond à des conditions où le réfrigérant qui passe par le détendeur peut s'y présenter sous forme de liquide sous-refroidi, ou de vapeur surchauffée, ou de mélange diphasique liquide-vapeur.

L'orifice d'égalisation de pression peut être modélisé comme un orifice à tube court. Dans la modélisation, nous avons à gérer quatre cas (Singh, Hrnjak et Bullard 2002) :

1. le fluide entre sous forme liquide et sort sous forme liquide;
2. le fluide entre sous forme liquide et sort sous forme diphasique;
3. le fluide entre sous forme diphasique et sort sous forme diphasique;
4. le fluide entre sous forme de vapeur et sort sous forme de vapeur.

L'écoulement des fluides dans les orifices à tube court est marqué par deux phénomènes majeurs: la métastabilité et la criticité.

Au cours de l'écoulement, le liquide peut se retrouver à une pression qui est inférieure à la pression de saturation correspondant à sa température alors qu'il devrait se vaporiser lorsque sa pression atteint cette dernière. Le liquide se trouve alors dans un état dit métastable; c'est du liquide "surchauffé".

L'autre phénomène est la criticité. On atteint des conditions critiques lorsque la vitesse d'écoulement atteint son maximum. Ce dernier est estimé indépendant de la pression qui règne à l'aval de l'orifice. Rappelons que pour les écoulements monophasiques, les

conditions critiques correspondent au cas où la vitesse d'écoulement atteint la vitesse sonique.

Pour modéliser l'écoulement dans un orifice à tube court, nous avons trois possibilités: les modèles empiriques, les modèles semi-empiriques, et les modèles analytiques. Les modèles empiriques ou semi-empiriques sont purement basés sur la corrélation de données expérimentales. Ils ont l'avantage d'une facile implémentation, mais sont limités à des conditions spécifiques. Un désavantage que ne présentent pas les modèles analytiques. Par contre, ces derniers sont lourds et gourmands en calcul s'ils sont résolus numériquement. Ce qui doit souvent être le cas.

Dans notre revue de la littérature, nous n'avons retrouvé aucun modèle empirique ou semi-empirique capable de nous permettre de gérer nos quatre cas. Il nous faut donc nous appuyer sur un modèle analytique.

Les modèles analytiques peuvent être subdivisés en trois groupes (Kim et O'Neal 1995) : les modèles à écoulement homogène équilibré, les modèles à écoulement homogène congelé, et les modèles à écoulement séparé. Dans le premier cas, on considère que le mélange est homogène (les vitesses des deux phases sont égales) et en équilibre thermodynamique. Dans le second cas, on suppose que le mélange est homogène et qu'aucun transfert de masse ne se produit entre les deux phases (le titre en vapeur reste constant tout au long de l'orifice). Dans les modèles à écoulement séparé, les vitesses des deux phases sont différentes et on prend en compte les transferts de masse, de quantité de mouvement et d'énergie entre les deux phases.

Les modèles à écoulement homogène équilibré ne sont pas convenables pour l'analyse de l'écoulement dans les orifices à tube court (Wallis 1980). Les modèles à écoulement

homogène congelé sont limités aux bas titres (Richter 1983). Au vu des quatre cas que nous avons à gérer, seul un modèle à écoulement séparé peut convenir.

Nous allons nous appuyer sur le modèle de Richter (1983) qui est à écoulement séparé. Ce modèle fut développé pour le mélange eau - vapeur d'eau. Récemment, Yang et Zhang (2005) ont essayé d'en étudier l'applicabilité sur l'écoulement des réfrigérants. Cependant, notre approche est différente de la leur. Pour déterminer le taux de vide, Yang et Zhang utilisent l'équation de conservation de la quantité de mouvement pour la phase vapeur avec une corrélation pour la force de friction interfaciale. Nous, nous utilisons une corrélation donnant directement le taux de vide. Cette approche, ainsi que le révèlent nos essais numériques, produit une solution numérique plus stable et plus rapide, tout en étant aussi précise.

Les hypothèses suivantes sont considérées :

- l'écoulement est unidimensionnel et en régime permanent;
- la section d'écoulement est constante;
- des conditions adiabatiques prévalent;
- l'effet de la gravité est négligeable;
- la vapeur n'a pratiquement aucun contact avec la paroi de l'orifice, si bien que la force frictionnelle entre ces deux est négligée. Les chutes de pression par frottement sont toutes liées à la phase liquide.

Équations gouvernantes

Équation de conservation de la masse pour la phase liquide

$$\frac{d\left[(1-\alpha)\rho_l u_l\right]}{dz} = \Gamma_l \tag{5.20}$$

Équation de conservation de la masse pour la phase vapeur

$$\frac{d(\alpha\rho_v u_v)}{dz} = \Gamma_v \tag{5.21}$$

Équation de conservation de la quantité de mouvement pour le mélange

$$(1-\alpha)\rho_l u_l \frac{du_l}{dz} + \alpha\rho_v u_v \frac{du_v}{dz} = -\frac{dP}{dz} - F_{pl} + (u_v - u_l)\Gamma_l \tag{5.22}$$

Équation de conservation de l'énergie pour le mélange

$$\left[(h_v - h_l) + \frac{1}{2}(u_v^2 - u_l^2)\right]\frac{dx}{dz} + x\left(\frac{dh_v}{dz} + u_v\frac{du_v}{dz}\right) + (1-x)\left(\frac{dh_l}{dz} + u_l\frac{du_l}{dz}\right) = 0 \tag{5.23}$$

Transfert d'énergie interphase

$$h_i \frac{A_i}{dz}(T_l - T_v) = GA(h_v - h_l)\frac{dx}{dz} + xGA\frac{dh_v}{dz} \tag{5.24}$$

De plus, nous avons :

$$u_v = \frac{Gx}{\rho_v \alpha} \tag{5.25}$$

$$u_l = \frac{G(1-x)}{\rho_l(1-\alpha)} \tag{5.26}$$

Un certain degré de surchauffe du liquide est nécessaire avant que l'évaporation ne commence, et dans bien des cas, une certaine surchauffe demeure dans le liquide sur une bonne partie de l'orifice. Le terme de gauche dans l'équation (5.24) est l'énergie

transférée du liquide vers la phase vapeur par conduction et convection. Le premier terme de droite est l'énergie nécessaire à l'évaporation, sur la longueur dz, d'une certaine fraction massique dx du mélange. Le second terme de droite est le changement d'enthalpie de la vapeur associé au changement de température et de pression. Il est supposé que la vapeur demeure à la température de saturation.

Dans ces équations de conservation, où l'indice "l" est pour la phase liquide, et l'indice "v" pour la phase vapeur, la notation est la suivante :

- z : direction d'écoulement;
- α : taux de vide;
- ρ : masse volumique (kg/m^3);
- u : vitesse (m/s);
- Γ : taux volumique de transfert interphase de masse (kg/m^3.s);
- P : pression (Pa);
- F_{pl} : force volumique de friction entre la paroi et la phase liquide (N/m^3);
- h : enthalpie massique (J/kg);
- h_i : coefficient de transfert de chaleur interfacial entre la phase liquide et la phase vapeur (W/m^2.K);
- A_i : aire interfaciale (m^2);
- T : température (°C);
- x : titre du mélange diphasique;
- $G = \rho u$: flux massique (kg/m^2.s);
- $A = \pi D^2/4$: section de l'orifice (en m^2) où D (en m) est le diamètre interne de l'orifice.

Le taux de vide est estimé selon le modèle de Hughmark (1962). Cette corrélation a été développée pour le régime d'écoulement à bulles et on a trouvé qu'elle s'adapte aussi

bien aux autres régimes d'écoulement (Rice 1987; Collier et Thome 1996). Elle convient bien au présent cas. Le modèle de Hughmark est le suivant :

$$\alpha = \frac{K_H}{1+\left(\frac{1-x}{x}\right)\frac{\rho_v}{\rho_l}} = K_H \beta \tag{5.27}$$

$$K_H = f(Z) \tag{5.28}$$

$$Z = \frac{\mathrm{Re}_\alpha^{1/6} Fr^{1/8}}{y_L^{1/4}} \tag{5.29}$$

$$\mathrm{Re}_\alpha = \frac{DG}{\mu_l + \alpha(\mu_v - \mu_l)} \tag{5.30}$$

$$Fr = \frac{1}{gD}\left(\frac{Gx}{\beta \rho_v}\right)^2 \tag{5.31}$$

$$y_L = 1 - \beta \tag{5.32}$$

Dans ces équations, μ est la viscosité (kg/m.s). K_H est donné en fonction de Z dans le Tableau 5.1 :

Tableau 5.1 : Paramètre K de Hughmark

Z	1,3	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	15,0	20,0	40,0	70,0	130
K	0,185	0,225	0,325	0,49	0,605	0,675	0,72	0,767	0,78	0,808	0,83	0,88	0,93	0,98

Ces données peuvent être corrélées comme suit :

$$K_H = \frac{-0{,}0448 + 0{,}1366Z + 0{,}0219Z^2 - 4{,}0198.10^{-3}Z^3 - 1{,}0839.10^{-4}Z^4 + 1{,}3274.10^{-5}Z^5}{1 - 0{,}1897Z + 0{,}0816Z^2 - 9{,}6575.10^{-3}Z^3 + 8{,}2592.10^{-5}Z^4 + 1{,}2362.10^{-5}Z^5} \tag{5.33}$$

Corrélations empiriques

L'écoulement diphasique est divisé en trois régimes suivant la valeur du taux de vide (Richter 1983) : écoulement à bulles, écoulement de transition, écoulement annulaire. La première transition est supposée se produire à $\alpha_b = 0,3$ et la seconde, à $\alpha_a = 0,8$ (Richter 1983).

La force volumique de friction entre la paroi et la phase liquide vaut :

$$F_{pl} = \phi_{lo}^2 \frac{2 f_{lo} G^2}{D \rho_l} \tag{5.34}$$

où :

- f_{lo} est évalué selon l'équation de Blasius: $f_{lo} = 0,079 \left(GD/\mu_l \right)^{-0,25}$ où μ est la viscosité (en N.s/m^2);
- ϕ_{lo}^2 est évalué selon une corrélation de Martinelli (Collier et Thome 1996).

Cette corrélation est la suivante :

$$\phi_{lo}^2 = \frac{(1-x)^{1,75}}{(1-\alpha)^2} \tag{5.35}$$

Considérons maintenant les bulles. Il est supposé que pour chaque bulle, l'équilibre prévaut entre l'intérieur et l'extérieur de la bulle avant le début de la croissance. La surchauffe initiale du liquide peut être évaluée de la façon suivante, en considérant que

la différence de pression ΔP correspondant à cette surchauffe vaut (Munson, Young et Okiishi 2002) :

$$\Delta P = \frac{4\sigma}{d_0} \tag{5.36}$$

Puisque :

$$\frac{\Delta P}{\Delta T} = \frac{s_v - s_l}{v_v - v_l} \tag{5.37}$$

alors :

$$\Delta T = T_l - T_{sat} = \frac{4\sigma(v_v - v_l)}{d_0(s_v - s_l)} \tag{5.38}$$

où :

- σ : tension superficielle (N/m);
- v : volume massique (m^3/kg);
- d_0 : diamètre initial de bulle, supposé égal à $2{,}5.10^{-5}$ m (Richter 1983);
- s : entropie massique (J/kg.K).

L'enthalpie du liquide surchauffé vaut :

$$h_{lsc} = h_{lsat} + Cp_l \Delta T \tag{5.39}$$

où:

- h_{lsat} : enthalpie massique du liquide saturé (J/kg);
- Cp : chaleur spécifique (J/kg.K).

Pour le régime d'écoulement à bulles, l'aire interfaciale A_i et le coefficient de transfert de chaleur interfacial h_i sont calculés comme suit (l'interférence entre les bulles dans le transfert de chaleur n'est pas considérée) (Richter 1983) :

$$A_{ib} = (Adz) N\pi d^2 = (Adz)\sqrt[3]{36N\pi\alpha^2} \text{ avec } \alpha = N\pi d^3/6 \tag{5.40}$$

$$h_{ib} = \frac{k_l}{d}\left(2 + 0,6\,\mathrm{Re}_b^{1/2}\,\mathrm{Pr}_l^{1/3}\right) \tag{5.41}$$

où :

- Adz : élément de volume (m^3);
- N : nombre de bulles par unité de volume (m^{-3});
- d : diamètre de bulle (m);
- k : conductivité thermique (W/m.K);
- $\mathrm{Re}_b = \rho_l d(u_v - u_l)/\mu_l$: nombre de Reynolds;
- $\mathrm{Pr}_l = Cp_l\mu_l/k_l$: nombre de Prandtl pour la phase liquide.

Richter recommande de considérer $N = \text{constante} = 10^{11} m^{-3}$; cependant, selon nos essais numériques, une valeur de $N = 5.10^{11}$ est plus appropriée pour les réfrigérants, tout au moins pour le R-22.

Pour le régime d'écoulement annulaire, nous avons :

$$A_{ia} = (Adz)\frac{4\sqrt{\alpha}}{D} = (\pi D\, dz)\sqrt{\alpha} \tag{5.42}$$

$$h = 0{,}5 C_{fi} \rho_l Cp_l (u_v - u_l)\,\mathrm{Pr}_l^{-2/3} \tag{5.43}$$

$$h_{ia} = \frac{(h_{ib})_{\alpha_b}}{(h)_{\alpha_b}} h \tag{5.44}$$

où $C_{fi} = 0{,}005\left[1 + 75(1-\alpha)\right]$ est un coefficient de frottement interfacial.

Pour le régime d'écoulement de transition, A_i et h_i sont calculés par interpolation comme suit :

$$A_{it} = A_{ib} + (\alpha - \alpha_b)\frac{A_{ib} - A_{ia}}{\alpha_b - \alpha_a} \tag{5.45}$$

$$h_{it} = \frac{(h_{ib})_{\alpha_b}}{(h)_{\alpha_b}} h \tag{5.46}$$

Correction à l'entrée

À l'entrée de l'orifice, il y a une contraction soudaine dans la section d'écoulement (voir Figure 5.7). Le fluide est accéléré. L'énergie de pression est convertie majoritairement en énergie cinétique. La chute de pression qui en découle peut être évaluée de la façon suivante en considérant un écoulement homogène sans changement de phase (x = constant) (Collier et Thome 1996) :

$$\Delta P_{en} = \frac{G^2}{2\rho_l}\left[\left(\frac{1}{C_c} - 1\right)^2 + \left(1 - R^2\right)\right]\left[1 + \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v}\right)x\right] \tag{5.47}$$

où :

- $R = A/A_{am}$: rapport de la section de l'orifice sur la section d'écoulement amont ($R < 1$);
- $C_c = f(R)$: coefficient de contraction.

Il est supposé que la conversion de pression statique en pression dynamique se produit sur la distance infinitésimale correspondant à l'entrée de l'orifice. Yang et Zhang (2005) proposent, à partir des données tabulaires fournies dans Collier et Thome :

$$C_c = 0,544R^3 - 0,242R^2 + 0,111R + 0,585 \tag{5.48}$$

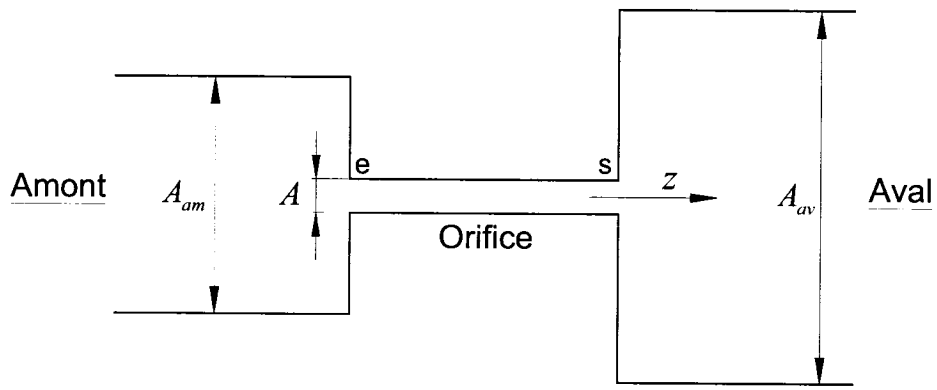


Figure 5.7 : Géométrie de l'orifice à tube court

Correction à la sortie en cas de débit non critique

À la sortie, nous avons un élargissement soudain de la section d'écoulement. L'énergie cinétique décroît. Une fraction de cette décroissance se transforme en augmentation de pression, et le reste, en chaleur. En considérant un écoulement homogène sans changement de phase, nous avons d'après Collier et Thome (1996) :

$$P_{av} = P_s + \frac{G^2}{\rho_l} R(1-R)(1-x)^2 \left[1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}\right] \tag{5.49}$$

où :

- $R = A/A_{av}$: rapport de la section de l'orifice sur la section d'écoulement aval ($R < 1$);
- $C = \left[1 - 0{,}5(\rho_{vl}/\rho_l)^{0{,}5}\right]\left[(\rho_v/\rho_l)^{0{,}5} + (\rho_l/\rho_v)^{0{,}5}\right]$
- $\rho_{vl} = \rho_l - \rho_v$
- $X^2 = \left[(1-x)/x\right]^2 (\rho_v/\rho_l)$

Si $x = 0$ (liquide), alors :

$$P_{av} = P_s + \frac{G^2 R(1-R)}{\rho_l} \tag{5.50}$$

Si $x = 1$ (vapeur), alors :

$$P_{av} = P_s + \frac{G^2 R(1-R)}{\rho_v} \tag{5.51}$$

Longueur de la région liquide

La densité peut être supposée constante. La vitesse, l'enthalpie et la température du liquide sont alors aussi constantes (selon les équations de conservation). La longueur de la région liquide s'obtient alors à partir des équations gouvernantes :

$$L_{liq} = \frac{\Delta P_{liq}}{F_{pl}} \tag{5.52}$$

où :

- $F_{pl} = 2 f_{lo} G^2 / \rho_l D$
- ΔP_{liq} est la chute de pression totale dans les zones de liquide sous-refroidi et de liquide surchauffé. Pour la zone de liquide sous-refroidi, ΔP est la différence entre la pression à l'entrée de l'orifice et la pression de saturation correspondant à la température actuelle du fluide. Pour la zone de liquide surchauffé, ΔP est la différence entre la pression de saturation correspondant à la température du liquide et la pression au point d'évaporation (déterminé en considérant la surchauffe initiale).

Cas de vapeur à l'entrée de l'orifice

C'est le cas numéro 4: le fluide entre sous forme de vapeur et sort sous forme de vapeur. Dans cette situation, les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont respectivement :

$$\rho u = \text{constante} \tag{5.53}$$

$$\rho u \frac{du}{dz} = -\frac{dP}{dz} - F_{pv} \tag{5.54}$$

$$\frac{dh}{dz} + u \frac{du}{dz} = 0 \tag{5.55}$$

avec $F_{pv} = 2 f G^2 / D \rho$ et $f = 0{,}079 [GD/\mu]^{-0.25}$.

5.4 Résolution numérique

5.4.1 État du contenu du bulbe

L'équation de conservation d'énergie donnant l'enthalpie du fluide contenu dans le bulbe est discrétisée ainsi :

$$h_{cb} = \frac{1}{\rho_{cb}} \left[\frac{\dot{Q}_b}{V_b} \Delta t + \left(P_{cb} - P_{cb}^{\,0} \right) \right] + h_{cb}^{\,0} \tag{5.56}$$

où l'exposant " ^{0} " qualifie les valeurs évaluées au début du pas de temps Δt.

Des itérations sont nécessaires pour pouvoir déterminer l'état thermodynamique du fluide puisqu'en effet, la pression dépend de l'enthalpie (la masse volumique est constante et connue) et que l'enthalpie dépend de la température qui elle dépend de la pression. Pour résoudre l'équation (5.56), le procédé suivant est utilisé :

1. supposer la pression du fluide (et sa température);
2. évaluer les propriétés du fluide;
3. déterminer le coefficient d'échange de chaleur entre le fluide et la paroi;
4. calculer l'enthalpie suivant l'équation (5.56);
5. déterminer la pression (et la température) en fonction de l'enthalpie et de la masse volumique;
6. tester la convergence sur la pression;
7. s'il n'y a pas de convergence, prendre la nouvelle valeur de la pression (et de la température) et retourner à l'étape 2.

5.4.2 Débit de réfrigérant – détendeur ouvert

La pression correspondant à la surchauffe statique peut être déterminée sur la base du point nominal du manufacturier. On utilise l'équation (5.17) pour déterminer les constantes K_1 et K_2 en s'appuyant sur les données des manufacturiers ou sur des données expérimentales et en minimisant la fonction d'erreur ci-après qui est la somme des carrés des écarts relatifs entre le débit donné dans les catalogues (ou suite aux expérimentations) et celui donné par l'équation (5.17) :

$$Err = \sum_{i=1}^{N} \left(\frac{\dot{m}_{cat} - \dot{m}_r}{\dot{m}_{cat}} \right)^2 \tag{5.57}$$

Il s'agit d'abord d'établir un tableau du débit en fonction de β, ρ_{en} et ΔP_{det}. Ensuite, on se base sur l'algorithme suivant (voir Figure 5.8) :

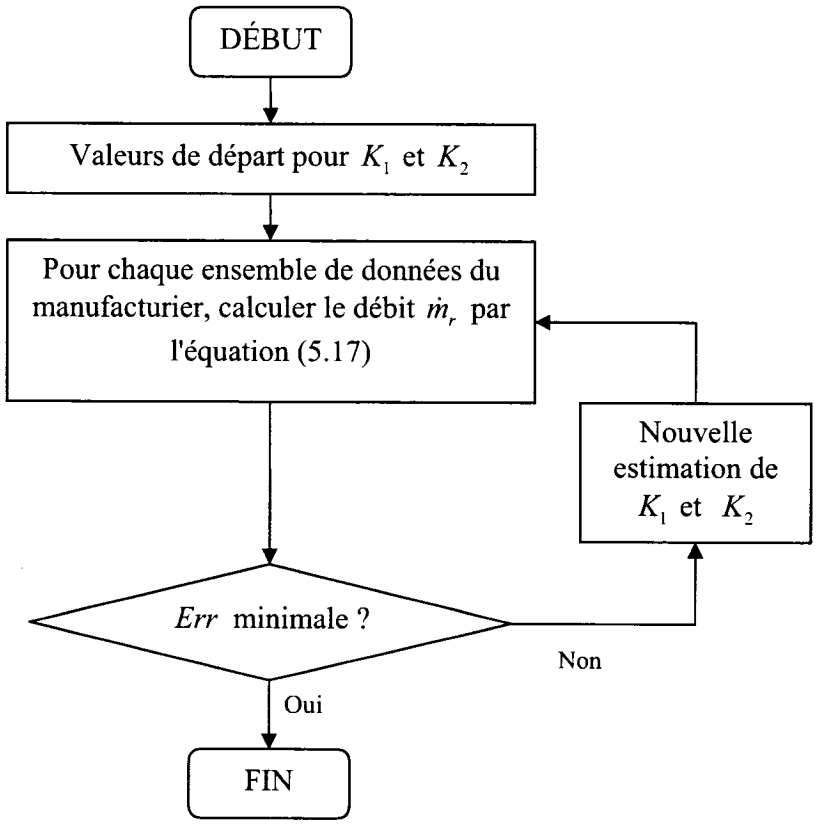


Figure 5.8 : Détermination des constantes K1 et K2 par un algorithme d'optimisation

La tâche d'optimisation (de minimisation) peut être confiée à un solutionneur mathématique tel que EES (Klein 2005).

5.4.3 Débit de réfrigérant – détendeur fermé : liquide ou diphasique à l'amont

Les équations gouvernantes sont discrétisées en utilisant la méthode des volumes finis avec un schéma de cellule donneuse (par exemple: $h_i = h_j$, $u_i = u_j$) (voir Figure 5.9).

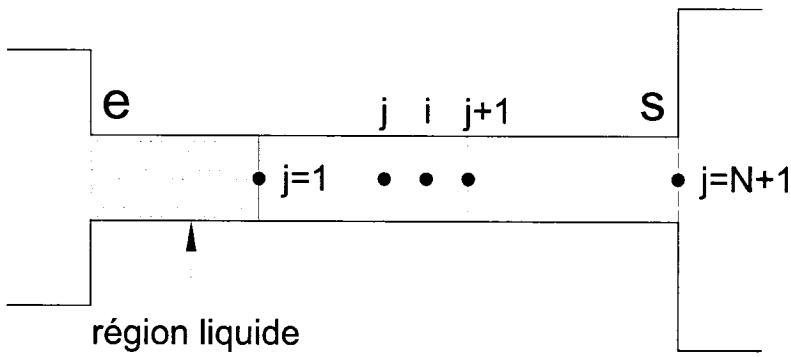


Figure 5.9 : Décomposition de l'orifice en volumes de contrôle

$$\alpha_{j+1}\rho_{v,j+1}u_{v,j+1} - \alpha_j\rho_{v,j}u_{v,j} = \Gamma_v \Delta z \tag{5.58}$$

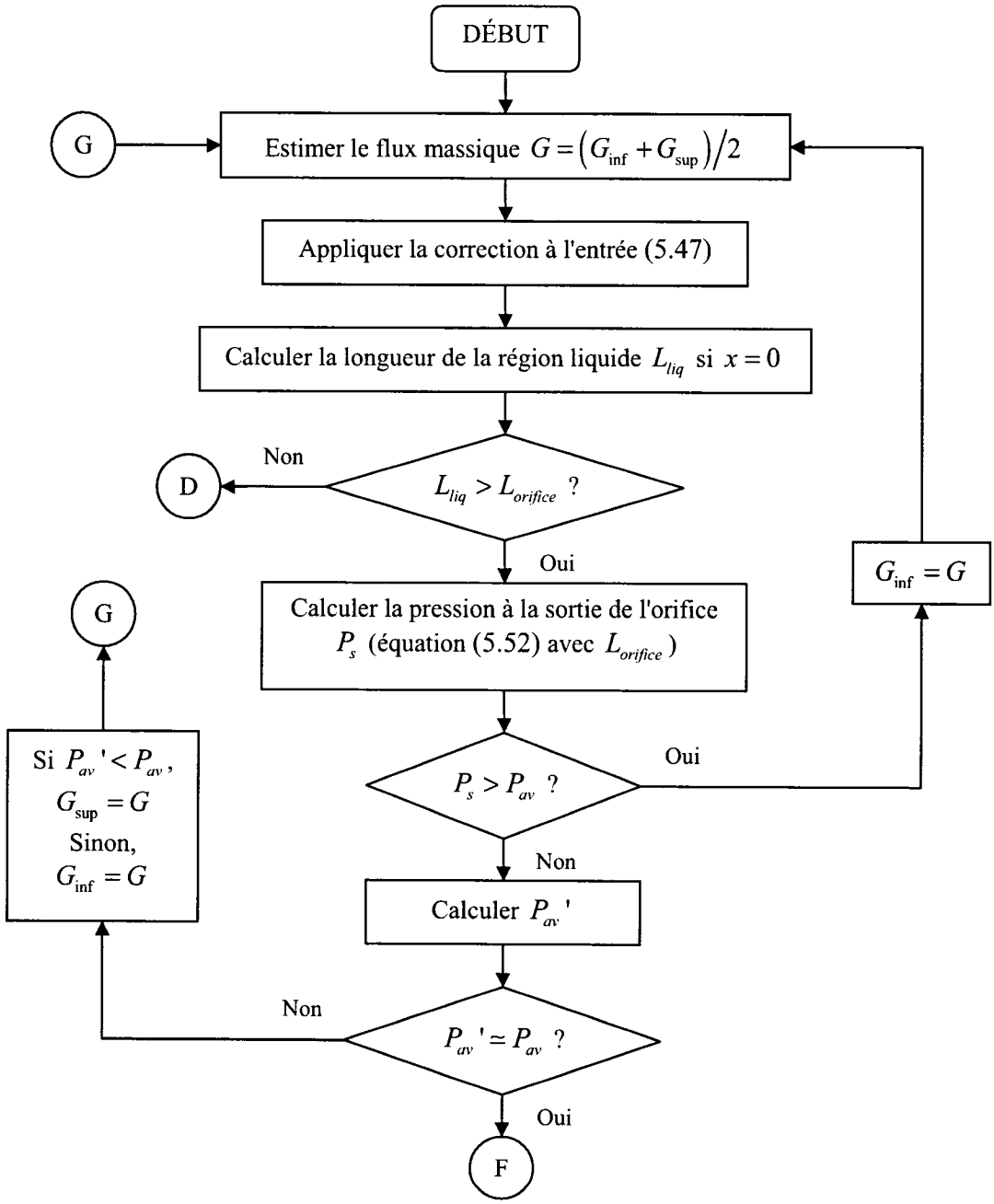
$$(1-\alpha_{j+1})\rho_{l,j+1}u_{l,j+1} - (1-\alpha_j)\rho_{l,j}u_{l,j} = \Gamma_l \Delta z \tag{5.59}$$

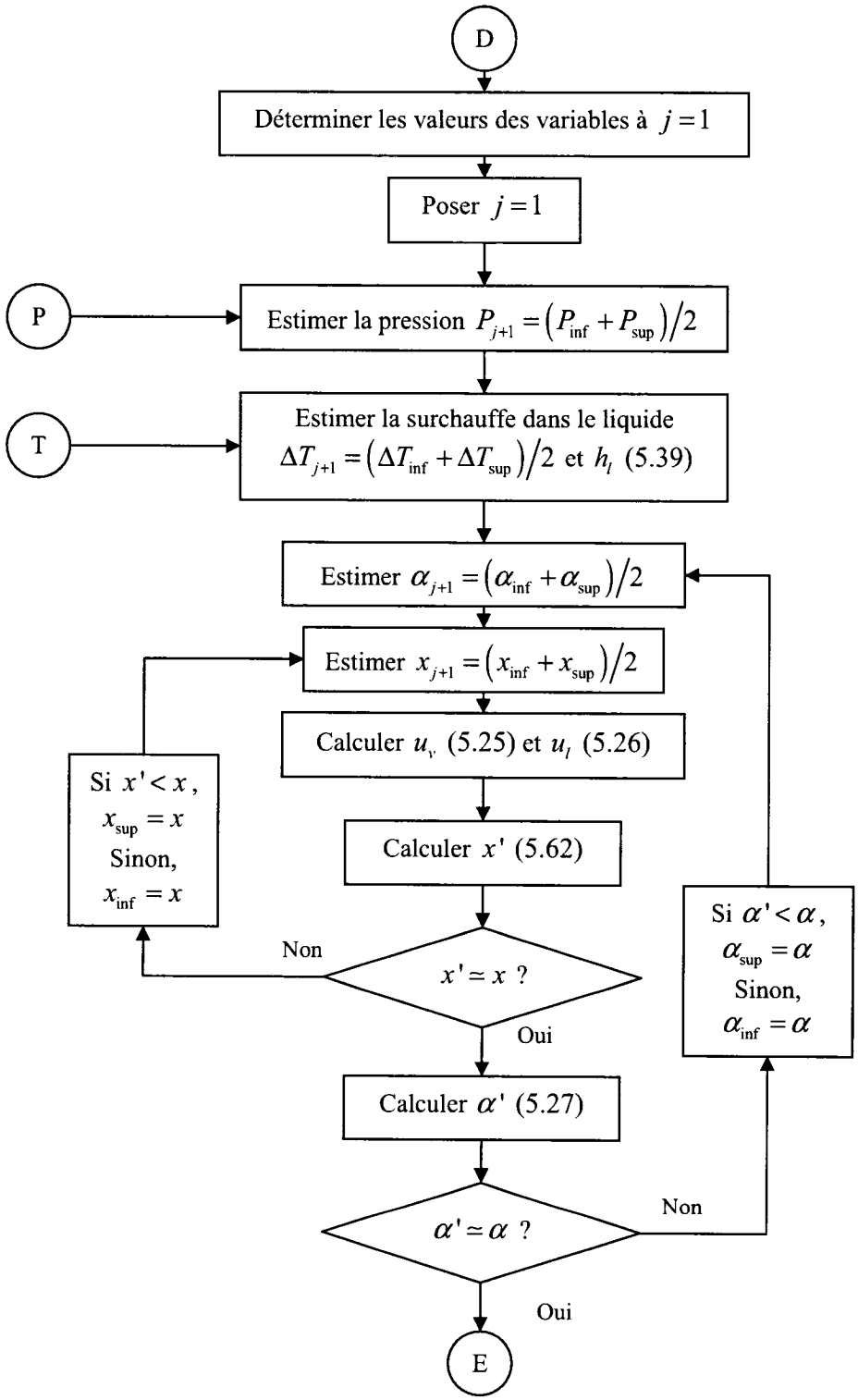
$$\left(1-\frac{\alpha_j+\alpha_{j+1}}{2}\right)\left(\frac{\rho_{l,j}+\rho_{l,j+1}}{2}\right)\left(\frac{u^2_{l,j+1}-u^2_{l,j}}{2}\right)+$$
$$\frac{\alpha_j+\alpha_{j+1}}{2}\left(\frac{\rho_{v,j}+\rho_{v,j+1}}{2}\right)\left(\frac{u^2_{v,j+1}-u^2_{v,j}}{2}\right)= \tag{5.60}$$
$$-(P_{j+1}-P_j) - F_{pl}\Delta z + \left(\frac{u_{v,j}+u_{v,j+1}}{2}-\frac{u_{l,j}+u_{l,j+1}}{2}\right)\Gamma_l \Delta z$$

$$\left\{\left(\frac{h_{v,j}+h_{v,j+1}}{2}-\frac{h_{l,j}+h_{l,j+1}}{2}\right)+\frac{1}{2}\left[\left(\frac{u_{v,j}+u_{v,j+1}}{2}\right)^2-\left(\frac{u_{l,j}+u_{l,j+1}}{2}\right)^2\right]\right\}(x_{j+1}-x_j)$$
$$+\frac{x_j+x_{j+1}}{2}\left[(h_{v,j+1}-h_{v,j})+\frac{u^2_{v,j+1}-u^2_{v,j}}{2}\right] \tag{5.61}$$
$$+\left(1-\frac{x_j+x_{j+1}}{2}\right)\left[(h_{l,j+1}-h_{l,j})+\frac{u^2_{l,j+1}-u^2_{l,j}}{2}\right]=0$$

$$h_i\left(\frac{T_{l,j}+T_{l,j+1}}{2}-\frac{T_{v,j}+T_{v,j+1}}{2}\right)\frac{A_i}{GA}=(x_{j+1}-x_j)\left(\frac{h_{v,j}+h_{v,j+1}}{2}-\frac{h_{l,j}+h_{l,j+1}}{2}\right) \tag{5.62}$$
$$+\frac{x_j+x_{j+1}}{2}(h_{v,j+1}-h_{v,j})$$

La procédure de résolution est donnée par l'algorithme suivant (Figure 5.10). Les données fournies sont: le diamètre et la longueur de l'orifice, la pression et l'enthalpie (ou la densité ou la température) amonts, la pression aval, les aires des sections amont et aval. Dans le maillage, N points sont considérés. Une pression minimale P_{MIN} est fixée de telle sorte qu'elle soit inférieure à la plus petite pression possible dans le système. Tout débit qui fait chuter la pression à une valeur inférieure à P_{MIN} est alors considérée comme un débit supérieur au débit critique.


DÉBUT
G
Estimer le flux massique $G=\left(G_{\text{inf}}+G_{\text{sup}}\right)/2$
Appliquer la correction à l'entrée (5.47)
Calculer la longueur de la région liquide L_{liq} si $x=0$
Non
D
$L_{liq} > L_{orifice}$?
Oui
Calculer la pression à la sortie de l'orifice P_s (équation (5.52) avec $L_{orifice}$)
$G_{\text{inf}} = G$
G
Si $P_{av}' < P_{av}$, $G_{\text{sup}} = G$ Sinon, $G_{\text{inf}} = G$
$P_s > P_{av}$?
Oui
Non
Calculer P_{av}'
Non
$P_{av}' \simeq P_{av}$?
Oui
F


D
Déterminer les valeurs des variables à $j=1$
Poser $j=1$
P
Estimer la pression $P_{j+1}=\left(P_{\inf}+P_{\sup}\right)/2$
T
Estimer la surchauffe dans le liquide
$\Delta T_{j+1}=\left(\Delta T_{\inf}+\Delta T_{\sup}\right)/2$ et h_l (5.39)
Estimer $\alpha_{j+1}=\left(\alpha_{\inf}+\alpha_{\sup}\right)/2$
Estimer $x_{j+1}=\left(x_{\inf}+x_{\sup}\right)/2$
Calculer u_v (5.25) et u_l (5.26)
Calculer x' (5.62)
$x' \simeq x$?
Non
Si $x'<x$, $x_{\sup}=x$ Sinon, $x_{\inf}=x$
Oui
Calculer α' (5.27)
$\alpha' \simeq \alpha$?
Non
Si $\alpha'<\alpha$, $\alpha_{\sup}=\alpha$ Sinon, $\alpha_{\inf}=\alpha$
Oui
E

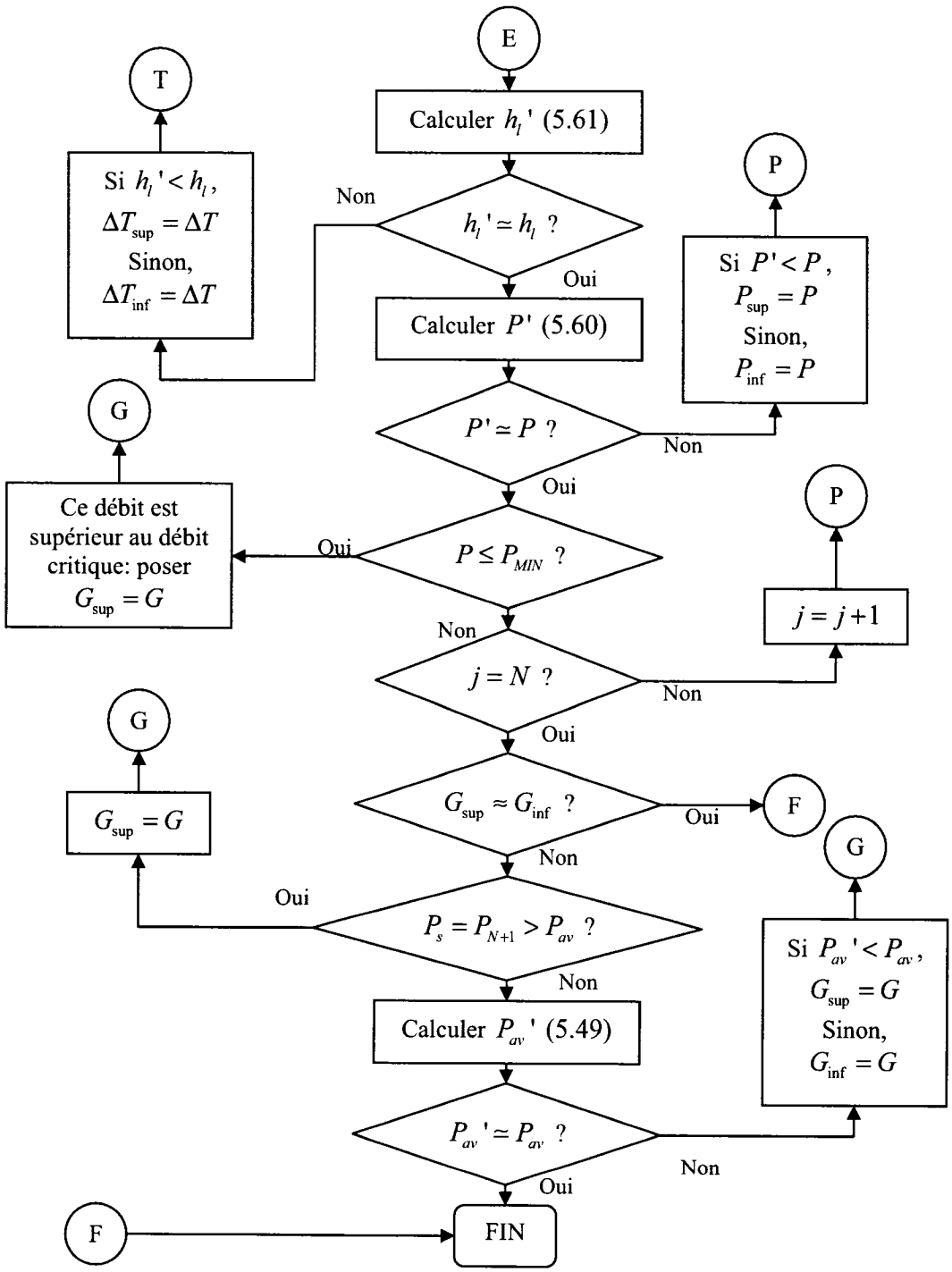


Figure 5.10 : Algorithme de résolution du modèle d'orifice à tube avec du liquide sous-refroidi ou un mélange diphasique à l'amont

Nous avons testé ce modèle avec les données expérimentales de Singh et al. (2002). Ces auteurs présentent des points expérimentaux correspondants à des conditions à l'amont allant du liquide sous-refroidi à la vapeur saturée, pour diverses dimensions de tube (diamètre et longueur) et diverses pressions à l'amont et à l'aval. Les points utilisés dans le présent test comprennent 591 points qui correspondent à du liquide sous-refroidi à l'amont et 306 correspondant à du mélange diphasique (titre jusqu'à 0,99) à l'amont. Le fluide est le réfrigérant R-134a. La Figure 5.11 présente les résultats: 95 % des points sont prédits à ±20 %. Ces résultats sont similaires à ceux trouvés par Yang et Zhang (2005).

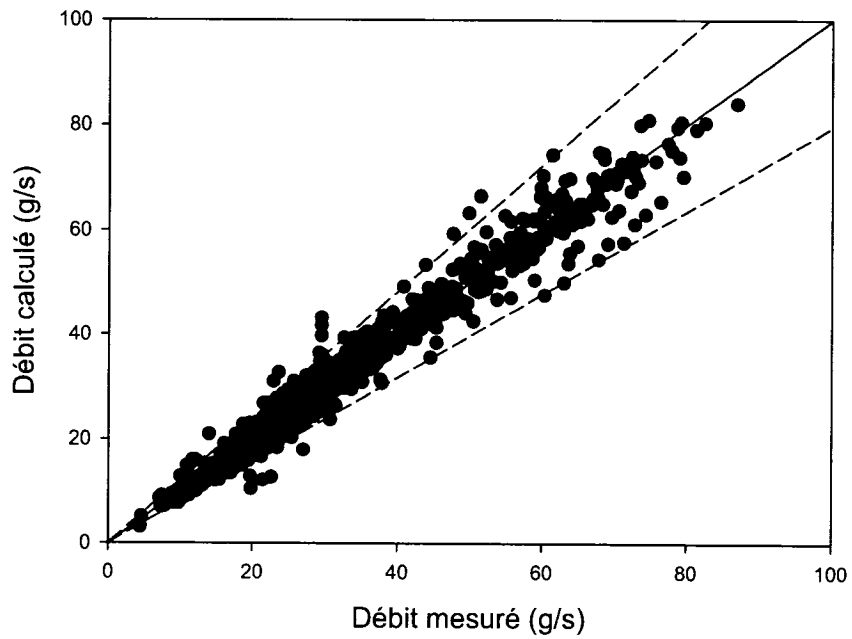


Figure 5.11 : Test du modèle d'orifice à tube pour des conditions de liquide sous-refroidi ou de mélange diphasique à l'amont du tube

5.4.4 Débit de réfrigérant – détendeur fermé : vapeur à l'amont

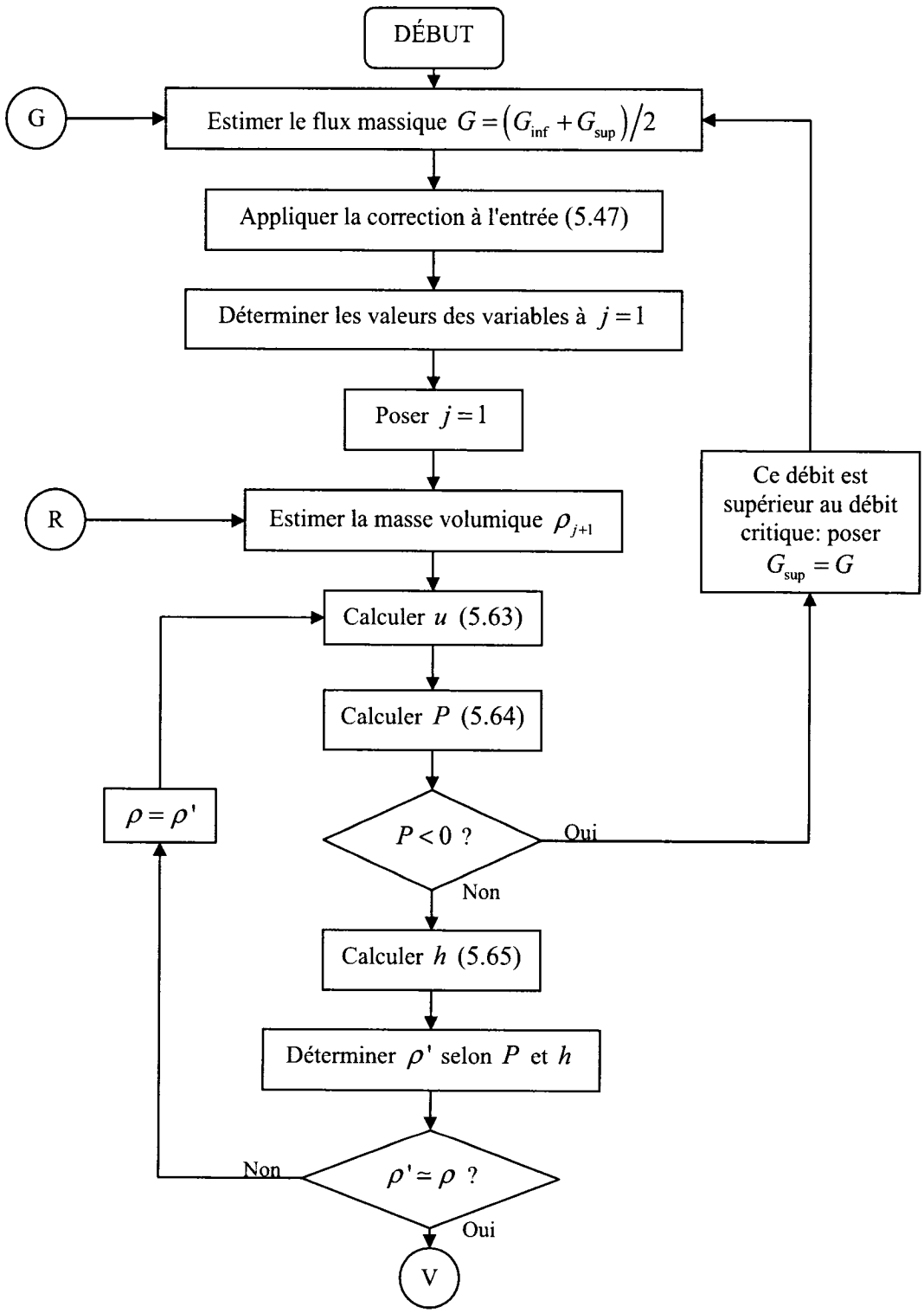
Les équations discrétisées deviennent :

$$\rho_{j+1}u_{j+1} = \rho_j u_j = G \tag{5.63}$$

$$\left(\frac{\rho_j + \rho_{j+1}}{2}\right)\left(\frac{u_{j+1}^2 - u_j^2}{2}\right) = -\left(P_{j+1} - P_j\right) - F_{pv}\Delta z \tag{5.64}$$

$$h_{j+1} - h_j + \frac{u_{j+1}^2 - u_j^2}{2} = 0 \tag{5.65}$$

La procédure de résolution est donnée par l'algorithme ci-après (Figure 5.12).


DÉBUT
G
Estimer le flux massique $G=(G_{inf}+G_{sup})/2$
Appliquer la correction à l'entrée (5.47)
Déterminer les valeurs des variables à $j=1$
Poser $j=1$
R
Estimer la masse volumique ρ_{j+1}
Calculer u (5.63)
Calculer P (5.64)
$P<0$?
Oui
Non
Ce débit est supérieur au débit critique: poser $G_{sup}=G$
Calculer h (5.65)
Déterminer ρ' selon P et h
$\rho'\simeq\rho$?
Non
Oui
$\rho=\rho'$
V

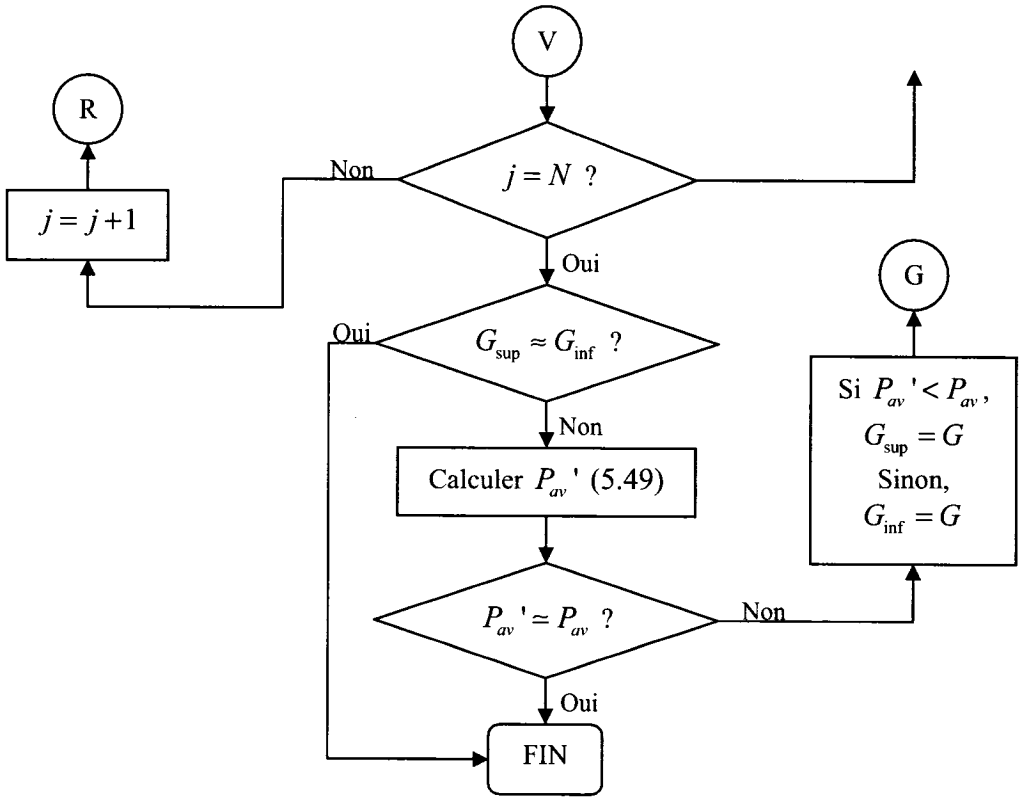


Figure 5.12 : Algorithme de résolution du modèle d'orifice à tube avec de la vapeur à l'amont

Parmi les données expérimentales de Singh et al. (2002) figurent 23 points qui correspondent à de la vapeur saturée ($x = 1$) à l'amont du tube. Nous avons utilisé ces points pour tester le modèle avec vapeur à l'amont. La Figure 5.13 présente les résultats obtenus: des 23 points expérimentaux, 22 ont pu être prédits à ±16 %.

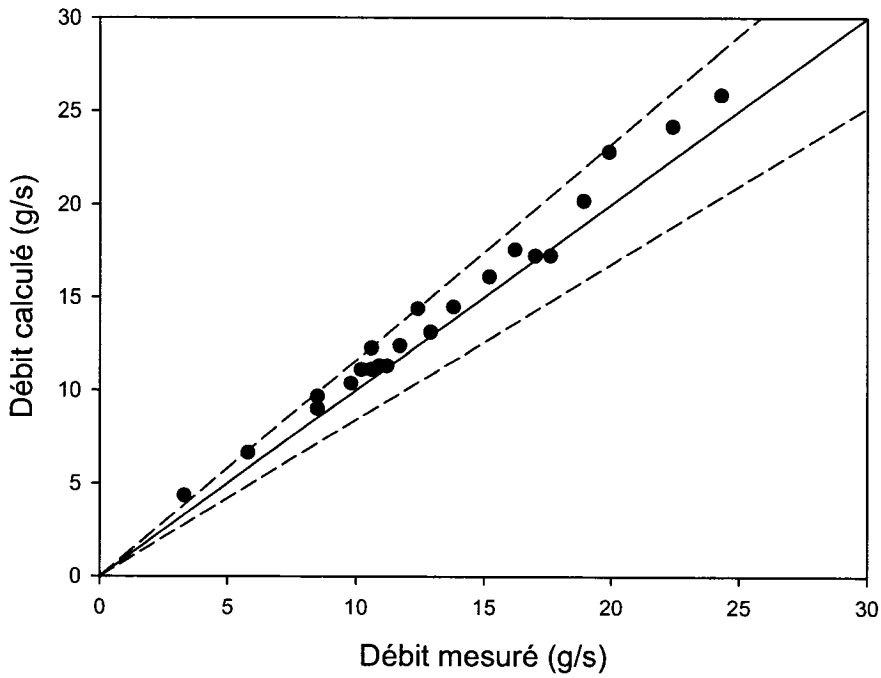


Figure 5.13 : Test du modèle d'orifice à tube pour des conditions de vapeur à l'amont du tube

5.5 Résumé

Le modèle du détendeur a été présenté dans ce chapitre. Le détendeur est de type thermostatique; il contrôle le débit par le biais du contrôle de la surchauffe du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur.

La première section du chapitre a été consacrée aux spécificités du détendeur qui ont un impact sur la modélisation et les hypothèses y afférentes : capacité du détendeur, localisation du bulbe, égalisateur de pression, orifice d'égalisation de pression, charge du bulbe, et pompage du détendeur. Ce dernier est caractérisé par des oscillations rapides affectant le détendeur dans son fonctionnement et se traduisant par une sous-alimentation alternant avec une suralimentation de l'évaporateur.

L'état thermodynamique du contenu du bulbe est modélisé à la seconde section du chapitre par le biais de l'équation de conservation de l'énergie et des relations entre les propriétés thermodynamiques du fluide. Avec cet état thermodynamique, on obtient la pression correspondante au degré de surchauffe atteint à l'évaporateur.

L'écoulement du réfrigérant dans le détendeur est modélisé en régime permanent dans la troisième section du chapitre. Deux cas ont été distingués : (1) détendeur ouvert; (2) détendeur fermé.

Dans le cas du détendeur ouvert, une analyse de la dynamique du pointeau combinée avec l'équation d'orifice permet de déterminer le débit de réfrigérant qui passe à travers le détendeur. C'est un modèle semi empirique qui s'appuie sur les données de performance du manufacturier du détendeur.

Pour le cas du détendeur fermé, s'il y a présence d'un orifice d'égalisation de pression, le débit de réfrigérant ne s'annule pas. Et dans ce cas, le réfrigérant peut entrer dans le détendeur sous forme liquide, diphasique ou de vapeur, et en sortir sous forme liquide, diphasique ou de vapeur. L'écoulement dans l'orifice d'égalisation de pression est marqué par la métastabilité et la criticité. Dans la première situation, le réfrigérant liquide se retrouve à une pression qui est inférieure à la pression de saturation correspondant à sa température (liquide "surchauffé"). Dans la seconde situation, le débit de réfrigérant est limité à un maximum qui est indépendant de la pression régnant à l'aval de l'orifice.

Pour modéliser l'écoulement à travers l'orifice, un modèle à écoulement séparé est utilisé. L'écoulement est supposé unidimensionnel, en régime permanent, dans des conditions adiabatiques. Le modèle comprend : (1) l'équation de conservation de la masse pour la phase vapeur; (2) l'équation de conservation de la masse pour la phase

liquide; (3) l'équation de conservation de la quantité de mouvement pour le mélange; (4) l'équation de conservation de l'énergie pour le mélange; (5) une équation de transfert d'énergie entre les phases liquide et vapeur; (6) le modèle de taux de vide de Hughmark; et (7) des corrélations pour le coefficient de frottement et le coefficient de transfert de chaleur entre les phases.

La quatrième section du chapitre présente les résolutions numériques pour les différents modèles. Pour l'état thermodynamique du contenu du bulbe, une résolution itérative est utilisée puisque la pression dépend de l'enthalpie et que celle-ci dépend de la température qui elle dépend de la pression.

Pour l'écoulement dans l'orifice, la méthode des volumes finis de Patankar avec un schéma de cellule donneuse est utilisée. Nous avons testé ce modèle avec les données expérimentales de Singh et al. (2002). Lorsque le réfrigérant se présente à l'entrée du détendeur sous forme de liquide ou de mélange diphasique, 95 % des 897 points expérimentaux sont prédits à ±20 %. Lorsque c'est du réfrigérant sous forme de vapeur qu'on a à l'amont, on parvient à prédire 22 des 23 points expérimentaux à ±16 %.

CHAPITRE VI
MODÈLE GLOBAL DE LA POMPE À CHALEUR

Dans les chapitres précédents, nous avons développé les modèles numériques des composants qui forment la pompe à chaleur: échangeur réfrigérant – air, échangeur réfrigérant – eau, compresseur, et détendeur. Le modèle numérique global de la pompe à chaleur est formé en associant les modèles individuels de ces composants. À ces quatre composants majeurs, nous ajoutons un modèle de tuyau isolé et plaçons un tuyau à l'entrée et à la sortie de chaque échangeur. Le bulbe du détendeur est localisé sur le tuyau à la sortie de l'évaporateur. La Figure 6.1 schématise le flux des données entre composants.

Le modèle global doit être organisé de façon à tenir compte des différents scénarii de fonctionnement de la PAC (démarrage – atteinte ou non du régime permanent – arrêt complet ou non – redémarrage). Nous faisons l'emphase sur la manière de tenir compte de ces scénarii.

Finalement, il faudra ensuite préciser quelles sont les données d'entrée nécessaires pour utiliser le modèle de la pompe à chaleur.

Mais tout d'abord, nous allons décrire les modèles des composants secondaires que sont les tuyaux, le robinet inverseur et le ventilateur.

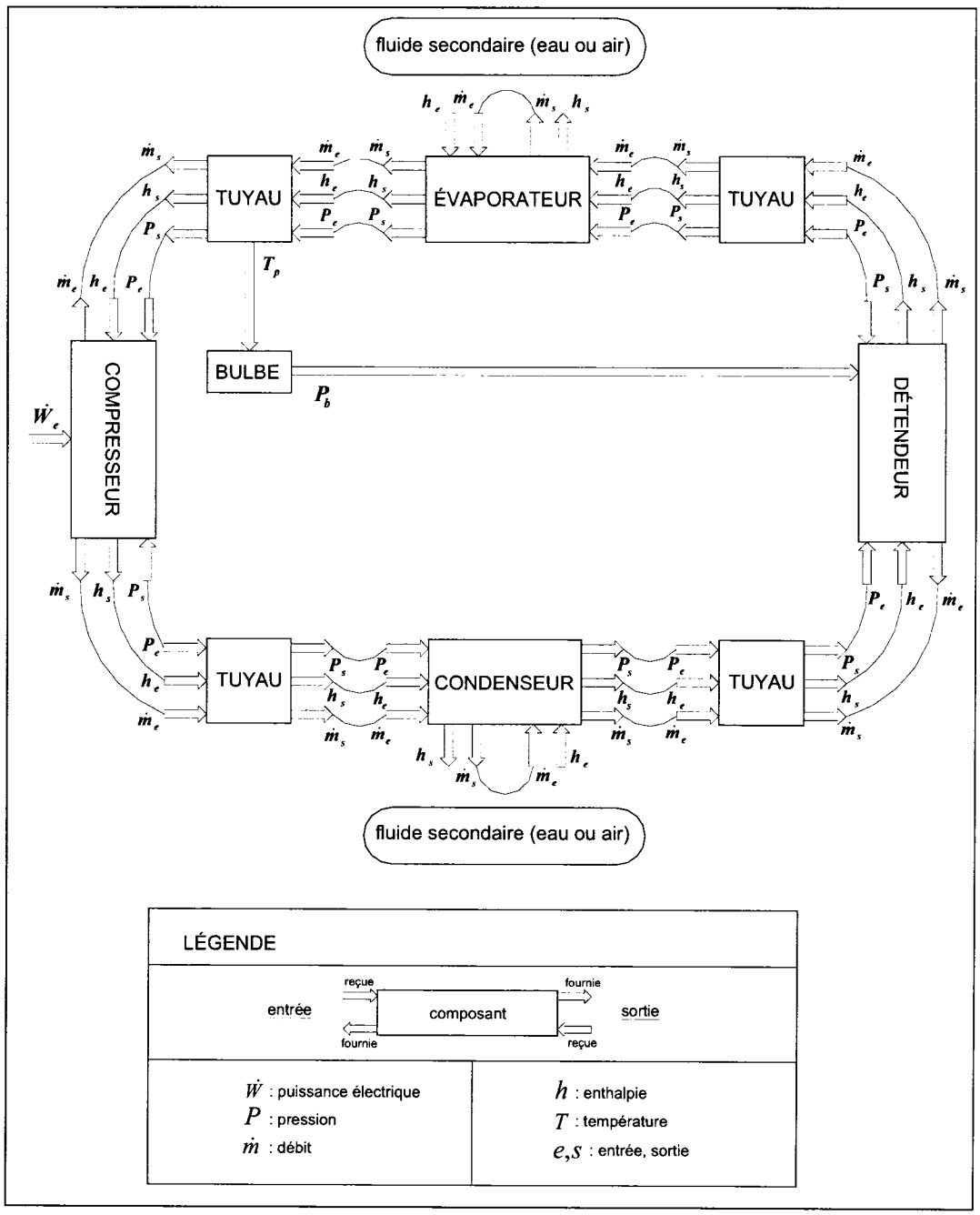


Figure 6.1 : Schéma du flux des données entre les composants de la pompe à chaleur

6.1 Modèles des composants secondaires

6.1.1 Modèle dynamique de tuyau

Les modèles d'écoulement du réfrigérant dans le tuyau sont les mêmes que ceux développés dans la modélisation de l'échangeur réfrigérant – air pour le tube droit, pour le compresseur en marche et pour le compresseur à l'arrêt.

En ce qui concerne la paroi, il est supposé qu'elle est bien isolée et qu'elle n'échange aucune chaleur avec l'environnement, si bien que l'équation de conservation d'énergie de cette paroi devient :

$$\rho_p A_p Cp_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = k_p A_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} + \pi D_{ti} h_{rp} \left(T_r - T_p \right) \tag{6.1}$$

où :

- ρ_p : masse volumique de la paroi (kg/m^3);
- D_{ti} : diamètre interne du tube (m);
- D_{te} : diamètre externe du tube (m);
- $A_p = \pi \left(D_{te}^{\ 2} - D_{ti}^{\ 2} \right) / 4$: aire axiale de la paroi (m^2);
- Cp_p : chaleur spécifique de la paroi (J/kg.K);
- T_p : température de la paroi (°C);
- k_p : conductivité thermique de la paroi (W/m.K);
- z : direction axiale (m);

- h_{rp} : coefficient d'échange de chaleur par convection entre le réfrigérant et la paroi (W/m^2.K). Les mêmes corrélations que pour l'échangeur réfrigérant – air sont utilisées;
- T_r : température du réfrigérant (°C).

La résolution numérique de cette équation suit le même schéma que pour la paroi intérieure de l'échangeur réfrigérant – eau. Ainsi, avons-nous :

$$a_i T_{p_i} = b_i T_{p_{i+1}} + c_i T_{p_{i-1}} + d_i \tag{6.2}$$

avec :

- $b_i = k_p A_p / \Delta z$;
- $c_i = b_i$;
- $a_i^0 = \rho_p A_p C p_p \Delta z / \Delta t$;
- $d_i = \pi D_{ti} h_{rp_i} T_{r_i} \Delta z + a_i^0 T_{p_i}^0$;
- $a_i = b_i + c_i + a_i^0 + \pi D_{ti} h_{rp_i} \Delta z$.

En ce qui concerne les conditions aux limites, il est supposé que le flux de chaleur aux frontières de la paroi est nul, d'où :

$$a_{i=1} T_{p_{i=1}} = b_{i=1} T_{p_{i=2}} + d_{i=1} \tag{6.3}$$

avec :

- $b_{i=1} = k_p A_p / \Delta z$;
- $a_{i=1}^0 = \rho_p A_p C p_p \Delta z / \Delta t$;

- $d_{i=1} = \pi D_{ti} h_{rp_{i=1}} T_{r_{i=1}} \Delta z + a_{i=1}{}^{0} T_{p_{i=1}}{}^{0}$;
- $a_{i=1} = b_{i=1} + a_{i=1}{}^{0} + \pi D_{ti} h_{rp_{i=1}} \Delta z$.

et :

$$a_{i=N} T_{p_{i=N}} = c_{i=N} T_{p_{i=N-1}} + d_{i=N} \tag{6.4}$$

avec :

- $c_{i=N} = k_p A_p / \Delta z$;
- $a_{i=N}{}^{0} = \rho_p A_p C p_p \Delta z / \Delta t$;
- $d_{i=N} = \pi D_{ti} h_{rp_{i=N}} T_{r_{i=N}} \Delta z + a_{i=N}{}^{0} T_{p_{i=N}}{}^{0}$;
- $a_{i=N} = c_{i=N} + a_{i=N}{}^{0} + \pi D_{ti} h_{rp_{i=N}} \Delta z$.

6.1.2 Modèle du robinet inverseur

Le robinet inverseur, nous l'avons écrit dans le chapitre introductif affecte la performance de la PAC en raison de trois effets : la chute de pression, le transfert de chaleur et la perte de masse. Cependant, ce troisième effet est négligeable (Damasceno, Rooke et Goldschmidt 1991). En conséquence, notre modèle ne concernera que la chute de pression et le transfert de chaleur.

Damasceno et al. (1991) proposent un modèle qui permet de tenir compte de ces effets par le biais de paramètres caractéristiques. Nous estimerons que le robinet est bien isolé et que toute la chaleur perdue par le courant chaud (la décharge) est transférée au courant froid (la succion). Tous les 2 courants vont voir leur pression chuter. Nous avons (voir Figure 6.2) :

$$h_{Do} = \frac{CH_D}{\dot{m}_D}(T_{Si} - T_{Di}) + h_{Di} \tag{6.5}$$

$$h_{So} = \frac{CH_S}{\dot{m}_S}(T_{Di} - T_{Si}) + h_{Si} \tag{6.6}$$

$$P_{Do} = P_{Di} - \frac{CP_D(\dot{m}_D{}^2)}{\rho_{Di}} \tag{6.7}$$

$$P_{So} = P_{Si} - \frac{CP_S(\dot{m}_S{}^2)}{\rho_{Si}} \tag{6.8}$$

où (se rapporter à la figure pour les indices) :

- h : enthalpie du réfrigérant (J/kg);
- CH : paramètre caractéristique de la perte de chaleur;
- T : température du réfrigérant (°C);
- P : pression du réfrigérant (°C);
- CP : paramètre caractéristique de la chute de pression;
- ρ : masse volumique du réfrigérant (kg/m^3).

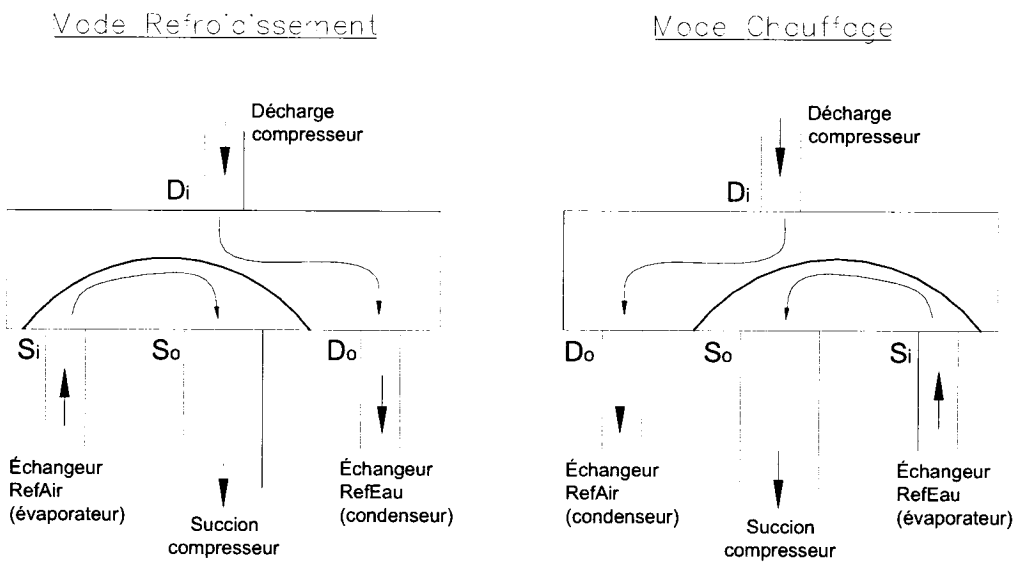


Figure 6.2 : Schéma simplifié du robinet inverseur

Les paramètres caractéristiques sont spécifiques à chaque robinet inverseur. Ils peuvent être ajustés en se basant sur les résultats expérimentaux.

6.1.3 Modèle du plenum

L'air à la sortie de l'échangeur réfrigérant – air se retrouve dans le plenum. Celui-ci renferme le ventilateur, les éléments électriques (chauffage d'appoint) et diverses autres masses thermiques. L'évolution de l'air dans le plenum doit être modélisée puisque c'est à la sortie du plenum que la température de l'air est mesurée.

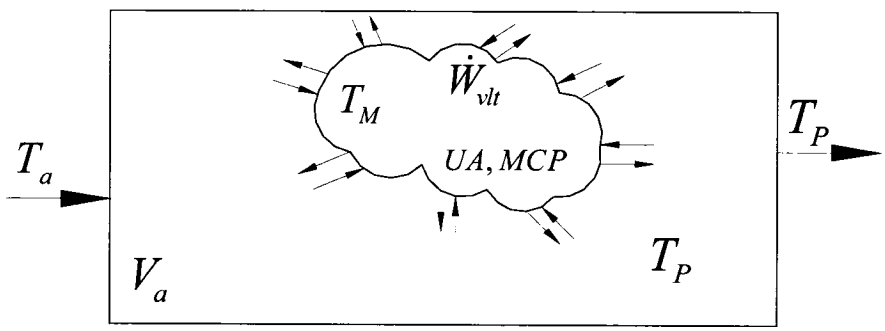


Figure 6.3 : Schéma du plenum

La Figure 6.3 présente le plenum. Il reçoit une masse d'air à la température T_a (sortie de l'échangeur réfrigérant – air). T_P est la température supposée uniforme de l'air dans le plenum de volume V_a. L'air qui sort du plenum est donc à la température T_P et c'est cette température qui est mesurée dans les expériences. D'autre part, l'air dans le plenum échange de la chaleur avec la masse thermique (composée du ventilateur, des éléments électriques et d'autres, notamment des parois). Cette masse thermique est supposée dotée d'une capacité calorifique MCP (J/K) et d'une conductance thermique UA (W/K). Cette

masse reçoit la puissance consommée par le ventilateur $\dot{W}_{vlt}$. La masse est supposée avoir la température uniforme T_M.

Évolution de la température de la masse thermique

L'équation de conservation d'énergie est la suivante :

$$MCP\frac{dT_M}{dt} = UA(T_P - T_M) + \dot{W}_{vlt} \tag{6.9}$$

En intégrant cette équation sur l'intervalle "t- $t+\Delta t$", nous obtenons par le schéma implicite :

$$\int_t^{+\Delta t} MCP\frac{dT_M}{dt}dt = \int_t^{+\Delta t}\left[UA(T_P - T_M) + \dot{W}_{vlt}\right] \tag{6.10}$$

$$MCP\left(T_M - T_M{}^0\right) = UA(T_P - T_M)\Delta t + \dot{W}_{vlt}\Delta t \tag{6.11}$$

$$T_M = \frac{\left(UA\,T_P + \dot{W}_{vlt}\right)\Delta t + MCP\,T_M{}^0}{MCP + UA\,\Delta t} \tag{6.12}$$

Évolution de la température de l'air

L'équation de conservation d'énergie s'écrit :

$$\rho_a Cp_a \frac{\partial T_P}{\partial t} + \rho_a u_a Cp_a \frac{\partial T_P}{\partial x} = \frac{UA}{V_a}(T_M - T_P) \tag{6.13}$$

avec :

- ρ_a : masse volumique de l'air (kg/m^3);
- Cp_a : chaleur spécifique de l'air (J/kg.K);
- u_a : vitesse de l'air (m/s).

Intégrons cette équation sur l'intervalle "t- $t+\Delta t$" avec l'hypothèse d'un schéma implicite :

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_x^{x+\Delta x}\rho_a Cp_a\frac{\partial T_P}{\partial t}dxdt+\int_t^{t+\Delta t}\int_x^{x+\Delta x}\rho_a u_a Cp_a\frac{\partial T_P}{\partial x}dxdt=\frac{UA}{V_a}(T_M-T_P)\Delta x\Delta t \quad (6.14)$$

$$\rho_a Cp_a\Delta x\left(T_P-T_P^{\,0}\right)+\rho_a u_a Cp_a\left(T_P-T_a\right)\Delta t=\frac{UA}{V_a}\left(T_M-T_P\right)\Delta x\Delta t \quad (6.15)$$

$$\dot{m}_a=\rho_a u_a\frac{V_a}{\Delta x} \quad (6.16)$$

$$V_a\rho_a Cp_a\left(T_P-T_P^{\,0}\right)+\dot{m}_a Cp_a\left(T_P-T_a\right)\Delta t=UA\left(T_M-T_P\right)\Delta t \quad (6.17)$$

$$\left(\frac{V_a\rho_a Cp_a}{\Delta t}+\dot{m}_a Cp_a+UA\right)T_P=UAT_M+\dot{m}_a Cp_a T_a+\frac{V_a\rho_a Cp_a}{\Delta t}T_P^{\,0} \quad (6.18)$$

Posons $K_1=V_a\rho_a Cp_a/\Delta t$ et $K_2=\dot{m}_a Cp_a$, alors nous avons :

$$\left(K_1+K_2+UA\right)T_P=UAT_M+K_1T_P^{\,0}+K_2T_a \quad (6.19)$$

$$T_P=\frac{UAT_M+K_1T_P^{\,0}+K_2T_a}{UA+K_1+K_2} \quad (6.20)$$

Si $K_1<K_2$, alors il n'y a pas d'accumulation d'air dans le plenum (tout l'air admis dans le plenum pendant la durée Δt quitte le plenum pendant Δt) et :

$$T_P = \frac{UAT_M + K_2 T_a}{UA + K_2} \tag{6.21}$$

La capacité et la conductance de la masse thermique sont à ajuster en se basant sur les résultats expérimentaux.

6.2 Mise en commun des modèles de composants

Rappelons que lorsque le système fonctionne en chauffage, l'échangeur réfrigérant – eau est l'évaporateur, et l'échangeur réfrigérant – air est le condenseur. En mode refroidissement, c'est l'inverse.

La mise en commun des modèles de composants se ramène finalement à trouver les pressions dans les échangeurs pour chaque pas de temps. On estime d'abord les pressions au condenseur et à l'évaporateur. Ensuite, le modèle du compresseur est utilisé pour calculer le débit à l'entrée du compresseur (débit à la sortie de l'évaporateur), le débit à la sortie du compresseur (débit à l'entrée du condenseur), et l'enthalpie à la sortie du compresseur (enthalpie à l'entrée du condenseur). Le modèle du détendeur donne le débit au détendeur (débit à la sortie du condenseur, débit à l'entrée de l'évaporateur), et l'enthalpie à la sortie du détendeur (enthalpie à l'entrée de l'évaporateur). Avec la pression, l'enthalpie et le débit connus à l'entrée de l'évaporateur, on peut déterminer l'évolution du réfrigérant dans cet échangeur et calculer la chaleur échangée avec le fluide secondaire ainsi que le débit à la sortie de l'échangeur. Ce débit est ensuite comparé avec celui donné par le modèle du compresseur. Si les deux débits sont pareils, on passe au modèle du condenseur; le cas échéant, la méthode de la sécante (Dykhuizen, Roy et Kalra 1984) est utilisée pour corriger la pression de l'évaporateur. Le modèle du condenseur est utilisé de la même manière que le modèle de l'évaporateur, et le débit à la sortie du condenseur que calcule ce modèle est comparé avec le débit donné par le

modèle du détendeur. Si les deux débits sont pareils, les pressions au condenseur et à l'évaporateur sont trouvées; le cas échéant, la pression au condenseur est corrigée avec la méthode de la sécante. L'algorithme ci-après (Figure 6.4) détaille le processus.

6.3 Organisation du modèle global

Le fonctionnement d'une pompe à chaleur (tel qu'il est en pratique) est, compte non tenu du mode chauffage ou refroidissement, la résultante de la combinaison d'un ou plusieurs des quatre scénarii suivants : (1) du démarrage au régime permanent suite à un arrêt prolongé (par arrêt prolongé, comprendre un arrêt où le réfrigérant devient thermiquement équilibré avec son environnement); (2) du démarrage au régime permanent suite à un arrêt non prolongé; (3) du régime permanent à l'arrêt prolongé ou non; (4) phase de démarrage suivie d'une phase d'arrêt sans atteinte du régime permanent.

Pour reproduire ces scénarii de fonctionnement, nous avons développé 5 sous-programmes pour chaque mode chauffage ou refroidissement (voir Tableau 6.1).

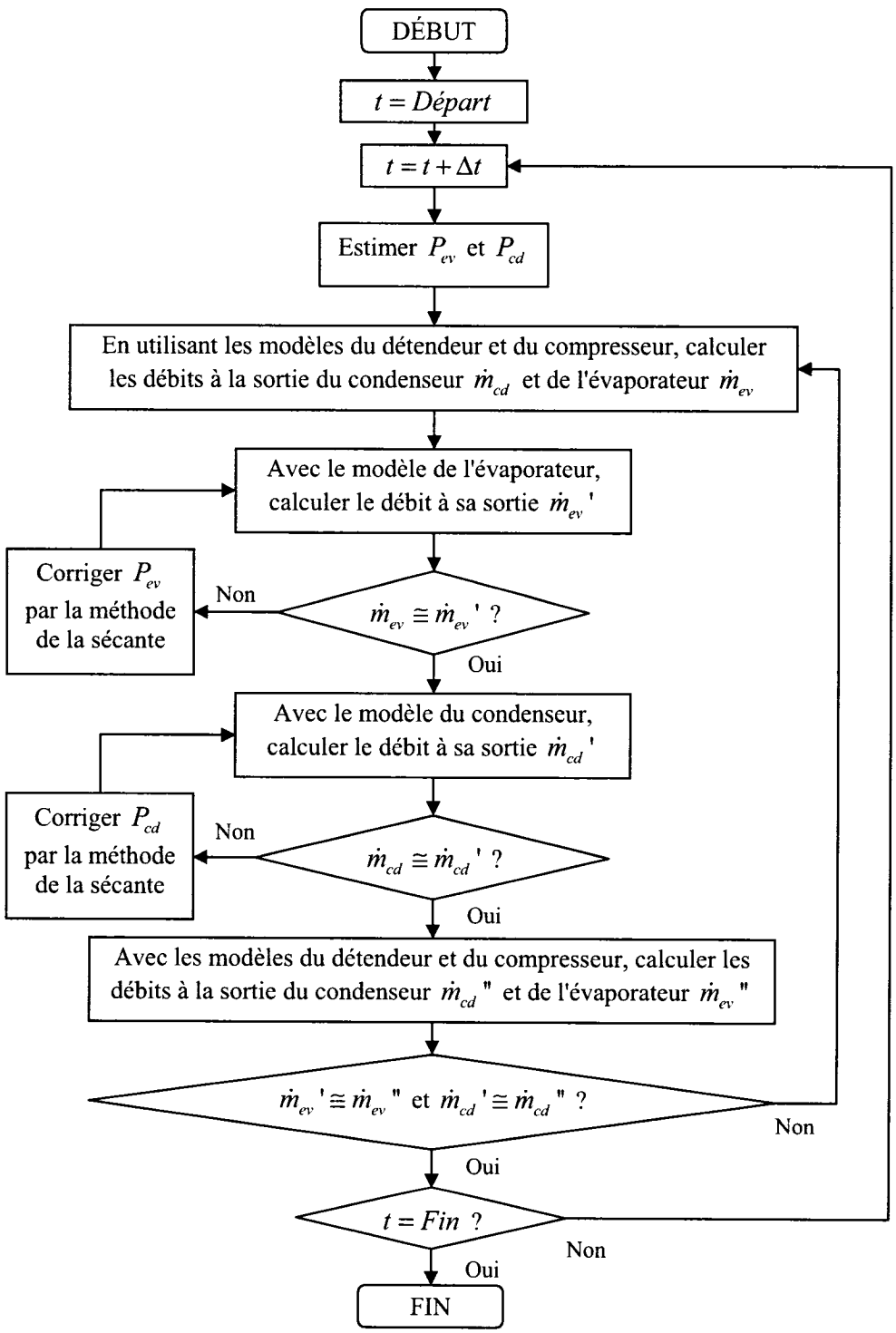


Figure 6.4 : Algorithme général de résolution du modèle global de la pompe à chaleur

Tableau 6.1 : Description des sous-programmes constitutifs du modèle global de la PAC

Sous-programme	Observations
GLOBAL_CF_MS (mode Chauffage - *CF*) *GLOBAL_RF_MS* (mode Refroidissement - *RF*)	Modèle de la PAC avec le compresseur en marche (*M*). Le détendeur est considéré sans orifice d'égalisation (« bleed port ») ou s'il en est muni, le débit à travers cet orifice est négligeable (*S*).
GLOBAL_CF_TS (mode Chauffage - *CF*) *GLOBAL_RF_TS* (mode Refroidissement - *RF*)	Modèle de la PAC avec le compresseur qui vient d'arrêter. On entre alors dans une phase transitoire (*T*) qui tient sa justification du fait que comme le modèle de la PAC à l'ARRÊT suppose que le débit est faible ou nul, il ne peut être utilisé dès l'arrêt du compresseur. Ce modèle utilise les sous modèles de composants développés pour un compresseur en marche. On en sort dès que le débit au détendeur devient inférieur à une limite donnée, signe de sa faiblesse. Le détendeur est considéré sans orifice d'égalisation (« bleed port ») ou s'il en est muni, le débit à travers cet orifice est négligeable (*S*).
GLOBAL_CF_AS (mode Chauffage - *CF*) *GLOBAL_RF_AS* (mode Refroidissement - *RF*)	Modèle de la PAC avec le compresseur arrêté depuis quelques temps et le débit à travers le détendeur faible ou nul (*A*). Le détendeur est considéré sans orifice d'égalisation (« bleed port ») ou s'il en est muni, le débit à travers cet orifice est négligeable (*S*).
GLOBAL_CF_TB (mode Chauffage - *CF*) *GLOBAL_RF_TB* (mode Refroidissement - *RF*)	Modèle de la PAC avec le compresseur qui vient d'arrêter. On est alors en phase transitoire (*T*). Ce modèle utilise les sous modèles de composants développés pour un compresseur en marche. On en sort dès que le débit au détendeur devient inférieur à une limite donnée, signe de sa faiblesse. Le détendeur est muni d'un orifice d'égalisation (« bleed port ») (*B*).
GLOBAL_CF_AB (mode Chauffage - *CF*) *GLOBAL_RF_AB* (mode Refroidissement - *RF*)	Modèle de la PAC avec le compresseur arrêté depuis quelques temps et le débit à travers le détendeur faible ou nul (*A*). Le détendeur est muni d'un orifice d'égalisation (« bleed port ») (*B*).

En associant ces sous-programmes, on peut reproduire le fonctionnement de la PAC pour tout mode, en tout temps. Par exemple, voici la séquence permettant la simulation d'une PAC en cyclage avec 10 mn (600 s) de marche et 15 mn (900 s) d'arrêt en mode chauffage, avec un détendeur muni d'un orifice d'égalisation de pressions :

1. Poser *Temps Départ = 0.*
2. Appeler le sous-programme *GLOBAL_CF_MS* : simuler pendant *600 s.*

3. Appeler le sous-programme *GLOBAL_CF_TB* : simuler jusqu'à ce que le débit au détendeur devienne inférieur à une valeur cible (soit pendant *X secondes*).
4. Appeler le sous-programme *GLOBAL_CF_AB* : simuler pendant *900-X secondes*.
5. Revenir à l'étape 2 tant que *Temps Fin* n'est pas atteint.

6.4 Données d'entrée nécessaires

Les données d'entrée requises pour effectuer une simulation sont :

ÉCHANGEUR RÉFRIGÉRANT – AIR :

1. configuration : étagé ou rectangulaire
2. nombre de volumes de contrôle par tube
3. nombre de colonnes de tubes
4. nombre de rangées de tubes
5. nombre de circuits
6. nombre maximal de tubes par circuit
7. longueur de chaque tube (m)
8. diamètre intérieur des tubes (m)
9. diamètre extérieur des tubes incluant le collier (m)
10. pas de tube longitudinal (distance entre 2 colonnes) (m)
11. pas de tube transversal (m)
12. pas d'ailette (m)
13. épaisseur des ailettes (m)
14. longueur d'une demi-ondulation d'ailette (m)
15. hauteur d'une demi-ondulation d'ailette excluant l'épaisseur d'ailette (m)
16. surface totale d'échange des ailettes par m de longueur d'échangeur (m^2/m)
17. profondeur de l'échangeur (m)
18. hauteur de l'échangeur (m)
19. aire d'écoulement minimale (m^2)

20. surface totale d'échange extérieure de l'échangeur (m^2)
21. conductivité thermique du matériau dont sont faites les ailettes (W/m.K)
22. chaleur spécifique du matériau dont sont faits les tubes (J/kg.K)
23. chaleur spécifique du matériau dont sont faites les ailettes (J/kg.K)
24. masse totale des parois des tubes (kg)
25. masse totale des ailettes (kg)
26. nombre de tubes par circuit
27. matrice donnant les longueurs de chaque coude
28. la disposition des tubes et des circuits est donnée par les matrices *CTE*, *RTE* et *TXCR* (voir *Chapitre II*)
29. température d'entrée de l'air (°C)
30. taux d'humidité d'entrée de l'air (kg/kg d'air sec)
31. débit d'air (kg/s)
32. conditions initiales du réfrigérant dans les tubes (pressions et enthalpies)
33. températures initiales des parois des tubes (°C)

ÉCHANGEUR RÉFRIGÉRANT – EAU :

1. nombre de volumes de contrôle pour le double tube
2. longueur de l'échangeur (m)
3. diamètre maximal (de l'enveloppe) du tube intérieur (m)
4. diamètre interne équivalent sur la base de la section (m)
5. diamètre interne équivalent sur la base du périmètre (m)
6. diamètre externe équivalent sur la base de la section (m)
7. diamètre externe équivalent sur la base du périmètre (m)
8. diamètre intérieur du tube extérieur (m)
9. hauteur de nervure (m)
10. pas de nervure (m)
11. angle d'hélice adimensionnel
12. masse volumique du matériau dont est faite la paroi du tube intérieur (kg/m^3)
13. conductivité thermique du matériau dont est faite la paroi du tube intérieur (W/m.K)
14. chaleur spécifique du matériau dont est faite la paroi du tube intérieur (J/kg.K)
15. fluide secondaire – réfrigérant en co-courant ou en contre-courant
16. température d'entrée du fluide secondaire (°C)

17. débit d'entrée du fluide secondaire (kg/s)
18. conditions initiales du réfrigérant dans l'anneau (pressions et enthalpies)
19. températures initiales de la paroi du tube intérieur (°C)

POUR CHACUN DES 4 TUYAUX AUX ENTRÉES-SORTIES DES ÉCHANGEURS :

1. nombre de volumes de contrôle pour le tuyau
2. diamètre interne du tuyau (m)
3. longueur du tuyau (m)
4. conductivité thermique du matériau dont est faite la paroi (W/m.K)
5. masse volumique du matériau dont est faite la paroi (kg/m^3)
6. chaleur spécifique du matériau dont est faite la paroi (J/kg.K)
7. aire axiale de la paroi du tuyau (m^2)
8. conditions initiales du réfrigérant dans le tuyau (pressions et enthalpies)
9. températures initiales de la paroi (°C)

COMPRESSEUR ALTERNATIF :

1. rapport d'espace mort du compresseur
2. volume total balayé par tous les pistons du compresseur (m^3)
3. fréquence de rotation du compresseur (Hz, soit RPM/60)
4. exposant isentropique moyen compression – détente
5. volume libre dans la cloche du compresseur (m^3)
6. hauteur du compresseur vu comme un cylindre (m)
7. diamètre du compresseur vu comme un cylindre (m)
8. perte de charge à travers le clapet d'aspiration (%)
9. perte de charge à travers le clapet de refoulement (%)
10. aire totale des parties du compresseur en contact avec le réfrigérant dans la cloche (m^2)
11. coefficient d'échange de chaleur entre le réfrigérant et les parties en contact dans la cloche ($W/m^2.K$)
12. masse (charge) de l'huile dans le compresseur (kg)
13. chaleur spécifique de l'huile de lubrification (J/kg.K)
14. somme des capacités calorifiques des parties métalliques du compresseur en contact avec le réfrigérant dans la cloche (J/K)

15. chaleur provenant du réchauffeur de carter (W)
16. surface d'échange (extérieure) du compresseur avec son environnement (m^2)
17. température de l'air environnant le compresseur (°C)
18. conductivité thermique de l'air environnant (W/m.K)
19. coefficient de dilatation thermique de l'air environnant (1/K)
20. diffusivité thermique de l'air environnant (m^2/s)
21. viscosité cinématique de l'air environnant (m^2/s)
22. facteur d'émission de la surface extérieure du compresseur
23. aire intérieure totale de la canalisation de refoulement (m^2)
24. longueur totale de la canalisation de refoulement (m)
25. diamètre moyen de la canalisation de refoulement (m)
26. conditions initiales du réfrigérant dans le compresseur (pressions et enthalpies)
27. température initiale des parties métalliques du compresseur (°C)

DÉTENDEUR THERMOSTATIQUE :

1. réfrigérant contenu dans le bulbe
2. masse du fluide (charge) dans le bulbe (kg)
3. surface interne du bulbe (m^2)
4. volume (interne) du bulbe (m^3)
5. diamètre du bulbe approché comme un cylindre (m)
6. constante K_1 du modèle de débit (voir *chapitre sur le modèle du détendeur*)
7. constante K_2 du modèle de débit (voir *chapitre sur le modèle du détendeur*)
8. pression fournie par le ressort et correspondant à la surchauffe statique (Pa)
9. conditions initiales du réfrigérant dans le bulbe (pression et enthalpie)
10. température initiale de la paroi du bulbe (°C)
11. nombre de volumes de contrôle pour l'orifice d'égalisation de pression
12. diamètre de l'orifice d'égalisation de pression (m)
13. longueur de l'orifice d'égalisation de pression (m)
14. section à l'amont de l'orifice d'égalisation de pression (m^2)
15. section à l'aval de l'orifice d'égalisation de pression (m^2)

ROBINET INVERSEUR :

a. paramètre caractéristique de la chute de pression côté succion

b. paramètre caractéristique de la chute de pression côté décharge
c. paramètre caractéristique du gain de chaleur côté succion
d. paramètre caractéristique de la perte de chaleur côté décharge

PLENUM :

1. puissance consommée par le ventilateur (W)
2. volume du plenum (m^3)
3. capacité calorifique de la masse thermique présente (J/K)
4. conductance de la masse thermique présente (W/K)
5. température initiale de l'air dans le plenum (°C)
6. température initiale de la masse thermique (°C)

6.5 Résumé

Le modèle numérique de la pompe à chaleur est formé en associant les modèles de ces composants (compresseur, détendeur, échangeurs, bouts de tuyau, robinet inverseur, plenum) de la façon convenable. Ce chapitre a décrit cette façon.

Dans la première section de ce chapitre, les modèles des composants secondaires que sont les tuyaux, le robinet inverseur et le plenum ont été présentés. Il y a un tuyau à l'entrée et à la sortie de chaque échangeur. Le robinet inverseur entraîne une perte de chaleur pour le courant de réfrigérant chaud, un gain correspondant de chaleur pour le courant froid, et des chutes de pression pour tous les deux courants. Le plenum renferme le ventilateur et la puissance consommée par celui-ci se retrouve dans l'air traité.

La seconde section du chapitre décrit le procédé de mise en commun des composants pour former le modèle global de la PAC. C'est un algorithme itératif qui s'appuie sur les débits donnés par les différents modèles pour déterminer les vraies pressions de condensation et d'évaporation, et par conséquent l'état du réfrigérant dans le système et les conditions des fluides secondaires (air et "eau").

La troisième section du chapitre donne l'organisation du modèle. En d'autres termes, comment on peut reproduire les différents schémas de fonctionnement de la pompe à chaleur entre le démarrage et l'arrêt total du système.

Finalement dans une quatrième section de chapitre, nous avons précisé les données d'entrée nécessaires à l'utilisation du modèle numérique développé.

CHAPITRE VII
VALIDATION EXPÉRIMENTALE ET RÉSULTATS

Le chapitre précédent a présenté le modèle de la pompe à chaleur (PAC). Pour en compléter le développement, il convient de le valider en comparant les résultats qu'il fournit avec par exemple des données expérimentales. C'est ce que nous faisons dans ce chapitre.

Le processus expérimental comprend l'acquisition du matériel (la pompe à chaleur, les instruments, ...), les mesures, la validation des résultats expérimentaux, la validation des modèles individuels des composants de la PAC, et enfin la validation du modèle de la PAC.

7.1 Préparation de la pompe à chaleur

Cette phase a concerné l'obtention de la pompe à chaleur, l'étalonnage et l'installation des instruments de mesure, et enfin la mise en place du système d'acquisition des données.

7.1.1 La pompe à chaleur

Elle a été offerte par le manufacturier québécois de pompes à chaleur RefPlus. Il s'agit d'un modèle de série nommé "Geo Performance 2000". La capacité nominale de ce modèle est, selon les spécifications du manufacturier, d'environ 3 tonnes (10,6 kW) de réfrigération. Les caractéristiques complètes de cette PAC (Figure 7.1) seront présentées au fur et à mesure que nous avancerons dans ce chapitre.

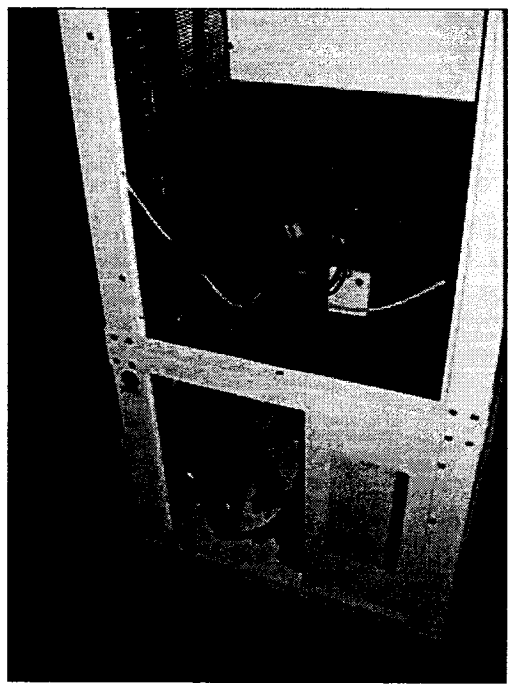


Figure 7.1 : Vue de la PAC avant son instrumentation

7.1.2 Instrumentation de la pompe à chaleur

Nous avons besoin de mesurer la capacité de la pompe à chaleur, les puissances absorbées par le compresseur et par le ventilateur, les températures d'entrée et de sortie des fluides secondaires (eau et air), les débits de ces fluides, les débits, températures et pressions pour le réfrigérant entre les différents composants (Figure 7.2). La norme internationale CAN/CSA-C13256-1 : Pompes à chaleur à eau – Essais et détermination des caractéristiques de performance (CSA/ISO 2001) définit l'instrumentation appropriée et les procédures de test pour la mesure de la capacité et de l'efficacité des pompes à chaleur eau – air. Cette norme forme la base de nos mesures expérimentales.

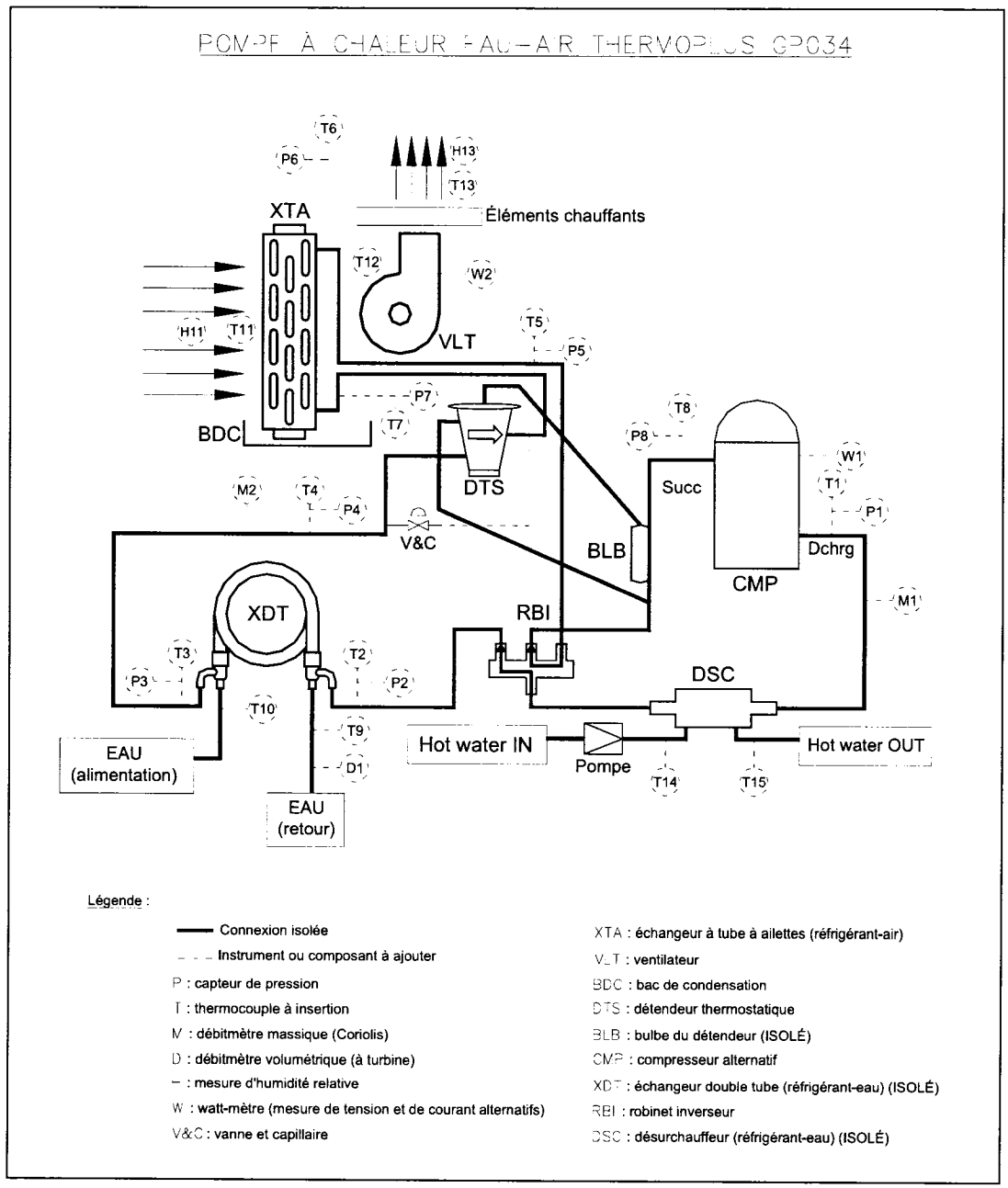


Figure 7.2 : Instrumentation de la pompe à chaleur

Nous décrivons ci-après les instruments utilisés.

Capteurs de pression

Huit capteurs de pression sont utilisés sur le circuit du réfrigérant à l'entrée et à la sortie de chaque composant majeur (compresseur, échangeur réfrigérant – eau, détendeur, échangeur réfrigérant – air). Ils mesurent la pression absolue du réfrigérant.

Ces capteurs de marque HOSKIN, série E10 fournissent une sortie électrique 0 – 10 VDC. Leur étendue de mesures va de 0 à 500 psia (0 à 3,45 MPa). L'étalonnage des capteurs (voir Annexe I) a permis de déterminer que l'incertitude absolue sur la mesure de la pression est ±5,2 kPa.

Thermocouples

Les thermocouples permettent les mesures de température. Nous avons 15 thermocouples à insertion et 5 thermocouples de surface. Ils sont tous de type T.

Parmi les thermocouples à insertion, 8 (T1 à T8) sont utilisés pour le réfrigérant aux mêmes points que les capteurs de pression. T9 et T10 (voir Figure 7.2) mesurent les températures d'entrée et de sortie de l'eau au niveau de l'échangeur double tube. T11, T12 et T13 donnent la température de l'air respectivement à (1) l'entrée de l'échangeur tube-ailettes, (2) entre la sortie de cet échangeur et le ventilateur, (3) après le ventilateur. Ces 3 thermocouples sont blindés pour éviter qu'ils ne soient influencés par le rayonnement en provenance des surfaces environnantes. Finalement, les thermocouples T14 et T15 mesurent les températures d'entrée et de sortie de l'eau au niveau du désurchauffeur (notons que ces dernières mesures ne sont pas utilisées dans cette thèse).

Un thermocouple de surface est placé sur la surface du bulbe (rappelons que c'est entre autres la température du réfrigérant présent dans le bulbe qui détermine la réponse du

détendeur, d'où l'importance de cette mesure). Les autres thermocouples de surface sont volants et peuvent être utilisés pour étudier un endroit particulier du système (par exemple, la surface du compresseur).

Nous avons étalonné les thermocouples sur la plage de température -20 à 95 °C (voir Annexe II). L'incertitude absolue sur la lecture de température vaut ±0,35 °C.

Débitmètre à turbine

Cet appareil sert à mesurer le débit de l'eau dans l'échangeur réfrigérant – eau. Le débitmètre, de marque DANIEL, modèle 1516-1A, a une étendue de mesures de 4 à 29 gpm (soit de 0,25 à 1,83 L/s). L'appareil fournit une fréquence correspondant au débit mesuré.

Notons que le débit dans nos expériences est d'environ 9 gpm (0,57 L/s). Ainsi, le débitmètre a été étalonné sur la gamme 4 – 20 gpm (voir Annexe III). L'incertitude relative sur la mesure du débit d'eau est de 4,0 %.

Débitmètres à effet Coriolis

Ces instruments permettent la mesure directe du débit massique du réfrigérant. Nous avons 2 débitmètres pour 2 points de mesure: (1) au niveau du détendeur (débitmètre liquide), et (2) à la décharge du compresseur (débitmètre gaz). Ces débitmètres ont été testés pour les vérifier et se familiariser avec leur câblage (voir Annexe IV).

Le débitmètre liquide est de la compagnie AW, modèle ACM-600. Son étendue de mesures est : 2,5 – 167 g/s. Il est bidirectionnel et a deux types de sortie électrique : 4 – 20 mA et 0 – 5 VDC. Il est également associé à un transmetteur (modèle ACE-1000) qui

affiche le débit. Selon les spécifications du manufacturier, l'incertitude associée à ce débitmètre vaut ±3 % de la lecture sur l'étendue 2 – 17 g/s et ±1 % de la lecture sur l'étendue 17 – 167 g/s.

Le débitmètre gaz est de marque RHEONIK, modèle RHM-12. Son étendue de mesures est : 0 – 1,25 kg/s. Il a deux sorties électriques 4 – 20 mA et est aussi associé à un transmetteur (modèle RHE-08). Selon les spécifications du manufacturier, l'incertitude qui lui est associée est de ±1,5 % en dessous de 0,03 kg/s et de ±0,3 % sur la gamme supérieure.

Wattmètres

Ils permettent la mesure de la puissance consommée par le compresseur et par le ventilateur. Nous avons ainsi 2 wattmètres. Ils sont tous les deux de marque OMEGA, modèle OM10. Comme ils sont limités à une intensité de 5 A, et que le courant tiré par les moteurs peut dépasser ce niveau, ils sont associés à des transformateurs de courant 20A/5A de marque OMEGA, modèle RCT151205A.

L'étalonnage de ces wattmètres (voir Annexe V) a permis de conclure que l'incertitude absolue sur la lecture de la puissance vaut : ±13 W pour le compresseur, et ±7 W en ce qui concerne le ventilateur.

Débitmètre à air

Pour mesurer le débit d'air qui peut aller jusqu'à 1200 pi^3/mn (0,57 m^3/s), un débitmètre électronique de marque EBTRON (série 400, 10 pouces de diamètre) est utilisé. L'appareil a 3 types de sortie électrique : 0 – 5 VDC, 0 – 10 VDC, et 4 – 20 mA.

L'étalonnage de ce débitmètre a été effectué sur la plage 0 – 1300 pi^3/mn (voir Annexe VI). Ainsi sur la mesure du débit d'air, l'incertitude absolue vaut ±25 pi^3/mn.

Mesures de taux d'humidité

Un psychromètre est utilisé pour mesurer le taux d'humidité de l'air à l'entrée de la PAC, à travers la mesure des températures de bulbe sec et de bulbe humide. L'appareil est de marque General Eastern, modèle 702P. Son étendue de mesures est 0 – 60 °C. Le psychromètre fournit une sortie en ohms. Selon les spécifications du manufacturier, l'incertitude sur la lecture de la température avec cet appareil vaut ±0,22 °C.

Le taux d'humidité de l'air à la sortie de la PAC est déterminé en combinant la température donnée par le thermocouple placé à la sortie et son humidité relative. Celle-ci est mesurée par un capteur d'humidité relative de marque Omega, modèle HX92A. Son étendue de mesures est 3 – 95 % d'humidité relative. L'appareil fournit une sortie électrique 4 – 20 mA. L'incertitude associée à la mesure de l'humidité relative avec le capteur est de ±2,5 % selon les spécifications du manufacturier.

7.1.3 Acquisition des données

Tous les instruments fournissent des sorties électriques, ce qui a permis de combiner le tout en un système d'acquisition de données comprenant les instruments, un système d'acquisition HP 34970A (Hewlett Packard) et un ordinateur personnel (Figure 7.3).

Le HP 34970A est équipé de 2 modules comportant chacun 22 canaux, ce qui permet d'avoir jusqu'à 44 lectures simultanées. Une interface logicielle est développée avec le logiciel LabVIEW (National Instruments 2004) pour transformer les signaux acquis du

HP 34970A et gérer les données. La fonction de transformation générale suivante est utilisée :

$$VAR = a\left(b_0 + b_1 S + b_2 S^2 + b_3 S^3 + b_4 S^4 + b_5 S^5\right) \tag{7.1}$$

où :

- VAR est la valeur en unités courantes (Pa, L/s, °C, ...) de la donnée mesurée;
- S est la valeur du signal acquis (VDC, mA, Hz, ...);
- les nombres réels b_0 à b_5 sont des coefficients de corrélation déterminés par étalonnage ou sur la base des spécifications des manufacturiers;
- a est un facteur de conversion entre différentes unités : par exemple de "psi" à "Pa" pour la pression.

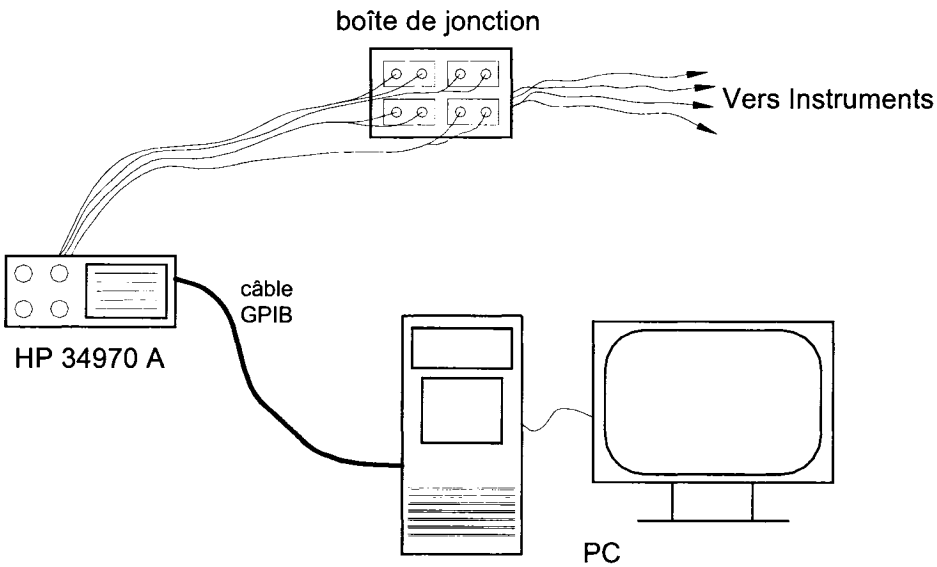


Figure 7.3 : Schéma du système d'acquisition de données

7.2 Données expérimentales

7.2.1 Cas étudiés

Le modèle doit pouvoir servir à simuler le fonctionnement d'une pompe à chaleur quels que soient : le mode (chauffage ou refroidissement), le temps de marche, le temps d'arrêt, le fonctionnement ou non du ventilateur lorsque le compresseur est à l'arrêt, et la présence ou non d'un orifice d'égalisation de pression ("bleed port"). La combinaison du temps de marche et du temps d'arrêt définit la durée du cycle. Les autres conditions correspondent à ce qui est rencontré en pratique. Dans cette optique, on cherche à travers cette validation à s'assurer que le modèle fournisse des résultats proches de la réalité dans chacune de ces conditions.

En fixant la durée du cycle à 20 mn pour un temps de marche de 10 mn (et donc un temps d'arrêt de 10 mn également), 8 cas sont étudiés. Ils correspondent aux combinaisons suivantes :

- mode chauffage (CF) ou refroidissement (RF);
- avec orifice d'égalisation (AB) ou sans orifice d'égalisation de pressions (SB);
- ventilateur en marche à l'arrêt du compresseur (VM) ou ventilateur arrêté (VA).

Le codage est donc celui donné par le Tableau 7.1 pour les 8 cas.

Comme le détendeur de la PAC utilisée dans les expériences n'a pas d'orifice d'égalisation de pression, un tube capillaire monté en dérivation autour du détendeur (voir Figure 7.2) servait à simuler l'orifice d'égalisation. L'opération du tube capillaire est contrôlée manuellement à l'aide de 2 vannes placées à ses extrémités.

Tableau 7.1 : Les cas étudiés en vue de la validation expérimentale du modèle de la PAC

Code	Mode	Avec ou sans orifice d'égalisation de pression	Ventilateur à l'arrêt du compresseur
CFSBVM	chauffage	sans	en marche
CFSBVA	chauffage	sans	à l'arrêt
CFABVM	chauffage	avec	en marche
CFABVA	chauffage	avec	à l'arrêt
RFSBVM	refroidissement	sans	en marche
RFSBVA	refroidissement	sans	à l'arrêt
RFABVM	refroidissement	avec	en marche
RFABVA	refroidissement	avec	à l'arrêt

7.2.2 Mesures

Les mesures ont été effectuées en chambre environnementale dans les locaux de la compagnie Air-Ins sise à Varennes (Québec) (voir Figure 7.4 et Figure 7.5). Les expériences se sont déroulées du 18 au 22 décembre 2006.

Le protocole suivant était en vigueur : pour chaque cas, on démarre la PAC dans le mode choisi. L'eau provient du réseau d'aqueduc avec un débit constant (environ 9 gpm, soit 0,57 kg/s). L'appareil de conditionnement d'air de la chambre maintient la température de l'air au niveau choisi (environ 20 °C en mode chauffage et 27 °C en mode refroidissement). Au bout d'une heure, un régime quasi-permanent est atteint. On arrête la PAC avec le ventilateur arrêté et le tube capillaire ouvert s'il y a lieu, et cela pendant 10 minutes. Au bout de ce temps, la PAC commence à fonctionner en cyclage. On la redémarre pour 10 mn, ensuite on l'arrête avec les conditions choisies pour 10 mn. On obtient donc un cycle de 20 mn. On répète l'opération 4 fois pour un total de 5 cycles de 20 mn. Cela permet de s'assurer que le régime de cyclage adopté est bien établi.

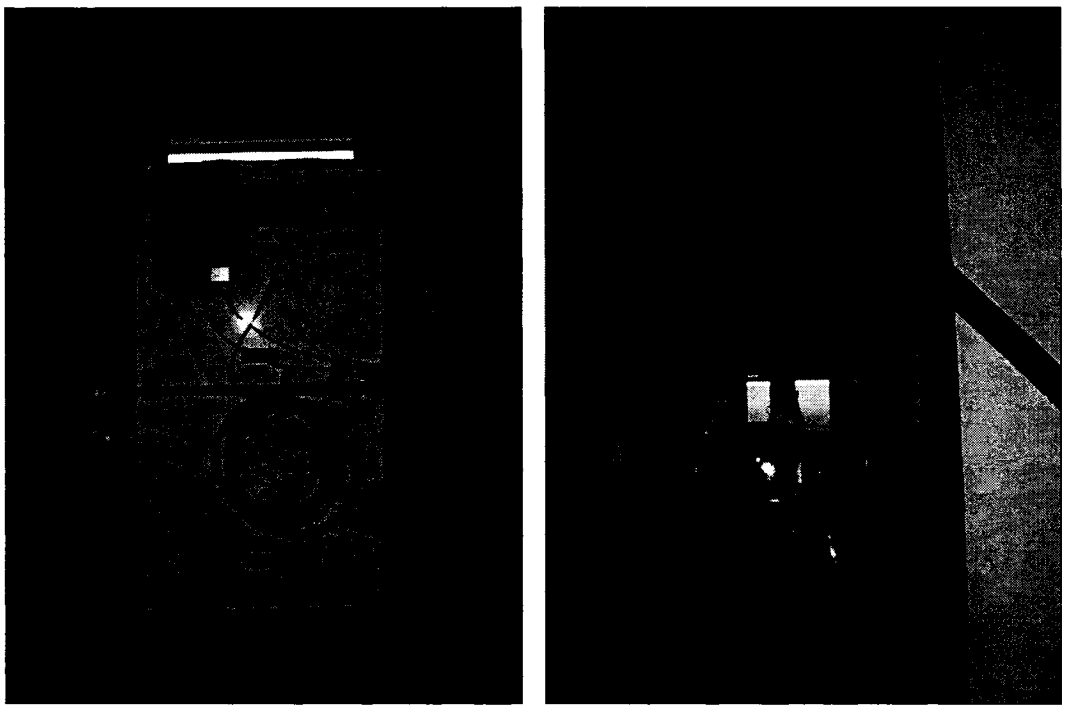


Figure 7.4 : Vue de la PAC en cours d'installation dans la chambre environnementale

La PAC est dotée d'un compresseur à double débit (double cylindre). La pleine capacité est obtenue lorsque les 2 cylindres sont actifs. Les expériences étaient menées dans ce mode "pleine capacité". Pour chaque cas, nous avons mesuré notamment les pressions et températures du réfrigérant aux entrées et aux sorties des 4 composants majeurs de la PAC, les débits de réfrigérant côté compresseur et côté détendeur, les puissances consommées par le compresseur et par le ventilateur, les conditions de l'air (température et taux d'humidité) à l'entrée et à la sortie de la PAC, le débit d'air, le débit d'eau, et les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de l'échangeur double tube. Notons que lors des expériences en mode refroidissement, aucune déshumidification de l'air n'a eu lieu.

Comme illustration du régime de cyclage adopté, nous avons la Figure 7.6 qui présente l'évolution des pressions du réfrigérant aux entrées – sorties des composants majeurs de

la PAC. On voit les 5 cycles qui se répètent assez bien. On reviendra sur ces pressions plus loin dans ce chapitre.

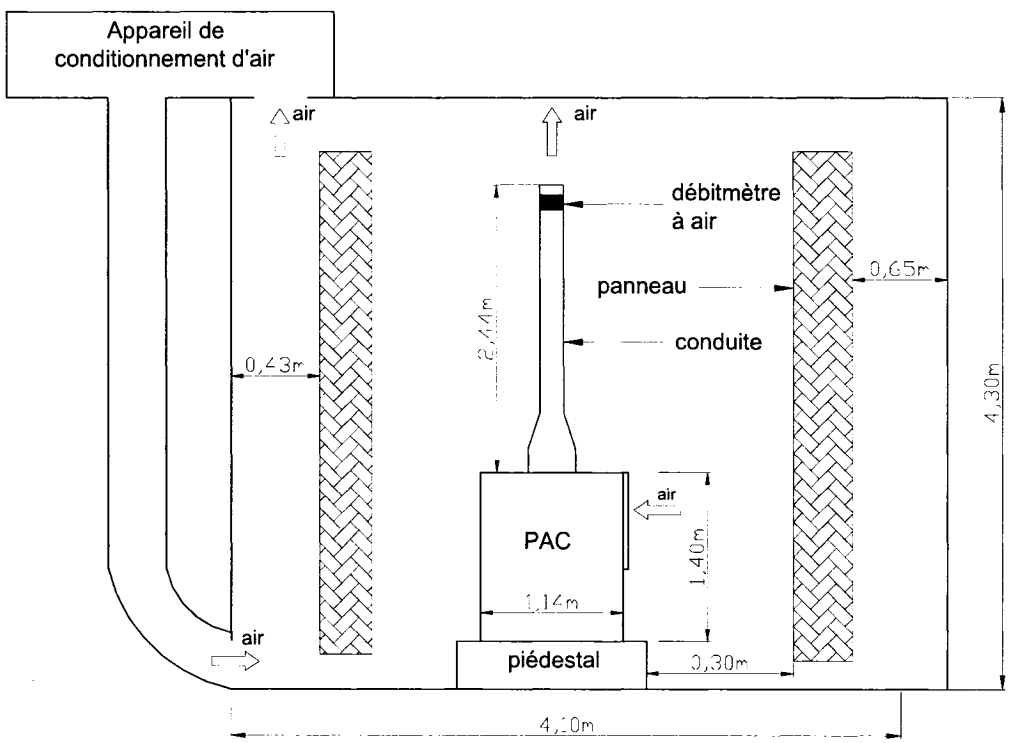


Figure 7.5 : Schéma de la PAC dans la chambre environnementale

L'observation, pour chaque cas, des 5 cycles permet de dégager le cycle le plus représentatif du cas étudié. L'annexe VII présente l'ensemble des résultats expérimentaux sous forme de graphiques des mesures effectuées pour le cycle représentatif de chacun des 8 cas. Il est à noter qu'en ce qui concerne les débits de réfrigérant, le débit au détendeur en mode chauffage n'a pu être mesuré du fait que le débitmètre se retrouve du côté de l'entrée de l'évaporateur où c'est un mélange diphasique qui circule. Les mesures en diphasique de ce débitmètre ne sont pas fiables.

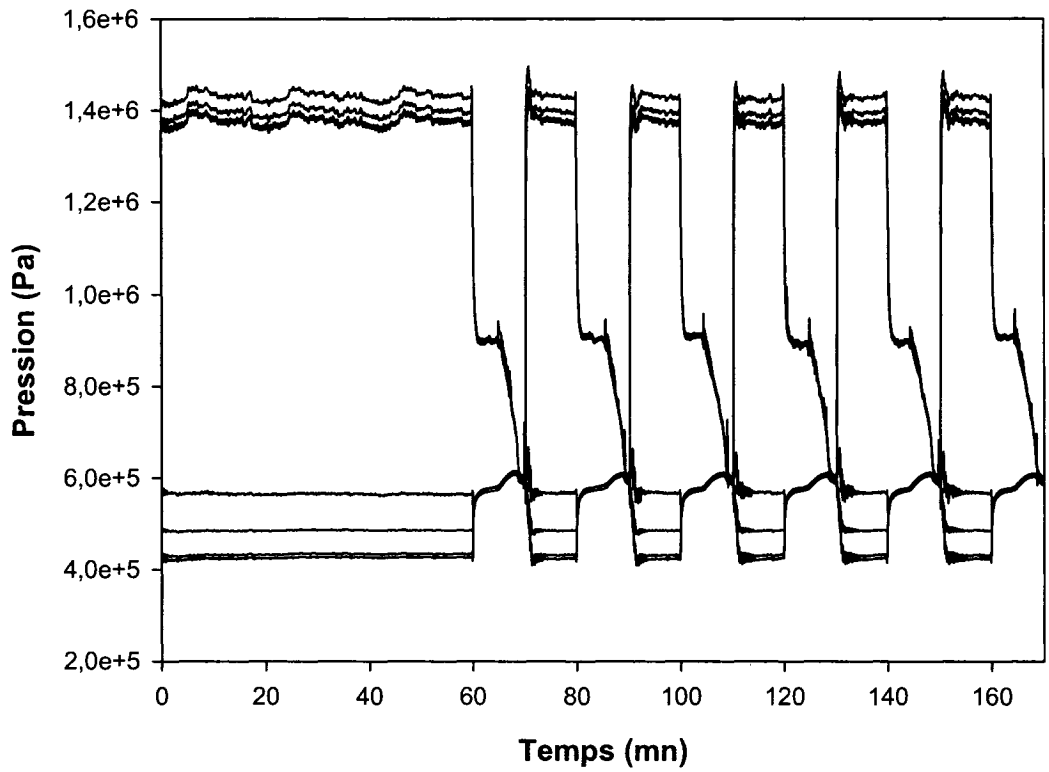


Figure 7.6 : Évolution des pressions du réfrigérant pour le cas CFSBVM

7.2.3 Bilans d'énergie et validation des résultats expérimentaux

Puisque pour chaque cas, nous avons laissé tourner la PAC pendant 1 heure avant de débuter le cyclage, nous avons là un moyen d'obtenir des valeurs en régime permanent qui peuvent nous permettre de valider les données expérimentales. Cette validation se fait suivant le principe de la conservation de l'énergie.

En mode chauffage, toutes les données de régime permanent sont pratiquement les mêmes pour tous les 4 cas, si bien que nous utilisons le cas CFSBVM comme représentant du régime permanent pour le mode chauffage. La même observation prévaut pour le mode refroidissement, et ici le cas RFSBVM est utilisé.

Les données utilisées sont les moyennes des 10 dernières minutes de la première heure de fonctionnement (donc celle où la PAC était en régime quasi permanent) (voir Figure 7.7 et Figure 7.8). Pour les numéros de points sur ces deux figures, se rapporter à la Figure 7.2 (page 210).

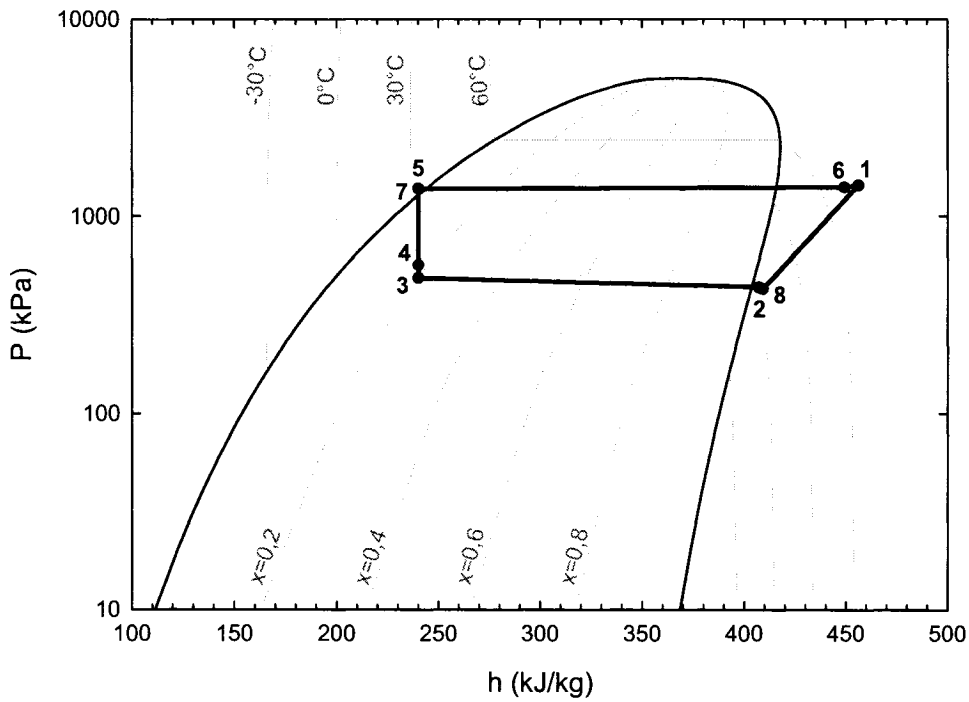


Figure 7.7 : Diagramme P-h pour le cas CFSBVM en régime permanent

Bilans d'énergie

Dans le calcul des écarts sur l'énergie, la référence est le côté "réfrigérant".

* Pour le cas CFSBVM, au niveau de l'échangeur réfrigérant – air (condenseur) :

- l'énergie cédée à l'air par le réfrigérant vaut :

$$E = \dot{m}\Delta h = 0,0364(449,3 - 240,0) = 7,62 \text{ kW} \qquad (7.2)$$

- l'énergie reçue par l'air est :

$$E = \dot{m}Cp\Delta T - \dot{W}_{ventilateur} = 0,603 \times 1,006 \times (32,1 - 19,6) - 0,34 = 7,24 \text{ kW} \quad (7.3)$$

- l'écart entre les deux vaut -4,99 %.

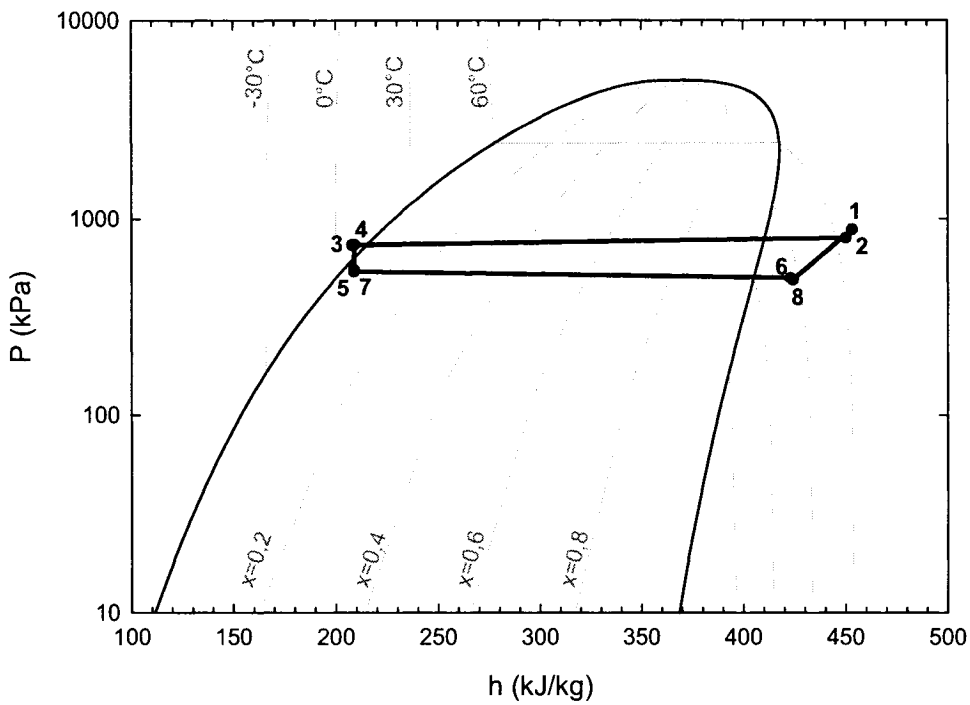


Figure 7.8 : Diagramme P-h pour le cas RFSBVM en régime permanent

* Pour le cas CFSBVM, au niveau de l'échangeur réfrigérant – eau (évaporateur) :

- l'énergie reçue par le réfrigérant est, en supposant que le débit de réfrigérant est égal au débit à la sortie du compresseur :

$$E = 0,0364(406,6 - 240,5) = 6,05 \text{ kW} \quad (7.4)$$

- l'énergie cédée par l'eau vaut :

$$E = \dot{m}Cp\Delta T = 0,574 \times 4,2 \times (5,1 - 2,5) = 6,27 \text{ kW} \quad (7.5)$$

- l'écart entre les deux est égal à 3,64 %.

* Pour le cas RFSBVM, au niveau de l'échangeur réfrigérant – air (évaporateur) :

- l'énergie reçue par le réfrigérant vaut :

$$E = 0,0416(422,9 - 208,6) = 8,91 \text{ kW} \tag{7.6}$$

- l'énergie cédée par l'air est égale à :

$$E = \dot{m}Cp\Delta T + \dot{W}_{ventilateur} = 0,650 \times 1,006 \times (27,5 - 14,4) + 0,34 = 8,91 \text{ kW} \tag{7.7}$$

- l'écart entre les deux est 0,00 %.

* Pour le cas RFSBVM, au niveau de l'échangeur réfrigérant – eau (condenseur) :

- l'énergie cédée par le réfrigérant est égale à :

$$E = 0,0413(450,0 - 208,3) = 9,98 \text{ kW} \tag{7.8}$$

- l'énergie reçue par l'eau est :

$$E = 0,553 \times 4,2 \times (10,2 - 5,6) = 10,68 \text{ kW} \tag{7.9}$$

- l'écart entre les deux vaut 7,01 %.

Incertitudes expérimentales relatives aux bilans d'énergie

La méthode de propagation des incertitudes (ASHRAE/ANSI 1986; Coleman et Steele 1989) est utilisée.

La chaleur échangée du côté du réfrigérant s'écrit, nous l'avons vu, comme suit :

$$E_R = \dot{m}(\Delta h) \tag{7.10}$$

où Δh est la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.

L'incertitude sur E_R vaut donc :

$$Ir_{E_R} = \frac{Ia_{E_R}}{E_R} = \pm\sqrt{\left(\frac{Ia_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{Ia_{\Delta h}}{\Delta h}\right)^2} \tag{7.11}$$

L'incertitude relative sur le débit est obtenue directement d'après l'incertitude sur le débitmètre Coriolis. L'enthalpie est obtenue avec la pression et la température. L'incertitude absolue qui est associée à l'enthalpie est déterminée donc en utilisant les valeurs extrêmes de l'enthalpie basées sur les valeurs extrêmes de la pression et de la température.

Pour la chaleur échangée côté eau, nous avons :

$$E_E = \dot{m} Cp_E (\Delta T) \tag{7.12}$$

Cp_E est considérée comme fixe (valant 4,2 kJ/kg.K) sur la gamme des températures d'eau dans les expériences et on suppose qu'aucune incertitude ne lui est associée. Par conséquent, l'incertitude sur E_E s'obtient comme suit :

$$Ir_{E_E} = \frac{Ia_{E_E}}{E_E} = \pm\sqrt{\left(\frac{Ia_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{Ia_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2} \tag{7.13}$$

Du côté de l'air, il vient :

$$E_A = \dot{m} Cp_A (\Delta T) \pm \dot{W}_{ventilateur} \tag{7.14}$$

Comme pour l'eau, Cp_A est considérée fixe (valant 1,006 kJ/kg) sur la gamme des températures d'air dans les expériences et on suppose qu'aucune incertitude ne lui est associée. Ainsi, l'incertitude sur E_A est :

$$Ir_{E_A} = \frac{Ia_{E_A}}{E_A} = \pm\sqrt{\left(\frac{Ia_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{Ia_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{Ia_{\dot{W}_{vent}}}{E_A}\right)^2} \tag{7.15}$$

À titre d'exemple de calcul, considérons le cas CFSBVM du côté de l'échangeur réfrigérant – air.

$$E_R = \dot{m}(h_6 - h_7) \tag{7.16}$$

La pression au point 6 (voir Figure 7.7) vaut 1,399 MPa. Comme l'incertitude sur la pression est de ±5,2 kPa, les valeurs extrêmes de P_6 sont 1,394 et 1,404 MPa. La température au point 6 vaut 74,7 °C. Comme l'incertitude sur la température est de ±0,35 °C, les valeurs extrêmes de T_6 sont 74,35 et 75,05 °C. Les valeurs extrêmes de h_6 sont évaluées en se basant sur les combinaisons suivantes : (1) $P_6 = 1,394$ MPa et $T_6 = 74,35$ °C; (2) $P_6 = 1,404$ MPa et $T_6 = 75,05$ °C; (3) $P_6 = 1,394$ MPa et $T_6 = 75,05$ °C; (4) $P_6 = 1,404$ MPa et $T_6 = 74,35$ °C. Les valeurs extrêmes de h_6 sont alors 448,94 et 449,65 kJ/kg. L'incertitude sur h_6 est prise comme la moitié de cet intervalle, soit $\pm(449,65 - 448,94)/2 = \pm 0,36$ kJ/kg. Sur h_7, les valeurs extrêmes sont 239,50 et 240,40 kJ/kg, soit une incertitude de ±0,45 kJ/kg. L'incertitude absolue sur la différence d'enthalpie vaut alors :

$$Ia_{\Delta h} = \pm\sqrt{0,36^2 + 0,45^2} = \pm 0,58 \text{ kJ/kg} \tag{7.17}$$

Ainsi, il vient :

$$Ir_{E_R} = \pm\sqrt{0,3^2 + \left(\frac{0,58\times100}{209,3}\right)^2} = \pm0,41\ \% \tag{7.18}$$

Du côté de l'air, nous avons :

$$Ia_{\Delta T} = \pm\sqrt{0,35^2 + 0,35^2} = \pm0,49\ °C \tag{7.19}$$

$$Ir_{E_A} = \pm\sqrt{\left(\frac{25\times100}{1112}\right)^2 + \left(\frac{0,49\times100}{12,7}\right)^2 + \left(\frac{0,007\times100}{7,24}\right)^2} = \pm4,46\ \% \tag{7.20}$$

Le Tableau 7.2 donne les valeurs d'incertitudes reliées aux bilans d'énergie. On notera que côté eau, à cause du ΔT plus faible, l'incertitude pour le cas CFSBVM est bien supérieure à l'incertitude pour le cas RFSBVM.

Tableau 7.2 : Incertitudes expérimentales reliées aux bilans d'énergie sur les échangeurs

CAS	Incertitudes pour Échangeur réfrigérant – air (%)		Incertitudes pour Échangeur réfrigérant – eau (%)	
	Côté réfrigérant	Côté air	Côté réfrigérant	Côté eau
CFSBVM	±0,41	±4,46	±1,49	±19,26
RFSBVM	±1,41	±4,42	±0,37	±11,38

Conclusion

L'écart sur les bilans d'énergie et l'incertitude expérimentale valent respectivement :

- pour le cas CFSBVM avec l'échangeur réfrigérant – air : 4,99 et 4,46 %;

- pour le cas CFSBVM avec l'échangeur réfrigérant – eau : 3,64 et 19,26 %;
- pour le cas RFSBVM avec l'échangeur réfrigérant – air : 0,00 et 4,42 %;
- pour le cas RFSBVM avec l'échangeur réfrigérant – eau : 7,01 et 11,38 %.

Tous les écarts sur les bilans sont dans les limites des incertitudes expérimentales, ce qui permet d'affirmer que les données expérimentales sont probablement valides.

De plus, on peut faire intervenir un autre concept qui est celui de la conservation de l'énergie au niveau du cycle interne du réfrigérant : l'énergie dégagée au niveau du condenseur est la somme de l'énergie reçue par l'évaporateur et de l'énergie gagnée au niveau du compresseur.

Si donc, nous estimons que le rendement global (soit le rapport de l'énergie emportée par le réfrigérant sur la puissance absorbée par le compresseur) du compresseur vaut 90 %, il vient alors :

- CFSBVM – la puissance absorbée par le compresseur vaut 1,85 kW :

$$7,62 \approx 6,05 + 0,9(1,85) = 7,72 \tag{7.21}$$

- RFSBVM – la puissance absorbée par le compresseur vaut 1,38 kW :

$$9,98 \approx 8,91 + 0,9(1,38) = 10,15 \tag{7.22}$$

On peut par conséquent faire confiance aux données expérimentales.

7.2.4 Aperçu des performances de la PAC

Le Tableau 7.3 résume la performance de la machine en régime permanent selon les données expérimentales (rappelons qu'il n'y a pas eu de déshumidification).

Tableau 7.3 : Performances de la PAC selon les données expérimentales

	Chauffage (CFSBVM)	Refroidissement (RFSBVM)
Débit d'eau (kg/s)	0,574	0,553
Température d'entrée de l'eau (°C)	5,1	5,6
Température de sortie de l'eau (°C)	2,5	10,2
Débit d'air (pi^3/mn)	1112	1130
Température d'entrée de l'air (°C)	19,6	27,5
Température de sortie de l'air (°C)	32,1	14,4
Capacité (côté air) (kW)	7,58	8,57
Chaleur absorbée/rejetée (côté eau) (kW)	6,27	10,68
Puissance absorbée par le compresseur (kW)	1,85	1,38
Puissance absorbée par le ventilateur (kW)	0,34	0,34
Puissance totale absorbée (kW)	2,19	1,72
Coefficient de performance	3,46	4,98

On remarquera notamment qu'en mode chauffage, la PAC réalise une bien bonne performance malgré la température relativement faible de l'eau.

7.3 Validation des modèles individuels des composants de la PAC

La validation débute en considérant les modèles individuels pour bien s'assurer qu'ils fonctionnent correctement avant de s'attaquer à la PAC elle-même. Cette section concernera le compresseur et les deux échangeurs (en ce qui concerne le détendeur, les constantes du modèle doivent être déterminées en s'appuyant justement sur les données expérimentales et le modèle de l'orifice d'égalisation de pression a été validé par ailleurs).

Les validations s'effectuent en régime permanent en utilisant les données de la section précédente (cas CFSBVM et RFSBVM en régime permanent).

7.3.1 Compresseur

Les pertes de charge à travers les clapets d'aspiration et de refoulement sont négligées.

Tableau 7.4 : Données relatives au compresseur alternatif

	Unité	Valeur
Rapport d'espace mort	/	0,037
Volume total balayé par tous les pistons	m^3	38,1E-6
Fréquence de rotation	Hz	58,33
Exposant isentropique moyen compression – détente	/	1,114
Volume libre dans la cloche	m^3	6,07E-3
Hauteur du compresseur vu comme un cylindre	m	0,38
Diamètre du compresseur vu comme un cylindre	m	0,21
Aire des parties du compresseur en contact avec le réfrigérant	m^2	0,01
Coefficient d'échange entre le réfrigérant et les parties en contact	$W/m^2.K$	50
Masse d'huile dans le compresseur	kg	0,98
Chaleur spécifique de l'huile de lubrification	J/kg.K	2000
Somme des capacités calorifiques des parties métalliques en contact avec le réfrigérant	J/K	5000
Surface d'échange du compresseur avec son environnement	m^2	0,32
Température de l'air environnant le compresseur en mode chauffage	°C	20
Température de l'air environnant le compresseur en mode refroidissement	°C	27
Conductivité de l'air environnant	W/m.K	0,026
Coefficient de dilatation thermique de l'air environnant	K^{-1}	3,26E-3
Diffusivité thermique de l'air environnant	m^2/s	0,21E-4
Viscosité cinématique de l'air environnant	m^2/s	0,16E-4
Facteur d'émission de la surface extérieure du compresseur	/	0,25
Aire intérieure de la canalisation de refoulement	m^2	0,012
Longueur de la canalisation de refoulement	m	0,4
Diamètre moyen de la canalisation de refoulement	m	0,0095
Perte de charge à travers le clapet d'aspiration	%	0
Perte de charge à travers le clapet de refoulement	%	0
Chaleur provenant du réchauffeur de carter	W	6

La caractéristique du compresseur qu'est le rapport d'espace mort a été déterminée en considérant que puisque le volume mort ne dépend que de facteurs géométriques, un seul point de performance doit pouvoir suffire à l'évaluer. Nous utilisons pour cela le point nominal, le point le plus sûr des données de performance du manufacturier. Ce point donne pour un débit nominal d'environ 0,049 kg/s un rapport d'espace mort de 3,7 % (obtenu par ajustement en utilisant le modèle numérique du compresseur).

Les données liées au compresseur (de marque BRISTOL, modèle T27B284CBCA) figurent au Tableau 7.4.

Nous avons validé le modèle du compresseur en chauffage et en climatisation. Le Tableau 7.5 donne les résultats. Ils sont globalement satisfaisants.

Tableau 7.5 : Résultats de la validation du modèle du compresseur en régime permanent

		Chauffage (CFSBVM)	Refroidissement (RFSBVM)
ENTRÉE	Pression d'aspiration (MPa)	0,427	0,488
	Température à l'aspiration (°C)	3,4	25,8
	Pression de refoulement (MPa)	1,433	0,881
	Température de l'air environnant (°C)	19	27
SORTIE MESURÉE	Débit de réfrigérant (kg/s)	0,0364	0,0413
	Enthalpie à la sortie (kJ/kg)	456,2	453,0
	Puissance absorbée (kW)	1,85	1,38
SORTIE CALCULÉE	Débit de réfrigérant (kg/s)	0,0337	0,0378
	Enthalpie à la sortie (kJ/kg)	457,0	456,6
	Puissance absorbée (kW)	1,81	1,43
ÉCARTS (%)	Sur débit	-7,4	-8,5
	Sur différence d'enthalpie	1,7	12,4
	Sur puissance	-2,2	3,6

7.3.2 Échangeur réfrigérant – eau

Les paramètres utilisés avec l'échangeur double tube (marque TURBOTEC, modèle BTSSC-36 ES TJ) sont donnés par le Tableau 7.6.

Le Tableau 7.7 présente les résultats de la validation de ce modèle. On voit que la corrélation n'a pu retrouver la chute de pression (nous avons de fait essayé plusieurs autres formules, mais aucune n'a pu faire mieux). Ce qui confirme notre observation dans le chapitre relatif à la modélisation de cet échangeur : nous n'avons pas trouvé de corrélation appropriée pour la chute de pression par friction, pour le régime diphasique tout au moins. Hormis cette variable, le bilan est satisfaisant.

Tableau 7.6 : Données relatives à l'échangeur double tube

	Unité	Valeur
Nombre de volumes de contrôle	/	100
Longueur de l'échangeur	m	4,3
Diamètre maximal (de l'enveloppe) du tube intérieur	mm	31,4
Diamètre interne équivalent sur la base de la section	mm	22,9
Diamètre interne équivalent sur la base du périmètre	mm	44,2
Diamètre externe équivalent sur la base de la section	mm	26,8
Diamètre externe équivalent sur la base du périmètre	mm	45,8
Diamètre intérieur du tube extérieur	mm	34,8
Hauteur de nervure (estimée)	mm	3
Pas de nervure (estimé)	mm	14,7
Angle d'hélice adimensionnel (estimé)	/	0,667
Masse volumique de la paroi du tube intérieur	kg/m^3	8300
Conductivité thermique de la paroi du tube intérieur	W/m.K	372
Chaleur spécifique de la paroi du tube intérieur	J/kg.K	419
Fluide secondaire et réfrigérant en co-courant en mode chauffage	/	Oui
Fluide secondaire et réfrigérant en co-courant en mode refroidissement	/	Non

Tableau 7.7 : Validation du modèle de l'échangeur double tube en régime permanent

		Chauffage (CFSBVM)	Refroidissement (RFSBVM)
ENTRÉE	Pression du réfrigérant (MPa)	0,486	0,798
	Enthalpie du réfrigérant (kJ/kg)	240,43	450,01
	Débit de réfrigérant (kg/s)	0,0364	0,0413
	Température de l'eau (°C)	5,1	5,6
	Débit de l'eau (kg/s)	0,574	0,552
SORTIE MESURÉE	Pression du réfrigérant (MPa)	0,435	0,737
	Enthalpie du réfrigérant (kJ/kg)	406,57	208,33
	Température de l'eau (°C)	2,5	10,2
SORTIE CALCULÉE	Pression du réfrigérant (MPa)	0,476	0,794
	Enthalpie du réfrigérant (kJ/kg)	407,24	207,94
	Température de l'eau (°C)	2,6	9,9
	Chaleur cédée à l'eau (kW)	-6,1	10,0
ÉCARTS (%)	Sur pression du réfrigérant	9,4	7,7
	Sur chute de pression du réfrigérant	-80,4	-93,4
	Sur différence d'enthalpie	0,4	0,2
	Sur différence de température de l'eau	-3,8	-6,5

7.3.3 Échangeur réfrigérant - air

Pour l'échangeur à tube à ailettes (marque REFPLUS, modèle HC-24-3-12-20) dont un schéma est présenté à la Figure 7.9, nous avons les données figurant au Tableau 7.8.

Tableau 7.8 : Données relatives à l'échangeur à tube à ailettes

	Unité	Valeur
Configuration	/	étagé
Nombre de volumes de contrôle par tube	/	20
Nombre de colonnes de tubes	/	3
Nombre de rangées de tubes	/	48
Nombre de circuits	/	3
Nombre maximal de tubes par circuit	/	24
Longueur de chaque tube	m	0,510
Diamètre intérieur des tubes	mm	10,06
Diamètre extérieur des tubes incluant le collier	mm	11,18
Pas de tube longitudinal (distance entre 2 colonnes)	mm	22
Pas de tube transversal	mm	25
Pas d'ailette	mm	2,12
Épaisseur des ailettes	mm	0,15
Longueur d'une demi-ondulation d'ailette	mm	3,25
Hauteur d'une demi-ondulation d'ailette excluant l'épaisseur d'ailette	mm	1,3
Surface totale d'échange des ailettes par m de longueur d'échangeur	m^2/m	0,458
Surface totale d'échange extérieure de l'échangeur	m^2	18,1
Surface nette d'échange des tubes avec l'air	m^2	2,46
Profondeur de l'échangeur	m	0,066
Aire d'écoulement minimale	m^2	0,156
Conductivité thermique des ailettes	W/m.K	204
Chaleur spécifique des ailettes	J/kg.K	896
Chaleur spécifique des tubes	J/kg.K	419
Masse d'ailette par m de longueur d'échangeur	kg/m	0,101
Masse de tube par m de longueur d'échangeur	kg/m	0,112
Longueur de coude (excepté les 2 coudes les plus longs qui ont 0,07 m)	m	0,04

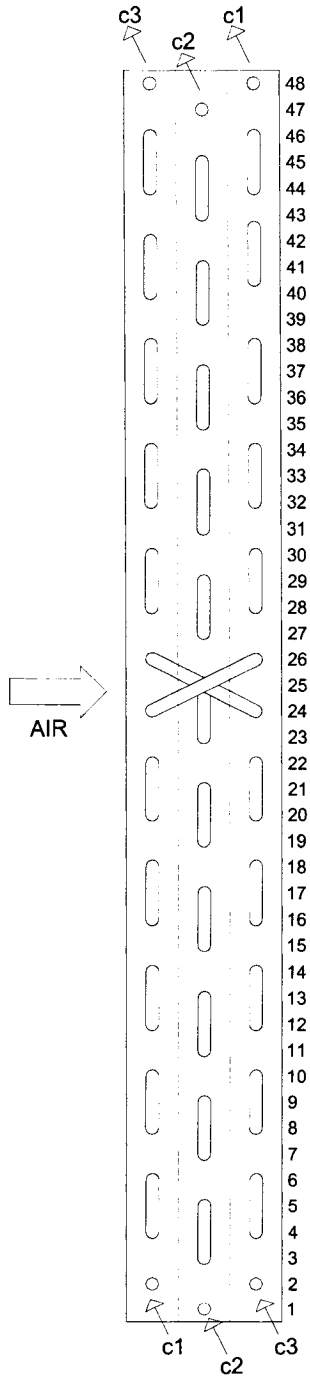


Figure 7.9 : Disposition des tubes et des circuits de l'échangeur réfrigérant – air

Le Tableau 7.9 présente les résultats de la validation. Rappelons encore qu'il n'y a pas eu de déshumidification. Le ventilateur n'est pas pris en compte. Les résultats sont tous satisfaisants.

Tableau 7.9 : Validation du modèle de l'échangeur tube à ailettes en régime permanent

		Chauffage (CFSBVM)	Refroidissement (RFSBVM)
ENTRÉE	Pression du réfrigérant (MPa)	1,399	0,541
	Enthalpie du réfrigérant (kJ/kg)	449,34	208,70
	Débit de réfrigérant (kg/s)	0,0364	0,0416
	Température de l'air (°C)	19,6	27,5
	Débit de l'air (pi^3/mn)	1112	1130
SORTIE MESURÉE	Pression du réfrigérant (MPa)	1,375	0,499
	Enthalpie du réfrigérant (kJ/kg)	239,99	422,91
	Température de l'air (°C)	31,5	13,9
SORTIE CALCULÉE	Pression du réfrigérant (MPa)	1,384	0,476
	Enthalpie du réfrigérant (kJ/kg)	256,32	422,46
	Température de l'air (°C)	31,0	13,9
	Chaleur cédée à l'air (kW)	7,02	-9,00
ÉCARTS (%)	Sur pression du réfrigérant	0,6	-4,6
	Sur chute de pression du réfrigérant	-37,5	54,8
	Sur différence d'enthalpie	-7,8	-0,2
	Sur différence de température de l'air	-4.2	0,0

Les résultats de la validation en régime permanent des modèles individuels des composants que sont le compresseur et les deux échangeurs sont globalement satisfaisants. On peut faire confiance à ces modèles et passer ainsi à la validation du modèle global.

7.4 Validation du modèle de la pompe à chaleur

Dans la section précédente, nous avons indiqué les données relatives au compresseur et aux deux échangeurs. Avant de passer à la validation proprement dite en mode chauffage et puis en mode refroidissement, nous allons indiquer les données relatives aux autres composants de la PAC.

7.4.1 Autres paramètres

Précisons d'abord que la PAC est chargée avec 1,42 kg de réfrigérant R-22.

Le Tableau 7.10 donne les paramètres reliés au détendeur thermostatique (marque DANFOSS, modèle TUAE-068U2245).

Tableau 7.10 : Données relatives au détendeur thermostatique

	Unité	Valeur
Réfrigérant contenu dans le bulbe	/	R-22
Charge du bulbe	kg	2,4E-4
Surface interne du bulbe	m^2	1,6E-3
Volume (interne) du bulbe	m^3	4,4E-6
Diamètre du bulbe approché comme un cylindre	mm	15
Pression correspondant à la surchauffe statique (déterminée d'après les données du manufacturier)	Pa	76570
Constante K_1 du modèle de débit (valeur ajustée d'après les données expérimentales)	/	19,807E-12
Constante K_2 du modèle de débit (valeur ajustée d'après les données expérimentales)	/	-28,436E-18
Nombre de volumes de contrôle pour le tube capillaire utilisé pour simuler l'orifice d'égalisation de pression	/	30
Diamètre du tube	mm	0,5
Longueur du tube	m	0,91
Section à l'amont du tube	m^2	4,4E-5
Section à l'aval du tube	m^2	4,4E-5

Les 4 tuyaux aux entrées-sorties des échangeurs utilisent les données figurant au Tableau 7.11.

Tableau 7.11 : Données relatives aux tuyaux

	Unité	Valeur
Nombre de volumes de contrôle (chacun des tuyaux)	/	30
Conductivité thermique de la paroi (tous les tuyaux)	W/m.K	372
Masse volumique de la paroi (tous les tuyaux)	kg/m^3	8300
Chaleur spécifique de la paroi (tous les tuyaux)	J/kg.K	419
Aire axiale de la paroi (chacun des tuyaux)	m^2	7,4E-5
Diamètre du tuyau à l'entrée de l'évaporateur en mode chauffage	mm	14
Longueur du tuyau à l'entrée de l'évaporateur en mode chauffage	m	0,71
Diamètre du tuyau à la sortie de l'évaporateur en mode chauffage	mm	15
Longueur du tuyau à la sortie de l'évaporateur en mode chauffage	m	1,00
Diamètre du tuyau à l'entrée du condenseur en mode chauffage	mm	16
Longueur du tuyau à l'entrée du condenseur en mode chauffage	m	3,40
Diamètre du tuyau à la sortie du condenseur en mode chauffage	mm	14
Longueur du tuyau à la sortie du condenseur en mode chauffage	m	1,20
Diamètre du tuyau à l'entrée de l'évaporateur en mode refroidissement	mm	14
Longueur du tuyau à l'entrée de l'évaporateur en mode refroidissement	m	1,20
Diamètre du tuyau à la sortie de l'évaporateur en mode refroidissement	mm	16
Longueur du tuyau à la sortie de l'évaporateur en mode refroidissement	m	1,55
Diamètre du tuyau à l'entrée du condenseur en mode refroidissement	mm	16
Longueur du tuyau à l'entrée du condenseur en mode refroidissement	m	2,85
Diamètre du tuyau à la sortie du condenseur en mode refroidissement	mm	14
Longueur du tuyau à la sortie du condenseur en mode refroidissement	m	0,71

Le Tableau 7.12 donne les paramètres caractéristiques du robinet inverseur (marque ALCO CONTROLS). Ces paramètres ont été ajustés sur la base des résultats expérimentaux. Damasceno et al. (1991) donnent des valeurs possibles pour ces paramètres. En partant de ces données et en utilisant le modèle de la PAC, on a cherché les valeurs qui permettaient de se rapprocher au plus près des résultats expérimentaux.

Tableau 7.12 : Données relatives au robinet inverseur

	Unité	Valeur
Paramètre caractéristique de la chute de pression côté succion en mode chauffage	/	1,5E7
Paramètre caractéristique de la chute de pression côté décharge en mode chauffage	/	14E8
Paramètre caractéristique du gain de chaleur côté succion en mode chauffage	/	0,2
Paramètre caractéristique de la perte de chaleur côté décharge en mode chauffage	/	2,0
Paramètre caractéristique de la chute de pression côté succion en mode refroidissement	/	1,5E8
Paramètre caractéristique de la chute de pression côté décharge en mode refroidissement	/	14E8
Paramètre caractéristique du gain de chaleur côté succion en mode refroidissement	/	1,5
Paramètre caractéristique de la perte de chaleur côté décharge en mode refroidissement	/	2,0

Finalement, pour le plenum, nous avons les données qui figurent au Tableau 7.13. La capacité calorifique et la conductance thermique ont été ajustées sur la base des résultats expérimentaux.

Tableau 7.13 : Données relatives au plenum

	Unité	Valeur
Volume du plenum	m^3	0,60
Capacité calorifique de la masse thermique présente	J/K	10000
Conductance de la masse thermique présente si le ventilateur est en marche	W/K	1000
Conductance de la masse thermique présente si le ventilateur est à l'arrêt	W/K	50

7.4.2 Mode chauffage

Pour simuler un cycle, nous partons de conditions quelconques, faisons fonctionner la PAC pendant le temps de marche (environ 10 mn ici), puis l'arrêtons pour 10 mn (temps d'arrêt). Cela donne un premier cycle. Nous répétons au moins une fois, et c'est le dernier cycle qui est choisi pour représenter les résultats du modèle. Le temps de

simulation est de 0,2 s pendant le temps de marche et jusqu'à 30 s après le début de la période d'arrêt, et de 1 s le reste du temps d'arrêt. Il convient aussi de souligner que les simulations en transitoire ont été effectuées en supposant que dans l'échangeur réfrigérant – air, le débit est réparti uniformément entre les 3 cycles (voir Chapitre 2). Cette hypothèse, qui n'engendre que moins de 1 % d'erreur au pire, permet de gagner un facteur de 6 sur le temps de simulation.

Dans les figures, pour ce qui est des données expérimentales, nous présentons l'évolution de la puissance au compresseur et des températures d'eau et d'air avec des barres d'erreur. Les incertitudes qui ont permis de tracer ces barres ont été déterminées de la façon suivante :

Incertitude sur l'évolution de la puissance au compresseur

L'incertitude absolue sur la puissance absorbée par le compresseur vaut ±13 W selon les résultats de l'étalonnage du wattmètre.

Incertitude sur l'évolution de la température de sortie de l'eau

Il s'agit de reporter l'incertitude sur l'énergie échangée (voir section 7.2.3) sur la température de sortie. En effet, il s'agit de reconnaître que la température de sortie telle que calculée par le modèle est affectée non seulement par l'incertitude sur la température d'entrée mais aussi par l'incertitude sur le débit d'eau. Nous avons :

$$Ia_{TS} = \pm \Delta T \sqrt{\left(Ir_{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{Ia_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2} \tag{7.23}$$

avec $Ir_{\dot{m}} = \pm 0,04$ et $Ia_{\Delta T} = \pm 0,495$ °C (voir section 7.2.3).

Incertitude sur l'évolution de la température de sortie de l'air

En reconduisant le même raisonnement que ci-dessus et en négligeant l'incertitude liée à la puissance absorbée par le ventilateur (qui contribue très faiblement à l'incertitude globale telle que nous l'avons vue à la section 7.2.3), nous avons la même équation (7.23) avec cette fois-ci :

$$Ir_{\dot{m}} = \frac{0,0004719 \times \rho_{air}(Ts_{air}, W_{air}) \times Ia_{\dot{m}}}{\dot{m}} \tag{7.24}$$

où $Ia_{\dot{m}} = \pm 25$ pi^3/mn .

Il convient aussi de considérer qu'en plus des incertitudes expérimentales, d'autres sources d'incertitudes existent : paramètres inconnus, incertitudes sur les corrélations utilisées (transfert de chaleur, chute de pression, ...), etc.

Les températures d'entrée de l'eau et de l'air n'étant pas constantes, on a fait une régression des données expérimentales pour obtenir les températures utilisées dans les simulations. Les corrélations ne sont pas toujours élevées. C'est pourquoi on représente autant les températures d'entrée expérimentales que les températures d'entrée utilisées dans les simulations. Par ailleurs, pour ne pas alourdir inutilement la présentation, on a représenté les pressions moyennes (moyenne entre la pression à l'entrée et la pression à la sortie de l'échangeur) parce que ce sont les valeurs de pressions les plus pertinentes en ce qui a trait à la réponse du système relativement aux conditions des fluides secondaires (eau et air). De même, les débits de réfrigérant ayant tous la même évolution, seul les débits de réfrigérant pour le cas CFSBVM seront présentés.

Les Figure 7.14 à Figure 7.30 présentent les résultats de la validation des 4 cas en chauffage : CFSBVM, CFSBVA, CFABVM, et CFABVA (voir Tableau 7.1). Il est remarquable que dans tous les 4 cas, les pressions s'égalisent dans tout le circuit avant la fin du cycle (voir Figure 7.14, Figure 7.19, Figure 7.23 et Figure 7.27). Ce n'est pas ce qui était attendu pour les cas sans orifice d'égalisation de pression. Et on n'a pas retrouvé d'indication dans la littérature que cela devait se produire. Dans le cas où il n'y a pas d'orifice d'égalisation de pression, on aurait la tendance donnée par la Figure 7.10.

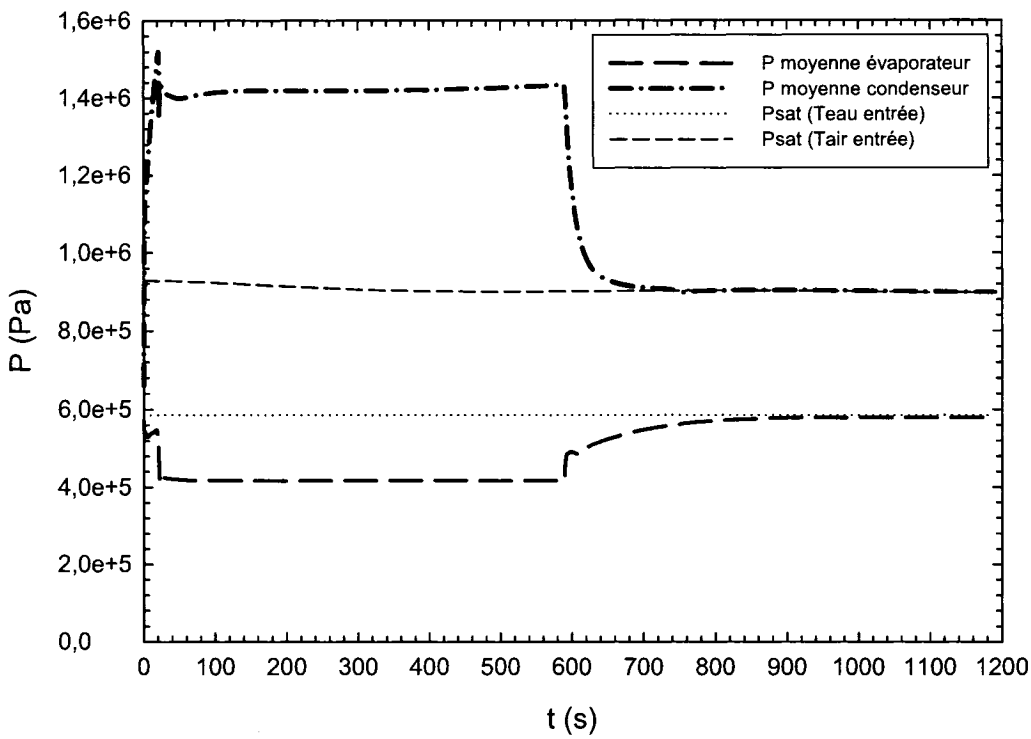


Figure 7.10 : Évolution des pressions moyennes d'évaporation et de condensation dans le cas CFSBVM s'il ne devait pas y avoir d'égalisation des pressions

On représente dans la figure les pressions de saturation correspondant aux températures d'entrée de l'air (côté condenseur) et de l'eau (côté évaporateur). On voit que chaque pression tend à s'équilibrer avec la température du fluide secondaire. En effet, à l'arrêt, la

paroi de l'échangeur tend à s'équilibrer thermiquement avec le fluide secondaire, et le réfrigérant suit cet équilibre thermique. S'il reste suffisamment de réfrigérant dans l'échangeur (ce qui se produit s'il n'y a pas d'écoulement de réfrigérant), le réfrigérant sera sous forme diphasique et aura donc la pression correspondant à sa température (qui est celle du fluide secondaire). Comme on s'écarte de ce comportement standard, il nous faut comprendre ce qui s'est passé pour que les pressions s'égalisent. Pour ce faire, nous allons nous aider des figures ci-dessous.

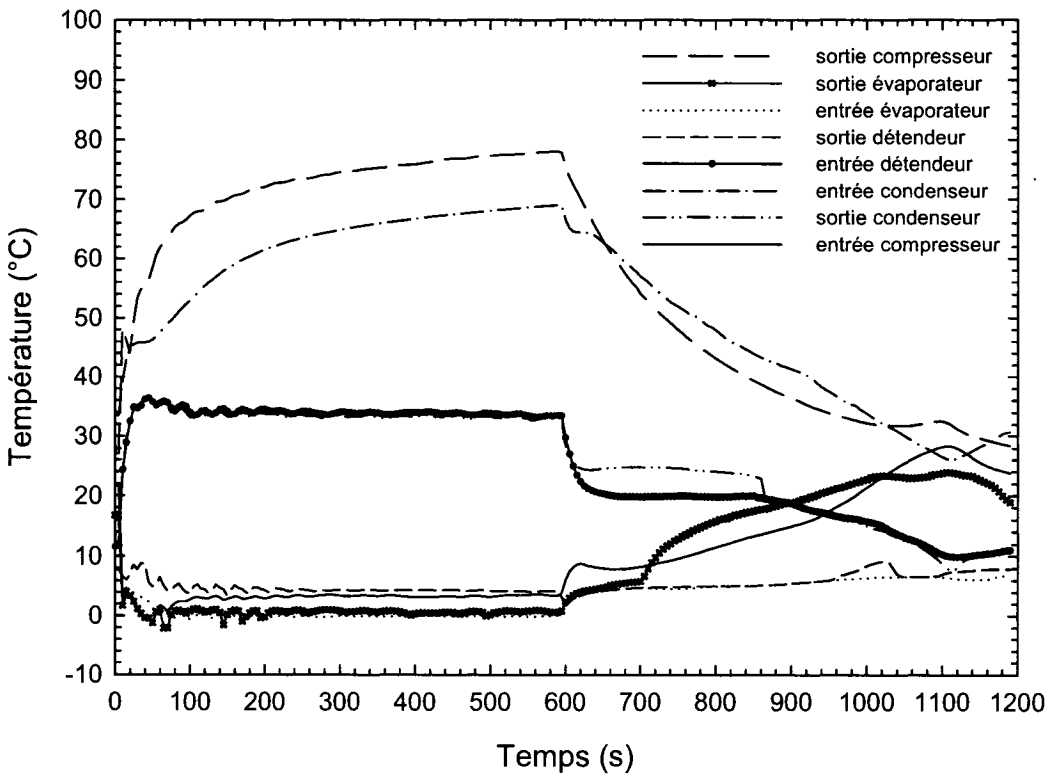


Figure 7.11 : Températures du réfrigérant pour le cas CFSBVM (données expérimentales)

On représente aussi à la Figure 7.12 la température de saturation correspondant à la pression à la sortie de l'évaporateur telle que vue par le bulbe. Cette pression est ici calculée comme la moyenne entre la pression à la sortie de l'évaporateur et la pression à

la succion du compresseur (le capteur du bulbe étant placé entre les deux). On peut voir que pendant le temps de marche, il y a un écart d'environ 10 °C entre la température à la surface du bulbe et cette température de saturation (écart qu'on peut comparer à la surchauffe statique qui est de 4 °C en conditions nominales pour ce détendeur). Au début de la phase d'arrêt, on voit que la température de saturation remonte et que l'écart se réduit. En un moment, l'écart est tel que le détendeur se ferme. Mais cependant, la température à la surface du bulbe s'accroît assez vite, recreusant l'écart. Cela signifie qu'à partir d'un certain temps dans la phase d'arrêt, le détendeur s'ouvre à nouveau, permettant au condenseur de se vider vers l'évaporateur. Et comme la charge dans le condenseur diminue, la pression dans cet échangeur va baisser tandis que la pression dans l'évaporateur (qui reste en diphasique) va demeurer à peu près constante, presque en équilibre avec la pression de saturation correspondant à la température d'entrée de l'eau. Voilà ce qui explique l'égalisation des pressions. C'est valable pour le cas CFSBVM, mais également pour les autres; la présence d'un orifice d'égalisation de pression (CFABVM, CFABVA) et l'absence d'une ventilation (CFSBVA, CFABVA) jouant comme facteurs d'accélération de l'égalisation de pressions.

Mais pourquoi la surface du bulbe voit-elle sa température augmenter? On peut trouver la réponse en s'aidant de la Figure 7.11. On voit d'abord que la température à la sortie de l'évaporateur continue d'augmenter après l'arrêt du compresseur. Et elle dépasse 5 °C, qui est la température d'entrée de l'eau. Donc, ce n'est pas la température de l'eau qui fait augmenter la température à la sortie de l'évaporateur. Ce n'est pas non plus un gain de chaleur provenant de l'environnement puisqu'on voit que la température à la sortie de l'évaporateur va même dépasser la température de l'environnement qui est aux environs de 20 °C (température d'entrée de l'air; on se souvient qu'on est en chambre climatique) et de toute façon la tuyauterie est isolée. Il y a donc du refoulement de réfrigérant chaud. Ce réfrigérant chaud peut venir de la cloche du compresseur. Mais cette hypothèse ne

tient pas dès lors que la température à la sortie de l'évaporateur va même dépasser la température notée à la succion du compresseur. Il nous reste le robinet inverseur.

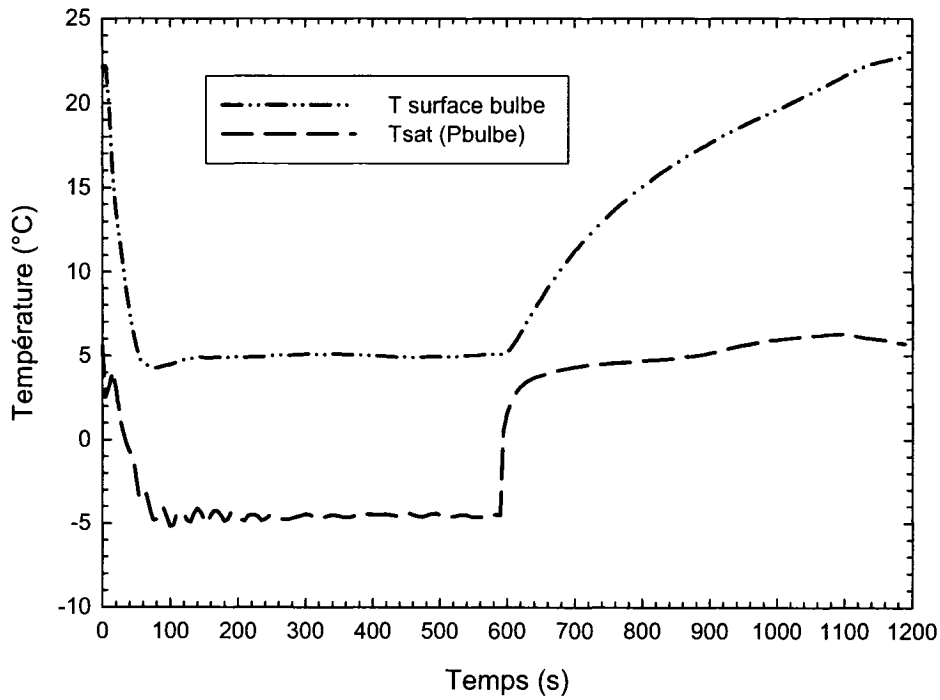


Figure 7.12 : Température à la surface du bulbe pour le cas CFSBVM (donnée expérimentale)

L'idée développée est qu'il y a une fuite dans le robinet inverseur (on en a déjà parlé), et cette fuite, quoique faible, permet à du réfrigérant présent à l'entrée du condenseur (lequel réfrigérant est fort surchauffé) de pénétrer dans le tuyau à la sortie de l'évaporateur. Nous avons modélisé ce phénomène en imaginant qu'il y a à la place du robinet inverseur un orifice qui relie le tuyau à l'entrée du condenseur au tuyau à la sortie de l'évaporateur (Figure 7.13). Le débit (en kg/s) de réfrigérant à travers cet orifice est donné par :

$$\dot{m}_{RBI} = C\sqrt{\rho_{EC}\left(P_{EC} - P_{SV}\right)} \tag{7.25}$$

où :

- C (m^2) est la caractéristique de l'orifice (à ajuster sur la base des résultats expérimentaux);
- ρ_{EC} : masse volumique du réfrigérant du côté de l'entrée du condenseur (kg/m^3);
- P_{EC} : pression du réfrigérant du côté de l'entrée du condenseur (Pa);
- P_{SV} : pression du réfrigérant du côté de la sortie de l'évaporateur (Pa).

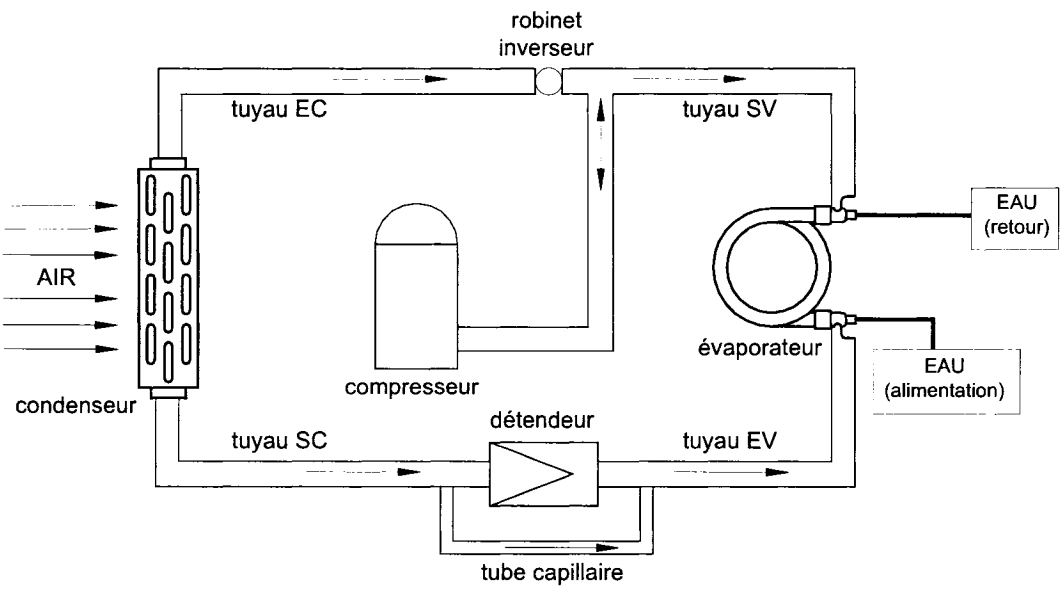


Figure 7.13 : Modélisation de la PAC à l'arrêt du compresseur en mode chauffage

La Figure 7.13 montre que le condenseur est susceptible de se vider, et par le robinet inverseur, et par le détendeur. Le débit à travers le robinet inverseur est pris comme négatif, et nous avons obtenu $C = -1E-9$ pour tous les 4 cas que sont CFSBVM, CFSBVA, CFABVM, et CFABVA.

Une des difficultés de ce genre de modèle est l'état de la PAC au démarrage : répartition du réfrigérant dans les différents composants, énergie renfermée dans les différentes masses thermiques. Il n'est pas possible d'obtenir expérimentalement la répartition des masses de réfrigérant au démarrage du système lorsqu'on fait des expériences en cyclage. D'où l'importance de modéliser ce qui se passe à l'arrêt afin de bien pouvoir s'approcher de l'état de la PAC au prochain redémarrage. Et ce malgré toutes les incertitudes : incertitudes sur la caractéristique d'orifice pour le robinet inverseur, incertitudes sur les coefficients d'échange de chaleur dans les échangeurs (les corrélations habituelles sont pour le régime permanent et à l'arrêt on se situe entre la convection forcée et la convection naturelle et il n'existe pas de corrélation appropriée pour la convection naturelle dans nos échangeurs), incertitudes liées aux paramètres inconnus, etc.

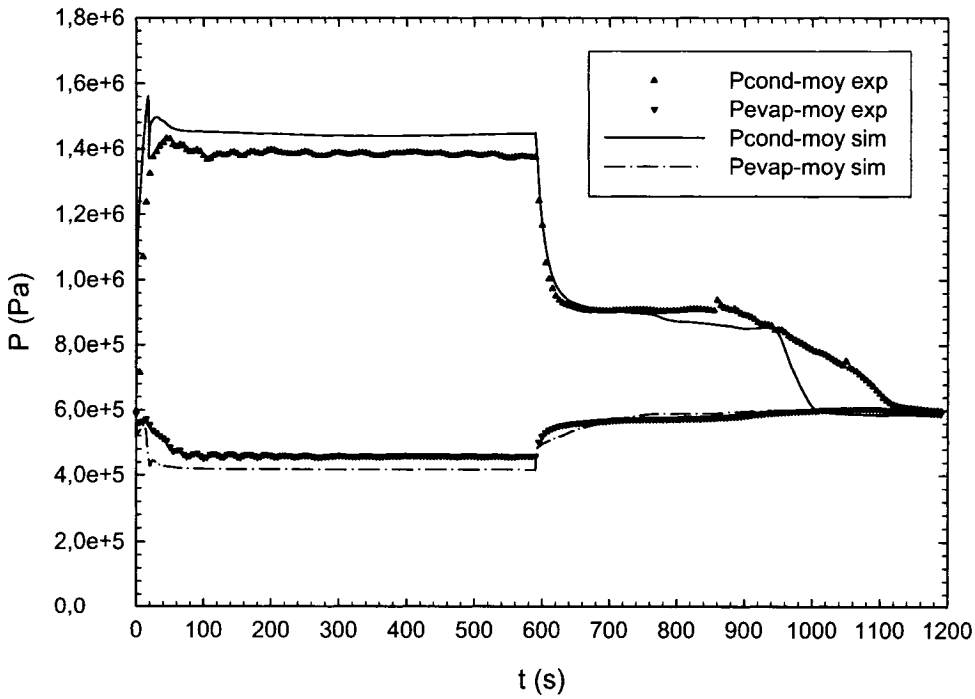


Figure 7.14 : Pressions moyennes d'évaporation et de condensation pour le cas CFSBVM

Au départ de la PAC, les pressions sont égales dans tout le circuit et se situent à environ 0,6 MPa (Figure 7.14). La Figure 7.15 ci-dessous montre que le débit au compresseur est supérieur au débit en régime permanent dans les premières secondes suivant le démarrage. Ce qui explique que très vite, le condenseur se remplit (ce qui fait monter sa pression) tandis que l'évaporateur se vide (ce qui fait baisser sa pression). Le modèle capte assez bien les tendances au démarrage avec un petit pic sur la pression de condensation et une baisse plus progressive de la pression d'évaporation. Ce pic sur la pression de condensation correspond au moment où l'effet baissier de l'air entrant sur la pression (par captation de la chaleur dans le condenseur) commence à l'emporter sur l'effet haussier dû à l'afflux de réfrigérant dans le condenseur. On note qu'à l'arrêt aussi, le modèle parvient à capter l'effet d'égalisation, quoiqu'avec deux minutes d'avance. C'est une bonne performance du modèle vu les difficultés à correctement modéliser l'arrêt.

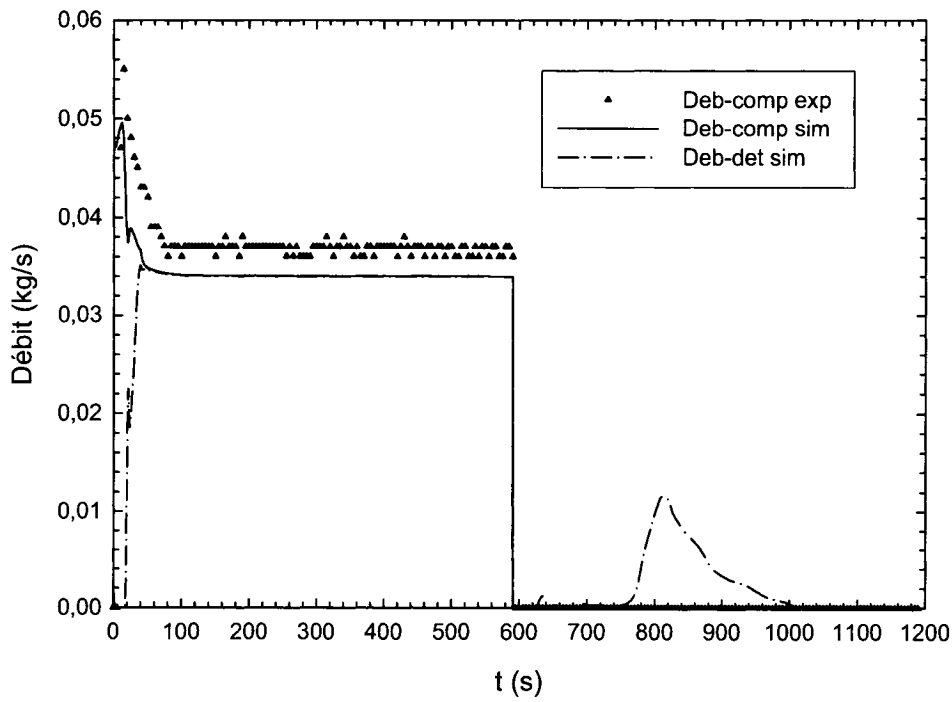


Figure 7.15 : Débits de réfrigérant aux niveaux Compresseur et Détendeur pour le cas CFSBVM

Au départ, avec le rapprochement des pressions d'évaporation et de condensation, et le fait que le réfrigérant soit moins surchauffé qu'en régime permanent (voir équation (4.22)), le débit au compresseur est plus élevé que le débit en régime permanent. Le débit au compresseur atteint rapidement un pic et commence ensuite à diminuer avec l'accroissement de la pression de condensation et le début de la surchauffe dans l'évaporateur. Le modèle capte assez bien la tendance observée du débit au compresseur. Le débit au détendeur commence à s'élever avec le début de la surchauffe à l'évaporateur et l'accroissement de la pression de condensation. On note qu'à l'arrêt, le débit du détendeur redevient à un moment non nul. C'est l'effet du refoulement de réfrigérant à travers le robinet inverseur tel qu'expliqué précédemment.

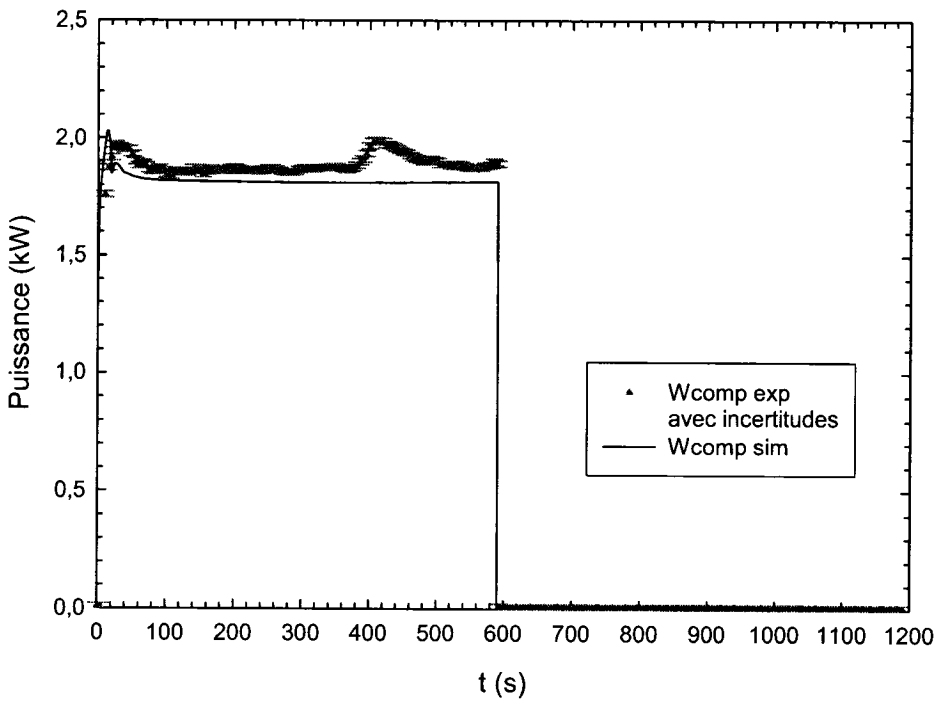


Figure 7.16 : Puissance requise au niveau du compresseur pour le cas CFSBVM

Le pic sur la puissance observé au démarrage (Figure 7.16) correspond au pic sur la pression de condensation. Le modèle parvient à bien le capturer. On note un pic

inexpliqué aux alentours de $t = 450$ s. Ce pic est anormal. Excepté cette situation, le modèle reproduit assez bien les données expérimentales, même si on ne se situe pas totalement dans les limites définies par les incertitudes expérimentales. Il faut aussi dire que la puissance est évaluée par régression sur les données issues des courbes de performance du manufacturier (voir Chapitre IV), ce qui est aussi une source d'incertitudes.

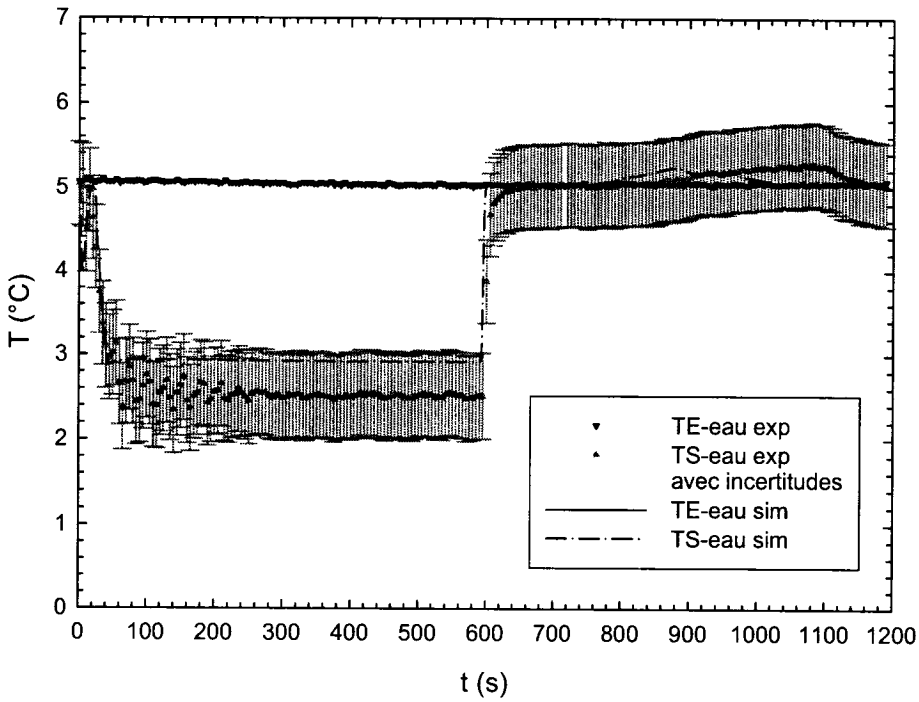


Figure 7.17 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas CFSBVM

La température de l'eau à la sortie commence par diminuer légèrement, puis remonte un peu avant de redescendre (Figure 7.17). Cela est dû au réfrigérant surchauffé présent au début dans le tuyau à l'entrée de l'évaporateur. Ce réfrigérant entre dans l'évaporateur à une température supérieure à la température d'entrée de l'eau et réchauffe la paroi de l'échangeur. Par conduction et avec l'écoulement d'eau, il y a une tendance à l'équilibre thermique entre la paroi et l'eau. Le modèle réussit à capter ce phénomène. On note aussi

qu'à l'arrêt, la température de l'eau à la sortie monte au-delà de la température d'entrée : c'est l'un des effets du refoulement de réfrigérant à travers le robinet inverseur tel qu'expliqué précédemment. Le modèle capte le phénomène, quoiqu'avec un peu d'avance. Globalement, le modèle fait une bonne prédiction de la température de sortie de l'eau : partout, on se retrouve dans les limites définies par les incertitudes expérimentales.

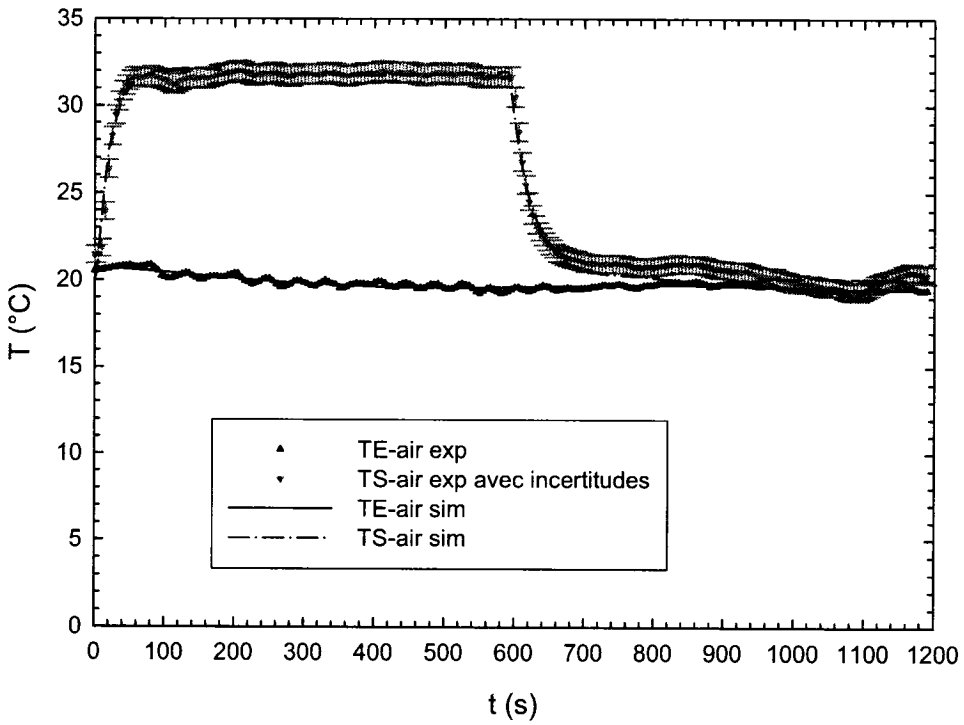


Figure 7.18 : Températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas CFSBVM

On voit que comme prévu, la température de l'air à la sortie évolue graduellement vers la température en régime permanent (Figure 7.18). On voit aussi qu'à l'arrêt, la température de sortie évolue graduellement vers la température d'entrée. Il y a donc une capacité résiduelle. Ici, il y a lieu de souligner l'excellente prédiction de la température de sortie d'air par le modèle.

Tel que montré à la Figure 7.19, l'évolution des pressions pour le cas CFSBVA suit la même logique que celle du cas CFSBVM. On notera cependant que le pic de pression côté condenseur est cette fois-ci plus élevé. Le modèle capte aussi cette tendance. Et comme pour le cas CFSBVM, l'égalisation des pressions se produit à environ $t = 1100$ s, mais avec une pente plus raide pour ce qui est de la pression au condenseur (dû à l'arrêt du ventilateur qui rend la pression au condenseur moins liée à la température d'entrée de l'air). Cette fois-ci, le modèle capte mieux le phénomène d'égalisation des pressions.

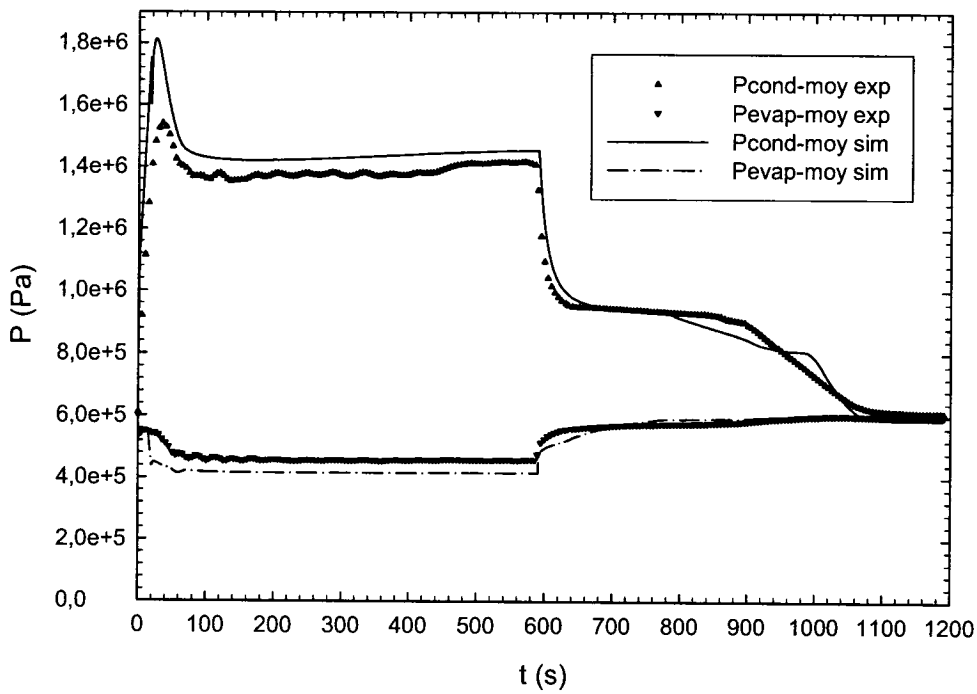


Figure 7.19 : Pressions moyennes d'évaporation et de condensation pour le cas CFSBVA

Le pic de puissance montré à la Figure 7.20 est associé au pic de pression de condensation. Il est aussi un peu plus élevé que dans le cas CFSBVM. Le modèle réussit à bien suivre la puissance, même sa légère remontée vers la fin du régime permanent (cette remontée est due à une légère remontée de la température d'entrée de l'air).

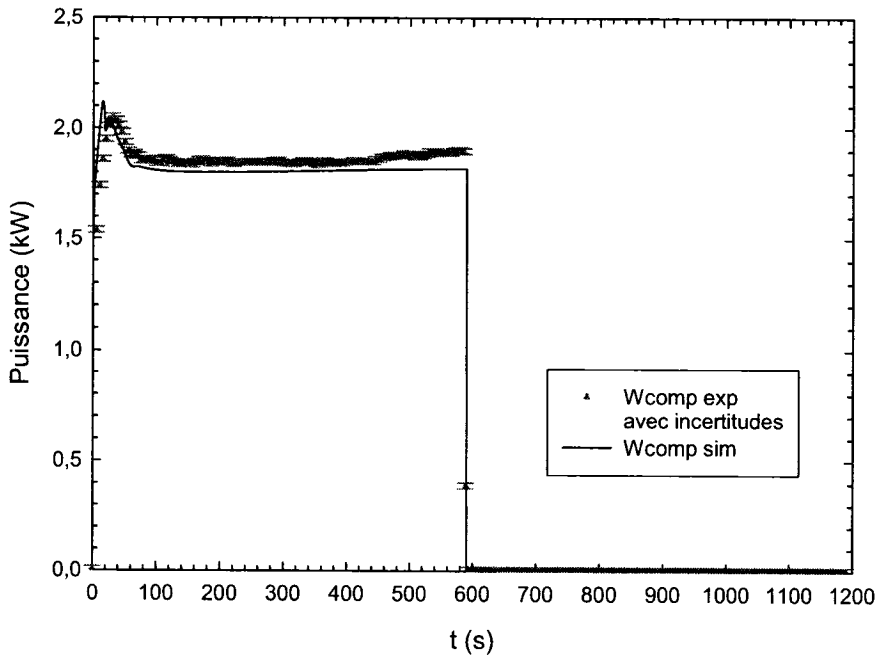


Figure 7.20 : Puissance requise au niveau du compresseur pour le cas CFSBVA

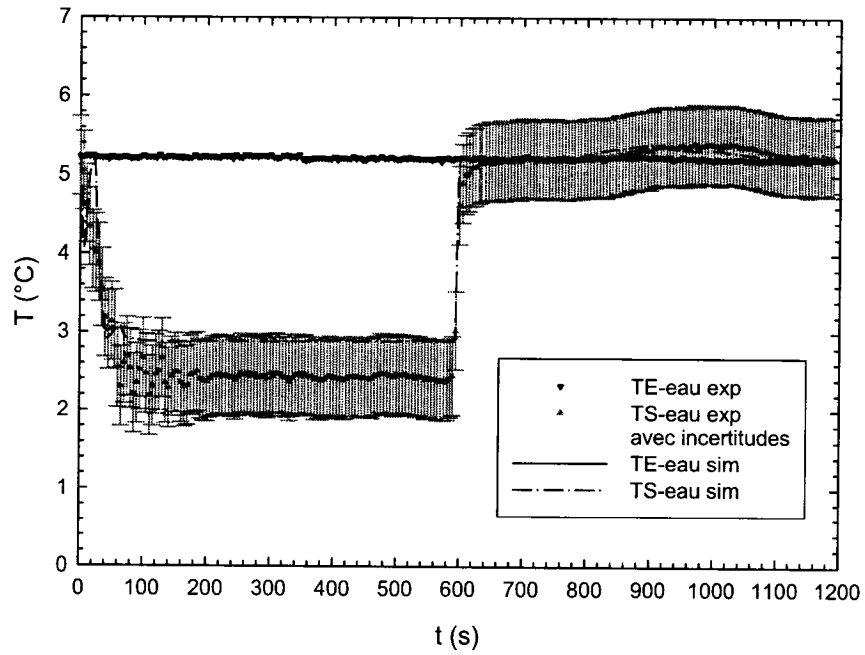


Figure 7.21 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas CFSBVA

On observe aussi la température de sortie de l'eau qui descend un peu, puis remonte avant de redescendre, à cause du même effet de réfrigérant surchauffé que dans le cas CFSBVM (voir Figure 7.21). La remontée de la température à l'arrêt est cette fois-ci très bien captée. Et globalement, la température de sortie de l'eau est bien prédite par le modèle.

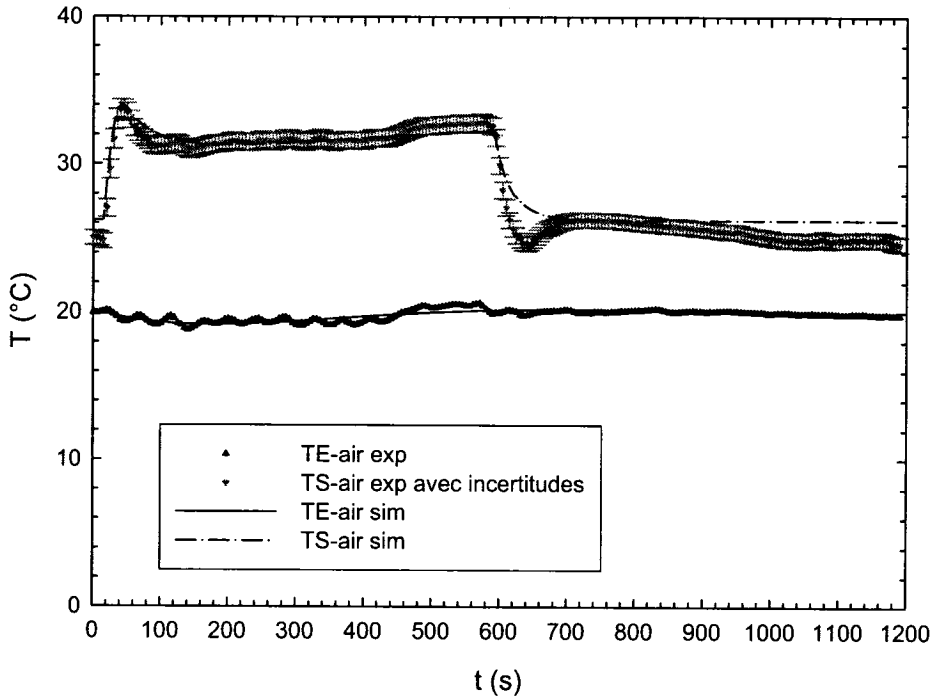


Figure 7.22 : Températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas CFSBVA

Le phénomène à noter à la Figure 7.22 est que la température de sortie de l'air va monter au-delà de sa valeur en régime permanent (en suivant le pic de pression de condensation) avant de retomber. L'évolution au démarrage demeure cependant graduelle. On notera aussi qu'il y a un délai d'environ 15 s (dû à ce que le débit d'air n'augmente que graduellement) avant que la température ne commence à s'élever. À l'arrêt aussi, comme le débit d'air ne s'annule pas tout de suite, la température de sortie de l'air diminue graduellement. La température de sortie représentée est celle dans le plénum : c'est de

l'air presque stagnant qui demeure à une température supérieure à celle de la température d'entrée de l'air. Le modèle représente assez bien l'évolution de la température de l'air. Dans le cas du compresseur en marche, la correspondance entre le modèle et les données expérimentales est excellente.

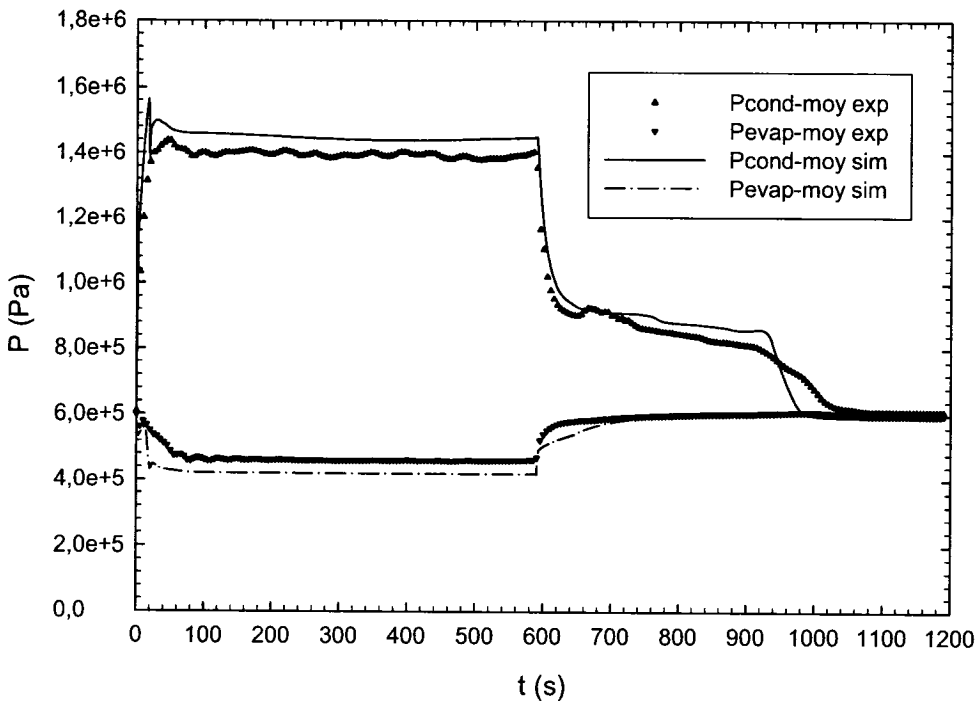


Figure 7.23 : Pressions moyennes d'évaporation et de condensation pour le cas CFABVM

L'évolution des pressions pour le cas CFSBVM (Figure 7.23) est pratiquement la même que dans le cas CFSBVM, excepté que les pressions à l'arrêt s'égalisent environ 80 secondes plus tôt. Cette plus rapide égalisation est due à l'orifice d'égalisation de pression. L'autre influence de cet orifice est que la pression au condenseur colle moins à la température d'entrée de l'air. Le modèle capte assez bien les tendances observées.

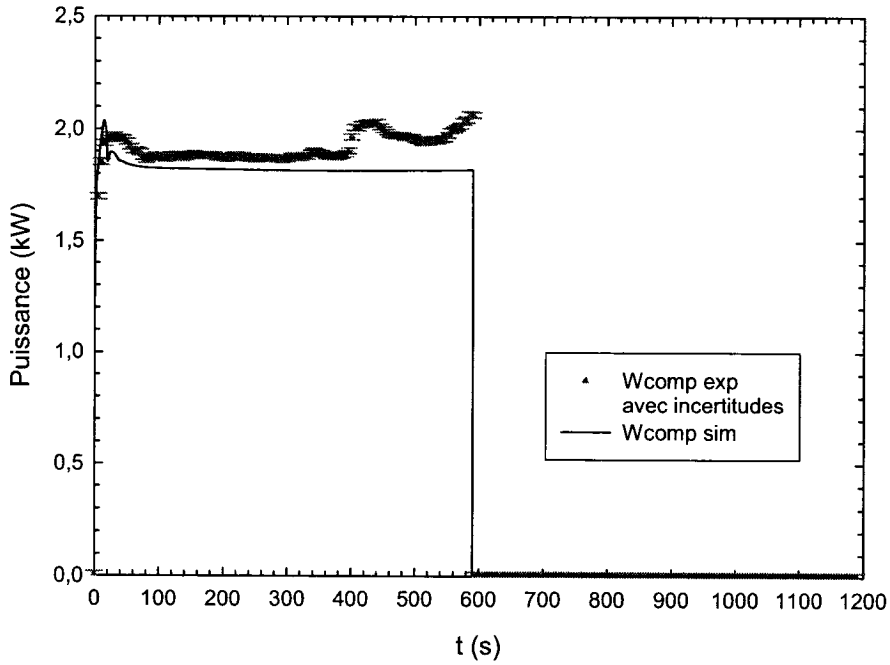


Figure 7.24 : Puissance requise au niveau du compresseur pour le cas CFABVM

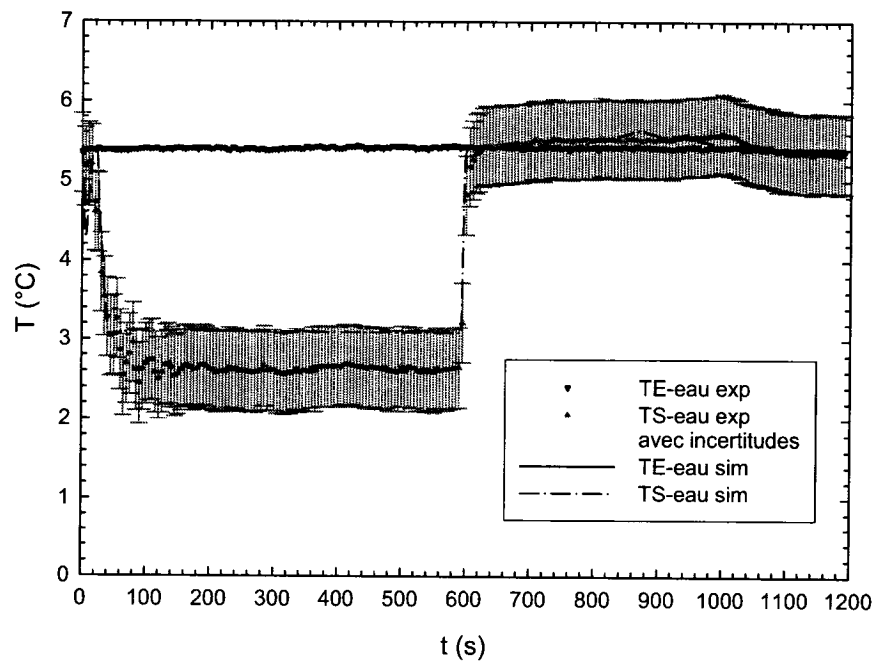


Figure 7.25 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas CFABVM

On note à la Figure 7.24 que le pic au démarrage est assez bien reproduit par le modèle. On note ici deux pics inexpliqués vers la fin du régime de marche. Rien dans les autres données ne permet de justifier ces pics.

L'évolution de la température de sortie de l'eau (Figure 7.25) suit les mêmes tendances que pour les cas précédents. Encore une fois, le modèle reproduit bien ces tendances.

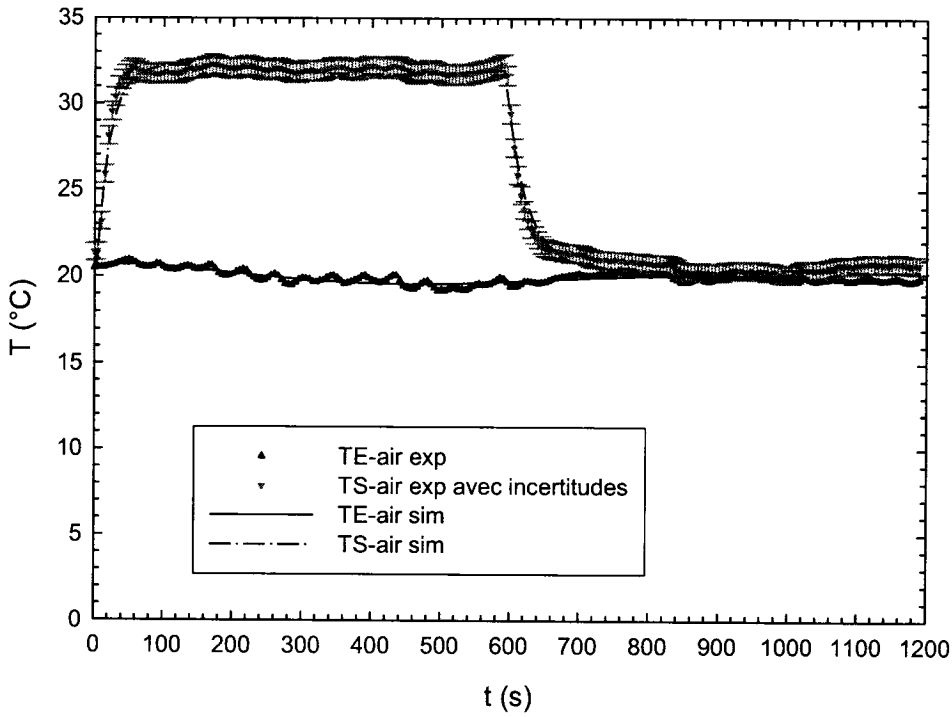


Figure 7.26 : Températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas CFABVM

L'évolution de la température de sortie de l'air pour le cas CFABVM (Figure 7.26) est semblable à celle observée pour le cas CFSBVM. Il y a l'évolution graduelle de la température au démarrage et la capacité résiduelle à l'arrêt du compresseur. On notera l'excellente correspondance entre les données expérimentales et le modèle.

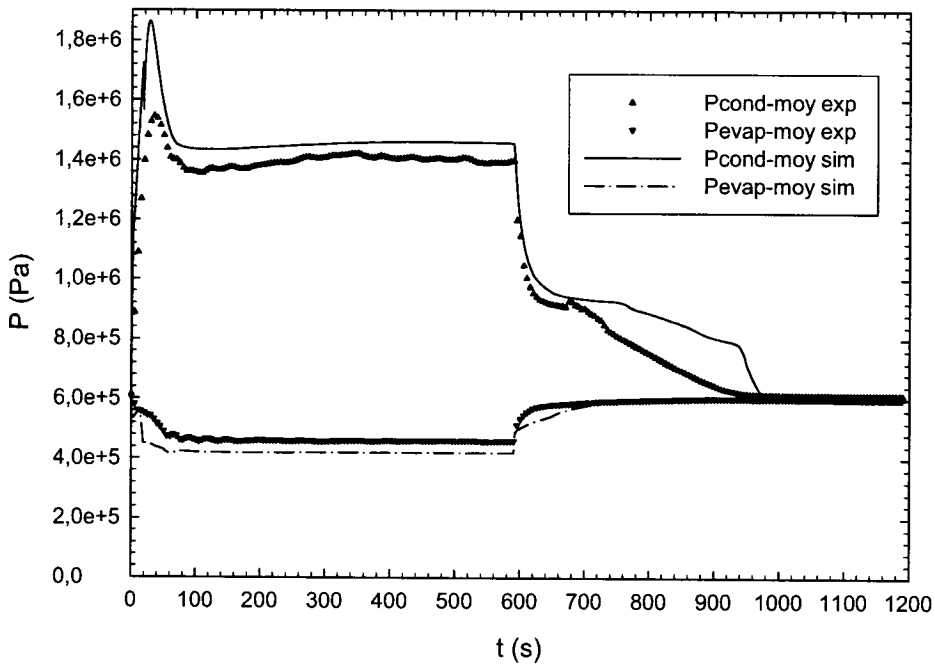


Figure 7.27 : Pressions moyennes d'évaporation et de condensation pour le cas CFABVA

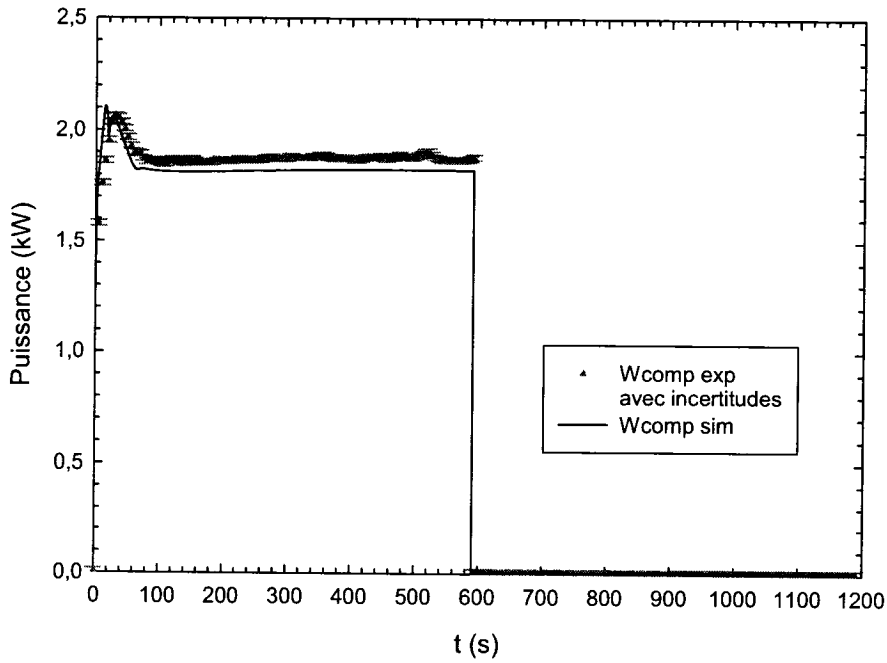


Figure 7.28 : Puissance requise au niveau du compresseur pour le cas CFABVA

Comme pour le cas CFSBVA, le pic de pression de condensation est plus élevé pour le cas CFABVA (Figure 7.27). Le modèle le prédit assez bien. On notera que les pressions s'égalisent plus vite que dans les cas précédents à cause de l'effet combiné de l'arrêt du ventilateur et de l'orifice d'égalisation de pression. La pente de la pression de condensation à l'arrêt est bien plus raide. Le modèle le prédit moins bien. Le modèle arrive cependant à retrouver le moment où les pressions s'égalisent à l'arrêt.

Le pic en puissance au démarrage (Figure 7.28) est lié au pic sur la pression de condensation. Il est bien prédit par le modèle. Et globalement, il y a une bonne correspondance entre la prédiction du modèle et les résultats expérimentaux.

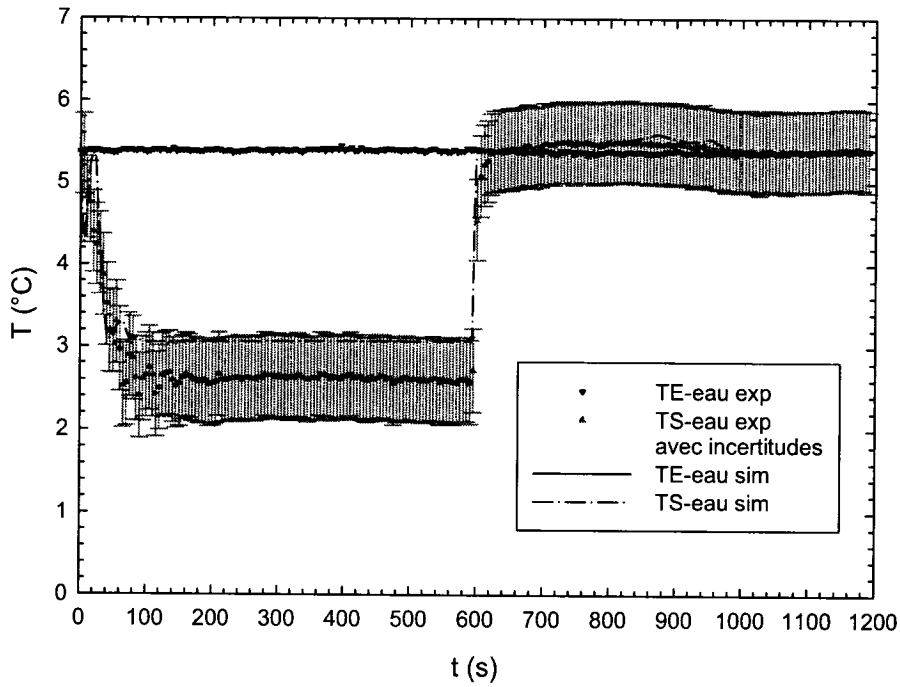


Figure 7.29 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas CFABVA

L'évolution de la température de sortie de l'eau pour le cas CFABVA (Figure 7.29) est semblable aux cas précédents. On remarque la température qui au démarrage commence

par descendre légèrement, ensuite remonte tout aussi légèrement avant de redescendre graduellement vers sa valeur en régime permanent. On note aussi la montée de la température de sortie de l'eau au-delà de la température d'entrée à l'arrêt. Comme expliqué précédemment, cet effet est dû au refoulement de réfrigérant engendré par le robinet inverseur. Le modèle prédit bien l'évolution de la température de sortie.

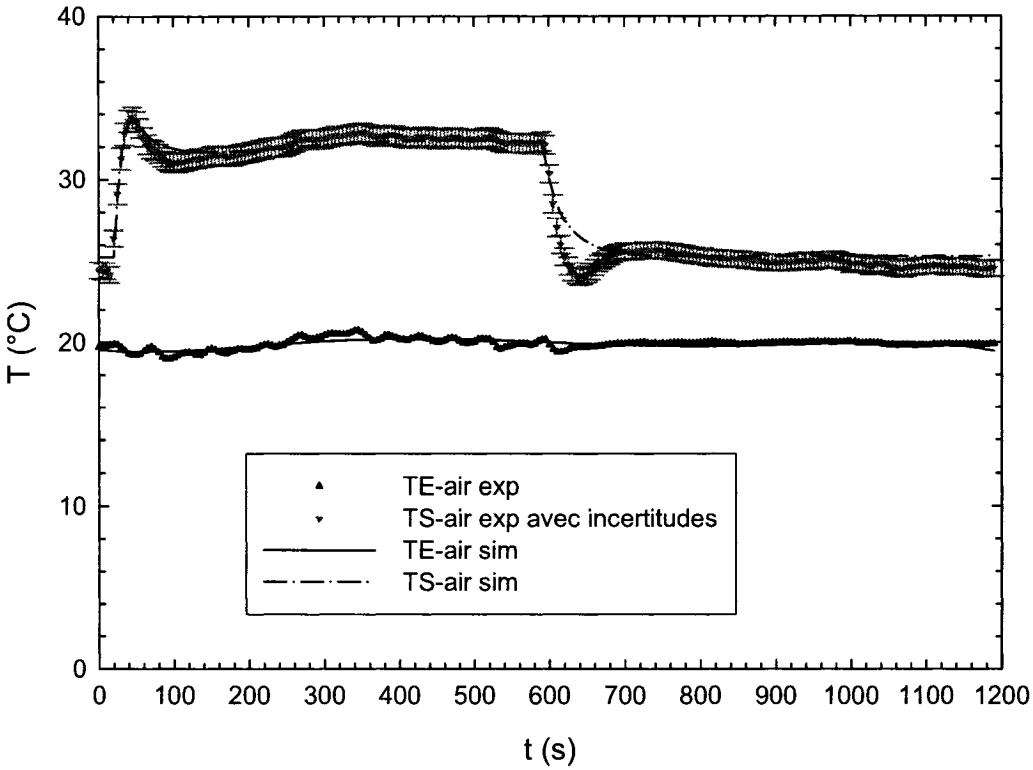


Figure 7.30 : Températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas CFABVA

Comme dans le cas CFSBVA, on note un délai d'environ 20 secondes cette fois-ci avant que la température de l'air ne commence à monter (Figure 7.30). Ce délai est dû à l'évolution graduelle du débit d'air. La température de sortie arrive à un pic avant de redescendre vers sa valeur en régime permanent. Et à l'arrêt, dû toujours à l'évolution (vers 0) graduelle du débit d'air, la température de sortie évolue elle aussi graduellement

vers sa valeur finale. Le modèle réalise une bonne prédiction de l'évolution de la température de l'air. Et si on ne considère que le régime de marche, la correspondance est excellente.

Les résultats de la validation (Figure 7.14 à Figure 7.30) sont globalement satisfaisants.

On le voit donc. Il y a transfert de masse à l'arrêt du compresseur, du condenseur vers l'évaporateur (Figure 7.31). Cet état de fait, combiné avec les masses thermiques, fait que la PAC ne recouvre sa pleine capacité que graduellement au redémarrage du compresseur, ainsi que le montrent la Figure 7.32, la Figure 7.33, la Figure 7.34, et la Figure 7.35. Nous allons dans le chapitre suivant revenir sur ces figures.

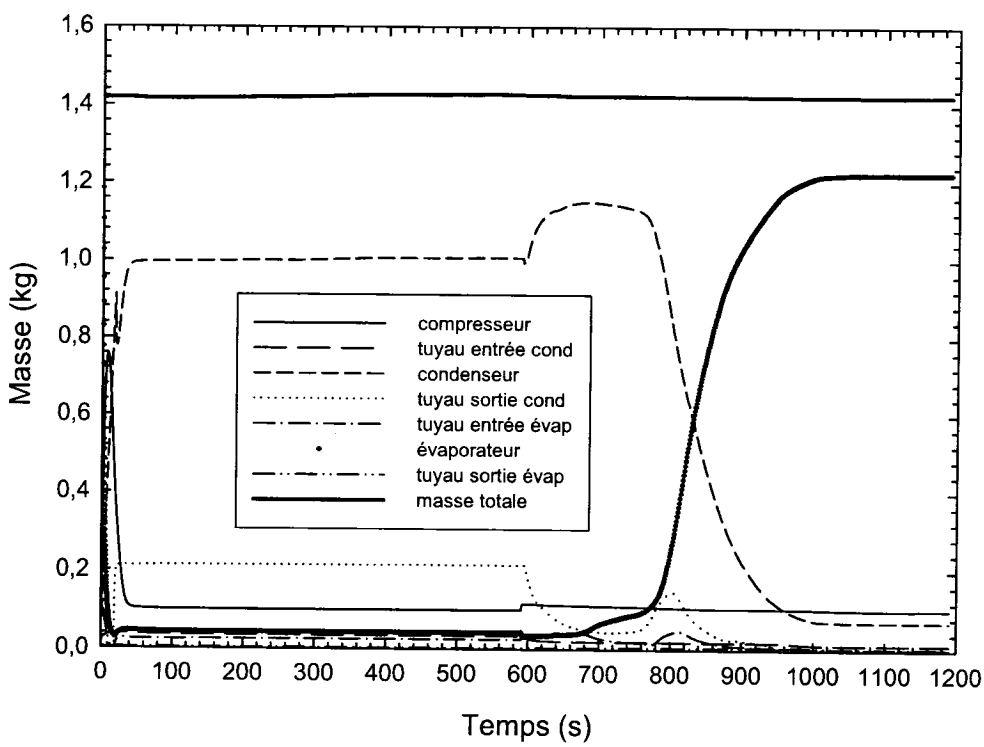


Figure 7.31 : Évolution de la répartition de la masse de réfrigérant entre les différents composants au cours du cycle pour le cas CFSBVM (données numériques)

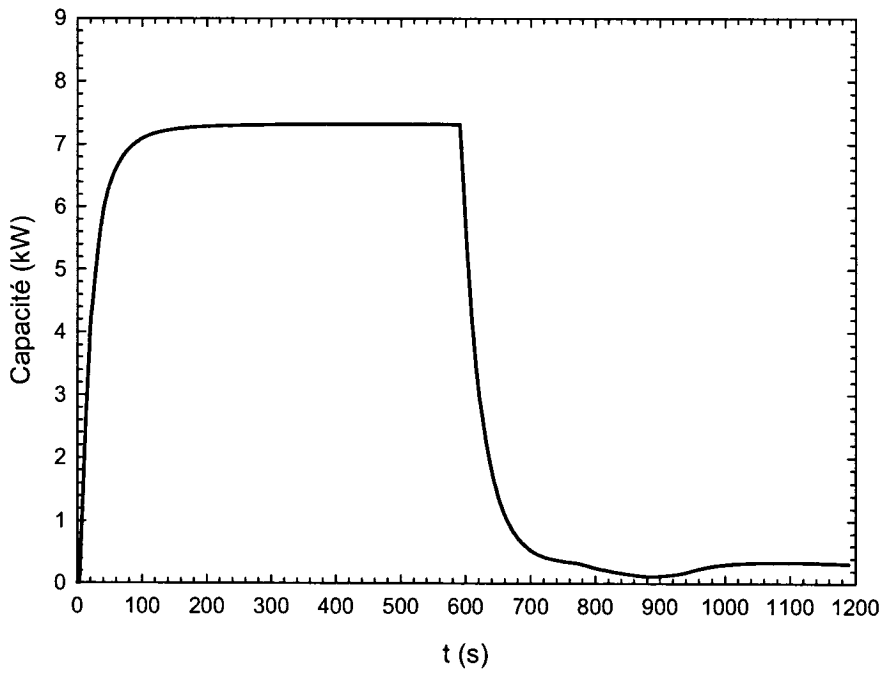


Figure 7.32 : Évolution de la capacité pour le cas CFSBVM (données numériques)

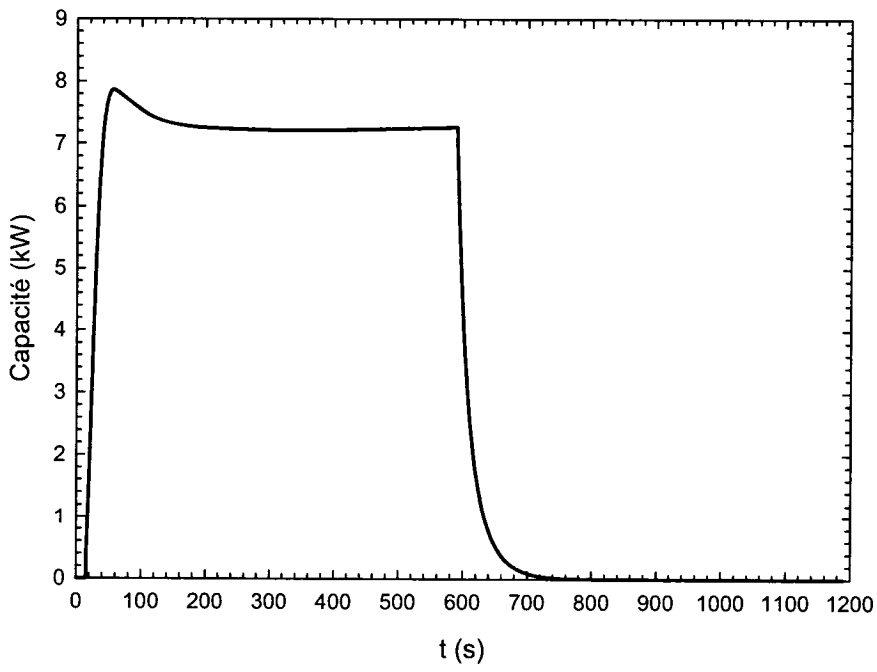


Figure 7.33 : Évolution de la capacité pour le cas CFSBVA (données numériques)

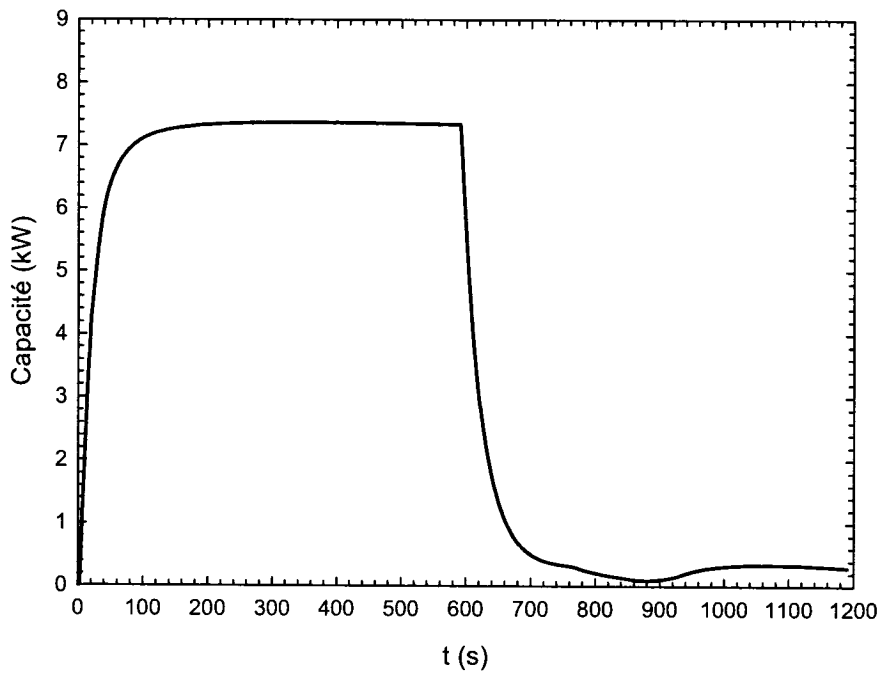


Figure 7.34 : Évolution de la capacité pour le cas CFABVM (données numériques)

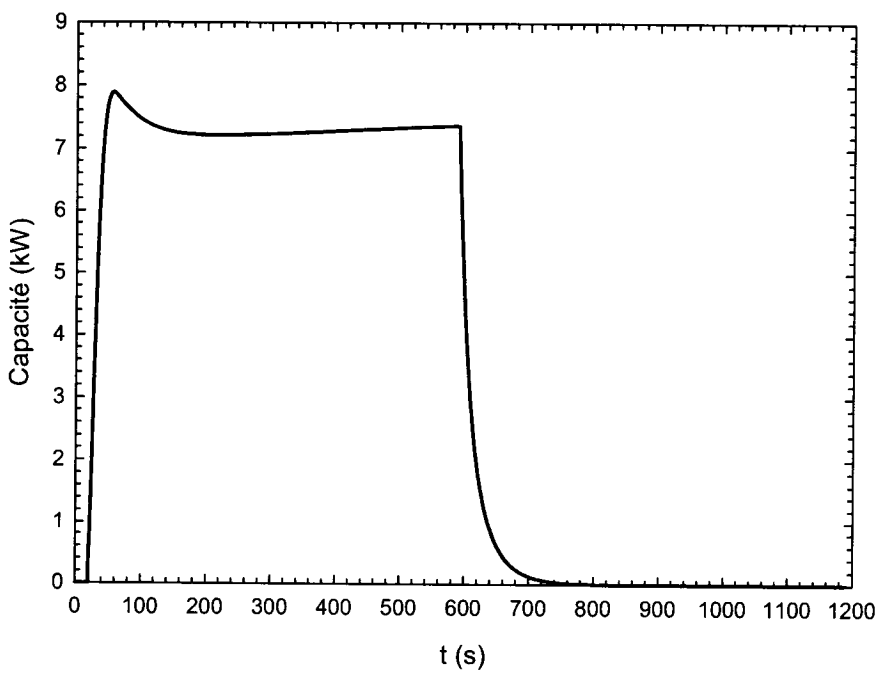


Figure 7.35 : Évolution de la capacité pour le cas CFABVA (données numériques)

On peut s'intéresser à l'évolution de l'équilibre énergétique du système que constitue la PAC. Prenons encore le cas CFSBVM comme exemple. La Figure 7.36 montre l'évolution des quantités de chaleur reçue ou cédée par le système. Ce système reçoit de l'énergie de l'eau par le biais de l'évaporateur (échangeur réfrigérant – eau), de la puissance absorbée par le compresseur et de la puissance absorbée par le ventilateur. Il cède l'énergie à l'air par le biais de l'échangeur réfrigérant – air (condenseur) et à l'environnement par le biais de pertes dans le compresseur. Par intégration numérique, on trouve que le système PAC reçoit au cours du cycle un total de 4427 kJ et cède au total 4736 kJ. L'écart entre ces 2 chiffres vaut 6,5 %, ce qui signale que l'équilibre énergétique est globalement respecté, comme il se doit. Et comme il se doit en régime permanent ($t \approx 600$ s), la chaleur totale reçue est égale la chaleur totale cédée.

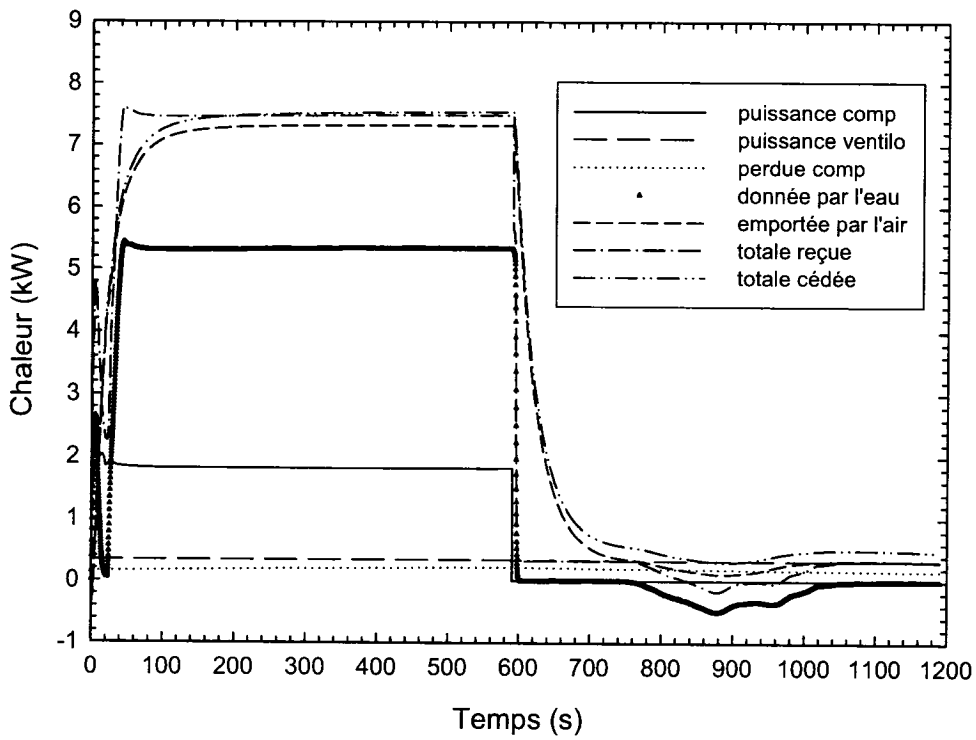


Figure 7.36 : Bilan énergétique global du système PAC pour le cas CFSBVM (données numériques)

7.4.3 Mode refroidissement

Les résultats de la validation sont présentés de la Figure 7.38 à la Figure 7.47. Comme les pressions s'égalisent presque immédiatement après l'arrêt du compresseur, l'orifice d'égalisation de pression a une influence négligeable sur le système. Comme on peut le voir sur les résultats expérimentaux (se rapporter à l'Annexe VII), les cas RFSBVM et RFABVM d'une part, et les cas RFSBVA et RFABVA d'autre part, sont semblables. De ce fait, la validation, et les études ultérieures, ne concernent que les cas RFSBVM et RFSBVA. Les résultats de la validation sont globalement satisfaisants.

Regardant les résultats de la validation, les mêmes considérations que pour le mode chauffage prévalent, sauf indication contraire.

On remarque donc que les pressions s'équilibrent presque immédiatement après l'arrêt du compresseur et que la température de l'air évolue plus lentement durant cette phase. Ici encore, on s'attendrait à ce qu'à l'arrêt du compresseur, la pression dans l'évaporateur (échangeur réfrigérant – air) remonte vers la pression de saturation correspondant à la température de l'air (environ 1,10 MPa pour environ 27 °C) et de même, la pression dans le condenseur rejoigne la pression de saturation correspondant à la température de l'eau (environ 0,58 MPa pour environ 5 °C). La pression finale est imposée par la pression régnant dans le condenseur, ce qui signifie que dans l'évaporateur qui doit être à une température proche de 27 °C, nous avons de la vapeur surchauffée. Et donc, beaucoup de réfrigérant a quitté l'évaporateur durant l'arrêt. Il ne nous a pas été possible de comprendre ce qui s'est réellement passé. Nous avons essayé plusieurs scénarii. Celui qui s'est approché le plus des données expérimentales est décrit ci-après.

Nous avons estimé qu'à l'arrêt du compresseur, la désactivation du robinet inverseur ou la remontée de la pression dans l'évaporateur fait que le robinet inverseur se retrouve

dans une position médiane entre chauffage et climatisation (voir Figure 6.2, page 194) mettant en contact la haute pression (qui est celle dans l'évaporateur dans ce cas-ci) et la basse pression (celle dans le condenseur). Le réfrigérant va alors quitter les zones de haute pression vers la basse pression. L'équilibre des pressions est quasi instantané dans ce cas et il y a migration d'une partie du réfrigérant présent dans l'évaporateur.

Pour simuler ce phénomène, on imagine que le compresseur est relié à la fois à la sortie de l'évaporateur et à l'entrée du condenseur et qu'une pression identique règne dans tout le circuit (Figure 7.37). En ce moment, la pression la plus basse (celle dans le condenseur) tend à s'imposer dans le circuit. Comme les pressions sont égales, aucun débit ne passe à travers le détendeur et l'éventuel orifice d'égalisation de pression.

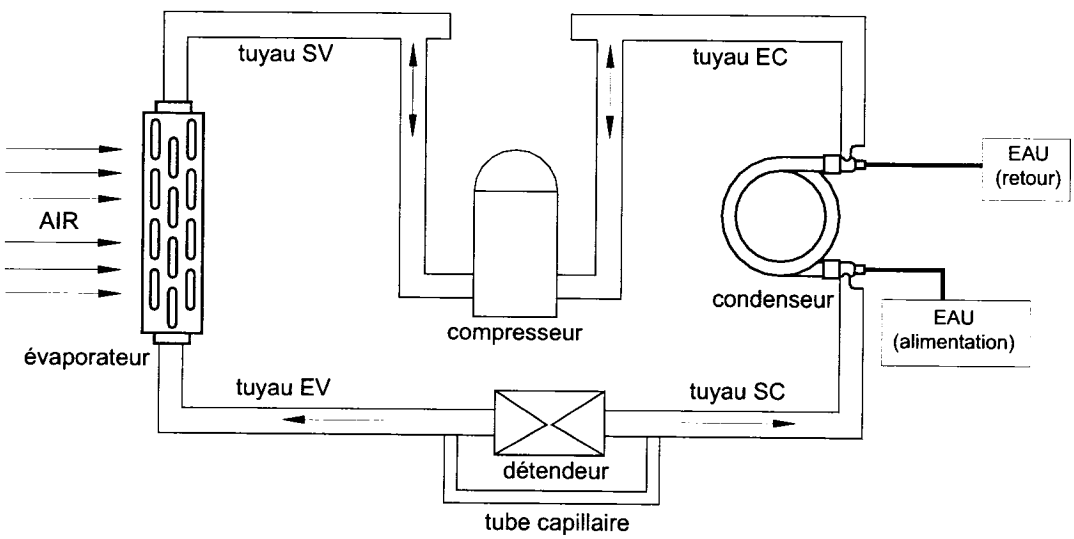


Figure 7.37 : Modélisation de la PAC à l'arrêt du compresseur en mode refroidissement

Ici, lors de l'arrêt, ce qui constitue l'évaporateur (l'échangeur réfrigérant – air) a la pression la plus élevée (la température de l'air est supérieure à la température de l'eau). Ainsi, pendant la phase d'arrêt, l'évaporateur se vide de son réfrigérant comme on l'a vu

ci-dessus. Et au redémarrage du compresseur, la pression à l'évaporateur va diminuer bien au-delà de sa valeur en régime permanent avant de remonter, comme on l'observe sur la Figure 7.38. Cette baisse marquée est due au manque de réfrigérant dans l'évaporateur. Ce pic inversé sur la pression d'évaporation est bien capté par le modèle. On observe également que l'évolution de la pression à l'arrêt est correctement prédite par le modèle.

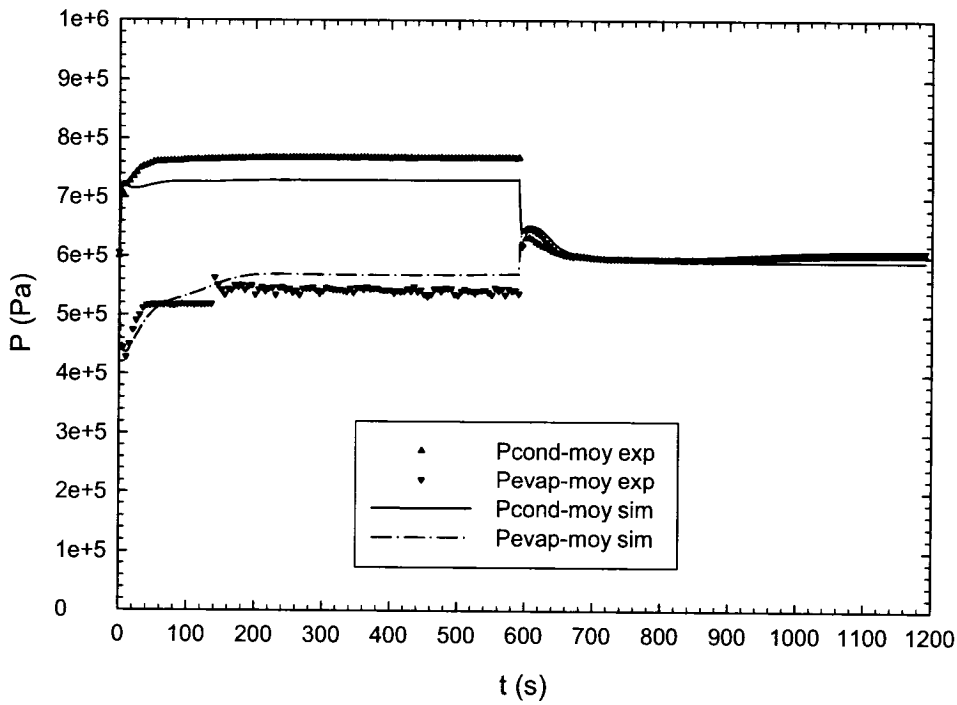


Figure 7.38 : Pressions moyennes d'évaporation et de condensation pour le cas RFSBVM

Le débit au compresseur monte très vite avant de redescendre pour remonter ensuite graduellement (Figure 7.39). Cette baisse est liée au fait que comme l'évaporateur manque de réfrigérant, la surchauffe de ce même réfrigérant s'obtient très vite, diminuant ainsi le débit au compresseur. Le modèle capte ce phénomène. Le débit au détendeur atteint également un pic que le modèle prédit avec tout de même une vingtaine de secondes d'avance. On remarquera qu'il y a des oscillations sur le débit au détendeur :

c'est un pompage (voir Chapitre V) de faible intensité que le modèle ne prédit pas. À l'arrêt, les données expérimentales signalent un débit occasionnel au détendeur; nous pensons cependant que c'est un problème de mesure lié au débitmètre plutôt qu'un vrai débit.

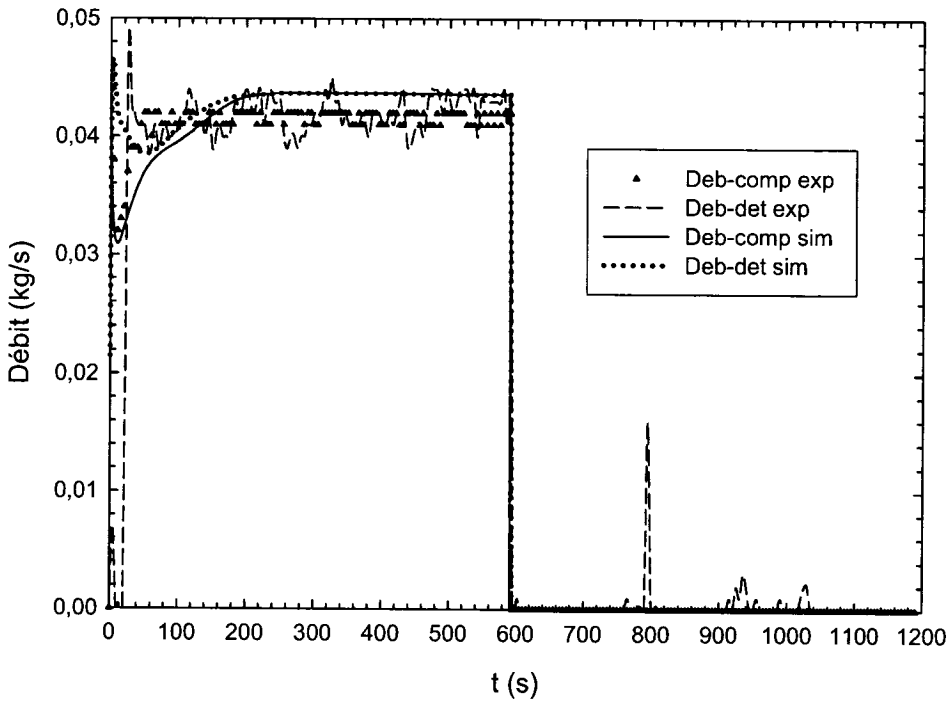


Figure 7.39 : Débits de réfrigérant aux niveaux Compresseur et Détendeur pour le cas RFSBVM

La puissance (Figure 7.40) évolue rapidement vers sa valeur en régime permanent et reste assez stable. Le modèle fait une bonne prédiction de la puissance absorbée par le compresseur.

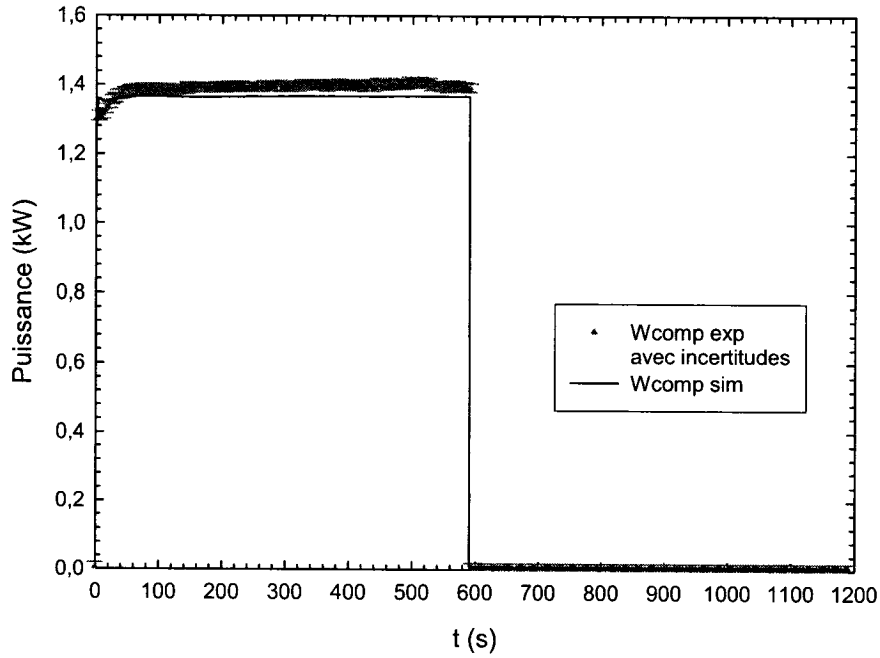


Figure 7.40 : Puissance requise au niveau du compresseur pour le cas RFSBVM

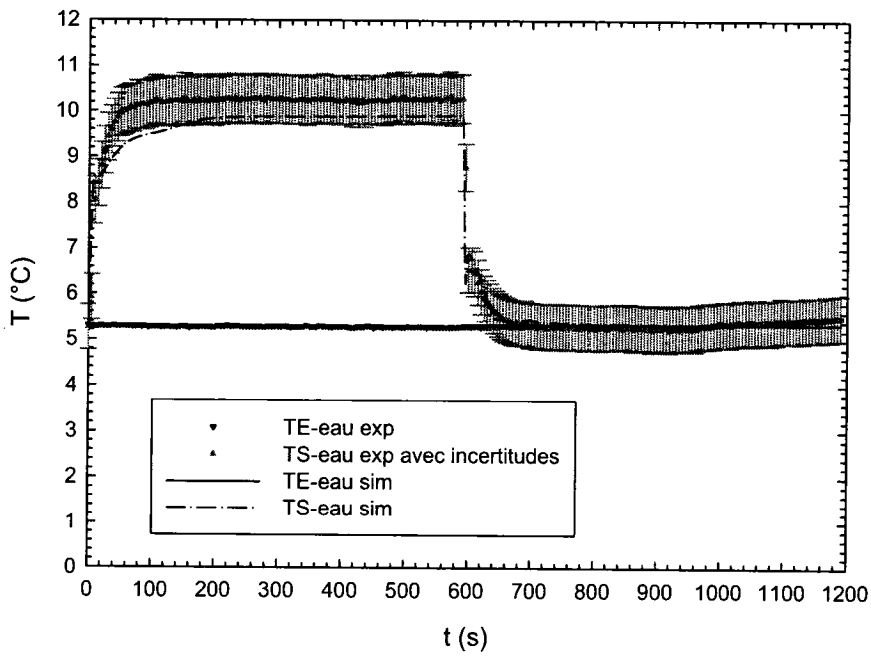


Figure 7.41 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas RFSBVM

Tel que montré à la Figure 7.41, le modèle capte bien l'évolution graduelle de la température de sortie de l'eau au démarrage et à l'arrêt.

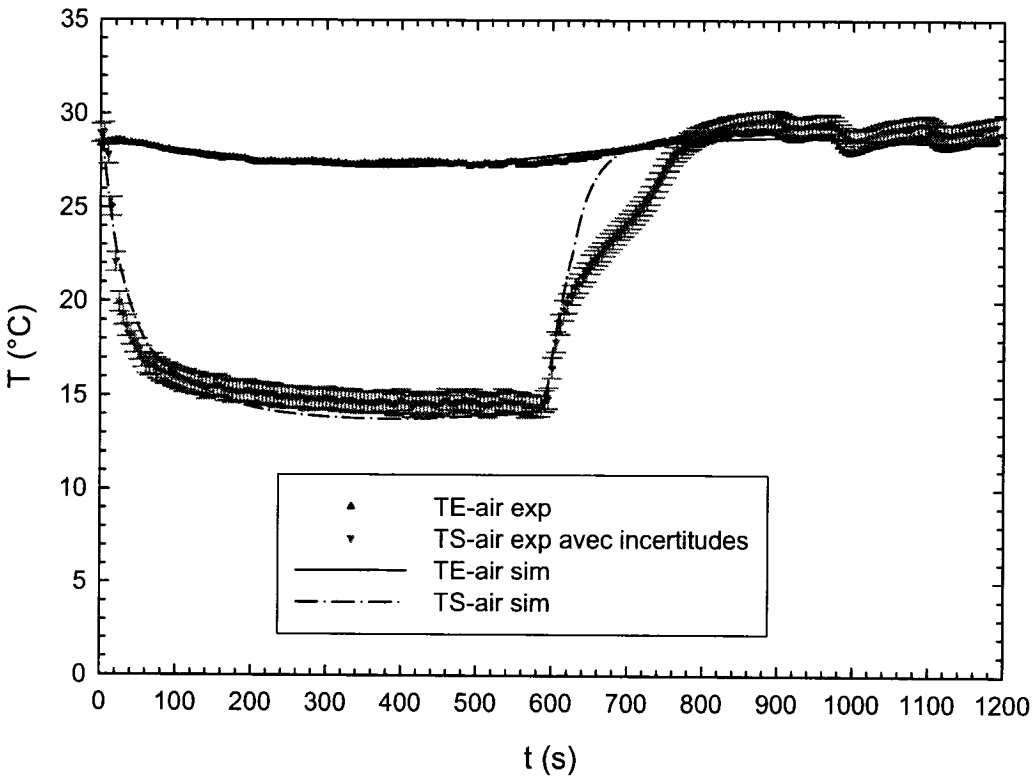


Figure 7.42 : Températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas RFSBVM

Quant à la température de sortie de l'air (Figure 7.42), elle diminue graduellement au démarrage avant d'atteindre sa valeur en régime permanent. À l'arrêt, on note une capacité résiduelle. L'évolution de la température de l'air en régime de marche est bien prédite par le modèle. Cependant, l'évolution de la température à l'arrêt est moins bien captée par le modèle.

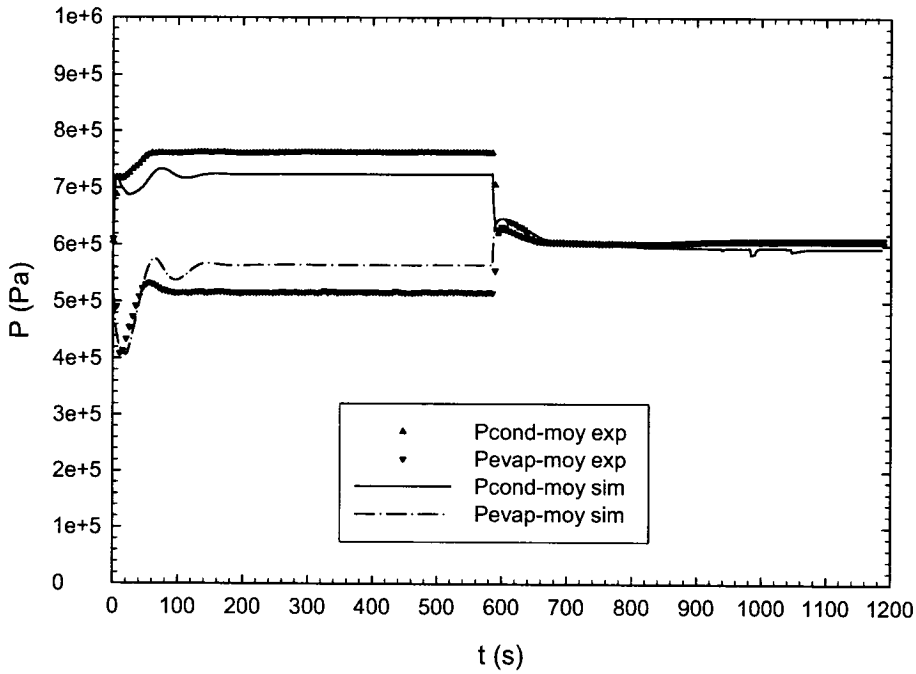


Figure 7.43 : Pressions moyennes d'évaporation et de condensation pour le cas RFSBVA

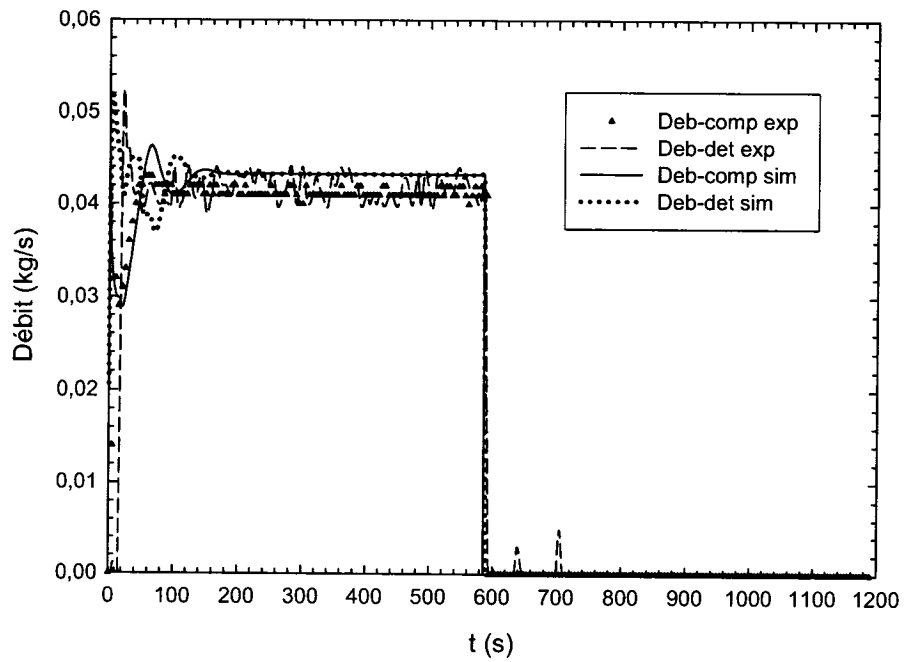


Figure 7.44 : Débits de réfrigérant aux niveaux Compresseur et Détendeur pour le cas RFSBVA

À la Figure 7.43, on observe le même pic inversé sur la pression d'évaporation que pour le cas RFSBVM, pour les mêmes raisons de manque de réfrigérant dans l'évaporateur. Ce pic inversé est bien prédit par le modèle. On observe également une petite oscillation vers $t = 100$ s, liée à l'évolution graduelle du débit d'air au démarrage. Le modèle prédit cette oscillation avec plus de sensibilité que les données expérimentales. L'évolution des pressions à l'arrêt est bien captée par le modèle.

Sur la Figure 7.44, on observe les mêmes pics au démarrage sur les débits au compresseur (bien capté par le modèle) et au détendeur (moins bien capté par le modèle). Cette oscillation qu'on voyait sur les pressions vers $t = 100$ s est aussi présente sur le débit au compresseur.

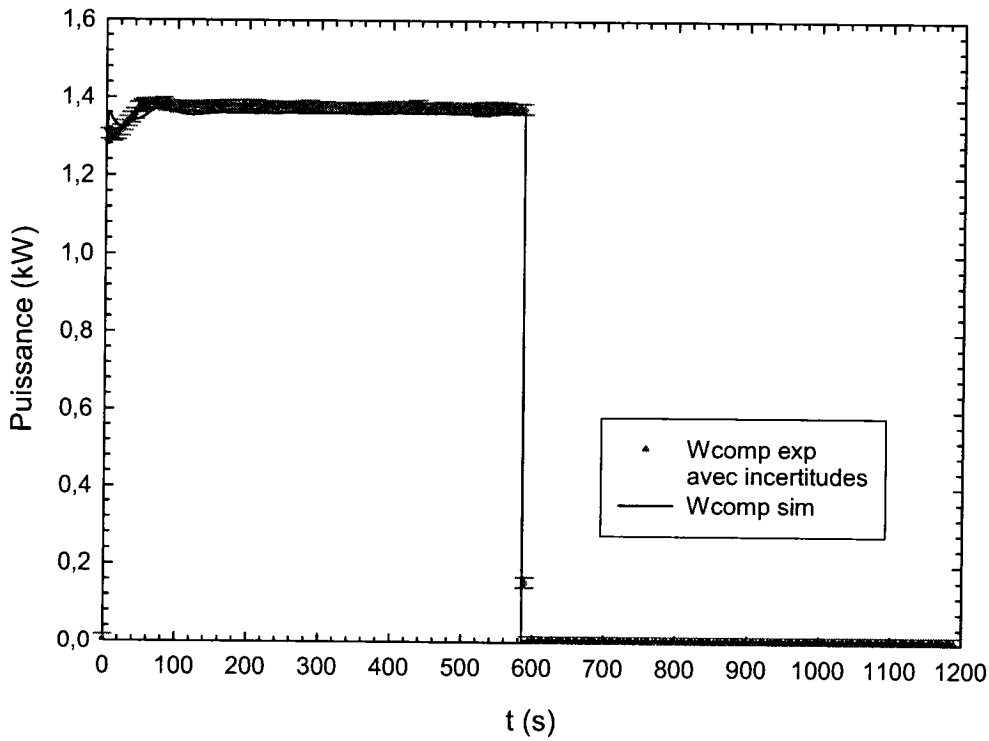


Figure 7.45 : Puissance requise au niveau du compresseur pour le cas RFSBVA

La puissance absorbée par le compresseur est très bien prédite par le modèle (Figure 7.45).

Pour ce qui est de la température de l'eau, on retrouve cette oscillation remarquée sur les pressions vers $t = 100$ s (voir Figure 7.46). Généralement, les prédictions du modèle en ce qui concerne la température de sortie de l'eau restent dans les limites définies par les incertitudes expérimentales.

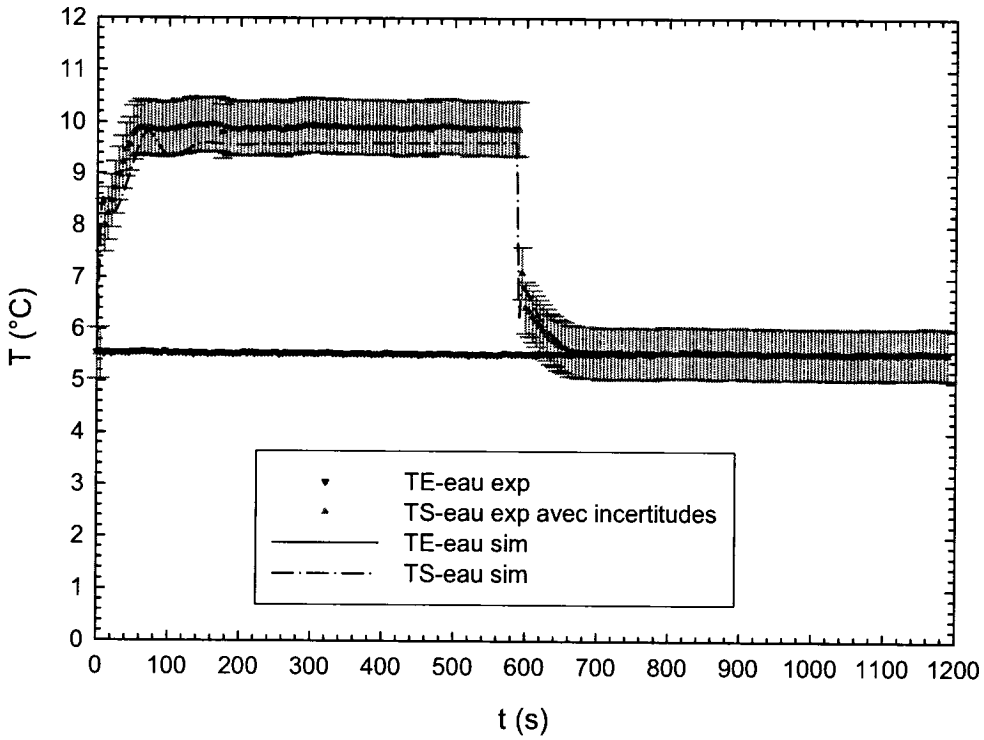


Figure 7.46 : Températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas RFSBVA

On note que la température de l'air dans le plenum à l'arrêt reste aux environs de 20 °C. Au démarrage, la température de sortie de l'air évolue à partir de cette valeur pour atteindre un pic inversé qui est globalement bien prédit par le modèle. L'évolution de la température de l'air à l'arrêt est également bien prédite par le modèle.

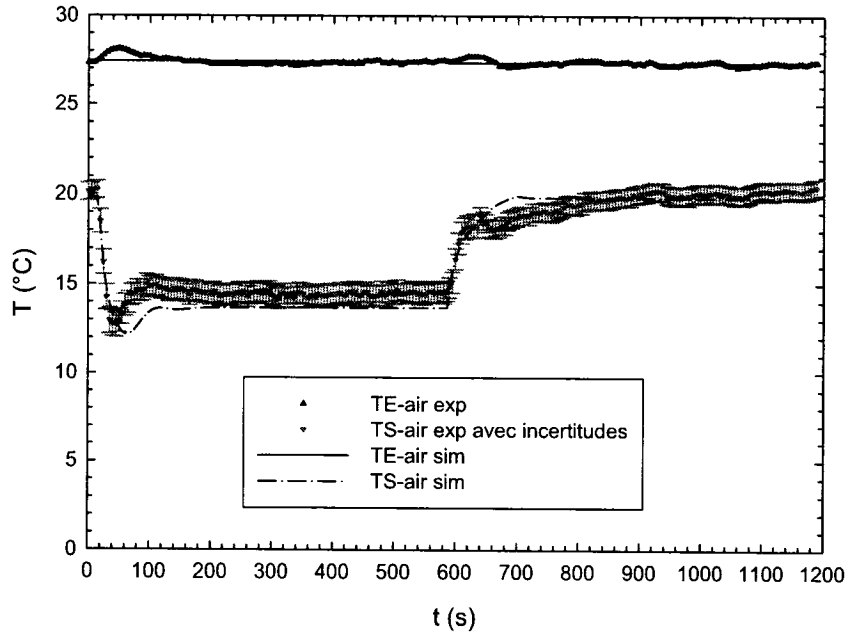


Figure 7.47 : Températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas RFSBVA

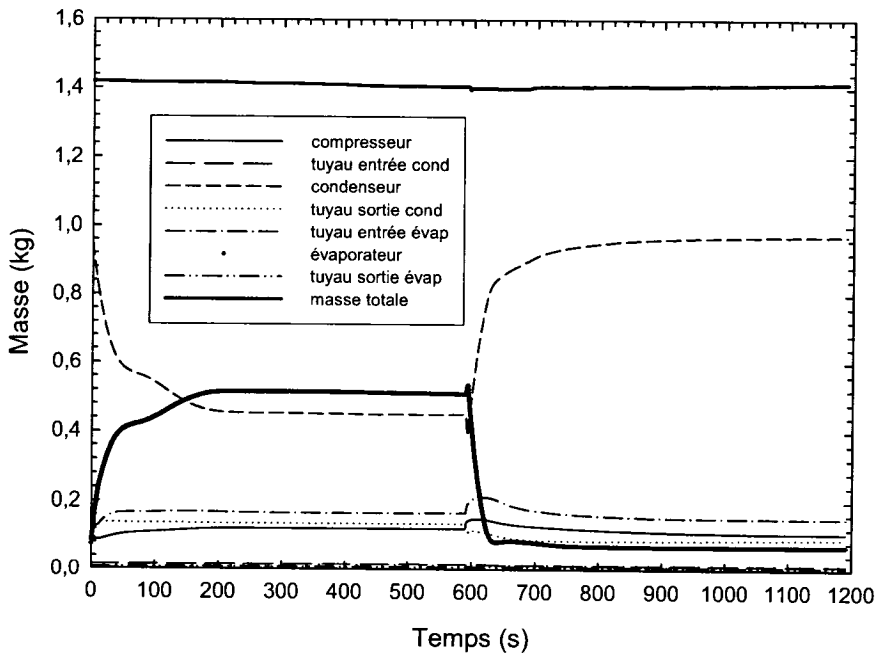


Figure 7.48 : Évolution de la répartition de la masse de réfrigérant entre les différents composants au cours du cycle pour le cas RFSBVM (données numériques)

La Figure 7.48 montre bien que l'évaporateur se vide au profit du condenseur durant la phase d'arrêt du compresseur. Les autres composants gardent une masse à peu près constante. Au redémarrage du compresseur, l'effet des masses thermiques combiné avec cette migration du réfrigérant feront que la PAC ne recouvrera sa pleine capacité que graduellement (voir Figure 7.49 et Figure 7.50).

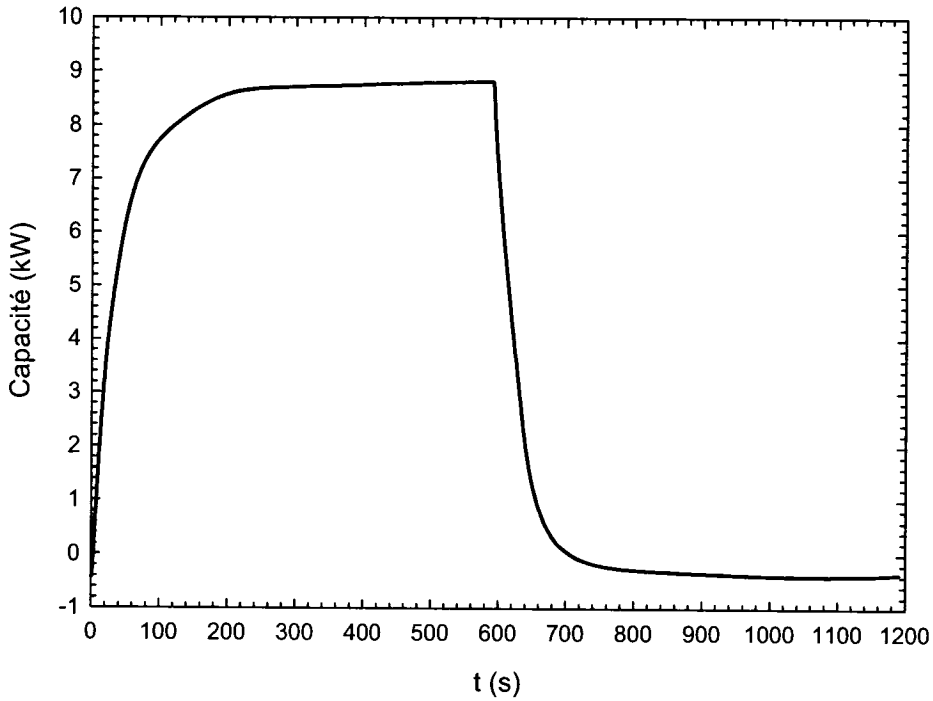


Figure 7.49 : Évolution de la capacité pour le cas RFSBVM

Nous reviendrons sur ces deux dernières figures dans le prochain chapitre.

On peut aussi s'intéresser à l'évolution de l'équilibre énergétique du système PAC en mode refroidissement en s'appuyant sur le cas RFSBVM. La Figure 7.51 montre les quantités de chaleur reçue et cédée par le système. Le système reçoit de l'énergie de l'air, du compresseur et du ventilateur et cède l'énergie à l'eau et à l'environnement sous forme de pertes au niveau du compresseur. Par intégration numérique, il est trouvé que le

système reçoit au total 6138 kJ et cède au total 5998 kJ. L'écart entre les 2 chiffres vaut 2,3 %, ce qui démontre ici aussi un respect de l'équilibre énergétique global.

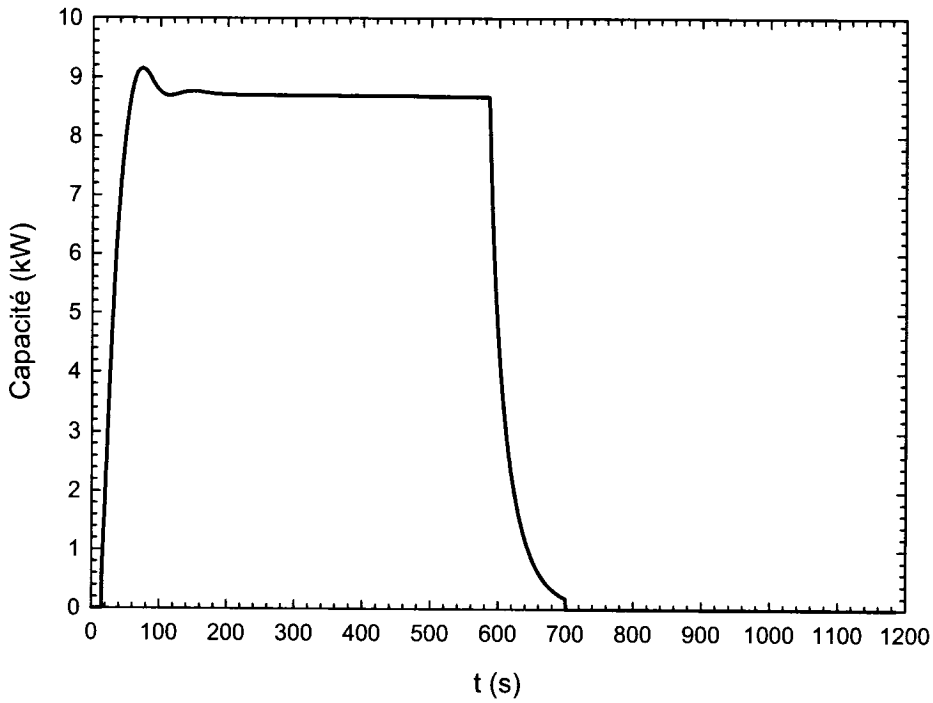


Figure 7.50 : Évolution de la capacité pour le cas RFSBVA

En conclusion de cet effort de validation, on peut retenir que dans toutes les conditions étudiées, aussi bien en chauffage qu'en climatisation, le modèle donne des résultats satisfaisants en regard des données expérimentales.

7.5 Applications possibles du modèle

Les modèles individuels des composants peuvent être utilisés pour leur dimensionnement et en vue de leur optimisation.

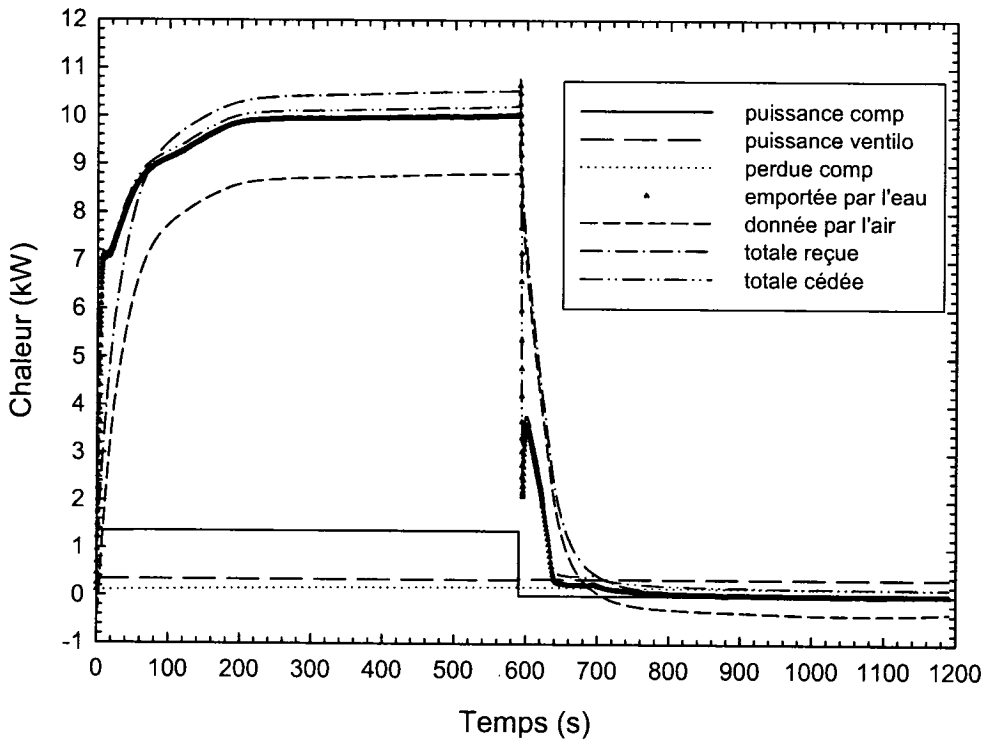


Figure 7.51 : Bilan énergétique global du système PAC pour le cas RFSBVM (données numériques)

Le modèle de la PAC a été validé. Il peut être utilisé avec confiance pour diverses études d'optimisation de la performance du système : charge optimale de réfrigérant, dimensionnement optimal des volumes des échangeurs, contrôle optimal du système, etc. Aussi, comme le modèle est modulaire, il est possible d'insérer des composants supplémentaires comme un désurchauffeur ou de remplacer des composants par d'autres composants en vue d'une étude donnée.

Bien que le modèle puisse être utilisé à diverses fins, dans la présente, nous sommes intéressé à nous en servir pour dériver un modèle simplifié qui sera implémenté dans le logiciel TRNSYS pour permettre une simulation de la PAC plus proche de la réalité. Pareille dérivation constitue l'objet du prochain chapitre.

7.6 Résumé

La validation expérimentale a été au cœur de ce chapitre. Ce processus complète le développement du modèle. Dans sa mise en œuvre, nous nous sommes basé sur une pompe à chaleur commerciale (modèle de série) offerte par un manufacturier québécois. C'est une PAC de capacité d'environ 3 tonnes. Cette PAC a été instrumentée dans notre laboratoire avec divers appareils de mesure de pression, de température, de débit, de taux d'humidité, et de puissance. Un système d'acquisition orchestré par un programme LABVIEW lui a été accolé.

Les mesures expérimentales ont été effectuées en chambre environnementale. Huit cas ont été étudiés en tenant compte des conditions de fonctionnement habituelles générales des pompes à chaleur. La moitié des cas est dans le mode chauffage, et l'autre, dans le mode refroidissement. La présence ou non d'un orifice d'égalisation de pression et l'arrêt ou non du ventilateur à l'arrêt du compresseur ont été les autres conditions étudiées. Suite aux mesures effectuées, une validation des données expérimentales a été effectuée sur la base du principe de conservation de l'énergie. Les données expérimentales se sont révélées fiables à l'issue de ce processus.

Les données expérimentales ont par la suite été utilisées d'abord pour valider les modèles individuels des composants que sont le compresseur, l'échangeur à tube à ailettes et l'échangeur double tube. Ces validations individualisées ont été faites en régime permanent et l'ensemble des résultats est satisfaisant.

L'étape suivante dans le processus de validation fut la validation même du modèle de la PAC. On a présenté les résultats de la validation en mode chauffage et en mode refroidissement. Ils sont satisfaisants. Il est à noter que le comportement du système à l'arrêt du compresseur, aussi bien en chauffage qu'en refroidissement, n'est pas du tout

celui attendu. Le robinet inverseur aura permis une égalisation des pressions à l'arrêt bien plus rapide que prévu. Il a fallu une modélisation supplémentaire qui a donné de bons résultats.

Dans la cinquième et avant-dernière section de ce chapitre, nous avons fait une brève présentation de quelques unes des utilités du modèle. L'une d'elles est la dérivation d'un modèle simplifié utilisable dans les logiciels de simulation. Elle fait l'objet du prochain chapitre.

CHAPITRE VIII
MODÈLE DÉRIVÉ

Dans le chapitre I (État des connaissances), nous avons vu que les modèles implémentés dans les logiciels de simulation énergétique des bâtiments que nous avons étudiés sont incapables de correctement prendre en charge le fonctionnement réel de la pompe à chaleur en ce qui concerne les évolutions exponentielles de la capacité au démarrage et à l'arrêt du système. Nous nous sommes proposé comme application pratique du modèle ici développé et validé, d'en dériver une version qui puisse être implémentée dans un logiciel de simulation afin de permettre un meilleur suivi du fonctionnement réel de la PAC.

Le modèle détaillé que nous avons développé n'est pas, en raison de sa lourdeur et de son coût élevé en temps de calcul, approprié pour une utilisation directe dans un logiciel de simulation. Il faut donc le simplifier, et l'approche qui nous paraît la plus adéquate est l'utilisation d'un modèle empirique basé sur des constantes de temps, tel que décrit dans le chapitre I. La démarche pour ce faire est exposée dans le présent chapitre.

Nous verrons quels sont les meilleurs modèles de régression pour l'évolution de la capacité au démarrage et à l'arrêt. Ces modèles de régression seront appliqués à différents cas devant correspondre aux conditions les plus courantes de fonctionnement de la PAC. Le modèle dynamique de la PAC sera utilisé pour déterminer l'évolution de la capacité pour ces cas. Finalement, le modèle simplifié qui en découle sera présenté.

8.1 Évolution de la capacité et sa captation

On a vu au chapitre précédent l'évolution des capacités pour les cas CFSBVM, CFSBVA, CFABVM, CFABVA, RFSBVM, et RFSBVA. Deux phénomènes sont à distinguer. D'une part, au démarrage, la capacité n'atteint son plein niveau que graduellement. D'autre part, il y a une capacité résiduelle à l'arrêt du compresseur. Nous allons voir ci-après dans chacune de ces phases quel est le type de modèle de régression le plus apte à capter l'évolution réelle de la capacité.

8.1.1 Au démarrage

Divers modèles ont été proposés. Le premier qui vient à l'esprit est le modèle de premier ordre ou modèle à une constante de temps (revoir le chapitre I) :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{ss}\left(1 - A e^{-t/\tau_1}\right) \tag{8.1}$$

où $\dot{Q}_{SS}$ est la capacité en régime permanent, A est un coefficient de régression et τ_1 est la constante de temps.

Il est cependant clair par une simple observation des figures concernées (voir chapitre VII) que l'évolution de la capacité dans les cas où le ventilateur s'arrête pendant l'arrêt du compresseur (CFSBVA, CFABVA, et RFSBVA) ne correspond pas à une réponse d'un système de premier ordre. Il faut donc un modèle plus élaboré. En s'en référant à Mulroy et Didion (1985) ainsi qu'on l'a vu au chapitre I, on a :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{ss}\left(1 - A e^{-t/\tau_1}\right)\left(1 + B e^{-t/\tau_2}\right) \tag{8.2}$$

Dans ce modèle, et par analogie avec le modèle précédent, τ_1 et τ_2 sont appelées "constantes de temps". Elles ne sont pas, nous l'avons déjà souligné dans le chapitre I, des constantes de temps au sens classique du terme, mais de simples coefficients de régression comme A et B. Dans la suite du chapitre cependant, pour plus de clarté dans le propos (et potentiellement à des fins de comparaison), que le lecteur nous permette de garder pour elles ce terme de "constantes de temps". Par conséquent, ce modèle-ci sera appelé "modèle à deux constantes de temps".

On remarquera que le modèle à une constante de temps est un "cas particulier" du modèle à deux constantes de temps avec $B=0$. On notera aussi que la valeur de la capacité au départ ($t=0$) vaut :

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{SS}(1-A)(1+B) \tag{8.3}$$

Donc, si la valeur initiale de la capacité est nulle, comme dans nos cas étudiés, $A=1$. Dans la suite de la modélisation, on se passera de A. Cependant, il est notable que la capacité ne prend pas toujours son envol (notamment dans les cas où le ventilateur s'arrête à l'arrêt du compresseur) dès le démarrage du compresseur. Ainsi, en tenant compte de ces deux observations, le modèle devient :

$$\begin{cases} \dot{Q}=0 \ \text{ pour } t<t_d \\ \dot{Q}=\dot{Q}_{ss}\left(1-e^{-(t-t_d)/\tau_1}\right)\left(1+Be^{-(t-t_d)/\tau_2}\right) \ \text{pour } t\geq t_d \end{cases} \tag{8.4}$$

avec $t=0$ au démarrage du compresseur, et t_d est le temps à partir duquel la capacité commence à s'accroître (Figure 8.1). Pour retrouver donc le modèle à une constante de temps, on mettra $B=0$ dans l'équation (8.4).

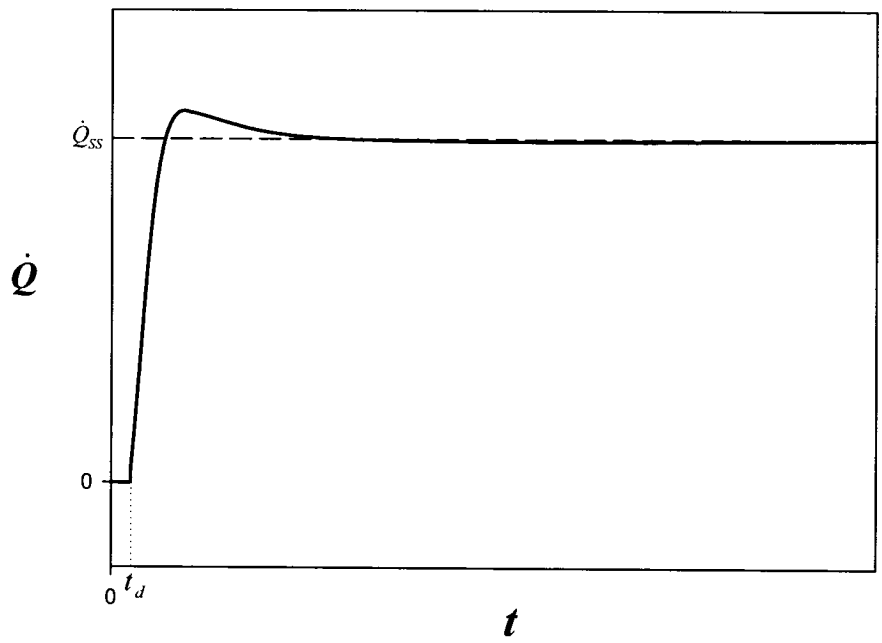


Figure 8.1 : Format général de l'évolution de la capacité au démarrage

Nous allons maintenant appliquer les modèles à une et à deux constantes de temps à nos 6 cas du chapitre précédent et constater leur rendement (Figure 8.2 à Figure 8.7). Les capacités "réelles" sont issues du modèle numérique global.

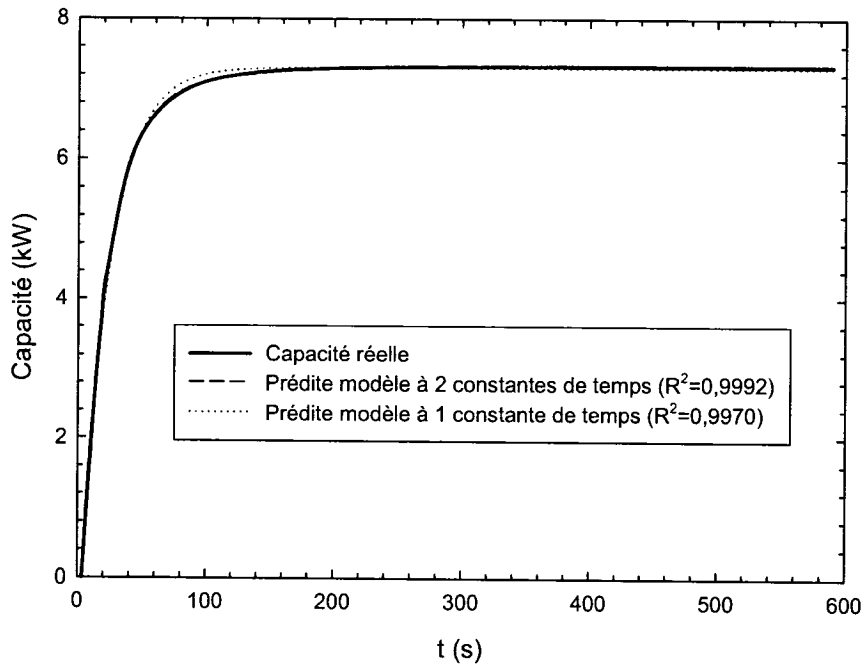


Figure 8.2 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour le cas CFSBVM

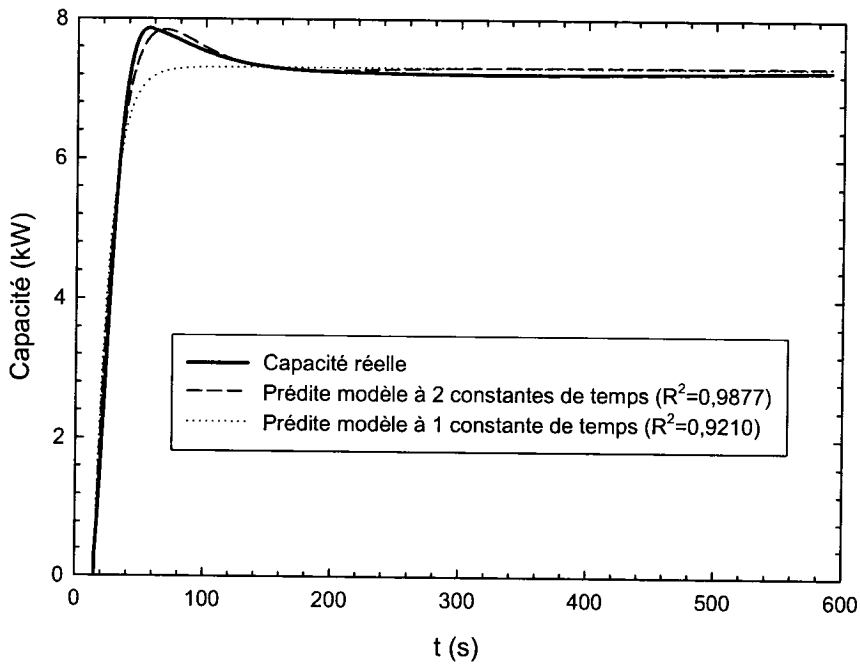


Figure 8.3 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour le cas CFSBVA

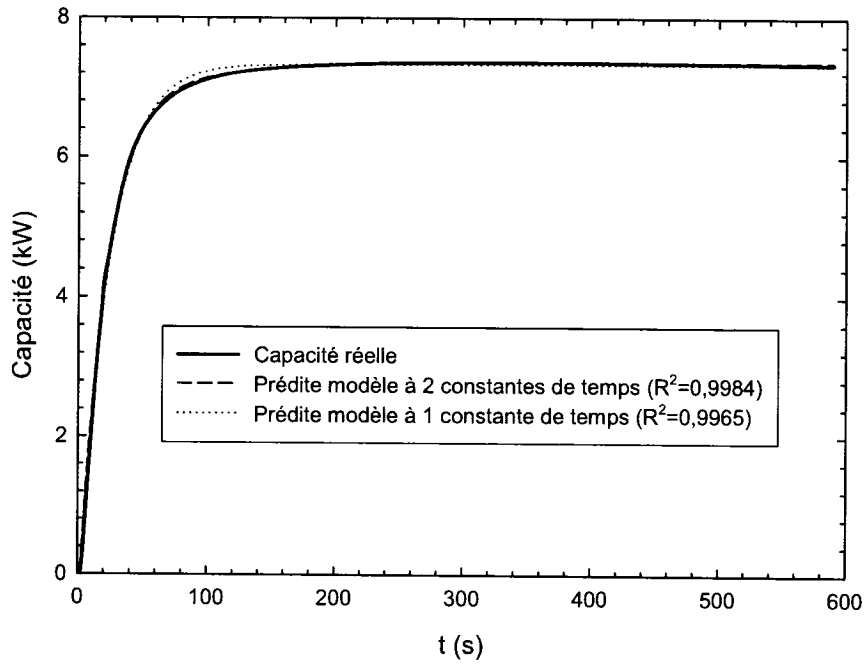


Figure 8.4 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour le cas CFABVM

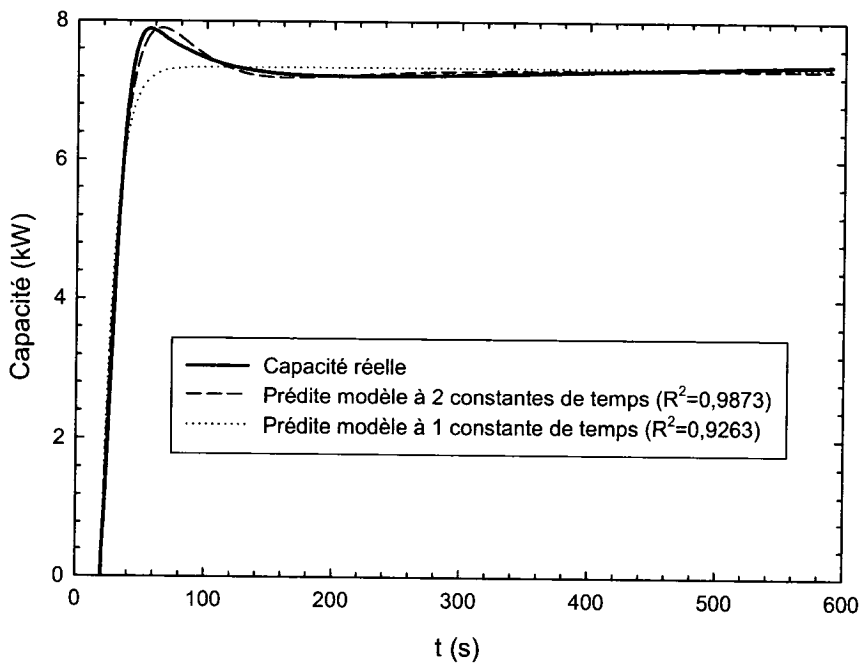


Figure 8.5 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour le cas CFABVA

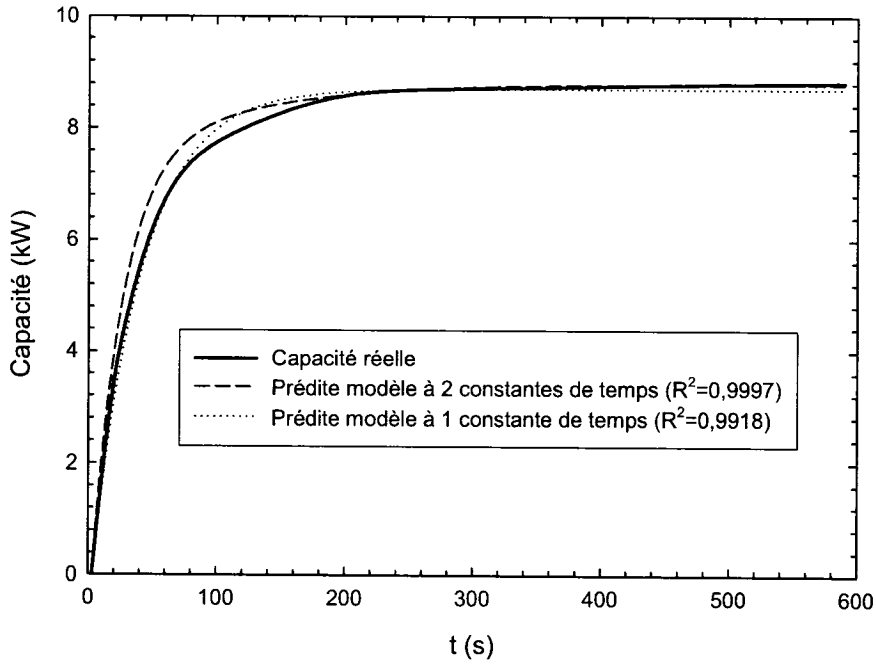


Figure 8.6 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour le cas RFSBVM

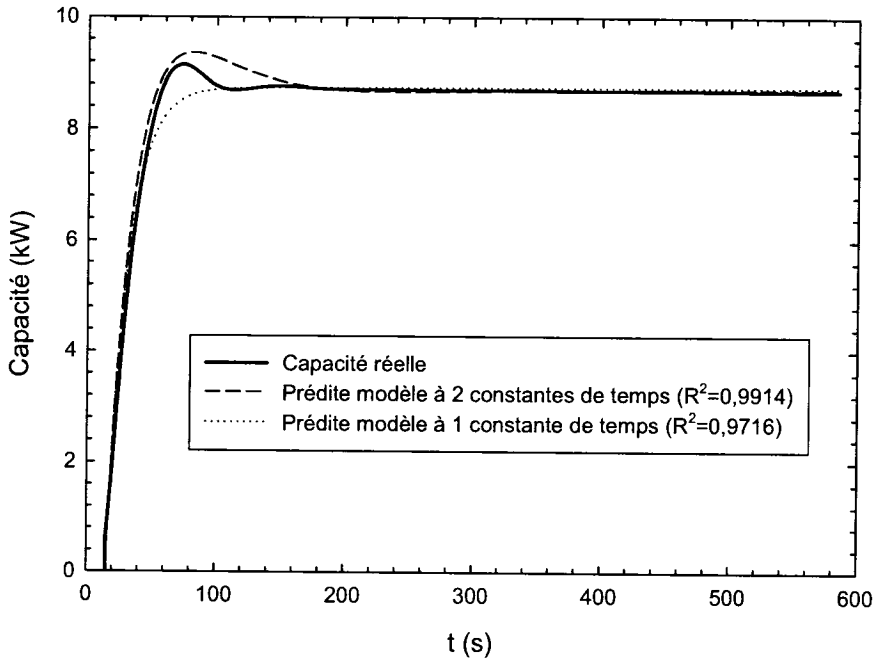


Figure 8.7 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour le cas RFSBVA

Ces figurent prouvent à l'envi que le modèle de régression à 2 constantes de temps est le plus approprié à la représentation de l'évolution de la capacité au démarrage. C'est lui que nous utiliserons dans le modèle dérivé. Cependant, nous continuerons à déterminer les paramètres de régression du modèle à 1 constante de temps car, quoique moins précis à représenter la réalité, il est plus simple et se prête mieux aux généralisations, et donc aux comparaisons.

8.1.2 À l'arrêt

La fonction d'extinction à 1 constante de temps suivante permet de modéliser la capacité résiduelle :

$$\dot{Q} = \left(D\dot{Q}_{SS}\right)e^{-t/\tau_3} + \dot{Q}_R \tag{8.5}$$

où $t = 0$ juste quand le compresseur arrête, D et $\dot{Q}_R$ sont des constantes de régression et τ_3 est la constante de temps. La présence de D permet de prendre en compte les cas où le compresseur arrête avant que la pleine capacité $\dot{Q}_{SS}$ ne soit atteinte. $\dot{Q}_R$ permet aussi de tenir compte de la puissance absorbée par le ventilateur lorsqu'il est en mode continu.

On peut voir l'impact de ce modèle sur nos 6 cas dans les figures suivantes (Figure 8.8 à Figure 8.13). L'évolution de la capacité à l'arrêt est bien modélisée. On peut remarquer en outre que dans les cas où le ventilateur s'arrête à l'arrêt du compresseur, il existe aussi une capacité résiduelle. C'est dû au fait que le débit d'air ne s'annule pas tout de suite (à cause de l'inertie du ventilateur), et suit lui aussi une fonction d'extinction avec une constante de temps d'environ 33 s en mode chauffage, et d'environ 35 s en mode refroidissement.

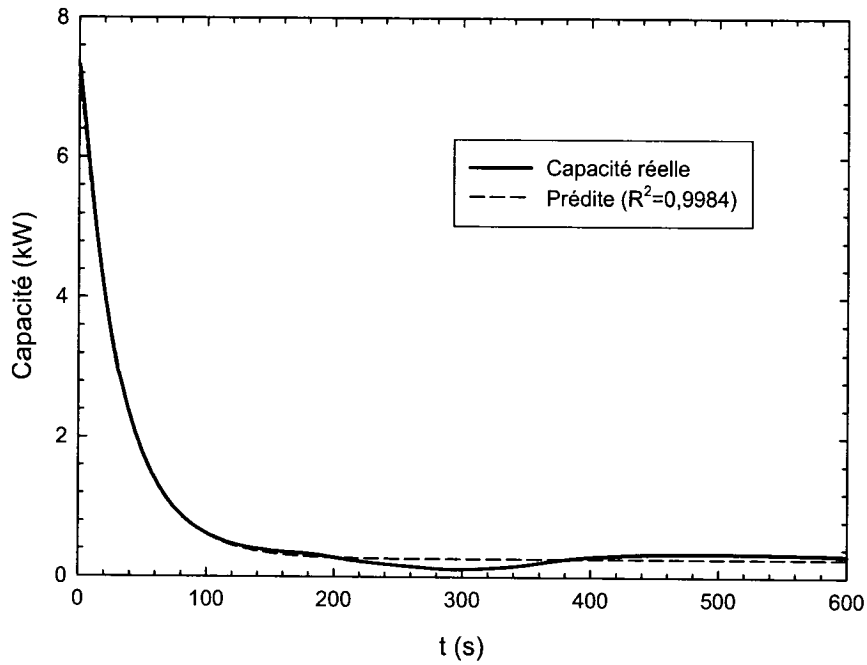


Figure 8.8 : Modélisation de l'évolution de la capacité à l'arrêt pour le cas CFSBVM

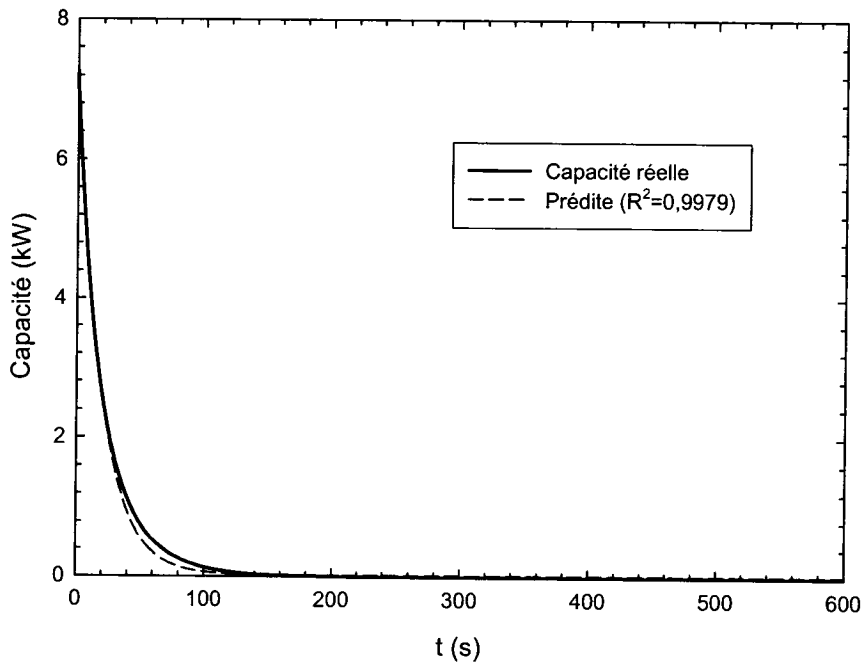


Figure 8.9 : Modélisation de l'évolution de la capacité à l'arrêt pour le cas CFSBVA

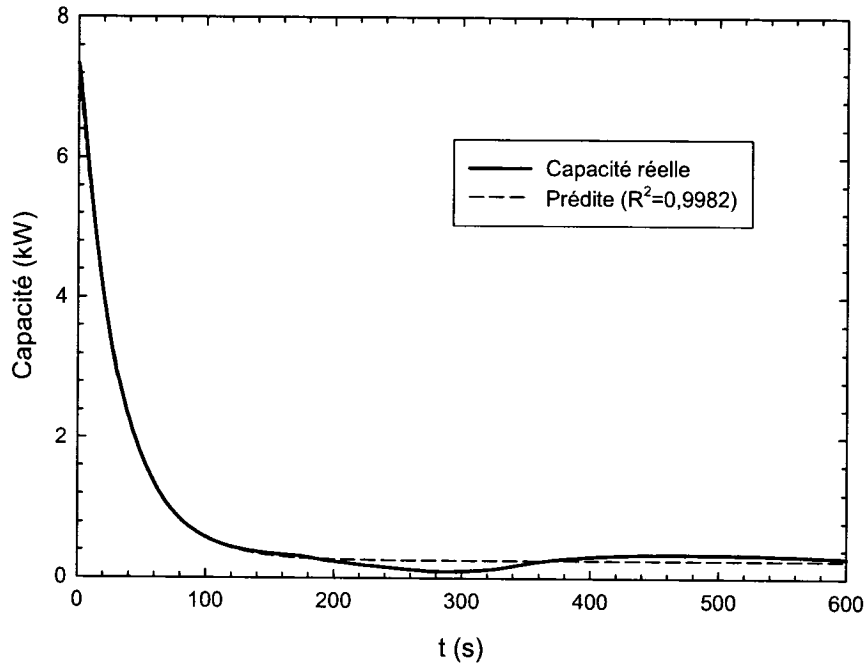


Figure 8.10 : Modélisation de l'évolution de la capacité à l'arrêt pour le cas CFABVM

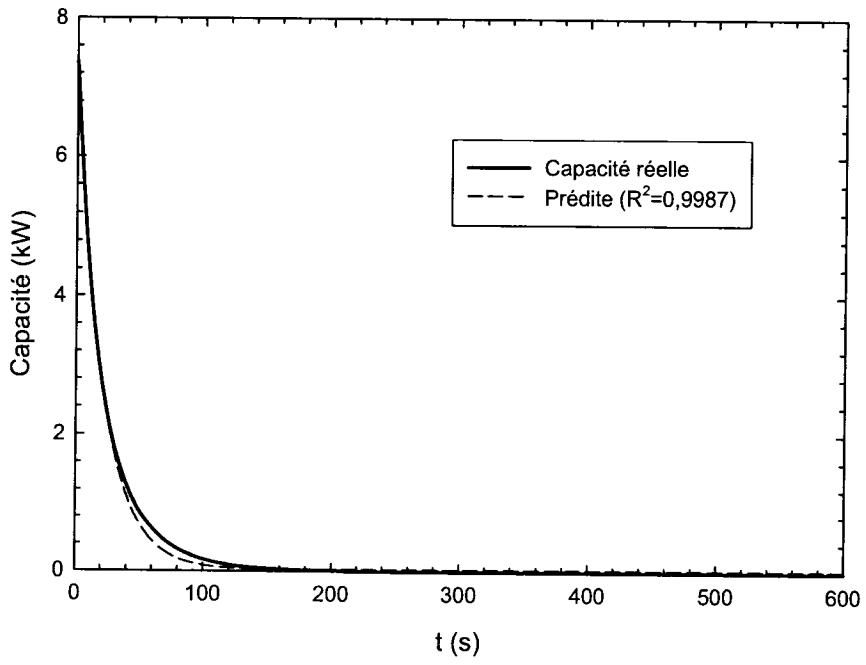


Figure 8.11 : Modélisation de l'évolution de la capacité à l'arrêt pour le cas CFABVA

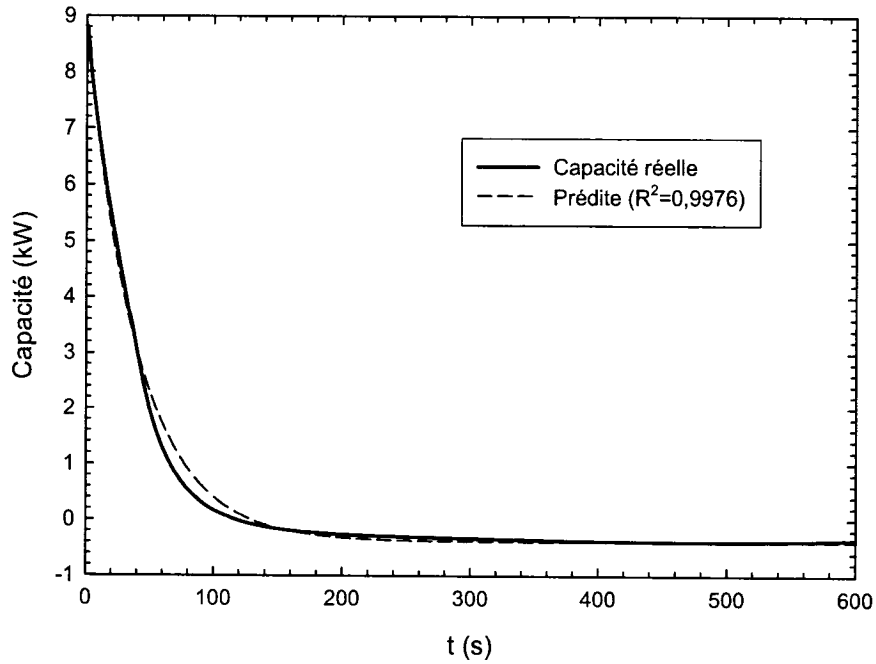


Figure 8.12 : Modélisation de l'évolution de la capacité à l'arrêt pour le cas RFSBVM

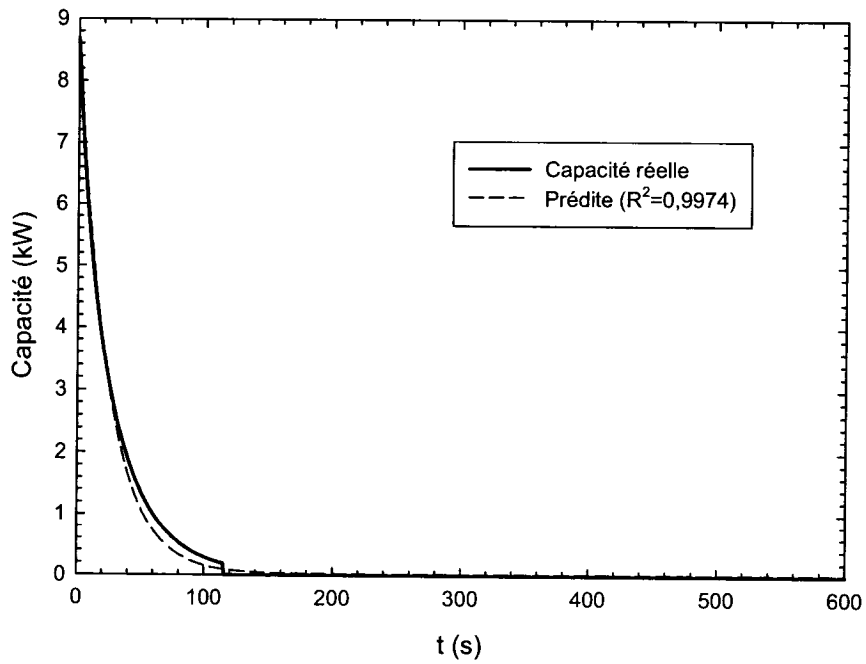


Figure 8.13 : Modélisation de l'évolution de la capacité à l'arrêt pour le cas RFSBVA

Passons maintenant aux cas qui vont nous servir de base pour le modèle dérivé lui-même.

8.2 Cas étudiés

8.2.1 Présentation

On vise à cerner les conditions de fonctionnement les plus courantes dans la pratique. On se basera aussi sur la norme CAN/CSA-C13256-1-01 : "Pompes à chaleur à eau – Essais et détermination des caractéristiques de performance" désignée ci-après comme la "norme CAN/CSA". Le débit d'eau sera constant pendant tout le cycle et vaudra 9 gpm (soit 0,568 kg/s). Lorsque le ventilateur fonctionne, le débit d'air est égal à 1200 cfm (soit 0,566 m^3/s). Les température et humidité de l'air à l'entrée sont basées sur la norme CAN/CSA et valent respectivement 20 °C et 0,0086 en mode chauffage, 27 °C et 0,01045 en mode refroidissement. Ainsi, en mode chauffage (refroidissement), la masse volumique vaut 1,188 (1,156) kg/m^3 d'air sec et le débit d'air vaut 0,67 (0,65) kg/s lorsque le ventilateur fonctionne. Nous distinguerons :

- Mode : chauffage / refroidissement (2 modalités)
- Orifice d'égalisation : sans / avec (2 modalités en mode chauffage; pour le mode refroidissement, l'orifice est sans impact, donc 0 modalité)
- Ventilateur à l'arrêt du compresseur : marche / arrêt (2 modalités)
- Température d'eau à l'entrée : 5 (code A) / 15 °C (code B) en mode chauffage, 10 (code A) / 20 °C (code B) en mode refroidissement (2 modalités)
- Temps de fonctionnement / d'arrêt :
    - le nombre de cycles par heure (CPH) varie en général de 2 à 4
    - le taux de marche (voir chapitre I) varie en général de 0,2 à 0,8
    - temps d'arrêt (TA) : 5 / 10 / 15 / 20 mn

- temps de marche (TM) : 5 / 10 mn (on considère qu'après 10 mn de fonctionnement, le quasi régime permanent est atteint)

On a donc les combinaisons suivantes (Tableau 8.1) (7 modalités) :

Tableau 8.1 : Combinaisons de temps de marche et de temps d'arrêt pour le modèle dérivé

TM,TA	*Durée du cycle (mn)*	*CPH*	*Taux de marche*
5,10	15	4	0,33
5,15	20	3	0,25
5,20	25	2,4	0,20
10,5	15	4	0,67
10,10	20	3	0,50
10,15	25	2,4	0,40
10,20	30	2	0,33

Le nombre total de cas à étudier vaut alors : $(2+1)\times 2\times 2\times 7 = 84$. C'est dire 14 sous-cas pour chacun de nos 6 cas de base (CFSBVM, CFSBVA, CFABVM, CFABVA, RFSBVM, et RFSBVA). Nous présentons tous ces 84 cas du Tableau 8.2 au Tableau 8.7. Dans ces tableaux, le code de cas est composé du libellé du cas de base, du code de la température d'eau à l'entrée (A ou B), du temps de marche en mn, et du temps d'arrêt en mn, dans cet ordre. La pompe à chaleur qui nous a servi à valider le modèle est utilisée comme PAC de référence. Notons que dans les cas CFABVM et CFABVA, nous utiliserons, à la place du système détendeur simple – tube capillaire utilisé pour simuler un détendeur avec orifice d'égalisation de pression, un détendeur muni d'un orifice d'égalisation de pression dont les caractéristiques sont les suivantes : diamètre = 0,5 mm (le même que le tube capillaire) et longueur = 10 mm.

Tableau 8.2 : Sous-cas de CFSBVM étudiés pour le modèle dérivé

CAS N°	CODE	Température d'entrée de l'eau (°C)	Temps de marche (mn)	Temps d'arrêt (mn)
1	CFSBVM-A-5-10	5	5	10
2	CFSBVM-A-5-15	5	5	15
3	CFSBVM-A-5-20	5	5	20
4	CFSBVM-A-10-5	5	10	5
5	CFSBVM-A-10-10	5	10	10
6	CFSBVM-A-10-15	5	10	15
7	CFSBVM-A-10-20	5	10	20
8	CFSBVM-B-5-10	15	5	10
9	CFSBVM-B-5-15	15	5	15
10	CFSBVM-B-5-20	15	5	20
11	CFSBVM-B-10-5	15	10	5
12	CFSBVM-B-10-10	15	10	10
13	CFSBVM-B-10-15	15	10	15
14	CFSBVM-B-10-20	15	10	20

Tableau 8.3 : Sous-cas de CFSBVA étudiés pour le modèle dérivé

CAS N°	CODE	Température d'entrée de l'eau (°C)	Temps de marche (mn)	Temps d'arrêt (mn)
15	CFSBVA-A-5-10	5	5	10
16	CFSBVA-A-5-15	5	5	15
17	CFSBVA-A-5-20	5	5	20
18	CFSBVA-A-10-5	5	10	5
19	CFSBVA-A-10-10	5	10	10
20	CFSBVA-A-10-15	5	10	15
21	CFSBVA-A-10-20	5	10	20
22	CFSBVA-B-5-10	15	5	10
23	CFSBVA-B-5-15	15	5	15
24	CFSBVA-B-5-20	15	5	20
25	CFSBVA-B-10-5	15	10	5
26	CFSBVA-B-10-10	15	10	10
27	CFSBVA-B-10-15	15	10	15
28	CFSBVA-B-10-20	15	10	20

Tableau 8.4 : Sous-cas de CFABVM étudiés pour le modèle dérivé

CAS N°	CODE	Température d'entrée de l'eau (°C)	Temps de marche (mn)	Temps d'arrêt (mn)
29	CFABVM-A-5-10	5	5	10
30	CFABVM-A-5-15	5	5	15
31	CFABVM-A-5-20	5	5	20
32	CFABVM-A-10-5	5	10	5
33	CFABVM-A-10-10	5	10	10
34	CFABVM-A-10-15	5	10	15
35	CFABVM-A-10-20	5	10	20
36	CFABVM-B-5-10	15	5	10
37	CFABVM-B-5-15	15	5	15
38	CFABVM-B-5-20	15	5	20
39	CFABVM-B-10-5	15	10	5
40	CFABVM-B-10-10	15	10	10
41	CFABVM-B-10-15	15	10	15
42	CFABVM-B-10-20	15	10	20

Tableau 8.5 : Sous-cas de CFABVA étudiés pour le modèle dérivé

CAS N°	CODE	Température d'entrée de l'eau (°C)	Temps de marche (mn)	Temps d'arrêt (mn)
43	CFABVA-A-5-10	5	5	10
44	CFABVA-A-5-15	5	5	15
45	CFABVA-A-5-20	5	5	20
46	CFABVA-A-10-5	5	10	5
47	CFABVA-A-10-10	5	10	10
48	CFABVA-A-10-15	5	10	15
49	CFABVA-A-10-20	5	10	20
50	CFABVA-B-5-10	15	5	10
51	CFABVA-B-5-15	15	5	15
52	CFABVA-B-5-20	15	5	20
53	CFABVA-B-10-5	15	10	5
54	CFABVA-B-10-10	15	10	10
55	CFABVA-B-10-15	15	10	15
56	CFABVA-B-10-20	15	10	20

Tableau 8.6 : Sous-cas de RFSBVM étudiés pour le modèle dérivé

CAS N°	CODE	Température d'entrée de l'eau (°C)	Temps de marche (mn)	Temps d'arrêt (mn)
57	RFSBVM-A-5-10	10	5	10
58	RFSBVM-A-5-15	10	5	15
59	RFSBVM-A-5-20	10	5	20
60	RFSBVM-A-10-5	10	10	5
61	RFSBVM-A-10-10	10	10	10
62	RFSBVM-A-10-15	10	10	15
63	RFSBVM-A-10-20	10	10	20
64	RFSBVM-B-5-10	20	5	10
65	RFSBVM-B-5-15	20	5	15
66	RFSBVM-B-5-20	20	5	20
67	RFSBVM-B-10-5	20	10	5
68	RFSBVM-B-10-10	20	10	10
69	RFSBVM-B-10-15	20	10	15
70	RFSBVM-B-10-20	20	10	20

Tableau 8.7 : Sous-cas de RFSBVA étudiés pour le modèle dérivé

CAS N°	CODE	Température d'entrée de l'eau (°C)	Temps de marche (mn)	Temps d'arrêt (mn)
71	RFSBVA-A-5-10	10	5	10
72	RFSBVA-A-5-15	10	5	15
73	RFSBVA-A-5-20	10	5	20
74	RFSBVA-A-10-5	10	10	5
75	RFSBVA-A-10-10	10	10	10
76	RFSBVA-A-10-15	10	10	15
77	RFSBVA-A-10-20	10	10	20
78	RFSBVA-B-5-10	20	5	10
79	RFSBVA-B-5-15	20	5	15
80	RFSBVA-B-5-20	20	5	20
81	RFSBVA-B-10-5	20	10	5
82	RFSBVA-B-10-10	20	10	10
83	RFSBVA-B-10-15	20	10	15
84	RFSBVA-B-10-20	20	10	20

8.2.2 Constantes de temps

Nous avons du Tableau 8.8 au Tableau 8.13 les paramètres de régression pour chacun des 84 cas étudiés. Dans le cas particulier du mode refroidissement, il faut des constantes de temps autant pour la capacité sensible que pour la capacité totale. Ce qui permet de connaître l'évolution de la capacité latente qui est, en rappel, la différence entre la capacité totale et la capacité sensible.

Tableau 8.8 : Constantes de temps au démarrage et à l'arrêt pour les sous-cas CFSBVM

Code	Démarrage – modèle à 2τ				Démarrage – modèle à 1 τ		Arrêt	
	t_d (s)	B	τ_1 (s)	τ_2 (s)	τ_d (s)	τ_1 (s)	τ_3 (s)	$\dot{Q}_R$ (kW)
CFSBVM-A-5-10	0,0	1,52	60,6	49,5	0,0	23,5	27,4	0,34
CFSBVM-A-5-15	0,0	1,50	61,3	50,2	0,0	24,0	27,4	0,34
CFSBVM-A-5-20	0,0	1,60	64,9	51,5	0,0	24,2	27,4	0,34
CFSBVM-A-10-5	0,6	1,08	36,4	30,1	0,0	20,4	28,2	0,26
CFSBVM-A-10-10	0,9	1,61	47,4	36,9	0,7	18,6	27,8	0,28
CFSBVM-A-10-15	0,9	1,70	49,3	37,6	0,7	18,6	27,7	0,30
CFSBVM-A-10-20	0,5	1,67	48,1	36,4	0,1	18,9	27,6	0,32
CFSBVM-B-5-10	0,2	1,34	56,2	47,2	0,0	24,2	27,5	0,32
CFSBVM-B-5-15	0,4	1,47	60,6	49,5	0,2	24,4	27,5	0,33
CFSBVM-B-5-20	0,3	1,49	61,7	49,8	0,2	24,6	27,4	0,34
CFSBVM-B-10-5	0,3	0,58	31,2	25,5	0,0	24,8	27,7	0,30
CFSBVM-B-10-10	0,6	1,15	41,7	35,1	0,0	21,7	27,8	0,28
CFSBVM-B-10-15	0,6	1,29	44,6	36,1	0,0	21,8	27,6	0,30
CFSBVM-B-10-20	0,6	1,34	45,4	36,1	0,0	21,7	27,5	0,31

Tableau 8.9 : Constantes de temps au démarrage et à l'arrêt pour les sous-cas CFSBVA

Code	Démarrage – modèle à 2τ				Démarrage – modèle à 1 τ		Arrêt	
	t_d (s)	B	τ_1 (s)	τ_2 (s)	t_d (s)	τ_1 (s)	τ_3 (s)	$\dot{Q}_R$ (kW)
CFSBVA-A-5-10	15,2	2,47	46,3	33,4	15,7	11,1	19,2	0
CFSBVA-A-5-15	15,2	2,47	46,3	33,4	15,7	11,1	19,3	0
CFSBVA-A-5-20	15,2	2,46	46,9	33,8	15,7	11,4	19,3	0
CFSBVA-A-10-5	15,2	2,48	42,0	31,2	15,7	9,8	19,0	0
CFSBVA-A-10-10	15,3	2,75	44,2	31,4	15,8	9,3	19,2	0
CFSBVA-A-10-15	15,3	2,86	45,2	31,3	15,8	9,2	19,2	0
CFSBVA-A-10-20	15,2	2,86	45,0	31,2	15,8	9,2	19,3	0
CFSBVA-B-5-10	15,2	2,24	43,1	32,4	15,6	11,4	19,2	0
CFSBVA-B-5-15	15,2	2,27	43,8	32,6	15,6	11,5	19,2	0
CFSBVA-B-5-20	15,2	2,28	44,2	32,7	15,6	11,6	19,3	0
CFSBVA-B-10-5	15,1	2,07	40,2	31,8	15,5	11,2	19,0	0
CFSBVA-B-10-10	15,2	2,32	41,7	31,5	15,6	10,4	19,2	0
CFSBVA-B-10-15	15,2	2,44	43,1	31,5	15,6	10,3	19,2	0
CFSBVA-B-10-20	15,1	2,54	44,2	31,5	15,6	10,3	19,2	0

Tableau 8.10 : Constantes de temps au démarrage et à l'arrêt pour les sous-cas CFABVM

Code	Démarrage – modèle à 2τ				Démarrage – modèle à 1 τ		Arrêt	
	t_d (s)	B	τ_1 (s)	τ_2 (s)	t_d (s)	τ_1 (s)	τ_3 (s)	$\dot{Q}_R$ (kW)
CFABVM-A-5-10	1,2	1,53	48,5	38,5	1,0	19,3	27,5	0,29
CFABVM-A-5-15	1,2	1,57	49,0	38,5	1,0	19,3	27,4	0,30
CFABVM-A-5-20	1,2	1,58	49,5	38,8	1,0	19,3	27,3	0,31
CFABVM-A-10-5	1,2	1,59	49,3	39,2	1,0	19,1	28,3	0,21
CFABVM-A-10-10	1,2	1,58	49,0	38,9	1,0	19,3	27,4	0,29
CFABVM-A-10-15	1,1	1,67	51,0	39,2	0,9	19,4	27,2	0,31
CFABVM-A-10-20	1,1	1,79	53,8	40,0	1,0	19,4	27,2	0,31
CFABVM-B-5-10	0,7	1,00	38,9	33,3	0,0	21,8	27,5	0,28
CFABVM-B-5-15	0,7	1,05	39,7	33,6	0,0	21,7	27,3	0,30
CFABVM-B-5-20	0,7	1,10	40,5	33,6	0,0	21,8	27,2	0,31
CFABVM-B-10-5	0,7	1,00	39,2	34,5	0,0	21,9	28,0	0,20
CFABVM-B-10-10	0,6	1,11	41,5	35,3	0,0	22,0	27,4	0,28
CFABVM-B-10-15	0,6	1,28	45,0	36,5	0,0	22,2	27,2	0,30
CFABVM-B-10-20	0,5	1,41	48,1	37,4	0,0	22,3	27,2	0,31

Tableau 8.11 : Constantes de temps au démarrage et à l'arrêt pour les sous-cas CFABVA

Code	Démarrage – modèle à 2τ				Démarrage – modèle à 1 τ		Arrêt	
	t_d (s)	B	τ_1 (s)	τ_2 (s)	t_d (s)	τ_1 (s)	τ_3 (s)	$\dot{Q}_R$ (kW)
CFABVA-A-5-10	20,3	2,66	37,3	27,0	20,7	8,2	20,0	0
CFABVA-A-5-15	20,3	2,68	37,3	27,0	20,7	8,2	20,0	0
CFABVA-A-5-20	20,3	2,70	37,7	27,0	20,7	8,2	20,0	0
CFABVA-A-10-5	20,3	2,64	37,3	27,8	20,8	8,0	19,7	0
CFABVA-A-10-10	20,3	2,71	37,6	27,3	20,7	8,0	19,9	0
CFABVA-A-10-15	20,3	2,80	38,6	27,3	20,7	8,0	20,0	0
CFABVA-A-10-20	20,3	2,88	39,5	27,4	20,7	8,0	20,0	0
CFABVA-B-5-10	20,2	2,19	34,0	26,4	20,6	9,0	19,9	0
CFABVA-B-5-15	20,2	2,24	34,5	26,4	20,6	9,0	20,0	0
CFABVA-B-5-20	20,2	2,27	34,7	26,4	20,6	9,0	20,0	0
CFABVA-B-10-5	20,2	2,18	34,1	26,9	20,6	9,0	19,6	0
CFABVA-B-10-10	20,2	2,27	35,0	26,8	20,6	8,9	19,9	0
CFABVA-B-10-15	20,2	2,36	36,0	26,8	20,6	8,9	19,9	0
CFABVA-B-10-20	20,2	2,46	37,2	27,0	20,6	8,9	20,0	0

Tableau 8.12 : Constantes de temps au démarrage et à l'arrêt pour les sous-cas RFSBVM

Code		Démarrage – modèle à 2τ				Démarrage – modèle à 1 τ		Arrêt	
		t_d (s)	B	τ_1 (s)	τ_2 (s)	t_d (s)	τ_1 (s)	τ_3 (s)	$\dot{Q}_R$ (kW)
RFSBVM-A-5-10	SEN	3,1	1,74	77,5	60,6	3,2	26,9	45,4	-0,39
	TOT	1,9	1,01	41,3	37,0	1,5	22,0	28,6	-0,31
RFSBVM-A-5-15	SEN	3,1	1,73	77,5	60,2	3,2	26,9	45,4	-0,37
	TOT	1,9	1,00	41,0	37,0	1,5	21,9	28,7	-0,32
RFSBVM-A-5-20	SEN	3,0	1,74	77,5	60,6	3,2	26,8	45,2	-0,36
	TOT	1,9	1,00	41,2	37,0	1,5	21,9	28,7	-0,33
RFSBVM-A-10-5	SEN	3,1	1,35	64,9	58,1	3,2	26,9	46,9	-0,48
	TOT	1,9	0,94	39,4	35,7	1,4	22,3	28,2	-0,24
RFSBVM-A-10-10	SEN	3,1	1,36	65,4	58,5	3,2	27,0	45,7	-0,39
	TOT	1,9	0,94	39,5	35,8	1,4	22,3	28,6	-0,31
RFSBVM-A-10-15	SEN	3,1	1,35	64,9	58,5	3,2	26,9	45,4	-0,37
	TOT	1,9	0,94	39,4	35,8	1,5	22,3	28,8	-0,32
RFSBVM-A-10-20	SEN	3,1	1,37	65,4	58,5	3,2	26,9	45,2	-0,36
	TOT	1,9	0,94	39,5	36,1	1,4	22,2	28,8	-0,33
RFSBVM-B-5-10	SEN	2,9	0,92	36,2	22,9	1,4	26,5	27,0	-0,30
	TOT	2,5	1,15	31,3	17,2	0,6	23,5	20,9	-0,27
RFSBVM-B-5-15	SEN	2,9	0,92	36,2	22,8	1,4	26,6	27,0	-0,30
	TOT	2,5	1,15	31,3	17,1	0,6	23,6	21,0	-0,28
RFSBVM-B-5-20	SEN	2,9	0,92	36,2	22,8	1,4	26,6	27,1	-0,31
	TOT	2,5	1,15	31,3	17,1	0,6	23,6	21,0	-0,29
RFSBVM-B-10-5	SEN	1,9	0,90	36,9	26,1	0,1	26,6	28,6	-0,29
	TOT	2,1	1,21	32,2	20,2	0,3	22,0	20,7	-0,23
RFSBVM-B-10-10	SEN	3,1	0,87	35,7	23,2	1,6	27,0	27,3	-0,22
	TOT	2,6	1,09	31,0	17,5	0,8	23,8	20,0	-0,18
RFSBVM-B-10-15	SEN	3,1	0,87	35,6	23,0	1,6	27,1	27,5	-0,24
	TOT	2,6	1,09	30,9	17,3	0,8	23,9	20,1	-0,20
RFSBVM-B-10-20	SEN	3,1	0,87	35,6	23,0	1,6	27,1	27,8	-0,25
	TOT	2,6	1,08	30,9	17,3	0,8	23,9	20,3	-0,22

Tableau 8.13 : Constantes de temps au démarrage et à l'arrêt pour les sous-cas RFSBVA

Code		Démarrage – modèle à 2τ				Démarrage – modèle à 1 τ		Arrêt	
		t_d (s)	B	τ_1 (s)	τ_2 (s)	t_d (s)	τ_1 (s)	τ_2 (s)	Q_R (kW)
RFSBVA-A-5-10	SEN	15,2	2,24	38,9	21,9	13,7	15,5	26,0	0
	TOT	14,6	3,33	32,2	15,2	13,5	9,5	16,9	0
RFSBVA-A-5-15	SEN	15,2	2,23	38,8	21,9	13,7	15,6	26,0	0
	TOT	14,6	3,32	32,2	15,1	13,5	9,5	17,0	0
RFSBVA-A-5-20	SEN	15,2	2,24	38,9	21,9	13,7	15,5	26,0	0
	TOT	14,6	3,32	32,2	15,2	13,5	9,4	17,1	0
RFSBVA-A-10-5	SEN	15,2	2,11	36,6	21,2	13,0	16,9	25,9	0
	TOT	14,7	3,29	31,5	14,8	12,2	11,6	16,5	0
RFSBVA-A-10-10	SEN	15,2	2,12	36,8	21,3	13,1	16,9	26,0	0
	TOT	14,7	3,28	31,5	14,8	12,4	11,4	16,9	0
RFSBVA-A-10-15	SEN	15,2	2,14	37,2	21,8	13,4	16,3	26,0	0
	TOT	14,7	3,30	32,0	15,3	13,1	10,3	17,1	0
RFSBVA-A-10-20	SEN	15,2	2,15	37,4	21,9	13,4	16,3	26,0	0
	TOT	14,7	3,29	31,9	15,3	13,2	10,1	17,2	0
RFSBVA-B-5-10	SEN	14,8	0,55	23,5	14,7	13,2	21,1	20,7	0
	TOT	14,7	2,29	20,6	7,4	7,9	21,4	13,7	0
RFSBVA-B-5-15	SEN	14,8	0,56	23,6	14,8	13,2	21,1	20,8	0
	TOT	14,7	2,30	20,6	7,4	7,8	21,4	13,9	0
RFSBVA-B-5-20	SEN	14,8	0,56	23,6	14,8	13,2	21,2	20,9	0
	TOT	14,7	2,30	20,6	7,4	7,8	21,5	13,9	0
RFSBVA-B-10-5	SEN	15,0	6,23	19,0	5,8	15,0	2,2	21,7	0
	TOT	15,0	12,03	15,1	3,3	15,0	0,1	14,0	0
RFSBVA-B-10-10	SEN	14,6	0,58	22,3	14,2	15,0	17,9	23,7	0
	TOT	14,7	2,34	19,5	7,1	15,0	13,2	15,9	0
RFSBVA-B-10-15	SEN	14,6	0,57	22,2	14,0	15,0	18,0	23,7	0
	TOT	14,7	2,37	19,4	6,9	15,0	13,4	16,0	0
RFSBVA-B-10-20	SEN	15,0	6,32	19,2	5,8	15,0	2,2	22,0	0
	TOT	15,0	12,27	15,2	3,3	15,0	0,1	14,6	0

8.2.3 Tendances générales pour la constante de temps en démarrage

Ici, vient une remarque importante concernant le modèle à 1 constante de temps pour le démarrage. C'est le modèle le plus utilisé dans la littérature, comme écrit par ailleurs.

L'impression qui se dégage en lisant la littérature est que τ est une constante pour une machine donnée. Or, on voit bien de ces tableaux que τ varie en fonction des conditions de fonctionnement. Dans les cas présentés, la constante de temps varie de 0,1 s à 27,1 s. La constante de temps en démarrage est le temps que cela prend après que la capacité ait commencé à croître (i.e. à partir de t_d) pour qu'elle atteigne 63,2 % de sa pleine valeur ($\dot{Q}_{SS}$). Comme la réponse de 1er ordre est une fonction croissante, si la constante de temps est plus grande, alors la capacité prend plus de temps pour s'approcher de sa pleine valeur.

Il peut être intéressant de voir quelle est la dépendance de la constante de temps en démarrage vis-à-vis des conditions de fonctionnement de la pompe à chaleur. En nous appuyant sur le modèle à 1 constante de temps, nous pouvons voir comment τ varie en fonction de : (1) le temps de marche; (2) le temps d'arrêt; (3) la température d'entrée de l'eau; (4) le ventilateur à l'arrêt du compresseur; et (5) l'orifice d'égalisation de pression. Chaque influence sera étudiée séparément.

Variation de la constante de temps en fonction du temps de marche

En mode chauffage, dans les cas sans orifice d'égalisation de pression, τ diminue avec l'augmentation du temps de marche.

En mode refroidissement, on note que la constante de temps augmente avec le temps de marche, à l'exception du cas où le ventilateur n'est pas en mode continu et où la température d'entrée de l'eau vaut 20 °C.

Variation de la constante de temps en fonction du temps d'arrêt

En mode chauffage, quand le temps d'arrêt s'accroît, la constante de temps augmente si le temps de marche est de 5 mn, mais diminue si le temps de marche est de 10 mn.

En mode refroidissement, le temps d'arrêt a une influence globalement négligeable sur la constante de temps.

Variation de la constante de temps en fonction de la température d'entrée de l'eau

Aussi bien en chauffage qu'en refroidissement, τ augmente avec la température d'entrée de l'eau.

Variation de la constante de temps en fonction du ventilateur à l'arrêt

Aussi bien en chauffage qu'en refroidissement, l'arrêt du ventilateur crée une diminution de la constante de temps.

Variation de la constante de temps en fonction de l'orifice d'égalisation de pression

La constante de temps diminue avec la présence d'un orifice d'égalisation de pression.

Synthèse

Sous réserve d'une étude plus exhaustive, on retiendra qu'en général, la constante de temps augmente avec la température d'entrée de l'eau, et diminue si le ventilateur est arrêté avec le compresseur et s'il y a présence d'un orifice d'égalisation de pression. Lorsque le temps de marche augmente, la constante de temps diminue en mode

chauffage, et augmente en mode refroidissement. Lorsque le temps d'arrêt augmente, la constante de temps augmente si le temps de marche diminue.

8.3 Modèle dérivé

8.3.1 Présentation

Le modèle est implémenté dans un premier temps dans TRNSYS comme il a été écrit dans le chapitre introductif. C'est le logiciel utilisé dans notre groupe de recherche et il se prête bien à la tâche. TRNSYS (SEL 2006) permet la simulation dynamique de systèmes énergétiques : pompes à chaleur, refroidisseurs, capteurs solaires, échangeurs de chaleur, réservoirs de stockage thermique, etc. Dans TRNSYS, la simulation est modulaire, les divers systèmes interagissant par le biais de leurs entrées – sorties respectives. Chaque système est représenté par un module Fortran appelé TYPE dans le logiciel. Les TYPEs sont distingués par des numéros : par exemple, TYPE 5 modélise un échangeur.

Notre modèle porte le numéro 801. Il est basé sur le TYPE 504 de TESS (SEL 2006). Les données d'entrée, les paramètres (des données d'entrée qui sont indépendantes du temps, donc fixes tout le long de la simulation), et les données de sortie du modèle sont présentés ci-après. Il y a 21 paramètres, 23 données d'entrée et 18 données de sortie.

Paramètres de TYPE 801

1. Humidité relative utilisée comme donnée (VRAI/FAUX)
2. Unité logique du fichier des données de performance en refroidissement
3. Unité logique du fichier des données de performance en chauffage

4. Unité logique du fichier contenant les facteurs de correction pour les données de performance en refroidissement
5. Unité logique du fichier contenant les facteurs de correction pour les données de performance en chauffage
6. Nombre de modalités de débit de liquide dans les fichiers de données de performance
7. Nombre de modalités de température de liquide dans le fichier de données de performance en refroidissement
8. Nombre de modalités de température de liquide dans le fichier de données de performance en chauffage
9. Nombre de modalités de température d'air – bulbe humide dans le fichier de données de performance en refroidissement
10. Nombre de modalités de température d'air – bulbe sec dans le fichier de données de performance en refroidissement
11. Nombre de modalités de température d'air – bulbe sec dans le fichier de données de performance en chauffage
12. Nombre de modalités de débit d'air dans le fichier de données de performance en refroidissement
13. Nombre de modalités de débit d'air dans le fichier de données de performance en chauffage
14. Masse volumique du liquide (kg/m^3)
15. Chaleur spécifique du liquide (kJ/kg.K)
16. Puissance du ventilateur (kJ/hr)
17. Puissance du contrôleur (kJ/hr)
18. Capacité de chauffage d'appoint 1er niveau (kJ/hr)
19. Capacité de chauffage d'appoint 2e niveau (kJ/hr)
20. Débit d'air total (l/s)
21. Présence d'un orifice d'égalisation de pression (FAUX/VRAI)

Les données de performance (en régime permanent) peuvent être obtenues du catalogue du manufacturier. La manière dont les fichiers de données de performance doivent être organisés est décrite dans la documentation accompagnant le TYPE 801. La Figure 8.14 montre un exemple de données de performance en mode chauffage. Il y 2 modalités de débit d'air (460,1 et 566,3 l/s), 3 modalités de débit de liquide (0,284 et 0,442 et 0,568 l/s) et 4 modalités de température (d'entrée) de liquide (4,44 et 10,00 et 15,56 et 21,11 °C). Pour chacune des 24 combinaisons définies par ces modalités, on a la capacité et la puissance totale en régime permanent.

```
460.1 566.3                !Values of Airflow in liters per second (l/s)
0.284 0.442 0.568          !Values of Liquid Flow Rate in liters per second (l/s)
4.44 10.00 15.56 21.11     !Values of Entering Liquid Temperature (degrees C)
08.56 2.46              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 460.1/0.284/04.44
09.61 2.53              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 460.1/0.284/10.00
10.61 2.65              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 460.1/0.284/15.56
11.61 2.76              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 460.1/0.284/21.11
08.73 2.42              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 460.1/0.442/04.44
09.79 2.53              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 460.1/0.442/10.00
10.82 2.65              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 460.1/0.442/15.56
11.87 2.78              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 460.1/0.442/21.11
08.91 2.38              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 460.1/0.568/04.44
09.99 2.52              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 460.1/0.568/10.00
11.05 2.66              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 460.1/0.568/15.56
12.10 2.80              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 460.1/0.568/21.11
08.68 2.37              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 566.3/0.284/04.44
09.73 2.44              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 566.3/0.284/10.00
10.82 2.54              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 566.3/0.284/15.56
11.87 2.64              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 566.3/0.284/21.11
08.76 2.39              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 566.3/0.442/04.44
09.85 2.47              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 566.3/0.442/10.00
10.99 2.57              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 566.3/0.442/15.56
12.13 2.67              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 566.3/0.442/21.11
08.88 2.41              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 566.3/0.568/04.44
09.96 2.49              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 566.3/0.568/10.00
11.20 2.59              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 566.3/0.568/15.56
12.40 2.69              !Total Heating(kW) and Power(kW) at 566.3/0.568/21.11
```

Figure 8.14 : Exemple de fichier de données de performance pour le TYPE 801

Données d'entrée

1. Température d'entrée du liquide (°C)
2. Débit d'entrée du liquide (kg/hr)

3. Température de l'air de retour (°C)
4. Taux d'humidité de l'air de retour
5. Humidité relative de l'air de retour (%)
6. Pression de l'air de retour (kPa)
7. Chute de pression de l'air de retour à travers les volets (kPa)
8. Température de l'air neuf (°C)
9. Taux d'humidité de l'air neuf
10. Humidité relative de l'air neuf (%)
11. Pression de l'air neuf (kPa)
12. Chute de pression de l'air neuf à travers les volets (kPa)
13. Signal du thermostat pour le mode refroidissement (0/1)
14. Signal du thermostat pour le mode chauffage (0/1)
15. Signal pour le chauffage d'appoint niveau 1 (0/1)
16. Signal pour le chauffage d'appoint niveau 2 (0/1)
17. Signal d'opération du ventilateur en mode continu (0/1)
18. Fraction d'air neuf dans l'air à traiter
19. Facteur multiplicatif de la puissance nominale en mode refroidissement
20. Facteur multiplicatif des capacités nominales en mode refroidissement
21. Facteur multiplicatif de la puissance nominale en mode chauffage
22. Facteur multiplicatif de la capacité nominale en mode chauffage
23. Accroissement de pression de l'air à travers la pompe à chaleur (kPa)

Comme la création de fichiers de données de performance peut prendre du temps, les données d'entrée 19 à 22 permettent à un utilisateur de pouvoir simuler différents niveaux de capacités et de puissance de PAC sans devoir recréer les données de performance.

Données de sortie

1. Température de sortie du liquide (°C)
2. Débit de sortie du liquide (kg/hr)
3. Température de sortie de l'air (°C)
4. Taux d'humidité de l'air
5. Humidité relative de l'air (%)
6. Débit d'air (kg/hr)
7. Pression de l'air (kPa)
8. Chaleur totale transférée à l'air (kJ/hr)
9. Chaleur sensible transférée à l'air (kJ/hr)
10. Chaleur latente transférée à l'air (kJ/hr)
11. Chaleur transférée à l'eau (kJ/hr)
12. Puissance absorbée par le compresseur (kJ/hr)
13. Puissance totale absorbée par la pompe à chaleur (kJ/hr)
14. Coefficient de performance de la pompe à chaleur
15. Taux de rendement énergétique de la pompe à chaleur (Btu/W.hr)
16. Puissance totale du chauffage d'appoint (kJ/hr)
17. Température du condensat (°C)
18. Débit de condensat (kg/hr)

8.3.2 Capacités moyennes

Ce sont les capacités moyennes que nous utilisons entre le temps précédent et le temps actuel dans les simulations TRNSYS, soit entre t_0 et t ($t - t_0 = \Delta t$).

Capacité moyenne en Marche

Quand le compresseur est en fonction, l'évolution de la capacité est donnée par l'équation (8.4). En la développant et en réarrangeant, on obtient :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{SS}\left(1 - e^{-(t-t_d)/\tau_1} + B\,e^{-(t-t_d)/\tau_2} - B\,e^{-(t-t_d)\left(\frac{1}{\tau_1}+\frac{1}{\tau_2}\right)}\right) \tag{8.6}$$

On montre que, pour $t_i \geq t_d$:

$$I = \frac{1}{\dot{Q}_{SS}}\int_{t_i}\dot{Q}\,dt = (t-t_i) + \tau_1\left(e^{-(t-t_d)/\tau_1} - e^{-(t_i-t_d)/\tau_1}\right) - B\,\tau_2\left(e^{-(t-t_d)/\tau_2} - e^{-(t_i-t_d)/\tau_2}\right) + \frac{B\,\tau_1\tau_2}{\tau_1+\tau_2}\left(e^{-(t-t_d)\left(\frac{1}{\tau_1}+\frac{1}{\tau_2}\right)} - e^{-(t_i-t_d)\left(\frac{1}{\tau_1}+\frac{1}{\tau_2}\right)}\right) \tag{8.7}$$

Si $t_0 \geq t_d$, alors $t_i = t_0$ et si $t_0 < t_d$, alors $t_i = t_d$ dans l'équation (8.7) et la capacité moyenne durant le pas de temps est :

$$\dot{Q}_{moy} = \frac{\dot{Q}_{SS}}{\Delta t} I \tag{8.8}$$

Capacité moyenne en Arrêt

Dans le cas où le compresseur est hors fonction, l'évolution de la capacité s'obtient avec l'équation (8.5). Nous avons :

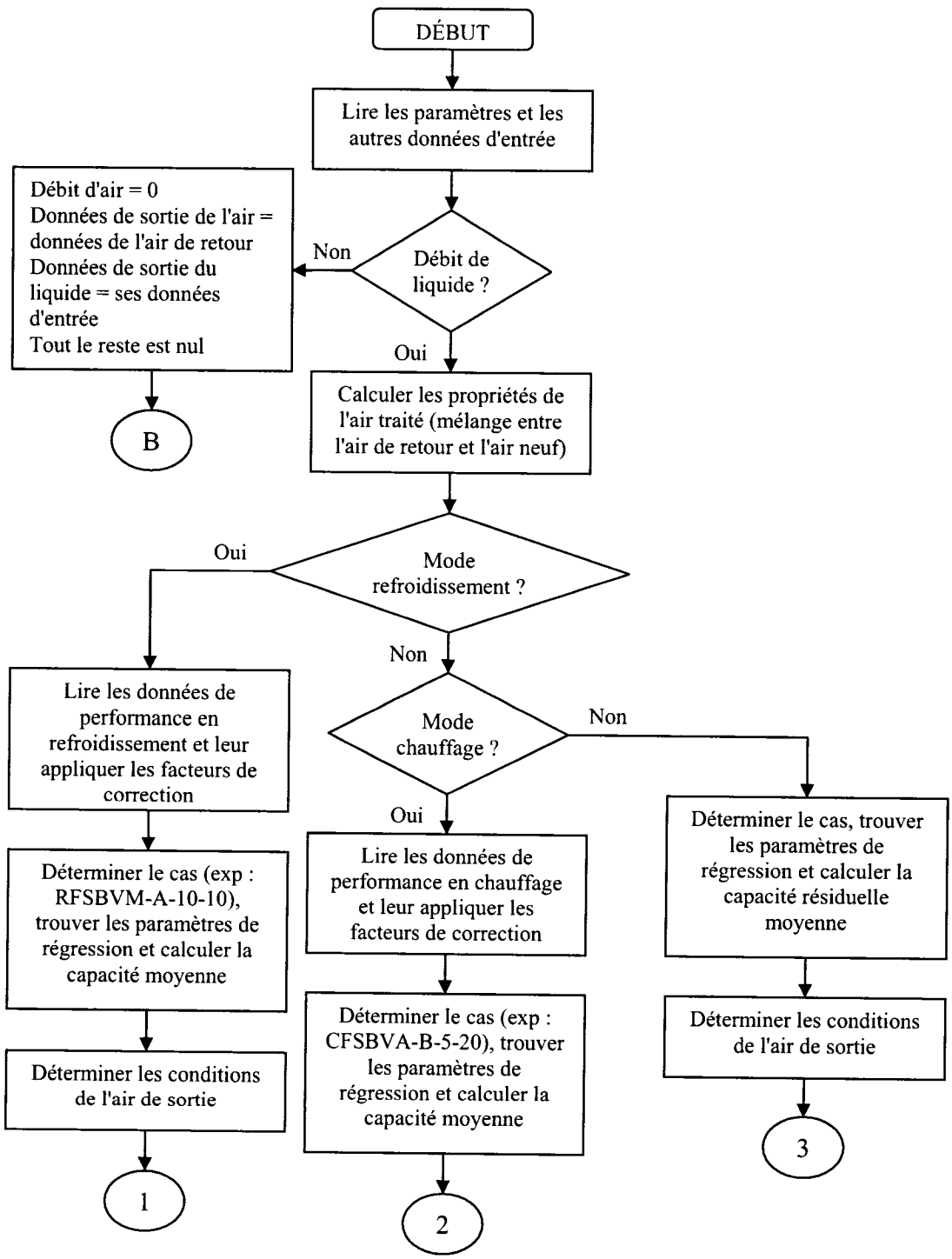
$$\dot{Q}_{moy} = \frac{1}{\Delta t}\int_0 \dot{Q}\,dt = \frac{1}{\Delta t}\int_0\left[D\,\dot{Q}_{SS}\,e^{-t/\tau_3} + \dot{Q}_R\right]dt \tag{8.9}$$

La capacité moyenne vaut donc :

$$\dot{Q}_{moy} = \frac{D\dot{Q}_{SS}\tau_3}{\Delta t}\left(e^{-t_0/\tau_3} - e^{-t/\tau_3}\right) + \dot{Q}_R \tag{8.10}$$

8.3.3 Algorithme

La Figure 8.15 présente, dans ses grandes lignes, la procédure d'implémentation du modèle dérivé dans TRNSYS.


DÉBUT
Lire les paramètres et les autres données d'entrée
Débit de liquide ?
Non
Débit d'air = 0
Données de sortie de l'air = données de l'air de retour
Données de sortie du liquide = ses données d'entrée
Tout le reste est nul
B
Oui
Calculer les propriétés de l'air traité (mélange entre l'air de retour et l'air neuf)
Mode refroidissement ?
Oui
Non
Lire les données de performance en refroidissement et leur appliquer les facteurs de correction
Déterminer le cas (exp : RFSBVM-A-10-10), trouver les paramètres de régression et calculer la capacité moyenne
Déterminer les conditions de l'air de sortie
1
Mode chauffage ?
Non
Oui
Lire les données de performance en chauffage et leur appliquer les facteurs de correction
Déterminer le cas (exp : CFSBVA-B-5-20), trouver les paramètres de régression et calculer la capacité moyenne
2
Déterminer le cas, trouver les paramètres de régression et calculer la capacité résiduelle moyenne
Déterminer les conditions de l'air de sortie
3

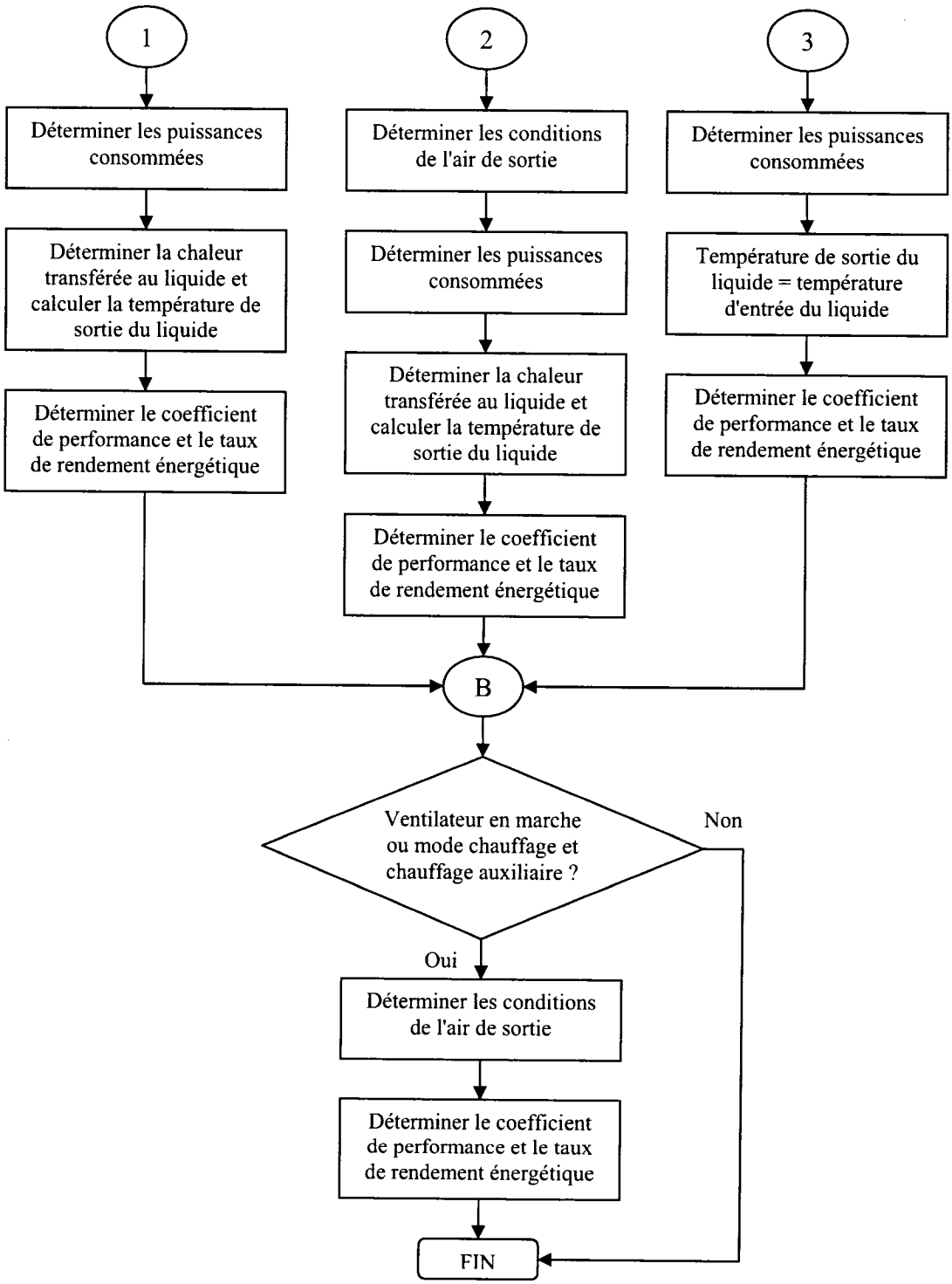


Figure 8.15 : Algorithme général de TYPE 801 pour un pas de temps

8.3.4 Illustration du modèle

Nous présentons deux exemples d'application du modèle dans TRNSYS. TYPE 801 est soumis à un signal (données d'entrée 13 et 14 – voir ci-dessus) qui met en marche la PAC (une valeur unitaire du signal signifie que la PAC est en marche au cours du pas de temps), et on étudie la réponse en terme de capacités totale et sensible. Le premier exemple (Figure 8.16) concerne le mode chauffage. Dans le second exemple (Figure 8.17), le signal impose un mode refroidissement. Dans les deux cas, le pas de temps de simulation est de 15 s et la durée de simulation est de 1 heure. La réponse du Type est bien celle attendue.

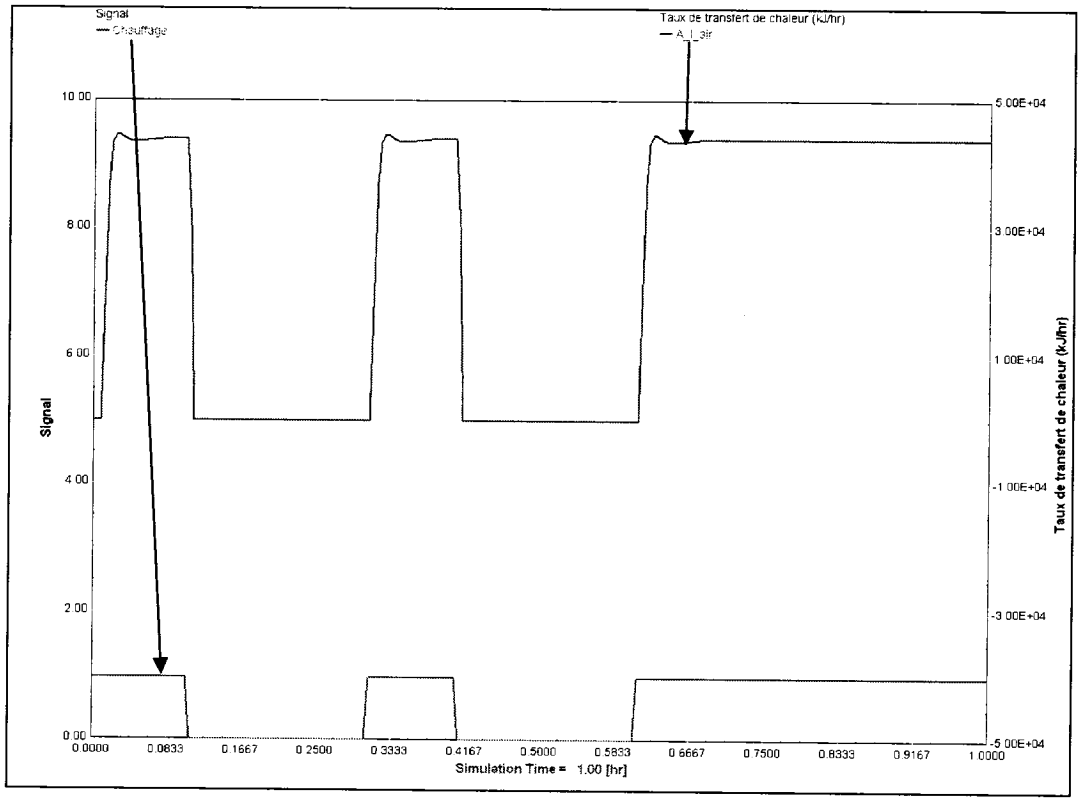


Figure 8.16 : Copie d'écran de TRNSYS montrant la réponse de TYPE 801 à un signal de chauffage

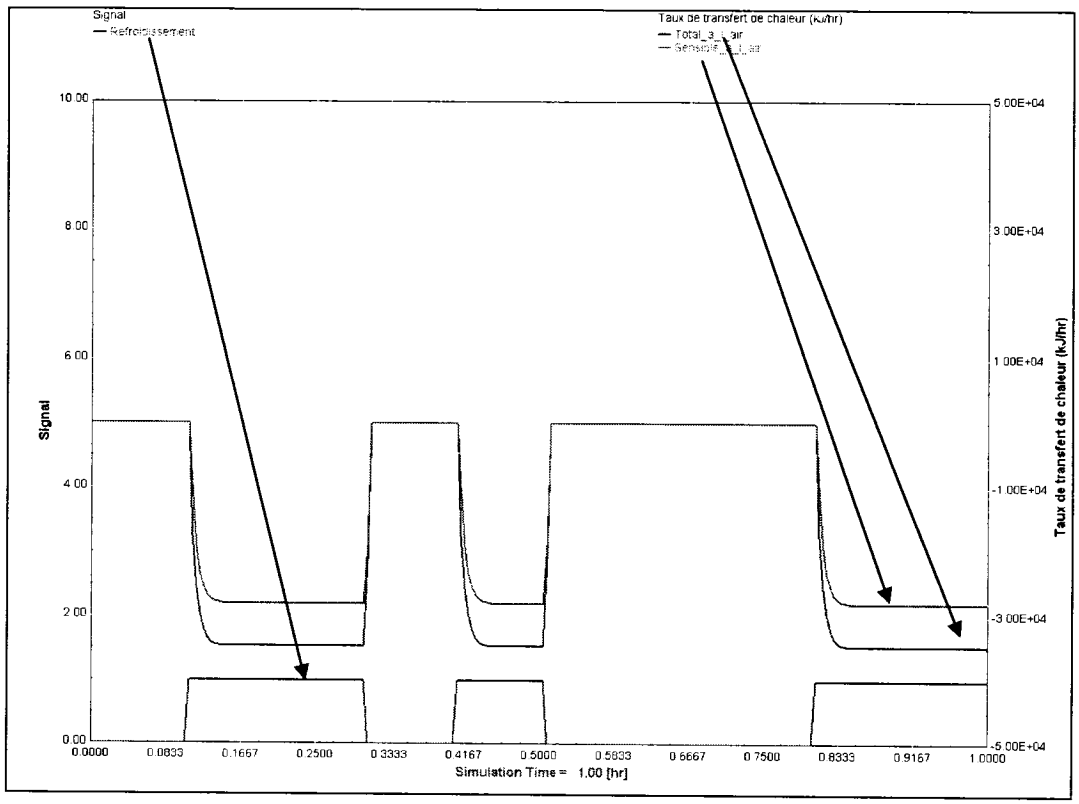


Figure 8.17 : Copie d'écran de TRNSYS montrant la réponse de TYPE 801 à un signal de refroidissement

8.4 Résumé

Ce chapitre a présenté une des applications possibles du modèle dynamique de pompe à chaleur développé dans les chapitres précédents. Il s'agit d'un modèle simplifié implémenté dans le logiciel de simulation énergétique TRNSYS.

Dans la dérivation du modèle simplifié, l'approche "constante de temps" a été utilisée. Ainsi, aussi bien au démarrage qu'à l'arrêt du compresseur, l'évolution de la capacité a pu être modélisée avec des fonctions à constantes de temps. Une fonction d'extinction est utilisée pour l'arrêt. Pour le démarrage, l'habituelle fonction de premier ordre ne s'est pas

révélée suffisamment appropriée pour modéliser la capacité. Comme alternative, un modèle à 2 constantes de temps est utilisé. Il s'est montré adéquat.

En prenant la pompe à chaleur qui a permis de valider expérimentalement le modèle comme la PAC de référence, et en se basant sur les six cas étudiés dans la validation (CFSBVM, CFSBVA, CFABVM, CFABVA, RFSBVM, et RFSBVA), nous avons déterminé un ensemble de 84 sous-cas devant servir à couvrir une grande partie des conditions de fonctionnement les plus rencontrées dans la pratique. Des simulations ont été menées avec le modèle validé et l'évolution de la capacité pour chacun de ces sous-cas a été modélisée et les constantes de temps trouvées, autant en démarrage qu'en arrêt.

La réponse de premier ordre est la plus utilisée dans la littérature pour modéliser la capacité au démarrage. Avec les constantes de temps de premier ordre que nous avons déterminées, nous avons vu que la constante de temps varie avec les conditions de fonctionnement, contrairement à l'impression qui se dégage de la consultation de la littérature. Poursuivant plus loin, nous avons vu qu'en général, la constante de temps augmente avec la température d'entrée de l'eau, diminue si le ventilateur n'est pas en mode continu, et diminue également s'il y a présence d'un orifice d'égalisation de pression. La constante de temps varie inversement du temps de marche en mode chauffage, mais augmente avec le temps de marche en mode refroidissement. Elle augmente aussi avec le temps d'arrêt si le temps de marche diminue.

L'algorithme général du modèle tel qu'il est implémenté dans TRNSYS est présenté. Dans le logiciel, le modèle dérivé porte le nom de TYPE 801 et se prévaut de 21 paramètres, 23 données d'entrée et 18 données de sortie.

CONCLUSION

Une meilleure modélisation des pompes à chaleur permet une simulation des bâtiments plus proche de la réalité. Les modèles actuels de pompe à chaleur peinent à bien représenter le fonctionnement réel de la pompe à chaleur. Dans cette thèse, une procédure permettant de dériver un modèle dynamique de pompe à chaleur eau – air utilisable dans les logiciels de simulation énergétique des bâtiments a été proposée.

Un modèle dynamique détaillé d'une pompe à chaleur (PAC) a été développé et validé expérimentalement. La PAC comprend un échangeur à tube à ailettes (côté air), un échangeur à double tube (côté eau), un compresseur hermétique alternatif, un détendeur thermostatique pouvant être muni d'un orifice d'égalisation de pression et un robinet inverseur, et utilise du réfrigérant R-22. Les composants de la PAC que sont le compresseur et les deux échangeurs ont aussi individuellement fait l'objet d'une validation expérimentale. Le modèle d'écoulement du réfrigérant à travers l'orifice d'égalisation de pression a aussi été validé expérimentalement en utilisant des données prises de la littérature.

Dans la modélisation des échangeurs, l'écoulement du réfrigérant est modélisé avec les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie en régime transitoire. Les parois et l'écoulement des fluides secondaires (air et liquide) sont modélisés avec l'équation de conservation d'énergie en régime transitoire. Ces équations sont résolues numériquement à l'aide de la méthode des volumes finis de Patankar combinée à l'algorithme de Thomas (TDMA). Une modélisation semblable est menée pour les tuyaux qui connectent les composants de la PAC entre eux. Dans le compresseur, on modélise l'évolution en régime transitoire du réfrigérant dans la cloche d'une part, et dans la tubulure de refoulement d'autre part, à l'aide de l'équation de

conservation de l'énergie. On fait également l'analyse thermodynamique du processus de compression dans le cylindre, ce qui nous permet d'évaluer, et le débit de réfrigérant à travers le compresseur, et le travail théorique de compression. Avec le détendeur, l'état thermodynamique du contenu du bulbe est modélisé à l'aide de l'équation d'énergie. Aussi, on modélise l'écoulement du réfrigérant à travers le détendeur et à travers l'orifice d'égalisation de pression dont il peut être muni. La modélisation des effets du robinet inverseur (transfert de chaleur et chute de pression dans le cycle du réfrigérant) et de ceux de la masse thermique dans le plenum qui renferme le ventilateur a complété la modélisation de la PAC.

Pour valider le modèle global de la PAC et les modèles individuels du compresseur et des échangeurs, un modèle de série offert par un manufacturier québécois a été utilisé. Cette PAC a une capacité d'environ 3 tonnes (10,6 kW). La PAC a été instrumentée dans nos laboratoires à l'École Polytechnique. Les instruments ont été étalonnés dans leur majorité. Les expériences se sont déroulées en chambre environnementale dans une entreprise au sud de Montréal. Huit cas ont été étudiés : 4 en mode chauffage et 4 en mode refroidissement. Dans chaque mode, nous avons étudié plus spécifiquement la possibilité que la PAC ait ou non un orifice d'égalisation de pression, combinée à la possibilité que le ventilateur soit en mode continu ou non. Les résultats de la validation se sont révélés globalement satisfaisants. La Figure 9.1 présente un exemple de prédiction par le modèle global de la température de sortie de l'air dans un cas de mode chauffage pour une PAC sans orifice d'égalisation de pression et un ventilateur en mode continu.

Le modèle développé permet de suivre la PAC dans son fonctionnement tout le temps, donc autant lorsque le compresseur est en marche (régime de marche) que quand il est à l'arrêt. La validation expérimentale a révélé que le robinet inverseur, bien que ses effets sur une PAC dont le compresseur est en marche soient relativement négligeables, a sur

la PAC à l'arrêt une influence certaine, permettant l'égalisation plus rapide des pressions, et ce même en l'absence d'un orifice d'égalisation de pression. Ainsi dans nos expériences, on a constaté qu'en mode chauffage, les pressions s'égalisaient au bout d'environ 8 minutes d'arrêt même sans orifice d'égalisation de pression, alors qu'en mode refroidissement, l'égalisation des pressions était quasi immédiate. Ces faits n'avaient pas encore, à notre connaissance, été soulignés (à moins qu'ils ne soient liés à une défectuosité d'équipements que nous n'avons pue déceler).

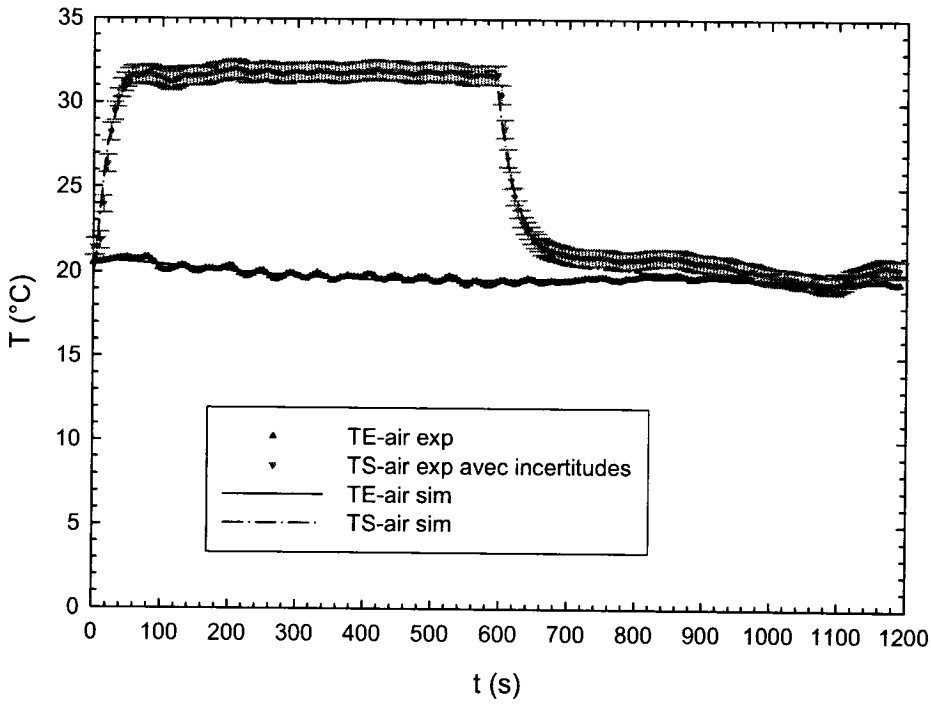


Figure 9.1 : Exemple de prédiction de l'évolution de la température de l'air de sortie par le modèle numérique global de la pompe à chaleur

La polyvalence du modèle développé et validé dans différentes conditions permet la simulation d'une PAC dans diverses conditions de fonctionnement correspondant à des cas parmi les plus couramment rencontrés en pratique. La réalisation d'une telle étude nous aura permis de constater que, contrairement à l'impression qui se dégage en

consultant la littérature, la constante de temps attachée aux PAC (pour simuler l'évolution de la capacité au démarrage) varie bien avec les conditions de fonctionnement. Cela remet aussi fortement en question la validité de certains modèles dans les logiciels de simulation qui se basent sur une constante de temps unique. On aura vu que s'agissant des cas ici étudiés, la constante de temps varie d'aussi peu que 0,1 s à 27 s. On pourra noter qu'en général, la constante de temps augmente avec la température de l'eau, et diminue si le ventilateur s'arrête à l'arrêt du compresseur ou si la PAC contient un orifice d'égalisation de pression. Si le temps de marche augmente, la constante de temps diminue en mode chauffage, mais augmente en mode refroidissement. Enfin, si le temps d'arrêt augmente, la constante de temps diminue avec l'augmentation du temps de marche. La constante de temps en démarrage est le temps nécessaire à la pompe à chaleur pour atteindre 63 % de sa valeur en régime permanent. Et comme la réponse de premier ordre est une fonction croissante, plus la constante de temps est élevée, plus la PAC prend de temps pour s'approcher de sa pleine capacité.

L'évolution de la capacité de la pompe à chaleur est souvent modélisée dans la littérature avec un modèle à une constante de temps. Cependant, le modèle à deux constantes de temps permet de mieux cerner l'évolution de la capacité que ne le fait le modèle à une constante de temps, ainsi que le montre par exemple la Figure 9.2.

En utilisant ce modèle à deux constantes de temps pour le régime de marche et un modèle d'extinction à une constante de temps pour l'évolution de la capacité de la PAC à l'arrêt du compresseur, nous avons dérivé un modèle simplifié qui est implémenté dans le logiciel de simulation énergétique TRNSYS. Dans le logiciel, le modèle dérivé porte le nom de TYPE 801 (tous les composants du logiciel portent le nom de "TYPE" suivi d'un numéro donné). TYPE 801 permettra une meilleure prise en compte de l'évolution réelle de la capacité au démarrage et à l'arrêt de la PAC. La Figure 9.3 présente un

exemple de réponse dans TRNSYS du modèle dérivé. Cette réponse est du type de celle attendue.

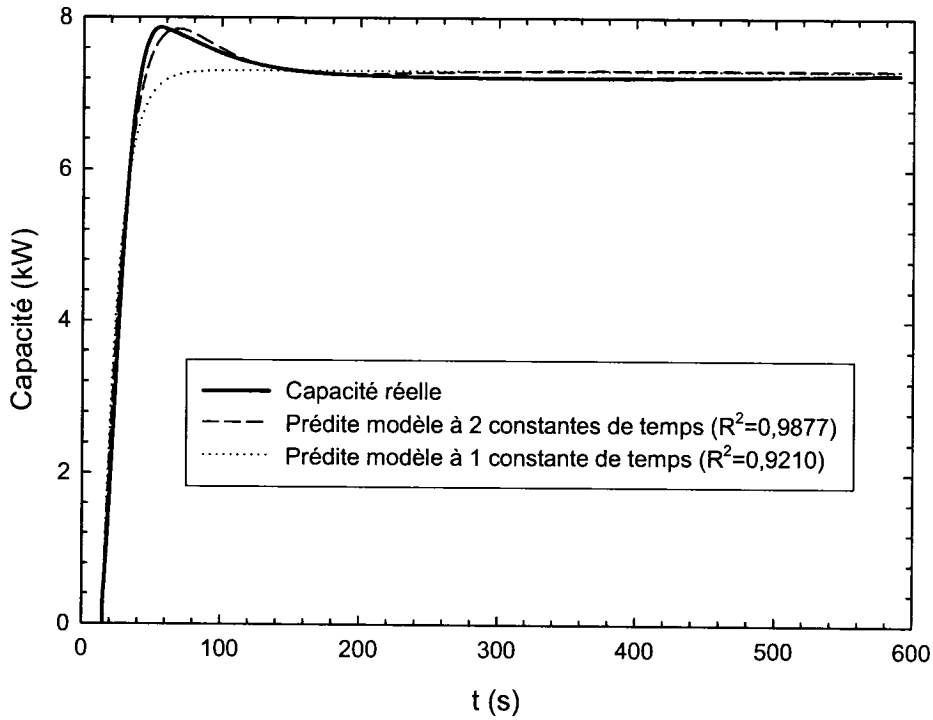


Figure 9.2 : Modélisation de l'évolution de la capacité au démarrage pour un cas de PAC en mode chauffage, munie d'un orifice d'égalisation de pression, et ventilateur arrêté à l'arrêt du compresseur

Parmi les contributions de la présente thèse, on peut citer : (1) le modèle dynamique de l'échangeur réfrigérant – air à tube à ailettes en mode chauffage et en mode refroidissement avec possibilité de déshumidification, soumis par ailleurs à une circuiterie complexe; (2) le modèle dynamique d'un détendeur thermostatique ayant un orifice d'égalisation de pression; (3) le modèle dynamique de la pompe à chaleur eau – air lui-même; (4) le modèle dynamique d'une pompe à chaleur à l'arrêt; et (5) le modèle dérivé implémenté dans TRNSYS.

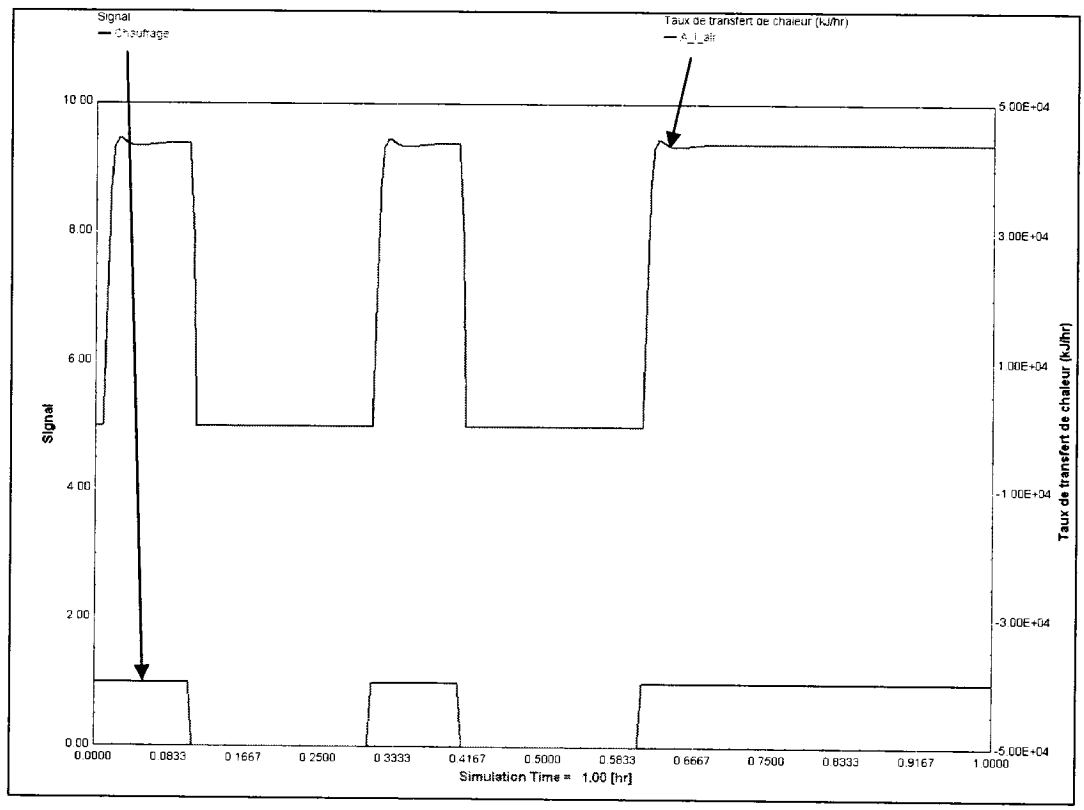


Figure 9.3 : Copie d'écran de TRNSYS montrant la réponse du modèle dérivé à un signal de chauffage

Il demeure que le développement d'un modèle dynamique détaillé de pompe à chaleur est un processus fort éprouvant. Un autre problème est l'accès aux données concernant les composants. Le plus souvent, les manufacturiers sont réticents, pour des raisons de confidentialité qu'ils disent, à fournir certaines données qui peuvent pourtant être capitales pour le modèle de ce composant. On soulignera aussi le manque de corrélations appropriées dans certains cas. Par exemple, dans notre modélisation de l'échangeur réfrigérant – eau à double tube, les corrélations utilisées, quoiqu'en en étant les plus proches, ne sont pas complètement adaptées aux particularités de cet échangeur, lequel est sous forme de serpentin, a un tube intérieur nervuré et le réfrigérant qui circule dans l'anneau entre les deux tubes. On aura vu par exemple que, quoique ce modèle ait pu être

individuellement validé, il éprouve des difficultés dans la prédiction de la chute de pression.

Dans le futur, il serait nécessaire que des corrélations plus appropriées soient développées pour l'échangeur à double tube, autant pour le coefficient de transfert de chaleur que pour le coefficient de frottement (chute de pression), autant en écoulement monophasique qu'en écoulement diphasique (évaporation et condensation). Ce type d'échangeur équipe la plupart des pompes à chaleur eau – eau et eau – air dans les capacités tournant autour de 3 tonnes. Comme dans nos expériences, il n'y a pas eu de déshumidification, nous n'avons pu valider expérimentalement le modèle de la PAC dans ce mode. Une validation du modèle de la PAC en déshumidification est recommandée. Aussi, il serait intéressant d'ajouter un modèle de désurchauffeur dans la PAC et voir l'influence de ce composant sur les performances, non seulement en régime permanent, mais aussi sur la capacité au démarrage.

Le modèle de la pompe à chaleur pourrait aussi être adapté aux réfrigérants alternatifs candidats au remplacement du R-22 comme le R-410A et le R-407C (le R-22 doit aller en cessation de production d'ici quelques années en vertu du protocole de Montréal). Cela permettrait de comparer entre eux la performance de systèmes utilisant des réfrigérants différents et de mieux les concevoir.

BIBLIOGRAPHIE

ARI 1999. *ANSI/ARI Standard 540-1999: Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units*. Arlington, Virginia, U.S.A. Air-Conditioning and Refrigeration Institute. 38 p.

ASHRAE . 2001. *ASHRAE handbook - Fundamentals*. Atlanta, Ga : American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE . 2004. *ASHRAE handbook - HVAC systems and equipment*. Atlanta, Ga : American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE . 1998. *ASHRAE handbook - Refrigeration*. Atlanta, Ga : American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE . 1983. *Methods of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioners and heat pumps*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE/ANSI . 1986. *Guide for engineering analysis of experimental data*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers/American National Standards Institute.

BEJAN, A. 1995. *Convection heat transfer*. New York, Toronto : Wiley. xxix, 623 p p.

BEJAN, A., KRAUS, A.D. 2003. *Heat transfer handbook*. New York : J. Wiley. xiv, 1480 p p.

BOURDOUXHE, J.-P.H., SAAVEDRA, C., GRODENT, M., SILVA, K.L., LEBRUN, J.J. 1994. "Toolkit for primary HVAC system energy calculation - part 2: reciprocating chiller models". *Proceedings of the ASHRAE Annual Meeting, Jun 25-29 1994*. Orlando, FL, USA : ASHRAE, Atlanta, GA, USA. 100, P. 774-786.

BOURÉ, J.A. 1974. "Constitutive equations for two-phase flows". *Two-phase flows with application to nuclear reactor design problems, December 9-13, 1974*. Rhode-Saint-Genèse, Belgium : Von Karman Institute for Fluid Dynamics lecture series.

CHEN, Z., LIN, W. 1991. "Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system". *International Journal of Refrigeration*. 14:6. 329-335.

CHI, J., DIDION, D. 1982. "A simulation model of the transient performance of a heat pump". *International Journal of Refrigeration.* 5:3. 176-184.

CHUAH, Y.K., CHEN, C.T. 2004. "Natural convection heat transfer for fin-tube heat exchangers". *Technical and Symposium Papers - 2004 Annual Meeting of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Jun 26-30 2004.* Nashville, TX, United States : Amer. Soc. Heating, Ref. Air-Conditoning Eng. Inc., Atlanta, GA 30329, United States. 110 PART II , P. 354-360.

CLARK, D.R., MAY, W.B. 2003. *HVACSim+.* [Logiciels].

COLEMAN, H.W., STEELE, W.G. 1989. *Experimentation and uncertainty analysis for engineers.* New York ;, Toronto : Wiley. xvii, 205 p.

COLLIER, J.G., THOME, J.R. 1996. *Convective boiling and condensation.* London, Toronto : Clarendon Press. Oxford University Press. xliii, 596 p.

CSA/ISO 2001. *(CSA-C13256-1-01) Water-source heat pumps - testing and rating for performance. Part 1: water-to-air and brine-to-air heat pumps.* Toronto, Canada : Canadian Standards Association. 45 p.

DAMASCENO, G., ROOKE, S., GOLDSCHMIDT, V.W. 1991. "Effects of reversing valves on heat pump performance". *International Journal of Refrigeration.* 14:2. 93-97.

DHAR, M., SOEDEL, W. 1980. "Transient analysis of vapor compression refrigeration system - 1: the mathematical model". *Progress in Refrigeration Science and Technology, Proceedings of the 15th International Congress of Refrigeration.* Venice, Italy : Int Inst of Refrig, by Organ, 15th Int Congr of Refrig, Padova, Paris, Fr. 2, P. 1048-1035.

DING, G., WU, Z., LIU, J., INAGAKI, T., WANG, K., FUKAYA, M. 2005. "An implicit curve-fitting method for fast calculation of thermal properties of pure and mixed refrigerants". *International Journal of Refrigeration.* 28:6. 921-932.

DYKHUIZEN, R.C., ROY, R.P., KALRA, S.P. 1984. "Numerical method for the solution of simultaneous nonlinear equations and application to two-fluid model equations of boiling flow". 7:2. 225-234.

ENERGYPLUS. 2004. *EnergyPlus.* [Logiciels]. Department of Energy (U.S.A.).

FU, L., DING, G., ZHANG, C. 2003. "Dynamic simulation of air-to-water dual-mode heat pump with screw compressor". *Applied Thermal Engineering.* 23:13. 1629-1645.

GARIMELLA, S., CHRISTENSEN, R.N. 1995a. "Heat transfer and pressure drop characteristics of spirally fluted annuli. Part I. Hydrodynamics". *Journal of Heat Transfer, Transactions ASME*. 117:1. 54-60.

GARIMELLA, S., CHRISTENSEN, R.N. 1995b. "Heat transfer and pressure drop characteristics of spirally fluted annuli. Part II. Heat transfer". *Journal of Heat Transfer, Transactions ASME*. 117:1. 61-68.

GATES, S.D., HIRSCH, J.J. 1996. *DOE-2*. [Logiciels].

GOLDSCHMIDT, V.W., HART, G.H., REINER, R.C. 1980. "A note on the transient performance and degradation coefficient of a field tested heat pump - cooling and heating mode". *Technical and Symposium Papers Presented at the 1980 Annual Meeting of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.* ASHRAE, Atlanta, Ga, USA. 86 PART 2, P. 368-375.

HABERSCHILL, P., GAY, L., AUBOUIN, P., LALLEMAND, M. 2003. "Dynamic Model of a Vapor-Compression Refrigerating Machine Using R-407C". *HVAC and R Research*. 9:4. 451-466.

HE, X., LIU, S., ASADA, H. 1995. "Modeling of vapor compression cycles for advanced controls in HVAC systems". *Proceedings of the 1995 American Control Conference. Part 5 (of 6), Jun 21-23 1995*. Seattle, WA, USA :5, P. 3664-3668.

HENDERSON JR., H.I., PARKER, D., HUANG, Y.J. 2000. "Improving DOE-2's RESYS routine: User defined functions to provide more accurate part load energy use and humidity predictions". *Proceedings ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*. 1:1124-1113.

HIRSCH, J.J. 1982. "Simulation of hvac equipment in the DOE-2 program". *International conference on systems simulation in buildings*. LBL-14026,

HUGHMARK, G.A. 1962. "Holdup in gas-liquid flow". *Chemical Engineering Progress*. 58:4 . 62-65.

HYDEMAN, M., GILLESPIE JR., K.L., DEXTER, A.L. 2002. "Tools and techniques to calibrate electric chiller component models". *2002 ASHRAE Winter Meeting, Jan 13-16 2002*. Atlantic City, NJ : Amer. Soc. Heating, Ref. Air-Conditoning Eng. Inc. 108 PART 1, P. 733-741.

JAMES, K.A., JAMES, R.W. 1987. "Transient analysis of thermostatic expansion valves for refrigeration system evaporators using mathematical models". *Transactions of the Institute of Measurement and Control*. 9:4. 198-205.

JIN, H. 2002. *Parameter estimation based models of water source heat pumps.* Ph.D. thesis, Oklahoma State University.

KATIPAMULA, S., O'NEAL, D.L. 1991. "Performance degradation during on-off cycling of single-speed heat pumps operating in the cooling mode: experimental results". *1991 ASHRAE Meeting*. Amer. Soc. Heating, Ref. Air-Conditoning Eng. Inc. 97 PART 2, P. 331-339.

KIM, N.-H., YUN, J.-H., WEBB, R.L. 1997. "Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers". *Journal of Heat Transfer, Transactions ASME*. 119:3. 560-567.

KIM, Y., O'NEAL, D.L. 1995. "A comparison of critical flow models for estimating two-phase flow of HCFC22 and HFC134a through short tube orifices". *International Journal of Refrigeration*. 18:7. 447-455.

KLEIN, S.A. 2005. *Engineering Equation Solver.* Version 7. [Logiciels].

KOURY, R.N.N., MACHADO, L., ISMAIL, K.A.R. 2001. "Numerical simulation of a variable speed refrigeration system". *International Journal of Refrigeration*. 24:2. 192-200.

KOYAMA, S., MIYARA, A., TAKAMATSU, H., FUJII, T. 1990. "Condensation heat transfer of binary refrigerant mixtures of R22 and R114 inside a horizontal tube with internal spiral grooves". *Purdue/IIR Conference, Jul 17-20 1990: International Journal of Refrigeration*. 13:4. 256-263.

KRAUSE, P.E., BULLARD, C.W. 1996. "Cycling and quasi-steady behavior of a refrigerator". *ASHRAE Transactions*. 102:1. 1061-1070.

KREITH, F. 1967. *Transmission de la chaleur et thermodynamique*. Paris : Masson. v, 654 p p.

KUEHN, T.H., RAMSEY, J.W., THRELKELD, J.L. 1998. *Thermal environmental engineering*. Upper Saddle River, N.J : Prentice Hall. xii, 740 p.

KUVANNARAT, T., WANG, C.-C., WONGWISES, S. 2006. "Effect of fin thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 49:15-16. 2587-2596.

LASH, T.A. 1992. *Simulation and analysis of a water loop heat pump system.* MS Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign.

LEBRUN, J. 1989. "Modelling of thermal systems from technical sketches to equations". *Building Simulation 1989.* IBPSA. P. 13-18.

LEMMON, E.W., MCLINDEN, M.O. , HUBER, M.L. 2002. *REFPROP.* Version 7.0. [Logiciels]. Maryland, U.S.A. U.S. Department of Commerce.

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 Transactions: Technical Papers presented at the 1987 Meeting.* ASHRAE, Atlanta, GA, USA. 93 PART 2, P. 1159-1178.

MACARTHUR, J.W. 1984. "Analytical representation of the transient energy interactions in vapor compression heat pumps". *Symposium Papers Presented at the 1984 Winter Meeting of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.* Atlanta, GA, USA : ASHRAE, Atlanta, GA, USA. 90, P. 982-996.

MCQUISTON, F.C. 1975. "Fin efficiency with combined heat and mass transfer". *Jan 26-30 1975.* 81:pt 1. 350-355.

MCQUISTON, F.C., PARKER, J.D., SPITLER, J.D. 2005. *Heating, ventilating, and air conditioning analysis and design.* Hoboken, NJ : Wiley. xviii, 623 p.

MEYER, W.A. 1987. *An investigation into heat transfer processes in a small hermetic refrigeration compressor.* 111 p. Master's thesis, Purdue University.

MILLER, W.A. 1985. "The laboratory evaluation of the heating mode part-load operation of an air-to-air heat pump". *ASHRAE Transactions: Technical Papers presented at the 1985 Meeting.* ASHRAE, Atlanta, GA, USA. 91 PART 2B, P. 524-536.

MULROY, W.J., DIDION, D.A. 1985. "Refrigerant migration in a split-unit air conditioner". *ASHRAE Transactions: Technical Papers presented at the 1985 Winter Meeting.* Chicago, IL, USA : ASHRAE, Atlanta, GA, USA. 91 PART 1A, P. 193-206.

MUNSON, B.R., YOUNG, D.F., OKIISHI, T.H. 2002. *Fundamentals of fluid mechanics.* New York, Toronto : Wiley. xvii, 840, [16] p.

MURPHY, W.E., GOLDSCHMIDT, V.W. 1985. "Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner - modeling of start-up transients". *ASHRAE Transactions 1985. Technical Papers Presented at the 1985 Annual Meeting.* ASHRAE, Atlanta, GA, USA. 91, part 2A, P. 427-444.

MURPHY, W.E., GOLDSCHMIDT, V.W. 1986. "Cycling characteristics of a residential air conditioner - modeling of shutdown transients". *ASHRAE Transactions 1986. Technical Papers Presented at the 1986 Winter Meeting.* San Francisco, CA, USA : ASHRAE, Atlanta, GA, USA. 92, P. 186-202.

MURPHY, W.E., GOLDSCHMIDT, V.W. 1979. "The degradation coefficient of a field-tested self-contained 3-ton air conditioner". *1979 ASHRAE Meeting.* Amer. Soc. Heating, Ref. Air-Conditoning Eng. Inc. 85 PART 2, P. 396-405.

NATIONAL INSTRUMENTS. 2004. *LabVIEW 7.1.* Version 7.1. [Logiciels]. France : National Instruments.

NDIAYE, D., BERNIER, M. 2005. "Modèle dynamique pour la détermination de la constante de temps de pompes à chaleur eau -eau". *VIIe Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes.* France.

O'NEAL, D.L., KATIPAMULA, S. 1991. "Performance degradation during on-off cycling of single-speed air conditioners and heat pumps: model development and analysis". *1991 ASHRAE Meeting.* Amer. Soc. Heating, Ref. Air-Conditoning Eng. Inc. 97 PART 2, P. 316-323.

OKADA, M., WATANABE, K. 1988. "Surface tension correlations for several fluorocarbon refrigerants". *Heat Transfer - Japanese Research.* 17:1. 35-52.

PARKEN, W.H.Jr., BEAUSOLEIL, R.W., KELLY, G.E. 1977. "Factors affecting the performance of a residential air-to-air heat pump". *Tech Pap and Symp Pap presented at the ASHRAE Semiannu Meet, Feb 13-17 1977.* 83:Pt 1. 839-849.

PATANKAR , S.V. 1980. *Numerical heat transfer and fluid flow.* Washington, New York : Hemisphere Pub. Corp. McGraw-Hill. xiii, 197 p p.

PAVKOVIC, B., VILICIC, I. 2001. "A numerical and experimental investigation of the dynamic behavior of a heat pump". *Tenth International Conference on Computational Methods and Experimantal Measurements, CMEM X, Jun 4-6 2001.* Alicante, Spain : Computational Mechanics Inc., Billerica, United States. P. 679-690.

PIERRE, B. 1964. "Flow resistance with boiling refrigerants". *American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers -- Journal.* 6:10. 73-77.

PINEL, P. 2004. "Modèle PAC dans ESP-r". E-MAIL TO NDIAYE, D.

RAITHBY, G.D., HOLLANDS, K.G.T. 1975. "A general method of obtaining approximate solutions to laminar and turbulent free convection problems". *Advances in heat transfer.* Sous la direction de T.F. IRVINE JR, J.P. HARTNETT. New York, U.S.A. Academic Press. P. 265-315.

RASMUSSEN, R.W., MACARTHUR, J.W., GRALD, E.W., NOWAKOWSKI, G.A. 1987. "Performance of engine-driven heat pumps under cycling conditions". *ASHRAE Transactions: Technical Papers presented at the 1987 Meeting.* ASHRAE, Atlanta, GA, USA. 93 PART 2, P. 1078-1090.

RAVIGURURAJAN, T.S., BERGLES, A.E. 1996. "Development and verification of general correlations for pressure drop and heat transfer in single-phase turbulent flow in enhanced tubes". *Experimental Thermal and Fluid Science.* 13:1. 55-70.

RICHTER, H.J. 1983. "Separated two-phase flow model: application to critical two-phase flow". *International Journal of Multiphase Flow.* 9:5. 511-530.

ROHSENOW, W., HARTNETT, J.P., GANIC, E.N. 1985. *Handbook of heat transfer fundamentals.* U.S.A. McGraw-Hill.

ROSSI, T., BRAUN, J.E. 1999. "A real-time transient model for air conditioners". *20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF.* Institut International du Froid. V, paper 743,

RUBAS, P.J., BULLARD, C.W. 1995. "Factors contributing to refrigerator cycling losses". *International Journal of Refrigeration.* 18:3. 168.

SALIM, M.A., SADASIVAM, M., BALAKRISHNAN, A.R. 1991. "Transient analysis of heat pump assisted distillation systems - I. The heat pump". *International Journal of Energy Research.* 15:2. 123-135.

SAMI, S.M., DAHMANI, A. 1996. "Numerical prediction of dynamic performance of vapour-compression heat pump using new HFC alternatives to HCFC-22". *Applied Thermal Engineering*. 16:8-9. 691-705.

SEL. 2006. *TRNSYS*. [Logiciels]. Madison, U.S.A. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin (U.S.A.).

SHAH, M.M. 1979. "General correlation for heat transfer during film condensation inside pipes". 22:4. 547-556.

SINGH, G.M., HRNJAK, P.S., BULLARD, C.W. 2002. "Flow of refrigerant 134a through orifice tubes". *2002 ASHRAE Winter Meeting, Jan 13-16 2002*. Atlantic City, NJ : Amer. Soc. Heating, Ref. Air-Conditoning Eng. Inc. 108 PART 1, P. 145.

SVENSSON, M.C. 1999. "Non-steady-state modelling of a water-to-water heat pump unit". *20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF* . Institut International du Froid. III, paper 263.

TAKAMATSU, H., MIYARA, A., KOYAMA, S., FUJII, T., YONEMOTO, K. 1990. "Forced convective boiling of nonazeotropic refrigerant mixtures of R22 and R114 inside a horizontal tube". *Heat Transfer - Japanese Research*. 19:3. 68-82.

TREE, D.R., WEISS, B.W. 1986. "Two time constant modeling approach for residential heat pumps". *Progress in the Design and Construction of Refrigeration Systems*. Purdue University : International Institute of Refrigeration - Institut International du Froid.

VARGAS, J.V.C., PARISE, J.A.R. 1995. "Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control". *International Journal of Refrigeration*. 18:4. 235-243.

VIDMAR, V., GASPERSIC, B. 1991. "Dynamic simulation of domestic refrigerators with refrigerants R12 and R134A". *18th International Congress of Refrigeration*. Quebec (Canada) :3.

VOTSIS, P.P., TASSOU, S.A., WILSON, D.R., MARQUAND, C.J. 1992. "Dynamic characteristics of an air-to-water heat-pump system". *International Journal of Refrigeration*. 15:2. 89-94.

WADEKAR, V.V. 1990. "Flow boiling - A simple correlation for convective heat transfer component". *Heat Transfer, Proceedings of the Ninth International Heat Transfer Conference*. 87-91.

WALLIS, G.B. 1980. "Critical two-phase flow". *International Journal of Multiphase Flow.* 6:1-2. 97-112.

WALLIS, G.B. 1969. *One-dimensional two-phase flow.* New York : McGraw-Hill.

WANG, C.-C., CHI, K.-Y., CHANG, C.-J. 2000a. "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data". *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 43:15. 2681-2691.

WANG, C.-C., LIN, Y.-T., LEE, C.-J. 2000b. "An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions". *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 43:10. 1869-1872.

WANG, H., TOUBER, S. 1991. "Distributed and non-steady-state modelling of an air cooler". *International Journal of Refrigeration.* 14:2. 98-111.

WELSBY, P., PEZZANI, M., DEVOTTA, S., DIGGORY, P.J., GUY, J.J. 1988. "Steady- and dynamic-state simulations of heat-pumps. Part II: modelling of a motor driven water-to-water heat-pump". *Applied Energy.* 31:4. 239-262.

XU, X. 1996. *Modélisation dynamique d'un système frigorifique domestique à compression de vapeur.* 233 p. Thèse de doctorat, École des Mines de Paris.

YANG, L., ZHANG, C.-L. 2005 . "Two-fluid model of refrigerant two-phase flow through short tube orifice". *International Journal of Refrigeration.* 28:3. 419-427.

YASUDA, H., TOUBER, S., MACHIELSEN, C.H.M. 1983. "Simulation model of a vapor compression refrigeration system". *Technical & Symposium Papers Presented at the 1983 Annual Meeting of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.* Washington, DC, USA : ASHRAE, Atlanta, Ga, USA. 89, P. 408-425.

YUAN, X., CHEN, Y., XU, D., GU, Y., LIU, X. 1991. "A computer simulation and experimental investigation of the working process of a domestic refrigerator". *18th International Congress of Refrigeration.* Quebec (Canada) :3, P. 1198-1202.

ZIVI, S.M. 1964. "Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production". *Journal of heat transfer - Transactions ASME, series C.* 86:247-252.

ANNEXE I
ÉTALONNAGE DES CAPTEURS DE PRESSION

La présente annexe porte sur la procédure et les résultats d'étalonnage des capteurs de pression. Nous avons un ensemble de 8 capteurs devant mesurer la pression (absolue) du réfrigérant R-22 aux entrées-sorties des 4 composants majeurs du circuit de réfrigération : le compresseur, l'échangeur réfrigérant - air, le détendeur, et l'échangeur réfrigérant – eau.

L'étendue de mesures des capteurs (marque HOSKIN, série E10) va de 0 à 500 psia (0 à 3,45 MPa). Les capteurs fournissent une sortie électrique 0 – 10 VDC.

I.1 Procédure d'étalonnage

Pour chaque capteur, l'étalonnage a consisté principalement en la comparaison de la sortie électrique avec une pression de référence. La référence est un appareil d'essai hydraulique à contre-poids ("dead weight tester"), étalon primaire. Cet appareil (de marque BUDENBERG, numéro de série 3866) permet d'obtenir des pressions relatives de 0 à 2000 psi en utilisant des masses connues. La sortie électrique est lue sur le multimètre HP-34970A. La Figure I.1 présente le schéma du montage.

Nous avions un jeu de masses correspondant à diverses pressions relatives allant de 10 à 200 psi. Entre 0 et 50 psi et entre 450 et 500 psi, les zones limites de notre domaine d'étalonnage, la pression était variée par pas de 10 psi. Entre 50 et 450 psi, la pression a été variée par pas de 50 psi.

Pour vérifier la reproductibilité des données, pour chaque capteur, 2 séries d'essais ont été effectuées avec les mêmes niveaux de pression, en montant (pressions de plus en plus élevées) aussi bien qu'en descendant (pressions de plus en plus faibles) – soit un total de 4 séries. Puisque le jeu de masses ne permettait pas de faire une montée et une descente sans devoir enlever plus de masses qu'il n'en fallait, nous avons dû faire 2 séries spéciales (1 en montée et 1 en descente) pour l'évaluation de l'hystérésis.

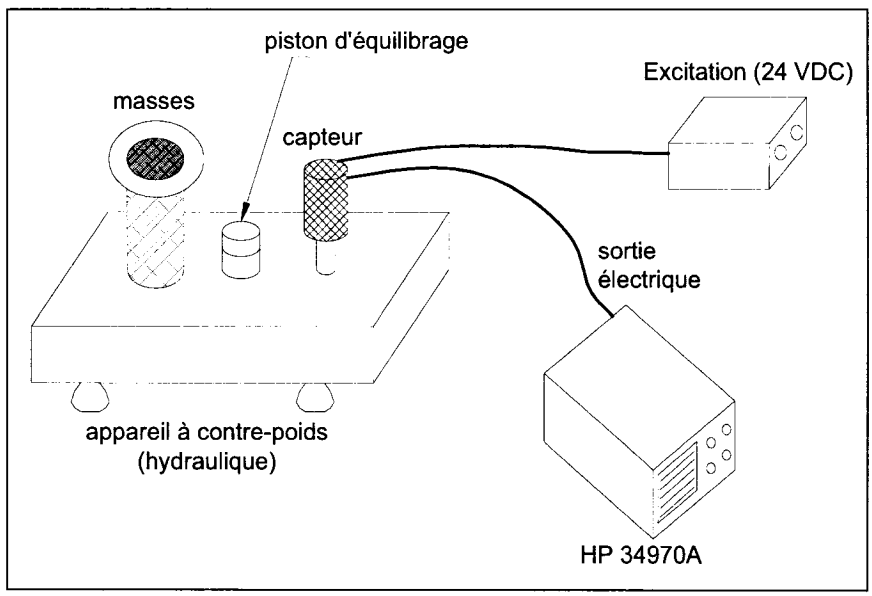


Figure I.1 : Schéma du montage utilisé pour l'étalonnage des capteurs de pression

Comme c'est la pression relative que donne l'étalon, la pression atmosphérique était mesurée au début et à la fin des essais pour chaque capteur. La moyenne entre ces 2 valeurs donnait la pression atmosphérique moyenne. Notons que les essais duraient environ 30 minutes pour chaque capteur. La pression atmosphérique était mesurée par un baromètre de précision de marque PRINCO.

Les essais ont été effectués les 20 et 21 mars 2006.

I.2 Résultats

Pour chaque capteur et pour chaque niveau de pression étalon, la moyenne des 2 fois 2 séries de données recueillies a été utilisée pour constituer la sortie électrique du capteur (V). La pression atmosphérique était ajoutée à la pression étalon pour former la pression absolue étalon (P). On a ensuite corrélé par une régression linéaire du premier degré P et V : (1) $V = a_v + b_v P$ ou (2) $P = a_P + b_P V$. La Figure I.2 présente l'exemple du capteur n° 1.

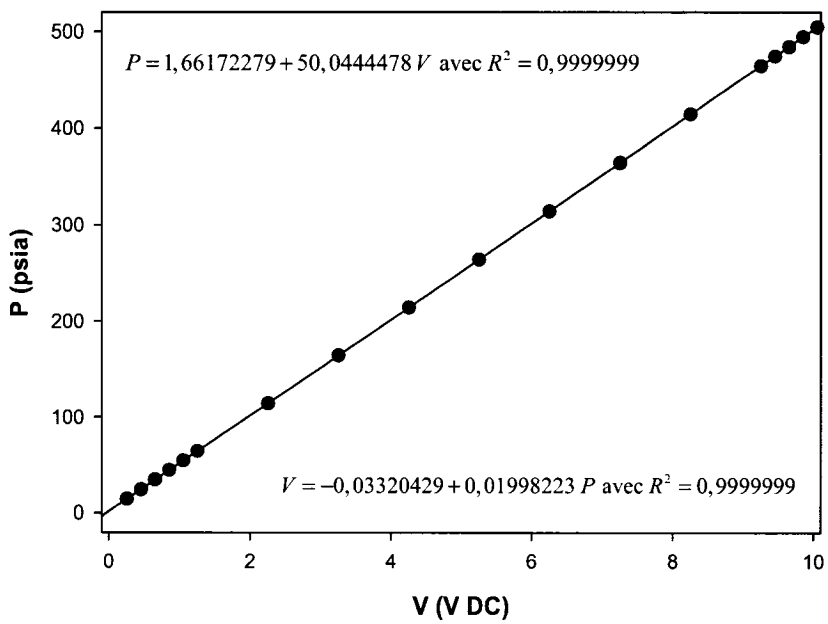


Figure I.2 : Résultats d'étalonnage pour le capteur de pression n° 1

Pour l'ensemble des capteurs, la régression est excellente avec $R^2 = 0,9999999$ partout. Le Tableau I.1 donne les résultats d'ensemble.

I.3 Incertitudes sur les résultats

L'incertitude globale est la combinaison des incertitudes liées à : (1) l'appareil d'essai à contre-poids; (2) le multimètre HP 34970A; (3) la lecture de la pression atmosphérique; (4) l'hystérésis; (5) la fidélité (répétabilité); et (6) la linéarisation.

Tableau I.1 : Résultats d'étalonnage de l'ensemble des capteurs de pression

Capteur	P = a + Bv		V = a + Bp	
	a	b	a	b
1	1,66172279	50,0444478	-0,03320429	0,01998223
2	0,84160434	50,0605720	-0,0168115	0,0199758
3	1,08119597	50,0360471	-0,0216082	0,01998559
4	0,50573033	50,0522131	-0,01010352	0,01997913
5	0,84645527	50,0410061	-0,01691494	0,01998361
6	0,58837324	50,0603557	-0,01175287	0,01997589
7	0,35177559	50,0677821	0,00702664	0,01997292
8	0,47204328	50,0839655	-0,0094243	0,01996647

I.3.1 Incertitude sur l'appareil étalon

Nous n'avons pu retrouver l'incertitude associée à l'appareil d'essai à contre-poids. Cependant, selon le manufacturier d'instruments de mesure Omega[1], l'erreur liée à ce genre d'appareil est typiquement 0,1 % de l'étendue de mesure. Sur Internet, on retrouve des incertitudes pour les appareils d'essai à contre-poids généralement comprises entre 0,015 et 0,05 % sur la lecture ou sur la pleine échelle. À titre conservateur, nous

[1] http://www.omega.com/literature/transactions/volume3/pressure3.html, page consultée en avril 2006.

estimons l'incertitude sur l'étalon à 0,1 % rapportée à 500 psi. Rapportée sur 10 VDC, l'incertitude sur l'étalon vaut 0,100 %.

I.3.2 Incertitude sur la lecture du voltage

L'incertitude absolue maximale sur le multimètre HP 34970A vaut, rapportée à 10 VDC : 0,0004 V. Nous avons été en mesure de lire à 0,001 V près à cause des fluctuations. Cette dernière valeur est donc notre incertitude sur la lecture du voltage, soit ±0,001 V. Rapportée à 10 VDC, nous avons une incertitude relative de 0,010 %.

I.3.3 Incertitude sur la lecture de la pression atmosphérique

Sur la lecture de la pression atmosphérique, nous avons une incertitude absolue de 0,004 psi. Cette incertitude est ensuite rapportée à 10 VDC.

Pour chaque capteur, le 10 VDC correspond à une pression différente. Par exemple, pour le capteur n° 1, 10 V correspondent à 502,106 psia. L'incertitude relative sur la lecture de la pression atmosphérique pour ce capteur est alors de 0,0008 %.

I.3.4 Détermination de l'effet d'hystérésis

L'effet d'hystérésis est l'écart entre deux mesures du voltage pour la même pression suivant qu'on était à une pression plus élevée que la pression actuelle ou non. Le Tableau I.2 présente l'exemple du capteur n° 1.

Pour le capteur n° 1, l'effet d'hystérésis vaut 0,003 V. Rapporté à 10 VDC, nous obtenons : 0,030 %.

Tableau I.2 : Mesure de l'hystérésis pour le capteur de pression n° 1

Pression (psia)	VDC en montant (V)	VDC en descendant (V)	Écart absolu (V)
14,471	0,256	0,257	-0,001
24,471	0,457	0,458	-0,001
34,471	0,657	0,657	0,000
54,471	1,056	1,056	0,000
254,471	5,049	5,052	-0,003
444,471	8,847	8,849	-0,002
494,471	9,848	9,848	0,000
514,471	10,249	10,248	0,001

I.3.5 Mesure de la fidélité

Pour déterminer la répétabilité (la non-répétabilité en fait), les 4 séries de mesures (2 en montant et 2 en descendant) sont utilisées. L'écart-type σ des 4 lectures de tension associées à chaque pression est calculé. Une incertitude équivalente à 2σ est alors prise comme mesure de la fidélité, ce qui permet de couvrir 95,5 % des données. L'exemple du calcul de la fidélité pour le capteur n° 1 apparaît au Tableau I.3.

Rapportée à 10 VDC, la fidélité vaut ainsi 0,044 % pour le capteur n° 1.

I.3.6 Incertitude liée à la droite de régression

Les moyennes des tensions calculées avec les 2 fois 2 séries de mesures sont utilisées (voir Tableau I.3). Pour une pression donnée, on obtient l'écart entre la tension donnée par la droite de régression et la tension mesurée moyenne correspondante à cette pression. La valeur maximale des écarts ainsi calculés devient l'incertitude associée à la courbe de régression. Le Tableau I.4 représente un exemple du calcul de cette incertitude pour le capteur n° 1.

Tableau I.3 : Calcul de la fidélité pour le capteur de pression n° 1

Pression (psia)	VDC série 1 en montée	VDC série 1 en descente	VDC série 2 en montée	VDC série 2 en descente	Moyenne (V)	σ	2σ
14,471	0,257	0,257	0,257	0,257	0,257	0,0000	0,0000
24,471	0,462	0,458	0,457	0,458	0,459	0,0022	0,0044
34,471	0,654	0,657	0,656	0,657	0,656	0,0014	0,0028
44,471	0,854	0,857	0,856	0,857	0,856	0,0014	0,0028
54,471	1,054	1,056	1,055	1,056	1,055	0,0010	0,0019
64,471	1,253	1,257	1,255	1,256	1,255	0,0017	0,0034
114,471	2,251	2,254	2,253	2,254	2,253	0,0014	0,0028
164,471	3,250	3,253	3,251	3,252	3,252	0,0013	0,0026
214,471	4,249	4,252	4,250	4,252	4,251	0,0015	0,0030
264,471	5,248	5,251	5,249	5,251	5,250	0,0015	0,0030
314,471	6,248	6,250	6,248	6,250	6,249	0,0012	0,0023
364,471	7,247	7,248	7,248	7,249	7,248	0,0008	0,0016
414,471	8,248	8,248	8,248	8,250	8,249	0,0010	0,0020
464,471	9,249	9,249	9,248	9,249	9,249	0,0005	0,0010
474,471	9,448	9,449	9,449	9,449	9,449	0,0005	0,0010
484,471	9,648	9,649	9,649	9,649	9,649	0,0005	0,0010
494,471	9,849	9,848	9,849	9,848	9,849	0,0006	0,0012
504,471	10,049	10,048	10,048	10,048	10,048	0,0005	0,0010

Tableau I.4 : Évaluation de l'incertitude liée à la droite de régression pour le capteur n° 1

Pression (psia)	VDC moyenne lue (V)	VDC donnée par la droite de régression	Écart (V)
14,471	0,257	0,256	-0,001
24,471	0,459	0,456	-0,003
34,471	0,656	0,656	0,000
44,471	0,856	0,855	-0,001
54,471	1,055	1,055	0,000
64,471	1,255	1,255	0,000
114,471	2,253	2,254	0,001
164,471	3,252	3,253	0,002
214,471	4,251	4,252	0,002
264,471	5,250	5,252	0,002
314,471	6,249	6,251	0,002
364,471	7,248	7,250	0,002
414,471	8,249	8,249	0,000
464,471	9,249	9,248	-0,001
474,471	9,449	9,448	-0,001
484,471	9,649	9,648	-0,001
494,471	9,849	9,847	-0,001
504,471	10,048	10,047	-0,001

En conséquence, rapportée à 10 VDC, l'incertitude associée à la courbe de régression vaut 0,030 % pour le capteur de pression n° 1.

I.3.7 Incertitude globale sur les résultats

L'incertitude absolue globale (ΔP) est évaluée par la technique dite de propagation des incertitudes (ASHRAE/ANSI 1986) :

$$I_g = \sqrt{I_1^2 + I_2^2 + I_3^2 + I_4^2 + I_5^2 + I_6^2}$$

$$\Delta P = \pm \frac{(a_P + 10 b_P) I_g}{100}$$

où :

- I_g : incertitude globale rapportée sur 10 VDC
- I_1 : incertitude liée à l'appareil étalon
- I_2 : incertitude liée à la lecture de la tension
- I_3 : incertitude associée à la lecture de la pression atmosphérique
- I_4 : effet d'hystérésis
- I_5 : fidélité
- I_6 : incertitude liée à la droite de régression

Le Tableau I.5 présente l'ensemble de ces incertitudes.

L'incertitude globale maximale pour l'ensemble des capteurs vaut ±0,745.

En conclusion, nous estimons que l'incertitude absolue sur la mesure de la pression vaut **±0,75 psia** ou **±5,2 kPa**.

Tableau I.5 : Évaluation des incertitudes globales pour l'ensemble des capteurs de pression

Capteur	I_1 (%)	I_2 (%)	I_3 (%)	I_4 (%)	I_5 (%)	I_6 (%)	I_E (%)	ΔP (psia)
1	0,100	0,010	0,0008	0,030	0,044	0,030	0,118	±0,591
2	0,100	0,010	0,0008	0,040	0,044	0,020	0,118	±0,594
3	0,100	0,010	0,0008	0,030	0,044	0,020	0,115	±0,579
4	0,100	0,010	0,0008	0,030	0,101	0,030	0,149	±0,745
5	0,100	0,010	0,0008	0,030	0,038	0,020	0,113	±0,568
6	0,100	0,010	0,0008	0,020	0,034	0,020	0,110	±0,550
7	0,100	0,010	0,0008	0,050	0,067	0,020	0,132	±0,662
8	0,100	0,010	0,0008	0,030	0,053	0,030	0,121	±0,608

ANNEXE II
ÉTALONNAGE DES THERMOCOUPLES

Le montage expérimental utilise 15 thermocouples à insertion et 5 thermocouples de surface. Tous les thermocouples sont de type T. Les températures données par les thermocouples sont lues directement avec LABVIEW (version 7.1) utilisant le système d'acquisition HP 34970A (Hewlett Packard). Nous effectuons cet étalonnage pour abaisser la valeur relativement élevée de l'incertitude sur une lecture de température effectuée avec ce système, laquelle vaut ±1,0 °C selon les spécifications du manufacturier.

La plage de températures concernée par le présent étalonnage s'étend de -20 à +95 °C.

II.1 Procédure d'étalonnage

L'étalonnage s'est fait en comparant les thermocouples avec un thermomètre de référence au platine (marque GUILDLINE, modèle 9540). La Figure II.1 schématise le montage utilisé.

Les thermocouples sont montés avec la chaîne d'acquisition finale (incluant une boîte de jonction). Le bain thermostable (marque NESLAB, modèle RTE-220) fournit une température de liquide constante. Pour minimiser les inévitables fluctuations de température, on plonge un bloc de cuivre troué à l'intérieur du bain. Et c'est dans ce bloc de cuivre que sont insérés les thermocouples ainsi que le thermomètre au platine.

Les essais sont effectués par pas de 5 °C. Entre 5 et 95 °C, l'eau est utilisée dans le bain. Cependant, entre -20 et 0 °C, nous utilisons de l'éthylène glycol avec de l'eau (50 % en

volume pour le mélange) pour faire baisser le point de congélation du liquide. Pour chaque essai, une fois que la température du bain est stable, nous faisons des lectures pendant 5 minutes. Le thermomètre au platine est lu 5 fois, à toutes les minutes donc. La lecture des thermocouples est effectuée à toutes les 10 secondes, soit 30 lectures pour chaque essai.

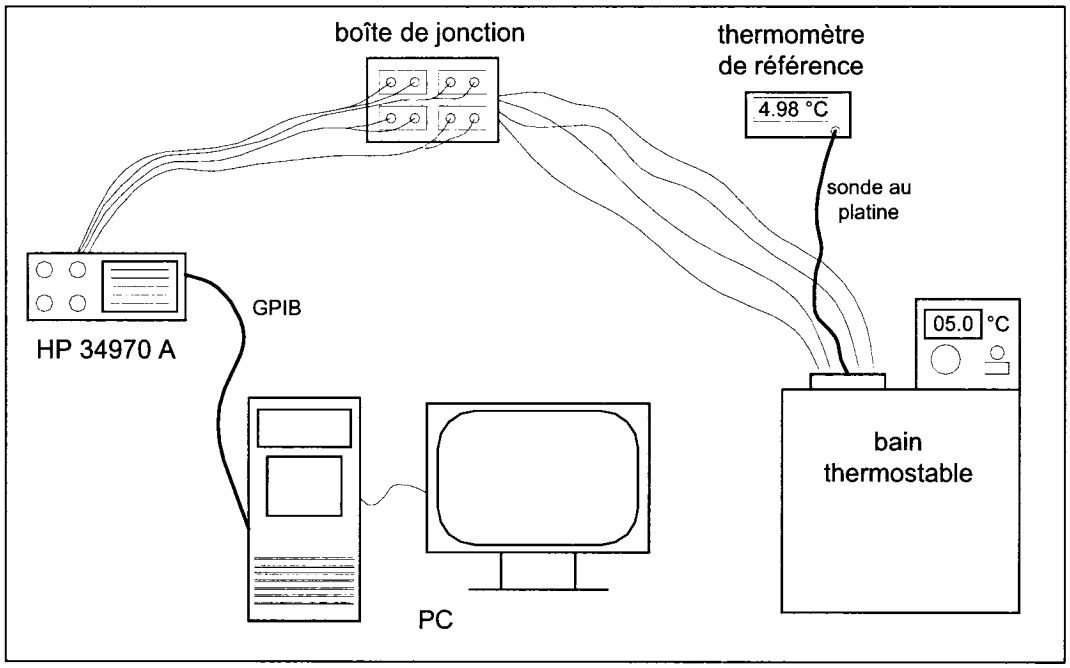


Figure II.1 : Schéma du montage servant à étalonner les thermocouples

Pour vérifier la reproductibilité des données, 2 séries d'essais sont réalisées. Cependant, entre 65 et 95 °C, nous n'avons pu avoir des mesures pour 75 et 80 °C, la stabilité a été difficile à obtenir (due à l'évaporation ?). Aussi, seule une série a été réalisée dans cet intervalle.

Les essais se sont déroulés du 31 août au 7 septembre 2006.

II.2 Résultats

Les températures données par les thermocouples sont corrigées en se basant sur la température lue sur le thermomètre au platine. La meilleure fonction de correction est, d'après nos tests, un polynôme d'ordre 5 reliant la température moyenne donnée par le thermocouple (T_{tc}) à la température de référence T_{ref} :

$$T_{ref} = b_0 + b_1 T_{tc} + b_2 T_{tc}^{\ 2} + b_3 T_{tc}^{\ 3} + b_4 T_{tc}^{\ 4} + b_5 T_{tc}^{\ 5} \qquad \text{(II.1)}$$

Le Tableau II.1 présente les coefficients obtenus pour chacun des thermocouples. L'ensemble des données des deux séries est utilisé pour la régression. Les coefficients de corrélation sont supérieurs à 0,99999 pour l'ensemble des thermocouples.

Tableau II.1 : Résultats d'étalonnage des 20 thermocouples

Thermocouple	Canal sur le HP 34970A	b_0	b_1	$b_2 \times 10^4$	$b_3 \times 10^6$	$b_4 \times 10^7$	$b_5 \times 10^9$
1	201	0,4365	1,0053	-3,3846	-7,1527	2,6067	-1,6474
2	202	0,5517	1,0054	-2,3748	-9,8571	2,9249	-1,7947
3	203	0,5532	1,0044	-1,8070	-10,927	2,9964	-1,8480
4	204	0,4353	1,0046	-1,7640	-9,8157	2,8802	-1,8469
5	205	0,3419	1,0023	-1,8666	-5,5354	2,0410	-1,3894
6	206	0,2261	1,0029	-2,0120	-6,9237	2,4702	-1,6612
7	207	0,2662	1,0010	-2,1752	-8,3485	2,5694	-1,5875
8	208	0,1288	1,0040	-2,4353	-8,5146	2,6591	-1,6547
9	209	0,2365	1,0035	-2,9397	-5,0166	2,0038	-1,2769
10	210	0,3818	1,0034	-3,1206	-5,7133	2,2144	-1,4090
11	211	0,0805	1,0248	-22,225	99,212	-19,599	13,777
12	212	0,3708	1,0048	-2,5946	-9,1853	2,8432	-1,8180
13	213	0,5666	1,0029	-3,1548	-5,9232	2,5141	-1,7422
14	214	0,5222	1,0036	-3,3238	-5,1042	2,4779	-1,7555
15	215	0,3464	1,0010	-3,4894	0,24952	1,5652	-1,3058
16	216	0,3656	1,0111	-4,5826	-2,3210	1,9586	-1,4403
17	217	0,6601	0,8788	134,0	-565,85	101,86	-66,138
18	218	0,6714	1,0122	-4,9404	-3,1645	2,2502	-1,6323
19	219	0,7851	1,0111	-4,3043	-4,8477	2,4653	-1,7334
20	220	1,5583	0,7226	332,0	-1490,8	282,28	-191,29

II.3 Incertitudes sur les résultats

Les incertitudes sont de trois sortes : (1) celle liée au thermomètre de référence (I_1); (2) les incertitudes associées aux fluctuations des températures enregistrées par les thermocouples (I_2); et enfin (3) l'incertitude liée à la courbe d'étalonnage (I_3).

II.3.1 Incertitude sur le thermomètre au platine

Le thermomètre au platine a été vérifié au laboratoire d'étalonnage de l'Institut de recherche d'Hydro-Québec à Varennes. Ce laboratoire est accrédité par le Conseil national de recherche du Canada (CNRC). Le thermomètre au platine a une incertitude associée égale à ±0,21 °C.

II.3.2 Incertitudes liées aux fluctuations de température

Pour chaque thermocouple et pour chaque température de référence, l'écart type σ des 30 mesures données par le thermocouple est déterminé. L'incertitude liée à ces fluctuations est ensuite prise comme 2σ, ce qui permet de couvrir 95,5 % des données.

II.3.3 Incertitude associée à la courbe d'étalonnage

C'est la valeur absolue de l'écart entre la température de référence et la température donnée par la courbe d'étalonnage.

Tableau II.2 : Calculs des incertitudes sur les résultats d'étalonnage du thermocouple n° 1

Série	Niveau visé (°C)	$T_{réf}$ (lue) (°C)	T_{ic} (°C)	σ (°C)	$I_2 = 2\sigma$ (°C)	Courbe d'étalonnage (°C)	I_3 (°C)	I_E (°C)
1	-20	-18,890	-19,186	0,010	0,021	-18,886	0,004	0,211
	-15	-14,920	-15,233	0,010	0,020	-14,915	0,005	0,211
	-10	-9,904	-10,301	0,010	0,021	-9,944	0,040	0,215
	-5	-4,940	-5,422	0,013	0,027	-5,023	0,083	0,227
	0	-0,028	-0,672	0,015	0,029	-0,239	0,211	0,299
	5	5,020	4,478	0,014	0,027	4,931	0,089	0,230
	10	9,950	9,495	0,012	0,025	9,947	0,003	0,211
	15	14,850	14,427	0,015	0,030	14,858	0,008	0,212
	20	19,820	19,436	0,014	0,028	19,828	0,008	0,212
	25	24,870	24,555	0,011	0,022	24,892	0,022	0,212
	30	29,902	29,594	0,019	0,038	29,868	0,034	0,216
	35	34,926	34,679	0,011	0,022	34,888	0,038	0,214
	40	40,090	39,852	0,012	0,023	40,001	0,089	0,229
	45	44,884	44,696	0,009	0,018	44,801	0,083	0,226
	50	49,790	49,681	0,014	0,028	49,758	0,032	0,214
	55	54,798	54,666	0,010	0,020	54,736	0,062	0,220
	60	59,740	59,619	0,010	0,020	59,705	0,035	0,214
	65	64,740	64,626	0,011	0,022	64,751	0,011	0,211
	70	69,690	69,565	0,013	0,025	69,745	0,055	0,219
	85	84,764	84,444	0,020	0,041	84,788	0,024	0,215
	90	89,604	89,040	0,035	0,071	89,380	0,224	**0,315**
	95	94,150	94,016	0,021	0,041	94,280	0,130	0,250
2	-20	-18,880	-19,171	0,015	0,030	-18,871	0,009	0,212
	-15	-14,950	-15,262	0,013	0,025	-14,944	0,006	0,212
	-10	-9,980	-10,282	0,010	0,021	-9,925	0,055	0,218
	-5	-5,020	-5,363	0,013	0,025	-4,963	0,057	0,219
	0	0,030	-0,306	0,010	0,021	0,129	0,099	0,233
	5	5,040	4,661	0,014	0,028	5,114	0,074	0,224
	10	9,910	9,542	0,012	0,025	9,994	0,084	0,228
	15	14,830	14,442	0,012	0,024	14,873	0,043	0,216
	20	19,840	19,489	0,010	0,019	19,880	0,040	0,215
	25	24,834	24,564	0,009	0,019	24,901	0,067	0,221
	30	29,880	29,597	0,010	0,019	29,871	0,009	0,211
	35	34,928	34,718	0,012	0,023	34,927	0,001	0,211
	40	39,858	39,691	0,011	0,022	39,842	0,016	0,212
	45	44,616	44,486	0,009	0,018	44,593	0,023	0,212
	50	49,758	49,717	0,008	0,016	49,794	0,036	0,214
	55	54,642	54,630	0,014	0,027	54,700	0,058	0,220
	60	59,582	59,656	0,015	0,030	59,742	0,160	0,266

II.3.4 Incertitude globale

L'incertitude globale I_g est évaluée à l'aide de la technique de propagation des incertitudes (ASHRAE/ANSI 1986) :

$$I_g = \sqrt{I_1^2 + I_2^2 + I_3^2} \qquad \text{(II.1)}$$

À titre d'illustration des calculs d'incertitudes, le Tableau II.2 présente le cas du thermocouple n° 1. Ce tableau révèle que l'incertitude globale maximale concernant le thermocouple n° 1 vaut ±0,257 °C.

Le Tableau II.3 donne les incertitudes globales maximales pour chaque thermocouple.

Tableau II.3 : Incertitudes globales maximales des 20 thermocouples

Thermocouple n°	***1***	***2***	***3***	***4***	***5***	***6***	***7***	***8***	***9***	***10***
I_g maximale	0,315	0,276	0,290	0,262	0,268	0,264	0,256	0,271	0,276	0,292
Thermocouple n°	***11***	***12***	***13***	***14***	***15***	***16***	***17***	***18***	***19***	***20***
I_g maximale	0,236	0,327	0,301	0,301	0,292	0,324	0,215	0,310	0,289	**0,348**

Le maximum des incertitudes maximales est noté avec le thermocouple n° 20 : ±0,348 °C. Pour être conservateur, nous fixons l'incertitude absolue sur la lecture de température à **±0,35 °C**.

ANNEXE III
ÉTALONNAGE DU DÉBITMÈTRE À TURBINE

Un débitmètre à turbine est utilisé pour mesurer le débit d'eau dans l'échangeur réfrigérant – eau. Cette annexe porte sur la procédure et les résultats d'étalonnage de ce débitmètre.

Le débit de fluide à mesurer tourne autour de 9 gallons par minute (gpm) (soit 0,568 L/s). Le débitmètre utilisé est de marque DANIEL, modèle 1516-1A. Selon les données du manufacturier, son étendue de mesures est la suivante : 4 – 29 gpm (soit 0,25 à 1,83 L/s).

Les débitmètres à turbine comprennent une roue à aubes (rotor) et un bobinage magnétique. Lorsque le fluide passe dans le débitmètre, il induit la rotation de la roue à une vitesse angulaire proportionnelle au débit. Avec le passage des aubes dans le champ magnétique, une impulsion électrique est générée à une fréquence proportionnelle donc au débit de fluide. Le nombre d'impulsions généré par unité de volume est le facteur K du débitmètre. Sur une étendue de débits donnée, ce facteur est généralement constant et l'objectif de l'étalonnage est de le déterminer.

III.1 Procédure d'étalonnage

L'étalonnage se résume à une comparaison du débit mesuré par le débitmètre avec une mesure étalon. La Figure III.1 représente le montage utilisé. Le réservoir à hauteur statique constante fournit un débit assez stable. Les fréquences générées par le débitmètre sont lues sur le système d'acquisition de données comprenant l'unité

d'acquisition HP 34970A (marque Hewlett Packard) et un micro-ordinateur reliés par un câble GPIB. L'interface logicielle est assurée par le logiciel LABVIEW, version 7.1.

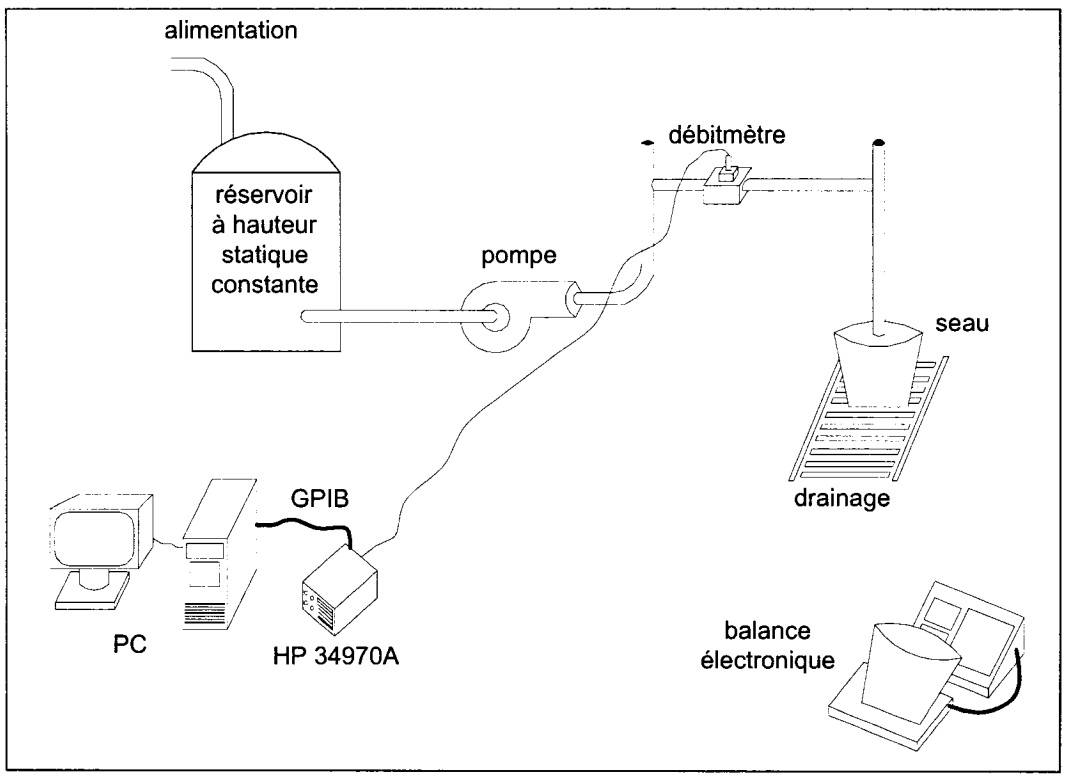


Figure III.1 : Schéma du montage ayant servi à étalonner le débitmètre à turbine

On obtient la mesure étalon en pesant la quantité d'eau qui s'est accumulée dans le seau durant un certain laps de temps. Cette pesée est effectuée avec une balance électronique de marque OHAUS, modèle DS20L, 100 kg de capacité. Un chronomètre sert à déterminer le temps écoulé.

Pour effectuer une mesure, on ajuste d'abord le débit à un niveau donné en se fiant sur la fréquence générée par le débitmètre. Une fois que la stabilité est obtenue, le seau est placé sous l'écoulement tandis que le chronomètre et l'acquisition de données sont lancés. Quand le seau est presque rempli (le seau est d'une capacité d'environ 20 L), il

est retiré et simultanément le chronomètre et l'acquisition sont arrêtés. Le seau est ensuite pesé et on passe à la mesure suivante. Cette procédure nécessite deux opérateurs, l'un s'occupant du seau et l'autre du chronomètre et du lancement – arrêt de l'acquisition de données.

Pour vérifier la reproductibilité des mesures, deux séries d'essais avec à peu près les mêmes niveaux de fréquences générées sont effectuées. Chaque série couvre la plage d'environ 4 – 20 gpm (soit 0,25 – 1,26 L/s). Nous nous sommes arrêté à 20 gpm parce que le débit que nous avons à mesurer dans nos expériences est d'environ 9 gpm et qu'au-delà de 20 gpm, les fluctuations sur le débit commençaient à être importantes.

L'expérience s'est déroulée le 12 juin 2006 dans le laboratoire du professeur Alberto Teyssedou (département de génie physique).

III.2 Résultats

Le Tableau III.1 résume les données obtenues. L'ensemble des données des 2 séries d'essais est utilisé pour déterminer le facteur K.

Le facteur K (en impulsions/gallon ou Hz/L/s) du débitmètre à turbine est, nous l'avons dit, le nombre d'impulsions généré par unité de volume. Sous ce rapport, nous avons :

$$K = \frac{F}{Q}$$

où :

- F : fréquence générée par le débitmètre (Hz)
- Q : débit volumétrique du fluide qui passe à travers le débitmètre (L/s)

Tableau III.1 : Débits et fréquences moyennes générées par le débitmètre à turbine

Série	Essai	Temps mesuré (s)	Masse nette d'eau (kg)	Température d'eau (°C)	Masse volumique (kg/m³)	Volume net (L)	Débit étalon (L/s)	Fréquence moyenne (Hz)
1	1	71,00	16,10	19,9	998,2	16,13	0,227	113,385
	2	50,55	17,40	20,3	998,1	17,43	0,345	172,623
	3	40,97	19,80	20,2	998,2	19,84	0,484	234,898
	4	33,45	19,40	20,3	998,1	19,44	0,581	287,151
	5	28,66	19,80	20,3	998,1	19,84	0,692	340,834
	6	25,44	20,30	20,2	998,2	20,34	0,799	393,881
	7	21,73	19,90	20,2	998,2	19,94	0,917	454,606
	8	18,70	19,20	20,1	998,2	19,23	1,029	503,877
	9	16,36	18,65	20,1	998,2	18,68	1,142	553,670
	10	15,10	18,80	20,2	998,2	18,83	1,247	611,742
2	1	74,86	17,95	20,0	998,2	17,98	0,240	119,408
	2	56,33	19,80	20,0	998,2	19,84	0,352	174,699
	3	44,16	20,25	20,0	998,2	20,29	0,459	231,110
	4	35,37	20,10	20,3	998,1	20,14	0,569	284,622
	5	29,37	20,25	20,3	998,1	20,29	0,691	339,511
	6	25,17	19,90	20,3	998,1	19,94	0,792	396,072
	7	22,18	20,25	20,2	998,2	20,29	0,915	448,980
	8	19,07	19,30	20,2	998,2	19,33	1,014	501,177
	9	16,43	19,40	20,2	998,2	19,43	1,183	558,844
	10	15,37	19,15	20,5	998,1	19,19	1,248	606,316

La Figure III.2 représente la fréquence moyenne générée par le débitmètre en fonction du débit étalon tels qu'ils apparaissent sur le tableau précédent. La régression linéaire nous donne :

$$K = 490,7 \text{ Hz/L/s}$$

III.3 Incertitudes sur les résultats

L'incertitude globale est la combinaison des incertitudes associées à : (1) la mesure du débit réel; (2) la fréquence mesurée; et (3) le débit découlant de la droite de régression.

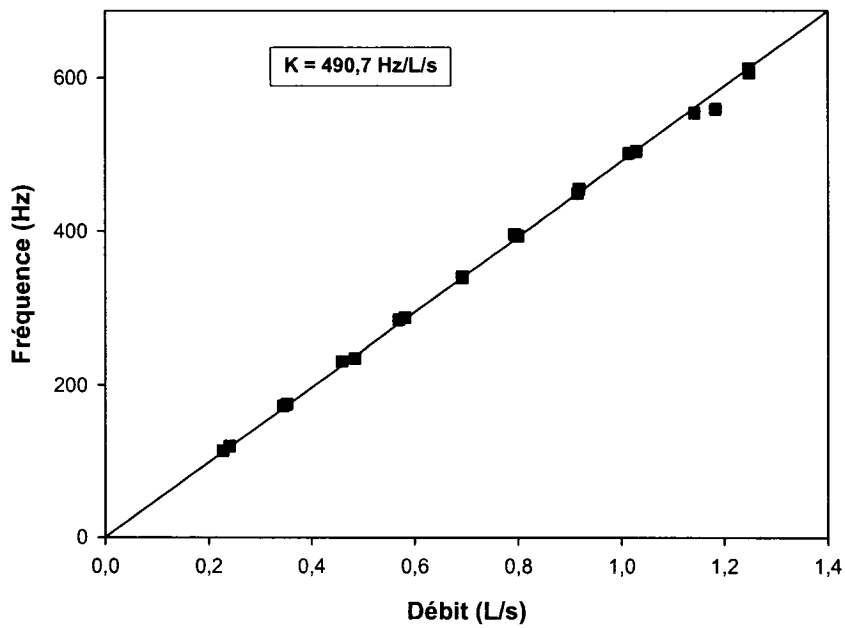


Figure III.2 : Étalonnage du débitmètre à turbine – facteur K

III.3.1 Incertitude sur la mesure du débit réel

L'incertitude sur la balance électronique pour une lecture d'environ 20 kg est estimée, selon l'équipe du professeur Teyssedou, à 0,5 % (soit 0,1 kg). L'incertitude sur la mesure du temps est estimée à 0,1 s. En combinant ces deux incertitudes suivant la technique de propagation des incertitudes (ASHRAE/ANSI 1986), on obtient l'incertitude sur la mesure du débit réel I_1 :

$$I_1 = Q_{étalon}\sqrt{\left(\frac{0,1}{M_{nette}}\right)^2 + \left(\frac{0,1}{T}\right)^2}$$

où :

- $Q_{étalon}$: débit étalon (voir Tableau III.1)

- M_{nette} : masse nette d'eau (voir Tableau III.1)
- T : temps chronométré (voir Tableau III.1)

III.3.2 Incertitude sur la fréquence mesurée

Lors des essais, le système d'acquisition de données mesurait la fréquence toutes les 2 secondes. C'est la moyenne des fréquences mesurées qui a servi à l'étalonnage. Maintenant, il faut, pour chaque débit, considérer l'impact des fluctuations dans les fréquences : c'est l'incertitude sur la fréquence mesurée I_2 :

$$I_2 = \frac{2\sigma}{K}$$

où σ est l'écart type des mesures de fréquence.

En considérant le double écart type, l'incertitude sur la fréquence mesurée couvre 95,5 % des données.

III.3.3 Incertitude sur le débit découlant de la droite de régression

Cette incertitude que nous nommons I_3 représente simplement la valeur absolue de l'écart entre le débit étalon et le débit calculé avec la droite de régression.

III.3.4 Incertitude globale

L'incertitude globale I_g est obtenue en utilisant la technique de propagation des incertitudes :

$$I_{gA} = \sqrt{I_1^2 + I_2^2 + I_3^2}$$

$$I_{gR} = 100 \frac{I_{gA}}{Q_{étalon}}$$

I_{gA} est l'incertitude globale absolue et I_{gR} est l'incertitude globale relative. Le Tableau III.2 résume l'ensemble des calculs d'incertitudes.

Tableau III.2 : Incertitudes sur les résultats d'étalonnage du débitmètre à turbine

Essai	Débit réel (L/s)	Fréquence moyenne (Hz)	Débit calculé (L/s)	I_1	2σ (95,5%)	I_2	I_3	I_{gA} (L/s)	I_{gR} (%)
1 - 1	0,227	113,385	0,231	0,0014	0,344	0,0007	0,0039	0,0042	1,86
1 - 2	0,345	172,623	0,352	0,0021	0,786	0,0016	0,0069	0,0074	2,15
1 - 3	0,484	234,898	0,479	0,0027	0,844	0,0017	0,0055	0,0063	1,31
1 - 4	0,581	287,151	0,585	0,0035	0,909	0,0019	0,0041	0,0057	0,98
1 - 5	0,692	340,834	0,695	0,0042	1,190	0,0024	0,0024	0,0055	0,79
1 - 6	0,799	393,881	0,803	0,0050	1,417	0,0029	0,0033	0,0067	0,84
1 - 7	0,917	454,606	0,926	0,0063	2,147	0,0044	0,0090	0,0118	1,29
1 - 8	1,029	503,877	1,027	0,0077	3,192	0,0065	0,0017	0,0102	0,99
1 - 9	1,142	553,670	1,128	0,0093	3,932	0,0080	0,0137	0,0184	1,61
1 - 10	1,247	611,742	1,247	0,0106	5,558	0,0113	0,0006	0,0155	1,24
2 - 1	0,240	119,408	0,243	0,0014	1,322	0,0027	0,0031	0,0044	1,81
2 - 2	0,352	174,699	0,356	0,0019	0,711	0,0014	0,0039	0,0046	1,29
2 - 3	0,459	231,110	0,471	0,0025	0,935	0,0019	0,0116	0,0120	2,61
2 - 4	0,569	284,622	0,580	0,0033	1,690	0,0034	0,0107	0,0117	2,05
2 - 5	0,691	339,511	0,692	0,0041	1,406	0,0029	0,0011	0,0052	0,75
2 - 6	0,792	396,072	0,807	0,0051	2,120	0,0043	0,0150	0,0164	2,08
2 - 7	0,915	448,980	0,915	0,0061	2,070	0,0042	0,0003	0,0074	0,81
2 - 8	1,014	501,177	1,021	0,0075	5,329	0,0109	0,0075	0,0152	1,49
2 - 9	1,183	558,844	1,139	0,0094	3,052	0,0062	0,0440	0,0455	**3,84**
2 - 10	1,248	606,316	1,236	0,0104	5,934	0,0121	0,0127	0,0204	1,63

L'incertitude globale relative vaut 3,84 %. Pour rester conservateur, nous estimons que l'incertitude relative sur la mesure du débit vaut **±4,0 %**.

ANNEXE IV
TESTS DES DÉBITMÈTRES À EFFET CORIOLIS

Nous avons, dans le montage expérimental de la pompe à chaleur, 2 points de mesure du débit massique de réfrigérant : (1) au niveau du détendeur (étendue de mesures : 0 – 0,10 kg/s), et (2) à la décharge du compresseur (étendue de mesures : 0 – 0,50 kg/s) (voir Figure 7.2, page 210). Ces mesures sont associées aux contraintes ci-après. Au niveau du détendeur, l'écoulement est bidirectionnel et peut se retrouver sous forme liquide ou sous forme diphasique. Au niveau de la décharge du compresseur, nous avons du gaz dont la pression (et avec elle, tous les autres paramètres thermodynamiques) varie, ce qui écarte pour ce cas les débitmètres volumétriques ou à effet thermique. Les débitmètres à effet Coriolis font allègrement face à ces contraintes; ils ont été choisis.

Ces débitmètres s'appuient sur l'effet Coriolis : une accélération de Coriolis est artificiellement introduite dans l'écoulement et le débit massique est alors déterminé en s'appuyant sur le moment cinétique résultant.

Pour vérifier les débitmètres et se familiariser avec leur câblage, nous avons entrepris de les tester. Ces débitmètres n'ont pas été étalonnés parce qu'on ne pouvait espérer des incertitudes inférieures à celles données par les manufacturiers.

IV.1 Test du débitmètre côté détendeur

Ce débitmètre est de la compagnie AW, modèle ACM-600. Son étendue de mesures est de 2,5 g/s à 0,167 kg/s. Le débitmètre est bidirectionnel. Il a deux sorties électriques 4 – 20 mA et 0 – 5 VDC. Pour chacun de ces 2 types de sorties, on peut ajuster les débits correspondant aux maxima et minima grâce au transmetteur (modèle ACE-1000) qui

accompagne l'appareil. L'incertitude associée à ce débitmètre est, selon les spécifications du manufacturier, **±1 %** de la lecture sur la gamme 0,017 – 0,167 kg/s et **±3 %** de la lecture sur la gamme 0,002 – 0,017 kg/s (voir Figure IV.1).

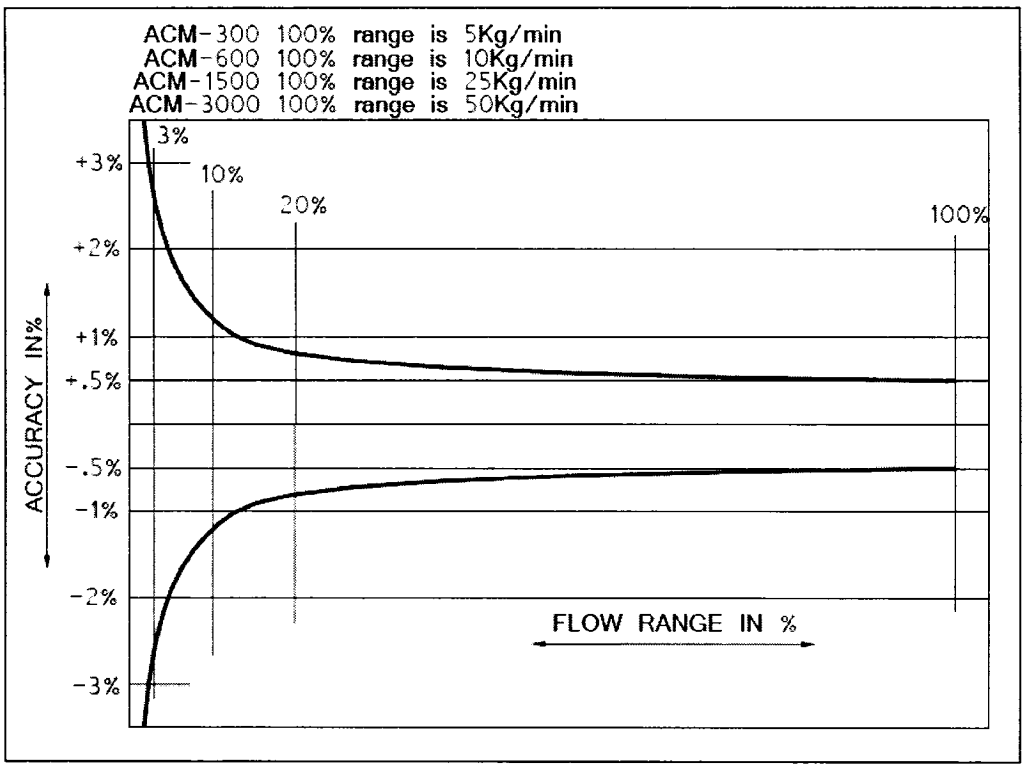


Figure IV.1 : Données d'étalonnage du débitmètre côté détendeur d'après le manufacturier

Nous avons testé ce débitmètre avec un montage semblable à celui utilisé pour étalonner le débitmètre à turbine, mais basé sur la gravité. Un réservoir à hauteur statique constante était utilisé pour assurer une bonne stabilité du débit. Ce montage ne nous permettait pas d'aller au-delà de 3,5 kg/mn. Le Tableau IV.1 présente les résultats de ces tests. Ces résultats sont satisfaisants en regard du but. Le test s'est déroulé le 25 mai 2006.

Tableau IV.1 : Résultats du test du débitmètre à effet Coriolis utilisé du côté du détendeur

Débit de référence (kg/mn)	Débit mesuré (kg/mn)	Écart (%)
0,675	0,646	-4,3
1,280	1,241	-3,0
1,950	1,894	-2,9
2,615	2,527	-3,4
3,315	3,203	-3,4

IV.2 Test du débitmètre côté compresseur

Nous avons ici un appareil de marque RHEONIK, modèle RHM-12. Il a 2 sorties électriques 4 – 20 mA et est accompagné d'un transmetteur pour l'affichage et le réglage (modèle RHE-08). L'étendue de mesures est : 0 – 1,25 kg/s. Selon les spécifications du manufacturier, l'incertitude associée est de **±0,3 %** de la lecture sur la gamme 0,03 – 1,25 kg/s et de **±1,5 %** en dessous de 0,03 kg/s (voir Figure IV.2).

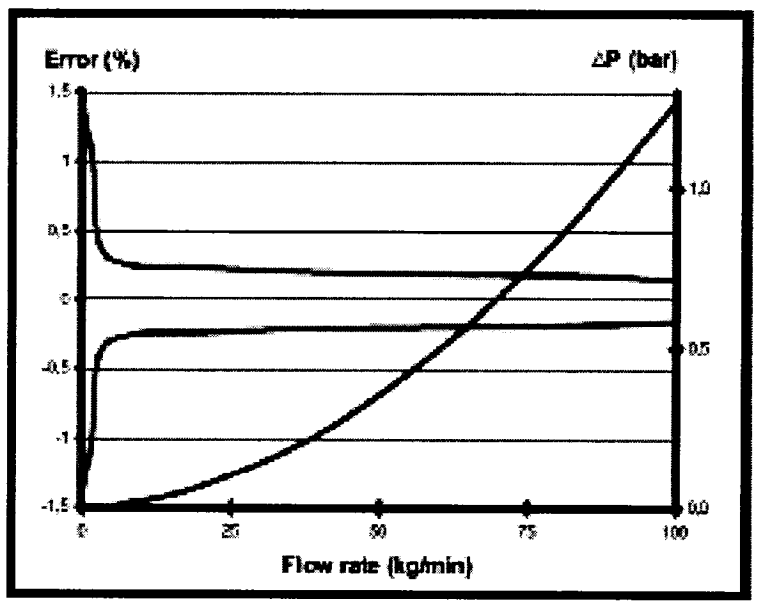


Figure IV.2 : Données d'étalonnage du débitmètre côté compresseur d'après le manufacturier

Nous avons testé le débitmètre en faisant simplement circuler, à différents débits, de l'air comprimé dans un tuyau muni d'un orifice calibré. Le Tableau IV.2 donne les résultats de ce test qui a eu lieu le 22 juin 2006. Ils sont satisfaisants.

Tableau IV.2 : Résultats du test du débitmètre à effet Coriolis utilisé du côté du compresseur

Débit de référence (kg/s)	Débit mesuré (kg/s)	Écart (%)
0,0082	0,0080	-2,4
0,0172	0,0172	0,0
0,0269	0,0270	0,4
0,0357	0,0355	-0,6
0,0422	0,0423	0,2
0,0518	0,0513	-1,0

ANNEXE V
ÉTALONNAGE DES WATTMÈTRES

Nous avons 2 wattmètres : l'un mesure la puissance absorbée par le compresseur alternatif (Wattmètre 05) et l'autre, la puissance au ventilateur (Wattmètre 06). Les 2 wattmètres (marque OMEGA, modèle OM10) sont monophasiques 240 VAC (comme donc les moteurs), et sont limités à une intensité de courant de 5 A. Comme le courant tiré par les moteurs peut aller jusqu'à un maximum de 20 A pour le compresseur, et de 8 A pour le ventilateur, des transformateurs de courant 20A/5A (marque OMEGA, modèle RCT151205A) sont utilisés avec les wattmètres.

Les wattmètres fournissent une sortie électrique 4 – 20 mADC (0 – 1000 W). L'incertitude qui leur est associée vaut ±0,2 % de l'étendue (soit ± 2 W) selon les spécifications du manufacturier.

Les wattmètres ont été testés dans un montage utilisant des lampes incandescentes pour faire varier la puissance. Un analyseur universel de puissance (marque VOLTECH, modèle PM300A) servait de référence. L'incertitude associée à cet analyseur est 0,05 % de la lecture selon les spécifications de son manufacturier. La sortie électrique des wattmètres était lue sur un multimètre de marque FLUKE, modèle 87V pour le Wattmètre 05 et, modèle 87III pour le Wattmètre 06. L'incertitude sur ces appareils vaut 0,2 % de la lecture selon les spécifications du manufacturier.

V.1 Étalonnage du wattmètre 05

Le Tableau V.1 donne les résultats.

Tableau V.1 : Test du wattmètre utilisé avec le compresseur alternatif

Référence (W)	Sortie électrique (mA)	Wattage régression (W)	Écart régression (E.R.) (W)	E.R. (%)	Incertitude sur référence (W)	Incertitude sur mADC (W)	Incertitude globale (W)
102,0	4,42	101,4	0,6	0,61	0,051	2,134	2,2
311,0	5,28	309,0	2,0	0,66	0,156	2,549	3,3
536,0	6,21	533,4	2,6	0,48	0,268	2,998	4,0
1067,7	8,40	1062,1	5,7	0,53	0,534	4,055	7,0
1571,0	10,49	1566,5	4,5	0,28	0,786	5,064	6,8
2076,0	12,61	2078,2	2,2	0,11	1,038	6,087	6,6
2449,0	14,18	2457,2	8,2	0,33	1,225	6,845	10,7
2984,0	16,32	2973,7	10,3	0,34	1,492	7,878	**13,0**
3497,0	18,50	3499,9	2,9	0,08	1,749	8,931	9,6
3980,0	20,50	3982,7	2,7	0,07	1,990	9,896	10,4

Une régression linéaire ($R^2 = 0,9999847$) a permis de dériver le rapport effectif de transformation du transformateur de courant qui est de 3,862. La droite de régression pour le système wattmètre 05 – transformateur de courant est alors :

$$W = 3,862\left[62,5(mA) - 250\right] = 241,375(mA) - 965,5$$

où (mA) est la sortie électrique du wattmètre.

L'incertitude globale sur ce système de mesure I_g est la combinaison de l'incertitude sur l'appareil de référence I_1 (6e colonne du tableau), de l'incertitude associée à la droite de régression I_2 (4e colonne du tableau) et de l'incertitude liée à la lecture de la sortie électrique du wattmètre I_3 (7e colonne du tableau). Avec la technique de la propagation des incertitudes (ASHRAE/ANSI 1986), il vient :

$$I_g = \sqrt{I_1^2 + I_2^2 + I_3^2}$$

On voit du tableau que l'incertitude globale maximale vaut 13 W. On convient de considérer que l'incertitude sur la lecture d'une puissance sur le compresseur est **±13 W**.

V.2 Étalonnage du wattmètre 06

Le Tableau V.2 présente les résultats obtenus.

Tableau V.2 : Étalonnage du wattmètre utilisé avec le ventilateur

Référence (W)	Sortie électrique (mA)	Wattage régression (W)	Écart régression (E.R.) (W)	E.R. (%)	Incertitude sur référence (W)	Incertitude sur mADC (W)	Incertitude globale (W)
0,0	4,02	4,8	4,8		0,000	1,941	5,2
101,0	4,43	103,8	2,8	2,79	0,051	2,139	3,5
209,0	4,88	212,5	3,5	1,66	0,105	2,356	4,2
308,0	5,28	309,0	1,0	0,34	0,154	2,550	2,8
1026,0	8,25	1026,1	0,1	0,01	0,513	3,984	4,0
1113,0	8,62	1115,4	2,4	0,22	0,557	4,162	4,9
1230,0	9,10	1231,3	1,3	0,11	0,615	4,394	4,6
1318,0	9,46	1318,2	0,2	0,02	0,659	4,568	4,6
2019,0	12,35	2016,0	3,0	0,15	1,010	5,964	**6,8**

Une régression linéaire ($R^2 = 0,9999839$) a permis de dériver le rapport effectif de transformation du transformateur de courant qui est de 3,863. La droite de régression pour le système wattmètre 06 – transformateur de courant est alors :

$$W = 3,863[62,5(mA) - 250] = 241,4375(mA) - 965,75$$

où (mA) est la sortie électrique du wattmètre.

L'incertitude globale sur ce système de mesure I_g est la combinaison de l'incertitude sur l'appareil de référence I_1 (6e colonne du tableau), de l'incertitude associée à la droite

de régression I_2 (4e colonne du tableau) et de l'incertitude liée à la lecture de la sortie électrique du wattmètre I_3 (7e colonne du tableau). Avec la technique de la propagation des incertitudes (ASHRAE/ANSI 1986), il vient :

$$I_g = \sqrt{I_1^2 + I_2^2 + I_3^2} \tag{V.1}$$

On voit du tableau que l'incertitude globale maximale vaut 6,8 W. On convient de considérer que l'incertitude sur la lecture d'une puissance sur le ventilateur vaut **±7 W**.

ANNEXE VI
ÉTALONNAGE DU DÉBITMÈTRE À AIR

Le ventilateur de la pompe à chaleur fournit un débit allant jusqu'à 1200 pi^3/min (0,57 m^3/s) d'air. Un débitmètre à air électronique est utilisé. Il est de marque EBTRON, série 400, diamètre 10 pouces. Il dispose de son propre transmetteur et peut envoyer des signaux de 0 – 5 VDC, 0 – 10 VDC ou 4 – 20 mA. Dans le présent montage, on se sert de la sortie 0 – 5 VDC.

Le débitmètre utilise des thermistances disposées en grille (4 capteurs dans le présent modèle). Le principe de fonctionnement est le suivant : lorsque les capteurs sont amenés (chauffage) à une température supérieure à celle du fluide, le taux de dissipation de la chaleur est proportionnel au débit. Ce changement est mesuré par le microprocesseur du débitmètre, ce qui résulte en une sortie linéaire.

La plage de débits concernée par le présent étalonnage s'étend de 0 à 2400 pi/min (pieds par minute), soit 0 à 12 m/s. Puisque la section d'écoulement vaut 0,545415 pi^2, cela correspond à 0 – 1300 pi^3/min.

VI.1 Procédure d'étalonnage

Un montage existant (mini tour de refroidissement) a été utilisé (voir Figure VI.1). Le débitmètre Ebtron est comparé à la lecture issue d'un tube de Pitot.

Six séries de mesures de débit ont été effectuées. Pour chaque série, les volets sont réglés à une position donnée. Le tube de Pitot mesure des vitesses locales. Comme la vitesse locale n'est pas uniforme le long d'un diamètre de conduite (la vitesse est

maximale au centre et plus basse vers la paroi), différents points de mesure sont utilisés pour avoir la vitesse moyenne dans la conduite. On se sert ici de la méthode Log-Tchebycheff (ASHRAE 2001) avec 6 points de mesure (voir Figure VI.2). La vitesse moyenne est alors, pour chaque série de mesures, donnée par :

$$V_{moy} = \frac{\sum_{i=1}^{6} V_i}{6}$$

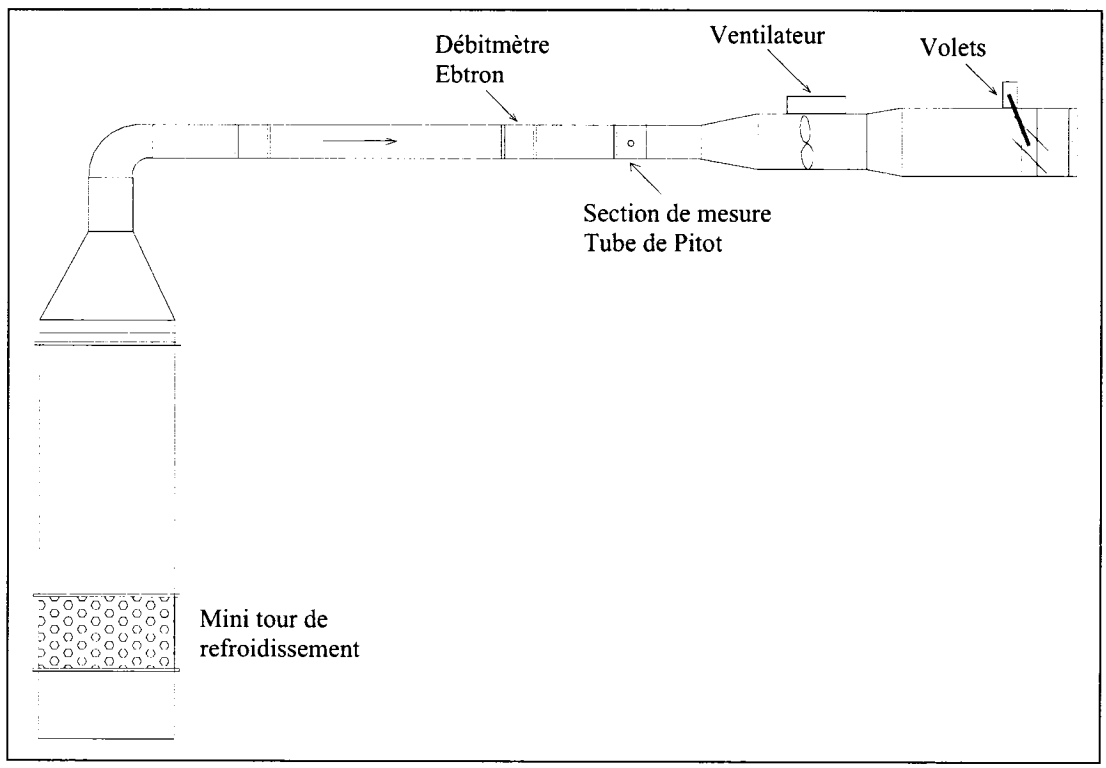


Figure VI.1 : Schéma du montage d'étalonnage du débitmètre à air

Les essais se sont déroulés le 12 décembre 2006.

VI.2 Résultats

La vitesse locale donnée par le tube de Pitot est obtenue à partir de l'équation de Bernoulli comme :

$$V_i = \sqrt{\frac{2P_d}{\rho}}$$

où P_d est la pression dynamique et ρ est la masse volumique de l'air.

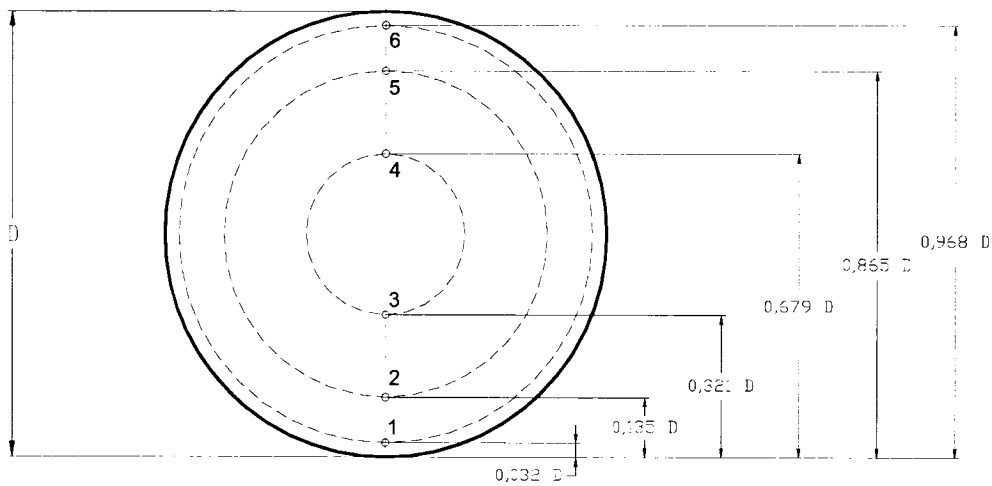


Figure VI.2 : Position relative des points de mesure par rapport à la paroi intérieure

La pression dynamique est mesurée avec un capteur de pression différentielle de marque DWYER, série 616. La masse volumique est obtenue à partir des tables donnant les propriétés de l'air à l'aide de la pression atmosphérique mesurée (101,7 kPa) et de la température de l'air dans la section de mesures. La pression est mesurée avec un baromètre de précision de marque PRINCO. La température de l'air est donnée par le débitmètre Ebtron.

On corrige la vitesse donnée par le débitmètre Ebtron en se basant sur la vitesse obtenue avec le tube de Pitot. Nous relions la vitesse donnée par l'Ebtron (V_{Eb}) et la vitesse de référence V_{moy} par une équation linéaire (avec un coefficient de corrélation de 0,9962) :

$$V_{moy} = 279,4 + 0,934375 V_{Eb}$$

L'utilisation d'un polynôme d'ordre supérieur permettrait d'améliorer le coefficient de corrélation, mais ne nous permettrait pas de couvrir adéquatement les débits inférieurs au débit minimal que nous avons pu avoir dans l'étalonnage.

La vitesse donnée par le débitmètre est corrélée à sa sortie électrique 0 – 5 VDC en mesurant la tension U_{DC} correspondante à la vitesse affichée V_{Eb}. La tension est lue avec un multimètre de marque FLUKE, modèle 87III. Le Tableau VI.1 détaille les résultats de cette procédure.

Tableau VI.1 : Corrélation entre la vitesse affichée par le débitmètre à air et sa sortie électrique

V_{Eb} (pi/min)	U_{DC} (V)	Courbe de régression (pi/min)	Écart (pi/min)	Écart (%)
3190	3,09	3190,3	0,3	0,01
3050	2,96	3056,1	6,1	0,20
2650	2,56	2643,1	-6,9	0,26
2420	2,34	2416,0	-4,0	0,17
2120	2,05	2116,6	-3,4	0,16
1800	1,74	1796,5	-3,5	0,20
1600	1,55	1600,3	0,3	0,02
1440	1,40	1445,5	5,5	0,38
1300	1,26	1300,9	0,9	0,07
1120	1,08	1115,1	-4,9	0,44
1030	0,999	1031,4	1,4	0,14

La droite de régression est la suivante, avec un coefficient de corrélation valant 0,999970 :

$$V_{Eb} = 1032,4649 U_{DC}$$

En combinant ce modèle avec le polynôme reliant la vitesse donnée par le débitmètre et la vitesse de référence, on obtient la courbe de la vitesse réelle en fonction de la sortie électrique 0 – 5 VDC. Le débit volumétrique réel Q (pi^3/min) obtenu du débitmètre est ainsi donné par :

$$Q = S V_{moy} = S\left(b_0 + b_1 U_{DC}\right)$$

où :

- $S = 0,545415\, pi^2$ est la section d'écoulement (10 pouces de diamètre)
- $b_0 = 279,4$
- $b_1 = 1032,4649 \times 0,934375 = 964,7094$

VI.3 Incertitudes sur les résultats

Les incertitudes sont de quatre sortes : (1) celle liée au tube de Pitot (I_1); (2) l'incertitude associée aux fluctuations des vitesses lues sur le débitmètre à l'intérieur d'une même série de mesures (I_2); (3) l'incertitude liée à la courbe d'étalonnage (I_3); et enfin (4) l'incertitude découlant de la liaison de la vitesse lue sur le débitmètre avec sa sortie électrique 0 – 5 VDC (I_4).

VI.3.1 Incertitude sur le tube de Pitot

L'incertitude associée au mesurage d'une vitesse locale sur le tube de Pitot est estimée à ±1 % de la lecture, incluant les incertitudes sur la mesure de la pression atmosphérique, de la température de l'air et de la pression dynamique (±0,5 % de la pleine échelle 0 – 1 pouce d'eau selon le manufacturier).

VI.3.2 Incertitude liée aux fluctuations de vitesse

Pour chaque série, l'écart type σ des 6 mesures lues sur le débitmètre est déterminé. L'incertitude liée à ces fluctuations est ensuite prise comme 2σ, ce qui permet de couvrir 95,5 % des données.

VI.3.3 Incertitude associée à la courbe d'étalonnage

C'est la valeur absolue de l'écart entre la vitesse de référence (celle obtenue par le tube de Pitot) et la vitesse donnée par la courbe d'étalonnage.

VI.3.4 Incertitude associée à la liaison de la vitesse avec la tension

On peut voir du Tableau VI.1 que l'écart maximal vaut 0,38 % entre les valeurs obtenues avec la régression et les vitesses lues sur le débitmètre. L'incertitude sur le multimètre qui a servi à mesurer la tension vaut 0,05 % selon les données du manufacturier. L'incertitude associée à la mise en correspondance de la vitesse lue sur le débitmètre et de sa sortie électrique 0 – 5 VDC vaut ainsi 0,38 %.

VI.3.5 Incertitude globale

L'incertitude globale I_g est évaluée à l'aide de la technique de propagation des incertitudes (ASHRAE/ANSI 1986) :

$$I_g = \sqrt{I_1^2 + I_2^2 + I_3^2 + I_4^2}$$

Le Tableau VI.2 présente les calculs d'incertitudes. L'incertitude globale maximale vaut ±44,76 pi/min.

Tableau VI.2 : Calculs des incertitudes sur les résultats d'étalonnage du débitmètre à air

Pitot (pi/min)	Ebtron (pi/min)	Courbe d'étalonnage (pi/min)	σ (pi/min)	$I_3 = 2\sigma$ (95,5 % de confiance)	I_1 (pi/min)	I_2 (pi/min)	I_4 (pi/min)	I_g (pi/min)
1244	1078	1287	2,58	5,16	12,44	42,49	4,10	**44,76**
1410	1188	1390	2,58	5,16	14,10	19,96	4,52	25,38
1657	1446	1630	6,65	13,29	16,57	26,51	5,49	34,41
1984	1803	1964	5,16	10,33	19,84	20,06	6,85	30,82
2187	2048	2193	4,08	8,16	21,87	6,22	7,78	25,38
2341	2225	2358	5,48	10,95	23,41	17,84	8,46	32,52

L'incertitude maximale de ±44,76 pi/min correspond à une incertitude maximale de ±24,41 pi^3/min. Nous fixons l'incertitude absolue sur la mesure du débit d'air à **±25 pi^3/min**.

ANNEXE VII
RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Cette annexe présente, sous forme graphique, l'ensemble des résultats expérimentaux par cycle représentatif pour chacun des 8 cas étudiés. Les cas étudiés sont en rappel :

- CFSBVM : mode chauffage, sans orifice d'égalisation de pressions et ventilateur en marche à l'arrêt du compresseur
- CFSBVA : mode chauffage, sans orifice et ventilateur arrêté
- CFABVM : mode chauffage, avec orifice et ventilateur en marche
- CFABVA : mode chauffage, avec orifice et ventilateur arrêté
- RFSBVM : mode refroidissement, sans orifice et ventilateur en marche
- RFSBVA : mode refroidissement, sans orifice et ventilateur arrêté
- RFABVM : mode refroidissement, avec orifice et ventilateur en marche
- RFABVA : mode refroidissement, avec orifice et ventilateur arrêté

Pour chaque cas, nous présentons successivement les évolutions (1) des pressions du réfrigérant aux entrées – sorties des composants majeurs, (2) des températures du réfrigérant à ces mêmes points, (3) du débit volumétrique d'air, (4) des débits du réfrigérant côté compresseur et côté détendeur, (5) des températures d'entrée et de sortie de l'eau, (6) des températures d'entrée et de sortie de l'air (rappelons que l'humidité n'a pas varié dans nos expériences), (7) de la température à la surface (externe) du bulbe du détendeur, et (8) des puissances absorbées par le compresseur et par le ventilateur.

Notons que pour ce qui est du réfrigérant, comme le débitmètre se retrouve du côté de l'entrée de l'évaporateur où c'est un mélange diphasique qui circule et que les mesures en diphasique de ce débitmètre ne sont pas fiables, le débit au détendeur en mode chauffage n'a pu être mesuré. Aussi, dans la mesure du débit d'eau, on a eu des sauts de fréquence

engendrés par quelque perturbation. Ainsi, pour représenter le débit d'eau, la médiane des mesures est utilisée. Le Tableau VII.1 donne les débits médians d'eau pour chacun des cas.

Tableau VII.1 : Débits moyens d'eau dans l'échangeur double tube

CAS	Débit médian d'eau (kg/s)
CFSBVM	0,598
CFSBVA	0,543
CFABVM	0,553
CFABVA	0,546
RFSBVM	0,536
RFSBVA	0,579
RFABVM	0,549
RFABVA	0,545

Pour chaque cas, nous avons fait 5 cycles. Nous présentons le cycle le plus représentatif (déterminé visuellement) parmi ces cinq.

VII.1 Mode chauffage, sans orifice et ventilateur en marche

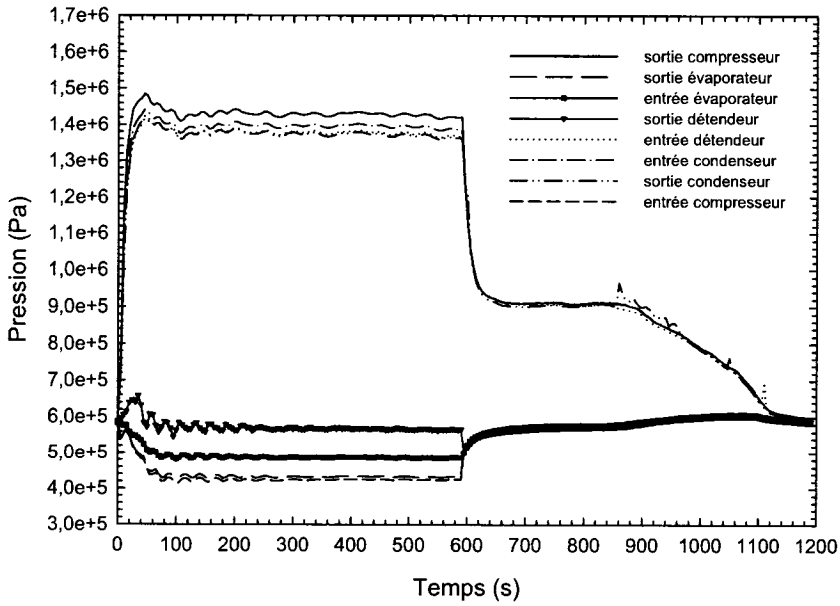


Figure VII.1 : Évolution des pressions du réfrigérant pour le cas CFSBVM

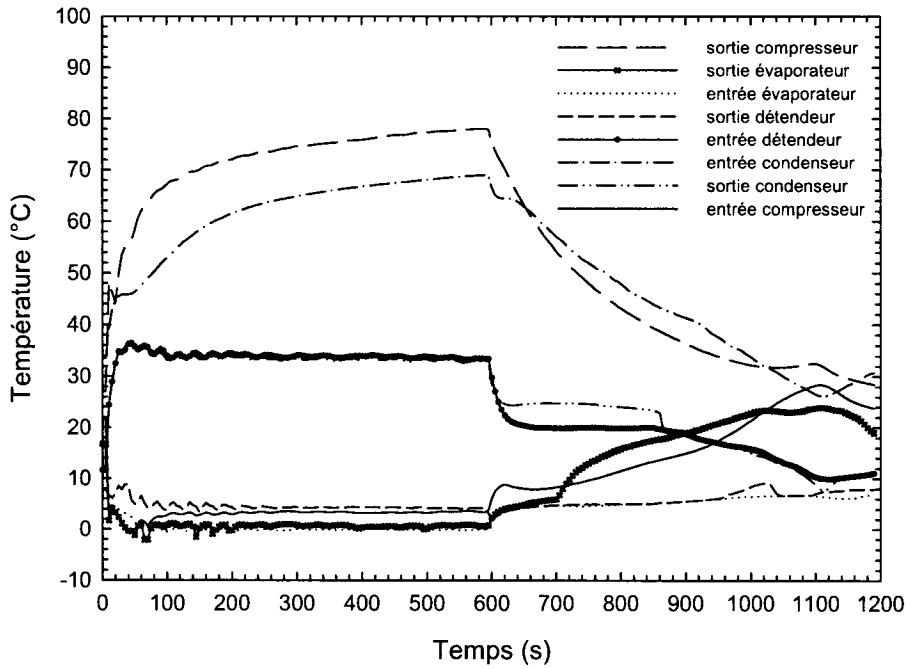


Figure VII.2 : Évolution des températures du réfrigérant pour le cas CFSBVM

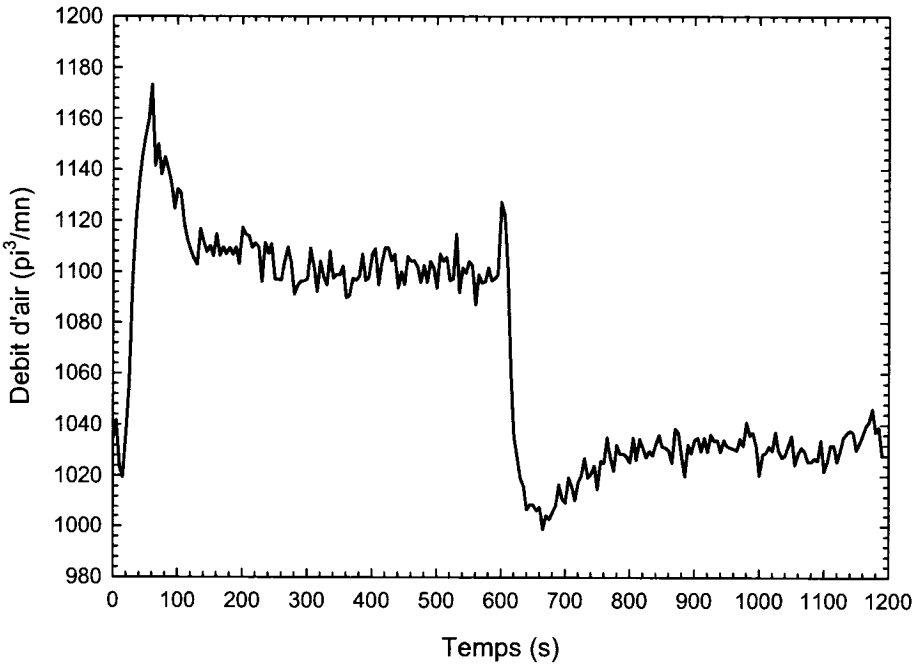


Figure VII.3 : Évolution du débit d'air pour le cas CFSBVM

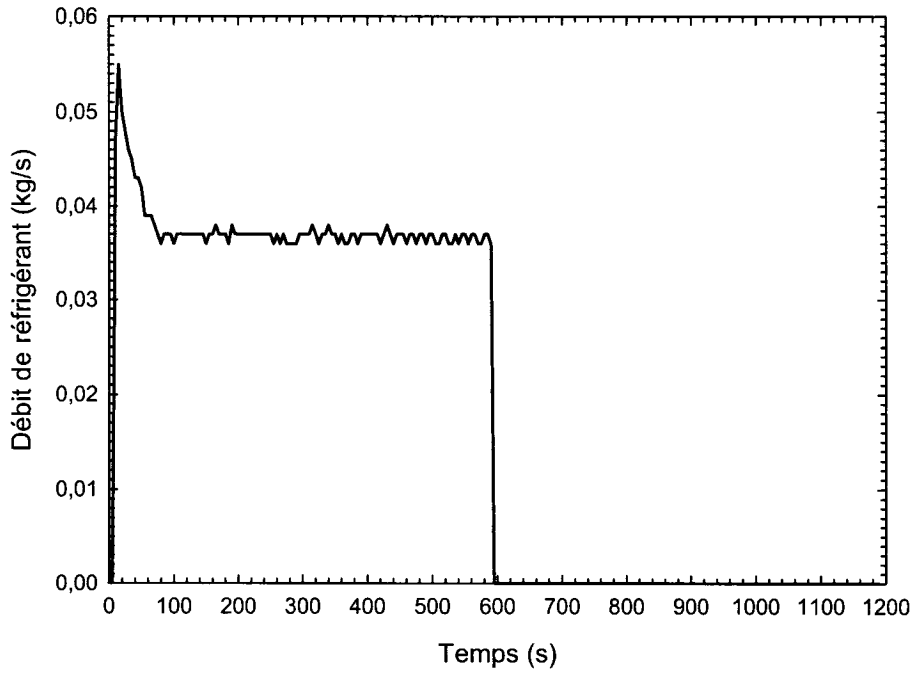


Figure VII.4 : Évolution du débit de réfrigérant côté compresseur pour le cas CFSBVM

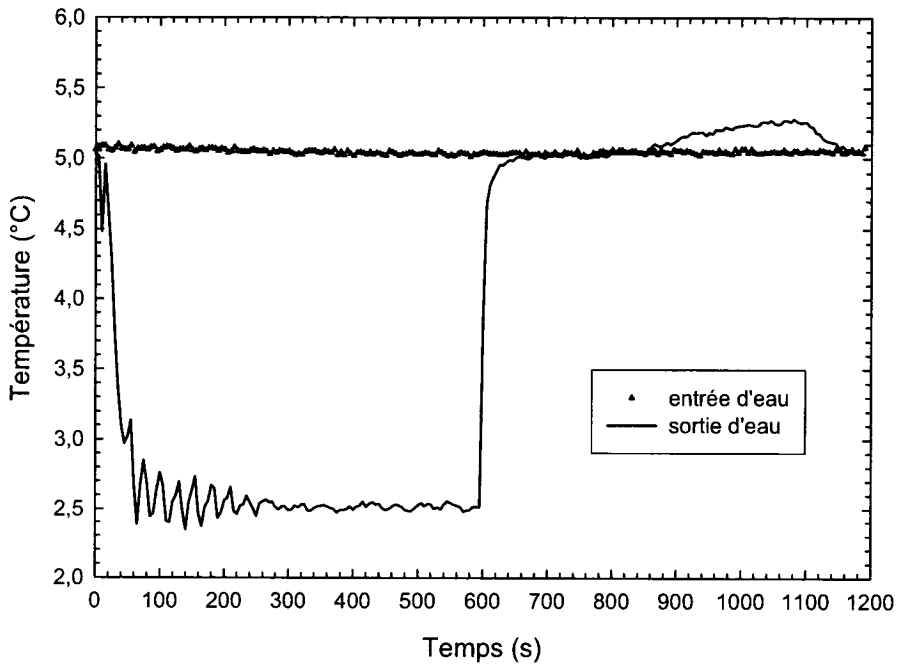


Figure VII.5 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas CFSBVM

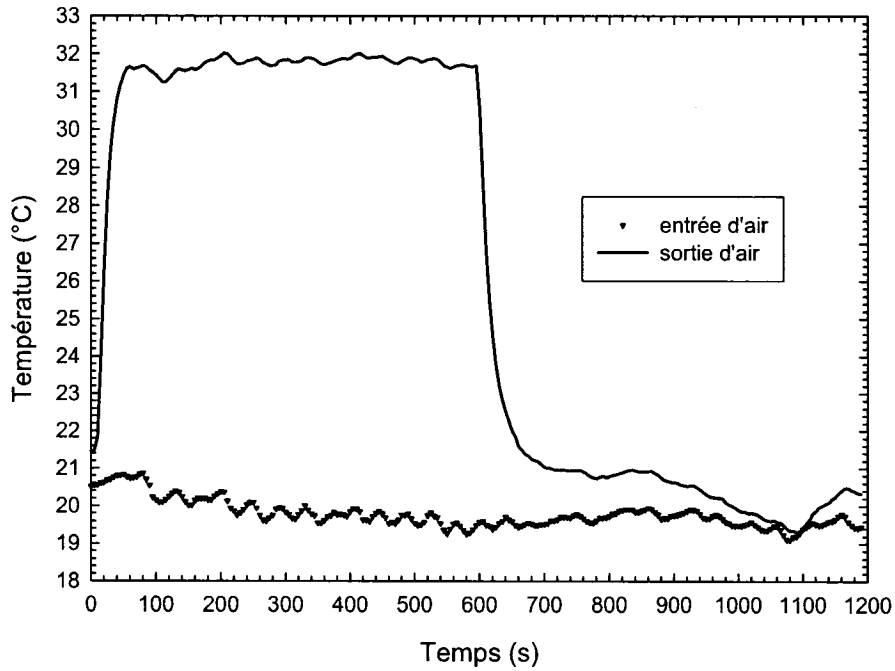


Figure VII.6 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas CFSBVM

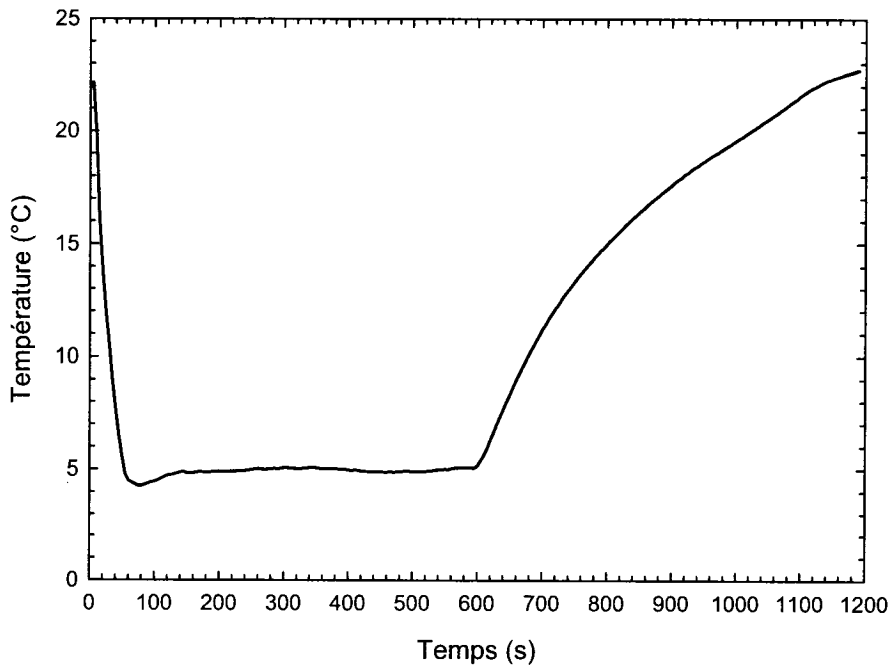


Figure VII.7 : Évolution de la température à la surface du bulbe pour le cas CFSBVM

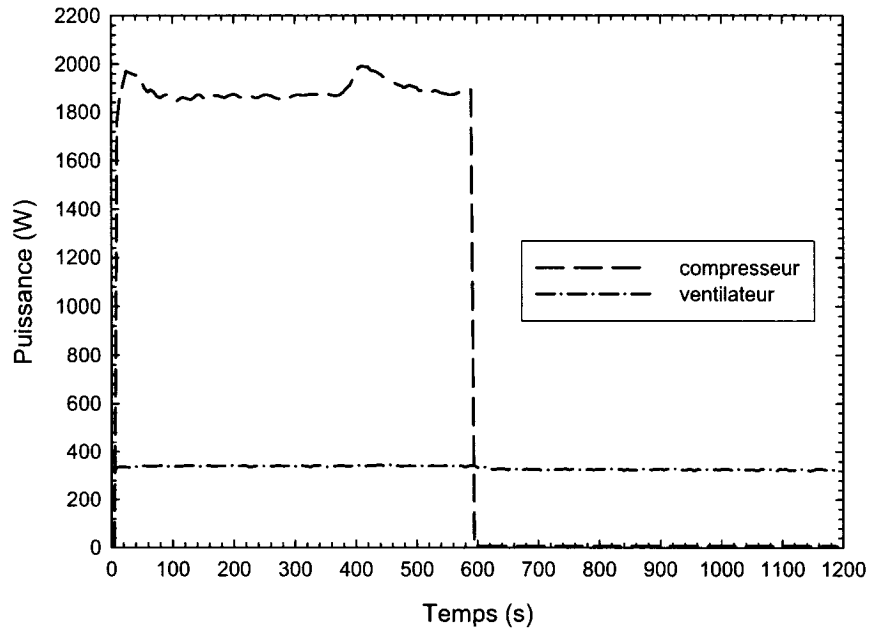


Figure VII.8 : Évolution des puissances côté compresseur et côté ventilateur pour le cas CFSBVM

VII.2 Mode chauffage, sans orifice et ventilateur arrêté

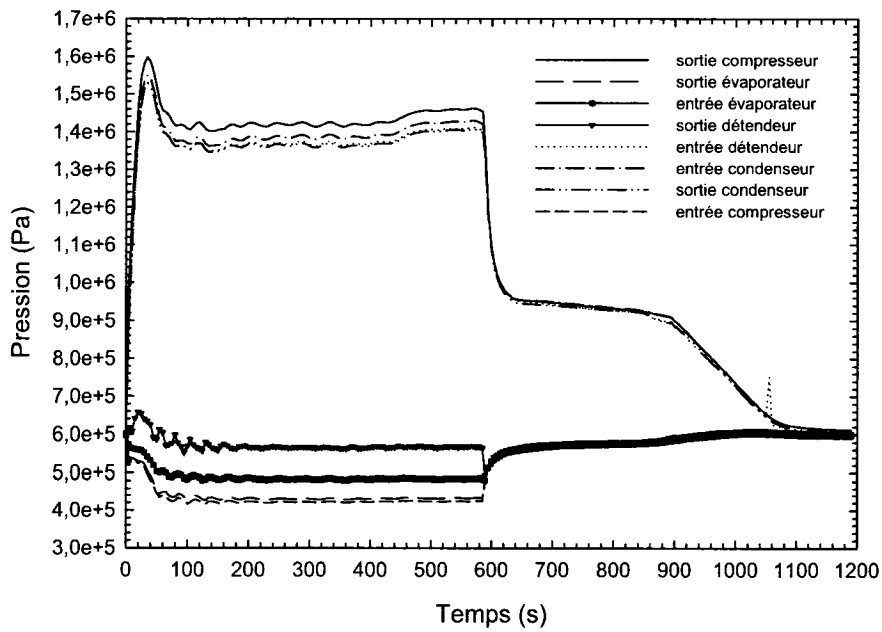


Figure VII.9 : Évolution des pressions du réfrigérant pour le cas CFSBVA

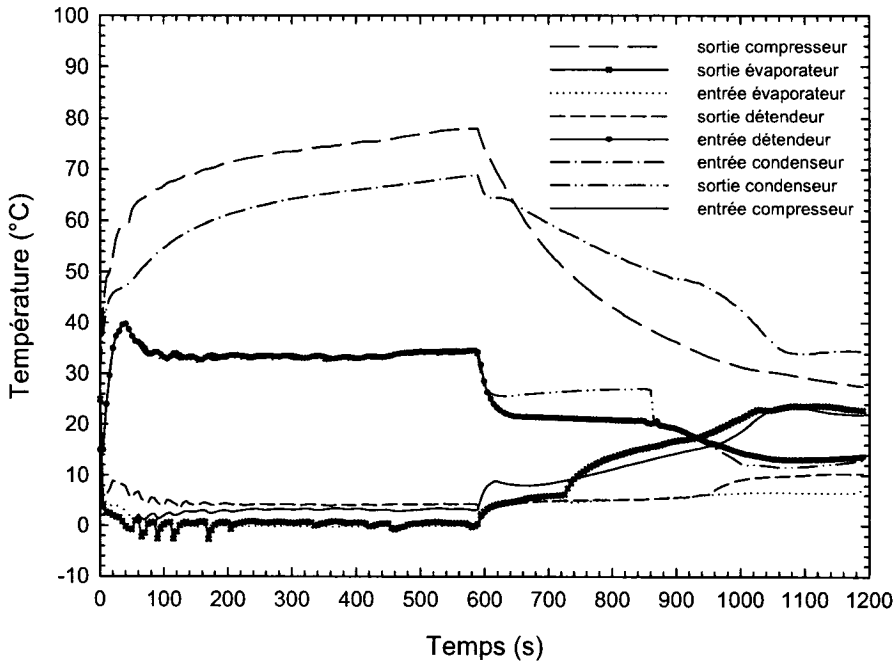


Figure VII.10 : Évolution des températures du réfrigérant pour le cas CFSBVA

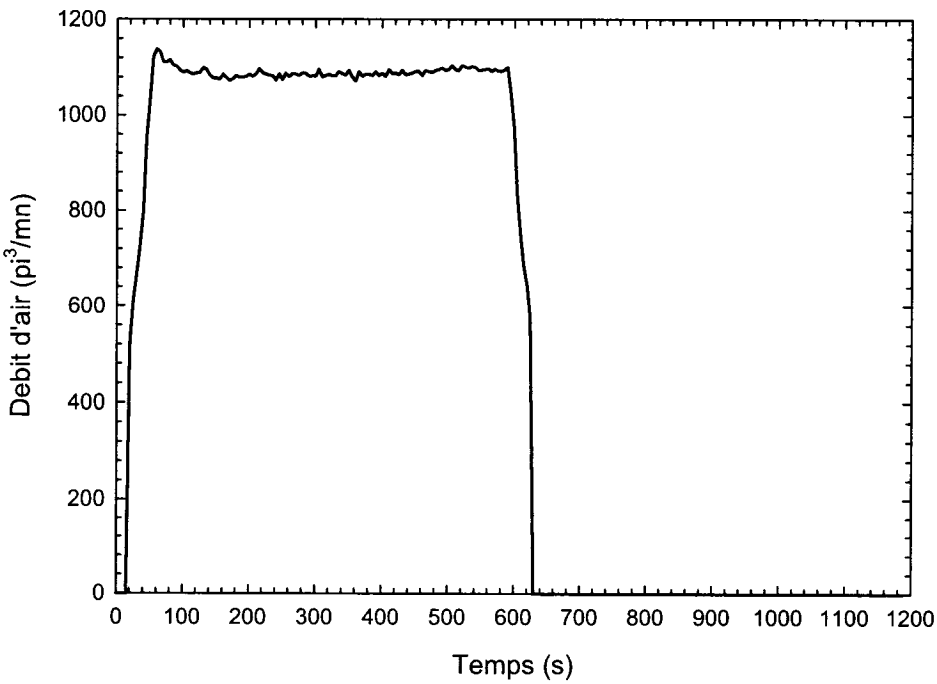


Figure VII.11 : Évolution du débit d'air pour le cas CFSBVA

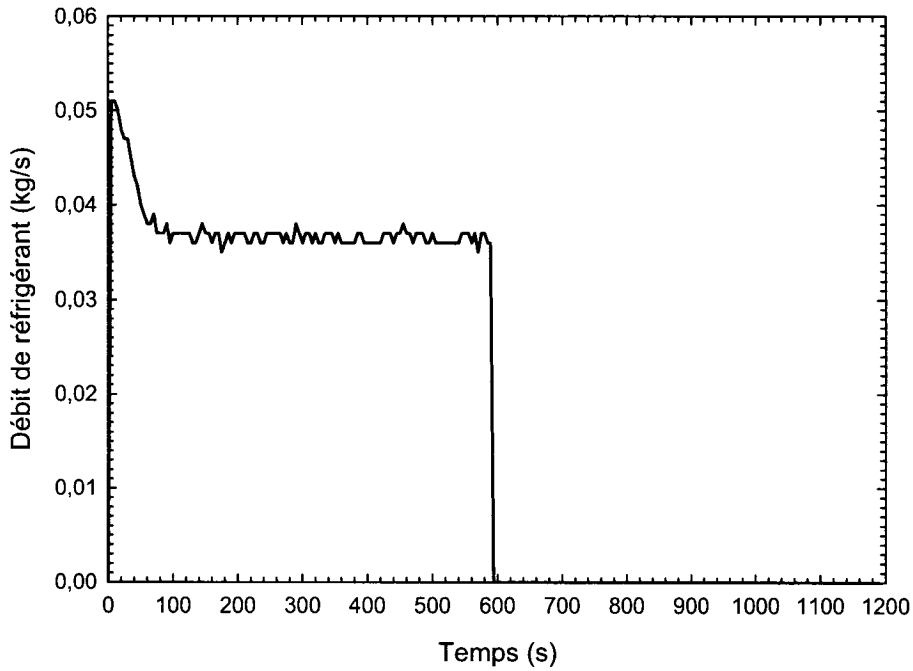


Figure VII.12 : Évolution du débit de réfrigérant côté compresseur pour le cas CFSBVA

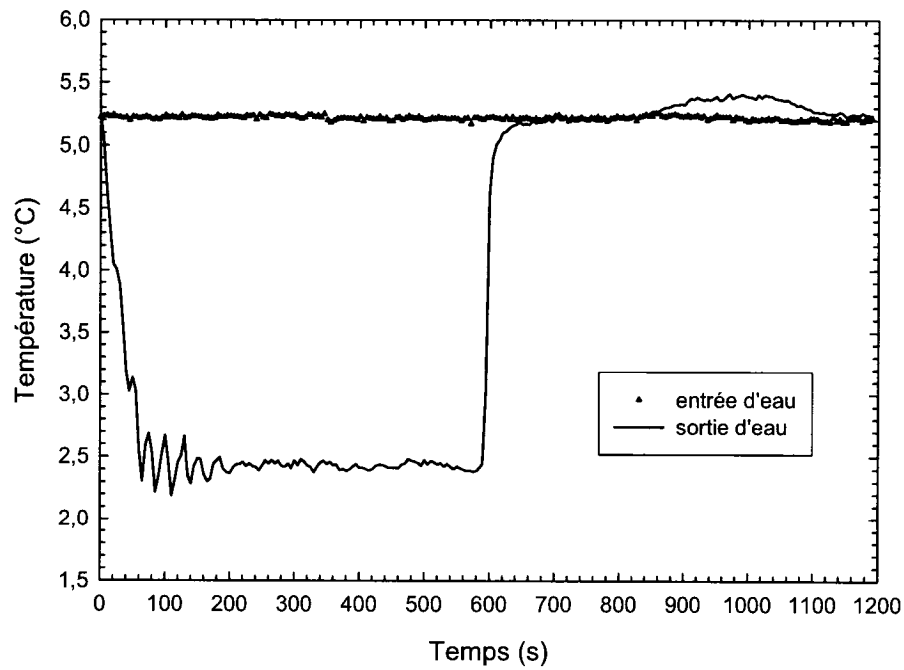


Figure VII.13 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas CFSBVA

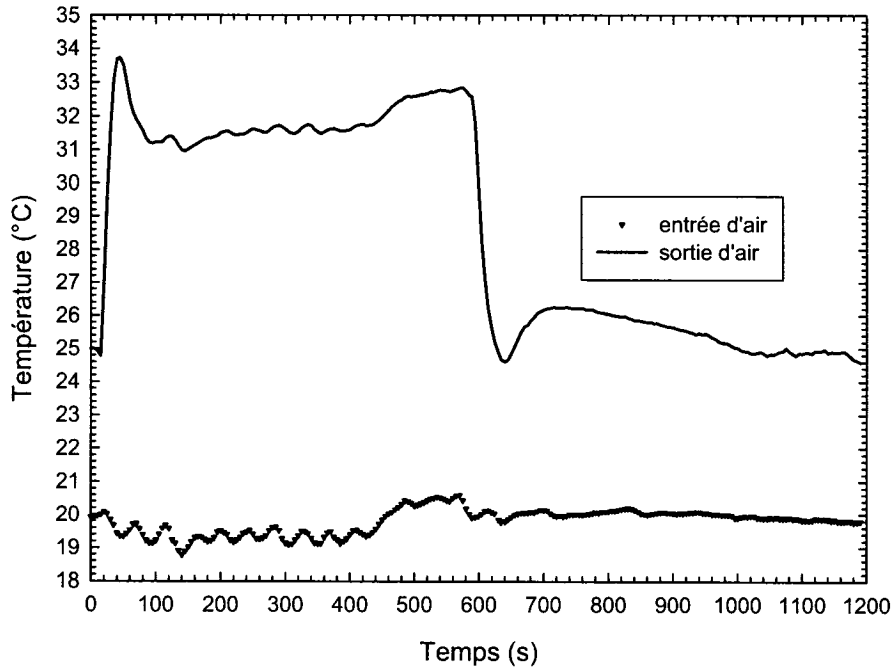


Figure VII.14 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas CFSBVA

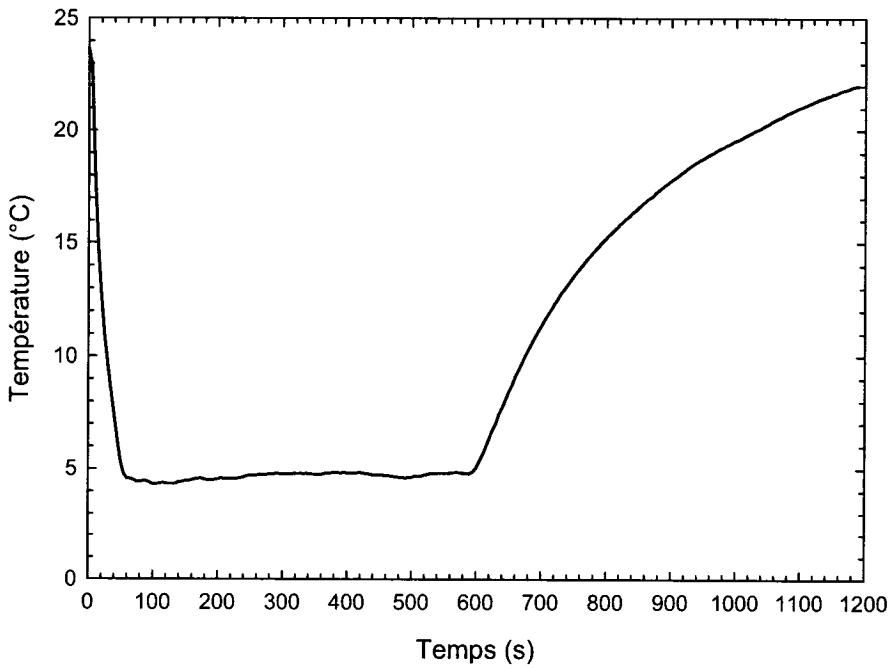


Figure VII.15 : Évolution de la température à la surface du bulbe pour le cas CFSBVA

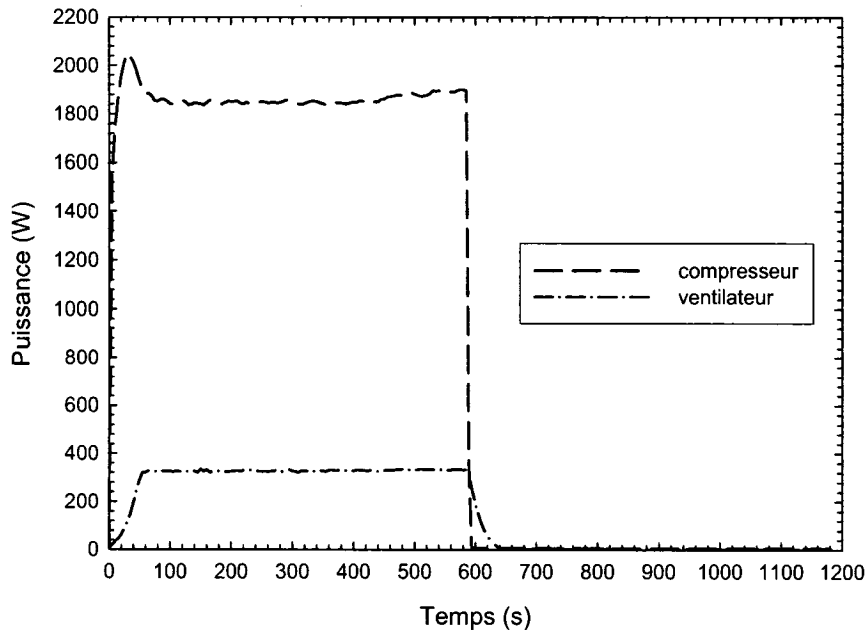


Figure VII.16 : Évolution des puissances côté compresseur et côté ventilateur pour le cas CFSBVA

VII.3 Mode chauffage, avec orifice et ventilateur en marche

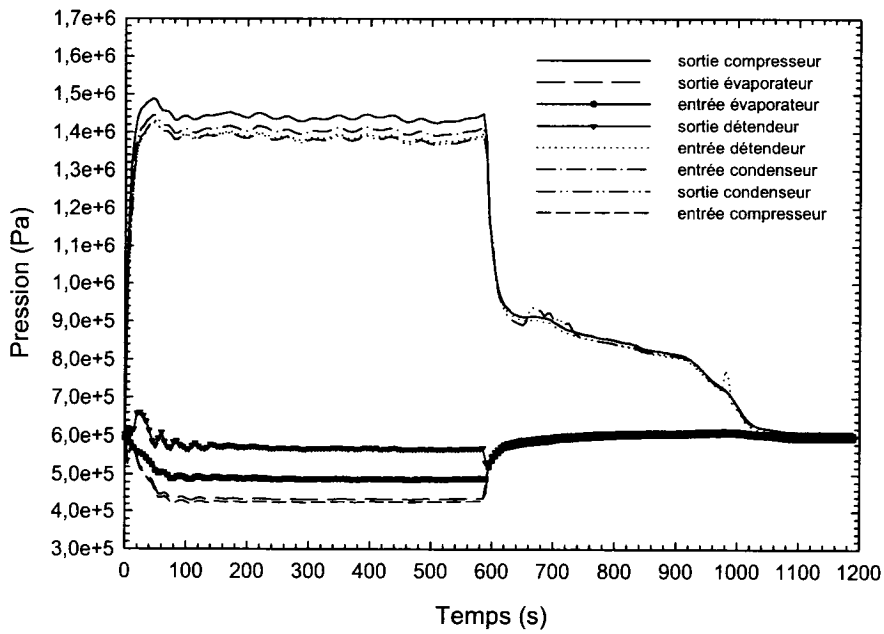


Figure VII.17 : Évolution des pressions du réfrigérant pour le cas CFABVM

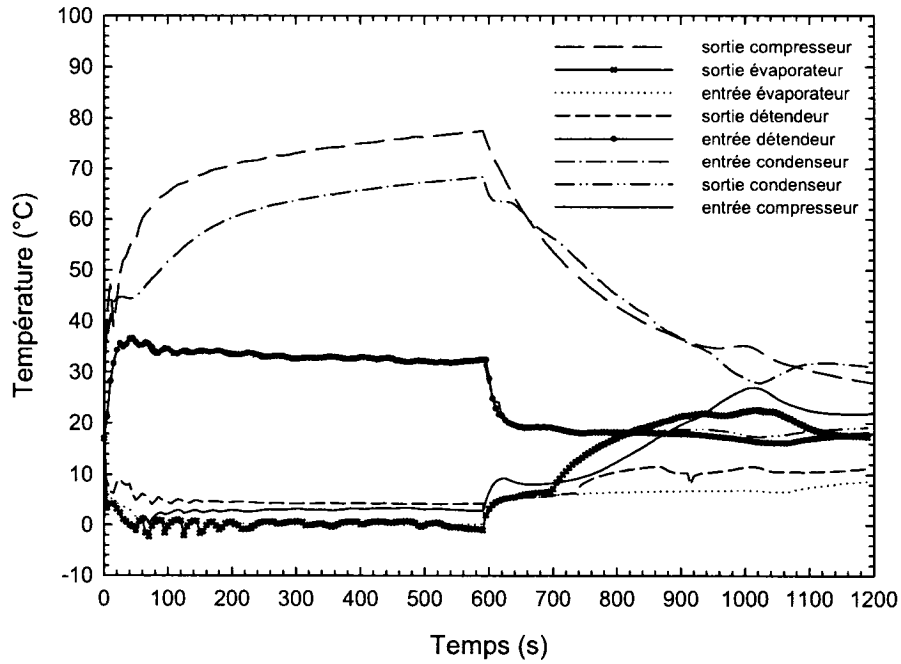


Figure VII.18 : Évolution des températures du réfrigérant pour le cas CFABVM

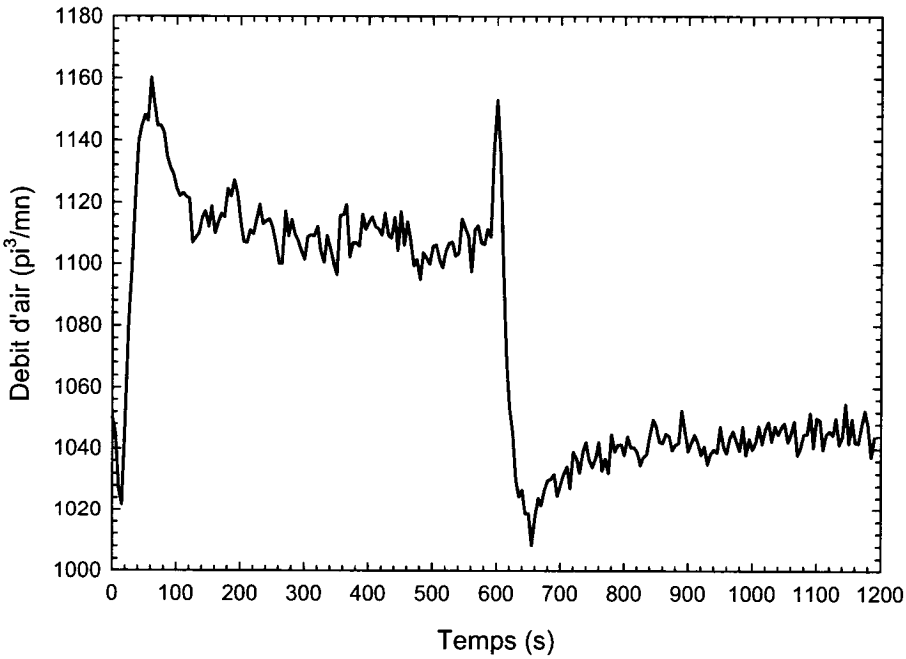


Figure VII.19 : Évolution du débit d'air pour le cas CFABVM

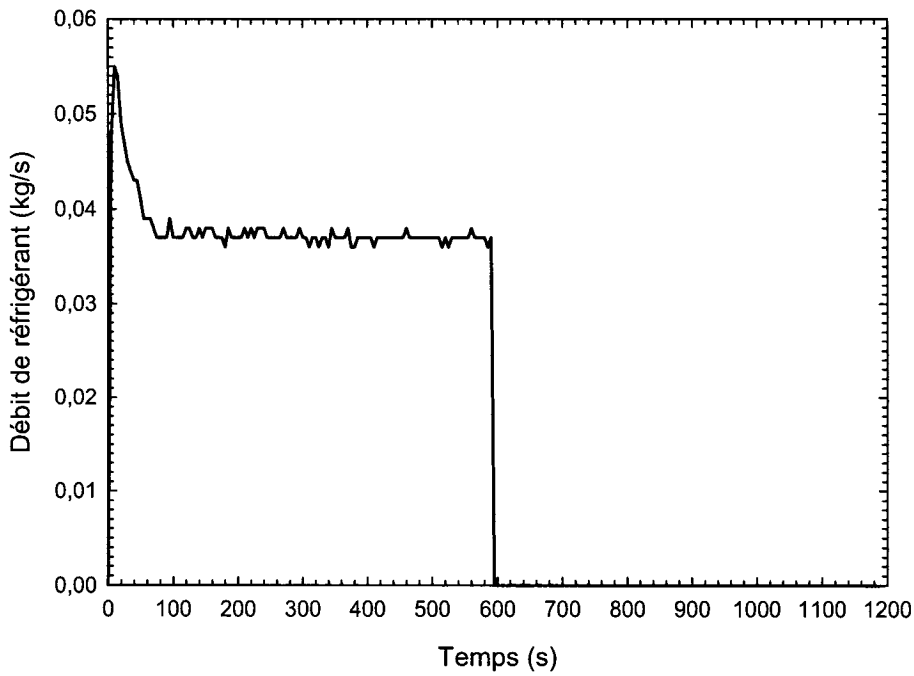


Figure VII.20 : Évolution du débit de réfrigérant côté compresseur pour le cas CFABVM

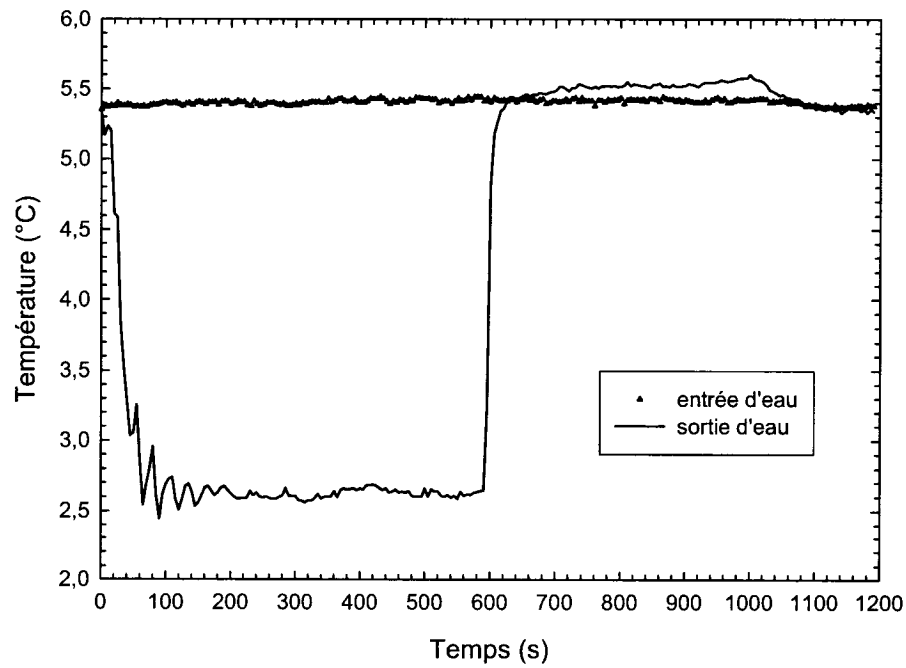


Figure VII.21 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas CFABVM

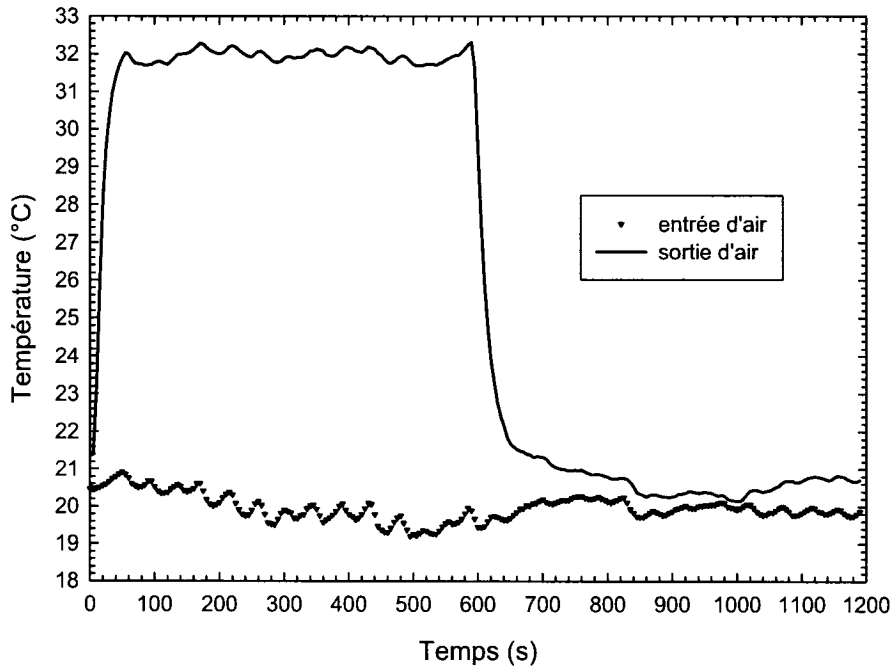


Figure VII.22 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas CFABVM

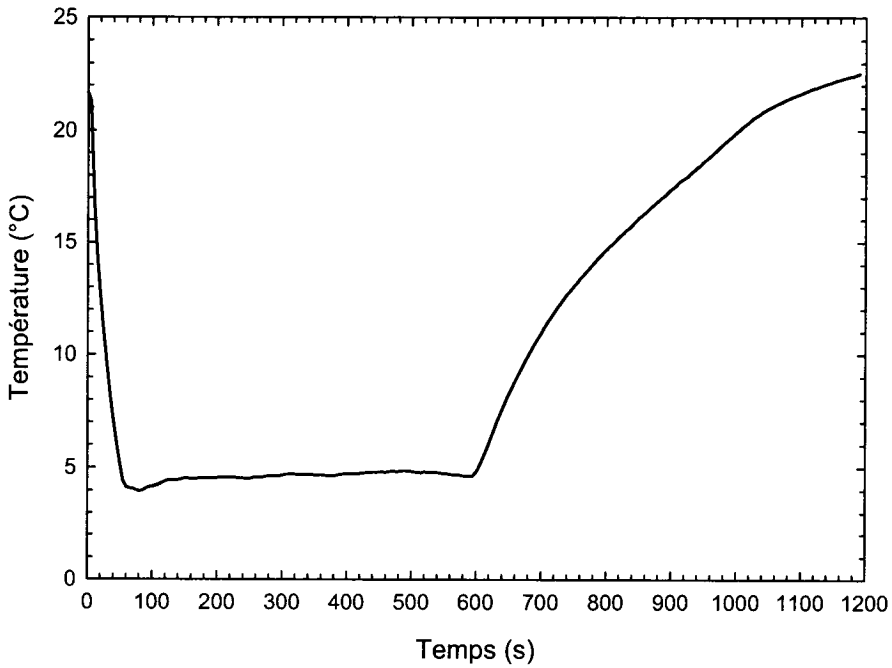


Figure VII.23 : Évolution de la température à la surface du bulbe pour le cas CFABVM

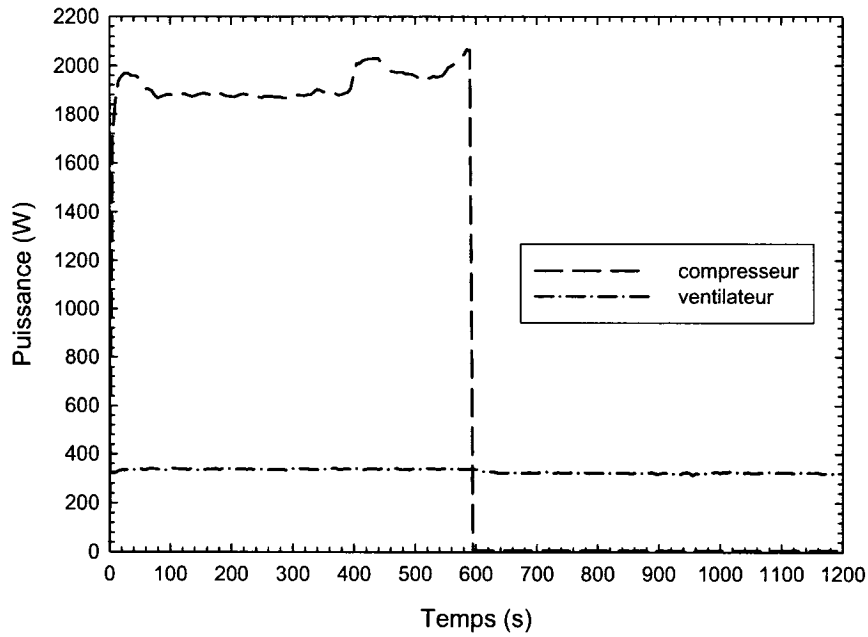


Figure VII.24 : Évolution des puissances côté compresseur et côté ventilateur pour le cas CFABVM

VII.4 Mode chauffage, avec orifice et ventilateur arrêté

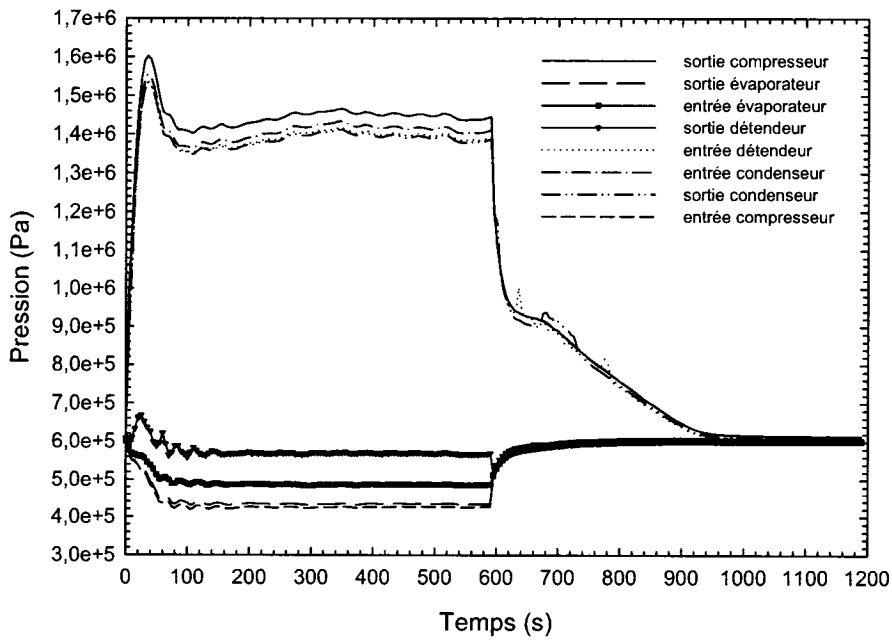


Figure VII.25 : Évolution des pressions du réfrigérant pour le cas CFABVA

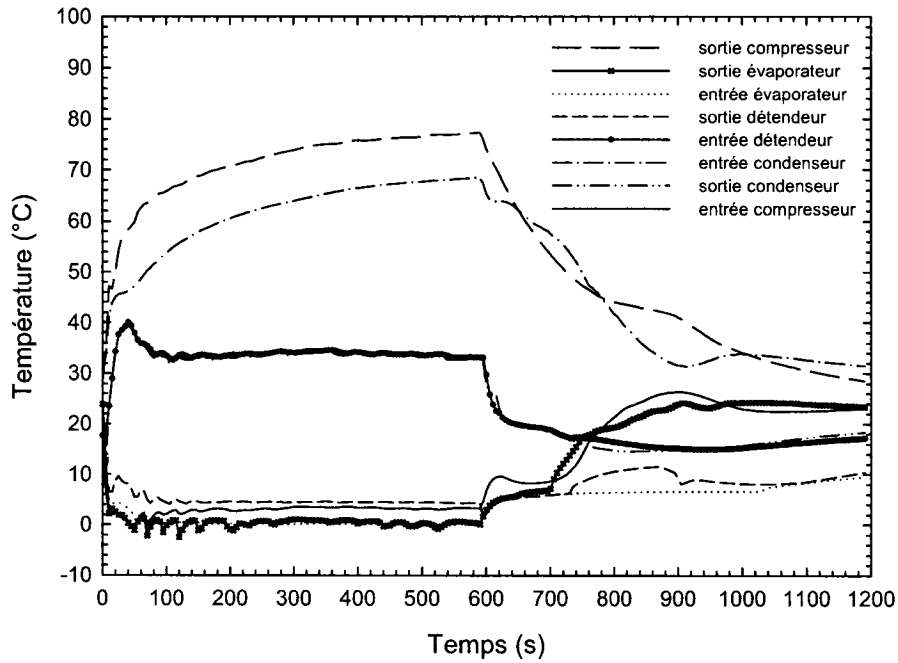


Figure VII.26 : Évolution des températures du réfrigérant pour le cas CFABVA

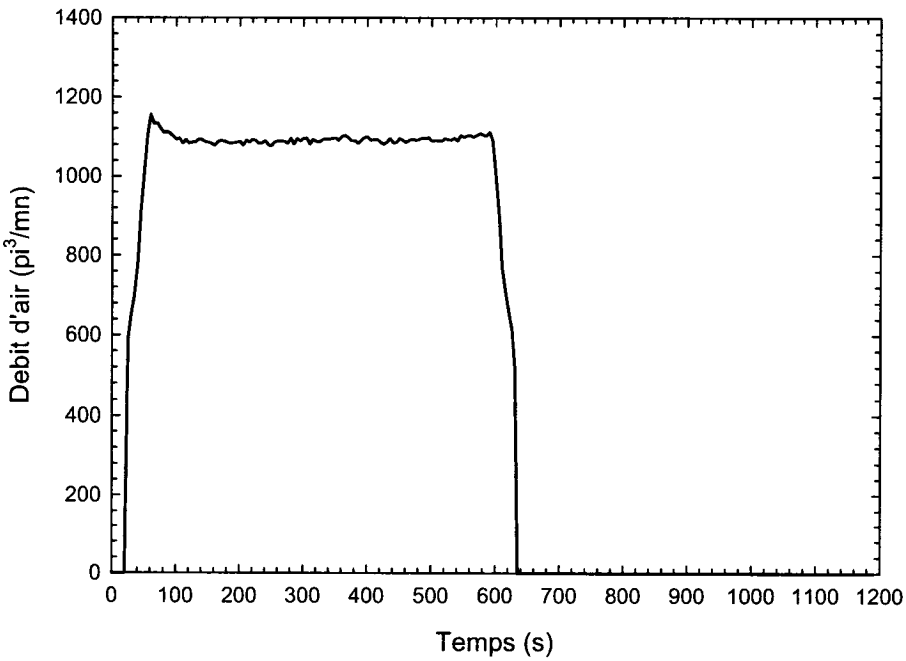


Figure VII.27 : Évolution du débit d'air pour le cas CFABVA

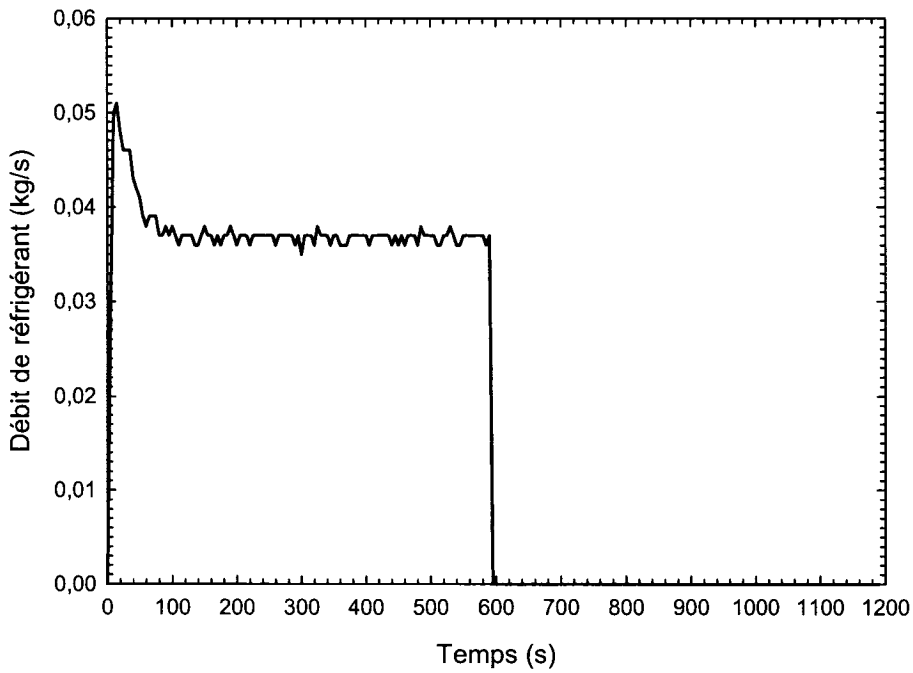


Figure VII.28 : Évolution du débit de réfrigérant côté compresseur pour le cas CFABVA

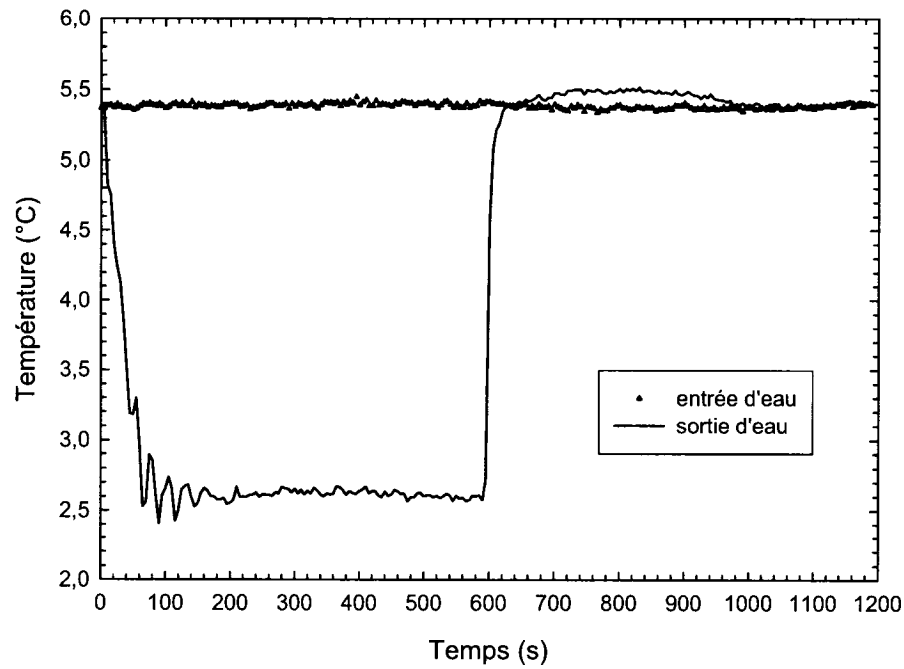


Figure VII.29 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas CFABVA

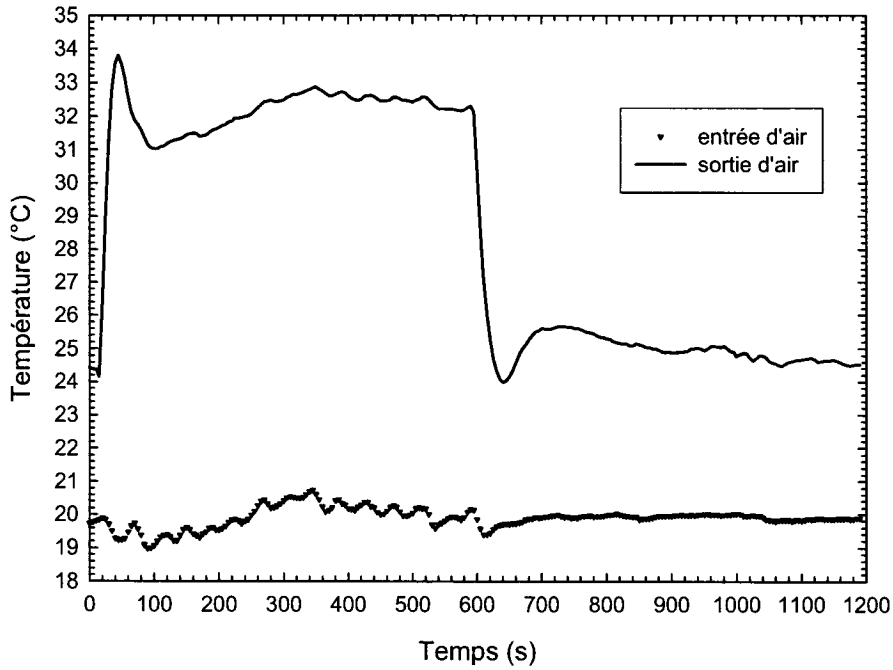


Figure VII.30 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas CFABVA

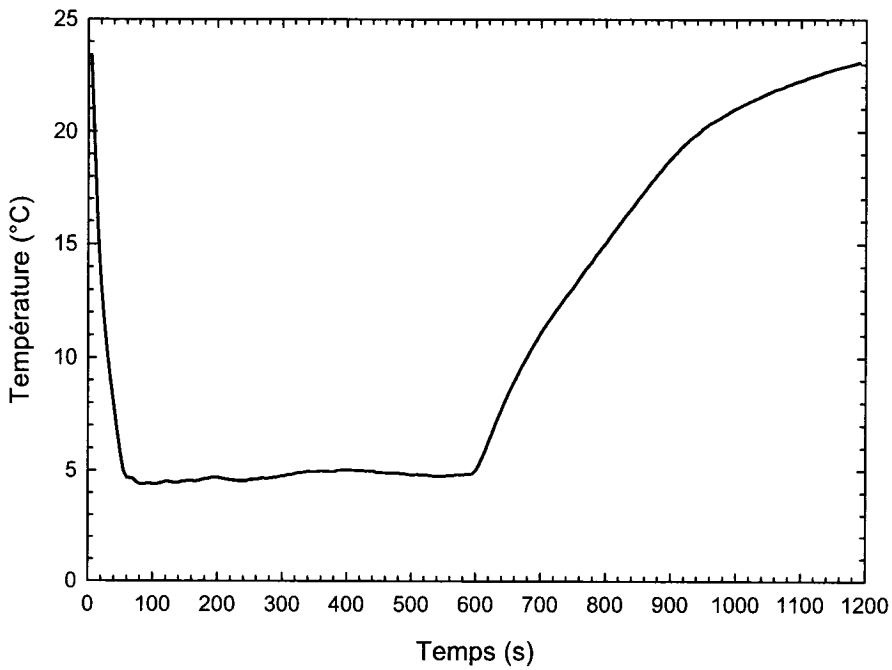


Figure VII.31 : Évolution de la température à la surface du bulbe pour le cas CFABVA

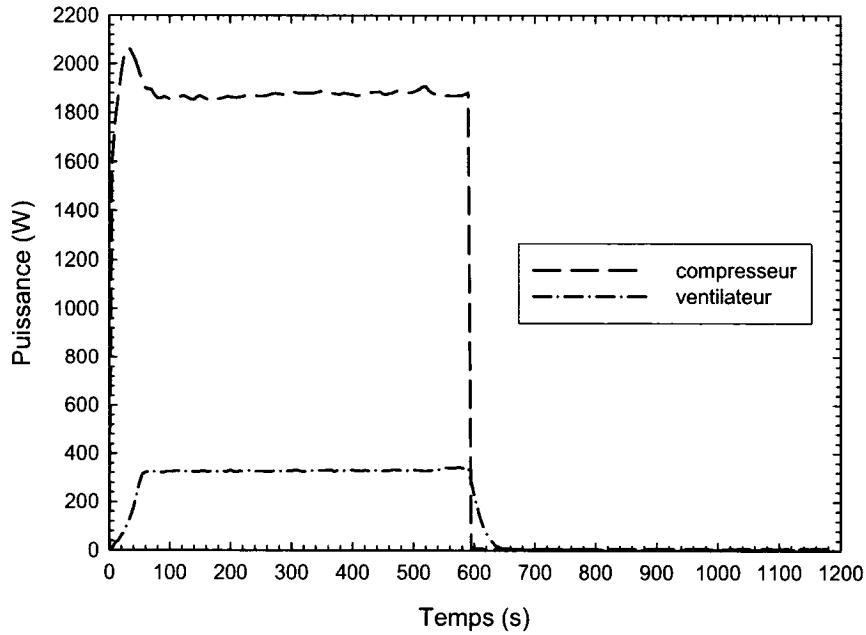


Figure VII.32 : Évolution des puissances côté compresseur et côté ventilateur pour le cas CFABVA

VII.5 Mode refroidissement, sans orifice et ventilateur en marche

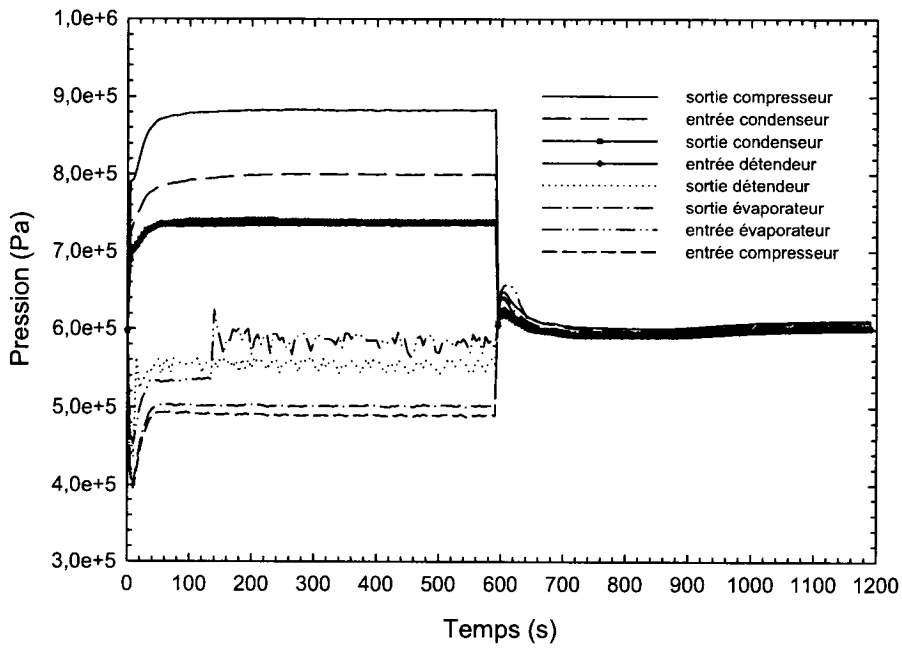


Figure VII.33 : Évolution des pressions du réfrigérant pour le cas RFSBVM

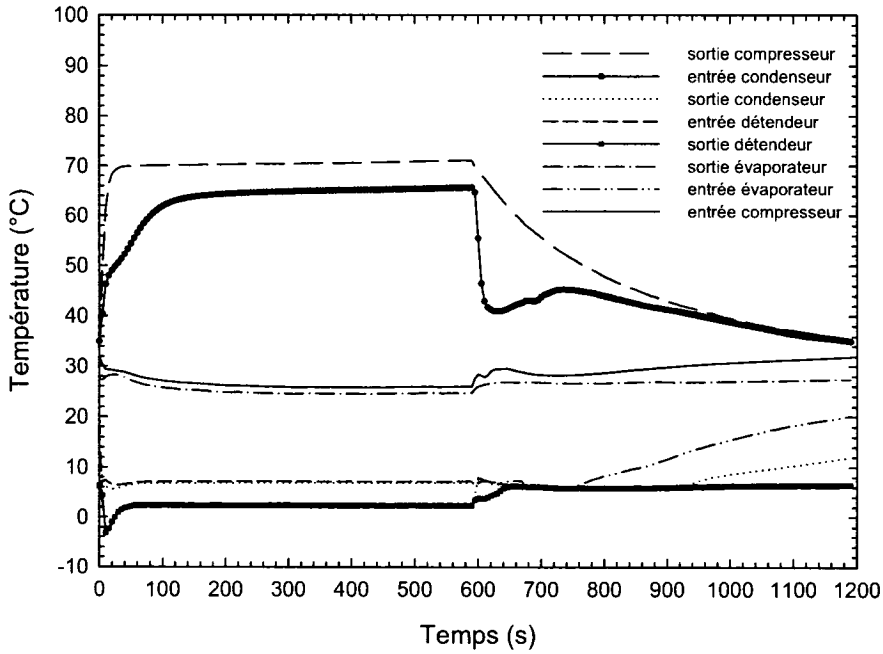


Figure VII.34 : Évolution des températures du réfrigérant pour le cas RFSBVM

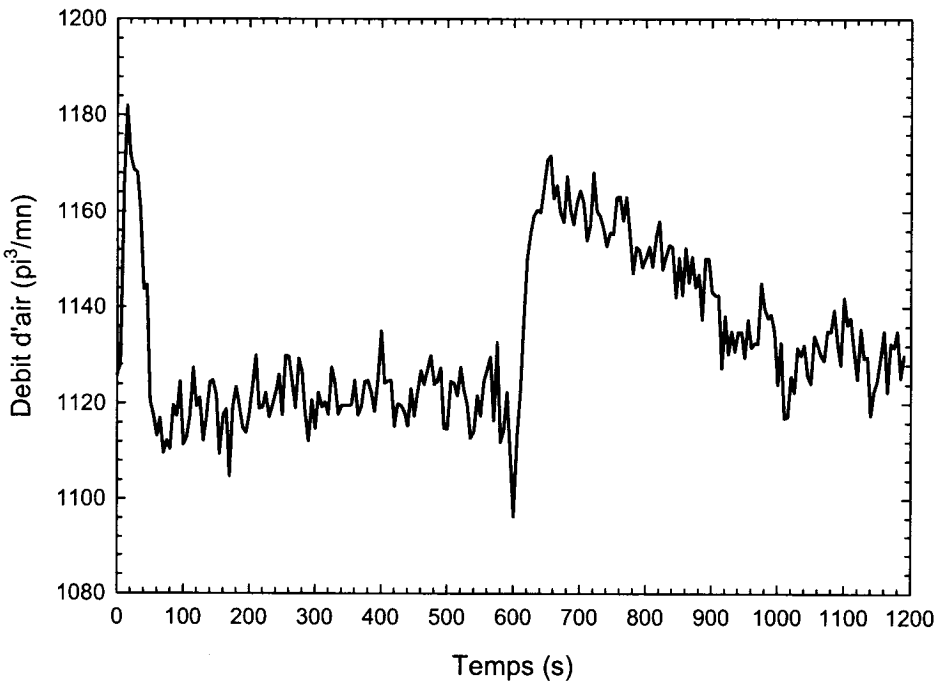


Figure VII.35 : Évolution du débit d'air pour le cas RFSBVM

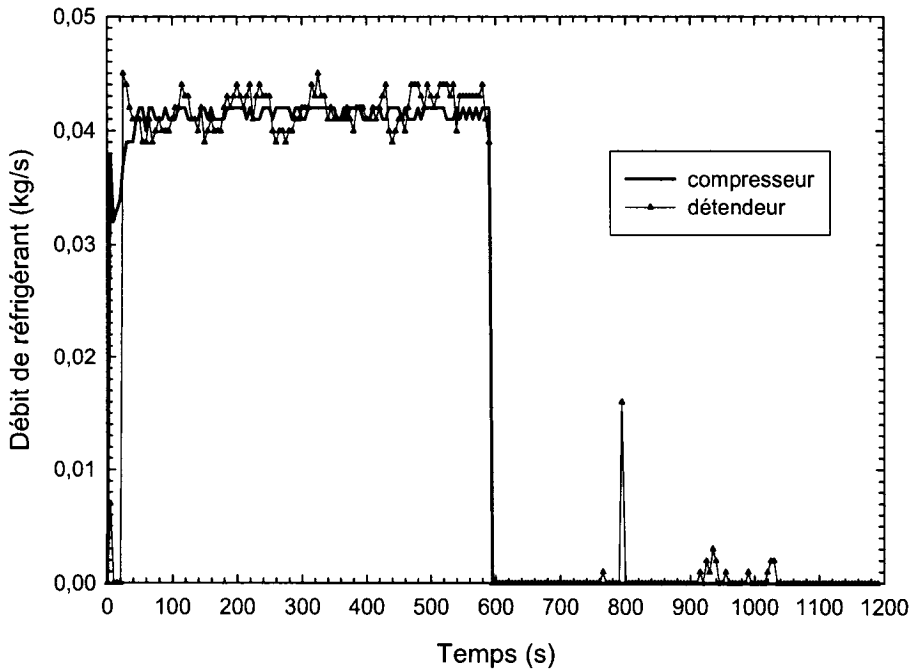


Figure VII.36 : Évolution des débits de réfrigérant pour le cas RFSBVM

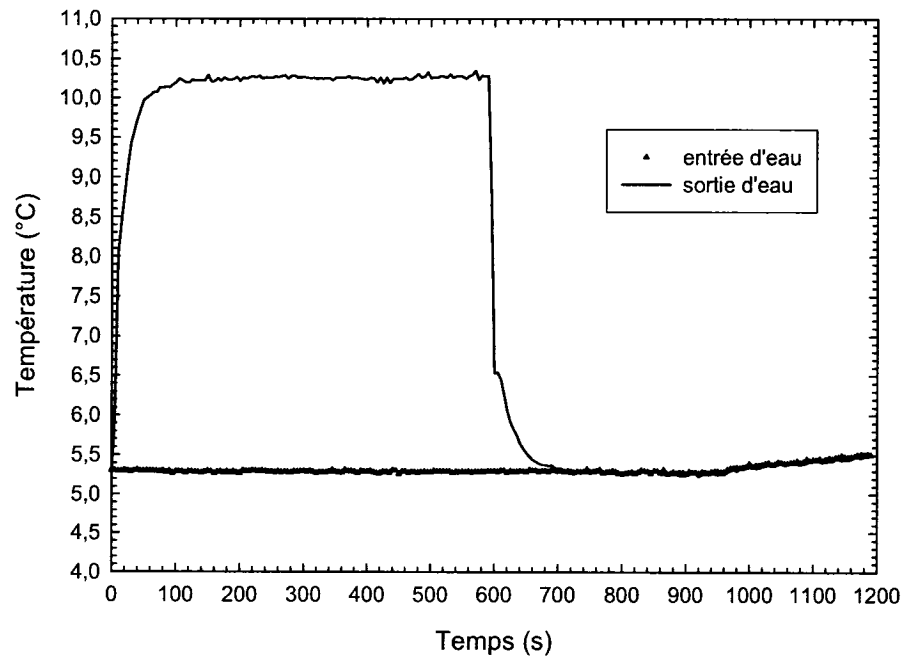


Figure VII.37 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas RFSBVM

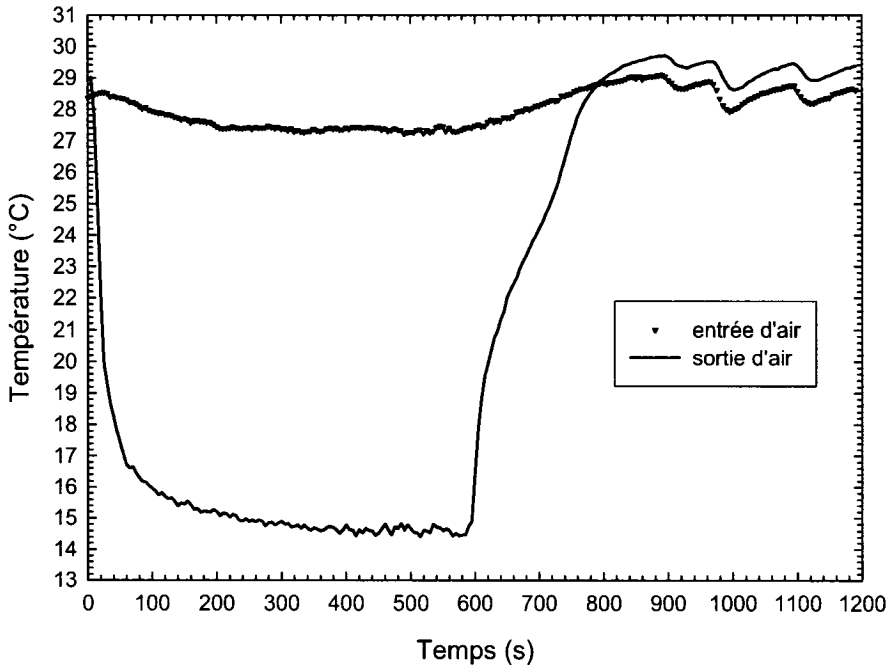


Figure VII.38 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas RFSBVM

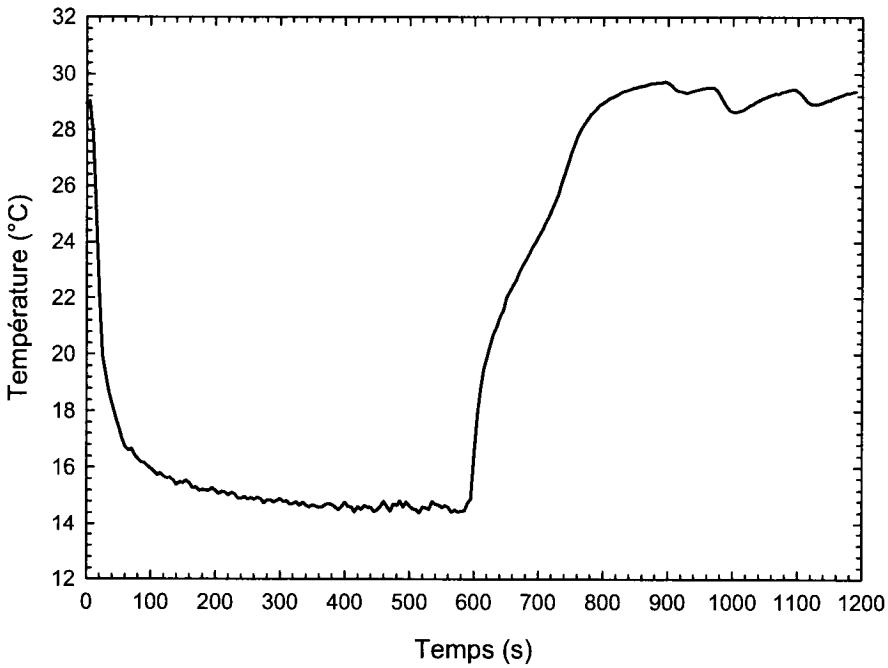


Figure VII.39 : Évolution de la température à la surface du bulbe pour le cas RFSBVM

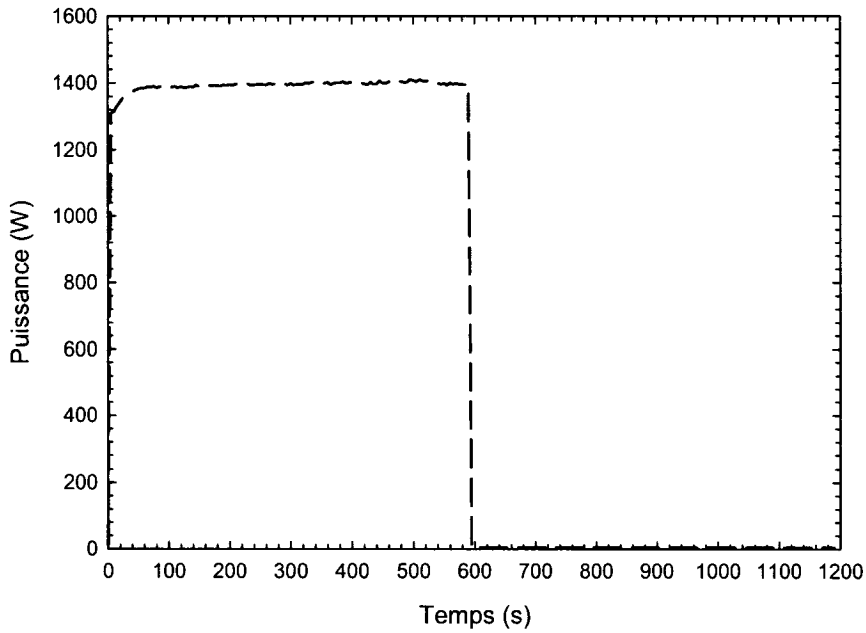


Figure VII.40 : Évolution de la puissance côté compresseur pour le cas RFSBVM

VII.6 Mode refroidissement, sans orifice et ventilateur arrêté

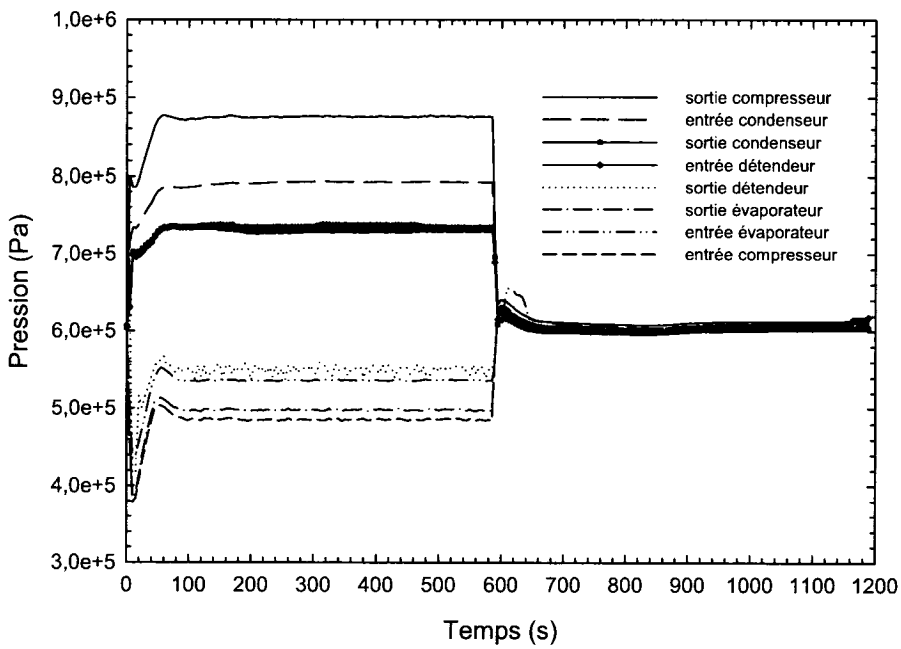


Figure VII.41 : Évolution des pressions du réfrigérant pour le cas RFSBVA

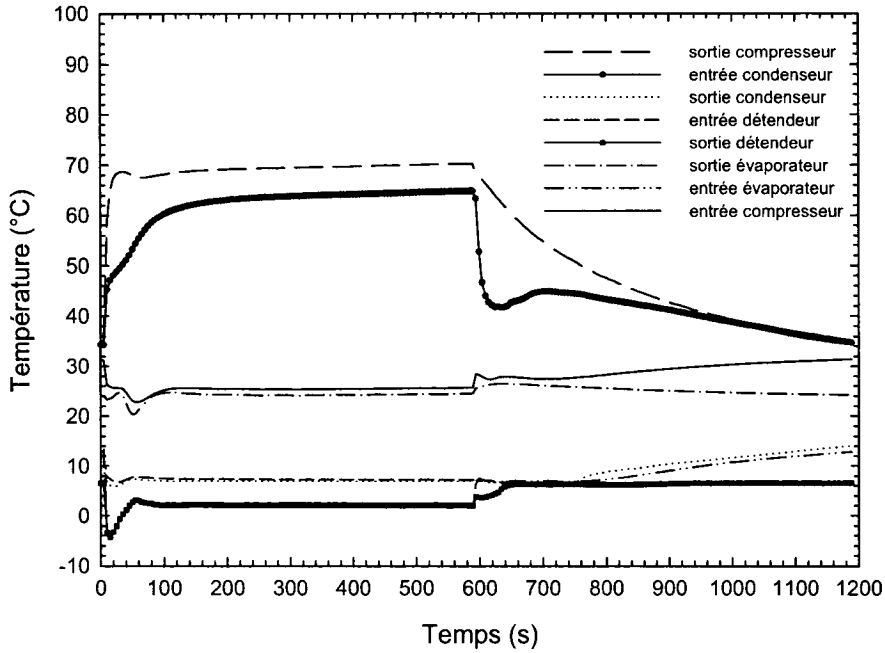


Figure VII.42 : Évolution des températures du réfrigérant pour le cas RFSBVA

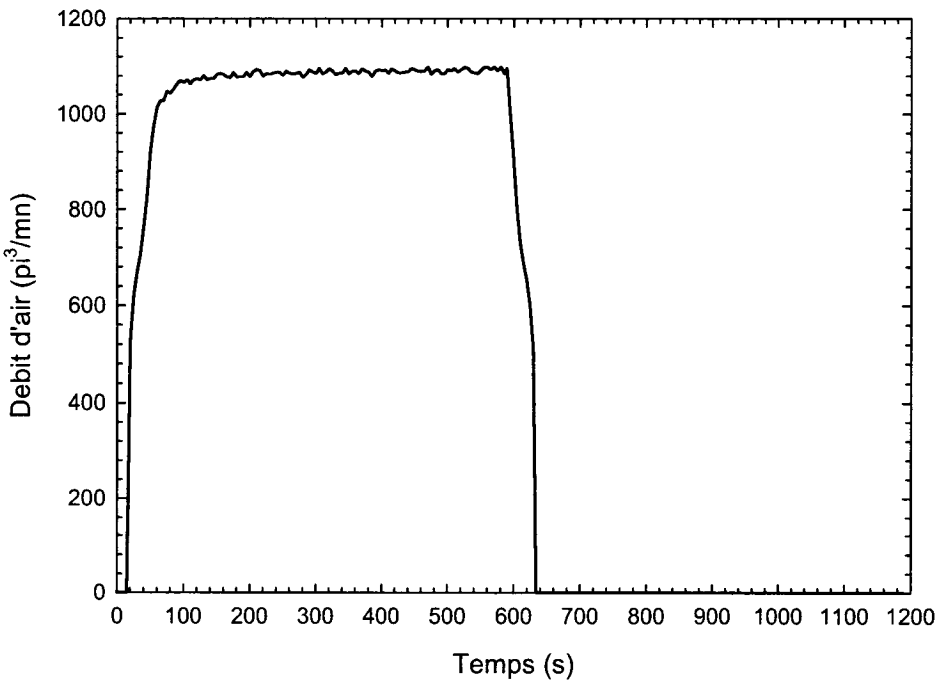


Figure VII.43 : Évolution du débit d'air pour le cas RFSBVA

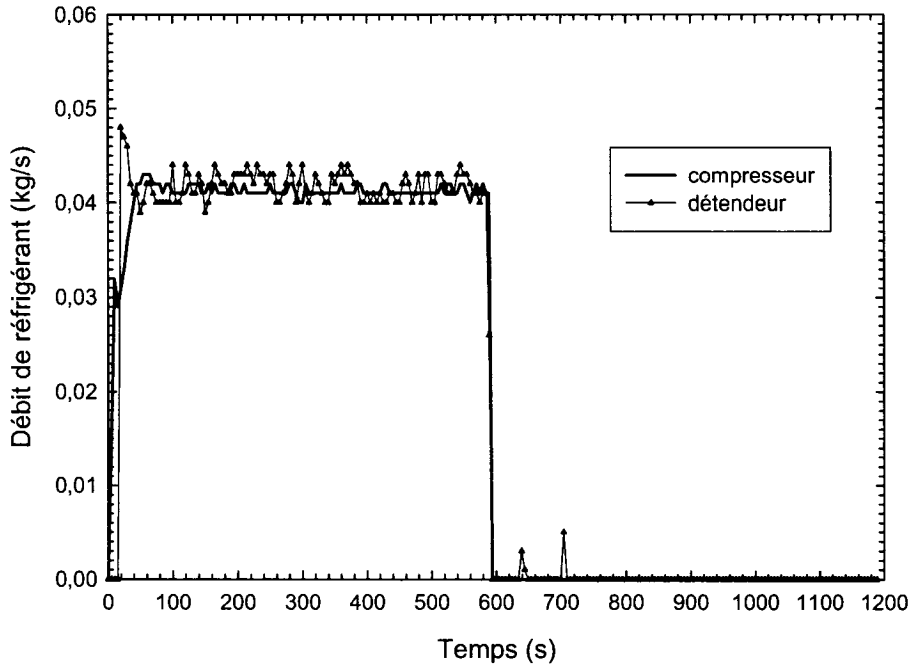


Figure VII.44 : Évolution des débits de réfrigérant pour le cas RFSBVA

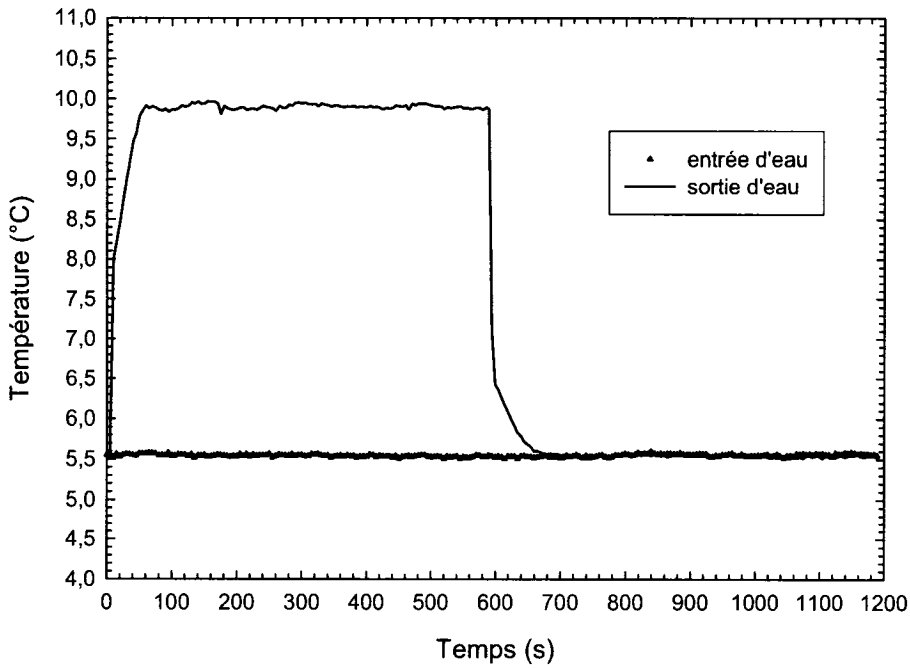


Figure VII.45 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas RFSBVA

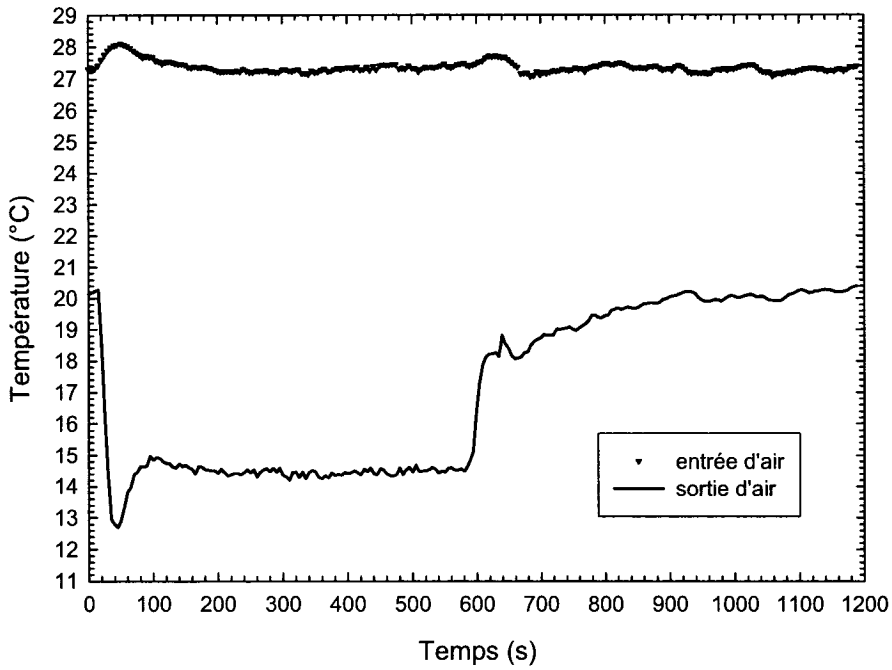


Figure VII.46 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas RFSBVA

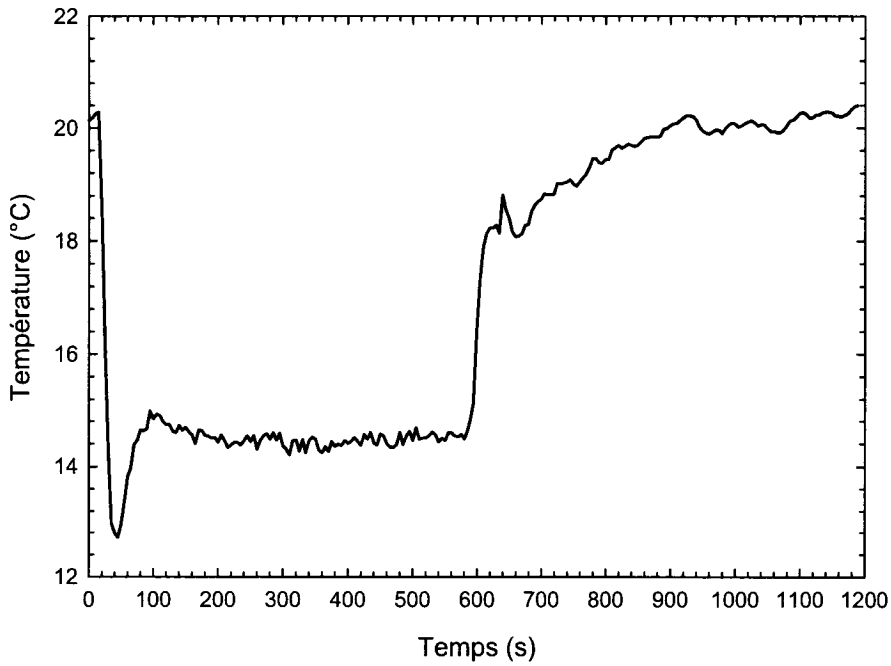


Figure VII.47 : Évolution de la température à la surface du bulbe pour le cas RFSBVA

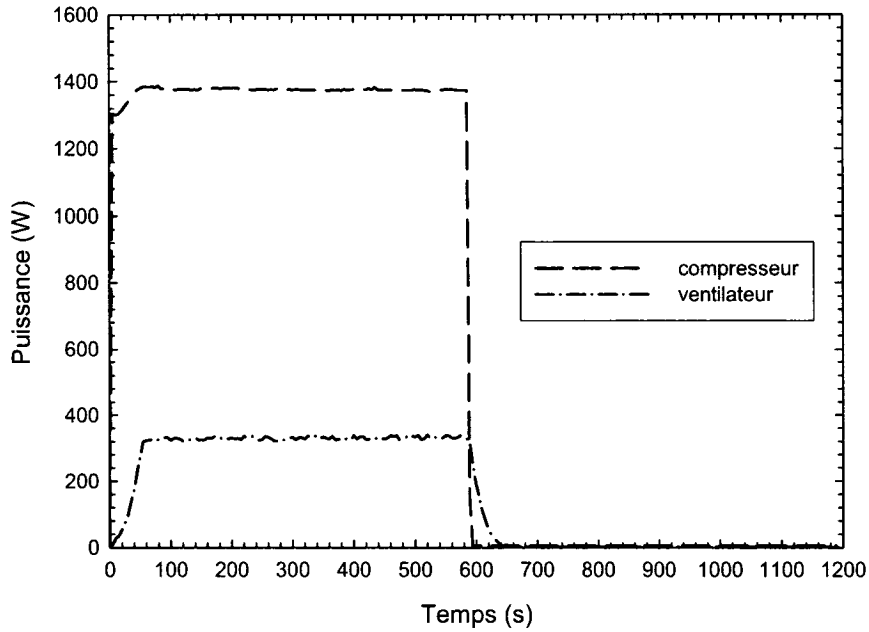


Figure VII.48 : Évolution des puissances côté compresseur et côté ventilateur pour le cas RFSBVA

VII.7 Mode refroidissement, avec orifice et ventilateur en marche

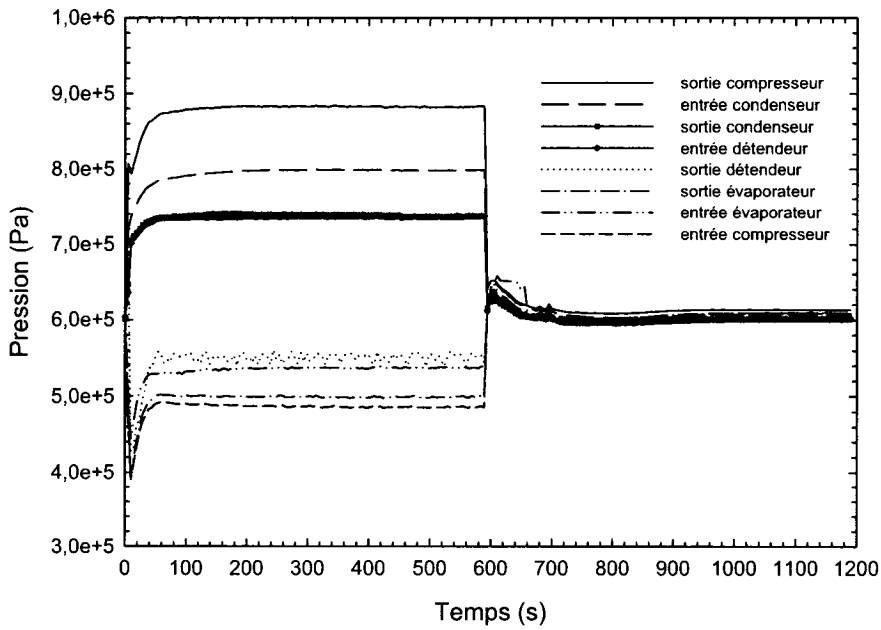


Figure VII.49 : Évolution des pressions du réfrigérant pour le cas RFABVM

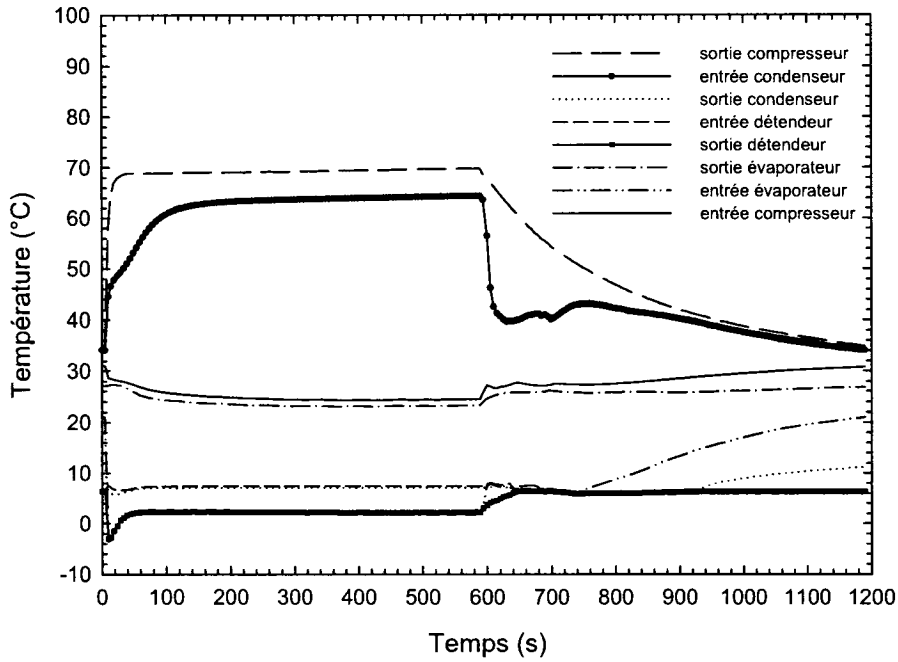


Figure VII.50 : Évolution des températures du réfrigérant pour le cas RFABVM

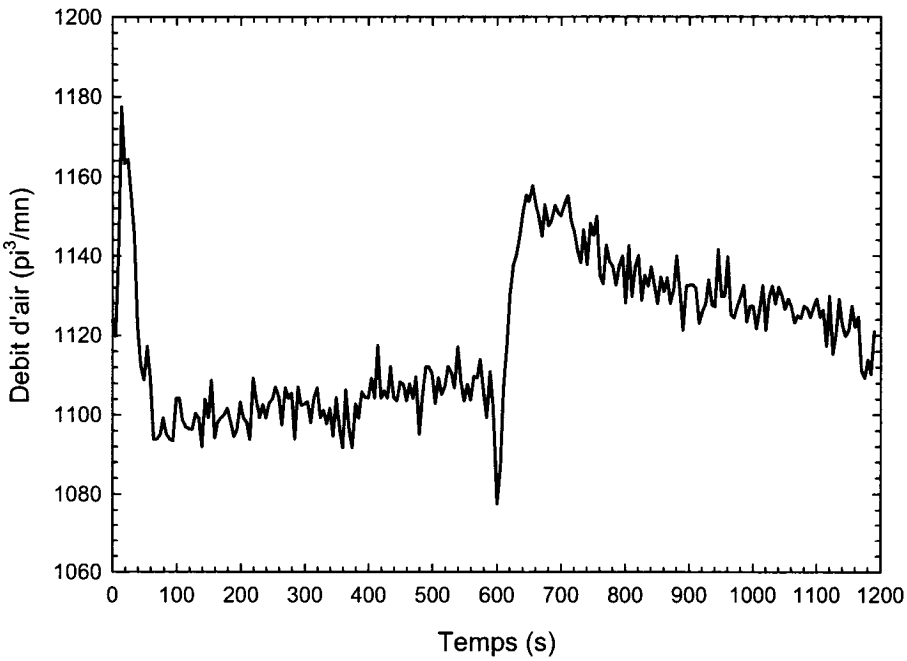


Figure VII.51 : Évolution du débit d'air pour le cas RFABVM

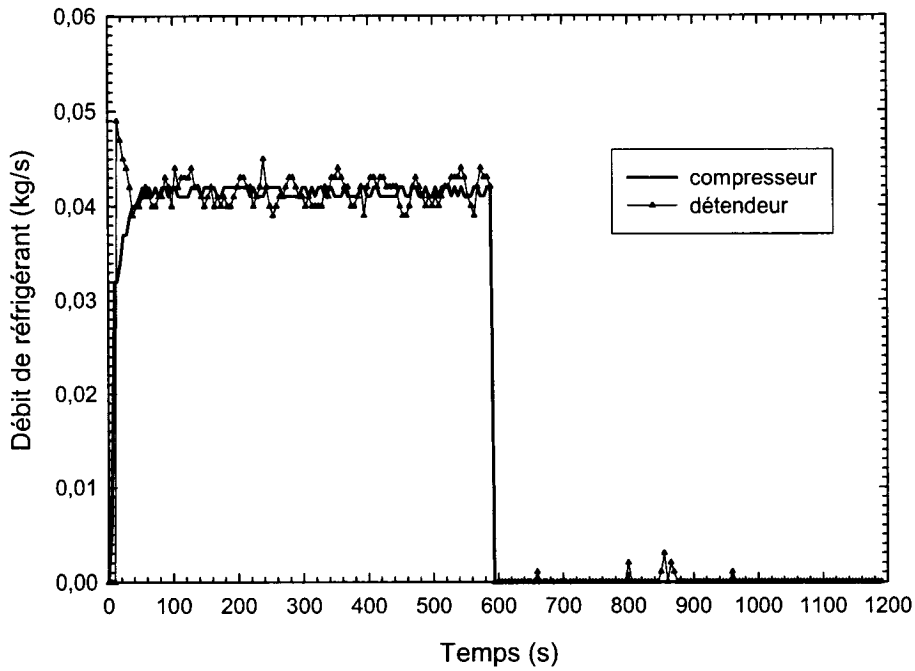


Figure VII.52 : Évolution des débits de réfrigérant pour le cas RFABVM

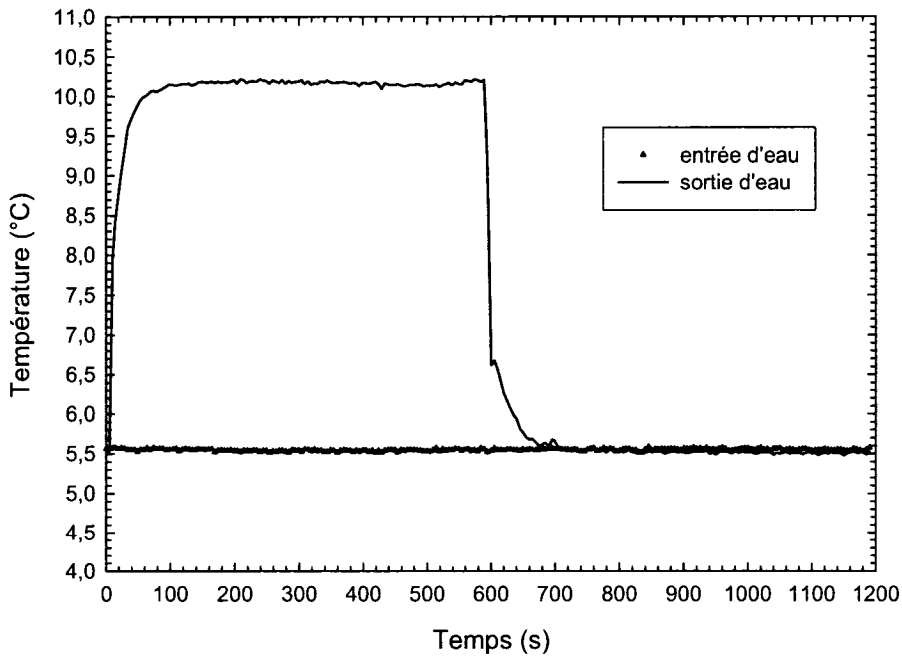


Figure VII.53 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas RFABVM

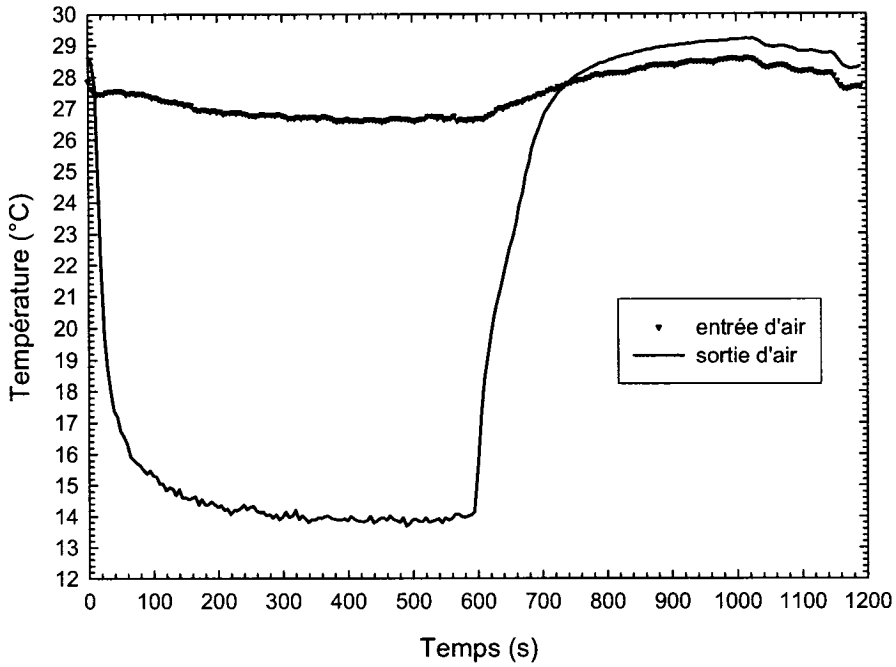


Figure VII.54 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas RFABVM

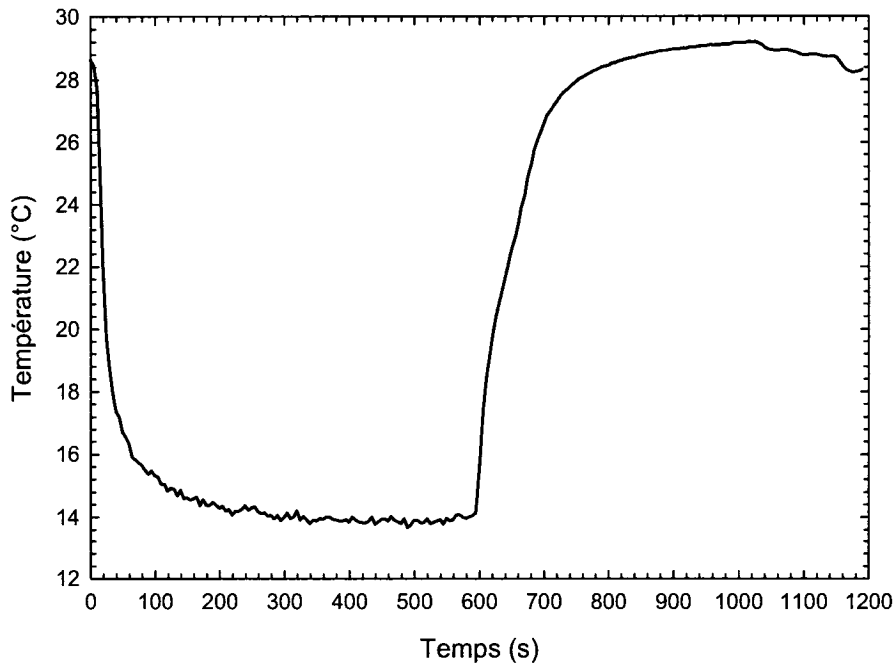


Figure VII.55 : Évolution de la température à la surface du bulbe pour le cas RFABVM

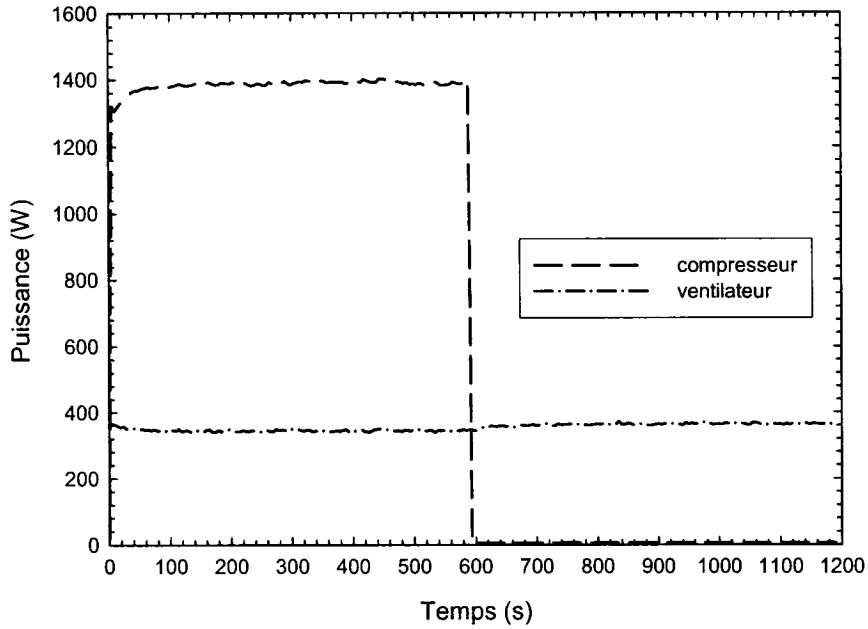


Figure VII.56 : Évolution des puissances côté compresseur et côté ventilateur pour le cas RFABVM

VII.8 Mode refroidissement, avec orifice et ventilateur arrêté

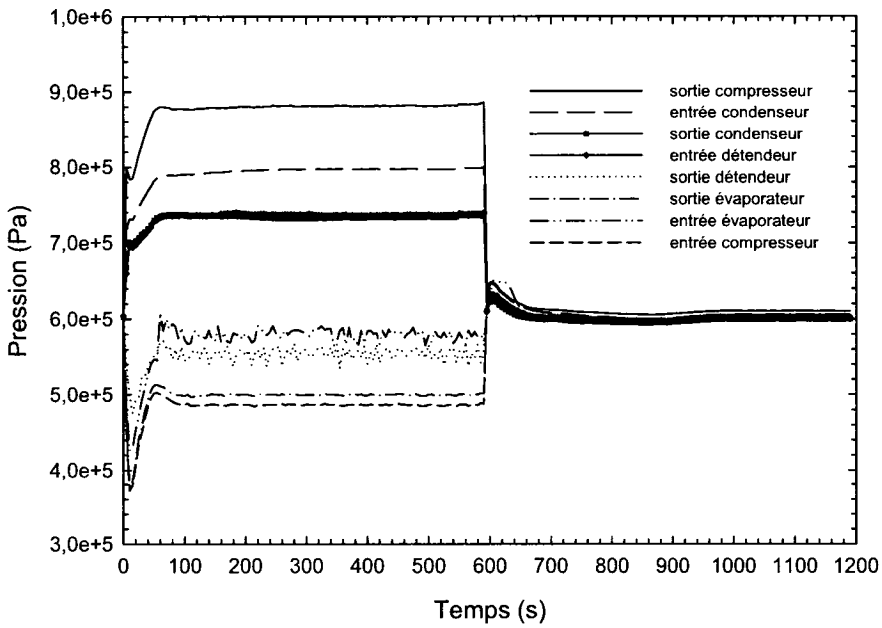


Figure VII.57 : Évolution des pressions du réfrigérant pour le cas RFABVA

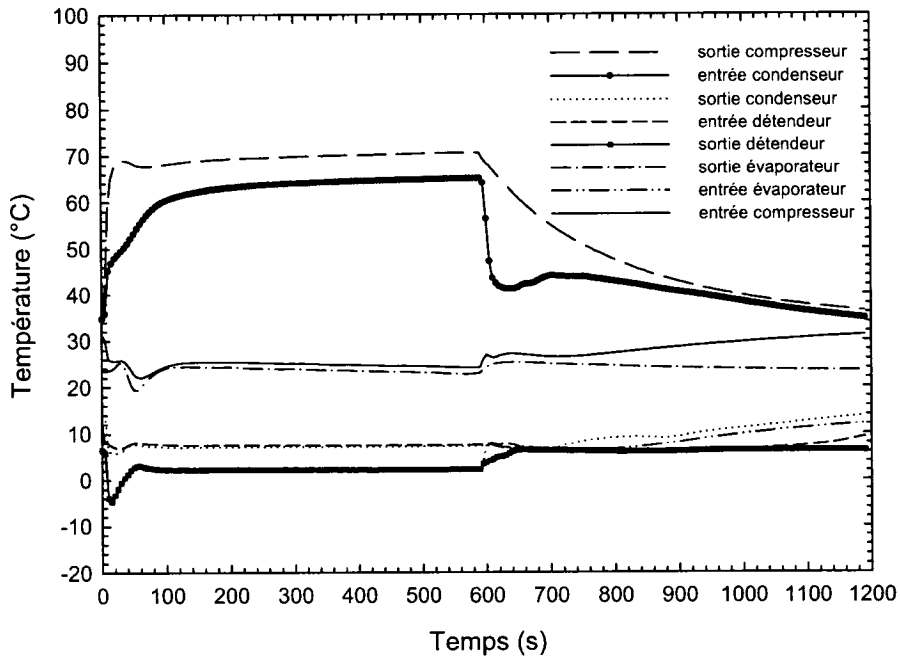


Figure VII.58 : Évolution des températures du réfrigérant pour le cas RFABVA

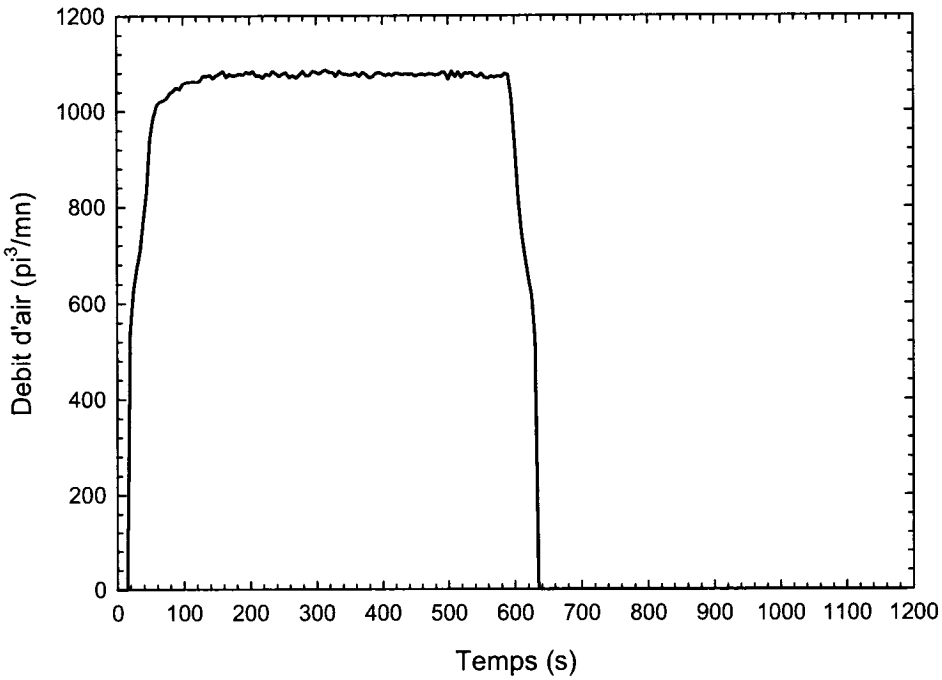


Figure VII.59 : Évolution du débit d'air pour le cas RFABVA

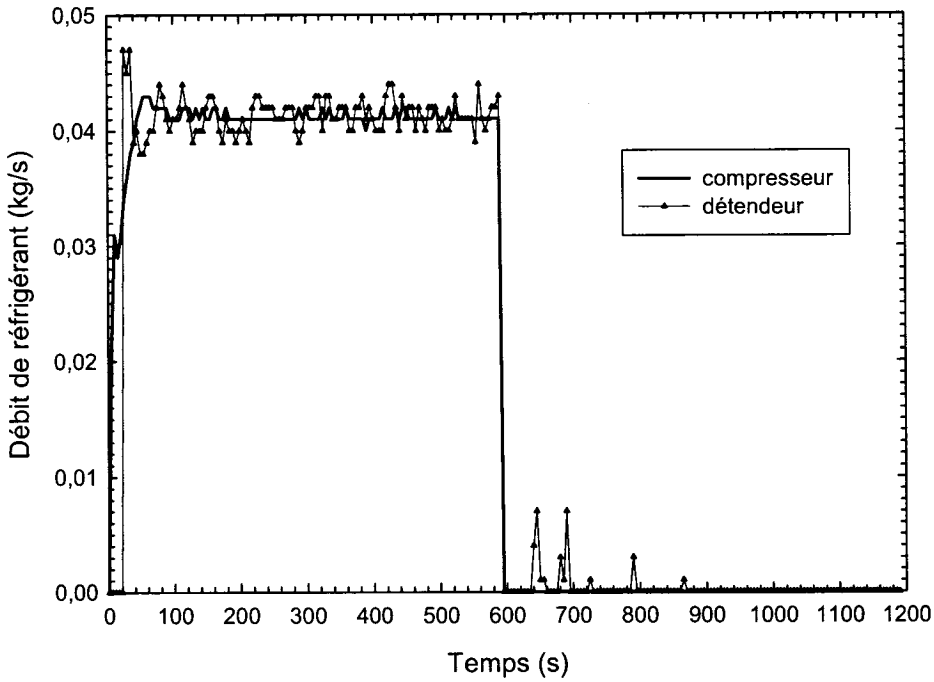


Figure VII.60 : Évolution des débits de réfrigérant pour le cas RFABVA

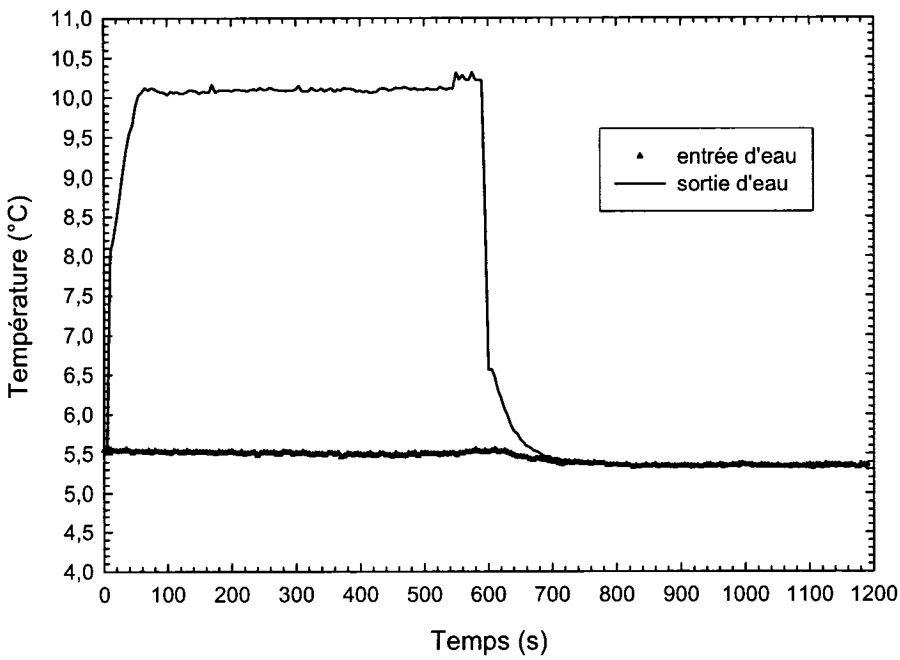


Figure VII.61 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'eau pour le cas RFABVA

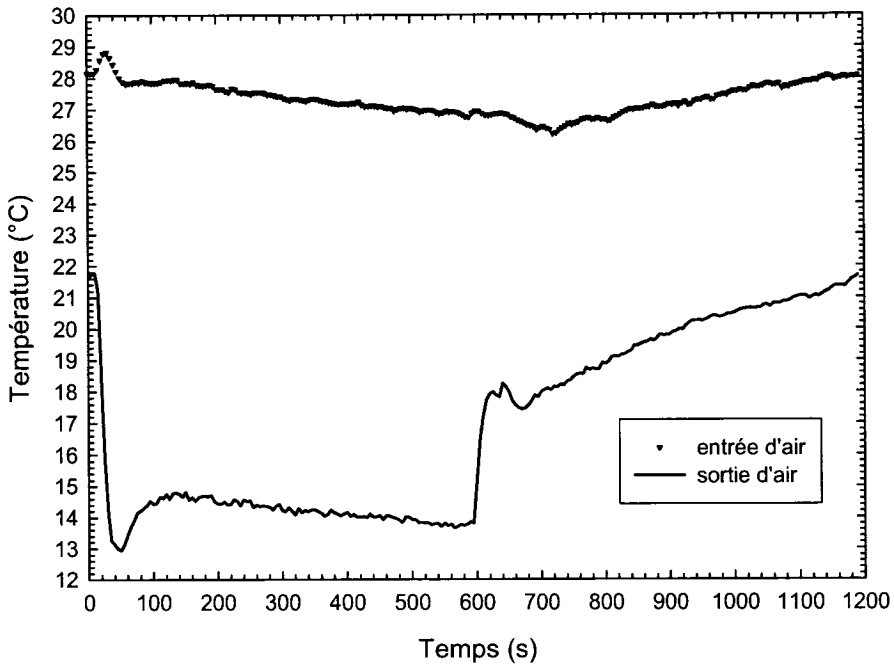


Figure VII.62 : Évolution des températures d'entrée et de sortie de l'air pour le cas RFABVA

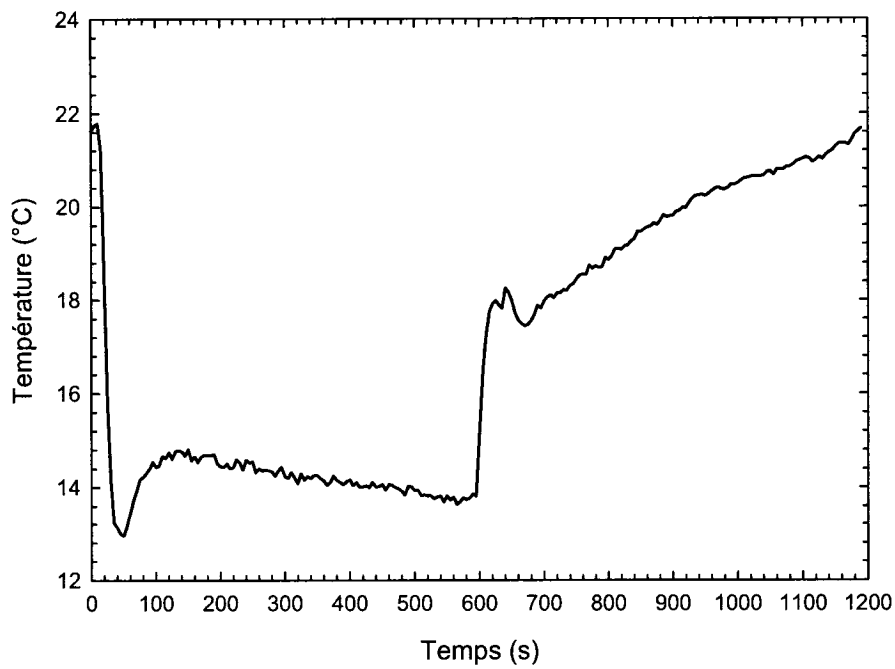


Figure VII.63 : Évolution de la température à la surface du bulbe pour le cas RFABVA

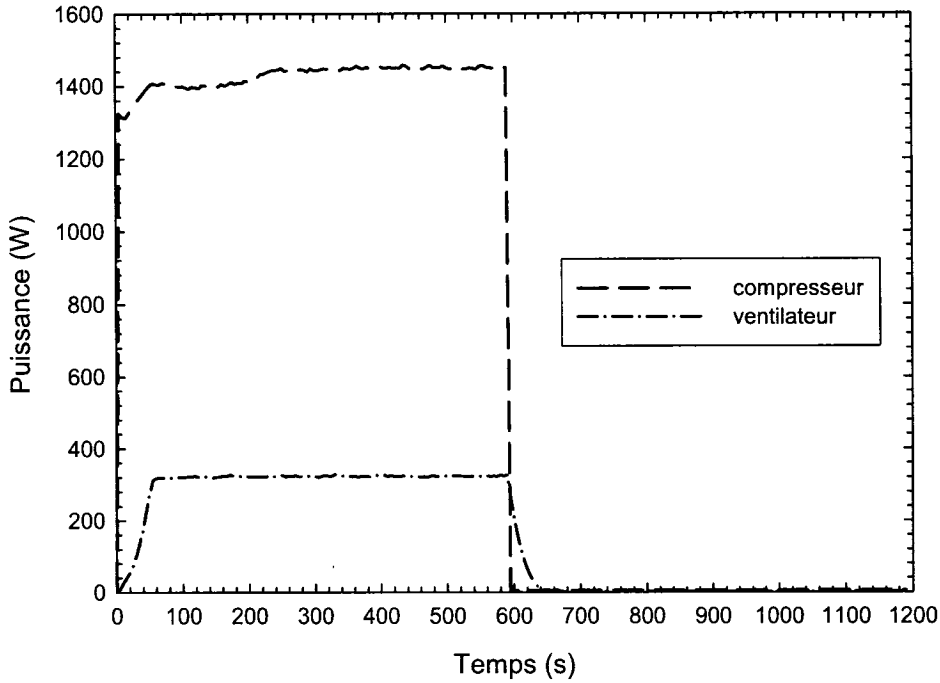


Figure VII.64 : Évolution des puissances côté compresseur et côté ventilateur pour le cas RFABVA