



HAL
open science

Pompe à chaleur haute température pour la réhabilitation des systèmes de chauffage dans le résidentiel

Sami Barbouchi

► **To cite this version:**

Sami Barbouchi. Pompe à chaleur haute température pour la réhabilitation des systèmes de chauffage dans le résidentiel. Sciences de l'ingénieur [physics]. École nationale supérieure des mines de Paris, 2007. Français. NNT : 2007ENMP1648 . tel-03256047

HAL Id: tel-03256047

<https://pastel.hal.science/tel-03256047>

Submitted on 10 Jun 2021

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

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

160178 CCL TH 1254

CONFIDENTIELLE



MINES PARIS
ParisTech

Collège doctoral

ÉCOLE NATIONALE
SUPÉRIEURE DES
MINES
BIBLIOTHÈQUE

N° attribué par la bibliothèque
01E N N P 1648

CONFIDENTIEL

THÈSE

pour obtenir le grade de
Docteur de l'École des Mines de Paris
Spécialité "Énergétique"

présentée et soutenue publiquement par
Sami BARBOUCHI

le 17 décembre 2007

**Pompe à chaleur air/eau haute température pour la réhabilitation du
chauffage dans l'habitat existant**

Directeur de thèse : Denis CLODIC

Jury :

M. M. BERNIER – Ecole polytechnique de Montréal Rapporteur
M. D. FAVRAT – Ecole polytechnique fédérale de Lausanne Rapporteur
M. M. FEIDT – UHP Nancy I..... Rapporteur
M. D. MARCHIO – Ecoles des Mines de Paris..... Examineur
M. J-B. RITZ – EDF R&D..... Examineur
M. D. CLODIC – Ecoles des Mines de Paris..... Examineur

Remerciements

Je tiens d'abord à exprimer ma reconnaissance à Monsieur Denis Clodic, responsable du centre énergétique et procédé de Paris, pour sa confiance, ses conseils et son encadrement de qualité.

Je tiens à remercier Monsieur Michel Bernier, professeur à l'école polytechnique de Montréal, Monsieur Daniel Favrat, professeur à l'école polytechnique fédéral de Lausanne, ainsi que Monsieur Michel Feidt, professeur à l'université Henri Poincaré Nancy 1 pour l'honneur qu'ils m'ont fait d'être rapporteurs de ce mémoire.

Je remercie également Monsieur Dominique Marchio, professeur à l'école des Mines de Paris et Monsieur Jean-Benoît Ritz, ingénieur de recherche à EDF R&D, pour avoir acceptés d'être membres du jury.

Je tiens aussi à remercier les nombreuses personnes avec qui j'ai pu travailler durant ces trois ans de thèse et tout particulièrement Jean-Benoît, Bernard et Michel qui ont toujours été là pour m'aider et me soutenir dans la bonne humeur.

Enfin je remercie ma mère, mon père et mon frère Ouissem ; qu'ils sachent que je les aime profondément.

Sommaire

Sommaire	5
Nomenclature.....	9
Introduction générale.....	13
Chapitre 1. Contexte et cadre de l'étude.....	15
1.1. Contexte général.....	16
1.1.1. Les enjeux de l'efficacité énergétique.....	16
1.1.2. Emission de CO ₂	18
1.1.3. Le marché du chauffage résidentiel	19
1.2. Une solution pour faire de l'efficacité énergétique et réduire les émissions de CO ₂	21
1.2.1. Evolution des ventes des pompes à chaleur dans le secteur résidentiel en France	21
1.2.2. Fonctionnement d'une pompe à chaleur	22
1.2.3. Les performances d'une pompe à chaleur.....	23
1.2.4. Limite de fonctionnement d'une pompe à chaleur classique.....	25
1.2.5. Les gains en émissions de CO ₂	26
1.2.6. Les gains énergétiques	30
1.3. Les contraintes de la réhabilitation des systèmes de chauffage	31
1.3.1. La météo en France	31
1.3.2. L'habitat.....	32
1.3.3. Les émetteurs de chaleur du secteur résidentiel	35
1.3.4. La loi d'eau	37
1.4. Conclusions	42
Bibliographie.....	44
Chapitre 2. Pompe à chaleur à haut taux de compression et à haute performance.....	46
2.1. Les compresseurs volumétriques	47
2.1.1. Choix d'un compresseur volumétrique	47
2.1.2. Comparaison avec des résultats d'essais.....	49
2.2. Les solutions thermodynamiques pour un écart important de température entre la source froide et le puits chaude	51
2.2.1. Système mono-étagé (1 étage de compression)	51
2.2.2. Système bi-étagé (2 étages de compression).....	51
2.2.3. Système multi-étagé	57
2.3. Haute performance sur une grande plage de température d'air extérieur : la puissance variable	60
2.3.1. Deux compresseurs et trois niveaux de puissance	60
2.3.2. Les compresseurs à vitesse variable.....	60
2.3.3. La variation de composition	60
2.4. Sélection d'un fluide frigorigène	61
2.4.1. Les fluides frigorigènes pour la pompe à chaleur	61
2.4.2. Les prescriptions de la norme et les critères de sélection	62
2.4.3. Méthode AHP.....	65
2.5. Dimensionnement des compresseurs sur un cycle bi étagé à refroidissement intermédiaire.....	68
2.5.1. Point de dimensionnement	68

2.5.2. Hypothèses de calcul.....	68
2.5.3. Critère de dimensionnement.....	70
2.5.4. Calcul de vérification après la sélection des compresseurs.....	74
2.6. Conclusions	78
Bibliographie.....	80
Chapitre 3. Dimensionnement, simulation et performances d'une pompe à chaleur bi-étagée avec échangeur de sous-refroidissement.....	82
3.1. Le point de dimensionnement des échangeurs.....	83
3.2. Modélisation des échangeurs en régime permanent.....	84
3.2.1. Evaporateur : Batterie à ailettes	84
3.2.2. Condenseur et économiseur : échangeur à plaques.....	100
3.3. Détendeur	109
3.3.1. Modélisation du détendeur en régime permanent	109
3.3.2. Détermination des coefficients PID du détendeur.....	109
3.4. Régulation de la pompe à chaleur	111
3.4.1. Gestion marche/arrêt de la pompe à chaleur	111
3.4.2. Gestion de l'huile	111
3.4.3. Gestion marche/arrêt du dégivrage	111
3.5. Modélisation des cycles mono-étagé et bi-étagé.....	112
3.6. Comparaison de résultats d'essais et de résultats par simulation.....	113
3.6.1. Résultats expérimentaux	113
3.7. Ecart entre les essais et la simulation	120
3.8. Conclusions	122
Bibliographie.....	124
Chapitre 4. Calcul et amélioration du COP saisonnier par la puissance variable.....	128
4.1. Modélisation du système : maison individuelle, système de chauffage et climat extérieur.....	129
4.1.1. Calcul du COP saisonnier	129
4.1.2. Climat extérieur.....	130
4.1.3. Modèle de la maison: R3C2.....	131
4.1.4. Emetteurs de chaleur : le radiateur.....	132
4.1.5. La pompe à chaleur	134
4.1.6. La régulation	138
4.2. Résultats	138
4.2.1. Calcul de la puissance calorifique et du COP selon la loi d'eau.....	138
4.2.2. Simulations.....	140
4.2.3. Etude de sensibilité : météorologie de la ville de Nancy en tenant compte des pertes par givrage/dégivrage.	144
4.3. Optimisation des performances par la vitesse variable	148
4.3.1. Pompe à chaleur avec deux compresseurs à vitesse variable.....	148
4.3.2. Taux de compression optimum	152
4.3.3. Réduction de puissance	154
4.3.4. Perte par givrage/dégivrage.....	155
4.3.5. Pertes par cyclage.....	156
4.3.6. Le gain en augmentant le nombre de niveaux de puissance	159
4.4. Conclusions	162
Bibliographie.....	163

Conclusions générales et perspectives	165
Annexe A. Recherche bibliographique sur les corrélations	167
Annexe B. Géométrie des évaporateurs	175
Annexe C. Calcul d'incertitudes	177
Annexe D. Plan d'expérience.....	179
Annexe E. Détermination des rendements compresseurs à partir des données du constructeur.	181
Annexe F. Organigrammes de calcul.....	183
Annexe G. Météorologie de différentes villes de France.....	187
Annexe H. Justification de l'approximation d'une moyenne logarithmique par une moyenne arithmétique.	187
Annexe I. Analyse exergetique à partir de résultats de simulation	189

Nomenclature

Symbole	Description	Unité
A	Surface	m ²
b	Espace interplaque	m
C	Capacité thermique	J.K ⁻¹
C _r	Rapport des débits de capacités	-
c _p	Capacité thermique massique	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹
C _{ph}	Nombre de cycles par heure	h ⁻¹
d	Diamètre	m
D _h	Diamètre hydraulique	m
f	Facteur de frottement	-
F _{on}	Fraction de temps de marche sur un cycle	-
g	Constante de gravitation terrestre	m.s ⁻²
G	Vitesse massique	kg.m ⁻² .s ⁻¹
GV	Coefficient de déperdition thermique	W.K ⁻¹
h	Enthalpie massique	kJ.kg ⁻¹
h _{lg}	Chaleur latente	kJ.kg ⁻¹
K	Coefficient global d'échange thermique	W.K ⁻¹ .m ⁻²
KS	Conductance de l'émetteur	W.K ⁻¹
l	Largeur	m
L	Longueur	m
m	masse	kg
ṁ	Débit massique	kg.s ⁻¹
n	Nombre de tours par seconde	tr.s ⁻¹
N	Nombre de	-
P	Pression	kPa
P	Puissance	W
P _d	Hauteur de vague	m
p _f	Pas d'ailettes	m
P _m	Périmètre mouillé	m
Q̇	Puissance thermique	W
r	Rayon	m
R	Résistance thermique	K.W ⁻¹
s	Entropie massique	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹
T	Température	°C
ΔT _m	Ecart de température logarithmique ou arithmétique	°C ou K
u	Vitesse	m.s ⁻¹
U	Coefficient d'échange thermique	W.K ⁻¹ .m ⁻²
v	Volume massique	m ³ .kg ⁻¹
V	Volume	m ³
Ṃ	Volume balayé	m ³ /h
Ẃ	Puissance	W
x	Titre massique en vapeur	kg/kg
X	Pas entre tubes	m
w	Travail massique	kJ.kg ⁻¹

Lettres grecques

β	Angle de corrugation	°
γ	Rapport des capacités thermiques massiques	-
δ	Epaisseur	m
Δ	Variation, différence	-
ε	Coefficient d'émissivité	-
ε	Efficacité d'un échangeur	-
ε	Taux de vide	-
η	Rendement	-
θ	Angle de corrugation	°
λ	Conductivité thermique	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Λ	Pas de corrugation	m
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
ρ	Masse volumique	kg.m ⁻³
ν	Viscosité cinématique	m ² .s ⁻¹
σ	Rapport de réduction de section	-
σ	Tension superficielle	N/m

Nombres sans dimension

Bo	Nombre d'ébullition	$\frac{q''}{Gh_{fg}}$
Co	Nombre de Convection	$\frac{\rho_g \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8}}{\rho_l}$
Fr	Nombre de Froude	$\frac{G^2}{\rho^2 g D_h}$
j	Facteur de Colburn	$\frac{Nu}{Re Pr^{1/3}}$
Gr _L	Nombre de Grashof	$\frac{g\beta(T_{surface} - T_{air_int})L^3}{\nu^2}$
Pr	Nombre de Prandtl	$\frac{\mu c_p}{\lambda}$
Ra _L	Nombre de Rayleigh	$\frac{g\beta(T_{surface} - T_{air_int})L^3}{\alpha_{air} \nu_{air}}$
Re _L	Nombre de Reynolds	$\frac{\rho u L}{\mu}$
Re _{dc}	Nombre de Reynolds	$\frac{G d_c}{\mu}$
Re _{D_h}	Nombre de Reynolds	$\frac{G D_h}{\mu}$
X _{tt}	Nombre de Lockart Martinelli	$\left[\left(\frac{x}{1-x} \right)^{1-\frac{n}{2}} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{\frac{n}{2}} \right]$
We	Nombre de Weber	$\frac{\dot{m}^2 D_h}{\rho \sigma}$
X	Pas adimensionnel pour les échangeurs à plaques	$\frac{2b}{\Lambda}$

Indices

0	Minimum de passage
asp	Aspiré
bal	Balayé
c	Collet, libre minimum d'écoulement
cond	Condensation
e	Entrée
eff	Effectif
eq	Equivalent
évap	Evaporation
ext	Extérieur
f	Ailette
g	Gaz, global
ff	Fluide frigorigène
H	Homogène
i ou int	Intérieur
inter	Intermédiaire
is	Isentropique
l	Longitudinal, liquide
r	Rang
rev	Réversible
s	Sortie
t	Transversal, tube
v	Volumétrique
w	A la paroi

Abbréviations

AHP	Analytic Hierarchy Process	
A _x W _y	Température d'entrée d'air de x et température de sortie d'eau de y en °C	
BP	Basse pression ou au 1 ^{er} étage de compression	
COP	Coefficient de performance	
Cste	Constante	
GWP	Global warning potential	
HP	Haute pression ou au 2 ^{ème} étage de compression	
HSPF	Heating Seasonal Performance Factor	
LCCP	Life Cycle Climate Performance	kg éq. CO ₂
NUT	Nombre d'unités de transfert	
ODP	Ozone Depletion Potential	
PAC	Pompe à chaleur	
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	
SC	Surchauffe	K
SR	Sous-refroidissement	K
TEWI	Total Equivalent Warning Impact	kg éq. CO ₂
TC	Taux de compression	
VI	Volume intrinsèque	

Exposant

n	Coefficient d'émission des radiateurs	-
---	---------------------------------------	---

Introduction générale

Notre planète doit aujourd'hui faire face à deux problématiques de taille : le changement climatique et la modification des équilibres entre demande et offre des énergies fossiles, marquant la fin de l'énergie à bas prix. Pour relever ces défis, il faut aujourd'hui réduire les émissions de gaz à effet serre et améliorer l'efficacité énergétique aussi bien des usages que des systèmes.

A l'échelle de la France, le secteur du résidentiel représente 30% de la consommation en énergie finale et 11% des émissions de gaz à effet de serre. Le chauffage des logements est le poste consommant le plus d'énergie finale dans ce secteur ; il représente ainsi 22% des consommations en énergie finale de ce secteur. De nombreux efforts sont accomplis pour réduire la consommation énergétique des bâtiments neufs à travers plusieurs réglementations thermiques remises à jour tous les cinq ans, mais le rythme de renouvellement du parc reste très lent de l'ordre de 1%. Le seul moyen d'obtenir une diminution significative des consommations d'énergie passe par la réhabilitation des bâtiments anciens.

Il faut alors proposer des solutions qui permettent de réduire la consommation énergétique et les émissions en CO₂. Cela passe par une meilleure isolation thermique, des systèmes de chauffage plus efficaces et qui émettent moins de CO₂.

En ce qui concerne les systèmes de chauffage, la pompe à chaleur se présente comme une excellente alternative. Cependant, les pompes à chaleur « classiques » ne répondent pas à toutes les contraintes de la réhabilitation. Elles ne peuvent pas se substituer aux chaudières anciennes car la température de départ de l'eau du système de chauffage vers les radiateurs peut atteindre 75°C le jour le plus froid.

La démarche de travail consiste, tout d'abord à analyser différentes solutions réalisables et à sélectionner le cycle thermodynamique à compression mécanique de vapeur et le fluide frigorigène les mieux adaptés. Dès lors, un travail sur le dimensionnement des composants et l'architecture de la pompe à chaleur permettront d'assurer une haute performance énergétique et une compacité accrue. Une fois ce travail de dimensionnement accompli, un prototype est réalisé et testé afin de vérifier le concept.

Après s'être concentrée sur la machine thermodynamique, l'étude aborde l'intégration de la pompe à chaleur dans le système de chauffage, et passe de l'échelle du système de production de chaleur à celle du bâtiment. Ainsi, les performances saisonnières de la pompe à chaleur sont déterminées et son comportement au sein du système de chauffage et du bâtiment est analysé. Enfin, fort des différents résultats obtenus sur un premier prototype et pour étudier les gains associés à la réduction de puissance, un second prototype équipé de deux compresseurs à vitesse variable est réalisé et testé. Les résultats obtenus confirment alors la pertinence de développer des pompes à chaleur équipées de compresseurs à vitesse variable, dans le but d'améliorer les performances saisonnières.

Chapitre 1. Contexte et cadre de l'étude

En premier lieu, ce chapitre se propose de présenter la situation actuelle en mettant en avant deux grandes problématiques ; d'une part, l'offre en énergie fossile qui risque de diminuer alors que la demande est de plus en plus forte, et d'autre part, le changement climatique lié aux émissions de gaz à effet de serre.

En France, dans le secteur du bâtiment, l'usage du chauffage représente 22% des consommations en énergétique finale et 7% des émissions de gaz à effet de serre. Afin d'agir sur ce secteur, il faut proposer des solutions à haute efficacité énergétique émettant peu de gaz à effet de serre par rapport aux systèmes de chauffage anciens. C'est dans ce cadre que s'inscrit la pompe à chaleur. Il s'agira alors d'estimer les réductions, en termes d'émission de CO₂ et d'énergie primaire, de la substitution d'un système de chauffage ancien par une pompe à chaleur : cela démontrera ainsi toute la pertinence d'une telle démarche.

Dans un second temps, les différentes contraintes de la réhabilitation seront abordées par rapport aux émetteurs, aux types de maisons et aux conditions climatiques en France. Puis, l'influence de ces différents facteurs sur la loi d'eau sera analysée ; la loi d'eau définissant la température de départ d'eau du réseau de chauffage en fonction de la température de l'air extérieur. Une pompe à chaleur classique ne peut répondre à toutes ces contraintes. Dès lors, un cadre d'étude est défini, permettant de déboucher sur le deuxième chapitre, où les différentes solutions techniques envisageables seront présentées et étudiées.

1.1. Contexte général

1.1.1. Les enjeux de l'efficacité énergétique

1.1.1.1. Réduire la consommation en énergie primaire

La production pétrolière devrait atteindre son « pic » dans les prochaines années, alors que la demande potentielle devrait pour sa part continuer à croître notamment du fait de la demande des pays en développement. Cette confrontation entre une offre plafonnée et une demande toujours croissante devrait se traduire par une augmentation des prix des hydrocarbures ; d'autant que ces ressources se concentreront au fur et à mesure dans un nombre limité de pays. La situation potentiellement critique mène à se tourner vers d'autres sources d'énergie, mais surtout à réduire la consommation énergétique grâce à une amélioration de l'efficacité énergétique.

1.1.1.2. Consommation énergétique totale en France [DGEMP, 2003]

En France, sur la période 1973-2002, la consommation finale énergétique de l'ensemble des secteurs a progressé de 28,6 Mtep (+21%, soit +0,7% par an en moyenne), pour atteindre 163 Mtep en 2002. Dans le détail, alors que la consommation de l'industrie baisse de 10,3 Mtep (21%, soit -0,8% par an en moyenne), la consommation du secteur résidentiel-tertiaire gagne 14,1 Mtep (+25%, soit +0,8% par an en moyenne) et celle du secteur des transports croît de 24,6 Mtep (+93%, soit +2,3% par an en moyenne). En France, la consommation en énergie finale du secteur résidentiel représente 30% de l'énergie finale totale en 2002.

1.1.1.3. Consommation du chauffage

75% de la consommation totale des logements est due au chauffage. Néanmoins, la réglementation thermique [RT2005, 2005] a permis de réduire de près de moitié les besoins de chauffage des constructions neuves et un nombre important de travaux d'amélioration thermique a été réalisé sur les bâtiments existants. Ainsi, la consommation unitaire de chauffage, observée sur l'ensemble du parc de résidences principales, a baissé de 323 kWh/m² en 1973 à 180 kWh/m² en 2002. Plus particulièrement, le poids des maisons individuelles (MI) dans la consommation d'énergie de chauffage du secteur résidentiel est estimé à 70%. Les maisons individuelles construites avant 1975, donc avant toute réglementation thermique sont qualifiées de maisons individuelles anciennes et celles d'après 1975 de maisons individuelles récentes. Ces deux catégories se distinguent aussi par leur énergie de chauffage. Le Tableau 1.1 montre que, par énergie de chauffage, le fioul est la première source d'énergie dans les maisons individuelles anciennes (33% de l'énergie de chauffage des maisons individuelles anciennes).

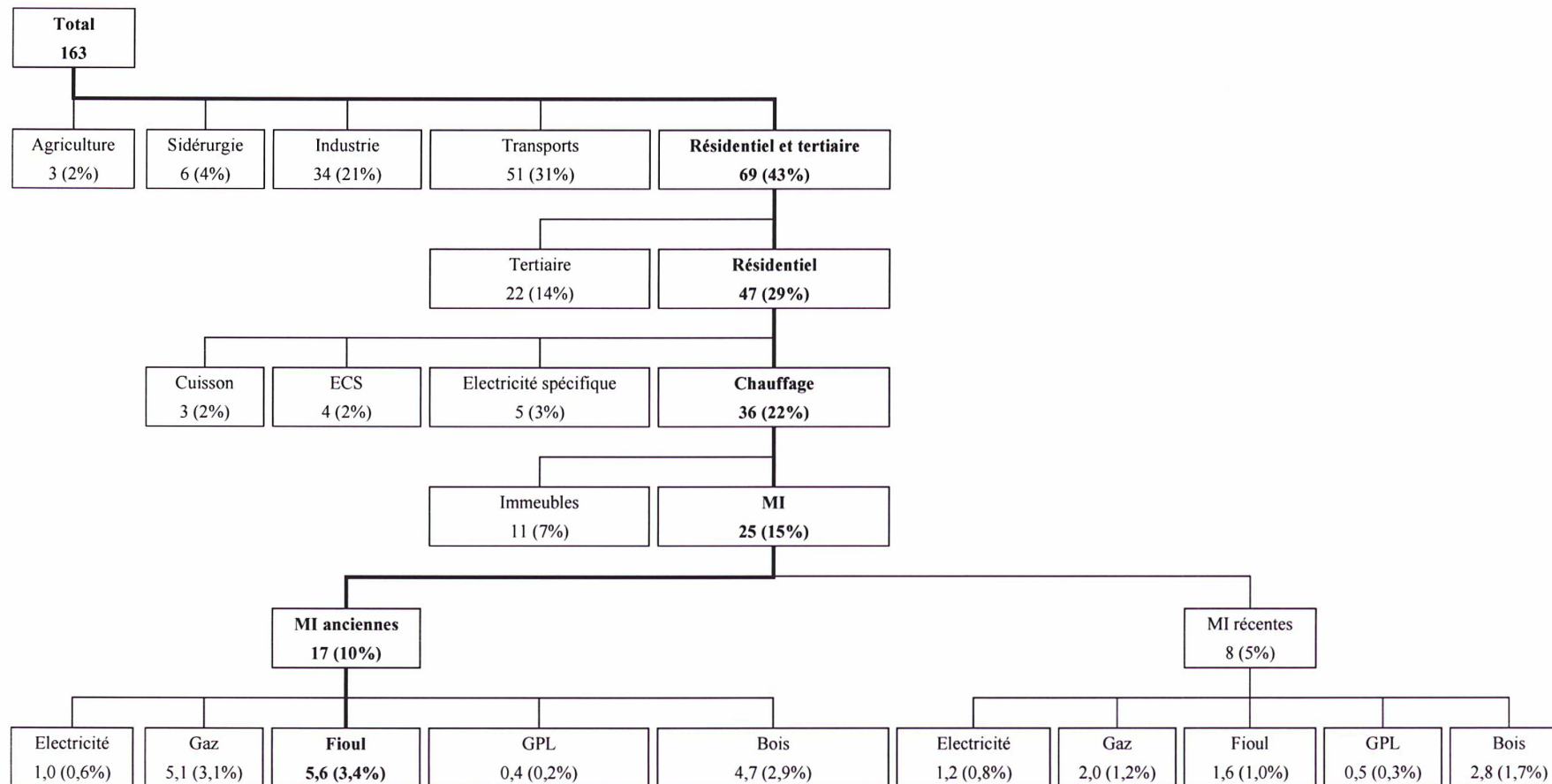
1.1.1.4. Consommation des systèmes de chauffage classiques (gaz, fioul et GPL)

La consommation totale du parc antérieur à 1975 a été réduite régulièrement, en raison du renouvellement des chaudières vétustes et des travaux d'amélioration thermique. Néanmoins, beaucoup peut encore être fait et les gisements d'économies d'énergie encore accessibles dans les logements existants sont considérables (estimé à 200 TWh par an).

Pour cela, il faut agir sur :

- la sensibilisation des occupants qui doivent être mieux informés de l'état énergétique de leur logement ;
- la réglementation thermique dont l'application doit être étendue à l'ancien dans le cadre d'une politique globale de réhabilitation des logements ;
- les incitations afin de faciliter les travaux de réhabilitation et le recours aux équipements les plus efficaces énergétiquement.

Tableau 1.1 : Consommation d'énergie finale par secteur en Mtep et pourcentage par rapport à la consommation d'énergie finale totale en France en 2002 (1 tep=11628 kWh), [DGEMP, 2003] et [Ceren, 2004].



1.1.2. Emission de CO₂

1.1.2.1. Le phénomène

L'effet de serre est un phénomène naturel d'ailleurs indispensable à la vie sur terre. Grâce à lui notre planète se maintient à une température de +15°C en moyenne et non de -18°C, [Fontaine, 2003]. L'augmentation de la concentration des gaz à effet de serre dans l'atmosphère, et surtout la progression de ce phénomène, risque, néanmoins, d'entraîner des déséquilibres conduisant à un probable réchauffement climatique de la planète. Si des changements climatiques ont bien existé par le passé, le phénomène actuel semble en effet plus rapide et d'une plus grande ampleur (selon les experts du GIEC¹, la température moyenne sur terre pourrait augmenter de 1,5°C à 6°C d'ici à la fin du siècle, [Hegerl, 2007]). Des conséquences importantes peuvent en découler : une élévation du niveau de la mer, l'accélération de l'avance des déserts et du recul des glaciers, une plus grande différenciation des saisons, des phénomènes climatiques extrêmes plus fréquents et plus intenses, des bouleversements écologiques. Les gaz à effet de serre sont multiples et leur influence sur l'effet de serre s'exprime souvent en tonne équivalent CO₂.

1.1.2.2. Le protocole de Kyoto [ONU, 1998]

Après une prise de conscience au sommet de Rio en 1992, où 179 états se sont engagés à réaliser des inventaires nationaux des émissions des gaz à effet de serre ; le protocole de Kyoto a engagé en 1997 les pays industrialisés à réduire leurs émissions en 2010 de 5,2% par rapport au niveau de 1990. Les pays en développement sont en revanche exemptés d'engagements chiffrés afin de ne pas remettre en cause leur développement. La France et l'Union Européenne ont ratifié le protocole de Kyoto en 2002. L'entrée en vigueur, pour les pays ayant ratifié le protocole, est intervenue le 16 février 2005.

1.1.2.3. Mesure concrète à l'échelle de la communauté européenne

A l'échelle de la communauté européenne, une directive a fait l'objet d'un accord politique unanime. Elle instaure, à partir de 2005, un mécanisme de quotas et un marché d'échanges de permis d'émissions entre les entreprises les plus consommatrices d'énergie et donc les plus émettrices de CO₂.

1.1.2.4. Facteur 4 en France [Boissieu, 2006]

En France, le facteur 4 définit l'engagement pris en 2003, sur la scène internationale par le chef d'Etat et le Premier ministre, de diviser par un facteur 4 les émissions nationales de gaz à effet de serre d'ici 2050. Face à l'enjeu du facteur 4, la contribution des logements neufs, pourtant de plus en plus performants, reste marginale, du fait du faible renouvellement (de l'ordre de 1%) du parc existant.

1.1.2.5. Emission totale de CO₂ en France [CITEPA, 2006]

En France, sur la période 1990 à 2001, les émissions en gaz à effet en équivalent CO₂ de l'ensemble des secteurs diminuent de 15,5 Mte CO₂ (-2,7%). Alors que les émissions dans l'industrie baissent de 25,7 Mte CO₂, les émissions du résidentiel et du tertiaire croissent de 12,6 Mte CO₂ (+14%) et celle du transport augmentent de 26,2 Mte CO₂ (22%). En France, les émissions du secteur résidentiel représentent à elles seules 11,2% des émissions totales en France en 2002, comme on peut le voir sur le Tableau 1.2.

¹ GIEC : Groupe intergouvernemental des experts sur le changement climatique.

1.1.2.6. Emission des systèmes de chauffage classiques (gaz, fioul et GPL) [INESTENE, 1990]

Le chauffage hors électricité représente 61% les émissions de CO₂ du secteur résidentiel. L'action sur les émissions de CO₂ des systèmes de chauffage pourrait avoir un impact global significatif sur les émissions en CO₂ en France. La quantité de CO₂ émise par ces différents systèmes de chauffage est indiquée dans le Tableau 1.3. En France, les émissions de CO₂ pour le chauffage électrique sont plus faibles que la moyenne européenne car la part du nucléaire dans le bouquet énergétique est importante (80% de la production électrique est nucléaire).

Tableau 1.2 : Emission de CO₂ en France par secteur et dans le résidentiel en Mt éq. CO₂, [CITEPA, 2006] et [INESTENE, 1990].

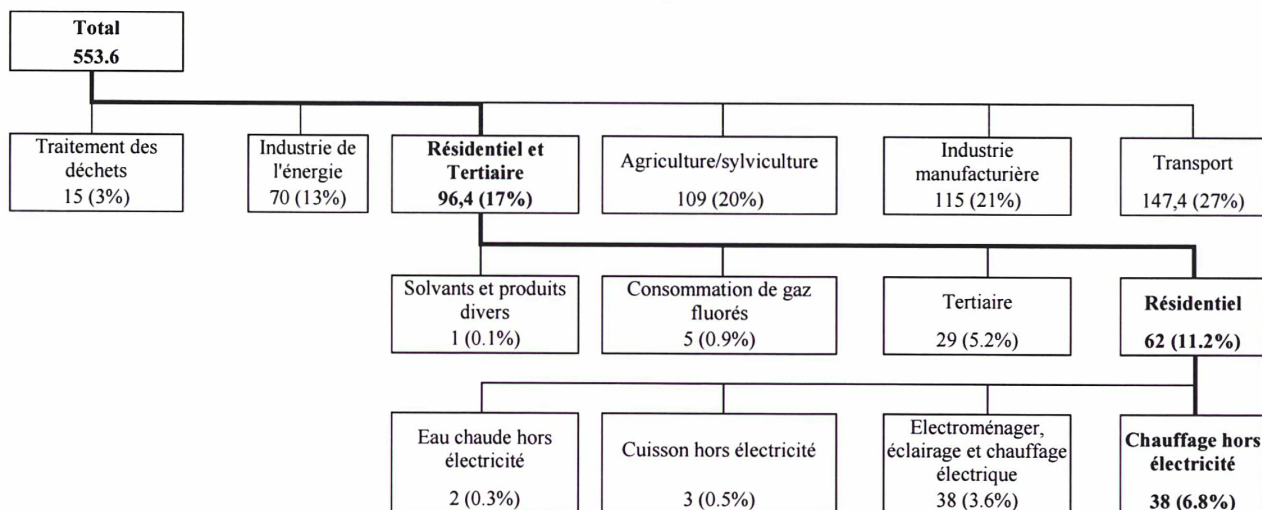


Tableau 1.3 : Émissions de CO₂ g/kWh théorique, [Chambolle, 2004].

Modes individuels	Rendement	Émissions de CO ₂ g/kWh théorique du "puits au kWh consommé"
Chaudière fioul	70% 88% (PCI)	333
Chaudière gaz	70% 92% (PCI)	250
Pompe à chaleur air/eau	1 kWh électrique = 3 à 6 kWh calorifique	180

1.1.3. Le marché du chauffage résidentiel

1.1.3.1. Distribution du parc résidentiel par année de construction

Le nombre de logements en France en 2003 se chiffre à 30 millions d'unités, dont 25 millions de résidences principales et 14 millions de maisons individuelles principales [INSEE, 2003]. Par ailleurs, le parc des bâtiments français est âgé et son taux de renouvellement atteint à peine 1% [Barbier, 2001]. Le parc peut se diviser actuellement en trois parts sensiblement égales :

- les logements d'avant 1949,
- les logements de la période de reconstruction intensive (1949-1974)
- les logements construits après 1975, c'est-à-dire après la première réglementation thermique.

Les deux premières parts constituent 71% du parc (Figure 1.1). Ces chiffres permettent de conclure en disant qu'aujourd'hui en France le marché de la réhabilitation constitue la part essentielle du marché de l'habitation. Dès lors, afin de significativement réduire les

consommations énergétiques et les émissions de CO₂, il faut proposer et mettre en place des solutions efficaces énergétiquement pour le marché de la réhabilitation.

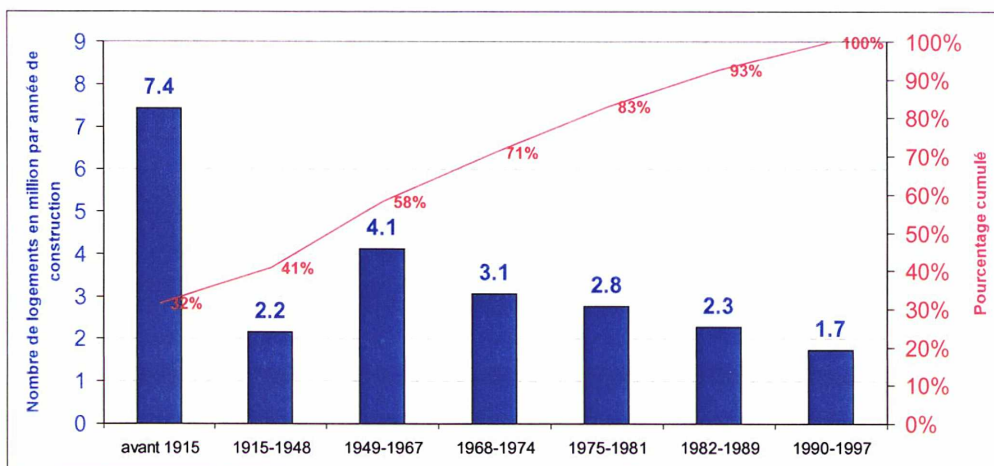


Figure 1.1 : Nombre de logements en millions par année de construction [Curci, 2000]

1.1.3.2. Distribution du parc des systèmes de chauffage par année de construction

La Figure 1.2 montre que le parc des chaudières est relativement ancien. En effet, environ 700 000 chaudières ont plus de 30 ans et près de 2,5 millions ont été installées avant 1980. Un tiers des chaudières du parc ont plus de 15 ans, ce qui représente la durée de vie moyenne d'une chaudière. On peut considérer qu'environ 3 millions de chaudières devraient être changées. Notons que c'est un marché qui présente une forte inertie, liée à la faible fréquence de renouvellement des installations (tous les 15 ans en moyenne).

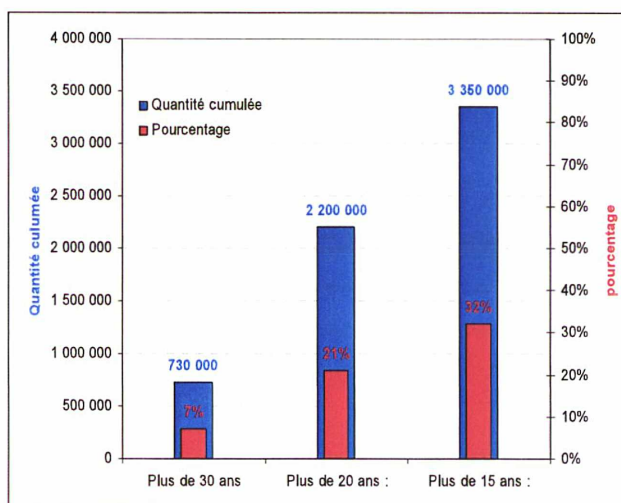


Figure 1.2 : Age du parc existant des chaudières individuelles en 2000 [ADEME, 2002].

1.1.3.3. Vente des systèmes de chauffage par an et nombre de chaudières en France

En ce qui concerne les ventes de chaudières en France, le flux annuel enregistré, en 2002, est indiqué dans le Tableau 1.4. On voit alors que 745 000 chaudières ont été vendues, dont 65% de chaudières murales et 35% de chaudières au sol. De plus, 15% des chaudières gaz sont des chaudières au sol. 65% des chaudières vendues sont destinées au marché de la réhabilitation,

soit 484 000 chaudières environ (dont environ 375 000 au gaz et 110 000 au fioul). De plus, dans le rapport CEREN [CEREN, 2004], le nombre de chaudières équipant des maisons individuelles disposant d'un chauffage central est estimé à 12 millions, dont 3,5 millions de chaudières fioul. Les chiffres pour les autres types de chauffage sont indiqués dans le Tableau 1.5. En considérant un flux constant de renouvellement des chaudières de 170 000 et un nombre initial de chaudières de 3,5 millions, il faudrait environ 20 ans pour remplacer toutes les chaudières fioul.

Tableau 1.4 : Ventes de chaudières en 2002, [ADEME, 2002].

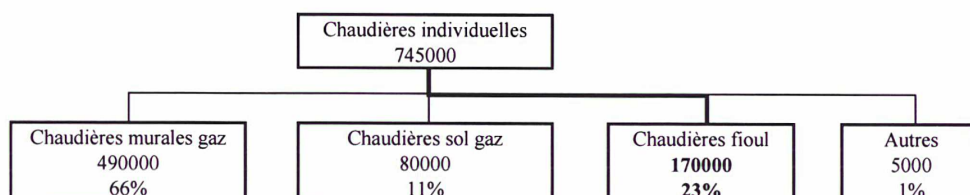
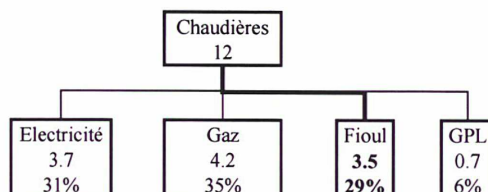


Tableau 1.5 : Nombre de chaudières en France en 2002 équipant des maisons individuelles disposant d'un chauffage central en million, [CEREN, 2004].



Après avoir présenté et étudié le contexte, il ressort qu'une solution pour réduire les émissions de CO₂ et la consommation en énergie finale dans le bâtiment repose sur la mise à disposition de systèmes de chauffage dont les émissions de CO₂ sont faibles et dont l'efficacité énergétique est élevée. De plus, ils doivent pouvoir se substituer simplement aux systèmes de chauffages anciens. Nous tâcherons de montrer comment la pompe à chaleur peut se positionner comme une candidate et nous montrerons les réductions envisageables en termes d'émission de CO₂ et de consommation d'énergie.

1.2. Une solution pour faire de l'efficacité énergétique et réduire les émissions de CO₂

1.2.1. Evolution des ventes des pompes à chaleur dans le secteur résidentiel en France

Le marché des pompes à chaleur dans le secteur résidentiel en France ne cesse d'ores et déjà de croître et cette croissance s'est accélérée en 2005 (Figure 1.3). Aujourd'hui, l'état français incite par le biais du crédit d'impôt, l'installation de pompe à chaleur. Toutefois, une telle croissance ne s'explique pas seulement par le crédit d'impôt. Un argument fort repose sur le fait que la pompe à chaleur permet de réduire la facture énergétique annuelle et cela sera d'autant plus vrai, si les prix des énergies fossiles continuent d'augmenter.

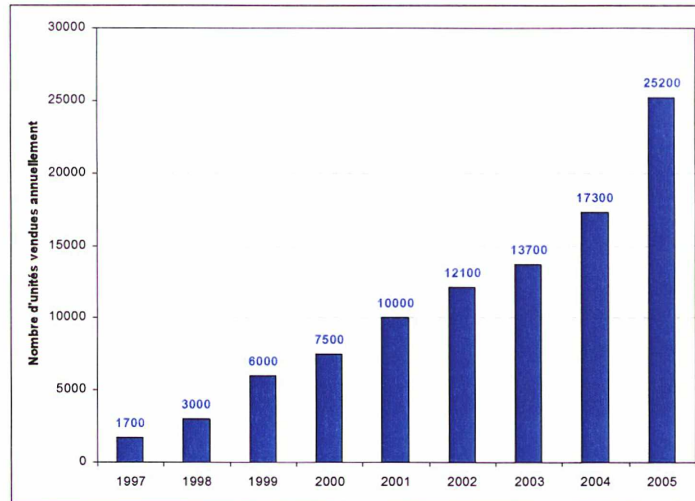


Figure 1.3 : Evolution du marché français des pompes à chaleur dans le secteur résidentiel [RPF, 2007].

1.2.2. Fonctionnement d'une pompe à chaleur

Naturellement, le transfert de chaleur se fait d'une source chaude vers un puits froid. La pompe à chaleur est un système thermodynamique qui permet un transfert de chaleur inverse, c'est-à-dire d'un niveau de température inférieur vers un niveau de température plus élevé, ce transfert inverse nécessite d'apporter un travail mécanique.

Le cycle thermodynamique idéal d'une pompe à chaleur à compression de vapeur (Figure 1.4) se compose ainsi :

- une compression adiabatique réversible (isentropique),
- une désurchauffe, une condensation isobare et un sous-refroidissement,
- une détente isenthalpique,
- une évaporation isobare et une surchauffe.

Ce cycle théorique de la réfrigération s'éloigne d'un cycle de Carnot, mais présente l'avantage de la simplicité technologique.

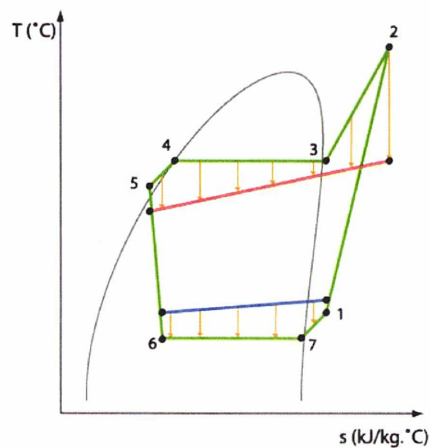


Figure 1.4 : Diagramme (T, s) d'un cycle thermodynamique à compression mécanique de vapeur.

La pompe à chaleur compte principalement quatre composants (Figure 1.5) :

- un compresseur qui assure une compression quasi-adiabatique,

- un condenseur qui assure la condensation du fluide frigorigène et le transfert de chaleur avec le puits chaud,
- un détendeur qui assure la détente isenthalpique,
- un évaporateur qui assure l'évaporation du fluide frigorigène et le transfert de chaleur avec la source froide,

Un autre « composant » important de la pompe à chaleur est le fluide frigorigène, il existe une grande variété de fluides frigorigènes ; parmi les plus utilisés aujourd'hui dans les pompes à chaleur et la climatisation, on trouve le R-407C, le R-410A et le R-134a ; le R-407C étant un fluide zéotrope qui présente un glissement de température.

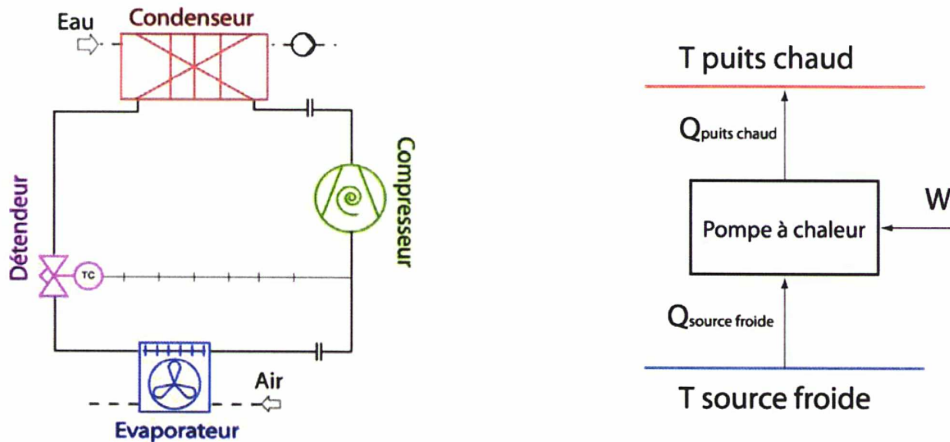


Figure 1.5 : Schéma simplifié d'une pompe à chaleur.

Les pompes à chaleur se distinguent souvent suivant la nature de la source froide de chaleur et du puits chaud de chaleur. Une pompe à chaleur qui récupère de la chaleur sur l'air et fournit de la chaleur à de l'eau est qualifiée de pompe à chaleur air/eau. Il existe aussi des pompes à chaleur eau/eau. Elles peuvent par exemple récupérer la chaleur du sol par un système de capteurs enterrés où circule un mélange eau/mono-propylène glycol. L'installation de telles pompes à chaleur demande des travaux importants pour enterrer les capteurs. Ces travaux lourds peuvent freiner considérablement l'installation de ce type de pompe à chaleur en réhabilitation des installations de chauffage. Contrairement aux pompes à chaleur à capteur enterré, la pompe à chaleur air/eau demande beaucoup moins de travaux.

1.2.3. Les performances d'une pompe à chaleur

En considérant la pompe à chaleur à ses frontières comme sur la Figure 1.5, le premier principe de la thermodynamique s'écrit :

$$\dot{Q}_{source\ froide} + \dot{Q}_{puits\ chaud} + \dot{W} = 0 \quad (1.1)$$

Pour une pompe à chaleur air/eau, $\dot{Q}_{puits\ chaud}$ n'est autre que la puissance calorifique fournie pour chauffer l'eau et elle s'exprime par la formule (1.2).

$$Puissance\ calorifique = \dot{m}_{eau} c_{p_{eau}} (T_{eau,e} - T_{eau,s}) \quad (1.2)$$

Les performances des pompes à chaleur s'évaluent généralement à partir d'un coefficient d'efficacité : le COP (Coefficient de performance) qui est le rapport entre la puissance fournie et la puissance consommée.

$$COP = \left| \frac{\text{Puissance calorifique fournie}}{\text{Puissance électrique consommée}} \right| \quad (1.3)$$

Lorsque la compression est assurée par un compresseur à moteur électrique, la puissance consommée n'est autre que la puissance électrique consommée par le compresseur. A la puissance électrique consommée par le compresseur, il faut aussi ajouter la puissance électrique consommée par les auxiliaires (pompe, ventilateur, régulation...) pour obtenir le COP global.

Les COP varient en fonction de la température de la source froide et du puits chaud. Ainsi, pour une pompe à chaleur air/eau, la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur est précisée, ainsi que la température de l'eau en sortie du condenseur lors d'un calcul ou d'un essai de performance. COP A7/W45 signifie que le COP a été calculé pour une température d'entrée d'air de 7°C et une température de sortie d'eau de 45°C.

Le COP saisonnier ou le HSPF (heating seasonal performance factor) caractérise, quant à lui, les performances saisonnières de la pompe à chaleur, il s'exprime par la formule (1.4).

$$HSPF = COP_{\text{saisonnier}} = \left| \frac{\int_{\text{saison de chauffage}} \text{Energie calorifique } dt}{\int_{\text{saison de chauffage}} \text{Energie électrique } dt} \right| \quad (1.4)$$

Ce COP permet de véritablement quantifier le gain annuel de la pompe à chaleur par rapport à un autre système de chauffage ou à une autre pompe à chaleur, car il tient compte des performances de la pompe à chaleur sur la plage des températures d'usage, des performances de la régulation, de la qualité du dégivrage et de l'installation. Le COP saisonnier peut différer fortement d'une zone climatique à une autre, la comparaison de deux pompes à chaleur suivant le COP saisonnier n'a de sens que pour une même zone climatique.

Pour ce qui est du rendement exergétique, (1.5), il permet de caractériser et de comparer les performances thermodynamiques d'une pompe à chaleur en un point de fonctionnement. Il exprime le rapport entre le COP réel et le COP de Carnot, (1.6). Toutefois pour le calcul, le COP de Lorenz, (1.7), sera préféré au COP de Carnot car il est plus facile à déterminer et tient compte de la variation de température de l'air à l'évaporateur et de l'eau au condenseur, en considérant la température moyenne de l'un et l'autre.

$$\eta_{\text{exergétique}} = \frac{COP}{COP_{\text{Carnot}}} \quad (1.5)$$

$$COP_{\text{Carnot}} = \frac{T_{\text{source chaude}}}{T_{\text{source chaude}} - T_{\text{source froide}}} \quad (1.6)$$

$$COP_{Lorenz} = \frac{\bar{T}_{eau}}{\bar{T}_{eau} - \bar{T}_{air}} \quad (1.7)$$

En calculant le COP de Lorenz dans deux cas (cas 1 et cas 2 du Tableau 1.6), il est possible, en faisant varier les valeurs moyennes d'un degré, de voir comment évolue le COP_{Lorenz}.

Tableau 1.6 : Sensibilité du COP_{Lorenz} en faisant varier d'un degré les températures moyennes d'air et d'eau (écart en % par rapport à la température minimale).

Cas 1			Cas 2				
Teau (°C)			Teau (°C)				
70			43				
69			42				
Tair (°C)	-17	3,94	4,17 (+6%)	Tair (°C)	3	5,55	6,06 (+9%)
Tair (°C)	-16	3,99 (+1%)	4,22 (+7%)	Tair (°C)	4	5,65 (+2%)	6,18 (+11%)

Une réduction d'un degré de la température moyenne d'eau entraîne un gain plus important que l'augmentation d'un degré de la température d'air. De plus, les gains sont plus importants quand l'écart des températures moyennes est faible que lorsque l'écart des températures moyennes est important (cas 2 par rapport au cas 1). Il faudra donc toujours essayer de réduire l'écart entre les températures moyenne d'air et d'eau, de réduire la température moyenne d'eau, d'augmenter la température moyenne d'air. Ces efforts auront d'autant plus d'impact sur le COP_{Lorenz} que l'écart des températures moyennes d'air et d'eau est faible (Figure 1.6).

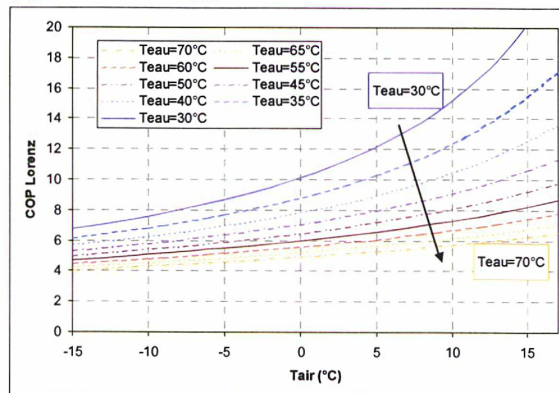


Figure 1.6 : Evolution du COP de Lorenz en fonction de la température moyenne d'air et de la température moyenne d'eau.

1.2.4. Limite de fonctionnement d'une pompe à chaleur classique

Les pompes à chaleur présentent des limites de fonctionnement qui dépendent directement des limites de fonctionnement du compresseur, ainsi sur un catalogue de fabricant de compresseur pour la climatisation, les prescriptions suivantes sont indiquées :

- une pression de refoulement maximale de :
 - 3230 kPa pour des compresseurs au R-407C,
 - 4200 kPa pour des compresseurs au R-410A,
- un taux de compression (rapport entre la pression de refoulement et la pression d'aspiration) maximum de 8,
- température de refoulement maximale de 140°C.

Certains constructeurs de compresseur fournissent également des courbes enveloppes de fonctionnement de leur compresseur (Figure 1.7). Ces courbes montrent que plus la pression

d'évaporation diminue et plus la limite de fonctionnement de la pression de condensation diminue.

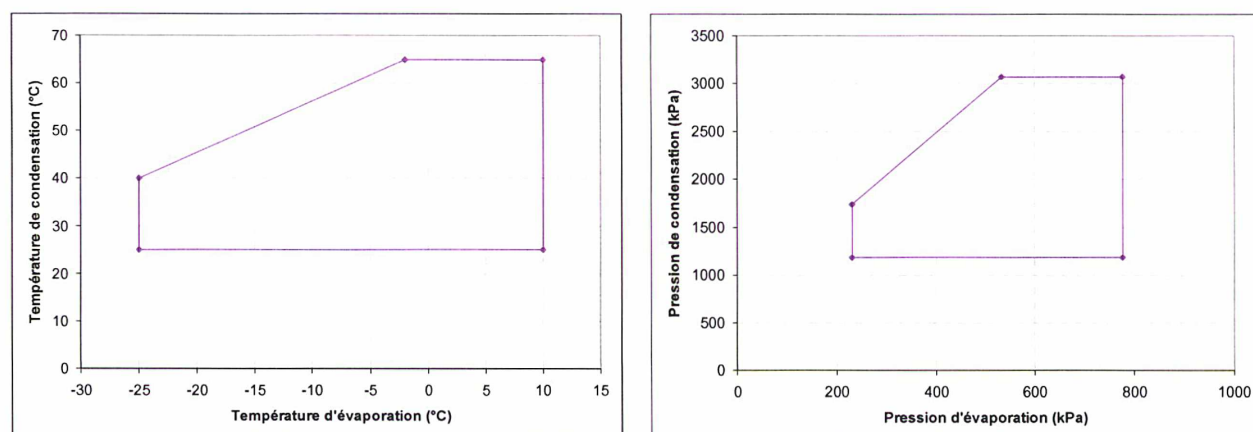


Figure 1.7 : Courbe enveloppe d'un compresseur à spirales.

1.2.5. Les gains en émissions de CO₂

Il s'agit maintenant d'estimer les émissions de CO₂ d'une pompe à chaleur, afin de les comparer aux émissions d'un système de chauffage ancien. L'effet de serre induit par une pompe à chaleur doit tenir compte d'une part de l'effet direct (émission de fluide frigorigène) et d'autre part de l'effet de serre indirect ; l'effet indirect étant dû à la consommation énergétique de la machine. Pour les systèmes fonctionnant à l'électricité, la quantité de CO₂ dégagée pour produire 1 kWh électrique dépend des moyens de production et varie de 0,005 kg de CO₂ par kWh à 1,1 kg de CO₂ par kWh. La moyenne internationale est d'environ 0,65 kg de CO₂ par kWh électrique produit. La moyenne européenne se situe à 0,5 kg de CO₂ par kWh. En France, d'après l'ADEME, [ADEME, 2002], l'émission de CO₂ par kWh est de 0,18 kg/kWh pour le chauffage électrique.

1.2.5.1. Impact sur l'effet de serre durant le cycle de vie

Complémentairement aux émissions directes et indirectes induites par le système de chauffage, il est également possible d'intégrer d'autres facteurs comme :

- les émissions lors de la phase de fabrication du fluide frigorigène,
- les émissions lors du transport,
- les émissions indirectes lors de la phase production.

Ainsi, plusieurs coefficients sont définis pour prendre en compte ces émissions [GIEC, 2005] :

- TEWI (Total Equivalent Warning Potential) qui est égal à la somme des émissions directes et des émissions indirectes de la pompe à chaleur au cours de l'utilisation et de la mise au rebut,
- LCCP (Life Cycle Climate Performance) qui intègre le TEWI et les émissions à effet de serre indirectes et directes lors de la phase de production.

Cette approche globale permet de véritablement comparer les systèmes de chauffages et les différents produits. Toutefois, il apparaît dans notre cas que les émissions complémentaires restent négligeables par rapport aux émissions directes et indirectes du système [Onishi, 2004].

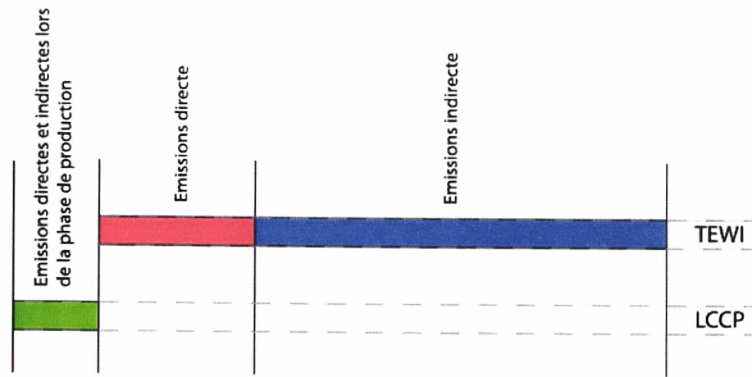


Figure 1.8 : Définition du TEWI et du LCCP.

1.2.5.2. Impact indirect sur l'effet de serre.

L'impact indirect sur l'effet de serre correspond à l'émission de CO₂ pour assurer le fonctionnement énergétique du système thermodynamique. Pour les systèmes fonctionnant à l'électricité, l'effet de serre indirect est fonction de la quantité de CO₂ dégagée pour produire 1 kWh.

Effet de serre indirect = quantité de CO₂ émis pour produire 1 kWh électrique × consommation annuelle d'énergie électrique du système de chauffage

1.2.5.3. Impact global sur l'effet de serre d'une machine thermodynamique.

Pour une machine thermodynamique comme une pompe à chaleur, en plus de l'impact indirect sur l'effet de serre, il faut également prendre en compte l'impact direct qui dépend du niveau d'émission et du GWP₁₀₀ du fluide frigorigène. Le GWP₁₀₀ (Global Warning Potential) est un facteur qui donne l'équivalent en émission de CO₂ d'un kg de fluide frigorigène sur une durée de vie atmosphérique de 100 ans. Il faut noter que l'impact direct sur l'effet de serre ne se manifeste que si le fluide est relâché dans l'atmosphère. Il peut s'agir de fuite, donc d'un mauvais confinement, d'accidents ou encore d'un manque de précaution lors du chargement ou de la récupération du fluide frigorigène.

L'impact global sur l'effet de serre d'une installation thermodynamique se résume à la somme de l'impact direct et indirect. Le TEWI (Total Equivalent Warning Impact) exprime cet impact global sur l'effet de serre.

$$TEWI = \underbrace{GWP_{100} [m_{ff} (1 - \%Récup) + n_{année} m_{ff} \%Fuite]}_{\text{impact direct}} + \underbrace{n_{année} E_{électrique} Emission_{CO_2}}_{\text{impact indirect}} \quad (1.8)$$

%Fuite	taux de fuite en kg.an ⁻¹ ,
n _{année}	durée de vie de la machine en année,
m _{ff}	masse de fluide frigorigène en kg,
%Récup	pourcentage de fluide frigorigène récupéré en fin de vie,
Emission _{CO2}	émission de CO ₂ par kWh électrique,
E _{électrique}	consommation électrique sur un an en kWh.

1.2.5.4. Estimation du TEWI d'une pompe à chaleur

D'après la DGEMP, [DGEMP, 2003], la consommation en chauffage d'une maison en France par mètre carré dépend du mode de chauffe. La consommation en chauffage par mètre carré d'une maison chauffée au gaz est d'environ 174 kWh/m². Ainsi, la consommation en chauffage peut être estimée à 27300 kWh pour une maison de 157 m² disposant d'un système de chauffage.

À partir d'hypothèses, il est possible d'estimer le TEWI d'une pompe à chaleur. Pour le calcul, les hypothèses suivantes sont prises :

- Emission de CO₂ par kWh d'électricité : 0,18 kg/kWh,
- un besoin annuel en énergie calorifique de 27300 kWh,
- un COP saisonnier de 2,9,
- une charge en fluide frigorigène de 5 kg,
- une durée de vie de la machine de 20 ans,
- un taux de fuite annuel de 1%, [Barrault, 2006],
- un taux de récupération de 70% pour une durée de vie de 20 ans, [Barrault, 2006],
- le fluide frigorigène considéré le R-407C avec un GWP₁₀₀ de 1520.

Les résultats sont résumés dans le Tableau 1.7.

Tableau 1.7 : TEWI en France.

Émission en kg de CO ₂ par kWh électrique en France	0,18
TEWI total sur 20 ans (kg de CO ₂)	37690
Impact sur l'effet de serre moyen par an en kg	1884
TEWI direct/indirect	10%/90%

Afin de comparer l'émission de CO₂ d'une pompe à chaleur, par rapport à d'autres systèmes de chauffage, l'émission de CO₂ d'une pompe à chaleur calculée sur 20 ans a été ramenée à une année. Les émissions de CO₂ par kWh des chaudières fioul et gaz sont présentées dans le Tableau 1.3, les valeurs sont issues d'un rapport gouvernemental [Chambolle, 2004].

Ce calcul montre que par rapport à une chaudière fioul, l'utilisation d'une pompe à chaleur permet de diviser par 4,8 les émissions de CO₂ (Figure 1.9). La pompe à chaleur offre ainsi une solution pour répondre au facteur 4 dans le chauffage résidentiel en France. Par contre, en prenant une émission de 0,50 kg de CO₂ par kWh électrique, on passe d'un facteur 4,8 à un facteur 1,9 (Tableau 1.8), d'où l'importance des émissions en CO₂ du système de production d'électricité.

Tableau 1.8 : kg de CO₂ par an.

	kg de CO ₂ par an
PAC (0,18 kg CO ₂ /kWh électrique)	1884
PAC (0,50 kg CO ₂ /kWh électrique)	4897
PAC (0,65 kg CO ₂ /kWh électrique)	6309

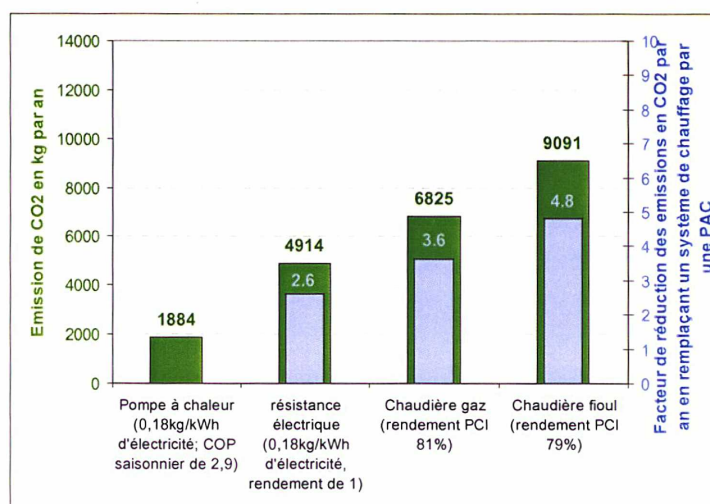


Figure 1.9 : Émission en kg de CO₂ pour différents systèmes de chauffage sur un an.

La Figure 1.10 présente l'évolution des émissions de CO₂ lors d'un remplacement progressif des chaudières fioul par des pompes à chaleur sur 20 ans. Pour réaliser le calcul, les données du paragraphe 1.1.3.3 ont été reprises, c'est-à-dire un nombre initial de chaudières fioul de 3,5 millions en 2002 et un flux de renouvellement de 170000 unités par an. Pour le calcul, on suppose que toutes les chaudières fioul sont remplacées par des pompes à chaleur.

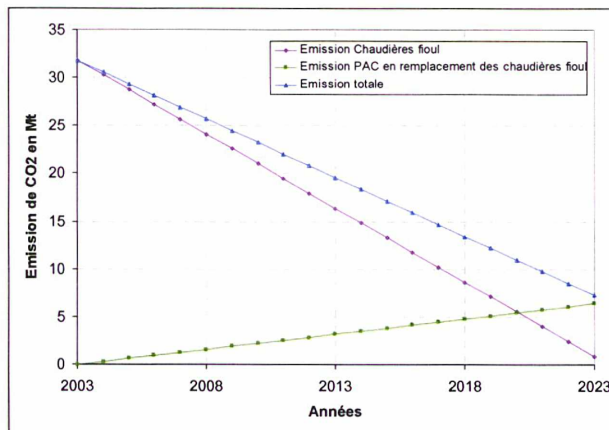


Figure 1.10 : Evolution des émissions de CO₂ des chaudières fioul par une substitution par des pompes à chaleur.

1.2.5.5. Etude de sensibilité sur le TEWI

Il est également intéressant d'analyser l'influence des différents paramètres intervenant dans l'expression du TEWI (1.8). Premièrement, voyant le gain à utiliser un fluide frigorigène dont le GWP₁₀₀ est divisé par trois par rapport à celui du R-407C, c'est-à-dire 506. Le gain en émission de CO₂ est alors plutôt faible de l'ordre de 7%, (Tableau 1.9). Par conséquent sur des pompes à chaleur, la substitution du R-407C par un fluide frigorigène dont le GWP₁₀₀ est trois fois plus faible n'offre pas une réduction significative du TEWI, en tout cas en France.

Tableau 1.9 : Gain par rapport au TEWI_{R-407} en %.

Emission de CO ₂ par kWh électrique	0,18 kg/kWh
TEWI total sur 20 ans (kg de CO ₂)	35156
Gain par rapport au TEWI _{R-407} en %	7

Deuxièmement, en menant une étude de sensibilité sur le TEWI, en faisant varier six paramètres (Tableau 1.10), il ressort que les paramètres les plus influents sont les émissions de CO₂ par kWh électrique du pays et le COP saisonnier de la pompe à chaleur, le GWP₁₀₀ du fluide frigorigène n'arrivant qu'en troisième position (Figure 1.11). Ainsi, pour réduire le TEWI, les efforts doivent avant tout porter sur les effets indirects et donc pour le concepteur de pompes à chaleur sur les performances saisonnières de cette dernière.

Tableau 1.10 : Variation des paramètres du TEWI pour l'étude de sensibilité.

	-1	1
GWP ₁₀₀ (kg éq. CO ₂)	150	1500
m _{fl} (kg)	2.5	5.0
%Récupération	35%	70%
%Fuite	1%	5%
Emission CO ₂ (kg CO ₂ /kWh)	0.18	0.36
COP saisonnier	2.0	3.0

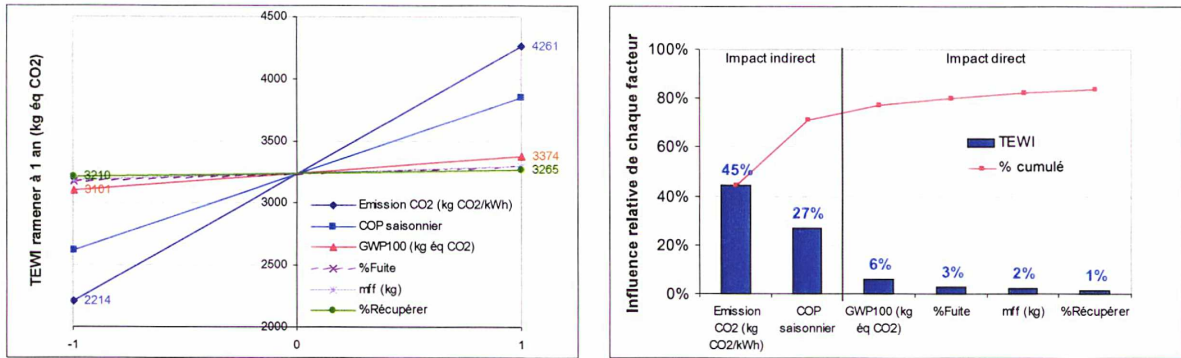


Figure 1.11 : Influence des différents paramètres sur le TEWI, les paramètres les plus influents sont les paramètres liés à l'impact indirect sur l'effet de serre.

1.2.6. Les gains énergétiques

1.2.6.1. Estimation du gain énergétique

A présent, il s'agit d'évaluer, en termes d'énergie finale, les économies possibles de la substitution d'un système de chauffage ancien par une pompe à chaleur. Dans ce sens, améliorer l'efficacité énergétique revient à réduire la quantité d'énergie finale consommée (indépendamment de la filière d'approvisionnement) à service rendu identique. En faisant l'hypothèse d'un COP saisonnier système (pompe à chaleur air/eau+réseau de chauffage) de 2,5, il est possible d'évaluer le nombre de Mtep économisés par rapport à un système de chauffage fioul.

D'après DGEMP, [DGEMP, 2003], en France en 2002, la consommation en énergie finale de chauffage en maison individuelle hors électricité représente environ 23,0 Mtep dont 6,7 Mtep pour le chauffage au fioul. D'après Maizia, [Maizia, 2007], le rendement global moyen des systèmes de chauffage fioul est de 60%. On obtient ainsi une énergie primaire en fioul pour le chauffage en maison individuelle de 12,0 Mtep.

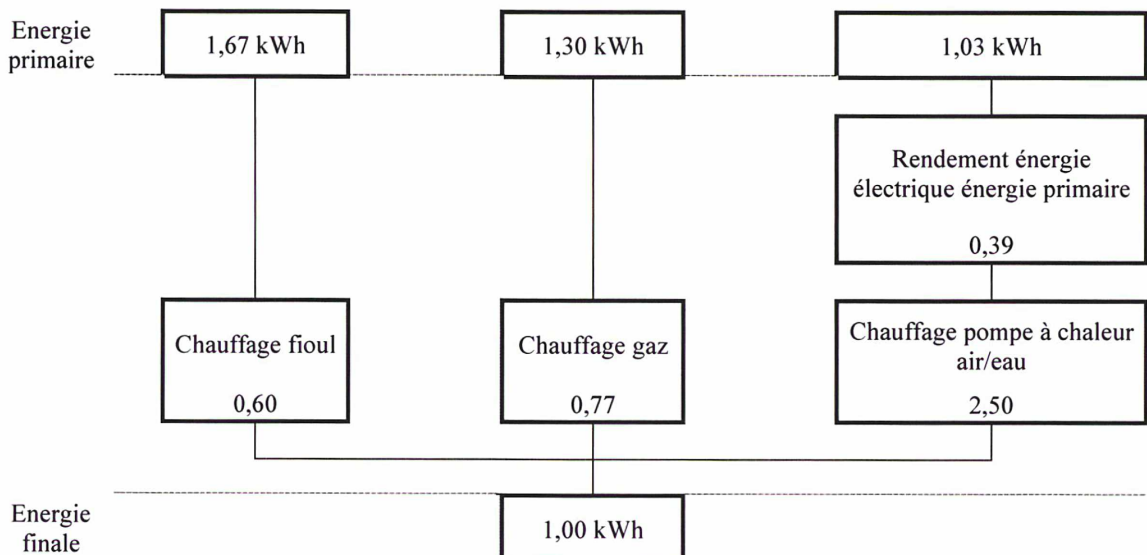


Figure 1.12 : Rendement des systèmes de chauffage de l'énergie primaire à l'énergie finale [Maizia, 2007].

Un système de chauffage pompe à chaleur air/eau présente un COP annuel moyen de 2,5 pour des technologies récentes. Enfin, en raisonnant en énergie primaire et en tenant compte du facteur de 2,58 [DGEMP, 2003] entre l'énergie finale et l'énergie primaire, défini pour l'électricité produite par le parc d'EDF, pour une même énergie finale de 6,7 Mtep, l'énergie primaire serait de 6,9 Mtep, soit un gain par rapport au chauffage fioul de 5,1 Mtep (-43% de l'énergie finale totale consommée). On voit là l'intérêt de rénover les systèmes de chauffage anciens au fioul par des pompes à chaleur.

1.3. Les contraintes de la réhabilitation des systèmes de chauffage

1.3.1. La météo en France

1.3.1.1. Les zones climatiques en France

La France métropolitaine, par sa latitude, est située dans une zone tempérée. Mais le territoire de la France est relativement étendu et englobe des régions climatiques assez différentes, de sorte que les trois grandes tendances principales du climat européen s'y retrouvent : océanique à l'ouest, continentale à l'est et méditerranéenne au sud-est.

La RT2005, [RT2005, 2005], divise la France selon ces trois zones climatiques :

- H1 climat continental,
- H2 climat océanique,
- H3 climat méditerranéen.

Il existe aussi des sous-divisions. Les villes les plus souvent étudiées sont les villes de Trappes, Nice et Nancy. La distribution des températures d'air extérieur de ces trois villes sur une année est présentée sur la Figure 1.13.

1.3.1.2. Température minimum

Parmi les villes prises en référence dans la RT2005, Nancy est la ville où la température de l'air extérieur atteinte est la plus basse : -12°C . A Trappes la température la plus basse approche les -7°C . Le Tableau 1.11 présente les températures les plus basses pour différentes villes de France. Ces valeurs sont issues des bases météorologiques du logiciel SIMBAB [CSTB, 1998]. La température d'air extérieur minimum constitue une composante importante lors du dimensionnement d'une pompe à chaleur. En effet, elle doit fournir une puissance calorifique au moins égale au besoin calorifique de la maison quand la température de l'air extérieur est la plus basse. De plus la puissance calorifique fournie et le COP de la pompe à chaleur diminuent quand la température de l'air extérieur diminue, par conséquent les performances saisonnières sont d'autant plus faibles que la température minimale est basse.

Le dimensionnement de la pompe à chaleur se fera pour une **température minimum de -15°C** , afin de pouvoir couvrir la quasi-totalité du territoire français et se passer d'appoint électrique.

1.3.1.3. Température de plus grande occurrence

Une autre température joue un rôle important dans les consommations saisonnières : la température de plus grande occurrence (Figure 1.13 et Tableau 1.11). A cette température, les performances de la pompe à chaleur influencent particulièrement ses performances saisonnières. D'où, l'importance d'optimiser les performances de la pompe à chaleur à cette température. D'après le Tableau 1.11, une telle température se situe entre 7 et 10°C pour les différentes villes de France considérées. Cette température justifie en partie l'attention particulière portée au point d'essai normalisé à une température d'air de 7°C .

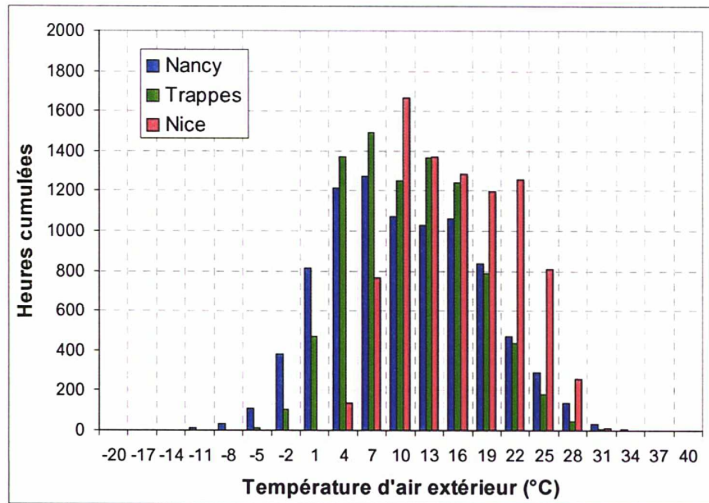


Figure 1.13 : Distribution des températures d'air extérieur dans trois villes de France [CSTB, 1998].

Tableau 1.11 : Caractéristiques des distributions de température des villes caractéristique des différentes zones climatiques en France [CSTB, 1998].

Zone climatique	Ville	T _{air,ext} de plus grande occurrence (°C)	Min T _{air,ext} (°C)	Max T _{air,ext} (°C)	Moyenne T _{air,ext} (°C)	Ecart type T _{air,ext} (°C)
H1a	Trappes	7	-6,5	31,1	10,1	6,3
H1b	Nancy	7	-11,9	33,0	9,6	7,7
H1c	Macon	7	-6,2	31,4	10,8	7,0
H2a	Rennes	10	-5,3	31,9	11,5	6,2
H2b	La Rochelle	10	-5,0	30,7	12,5	6,0
H2c	Agen	10	-6,9	36,4	12,0	6,9
H2d	Carpentras	10	-10,4	34,6	12,9	7,9
H3	Nice	10	1,9	28,9	14,9	5,9

1.3.2. L'habitat

1.3.2.1. Les maisons individuelles types en France

Plus de 70% des maisons individuelles du parc français ont été construites avant 1975 (Figure 1.1), c'est-à-dire avant toute réglementation thermique. La surface moyenne des maisons individuelles anciennes est estimée à 100 m² [Barbier, 2001]. La maison Gershwin représente une maison individuelle indépendante de 160 m² et correspond aux maisons individuelles de grandes tailles en France. Pour l'étude, ce type de maison sera assimilé aux grandes maisons du secteur de la réhabilitation.

1.3.2.2. Le coefficient de déperdition

Le coefficient de déperdition thermique, GV caractérise la qualité de l'isolation thermique des bâtiments et permet d'exprimer les déperditions thermiques de la maison en fonction de la température de l'air extérieur et de la température ambiante par l'équation (1.9).

$$P_{déperdition} = GV(T_{air,int} - T_{air,ext}) \quad (1.9)$$

Le coefficient GV peut également s'exprimer directement à partir des différentes conductivités thermiques de l'enveloppe du bâtiment, par l'équation (1.10) (Figure 1.14).

$$GV = U_{mur\ exterieur} S_{mur\ exterieur} + U_{plancher\ haut} S_{plancher\ haut} + U_{rampant} S_{rampant} + U_{plancher\ bas} S_{plancher\ bas} + U_{vitrage} S_{vitrage} + U_{porte} S_{porte} + \dot{m}_{air} c p_{air} + Pont\ thermique \quad (1.10)$$

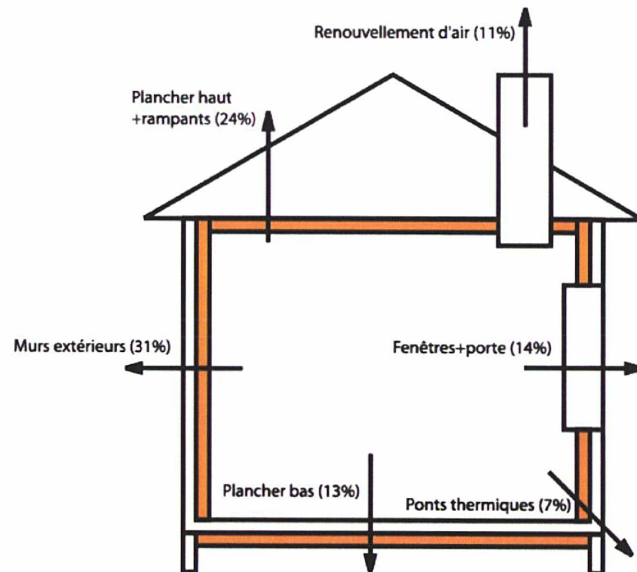


Figure 1.14 : Déperdition d’une maison Gershwin construite après 1982, [RT2005, 2005].

Les courbes sur la Figure 1.15 sont obtenues à partir de l’équation (1.9), en considérant une température ambiante dans la maison de 20°C; chaque courbe correspond à une période de construction, plus la maison est vieille et plus le GV est élevé. De plus, les déperditions thermiques décroissent quand la température de l’air extérieur croît. Disposant des déperditions thermiques et des occurrences de température (Figure 1.13), il est possible de calculer l’énergie de déperdition pour différentes températures d’air extérieur.

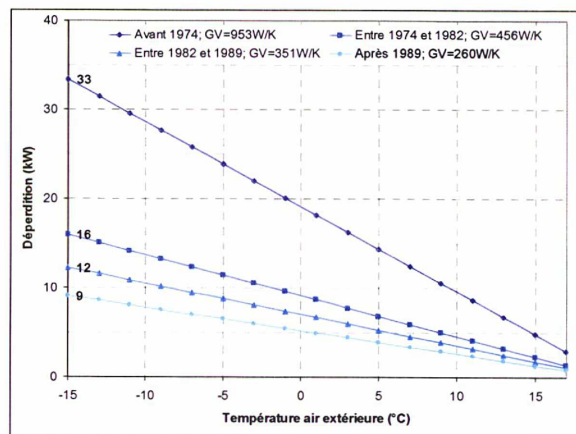


Figure 1.15 : Déperdition en fonction de la température d’air extérieur d’une maison Gershwin en zone climatique H1.

On voit ainsi apparaître dans quelle classe de température d’air extérieur, l’énergie de chauffage est la plus importante (Figure 1.16). Les performances du système de chauffage devront être aussi élevées que possibles à ce point de fonctionnement. On remarque aussi en comparant les Figure 1.13 et Figure 1.16 que la classe de température d’air extérieur de plus

grande occurrence et la classe de température d'air extérieur, où la demande de chauffage est la plus grande, ne sont pas toujours identiques, bien que très proches. Ainsi, pour la ville de Trappes, la température de plus grande occurrence est à 7°C, mais la température de demande de chauffage maximale se trouve à 4°C.

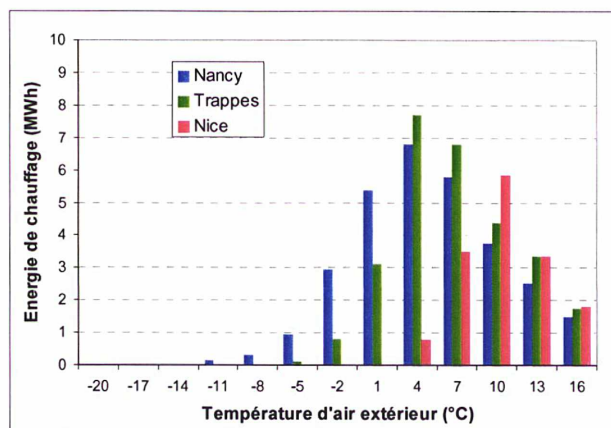


Figure 1.16 : Energie de déperdition thermique d'une maison ayant un GV de 350 W/K.

1.3.2.3. Evaluation des déperditions thermiques en maisons individuelles anciennes

À partir de 1974, à la suite du premier choc pétrolier, une réglementation thermique a été mise en place pour améliorer l'isolation thermique des bâtiments et ainsi réduire les consommations en chauffage. Ces efforts se poursuivront par la suite, ainsi de 1974 à aujourd'hui, la réglementation fixe des valeurs progressivement plus faibles du GV des habitations neuves. En majorité les maisons construites avant 1974, même si elles ont été construites en absence de réglementation thermique, ont été renforcées en termes d'isolation thermique. Elles sont alors au moins équivalentes en termes d'isolation à des maisons construites entre 1974 et 1982. Les améliorations de l'isolation thermique des parois extérieures sont présentées au Tableau 1.12, tout comme la part des différents composants de l'enveloppe extérieure sur les déperditions globales de la maison. Les murs extérieurs constituent alors la part la plus importante des déperditions (31% en moyenne pour une maison ancienne).

Tableau 1.12 : Part des déperditions pour une maison Gershwin construite avant 1974 et après 1982.

	Avant 1974	Après 1982
U Mur extérieur (W.m ² .K ⁻¹)	1.6	0.6
U Plancher haut (W.m ² .K ⁻¹)	3.2	0.3
U Plancher bas (W.m ² .K ⁻¹)	0.9	0.7
U Fenêtres+portes (W.m ² .K ⁻¹)	5.8	3.0
Renouvellement d'air (m3/h)	300	150
Ponts thermiques (W/K)	60	40

Surface Mur extérieur (m ²)	143 (40%)
Surface Plancher haut (m ²)	96 (27%)
Surface Plancher bas (m ²)	92 (26%)
Surface Fenêtres+portes (m ²)	24 (7%)

	Avant 1974	Après 1982
Déperditions Murs extérieurs (W/K)	287 (31%)	86 (23%)
Déperditions Plancher haut (W/K)	215 (24%)	57 (15%)
Déperditions Plancher bas (W/K)	115 (13%)	64 (17%)
Déperditions Fenêtres+portes (W/K)	131 (14%)	79 (21%)
Renouvellement d'air (W/K)	102 (11%)	51 (14%)
Ponts thermiques (W/K)	60 (7%)	40 (11%)
Total	910	377

1.3.2.4. Les déperditions thermiques le jour le plus froid

Les déperditions d'une maison Gershwin construite entre 1974 et 1982 atteignent 15,5 kW à -15°C pour une température de consigne de chauffage de 20°C. Ainsi, pour répondre au besoin en chauffage d'une telle maison, il faut que le système de chauffage puisse fournir une puissance calorifique au moins égale à 15,5 kW le jour où la température d'air extérieur est de -15°C. Toutefois, d'après une étude du COSTIC réalisée en 2004 sur les maisons individuelles anciennes, il a été montré que la puissance calorifique nécessaire le jour le plus froid dépasse rarement les 12 kW. C'est pourquoi, la pompe à chaleur étudiée, dans cette thèse, adaptée à la substitution des chaudières du parc des maisons individuelles anciennes, devra fournir **une puissance calorifique comprise entre 12 et 15 kW lorsque la température extérieure est de -15°C**. Ce qui correspond à une maison avec un **GV de 350 W.K⁻¹**. Un dimensionnement pour une plus grande puissance calorifique est envisageable et ne remet pas en question la démarche de dimensionnement.

1.3.3. Les émetteurs de chaleur du secteur résidentiel

1.3.3.1. Les émetteurs de chaleur en maisons individuelles

Il existe une grande variété d'émetteurs de chaleur pour assurer le transfert de chaleur entre l'eau chaude du système de chauffage et l'air ambiant de la pièce à chauffer ou à maintenir en température. Les maisons individuelles neuves, avec des systèmes de chauffage équipés de pompe à chaleur, disposent souvent de planchers chauffants comme émetteurs. Les ventilo-convecteurs sont également répandus dans le neuf. En revanche, dans l'ancien, les radiateurs en fonte ou en acier équipent la plupart des maisons individuelles françaises.

Le niveau de température de l'eau en entrée de l'émetteur dépend de la surface d'échange de l'émetteur, de son coefficient d'échange thermique et du coefficient d'émission n de l'émetteur. Ainsi, la température en entrée ou en sortie de l'émetteur diminue si la surface d'échange est plus grande ou si le coefficient d'échange thermique est plus élevé. Par conséquent, la température de départ pour des émetteurs comme les planchers chauffants ou les ventilo-convecteurs est plus faible que pour les radiateurs.

Les émetteurs sont dimensionnés, pour des températures de départ et de retour d'eau du réseau de chauffage, pour le jour le plus froid de la zone géographique :

- Radiateur 90°C/70°C ou 80°C/60°C,
- Ventilo-convecteur 45°C/40°C,
- Plancher chauffant 35°C ou 40°C.

1.3.3.2. Le radiateur

Dans les maisons individuelles équipées de chauffage central, le radiateur représente la plus grande part des émetteurs. Il existe une grande variété de radiateurs par leurs dimensions, leurs formes et les matériaux utilisés. Dans l'étude, les radiateurs en fonte (Figure 1.17) seront considérés en particulier, car ils constituent la majorité des radiateurs des maisons individuelles du marché de la réhabilitation.

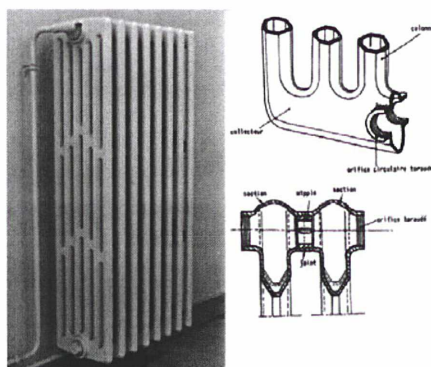


Figure 1.17 : Vue d'un radiateur en fonte.

1.3.3.3. Modélisation des émetteurs

Dans le cadre de la norme sur les radiateurs et les convecteurs [NF EN 442-1, 1997] et [NF EN 442-2, 1997], de nombreuses études ont été menées, dans le but de caractériser le comportement des émetteurs. Les résultats de ces essais montrent qu'en fixant le débit et en faisant varier ΔT_m , l'expression de $\text{Log}(P_{\text{émetteur}})$ en fonction de $\text{Log}(\Delta T_m)$ est linéaire ; de même en fixant ΔT_m et en faisant varier m_{eau} , l'expression de $\text{Log}(P_{\text{émetteur}})$ en fonction de $\text{Log}(m_{\text{eau}})$ est linéaire. Toutefois, cette relation n'est plus vérifiée pour des faibles valeurs de ΔT_m ou de m_{eau} . Il est ainsi possible d'obtenir une expression, (1.11), reliant $P_{\text{émetteur}}$, ΔT_m et m_{eau} sur un certain domaine de température et de débit.

$$\text{Log}(P_{\text{émetteur}}) = n_1 \text{Log}(\Delta T_m) + n_2 \text{Log}(\dot{m}_{\text{eau}}) + \text{Log}(C) \quad (1.11)$$

ou encore

$$P_{\text{émetteur}} = C \Delta T^{n_1} \dot{m}_{\text{eau}}^{n_2} \quad (1.12)$$

L'équation (1.12) exprime la puissance thermique émise par un appareil de chauffage (radiateur, convecteur, plancher chauffant...). Le terme n_1 est appelé « pente des écarts », le terme n_2 est appelé « pente des débits ». La valeur de ces coefficients est déterminée par des essais normalisés, ils varient peu pour un type d'appareil donné. C est également déterminé expérimentalement. Ce coefficient dépend de la conception de l'appareil et constitue une grandeur le caractérisant. Les valeurs pour différents types de radiateurs sont présentées dans le Tableau 1.13.

Tableau 1.13 : Coefficients n_1 et n_2 caractéristiques des émetteurs [Hernot, 2005].

Type d'appareil	Coefficient n_1	Coefficient n_2
Radiateurs classiques en fonte ou en acier	1,31	0
Radiateurs tubulaires à grande surface d'ailettes	1,3	0,007
Hauteur du convecteur (m)		
1	1,1	0,1
Comprise entre 0,6 et 1	1,2	0,1
Comprise entre 0,3 et 0,6	1,3	0,1

Le Tableau 1.13 montre que les radiateurs ont pratiquement un coefficient de débit nul dans la plage de débit et de température où ont été réalisés les essais. Il est donc possible de réduire l'équation (1.12). Ainsi pour un radiateur la puissance thermique émise s'exprime par la formule suivante :

$$P_{\text{radiateur}} = C\Delta T^n \quad (1.13)$$

ou en introduisant la surface de l'émetteur :

$$P_{\text{radiateur}} = KS\Delta T^n \quad (1.14)$$

1.3.4. La loi d'eau

1.3.4.1. La température de départ et de retour.

La loi d'eau exprime la température en sortie ou en entrée du système de chauffage, en fonction de la température d'air extérieur. La température en sortie du système de chauffage est qualifiée de température de départ et la température en entrée du système de chauffage est qualifiée de température de retour. Sans précision, la température de départ sera égale à la température en entrée d'émetteur et la température de retour à la température en sortie.

Une expression de la loi d'eau peut être obtenue par un bilan énergétique sur les émetteurs et la maison. La différence de température logarithmique entre l'air ambiant et la température entrée et sortie d'eau du radiateur s'exprime par la formule suivante (1.15).

$$\Delta T_m = \frac{T_{\text{radiateur,eau,e}} - T_{\text{radiateur,eau,s}}}{\ln\left(\frac{T_{\text{radiateur,eau,e}} - T_{\text{air,int}}}{T_{\text{radiateur,eau,s}} - T_{\text{air,int}}}\right)} \quad (1.15)$$

en première approximation :

$$\Delta T_m \approx \frac{T_{\text{radiateur,eau,e}} + T_{\text{radiateur,eau,s}}}{2} - T_{\text{air,int}} \quad \text{si} \quad \left(\frac{T_{\text{radiateur,eau,e}} - T_{\text{radiateur,eau,s}}}{T_{\text{radiateur,eau,s}} - T_{\text{air,int}}}\right) \leq 0,5$$

ainsi :

$$\left. \begin{aligned}
 KS\Delta T_m^n &= GV(T_{air,int} - T_{air,ext}) \\
 \dot{m}c_{p,eau}(T_{radiateur,eau,s} - T_{radiateur,eau,e}) &= GV(T_{air,int} - T_{air,ext}) \\
 \Delta T_m &\approx \frac{T_{eau,radiateur,e} + T_{radiateur,eau,s}}{2} - T_{air,int}
 \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

$$T_{radiateur,eau,s} = f(T_{air,ext}) = T_{air,int} + \left(\frac{GV}{KS} (T_{air,int} - T_{air,ext}) \right)^{\frac{1}{n}} + \frac{GV}{2\dot{m}_{eau}c_{p,eau}} (T_{air,int} - T_{air,ext})$$

(1.16)

L'équation (1.16) permet ainsi de mettre en évidence les différents paramètres qui interviennent dans la loi d'eau [Fridmann, 2001]. Par la suite, l'influence de ces paramètres est étudiée, mais dans un premier temps seul la taille des radiateurs est considérée.

1.3.4.2. Etude de sensibilité

1.3.4.2.1. Influence du surdimensionnement des radiateurs

Le dimensionnement des radiateurs est réalisé classiquement pour deux types de régimes de température départ/retour : 90°C/70°C ou 80°C/60°C. Or, la nécessité de produire de l'eau à 90°C pour rénover une installation traditionnelle de chauffage à eau conduit à un verrou technologique en matière de pompe à chaleur. En effet, une pompe à chaleur classique n'est capable de fournir de l'eau qu'à environ 45°C. Au-dessus de 45°C, on sort des plages de fonctionnement prescrites par les constructeurs, notamment à basse température d'air extérieur. Toutefois, de plus en plus de pompes à chaleur équipées de compresseurs à injection de vapeur ou de systèmes bi-étagés voient le jour et peuvent atteindre des températures d'eau de départ de 65°C à basse température d'air extérieur [Zehnder, 2004].

A partir de la formule de la loi d'eau (1.16), il est possible de calculer la température de départ et de retour d'eau. Ainsi, en utilisant les valeurs numériques du Tableau 1.14 et en augmentant le coefficient KS de 20%, on passe d'un régime 90°C/70°C à un régime de 80°C/60°C et d'un régime 80°C/60°C à un régime 70°C/50°C (Figure 1.18). Une diminution de 10°C de la température de départ d'eau est ainsi possible. Dans le cas où la température de départ est cette fois de 75°C à -15°C, pour baisser la température de départ à 65°C, il faut augmenter la taille des radiateurs d'au moins 30% (Figure 1.19).

Il est donc possible de réduire la température d'eau de départ en augmentant le nombre de radiateurs. Mais l'augmentation du nombre de radiateurs dans une maison est limitée à cause de la place, il est difficile d'envisager une augmentation supérieure à 30%, or pour passer d'une température de départ de 90°C à 65°C, il faut au moins doubler la taille des radiateurs (Figure 1.18). De plus, afin de véritablement baisser la température de départ il faut que l'augmentation du nombre de radiateur se fasse dans toutes les pièces de la maison.

Tableau 1.14 : Valeurs numériques pour les calculs de la loi d'eau.

$T_{air,int}$ (°C)	$T_{air,ext}$	GV (W/K)	c_{peau} (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	n
20	-15	350	4180	1,31

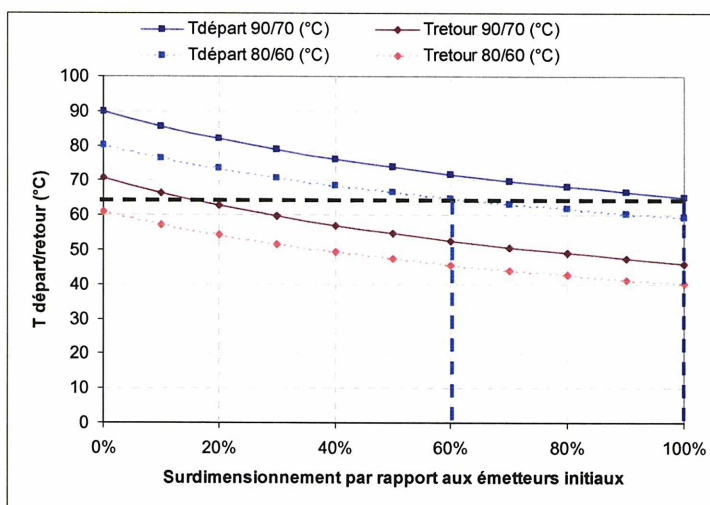


Figure 1.18 : Évolution de la température de départ et de retour d'eau en fonction d'un surdimensionnement en pourcentage, dans ce cas le débit d'eau est de 550 L/h.

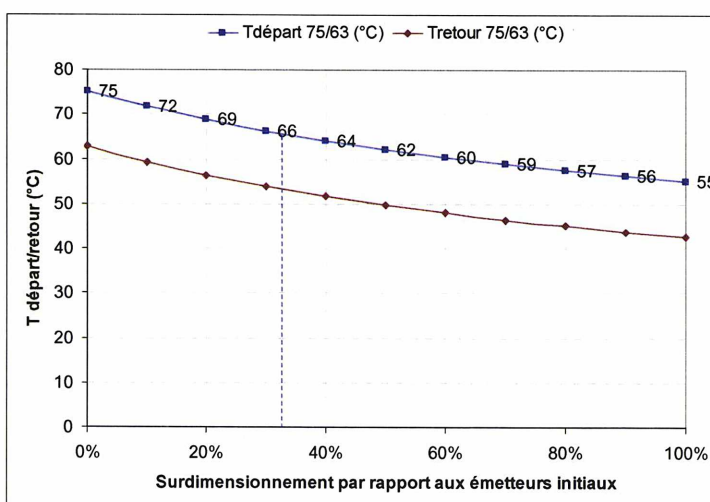


Figure 1.19 : Évolution de la température de départ et de retour d'eau en fonction d'un surdimensionnement en pourcentage, dans ce cas le débit d'eau est de 850 L/h.

1.3.4.3. Influence des différents paramètres du bâti sur la loi d'eau.

Après avoir étudié l'influence de la taille des radiateurs, il est intéressant d'estimer l'influence des différents composants du bâti intervenants sur la loi d'eau, à travers le coefficient de déperdition GV. Pour cela, une étude de sensibilité a été réalisée. La méthode est présentée plus en détail dans l'annexe D. Dans le cas présent, six facteurs vont être analysés, la réponse étudiée étant la température de départ d'eau. Les différents facteurs sont présentés dans le Tableau 1.15. Les valeurs numériques utilisées pour calculer la température de départ d'eau sont présentées dans le Tableau 1.16.

Tableau 1.15 : Différents facteurs utilisés dans le plan d'expérience.

Facteur 1	Facteur 2	Facteur 3	Facteur 4	Facteur 5	Facteur 6	Réponse 2
KS (W/K)	U Mur extérieur (W/m ² .K)	U Plancher haut (W/m ² .K)	U Plancher bas (W/m ² .K)	U Fenêtre+porte (W/m ² .K)	Renouvellement d'air (m ³ /h)	T départ (°C)

Tableau 1.16 : Valeurs numériques pour les calculs de la loi d'eau.

T _{air,int} (°C)	T _{air,ext} (°C)	c _{peau} (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	Débit eau (L/h)	n
20	-15	4180	850	1.31

Dans cette démarche, le point délicat repose sur le choix des valeurs minimales et maximales des différents facteurs :

- Un écart de 30% entre le KS minimal et le KS maximal est choisi,
- Pour les coefficients de transmission thermique, les valeurs minimales correspondent à une maison Gershwin construite avant 1975 et les valeurs maximales à une maison Gershwin type ayant subi des travaux d'isolation (fenêtre avec double vitrage, isolation thermique...).

Toutes les valeurs minimales et maximales sont résumées dans le Tableau 1.17. Elles correspondent à des valeurs moyennes rencontrées pour une maison n'ayant pas subi de travaux d'isolation et une maison ayant subi des travaux d'isolation [Bernier, 2004].

Tableau 1.17 : Valeur Minimales et Maximales des paramètres de la loi d'eau.

	Maximum	Minimum
KS (W/K)	202	155
U Mur extérieur (W/m ² .K)	2	0.6
U Plancher haut (W/m ² .K)	2.25	0.6
U Plancher bas (W/m ² .K)	1.25	0.7
U Fenêtres et porte (W/m ² .K)	5.5	3.3
Renouvellement d'air (m ³ /h)	300	150
T départ eau (°C)	80	53

Le coefficient GV s'exprime en fonction de ces différents facteurs et les déperditions dues aux ponts thermiques en utilisant l'équation (1.10), dans notre étude les déperditions par les ponts thermiques n'ont pas été considérées et restent inchangées et égales à 50 W/K.

En faisant varier les différentes valeurs des facteurs, il a ainsi été possible d'analyser leur influence sur la température de départ d'eau à partir de l'équation (1.16).

Après calcul, on trouve une température de départ :

- moyenne de 64,5°C,
- maximale de 90°C,
- minimale de 48°C.

Le facteur le plus influent est l'isolation des murs extérieurs (Figure 1.20). En passant des valeurs minimales des facteurs aux valeurs maximales, il est possible de réduire de 42°C la température de départ d'eau. Sur la Figure 1.21, on voit l'influence des différents facteurs en passant de la valeur minimale à la valeur maximale pour chaque facteur. La température de départ peut être notablement diminuée en jouant sur les différents facteurs, et en particulier sur l'isolation de murs extérieurs et la taille des radiateurs.

A présent, prenant un cas de figure classique de travaux d'amélioration thermique :

- isolation des toitures (-10°C sur la température de départ),
- passage de simple à double vitrage (-3°C sur la température de départ),
- réduction du taux de 50% du taux de renouvellement d'air (-3°C sur la température de départ).

Il n'est alors possible de réduire que de 16°C la température de départ qui était initialement à 90°C. Après de telles mesures de réhabilitation la température de départ d'eau passe de 90°C à 74°C.

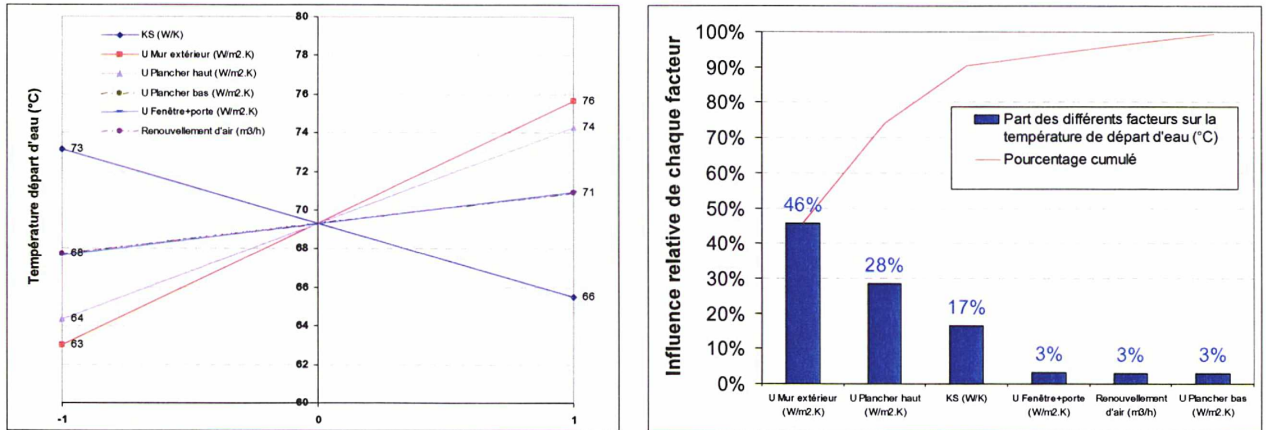


Figure 1.20 : Influence des valeurs extrêmes des différents facteurs sur la température de départ d'eau.

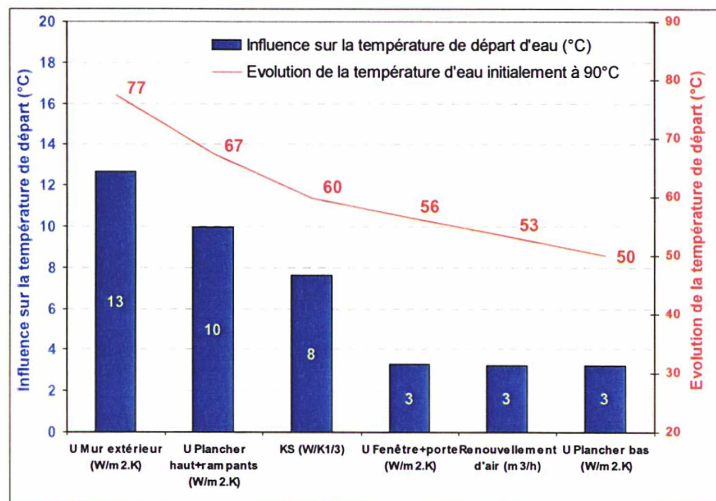


Figure 1.21 : Influence des facteurs sur la température de départ d'eau intervenant dans la loi d'eau.

Toutefois, il n'est pas aussi simple dans la pratique de jouer sur tous les facteurs.

- Les facteurs sur lesquels il est possible d'agir simplement et à moindre coût sont l'isolation des fenêtres, ainsi que l'isolation du plancher haut et le renouvellement d'air. Dans ce cas, il est alors possible de passer de 90°C à 74°C avec des coûts acceptables.
- Pour les murs extérieurs, les travaux sont, tout de suite, plus importants, d'une part en termes de surfaces et donc de coût, d'autre part en termes d'esthétique. En effet, la seule façon d'assurer une isolation efficace sur les murs extérieurs consiste à isoler le bâtiment

par l'extérieur. Or, l'apparence de la maison peut être grandement modifiée. L'isolation par l'extérieur représente un frein important pour tous les habitants de maisons anciennes.

- L'augmentation du nombre de radiateurs permettrait de réduire également la température de départ d'eau. Une telle opération doit être faite dans toutes les pièces de la maison afin de véritablement baisser la température de départ d'eau. En effet, c'est la pièce la plus pénalisante qui fixe la température de départ d'eau. Enfin, il n'est pas toujours aisé du fait de l'encombrement de rajouter des radiateurs.

Au final, il est donc possible de réduire la température de départ d'eau. Toutefois pour passer d'une température de départ d'eau de 90°C à 50°C, il faut réaliser des travaux importants d'isolation du bâti tout en augmentant le nombre de radiateurs. Dans ce qui précède, le bâti est assimilé à une unique pièce et il est montré par exemple qu'en augmentant l'isolation thermique du plancher haut, la température de départ diminue. Cependant, en isolant seulement le plancher haut, les déperditions dans les pièces du bas ne diminuent pas et donc la température de départ dans cette chambre ne baisse pas. Ces remarques montrent bien la difficulté des travaux pour véritablement baisser la température de départ d'eau.

Par rapport à ces résultats et les différentes remarques, **une température de départ d'eau de 75°C** pour une température d'air extérieur de -15°C semble convenir afin de couvrir la quasi-totalité des maisons individuelles en France. Néanmoins, il faut systématiquement entreprendre les mesures de réhabilitation de base. D'une part, pour réduire les consommations de chauffage et d'autre part, les performances de la pompe à chaleur sont d'autant meilleures que la température de départ d'eau est basse.

1.4. Conclusions

L'efficacité énergétique et la réduction des émissions de CO₂ constituent aujourd'hui des défis majeurs pour répondre respectivement à la diminution des ressources énergétiques et au réchauffement de la planète. La part du secteur résidentiel dans la consommation énergétique finale, ainsi que dans les émissions de CO₂, est significative. Dans le résidentiel, le chauffage représente le premier poste de consommation. A cela s'ajoute une composante liée au parc résidentiel : les logements anciens représentent à eux seuls 70% du parc de logements. Il faut donc avant tout cibler ces habitations afin d'obtenir une diminution globale sensible des consommations de chauffage. Une approche consiste à remplacer les anciens systèmes de chauffage par des systèmes de chauffage à haute efficacité énergétique et à faible émission de CO₂. La pompe à chaleur s'inscrit particulièrement dans cette démarche.

Les gains, que pouvaient apporter une pompe à chaleur substituée à un système de chauffage au fioul ou gaz, ont été calculés, d'une part en termes d'émission de CO₂ et d'autre part en termes d'économie d'énergie primaire. La pompe à chaleur permet de réduire significativement les émissions de CO₂ : elle pourra jouer un rôle prépondérant pour répondre aux objectifs du facteur 4.

Mais une telle pompe à chaleur doit également répondre aux contraintes du marché de la rénovation, pour constituer une alternative aux chaudières. Ces contraintes vont conditionner le dimensionnement de la pompe à chaleur. Pour couvrir la globalité du territoire français la pompe à chaleur devra répondre entre autres, aux exigences suivantes qui se sont dégagées de ce premier chapitre :

- une puissance calorifique de 12 kW pour une température d'air extérieur de -15°C,
- une température de départ d'eau de 75°C pour une température d'air extérieur de -15°C,
- la température de départ de la pompe à chaleur devra suivre une loi d'eau (Figure 1.22).

Dans le chapitre suivant, nous présenterons différentes solutions qui permettent de répondre à ces exigences et nous les comparerons.

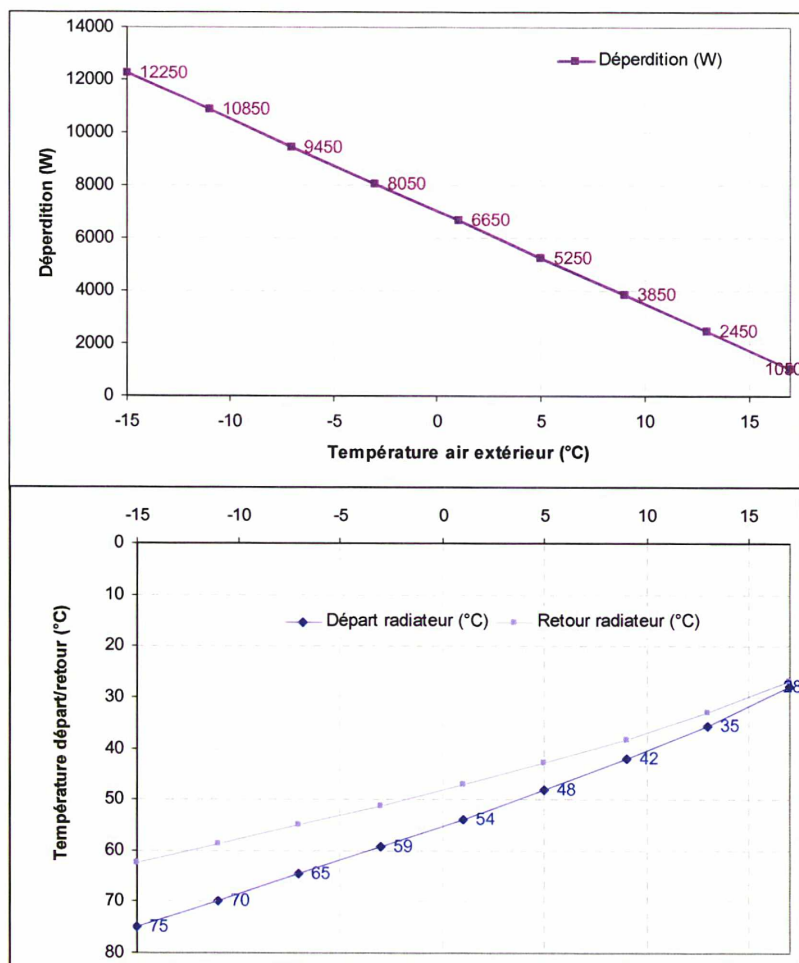


Figure 1.22 : Evolution de la température de départ/retour d'eau et des déperditions en fonction de la température de l'air extérieur.

Bibliographie

[ADEME, 2002], Ademe, 2002, **Les chiffres clés du bâtiment.**

[Barbier, 2001], Barbier, C., 2001, **n° 13 Habitat et développement durable**, Avril 2001.

[Barrault, 2006], Barrault, S., L. Palandre, S. Saba, D. Clodic, 2006, **Inventaire des fluides frigorigènes et de leurs émissions, France, année 2004**, décembre 2006.

[Bernier, 2007], Bernier, J., 2007, **Pompe à chaleur « haute température » !..., mais à quelle température ?**, Chaud, froid, plomberie, n°700, Avril 2007.

[Boissieu, 2006], Boissieu, C., 2006, **Rapport du Groupe de travail « Division par quatre des émissions de gaz à effet de serre de la France à l'horizon 2050 »** URL : www.industrie.gouv.fr/energie/facteur4.htm, sous la présidence de Christian de Boissieu, Août 2006.

[Ceren, 2004], Ceren, 2004, **Suivi du parc et des consommations d'énergie, secteur résidentiel, évolution 1982 à 2003.**

[Chambolle, 2004], Chambolle, T., F. Méaux, 2004, **Rapport gouvernemental sur les nouvelles technologies de l'énergie** : Ministère de l'économie, des finances et de l'industrie, ministère de l'écologie et du développement durable, ministère délégué à la recherche et aux nouvelles technologies. 16 août 2004.

[CITEPA, 2006], CITEPA, 2006, **Emission dans l'air en France métropole, substances impliquées dans le phénomène d'accroissement de l'effet de serre**, 14 avril 2006.

[CSTB, 1998], CSTB, 1998, **Simbad V4.**

[Curci, 2000], Curci, G., 2000, **Le parc de logements et son occupation vus au travers des fichiers**, janvier 2000.

[DGEMP, 2003], DGEMP, 2003, Observatoire de l'énergie, **Les consommations d'énergie du secteur résidentiel et tertiaire par usage.**

[Fridmann, 2001], Fridmann, P., 2001, **Mieux comprendre le chauffage à eau chaude**, Les Editions parisiennes.

[Fontaine, 2003], Fontaine, N., 2003, **Livre blanc sur les énergies, ministre déléguée à l'industrie**, débat national sur les énergies, URL : www.debat-energie.gouv.fr.

[GIEC, 2005], Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC) et le Groupe de l'évaluation technique et économique (GETE), 2005, **Préservation de la couche d'ozone et du système climatique planétaire : Questions relatives aux hydrofluorocarbures et aux hydrocarbures perfluorés.**

[Hegerl, 2007], Hegerl, Gabriele C.; et al., 2007, **Understanding and Attributing Climate Change. Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change 690**. Inter governmental Panel on Climate Change.

[Hernot, 2005], Hernot, D., 2005, **Cours de chauffage**, Université de La Rochelle.

[INESTENE, 1990], INESTENE, 1995, **Répartition des émissions de CO₂ dans le logement en 1990, habitat et pollution atmosphérique**, Paris, plan urbanisme construction architecture, septembre 1995.

[INSEE, 2003], INSEE, 2003, 50 sans DOM, **Répartition des logements selon leur catégorie**.

[Maizia, 2007], Maizia, M., 2007, **CLIP n° 18 : Pompes à chaleur et habitat**, Janvier 2007.

[NF EN 442-1, 1997], **Radiateurs et convecteurs partie 1 : Spécifications et exigences techniques**, NF EN 442-1, 1997.

[NF EN 442-2, 1997], **Radiateurs et convecteurs partie 1 : Méthodes d'essai et dévaluation**, NF EN 442-2, 1997.

[Onishi, 2004], Onishi, H., R. Yajima, S. Ito, 2004, **LCCP of some HVAC & R Applications in Japan**. Proceedings of the 15th Annual Earth Technologies Forum, April 13-15, 2004, Washington, DC., USA, 18 pp.

[ONU, 1998], **Protocole de Kyoto à la convention-cadre des nations unies sur les changements climatiques**, FCCC/INFORMAL/83 GE.05-61647 (F) 070605 090605, Nations unies 1998.

[Rahhal, 2006], Rahhal, 2006, **Conception d'une pompe à chaleur air/eau à haute efficacité énergétique pour la réhabilitation d'installation de chauffage existantes**, Thèse en énergétique, Centre énergétique et procédés, Ecole des Mines de Paris.

[RPF, 2007], **Revue Pratique du froid**, avril 2007, n° 954, p. 36.

[RT2005, 2005], Direction générale de l'urbanisme de l'habitat et de la construction, **Réglementation thermique 2005, des bâtiments confortables et performants**, URL : www.logement.gouv.fr.

[Zehnder, 2004], Zehnder, M., 2004, **Efficient air-water heat pump for high temperature lift residential heating, including oil migration aspects, thesis no. 2998**. PhD thesis, Swiss Federal institute of technology (EPFL), Lausanne, Switzerland.

Chapitre 2. Pompe à chaleur à haut taux de compression et à haute performance

Le premier chapitre a permis de démontrer pour quelles raisons il est pertinent d'utiliser des systèmes thermodynamiques en substitution à des chaudières, lors de la réhabilitation des installations existantes. Un cadre d'étude précis a été défini : une puissance de chauffage et une loi d'eau associée. Ce deuxième chapitre présentera les différents cycles à compression mécanique de vapeur puis les fluides frigorigènes nécessaires pour répondre à la problématique posée. L'objectif étant d'aboutir à la sélection d'un fluide frigorigène et d'un cycle thermodynamique à compression mécanique de vapeur. La solution sera étudiée plus précisément afin d'arriver à un dimensionnement des compresseurs.

2.1. Les compresseurs volumétriques

Dans les machines thermodynamiques à compression mécanique de vapeur, parmi les différents composants, le compresseur joue un rôle primordial, car son rendement influence directement les performances énergétiques de la machine. L'objet de cette section est d'analyser les performances des compresseurs volumétriques utilisés pour les pompes à chaleur et de définir leurs différentes caractéristiques.

2.1.1. Choix d'un compresseur volumétrique

Il existe une grande variété de compresseurs volumétriques adaptés aux puissances calorifiques nécessaires aux pompes à chaleur du secteur résidentiel. On peut citer entre autres :

- les compresseurs à spirales qui sont les plus répandus,
- les compresseurs à pistons,
- les compresseurs à piston roulant.

Afin de caractériser un compresseur, très souvent quatre paramètres sont utilisés :

- Le débit volumique balayé,
- Le rendement volumétrique,
- Le rendement isentropique,
- Le rendement effectif.

Le débit volumique balayé (2.1) dépend de la vitesse de rotation de l'arbre moteur n et de la cylindrée (volume de la chambre de compression) du compresseur.

$$\dot{V}_{bal} = nV_{bal} \quad (2.1)$$

Le rendement volumétrique (2.2) exprime, quant à lui, le rapport entre le volume réellement aspiré par le compresseur et la cylindrée du compresseur. Il met ainsi en évidence le remplissage imparfait de la chambre de compression.

$$\eta_v = \frac{V_{asp}}{V_{bal}} \quad (2.2)$$

À partir du débit volumique balayé, de la masse volumique à l'aspiration du compresseur et du rendement volumétrique, il est possible de calculer le débit massique de fluide frigorigène.

$$\dot{m}_{ff} = \rho_{ff,1} \eta_v \dot{V}_{bal} \quad (2.3)$$

Pour une compression adiabatique, le rendement isentropique (2.4) exprime le rapport entre la variation d'enthalpie du fluide frigorigène, si la compression était isentropique, et la variation enthalpique réelle du fluide frigorigène lors de la phase de compression. Il permet de déterminer, à partir des conditions à l'aspiration du compresseur, l'enthalpie au refoulement du compresseur.

$$\eta_{is} = \frac{h_{ff,2is} - h_{ff,1}}{h_{ff,2} - h_{ff,1}} \quad (2.4)$$

En ce qui concerne le rendement effectif (2.5), il quantifie la totalité des pertes ayant lieu lors de la phase de compression.

$$\eta_{eff} = \frac{\dot{m}_{ff} (h_{ff,2is} - h_{ff,1})}{\dot{W}_{eff}} \quad (2.5)$$

Le rendement effectif d'un compresseur dépend de plusieurs paramètres tels que :

- la vitesse de rotation du compresseur,
- la nature du fluide frigorigène,
- la qualité de l'huile,
- les niveaux de pression à l'aspiration et au refoulement,
- le taux de compression,
- ...

Bien que tous ces paramètres interviennent, pour un fluide frigorigène donné, on exprime souvent le rendement effectif uniquement en fonction du taux de compression. En traçant le rendement effectif en fonction du taux de compression, ce dernier passe usuellement par un maximum (Figure 2.1).

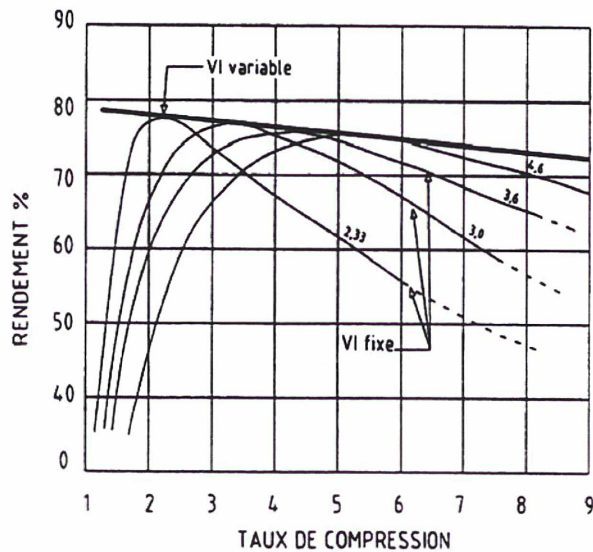


Figure 2.1 : Evolution du rendement optimum en fonction du rapport des volumes d'un compresseur volumétrique [Meunier, 2005].

Les compresseurs à vis, à palettes et à spirales ont par construction un rapport des volumes (rapport entre le volume de gaz aspiré et le volume de gaz refoulé) fixes. Ce rapport des volumes dépend de la géométrie de la chambre de compression mais aussi de la position des orifices de refoulement et d'aspiration. Le rapport des volumes impose une valeur fixe du taux de compression, qualifié de taux de compression intrinsèque. Lorsque le taux de compression est égal au taux de compression intrinsèque, le rendement est optimum.

Si, dans des conditions de fonctionnement, le taux de compression s'écarte du taux de compression intrinsèque, deux cas de figure peuvent se présenter :

- si le taux de compression est plus faible que le taux de compression intrinsèque, qui s'impose pour une pression d'aspiration donnée, alors les vapeurs quittent le compresseur à une pression supérieure à la pression régnant dans la partie haute pression, et elles subissent une détente.

- si le taux de compression est plus élevé, une partie des gaz de refoulement est réaspirée dans la chambre de compression.

Dans les deux cas, cela se traduit par une surconsommation et par une diminution du rendement effectif. Il faut donc choisir un compresseur avec un rapport de volume, aussi proche que possible du taux de compression du système.

Sur la Figure 2.2, les courbes types de rendement de deux familles de compresseurs à spirales d'un fabricant de compresseur sont représentées, l'une est optimisée à un taux de compression de 2,8 et l'autre à un taux de compression de 3,8. Par la suite, afin de mener les calculs, ces courbes seront utilisées. L'optimum du rendement constitue un paramètre important lors du choix de compresseur, il est important de choisir le compresseur afin de tirer parti au maximum de ce rendement optimum.

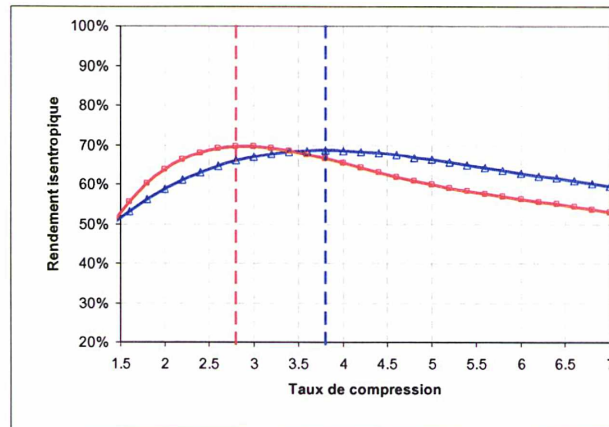


Figure 2.2 : Courbes de rendement de compresseurs à spirales avec des rapports de volume différents.

2.1.2. Comparaison avec des résultats d'essais

Les rendements des compresseurs utilisés pour les calculs reprennent des données du constructeur et sont déterminés comme présentés dans l'Annexe E. Dans ce qui suit, les rendements des compresseurs issus de catalogues de constructeurs seront comparés à des résultats d'essais calorimétriques de caractérisation de compresseurs. Le but étant de mettre en évidence les écarts et les raisons possibles de ces écarts.

La comparaison est effectuée à partir de résultats obtenus sur un banc calorimétrique réalisé dans le cadre de la thèse de Flach-Malaspina, [Flach-Malaspina, 2004]. Les écarts peuvent différer d'un compresseur à l'autre. Mais cette comparaison permet d'avoir une première idée des écarts entre des données de constructeurs et des résultats obtenus sur un compresseur testé en calorimétrie.

Rendement volumétrique

On observe que le rendement volumétrique (Figure 2.3) obtenu à partir des données du constructeur est supérieur au rendement obtenu lors de la calorimétrie. Ainsi, en utilisant le rendement volumétrique issu des données du constructeur, la puissance calorifique obtenue par le calcul devrait avoir tendance à surestimer les résultats d'essais.

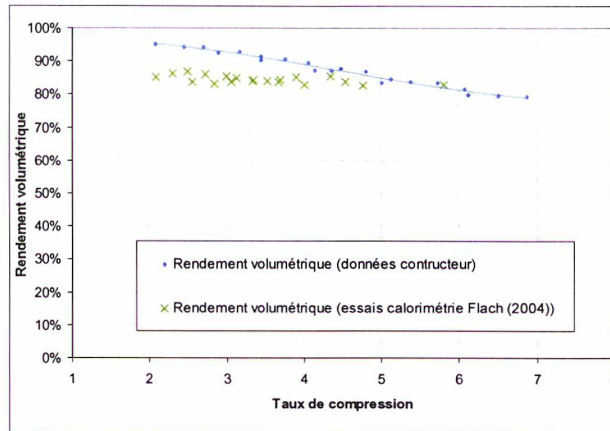


Figure 2.3 : Rendement volumétrique : Comparaison de résultats d'essais et de données constructeur.

Rendement isentropique et effectif

Il faut tout d'abord signaler que les rendements isentropique et le rendement effectif ne sont pas synonymes (Figure 2.4). En effet, le rendement effectif prend en compte les pertes qui sont hors de l'opération de compression proprement dite : énergie absorbée par la pompe à huile, frottement du bas compresseur et les pertes aux clapets. Le rendement isentropique obtenu par les données du constructeur surestime le rendement isentropique obtenu expérimentalement sur le banc calorimétrique pour les compresseurs testés. Ainsi, les calculs auront tendance à surestimer le COP et à sous-estimer la température de refoulement.

Malgré une isolation thermique, il faut signaler qu'un refroidissement naturel peut venir diminuer la température en sortie de compresseur, dans ce cas la compression n'est plus adiabatique. Dans ce cas, on observe, en ce qui concerne les essais, une amélioration du rendement isentropique « apparent » quand la température de refoulement augmente car les échanges avec l'air ambiant sont plus importants.

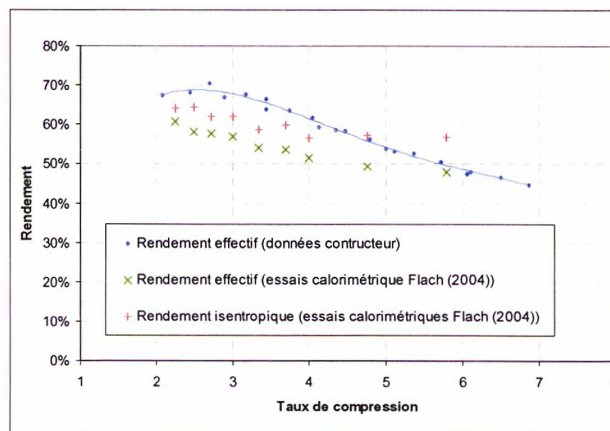


Figure 2.4 : Rendements isentropique et effectif : comparaison de résultats d'essais et de données de constructeur.

2.2. Les solutions thermodynamiques pour un écart important de température entre la source froide et le puits chaude

Pour un cycle à compression mécanique de vapeur, plus l'écart entre la température de la source froide et du puits chaud augmente et plus le taux de compression s'élève. L'accroissement du taux de compression implique un grand nombre d'inconvénients pour les systèmes à compression mécanique de vapeur :

- le travail de compression augmente,
- le rendement volumétrique (rapport entre le volume aspiré par le compresseur et le volume balayé par le compresseur) du compresseur s'abaisse (Figure 2.2), entraînant une diminution de la production volumétrique,
- le rendement effectif (rapport entre le travail absorbé pour déplacer et comprimer 1 kg de fluide frigorigène dans un compresseur parfait et le travail absorbé sur l'arbre d'un compresseur réel) s'abaisse (Figure 2.2),
- les pertes thermodynamiques dues à la détente isenthalpique s'accroissent, [Duminil, 1996],
- la température du fluide frigorigène au refoulement du compresseur s'élève, entraînant des risques de décomposition chimique de l'huile.

Dans ce qui suit, nous présenterons les différentes solutions envisageables pour remédier à ces problèmes.

2.2.1. Système mono-étagé (1 étage de compression)

2.2.1.1. Refroidissement forcé du compresseur

L'huile assure plusieurs fonctions dans un compresseur, la principale étant la lubrification des pièces en mouvement, elle permet également d'évacuer la chaleur générée par les frottements. Les huiles POE (polyolesters) sont actuellement les huiles les plus utilisées avec les HFC (HydroFluoroCarbures). Au-dessus d'une température de 130°C, les propriétés de l'huile POE se dégradent. De plus, si la température de l'huile dépasse 170°C, l'huile peut réagir chimiquement, ainsi elle se décompose, produit des acides, entraînant l'endommagement du circuit frigorifique et des pièces du compresseur (attaque du cuivre et des enroulements du moteur électrique du compresseur).

Or, dès que le taux de compression augmente la température de refoulement du compresseur augmente. Pour maintenir une température de refoulement admissible, il existe une solution très utilisée sur les compresseurs à vis qui consiste à séparer l'huile des gaz de refoulement, de la refroidir et de la réinjecter dans le compresseur [Meunier, 2005]. D'autres solutions consistent à refroidir directement l'enveloppe du compresseur par un échange sur de l'air ou de l'eau. Dans ce cas, il est possible de fonctionner à des taux de compression élevés. Toutefois, les performances diminuent fortement car le rendement effectif diminue et le travail de compression augmente. De plus, ces systèmes de refroidissement consomment une énergie supplémentaire. En résumé, il est possible d'utiliser un système mono-étagé avec des taux de compression élevés, mais il faut mettre en place un système pour refroidir les gaz de refoulement.

2.2.2. Système bi-étagé (2 étages de compression)

Il existe donc des solutions mono-étagées qui permettent de fonctionner à des taux de compression élevés, en réduisant la température de refoulement par des systèmes de refroidissement. Cependant les performances se dégradent fortement, car le taux de compression est bien supérieur au taux de compression intrinsèque du compresseur. Afin de contourner ce problème, il faut se tourner vers des solutions bi-étagées où la compression ne

se fait plus sur un étage de compression, mais sur deux. Le compresseur au 1^{er} étage de compression comprime le fluide frigorigène de la basse pression à la pression intermédiaire et le compresseur au 2^e étage de compression comprime le fluide frigorigène de la pression intermédiaire à la haute pression.

Ces solutions vont être présentées dans les sections suivantes. Pour la dénomination, le compresseur au premier étage de compression et le compresseur au deuxième étage de compression seront qualifiés respectivement de compresseur basse pression (BP) et de compresseur haute pression (HP).

2.2.2.1. Minimiser le travail de compression

Pour gagner en efficacité, il faut réduire le travail de compression. Pour un système ouvert en régime stationnaire en négligeant l'énergie cinétique et potentielle, le travail de compression lors d'une transformation réversible s'exprime par la formule (2.6).

$$w_{rev} = - \int v dP \quad (2.6)$$

Une façon de réduire le travail de compression consiste à réduire la température du gaz lors de la phase de compression. Il existe plusieurs façons de refroidir les gaz lors de la compression. Il est, par exemple, possible de refroidir directement le compresseur, mais un tel refroidissement nécessite un système particulier de refroidissement qui consomme de l'énergie. Une autre solution consiste à utiliser plusieurs étages de compression avec des refroidissements intermédiaires. Ces refroidissements s'effectuent à une pression donnée. Il existe une pression optimale qui minimise le travail de compression. En supposant que le gaz se comporte comme un gaz parfait et que la compression est adiabatique et réversible, le travail de compression est minimum lorsque les taux de compression à chaque étage sont égaux ce qui revient à écrire, [Duminil, 1996] :

$$\frac{P_{inter}}{P_{évap}} = \frac{P_{cond}}{P_{inter}} \quad (2.7)$$

La zone rayée sur la Figure 2.5, représente le travail économisé par un refroidissement intermédiaire. Le premier intérêt de la compression bi-étagée est donc de réduire le travail de compression par rapport à une compression mono-étagée.

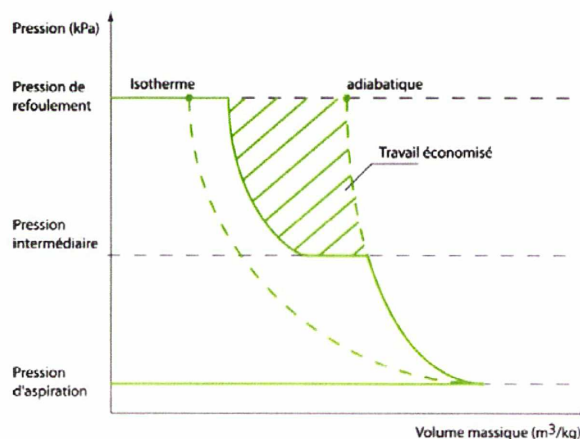


Figure 2.5 : Gain énergétique en refroidissant le fluide à une pression intermédiaire.

2.2.2.2. Recherche des rendements optimum

Les compresseurs conçus pour la climatisation ont des taux de compression intrinsèques proches de trois. Ce taux de compression est fixé par rapport au mode de fonctionnement le plus fréquent. Il est envisageable, si l'objectif est de maximiser les performances à un point de fonctionnement donné, d'adapter le taux de compression intrinsèque. Ainsi, il existe des compresseurs à spirales destinés aux pompes à chaleur dont le taux de compression intrinsèque est plus proche de 4 que de 3.

En mode bi-étagé, ce taux de compression intrinsèque joue un rôle important. En effet, lors d'une compression, à travers deux étages successifs de compression, le taux de compression global est égal au produit des taux de compression de chacun des étages de compression.

$$TC = TC_{HP} TC_{BP} \quad (2.8)$$

Le deuxième intérêt du système bi-étagé est donc de permettre de répartir le taux de compression global sur chacun des compresseurs, afin d'être le plus proche possible du taux de compression intrinsèque de chacun des compresseurs.

2.2.2.3. Refroidissement intermédiaire : de l'injection totale à l'injection partielle

Les cycles bi-étagés à injection (Figure 2.6 et Figure 2.7) sont des cycles bi-étagés qui permettent de :

- refroidir par mélange les gaz surchauffés de frigorigène en provenance du premier étage de compression avant qu'ils ne pénètrent dans le compresseur du deuxième étage de compression et ainsi limiter la température de refoulement ;
- comprimer le fluide frigorigène à travers des compressions successives, ainsi le taux de compression global est égal au produit des taux de compression partiels de chacun des étages de compression.

Un autre avantage des cycles bi-étagés à injection est qu'ils permettent de refroidir le liquide frigorigène entre le condenseur et le détendeur alimentant l'évaporateur, et ainsi d'augmenter la production frigorifique massique et par conséquent la puissance calorifique.

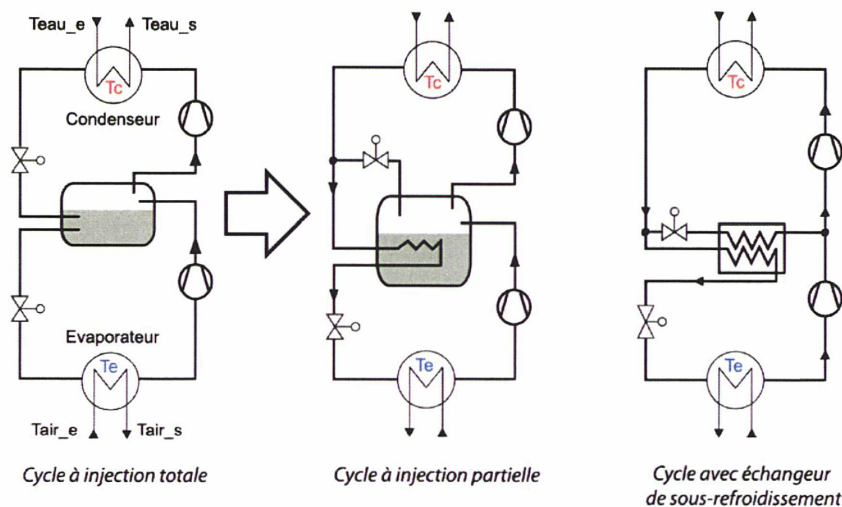


Figure 2.6 : Circuit frigorifique : de l'injection totale à l'injection avec échangeur de sous-refroidissement.

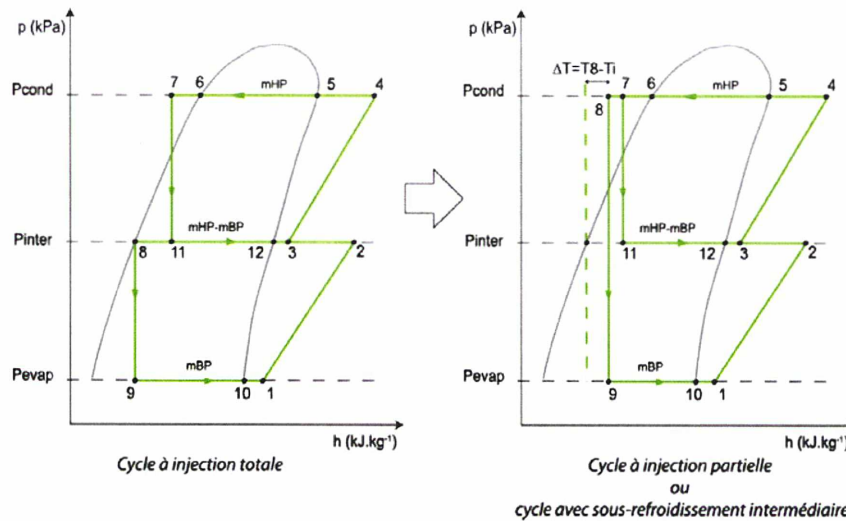


Figure 2.7 : Cycle thermodynamique : de l'injection totale à l'injection avec échangeur de sous-refroidissement.

2.2.2.3.1. Du Cycle à injection totale au cycle à injection partielle

Le cycle à injection totale (Figure 2.6) est le cycle bi-étagé qui est le plus efficace [Duminil, 1996]. En effet, la bouteille d'injection joue la fonction d'un évapo-condenseur sans paroi, donc sans écart de température entre les débits haute et basse pression. Les seules irréversibilités sont les irréversibilités de mélange de deux débits à enthalpies différentes. Il implique cependant certaines difficultés techniques. Le cycle à injection partielle (Figure 2.6) apporte des solutions aux problèmes rencontrés. Le Tableau 2.1 présente les solutions apportées par l'injection partielle aux problèmes de l'injection totale.

Tableau 2.1 : Problèmes de l'injection totale, solutions apportées par l'injection partielle.

Cycle à injection totale	Cycle à injection partielle
Problème : Le liquide quittant la bouteille intermédiaire est pratiquement à saturation. Le détendeur risque d'être alimenté par un mélange liquide/vapeur.	Solution : Le fluide frigorigène est sous-refroidi avant d'être détendu dans le détendeur principal.
Problème : Faible différence de pression entre la pression intermédiaire et la basse pression (risque de pompage des détendeurs).	Solution : le détendeur BP ne travaille plus entre la P_{inter} et $P_{évap}$, mais entre la P_{cond} et $P_{évap}$

Ainsi, le sous-refroidissement poussé permet d'assurer que le fluide frigorigène est toujours à l'état liquide à l'entrée du détendeur. La température de sous-refroidissement est légèrement supérieure à la température de changement d'état du fluide frigorigène dans la bouteille, car l'échange thermique avec l'échangeur dans la bouteille s'effectue avec un écart de température de l'ordre de 2 à 3 K.

Lorsque l'on compare un cycle à injection totale et un cycle à injection partielle en maintenant les mêmes conditions pour les deux cycles : pressions identiques, surchauffe et sous-refroidissement identiques, alors pour une même puissance frigorifique le débit massique BP est plus grand pour une installation à injection partielle que pour une installation à injection totale (Figure 2.7).

2.2.2.3.2. Cycle à injection partielle sans bouteille intermédiaire et avec échangeur sous-refroidisseur

Le cycle à injection partielle apporte des solutions aux problèmes de l'injection totale, néanmoins, il présente certains points faibles. L'utilisation d'une bouteille intermédiaire entraîne plusieurs inconvénients :

- une augmentation de la masse de fluide frigorigène dans le circuit,
- la mise en œuvre de systèmes spécifiques pour assurer le retour de l'huile au compresseur,
- de plus, avec des mélanges zéotropes comme le R-407C, une telle bouteille sépare les composants et modifie donc la composition du mélange circulant dans chaque étage de compression. Les constituants les plus volatils s'accumulent au 2^e étage de compression, entraînant une augmentation de la pression de condensation par rapport au mélange initial. Une augmentation de la pression de condensation se traduit par une augmentation du taux de compression et par conséquent, par une diminution du rendement effectif.

Un système équivalent sans bouteille intermédiaire est alors envisageable (Figure 2.6). Cette dernière solution permet de conserver les avantages de l'injection partielle avec bouteille intermédiaire, tout en se passant de la bouteille intermédiaire. Mais il faut tout de même prévoir une zone de mélange adaptée entre les gaz de refoulement du compresseur BP et le fluide frigorigène injecté, [Stefan, 2005].

Avec ce système, il est ainsi possible :

- de contrôler la surchauffe à l'aspiration du compresseur HP en jouant sur le débit injecté,
- de choisir les compresseurs pour minimiser le travail de compression,
- de profiter des rendements optimums de chaque compresseur,
- d'accentuer le sous-refroidissement, donc d'augmenter la puissance frigorifique et par conséquent la puissance calorifique.

Un tel système permet également d'utiliser séparément chaque compresseur. Afin de disposer de plusieurs niveaux de puissance.

2.2.2.4. Refroidisseur intermédiaire des gaz de refoulement

Le refroidissement intermédiaire peut se faire par l'injection de fluide frigorigène. Mais, il est également possible de refroidir les gaz de refoulement en récupérant la chaleur par un système d'échangeur d'air ou d'eau. Il faut pour cela disposer d'eau ou d'air à un niveau de température assez bas, [Stefan, 2005].

2.2.2.5. Un seul compresseur à injection de vapeur ou diphasique

Il existe également des compresseurs où il est possible d'injecter directement le fluide frigorigène à une pression intermédiaire dans la chambre de compression. Il s'agit très souvent de compresseurs à vis [Jonsson, 1991] et plus récemment de compresseur à spirales [Beeton, 2003] et [Zehnder, 2004]. Il est aussi possible d'injecter sous forme diphasique le frigorigène, ce qui permet de refroidir plus significativement les vapeurs par rapport à une simple injection de vapeur. Ma, [Ma, 2004], montre l'amélioration de la puissance calorifique et du COP par l'utilisation d'un tel compresseur par rapport à un simple compresseur. Des pompes à chaleur utilisant ce type de compresseurs ont été commercialisées, démontrant ainsi la fiabilité de tels compresseurs [Dieckmann, 2004] et [Hafner, 2005]. Contrairement à un système composé de deux compresseurs, ce type de compresseur ne permet pas de faire simplement de la réduction de puissance en passant d'une configuration bi-étagée à une configuration mono-étagée.

2.2.2.6. Cycle en cascade

Le cycle en cascade se compose de deux cycles mono-étagés utilisant deux fluides frigorigènes différents. Les deux cycles mono-étagés sont couplés thermiquement par un échangeur de chaleur : un évapo-condenseur. L'évaporateur du 2^e étage de compression permet de refroidir et de condenser le fluide frigorigène du 1^{er} étage de compression. Le schéma de principe d'un tel dispositif est présenté sur la Figure 2.8. Le cycle en cascade permet de sélectionner deux fluides l'un adapté à la haute température et l'autre à la basse température.

Le cycle en cascade présente des inconvénients. Tout d'abord l'échangeur intermédiaire entraîne une création d'entropie supplémentaire. De plus, le rendement effectif du compresseur diminue rapidement quand le taux de compression dépasse le taux de compression intrinsèque. Il est difficile de contourner ce problème car l'utilisation de deux cycles mono-étagés isolés l'un de l'autre ne permet pas de passer facilement d'une configuration bi-étagée à une configuration mono-étagée. Un autre inconvénient réside dans la difficulté d'inverser un tel cycle. Enfin, des précautions particulières doivent être prises lors de la maintenance du système à cause de la présence de deux fluides frigorigènes. Actuellement, des pompes à chaleur en cascade sont commercialisées utilisant le R-404A au premier étage de compression et le R-134a au deuxième étage et elles fournissent de l'eau à haute température pour une température d'air extérieur basse, [Dimplex, 2006].

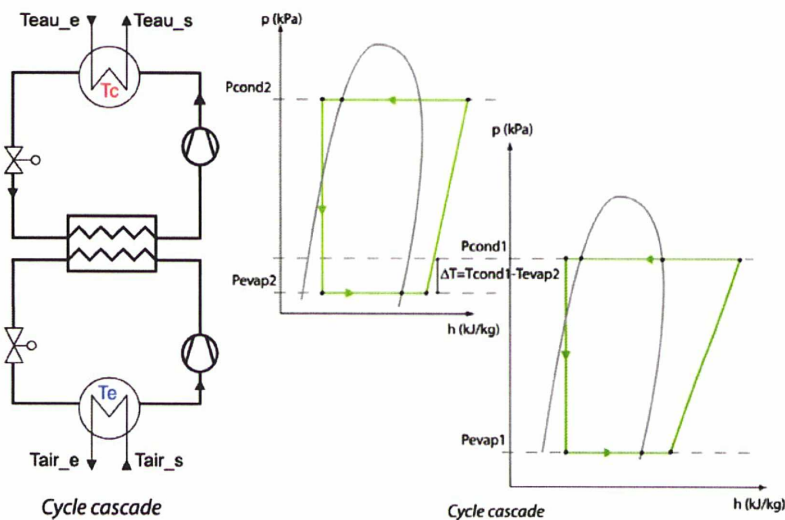


Figure 2.8 : Circuit frigorifique : cycle en cascade et Cycle thermodynamique : cycle en cascade.

2.2.2.7. Cycle à sous-refroidissement mécanique

Il existe aussi une solution qui ressemble aux cycles en cascade, mais où les fluides frigorigènes utilisés au 2^e étage de compression et au 1^{er} étage de compression sont les mêmes. A l'étage intermédiaire, le fluide frigorigène passe par un condenseur classique avant de passer dans un évapo-condenseur. Il est ainsi possible de disposer de deux niveaux de température l'un au 1^{er} étage de compression et l'autre au 2^e étage de compression. Une telle configuration (Figure 2.9) permet de fonctionner aussi bien en configuration mono-étagée que bi-étagée.

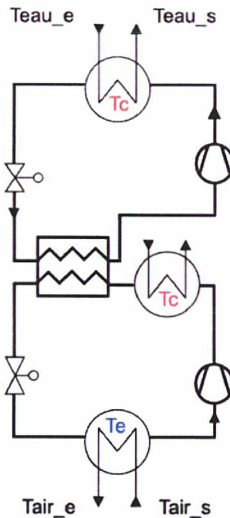


Figure 2.9 : Cycle bi-étagé : production de chaud à deux niveaux de température.

2.2.3. Système multi-étagé

Après avoir vu l'intérêt des systèmes bi-étagés, il est également possible de se pencher sur des systèmes de compression à plus de 2 étages, par exemple 3 ou 4. Pour cela, des calculs simples sur un cycle multi-étagé à injection totale vont être menés en prenant le R-407C comme fluide frigorigène.

Pour les calculs, les conditions suivantes sont fixées :

- la pression de condensation : 3400 kPa,
- la pression d'évaporation : 200 kPa,
- la puissance calorifique : 12 kW,
- la surchauffe à l'aspiration du premier compresseur : 5 K,
- le sous-refroidissement : 4 K.

Dans le cas d'une compression multi-étagée à n étages en supposant que le fluide frigorigène se comporte comme un gaz parfait, que la compression est adiabatique réversible et que le fluide frigorigène est refroidi jusqu'à l'isotherme, il est possible de démontrer que les pressions optimales sont atteintes lorsque les taux de compression, à chaque étage de compression, sont égaux. Ainsi, le taux de compression à chaque étage est calculé par la formule (2.9). Avec toutes ces données, il est alors possible de calculer tous les points du cycle thermodynamique (Figure 2.10) et le COP dans chacun des cas.

$$TC_n = \left(\frac{P_{cond}}{P_{évap}} \right)^{1/n} \quad (2.9)$$

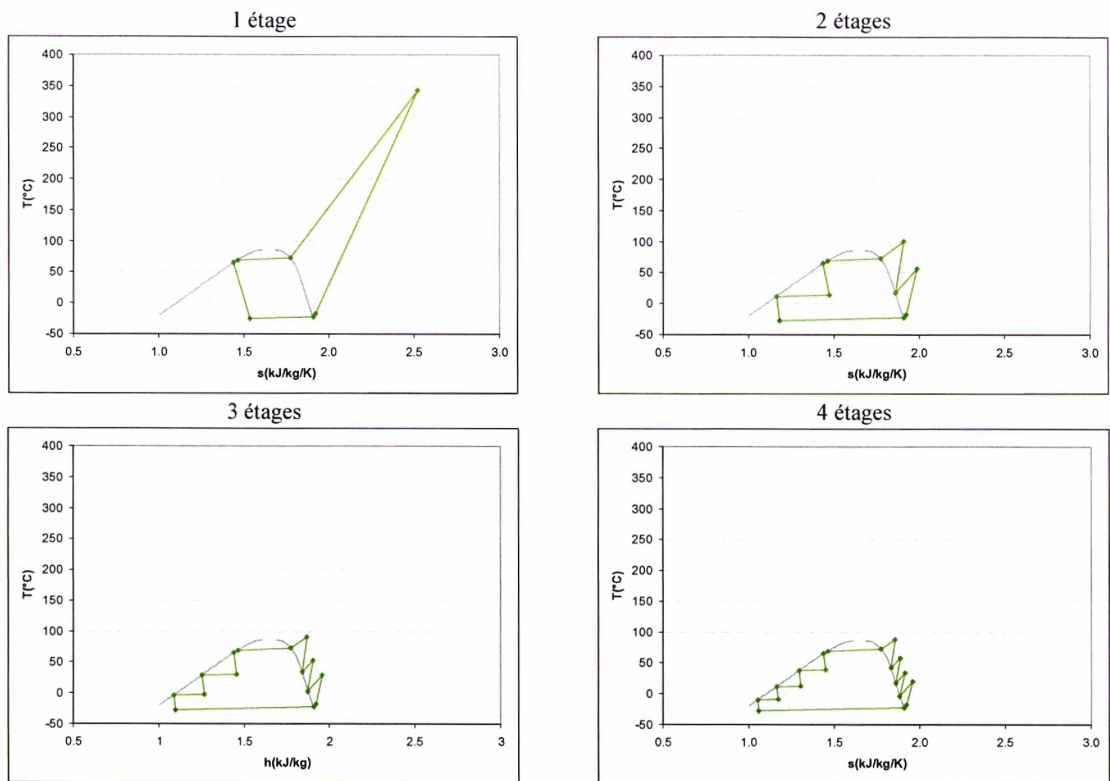


Figure 2.10 : Evolution du cycle thermodynamique sur un diagramme (T, s) en fonction du nombre d'étages.

Pour le calcul, on suppose, dans un premier temps, que le rendement isentropique est constant et égal à 60%. Alors en calculant le COP, pour 1, 2, 3 et 4 étages de compression, on observe que plus le nombre d'étages augmente et plus le COP augmente (Figure 2.11), toutefois le gain est de moins en moins important.

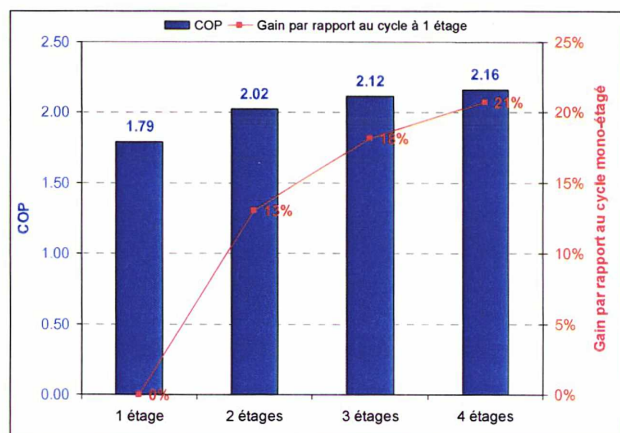


Figure 2.11 : Evolution du COP en fonction du nombre d'étages pour un rendement isentropique constant.

Dans un deuxième temps, on suppose que le rendement isentropique est fonction du taux de compression, comme représenté sur la Figure 2.12. En augmentant le nombre d'étages de compression, le taux de compression supporté par chaque compresseur diminue, passant ainsi

de 17 pour 1 étage à 2 pour 4 étages. Il faut signaler que dans le cas de la compression mono-étagée avec les conditions indiquées, le taux de compression est tel que le rendement isentropique est très faible ; et la température de refoulement atteinte dépasse 300°C. Un tel cas ne peut pas être envisagé dans une situation réelle.

Dans ce cas, le COP augmente aussi avec le nombre d'étages. Cependant au-delà de 3 étages, il diminue, car le rendement isentropique devient alors insuffisant à cause du faible taux de compression. Le gain du cycle multi-étagé n'arrive alors pas à compenser les pertes dues au rendement du compresseur. Il ne faut donc pas à tout prix augmenter le nombre d'étages car cela ne se manifeste pas toujours par une amélioration du COP, sans compter que le coût et la complexité de l'installation croissent avec le nombre d'étages.

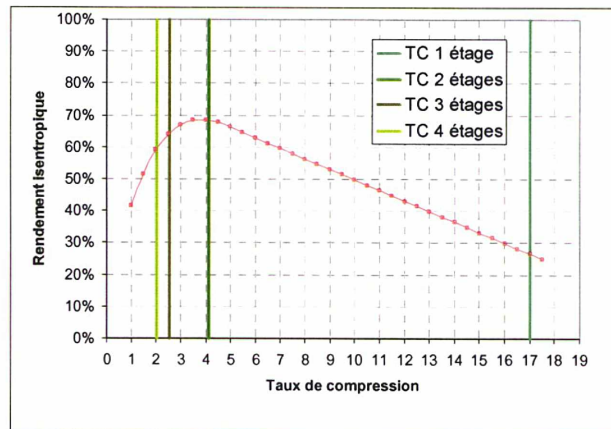


Figure 2.12 : Variation du rendement isentropique en fonction du taux de compression.

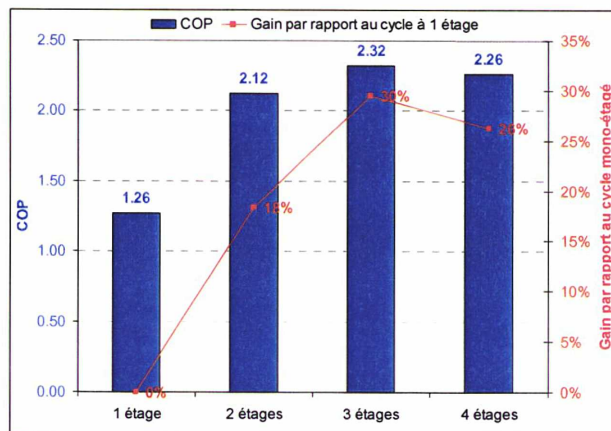


Figure 2.13 : Evolution du COP en fonction du nombre d'étages pour un rendement isentropique variable.

2.3. Haute performance sur une grande plage de température d'air extérieur : la puissance variable

Si la pompe à chaleur est dimensionnée pour la température d'air la plus basse, le taux de charge (rapport entre les besoins thermiques et la puissance calorifique fournie par la pompe à chaleur à un point de fonctionnement donné) sera d'autant plus important que la température d'air extérieur augmente. La pompe à chaleur doit alors, entre autres :

- cycler plus fréquemment,
- givrer à des températures d'air extérieur plus élevées.

Or, tous ces éléments ont tendance à réduire l'efficacité du système. Pour remédier à ce problème, une solution envisageable repose sur la variation de puissance. Dans la suite, différentes solutions pour faire de la variation de puissance seront présentées.

2.3.1. Deux compresseurs et trois niveaux de puissance

Sur un circuit frigorifique disposant de plusieurs compresseurs, il est possible de disposer de plusieurs niveaux de puissance en faisant fonctionner en parallèle ou alternativement des compresseurs de puissances différentes. Il est aussi possible de faire fonctionner les compresseurs en série, c'est-à-dire en mode bi-étagé.

2.3.1.1. En parallèle

Le montage de deux compresseurs en parallèle permet d'avoir trois niveaux de puissance en utilisant deux compresseurs en parallèle, [Barbouchi, 2006]. Très souvent, les compresseurs sont choisis de telle sorte qu'un compresseur représente 1/3 du débit volumique balayé total et le second 2/3 [Flach-Malaspina, 2004]. Dans cette configuration en parallèle, le taux de compression global ne change pas, mais la puissance calorifique augmente. En effet, deux compresseurs en parallèle sont équivalents à un compresseur dont le débit volumique balayé est égal à la somme des débits volumiques balayés par chacun des compresseurs.

2.3.1.2. En série

En série, il est également possible d'avoir trois niveaux de puissance, tout en profitant de la compression bi-étagée. Il faut alors concevoir une architecture de circuit adéquate afin de pouvoir passer d'une configuration bi-étagée à une configuration mono-étagée.

2.3.2. Les compresseurs à vitesse variable

Dans ce cas, les compresseurs sont couplés à un système de variation de vitesse (inverter) qui permet de faire varier la vitesse du champ magnétique tournant, donc la vitesse de rotation et par conséquent le débit volumique balayé du compresseur. Il est ainsi possible, par palier de vitesses ou de façon proportionnelle, d'adapter la puissance calorifique fournie aux besoins de chauffage.

2.3.3. La variation de composition

Les mélanges sont constitués de plusieurs fluides dont la pression normale d'ébullition est différente. Par exemple pour du R-407C qui est un mélange de R-32, R-125 et de R-134a, la pression normale d'ébullition du R-32 est bien supérieure à celle du R-134a. Il est alors possible de jouer sur la pression effective du mélange en isolant l'un des fluides du mélange ([Clodic, 2005] et [Rahhal, 2006]).

Kusaka, [Kusaka, 2000], décrit un système frigorifique utilisant un mélange (R-407C) de fluides frigorigènes purs. Par un système de rectification, la composition du mélange en circulation est modifiée en jouant sur le bas point d'ébullition du R-32 et du R-125 et le haut point d'ébullition du R-134a. En isolant les constituants à bas point d'ébullition, il est possible de faire diminuer la puissance frigorifique du système en fonction de la température d'air extérieur. Le système nécessite une colonne de rectification et une résistance électrique.

Après avoir étudié les différents cycles envisageables, il s'agit maintenant d'analyser les différents fluides frigorigènes qui pourraient convenir. Ce travail implique la mise en œuvre d'une méthode de sélection.

2.4. Sélection d'un fluide frigorigène

2.4.1. Les fluides frigorigènes pour la pompe à chaleur

2.4.1.1. Propriétés thermodynamiques et thermophysiques

Toutes les propriétés thermophysiques et thermodynamique du fluide frigorigène sont déterminées à partir du programme Refprop 7.0 [Lemmon, 2002] ou directement par des fonctions qui appellent les fonctions Refprop.

2.4.1.2. Avantage des fluides zéotropes sur les fluides purs

Högberg, [Högberg, 1994], compare les performances de fluides zéotropes et de fluides purs sur un système bi-étagé équipé d'un compresseur à vis. Contrairement aux fluides purs ou aux mélanges azéotropes, les fluides zéotropes présentent un glissement de température dans la zone diphasique. Le glissement de température d'un fluide zéotrope s'explique par la différence de volatilité des fluides frigorigènes composants le mélange.

Högberg démontre que si le glissement du fluide frigorigène suit le profil de température du fluide caloporteur ou frigoporteur, il est alors possible d'améliorer les performances de la machine. En effet, de la sorte la création d'entropie des échangeurs est considérablement diminuée. Par le calcul, les performances des fluides purs et zéotropes sur un cycle bi-étagé ont été comparées. La différence de composition entraîne que la vapeur s'enrichit avec les fluides purs les plus volatils, alors que le liquide s'enrichit avec les fluides purs les moins volatils. En comparant différents fluides frigorigènes, il se dégage de cette étude que le R-152a et des fluides à fort glissement présentent les meilleures performances énergétiques.

2.4.1.3. Les méthodes de sélection du fluide frigorigène

Il existe de nombreuses études qui portent sur ce sujet, particulièrement pour trouver des remplaçants aux CFC et HCFC ([Duvedi, 1996] et [Göktun, 1995]). Plus récemment, des études ont porté sur des fluides disposant de bonnes performances et qui présentent un faible impact sur l'effet de serre. Dans la plupart des cas, il s'agit de comparer un très grand nombre de fluides frigorigènes en testant de nouveaux mélanges ternaires ou quaternaires et de les comparer selon plusieurs critères. Des mélanges aux performances intéressantes ont été identifiés, toutefois très souvent ces mélanges, du fait qu'ils comportent une part importante de fluides inflammables, présentent un risque élevé d'inflammabilité. Zehnder, [Zehnder, 2004], et Rahhal, [Rahhal, 2006], mettent ainsi en évidence deux mélanges pour la pompe à chaleur, respectivement le R-C270/R-600 (85/15 composition massique) et le R-32/R-134a (34/66 composition massique). Ces deux fluides seront intégrés dans la liste des fluides étudiés. Zehnder utilise deux critères pour la sélection le COP et la production calorifique, alors que Rahhal utilise une méthode par élimination qui permet de former des groupes qui répondent à un certain nombre de critères. Ici, on se propose d'appliquer une méthode de sélection multicritère en adoptant dans un premier temps la méthode de regroupement utilisée

par Rahhal, puis dans un deuxième temps une méthode de classement (AHP : Analytic Hierarchy Process).

2.4.2. Les prescriptions de la norme et les critères de sélection

2.4.2.1. Indication sur le choix d'un fluide selon la norme NF EN 378-1

La norme [NF EN 378-1, 2000] propose des recommandations quant à la sélection des fluides frigorigènes :

- Les fluides frigorigènes doivent être choisis avec un ODP (Ozone Depletion Potential) nul.
- Si l'effet de serre est le seul effet sur l'environnement, le rendement énergétique doit être privilégié par rapport à une faible charge, si les deux exigences ne peuvent être remplies simultanément.
- Les fluides frigorigènes doivent être choisis de telle sorte que leurs impacts sur la santé et la sécurité (toxicité/inflammabilité) sont minimisés. Ainsi, les fluides de catégories A1 seront privilégiés. La définition de ces différentes catégories est indiquée dans la norme [NF EN 378-1, 2000]
- s'il est nécessaire d'utiliser des fluides frigorigènes dont le GWP est supérieur à zéro, la charge doit être minimisée.

Le TEWI sera utilisé comme critère à minimiser afin de tenir compte de l'impact direct et indirect du fluide frigorigène sur l'effet de serre.

La norme met également à disposition une liste de fluides frigorigènes. À partir de ces différents fluides et des deux fluides retenus dans la littérature :

- R-C270/R-600 (85/15 composition massique),
- R-32/R-134a (34/66 composition massique).

La question se pose de savoir quel fluide est le plus approprié à la pompe à chaleur suivant une liste de critères.

Il existe différentes méthodes de sélection [Figueira, 2005] :

- méthodes de regroupement,
- méthodes de classement.

Tableau 2.2 : Tableau de sélection des fluides frigorigènes selon 3 critères.

Groupe de sécurité	Numéro du fluide frigorigène	ODP	ODP égale à zéro	Pression d'évaporation pour une température moyenne d'évaporation de -20°C (kPa)	Pression d'évaporation supérieure à 100 kPa pour une température d'évaporation de -20°C	Température critique (°C)	Température critique supérieure à 80°C
A1	R-11	1		16		198	
A1	R-12	1		151		112	
A1	R-13	1		1141		29	
A1	R-22	0.055		245		96	
A1	R-23	0	R-23	1396	R-23	26	
A1	R-113	0.6		5		214	
A1	R-115	0.6		220		80	
A1	R-124	0.022		71		122	
A1	R-125	0	R-125	338	R-125	66	
A1	R-134a	0	R-134a	133	R-134a	101	R-134a
A1	R-218	0	R-218	204	R-218	72	
A1	R-C318	0	R-C318	55		115	
A1	R-500	0.74		178		102	
A1	R-501	0.29		241		97	
A1	R-502	0.33		287		81	
A1	R-503	0.6		1552		19	
A1	R-507A	0	R-507A	316	R-507A	71	
A1	R-509A	0.024		241		87	
A1	R-744	0	R-744	1970	R-744	31	
A1/A1	R-401A	0.037		143		105	
A1/A1	R-401B	0.04		154		104	
A1/A1	R-401C	0.030		117		110	
A1/A1	R-402A	0.021		321		76	
A1/A1	R-402B	0.033		292		83	
A1/A1	R-403A	0.041		261		91	
A1/A1	R-403B	0.031		260		89	
A1/A1	R-404A	0	R-404A	302	R-404A	72	
A1/A1	R-407A	0	R-407A	235	R-407A	82	R-407A
A1/A1	R-407B	0	R-407B	274	R-407B	74	
A1/A1	R-407C	0	R-407C	215	R-407C	86	R-407C
A1/A1	R-408A	0.026		281		83	
A1/A1	R-409A	0.048		134		107	
A1/A1	R-409B	0.048		146		104	
A1/A1	R-410A	0	R-410A	399	R-410A	70	
A1/A1	R-410B	0	R-410B	397	R-410B	69	
A1/A2	R-406A	0.057		118		117	
A1/A2	R-412A	0.055		149		107	
A2	R-32	0	R-32	406	R-32	78	
A2	R-141b	0.11		10		207	
A2	R-142b	0.065		64		137	
A2	R-152a	0	R-152a	121	R-152a	113	R-152a
B1	R-123	0.02		12		184	
B2	R-717	0	R-717	190	R-717	132	R-717
	R-407X	0	R-32/R-134a	174	R-32/R-134a	95	R-32/R-134a
A3	R-170	0	R-170	1422	R-170	32	
A3	R-290	0	R-290	244	R-290	97	R-290
A3	R-600	0	R-600	45		152	
A3	R-600a	0	R-600a	72		135	
A3	R-C270/R-600	0	R-C270/R-600 (85/15)	124	R-C270/R600	129	R-C270/R600

Ainsi après avoir appliqué les différents critères à savoir :

- ODP égal à zéro,
- Pression d'évaporation supérieure à 100 kPa pour une température d'évaporation de -20°C,
- Température critique supérieure à 80°C.

Les résultats de cette première sélection sont résumés dans le Tableau 2.2.

2.4.2.2. Critères de sélections

Après avoir appliqué cette première sélection, il s'agit à présent de classer ces fluides selon trois critères : la PME (pression moyenne effective), l'effet indirect sur l'effet de serre et l'effet direct sur l'effet de serre.

PME

Un autre point important est la pression moyenne effective (PME) qui représente l'énergie utile fournie au fluide frigorigène par unité de volume balayé et non aspiré. Elle s'exprime en kJ/m^3 . Elle fait intervenir la variation d'entropie lors de la compression isentropique et la masse volumique des vapeurs à l'aspiration :

$$PME = \rho_{ff,1}(h_{ff,2is} - h_{ff,1}) \quad (2.10)$$

Pour fournir la même puissance calorifique, le volume balayé par le compresseur sera moindre pour un fluide dont la pression moyenne effective est plus faible.

Effet indirect sur l'effet de serre

Pour le calcul du COP, un cycle théorique sera considéré avec :

- une température d'évaporation de 0°C,
- une température de condensation de 50°C,
- une surchauffe de 5 K,
- un sous-refroidissement de 4 K,
- un rendement isentropique de 60%.

Un tel cycle théorique est souvent utilisé par les constructeurs de compresseurs lors de la sélection du compresseur pour les pompes à chaleur car il se rapproche des conditions de fonctionnement du point A7W45 (Température d'entrée d'air de 7°C et température de sortie d'eau de 45°C). Pour les fluides zéotropes, les températures de condensation et d'évaporation seront égales aux températures moyennes entropiques.

Pour le calcul de l'effet indirect, le COP saisonnier sera supposé égal à 80% du COP ainsi calculé, l'important ici étant de comparer les fluides frigorigènes. Ayant ainsi une valeur estimée du COP saisonnier, il est alors possible à partir des hypothèses définies au Chapitre 1 paragraphe 1.2.5.3 de calculer l'effet indirect sur une année. On suppose ici que la masse de fluide frigorigène est identique, même si pour une même puissance, la masse de fluide frigorigène peut différer d'un fluide frigorigène à l'autre.

Effet direct sur l'effet de serre

Le GWP_{100} exprime l'équivalence en CO_2 de l'émission d'un kilogramme de ce fluide dans l'atmosphère à l'horizon de 100 ans. Il constitue donc un point important de l'effet direct sur l'effet de serre d'une machine frigorifique. Toutefois, cet effet n'a vraiment de répercussions que si le fluide frigorigène est libéré dans l'atmosphère. Nous considérons donc l'effet direct,

tel que défini à l'équation (1.8) et pour son calcul les mêmes hypothèses qu'au Chapitre 1 paragraphe 1.2.5.3.

Les valeurs de ces différents critères pour chacun des fluides sont indiquées dans le Tableau 2.3.

Tableau 2.3 : Première liste de fluides frigorigènes retenus.

		Limite Pratique (kg/m ³)	COP (0°C/50°C)	GWP ₁₀₀	PME (kJ/m ₃)	Effet direct ramené à 1 an (kg éq. CO ₂)	Effet indirect ramené à 1 an (kg éq. CO ₂)
A1	R-134a	0,2500	3,57	1300	2691	748	1103
A1	R-407A	0,3300	3,41	1900	4439	1093	1152
A1	R-407C	0,3100	3,46	1600	4283	920	1135
A2	R-32	0,0540	3,44	580	7029	334	1143
A2	R-152a	0,0270	3,68	140	2574	81	1068
~A2	R-717	0,0004	3,68	0	4889	0	1069
B2	R-32/R-134a (0,34/0,66)	0,0080	3,51	3	3674	550	1113
A3	R-290	0,1123	3,53	956	3644	2	1120
~A3	R-C270/R-600 (0,85/0,15)	0,0080	3,72	3	2677	2	1056

Après cette seconde étape de sélection résumée dans le Tableau 2.3, si l'on ne devait retenir que le fluide frigorigène dont l'effet direct est le plus faible, le R-C270/R-600 serait retenu. L'ammoniac est aussi un très bon candidat car il se classe deuxième selon l'effet direct, deuxième selon la PME et avec un GWP₁₀₀ nul.

Critère d'inflammabilité et de limite pratique

Pour l'application pompe à chaleur dans le résidentiel, il est difficile d'envisager que des fluides frigorigènes différents de ceux de type A1 qui ne présentent aucun risque. On se retrouve ainsi avec seulement trois fluides. Ces trois fluides seront comparés selon les 3 critères.

2.4.3. Méthode AHP

La méthode AHP recommande une échelle afin de classer les critères les uns par rapport aux autres. La méthode de classement repose sur l'utilisation d'une matrice de comparaison c_{ij} . Un point important de la méthode impose que la matrice soit réciproque c'est-à-dire que :

$$c_{ij} = (c_{ji})^{-1} \quad (2.11)$$

Une telle matrice est présentée dans le Tableau 2.5. La première étape d'une telle méthode est de comparer deux à deux les critères, de les évaluer et les classer les uns par rapport aux autres, selon l'échelle présentée dans le Tableau 2.4. Cette comparaison est résumée dans une matrice carrée réciproque (Tableau 2.6). On fixe ainsi que l'effet direct et l'effet indirect sur l'effet de serre sont d'égale importance et la pression moyenne effective est légèrement moins importante que les effets sur l'effet de serre.

Pour chaque critère, on dispose d'un vecteur qui correspond aux valeurs de chaque solution pour le critère donné. À partir de ce vecteur, il est possible de construire une nouvelle matrice

de comparaison. On calcule ensuite la moyenne géométrique de chaque colonne, en première approximation, ces moyennes géométriques sont égales aux valeurs propres de la matrice. Chaque moyenne géométrique est normée par la somme des moyennes géométriques. On dispose ainsi du poids de chaque solution selon le critère. Cette démarche va donc être appliquée à notre cas de figure et les calculs successifs sont résumés dans le Tableau 2.5.

Tableau 2.4 : Echelle de comparaison des critères.

Comparaison entre g_i et g_j	valeur de $\frac{w_i}{w_j}$
g_i et g_j sont d'égale importance	1
g_i est légèrement plus important de g_j	3
g_i est plus important que g_j	5
g_i est nettement plus important que g_j	7
g_i est absolument plus important que g_j	9

Tableau 2.5 : Modèle de calculs du tableau de comparaison pour 3 critères et 3 solutions.

	Solution 1	Solution 2	Solution 3	Moyenne géométrique	Poids
Solution 1	$c_{11} = \frac{w_1}{w_1} = 1$	$c_{12} = \frac{w_1}{w_2}$	$c_{13} = \frac{w_1}{w_3}$	$m_1 = \sqrt[3]{c_{11} + c_{12} + c_{13}}$	$p_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2 + m_3}$
Solution 2	$c_{21} = \frac{w_2}{w_1}$	$c_{22} = \frac{w_2}{w_2} = 1$	$c_{23} = \frac{w_2}{w_3}$	$m_2 = \sqrt[3]{c_{21} + c_{22} + c_{23}}$	$p_2 = \frac{m_2}{m_1 + m_2 + m_3}$
Solution 3	$c_{31} = \frac{w_3}{w_1}$	$c_{32} = \frac{w_3}{w_2}$	$c_{33} = \frac{w_3}{w_3} = 1$	$m_3 = \sqrt[3]{c_{31} + c_{32} + c_{33}}$	$p_3 = \frac{m_3}{m_1 + m_2 + m_3}$
				$m_1 + m_2 + m_3$	1.00

Dans notre cas, la première étape consiste à comparer les critères deux à deux suivant les règles du Tableau 2.4. Il est par exemple considéré que les effets directs et indirects sont légèrement plus importants que la PME. On obtient ainsi le Tableau 2.6.

Tableau 2.6 : Tableau de comparaison des critères.

	PME (kJ/m ³)	Effet direct (kg éq. CO ₂)	Effet indirect (kg éq. CO ₂)	Moyenne géométrique	Poids
PME (kJ/m ³)	1.00	0.33	0.33	0.48	0.14
effet direct (kg éq. CO ₂)	3.00	1.00	1.00	1.44	0.43
effet indirect (kg éq. CO ₂)	3.00	1.00	1.00	1.44	0.43
				3.37	1.00

Ayant comparé les différents critères, il s'agit à présent de comparer les différentes solutions selon les différents critères. Cette fois disposant de valeur numérique, on calculera les rapports des valeurs.

Tableau 2.7 : COP, PME et GWP₁₀₀ des trois fluides à comparer.

	PME (kJ/m ³)	Effet direct (kg éq. CO ₂)	Effet indirect (kg éq. CO ₂)
R-134a	2691	748	1103
R-407A	4439	1093	1152
R-407C	4283	920	1135

Tableau 2.8 : Tableau de comparaison selon le critère de la PME.

PME (kJ/m ³)	R-134a	R-407A	R-407C	Moyenne géométrique	Poids
R-134a	1.00	0.61	0.63	0.72	0.24
R-407A	1.65	1.00	1.04	1.20	0.39
R-407C	1.59	0.96	1.00	1.15	0.38
				3.07	1.00

Tableau 2.9 : Tableau de comparaison selon le critère de l'effet direct.

Effet direct (kg éq. CO ₂)	R-134a	R-407A	R-407C	Moyenne géométrique	Poids
R-134a	1.00	1.46	1.23	1.22	0.40
R-407A	0.68	1.00	0.84	0.83	0.27
R-407C	0.81	1.19	1.00	0.99	0.33
				3.04	1.00

Tableau 2.10 : Tableau de comparaison selon le critère de l'effet indirect.

Effet indirect (kg éq. CO ₂)	R-134a	R-407A	R-407C	Moyenne géométrique	Poids
R-134a	1.00	1.04	1.03	1.02	0.34
R-407A	0.96	1.00	0.99	0.98	0.33
R-407C	0.97	1.01	1.00	1.00	0.33
				3.00	1.00

Tableau 2.11 : Classement des trois fluides.

	0.14	0.43	0.43	Moyenne géométrique	Poids
R-134a	0.24	0.40	0.34	0.35	0.35
R-407A	0.39	0.27	0.33	0.31	0.31
R-407C	0.38	0.33	0.33	0.34	0.34
				1.00	1.00

Il ressort qu'aucun fluide frigorigène ne surclasse tous les autres, même si le R-134a et le R-407C arrivent ex æquo. Pour la suite de l'étude, le fluide frigorigène retenu pour la pompe à chaleur sera le R-407C ; Zehnder [Zehnder 2004], et Rahhal [Rahhal 2006], étant également arrivés à la même conclusion.

2.5. Dimensionnement des compresseurs sur un cycle bi étagé à refroidissement intermédiaire

Après avoir sélectionné un fluide frigorigène et un système thermodynamique, il s'agit maintenant de dimensionner les compresseurs. Un calcul, tenant compte des rendements des compresseurs calculés à partir des données des constructeurs, permettra de vérifier ce dimensionnement.

2.5.1. Point de dimensionnement

D'après la loi d'eau et de déperdition définie au Chapitre 1, les contraintes de dimensionnement des compresseurs pour une température d'air extérieur de -15°C sont les suivantes :

- Puissance calorifique 12250 W,
- Température de départ d'eau de 75°C et de retour d'eau de 63°C .

2.5.2. Hypothèses de calcul

Le dimensionnement des compresseurs est réalisé sur un cycle bi-étagé à injection partielle avec échangeur de sous-refroidissement. Les différents points du cycle sont représentés sur la Figure 2.14. Par exemple, pour désigner la température de refoulement du compresseur BP, on utilisera l'écriture suivante : $T_{\text{ff},2}$.

Tout d'abord pour le calcul, on supposera que :

- le régime stationnaire,
- les pertes de pression sont nulles,
- tous les composants sont parfaitement isolés thermiquement,
- les variations d'énergie cinétique et potentielle sont négligées.

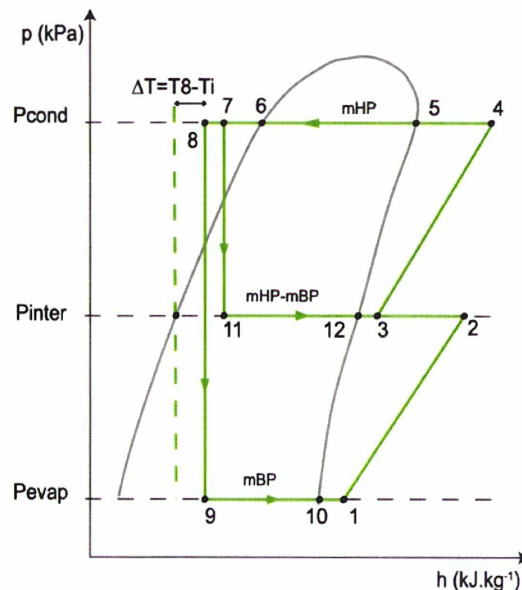


Figure 2.14 : Cycle de référence pour le dimensionnement et le calcul.

La température entropique permet de tenir compte du glissement de température des fluides frigorigènes zéotropes lors du changement d'état. Ainsi, il est possible de calculer une température équivalente d'évaporation ou de condensation. Par rapport à la notation adoptée, on a ainsi :

$$\tilde{T}_{cond} = \frac{h_{ff,5} - h_{ff,6}}{s_{ff,5} - s_{ff,6}} \text{ et } \tilde{T}_{\text{evap}} = \frac{h_{ff,9} - h_{ff,10}}{s_{ff,9} - s_{ff,10}} \quad (2.12)$$

Pour le dimensionnement du compresseur et pour le calcul, un certain nombre d'hypothèses ont été prises :

- Une surchauffe de 2 K au niveau du compresseur BP,
- Une surchauffe de 2 K au niveau du compresseur HP,
- Un sous refroidissement de 2 K.
- Débit de capacité d'air constant

$$\dot{m}_{air} c_{pair} = 1160 \text{ W / K}$$

ainsi pour une puissance calorifique de 12000 W, la différence de température entre l'entrée et la sortie d'air est de 10 K.

- Débit de capacité d'eau constant

$$\dot{m}_{eau} c_{peau} = 987 \text{ W / K}$$

ainsi pour une puissance frigorifique de 6000 W, la différence de température entre l'entrée et la sortie d'eau est de 6 K.

Lors de ces calculs, on suppose que les débits de capacité sont constants quelle que soit la température d'air et d'eau, ce qui n'est pas tout à fait le cas.

- La pression de condensation

Elle est déterminée de telle sorte que le pincement soit de 2 K. Le pincement peut se situer à deux niveaux (Figure 2.15). Ces deux possibilités de pincement seront calculées et comparées et la valeur minimale sera choisie. On fait varier la pression de condensation jusqu'à ce que ce critère de pincement soit vérifié. Le critère (2.13) constitue le critère de convergence pour déterminer la pression de condensation.

$$\text{Min} \left(\left| T_{eau,3} + \text{Pincement} - \tilde{T}_{cond} \right|, \left| T_{eau,1} + SR + \text{Pincement} - \tilde{T}_{cond} \right| \right) \leq \varepsilon \quad (2.13)$$

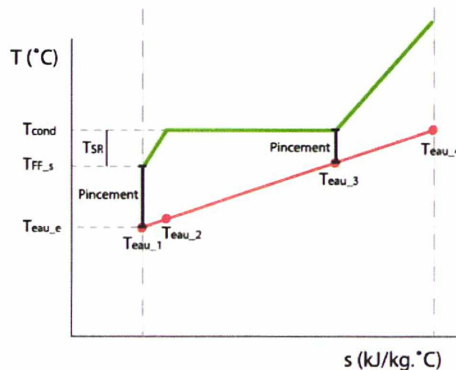


Figure 2.15 : Détermination de la pression de condensation.

- La pression d'évaporation

Elle est déterminée de telle sorte que le pincement soit de 2 K (Figure 2.16). On fait varier la pression d'évaporation jusqu'à ce que ce critère de pincement soit vérifié. Le critère (2.14) constitue le critère de convergence pour déterminer la pression de condensation.

$$\text{Min} \left(\left| \tilde{T}_{\text{évap}} + \text{Pincement} - T_{\text{air},3} \right|, \left| \tilde{T}_{\text{évap}} + SC + \text{Pincement} - T_{\text{air},1} \right| \right) \leq \varepsilon \quad (2.14)$$

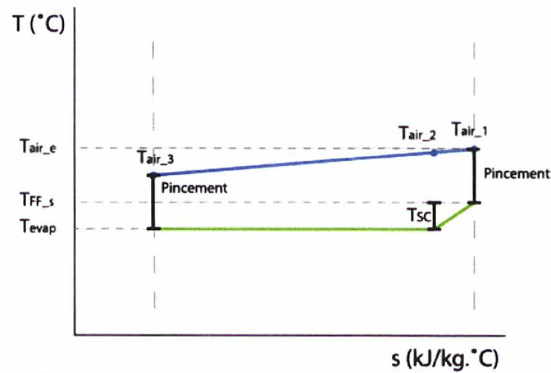


Figure 2.16 : Détermination de la pression d'évaporation.

- La température du liquide en sortie de l'économiseur

Elle est déterminée en fixant un écart de température avec la température de liquide saturé à la pression intermédiaire.

$$T_{ff,s} = T_{liq}(P_{inter}) + \Delta T \quad (2.15)$$

Cet écart de température est fixé à 4 K.

- Rendements du compresseur a priori

Des courbes types de rendement isentropique et de rendement volumétrique (Figure 2.2) sont utilisées afin de réaliser le calcul de sélection des compresseurs. Le rendement isentropique est exprimé par un polynôme de degré 4 en fonction du taux de compression et le rendement volumétrique est exprimé par une fonction linéaire du taux de compression.

- Calcul

La méthode de Newton est utilisée afin de faire converger les pressions de condensation et d'évaporation vers les critères de convergence. Le calcul est répété en faisant varier la pression intermédiaire.

2.5.3. Critère de dimensionnement

En configuration bi-étagée, pour une puissance calorifique donnée, il existe une infinité de couple de compresseurs possibles. Néanmoins, lors de la sélection d'un couple de compresseurs, deux critères sont souvent utilisés, [Duminil, 1996] :

- COP maximum,
- somme des débits volumiques balayés minimum.

Les résultats de calculs ont permis de tracer l'évolution du COP et de la somme des débits volumiques balayés en fonction de la pression intermédiaire (Figure 2.17). On observe alors

bien un COP maximum, mais pas de somme de débits volumiques balayés minimum. En effet, Duminil, [Duminil, 1996], présente des résultats de calcul effectués en supposant des rendements volumétriques constants. Or, dans notre cas, le rendement volumétrique est décroissant en fonction du taux de compression. D'un autre côté, bien qu'il existe un COP maximum, le COP ne diminue pas brusquement autour de cet optimum. Ainsi pour une variation de 200 kPa autour de la pression intermédiaire optimale, le COP ne diminue que de 2%.

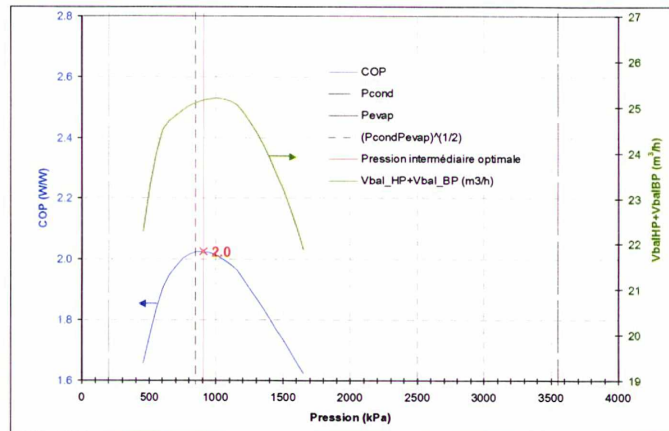


Figure 2.17 : Evolution du COP en fonction de la pression intermédiaire pour des pressions d'évaporation et de condensation fixées.

Le calcul de dimensionnement permet ainsi de définir une pression intermédiaire qui optimise le COP, cette pression intermédiaire est légèrement supérieure à la pression qui assure l'égalité des taux de compression (Figure 2.18).

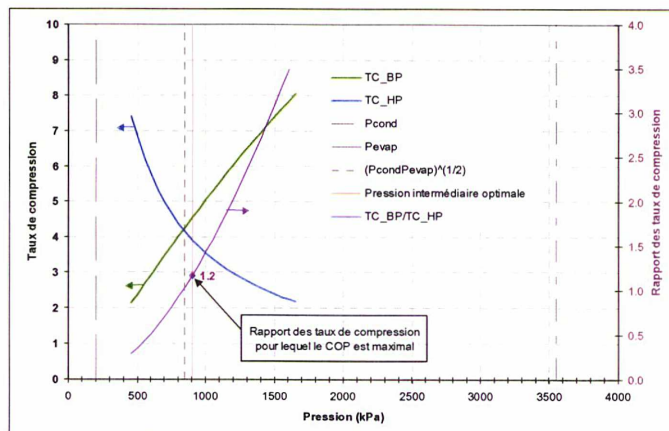


Figure 2.18 : Evolution du taux de compression en fonction de la pression intermédiaire.

Il s'agit alors de sélectionner les débits volumiques balayés qui correspondent à cette pression intermédiaire optimale. On observe alors sur la Figure 2.19 que, pour cette pression, le débit volumique balayé du compresseur BP est deux fois plus grand que le débit volumique balayé du compresseur HP.

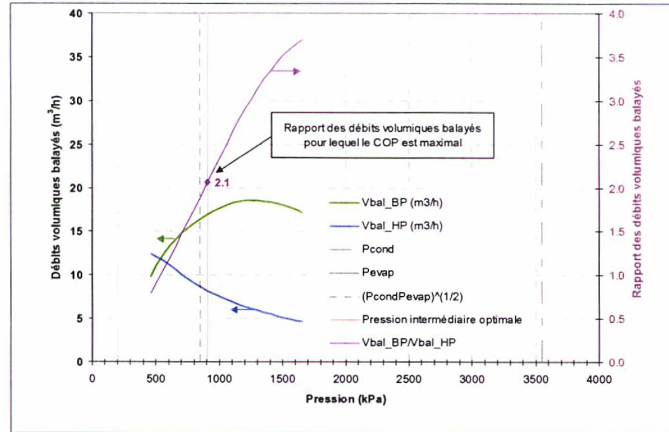


Figure 2.19 : Evolution de la somme des débits volumiques balayés en fonction de la pression intermédiaire.

Les résultats du dimensionnement pour une puissance calorifique de 12250 W, une température d'air de -15°C et une température d'entrée d'eau de 63°C sont résumés dans le Tableau 2.12. On est donc très proche de l'égalité (2.16).

$$\dot{V}_{bal\ BP} = 2\dot{V}_{bal\ HP} \quad (2.16)$$

Tableau 2.12 : Débit volumique qui maximise le COP.

VbalBP (m^3/h)	VbalHP (m^3/h)
16,6	8,2

Compresseurs volumétriques disponibles

À présent, il faut regarder sur les catalogues de constructeurs de compresseurs, les compresseurs dont les débits volumiques balayés correspondent. Quatre compresseurs sont identifiés dans le Tableau 2.13, deux pour le compresseur BP et deux pour le compresseur HP. Quatre couples sont ainsi envisageables. Dans la suite, un calcul des performances de ces différents couples sera réalisé en tenant compte des rendements fournis par le constructeur.

Tableau 2.13 : Débit volumique balayé de compresseurs à spirales disponibles sur le marché.

Débit volumique balayé (m^3/h)	5,4	6,9	9,4	11,5	14,4	17,0	19,2
--	-----	-----	-----	------	------	------	------

Dans ce qui précède, le dimensionnement a été réalisé pour une température d'air extérieur de -15°C , or il est également possible de réaliser le calcul de dimensionnement pour d'autres points de fonctionnement selon les courbes de la loi d'eau et des déperditions. Les résultats du calcul sont résumés sur la Figure 2.20. La pression intermédiaire optimale ne varie pas significativement pour les différents points de dimensionnement.

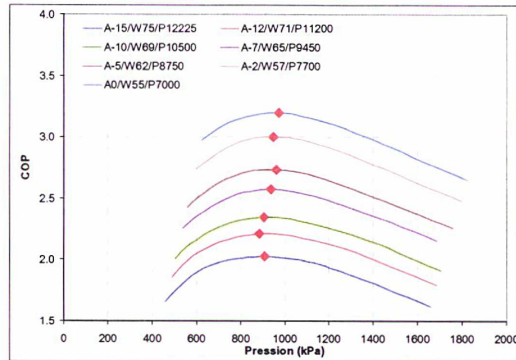


Figure 2.20 : Calcul réalisé en faisant varier la pression intermédiaire.

Comme illustré sur la Figure 2.21, le rapport des taux de compression (rapport entre le taux de compression du compresseur BP et le taux de compression du compresseur HP) reste proche de 1 et le rapport des débits volumiques diminue en fonction de la température d'air extérieur en passant de 2,1 à 1,7.

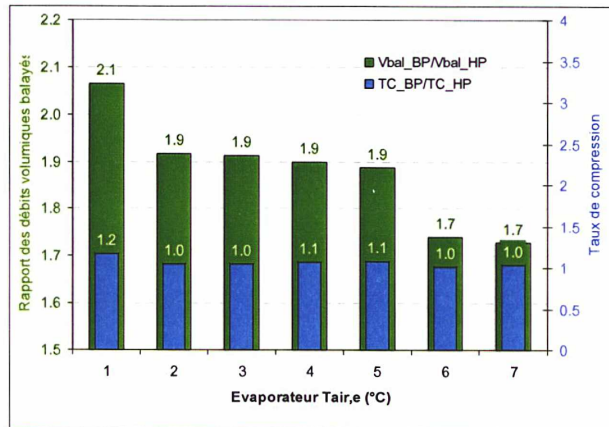


Figure 2.21 : Evolution du rapport des débits volumiques balayés et des taux de compression en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

Les débits volumiques associés au COP maximum sont représentés sur la Figure 2.22. Il est alors envisageable en disposant de compresseurs à débits volumiques balayés variables, de suivre cette courbe en jouant sur la vitesse de rotation des compresseurs.

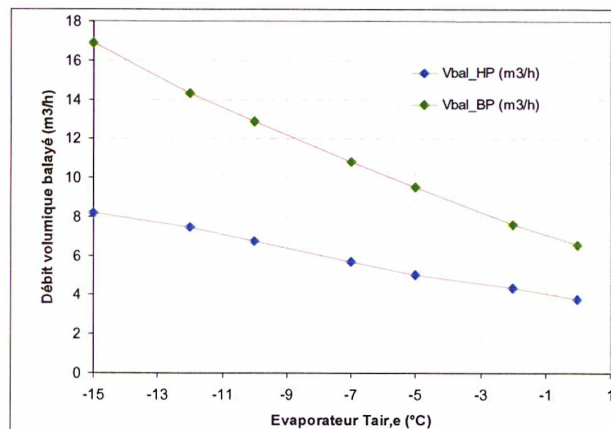


Figure 2.22 : Evolution du débit volumique balayé du compresseur HP et BP en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

2.5.4. Calcul de vérification après la sélection des compresseurs

Après avoir sélectionné des compresseurs, il s'agit à présent de faire un calcul de vérification en tenant compte des rendements des compresseurs. Dans ce cas, la pression intermédiaire n'est plus imposée, mais dépend des caractéristiques du compresseur et du point de fonctionnement.

- Détermination de la pression intermédiaire :

La pression intermédiaire est déterminée de telle sorte que la première loi de la thermodynamique (système adiabatique et sans travail) est vérifiée à l'étage intermédiaire (Figure 2.23). Ce qui se résume au critère de convergence (2.17).

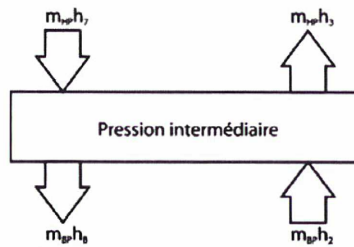


Figure 2.23 : Equilibre sur la pression intermédiaire.

$$\left| \dot{m}_{HP} h_{ff,7} - \dot{m}_{HP} h_{ff,3} + \dot{m}_{BP} h_{ff,2} - \dot{m}_{BP} h_{ff,8} \right| \leq \varepsilon \quad (2.17)$$

- Rendement des compresseurs

A partir des données du constructeur, il a été possible de recalculer les rendements volumétriques, (2.18), et isentropiques, (2.19), en fonction de la pression d'évaporation et de condensation et de les exprimer en fonction de la pression de condensation et d'évaporation.

$$\eta_v(TC, P_{cond}) = \eta_0 + \eta_1 TC + \eta_2 P_{cond} + \eta_3 P_{cond}^2 + \eta_4 TC P_{cond}^2 \quad (2.18)$$

$$\eta_{is}(TC) = \eta_0 + \eta_1 TC + \eta_2 TC^2 + \eta_3 TC^3 + \eta_4 TC^4 \quad (2.19)$$

- Calcul avec les rendements des constructeurs

Les calculs ont été réalisés pour différentes températures d'air en entrée d'évaporateur et en suivant une loi d'eau en entrée de condenseur et cela pour les 4 solutions du Tableau 2.13. La comparaison entre la configuration bi-étagée et les configurations mono-étagées est donc effectuée pour une même température d'entrée d'eau au condenseur et d'entrée d'air à l'évaporateur. Les résultats sont résumés dans le Tableau 2.14, où est indiqué la puissance calorifique et le COP du compresseur HP, ainsi que les performances en configuration bi-étagée à -15°C .

Tableau 2.14 : Synthèse des calculs.

	Solution 1	Solution 2	Solution 3	Solution 4
Débit volumique balayé (m ³ /h)	6,9	9,4	6,9	9,4
Débit volumique balayé (m ³ /h)	14,4	14,4	17,0	17,0
Puissance calorifique à -15°C	10500	11400	12000	13500
COP à -15°C	1,93	1,94	1,95	1,97
Puissance calorifique à 10°C en mono-étagé	8500	10500	8500	10500
COP à 10°C	3,45	3,49	3,45	3,49

Les quatre solutions présentent des performances très proches. Parmi les 4 solutions, la solution 2 a été retenue. Elle atteint des COP élevés aussi bien pour une température d'air de -15°C que de 10°C. Par rapport à la solution 4, la solution 2 présente un compresseur BP de plus petite taille.

Sur les différentes courbes de résultats, on peut faire un certain nombre de remarques :

- Le fait de disposer de plusieurs configurations permet de bénéficier de trois niveaux de puissance calorifique (Figure 2.24). A partir d'une certaine température d'air extérieur, il est alors possible de passer d'une configuration bi-étagée à une configuration mono-étagée afin de réduire le niveau de puissance calorifique et ainsi se rapprocher des besoins thermiques de la maison.

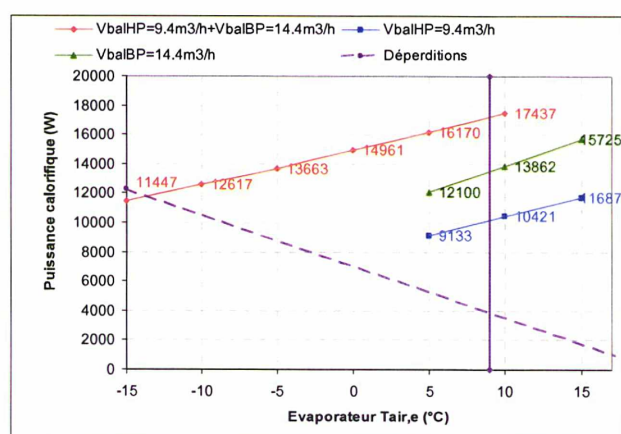


Figure 2.24 : Evolution de la puissance calorifique en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

- A partir d'une certaine température d'air en entrée d'évaporateur, le COP avec le compresseur HP devient supérieur au COP en configuration bi-étagée (Figure 2.25), cette température correspond à la température de passage. A cette température, il faut alors basculer d'une configuration bi-étagée à mono-étagée, mais à condition que la puissance calorifique soit supérieure au besoin thermique de la maison.

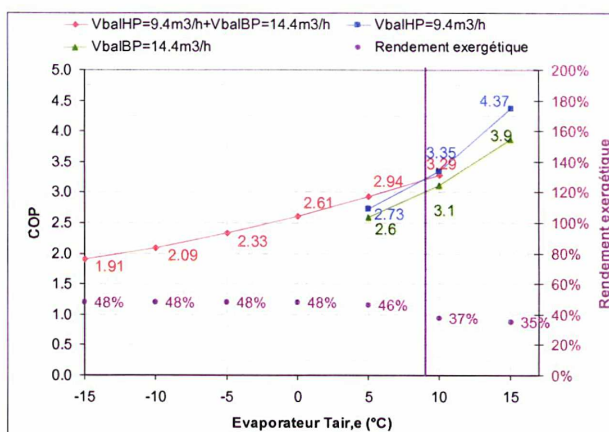


Figure 2.25 : Evolution du COP en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

- En configuration mono-étagée, le COP avec le compresseur HP est supérieur au COP avec compresseur BP. En effet, pour des conditions d'entrée identiques, le taux de compression supporté par le compresseur HP est inférieur au taux de compression supporté par le compresseur BP (Figure 2.26). Comme le taux de compression est supérieur au taux de compression intrinsèque (Figure 2.26), une diminution du taux de compression se traduit par une augmentation du rendement isentropique.
- En configuration bi-étagée, le taux de compression supporté par le compresseur HP est supérieur au taux de compression supporté par le compresseur BP (Figure 2.26). Pour une température d'entrée d'air à l'évaporateur supérieur à -5°C , le taux de compression supporté par le compresseur BP devient inférieur au taux de compression intrinsèque. Dans ce cas, toute diminution du taux de compression se traduit par une diminution du rendement isentropique.

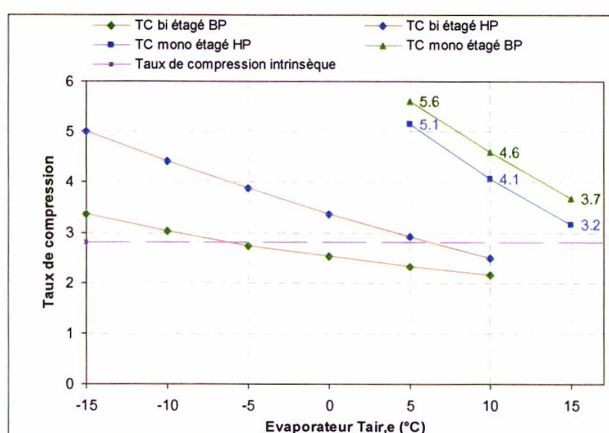


Figure 2.26 : Evolution du taux de compression en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

- La réduction de puissance, en passant d'une configuration bi-étagée à mono-étagée (Figure 2.24), permet, avec une température de retour d'eau identique et un débit d'eau constant, d'une part de réduire la température d'eau en sortie de condenseur (Figure 2.27) et d'autre part d'augmenter la température d'air en sortie d'évaporateur. Cette réduction de puissance permet alors de réduire la température moyenne d'eau et d'augmenter la température moyenne d'air et par conséquent de :
 - réduire l'écart entre les températures moyennes d'air et d'eau respectivement à l'évaporateur et au condenseur,

- diminuer la pression de condensation et d'augmenter la pression d'évaporation (Figure 2.29).

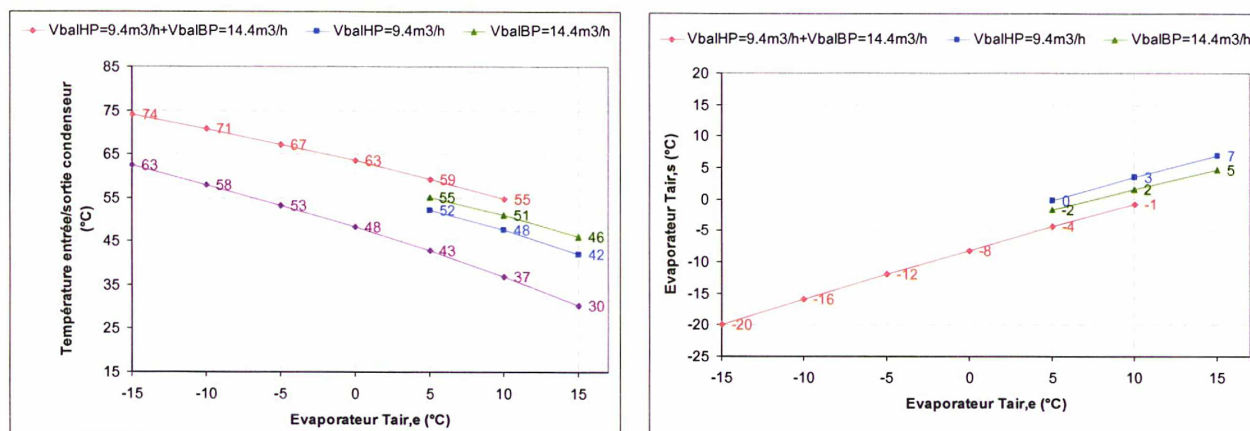


Figure 2.27 : Evolution de la température de départ et de retour d'eau et de la température d'air en sortie d'évaporateur en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur pour les différentes configurations.

- En fixant une surchauffe à l'aspiration du compresseur HP, on observe sur la Figure 2.28 que le débit injecté diminue quand la température d'air en entrée d'évaporateur augmente.

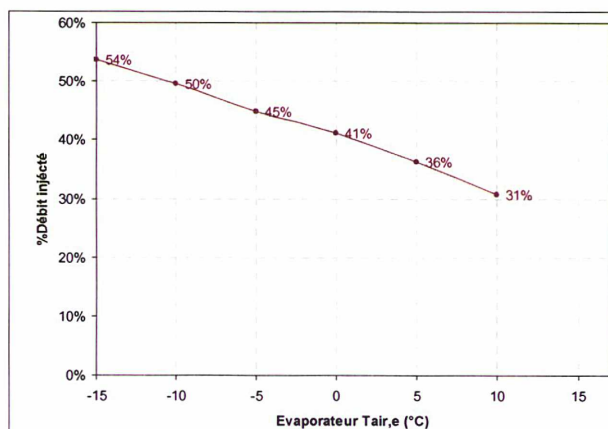


Figure 2.28 : Evolution du débit injection en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

- Dans le cas extrême, pour une température d'entrée d'air à l'évaporateur de -15°C et une température d'eau en sortie de condenseur de 75°C , la pression de condensation dépasse 3400 kPa (Figure 2.29) et le taux de compression global atteint 17. Par contre, pour une température d'air en entrée d'évaporateur de 15°C , le taux de compression n'est plus que de 3,2. Ainsi, sur la plage de fonctionnement, le taux de compression varie énormément. Le maintien de hautes performances malgré ces variations importantes du taux de compression n'est possible qu'à condition de pouvoir passer d'une configuration bi-étagée à une configuration mono-étagée.

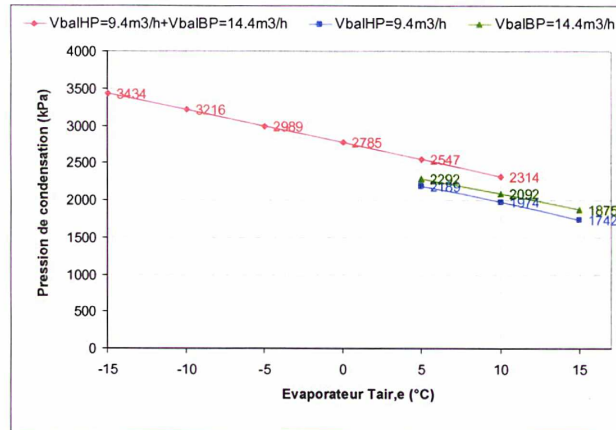


Figure 2.29 : Evolution de la pression de condensation en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

2.6. Conclusions

Ce deuxième chapitre a offert une étude bibliographique des différentes solutions envisageables pour répondre à deux problématiques :

- un taux de compression élevé,
- une performance élevée sur une grande plage de température d'air extérieur.

Il se dégage de cette étude bibliographique une solution : **le cycle bi-étagé à injection partielle avec échangeur de sous-refroidissement intermédiaire**. Une étude spécifique a permis de mettre en évidence un fluide frigorigène adapté à la pompe à chaleur et qui répond aux contraintes de la haute température : le **R-407C**. Après avoir identifié le fluide frigorigène et le cycle thermodynamique adéquats, un dimensionnement des compresseurs a été réalisé, suivi d'un calcul de vérification qui tenait compte des débits volumiques balayés et des rendements des compresseurs.

Dans le chapitre suivant, il s'agira de dimensionner et de modéliser les différents composants de la pompe à chaleur afin d'aboutir à un modèle de pompe à chaleur. De plus, une étude paramétrique sera menée afin d'étudier l'influence des différents paramètres intervenant dans le dimensionnement.

Bibliographie

[Barbouchi, 2006], Barbouchi S., J-B. Ritz, D. Clodic, 2006, **HSPF calculation of a system allowing switching between a single-stage to a two-stage compression system**, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue.

[Beeton, 2003], Beeton W. L., H. M. Pham, 2003, **Vapor injected scroll compressors**, ASHRAE journal, april 2003, 22-27,.

[Biancardi, 1997], Biancardi F.R., T.H. Sienel, 1997, **Advanced concepts for cold climate heat pumps**, Proceedings of the third international conference on heat pumps in cold climates, natural resources Canada, 325-337.

[Chua, 2005], Chua K.J., S.K. Chou, 2005, **A modular approach to study the performance of a two stage heat pump system for drying**, Applied Thermal Engineering 25, 1363-1379.

[Clodic, 2005], Clodic D., C. Rahhal, 2005, **TEWI analysis of high temperature residential heat pumps**, Proceedings 8th IEA heat pump conference.

[Dieckmann, 2004], Dieckmann J., Roth K., Brodrick J., 2004, **Heat pumps for cold climates**, December 2004, 115-116.

[Dimplex, 2006], URL: <http://www.dimplex.de/fr/telechargement/description-des-produits/pompes-a-chaleur.html>

[Duminil, 1996], Duminil M., 1996, **Théorie des machines frigorifiques machines à compression mécanique, traité génie énergétique**, Techniques de l'ingénieur.

[Duvedi, 1996], Duvedi A., L. E. K. Achenie, 1997, **On the design of environmentally benign refrigerant mixtures: a mathematical programming approach**, Computers chem. Engeng Vol. 21, no. 8 (915-923).

[Flach-Malaspina, 2004], Flach-Malaspina N., 2004, **Conception globale d'une pompe à chaleur air/eau inversable à puissance variable pour le secteur résidentiel**. Thèse en énergétique, Centre énergétique et procédés, Ecole des Mines de Paris.

[Figueira, 2005], Figueira, J., Greco, S. and Ehrgott, M. (Eds) (2005) **Multiple Criteria Decision Analysis, State of the Art Surveys**, New York: Springer.

[Göktun, 1995], Göktun S., 1995, **Selection of working fluids for high temperature heat pumps**, Energy vol. 20 No. 7 (623-625).

[Hafner, 2005], Hafner B., 2005, **Heat pump with high outlet temperatures**, Viessmann Werke GmbH, proceedings 8th IEA heat pump conference.

[Högberg, 1994], Högberg M., T. Berntsson, 1994, **Non-azeotropic mixtures as working fluids in two-stage economizer-type heat pumps**, International journal of refrigeration volume 17, n°6, 417-429.

- [Jonsson, 1991], Jonsson S., 1991, **Performance simulations of twin-screw compressors with economiser**, international journal of refrigeration, volume 14 345-350.
- [Kusaka, 2000], Kusaka M., K. Nakatani, T. Takatani, 2000, **The development of the energy-saving technology by the composition control of R-407C**, 8th international refrigeration conference at Purdue university, west Lafayette, USA, pp 55-62.
- [Lemmon, 2002], Lemmon, E., M. McLinden, M. Huber, 2002, **NIST Reference Fluid Thermodynamic and transport properties**, REFPROP, Version 7.0, National institute of standards and technology.
- [Ma, 2004], Ma G-Y., Q-H. Chai, 2004, **Characteristics of an improved heat-pump cycle for cold regions**, Applied energy 77 235-247.
- [Meunier, 2005], Meunier F., P. Rivet et M.F. Terrier, 2005, **Froid industriel**, Dunod.
- [NF EN 378-1, 2000], 2000, **Système de refrigeration et pompes à chaleur – Exigence de sécurité et d’environnement, Partie 1: exigence de base, definitions, classification et critères de choix**.
- [Rahhal, 2006], Rahhal C., D. Clodic, 2006, **Method of choice of low TEWI refrigerant blends**, International refrigeration and air conditioning conference at Purdue.
- [Stefan, 2005], Stefan S. Bertsch, Eckhard A. Groll, David B. Buffard, William J. Hutzler, 2005, **Review of air source heat pumps for low temperature climates**, proceedings 8th IEA heat pump conference.
- [Tian, 2006], Tian C. Q., N. Liang, W. X. Shi, X. T. Li, 2006, **Development and experimental investigation on two stage compression variable frequency air source heat pump**, R040, international refrigeration and air conditioning conference at Purdue, july 17-20.
- [Zehnder, 2004], Zehnder, M., 2004, **Efficient air-water heat pump for high temperature lift residential heating, including oil migration aspects, thesis no. 2998**. PhD thesis, Swiss Federal institute of technology (EPFL), Lausanne, Switzerland.

Chapitre 3. Dimensionnement, simulation et performances d'une pompe à chaleur bi-étagée avec échangeur de sous-refroidissement

Ce chapitre présente le modèle permettant de simuler le comportement de la pompe à chaleur. Ce modèle s'appuie sur des sous-modèles dédiés à chaque composant. Les modèles d'échangeurs permettent de mener un travail de dimensionnement et une étude de sensibilité afin d'analyser l'influence de différents paramètres. Après ce dimensionnement, un prototype a été réalisé et testé, les résultats d'essais sont présentés, analysés et comparés aux résultats de la simulation.

3.1. Le point de dimensionnement des échangeurs

Le point de dimensionnement des échangeurs de la pompe à chaleur doit être défini car les performances saisonnières vont en dépendre. Le dimensionnement des échangeurs est souvent effectué pour des conditions de fonctionnement où la température d'air extérieur est la plus basse. Mais à cette température, le débit massique est minimum par rapport à des fonctionnements à des températures d'air supérieures. Ainsi, dès que la température d'air est supérieure à la température la plus basse, les échangeurs sont relativement sous-dimensionnés. Afin de garantir un dimensionnement adéquat, le point de fonctionnement choisi est celui où le débit massique de fluide frigorigène est maximum.

D'après la loi d'eau définie au Chapitre 1, ce point de fonctionnement correspond au point de passage de la configuration bi-étagée à la configuration mono-étagée (Figure 3.1). A ce point, le COP en configuration mono-étagée devient supérieur au COP en configuration bi-étagée. Ce point se situe d'après les calculs préliminaires du Chapitre 2 à une température d'air extérieur de 9°C. Sur la Figure 3.2 sont représentées les différentes propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène à ce point de fonctionnement sur un diagramme (T, s) et (P, h). Ces valeurs seront utilisées afin de mener les calculs.

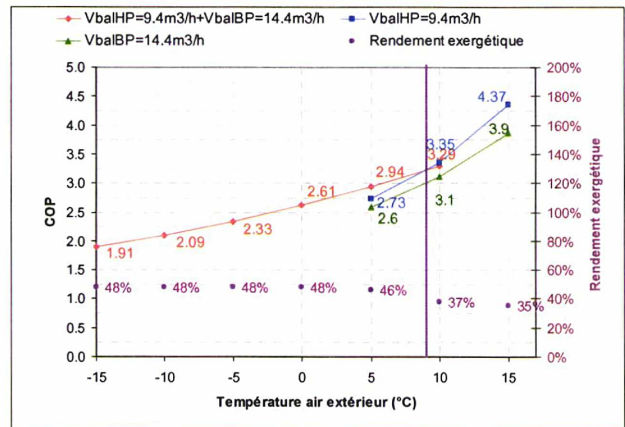
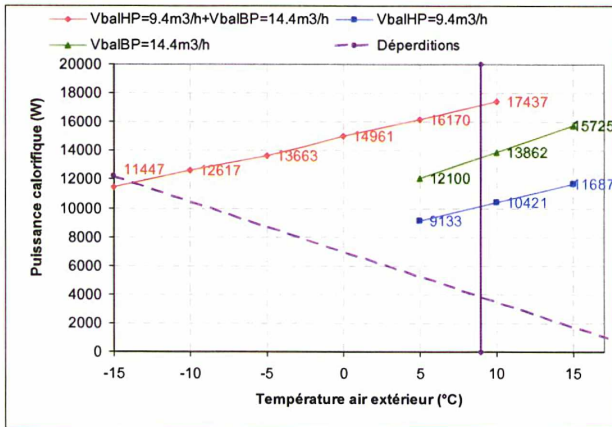


Figure 3.1 : Evolution de la puissance calorifique et du COP en fonction de la température d'air extérieur.

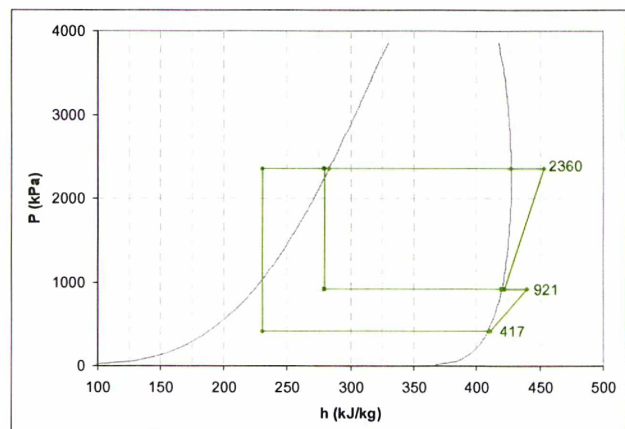
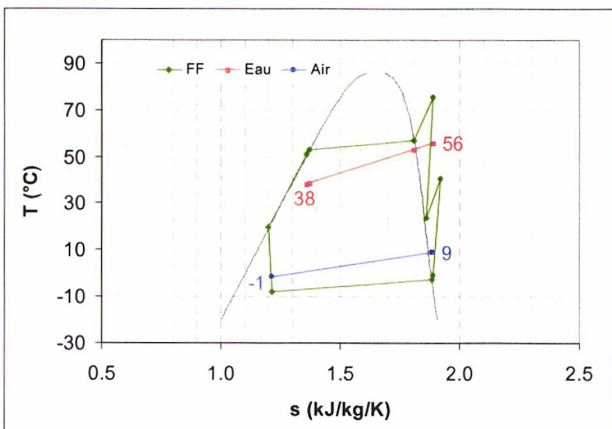


Figure 3.2 : Diagramme (T, s) et (P, h) au point de dimensionnement.

3.2. Modélisation des échangeurs en régime permanent

Dans notre cas, pour tous les échangeurs, le principe de la modélisation consiste à déterminer les variables de sortie à partir d'un nombre limité de données d'entrée (Figure 3.3).

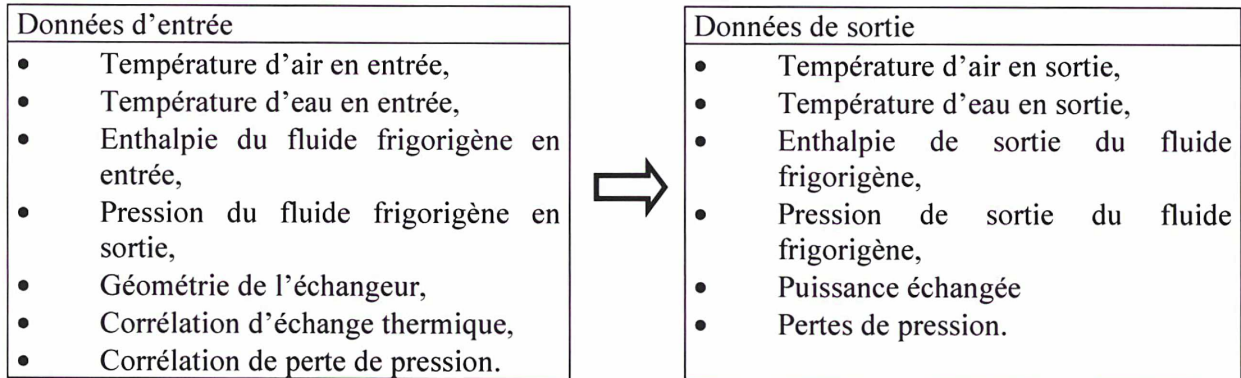


Figure 3.3 : Données d'entrée et de sortie pour le calcul d'échangeur.

Afin de mener ce calcul, il faut donc définir la géométrie de l'échangeur et utiliser des corrélations pour évaluer les coefficients de transfert thermique et de pertes de pression. Ces corrélations sont choisies parmi celles qui ont été établies pour des écoulements proches de ceux qui sont rencontrés dans les échangeurs étudiés.

Pour tous les calculs, les hypothèses suivantes ont été prises :

- les effets d'inertie ne sont pas pris en compte,
- le débit massique est parfaitement constant (bien que sur des machines en fonctionnement, du fait de la régulation de la surchauffe par le détendeur, il ne le soit pas vraiment),
- la quantité d'huile circulant dans le circuit est faible et elle n'influence pas les propriétés thermodynamiques et thermophysiques du fluide frigorigène, cela est d'autant plus vrai que des séparateurs d'huile ont été installés au refoulement de chacun des compresseurs,
- le fluide frigorigène considéré étant un mélange, la composition circulante peut varier, toutefois, on négligera l'influence d'un tel phénomène.

3.2.1. Evaporateur : Batterie à ailettes

Dans le cas des pompes à chaleur air/eau, l'évaporateur est dans la plupart des cas un échangeur de type tube à ailettes : la batterie à ailettes (Figure 3.4). La batterie à ailettes se compose de plusieurs circuits. Ainsi, avant de pénétrer dans chaque circuit, le débit du fluide frigorigène est divisé entre les différents circuits grâce à un distributeur. Après avoir traversé les différents circuits, le débit du fluide frigorigène se reforme dans un collecteur. Chaque circuit comprend plusieurs nappes, et chaque nappe est constituée d'un nombre défini de tubes. Pour les simulations, on suppose que le distributeur remplit parfaitement son rôle, ainsi le débit dans chaque circuit est égal au débit total divisé par le nombre de circuits.

On cherche maintenant à modéliser la batterie à ailettes afin de la dimensionner et la rendre aussi compacte que possible. Dans cette optique, nous présenterons dans un premier temps une étude qui a permis d'étudier la distribution des vitesses d'air sur la batterie dans une disposition particulière. Dans un second temps, les différentes corrélations utilisées pour le transfert de chaleur et les pertes de pression seront présentées, ainsi que leur domaine de

validité. Enfin, une étude de sensibilité sera menée, afin d'estimer l'influence de différents paramètres sur les calculs.

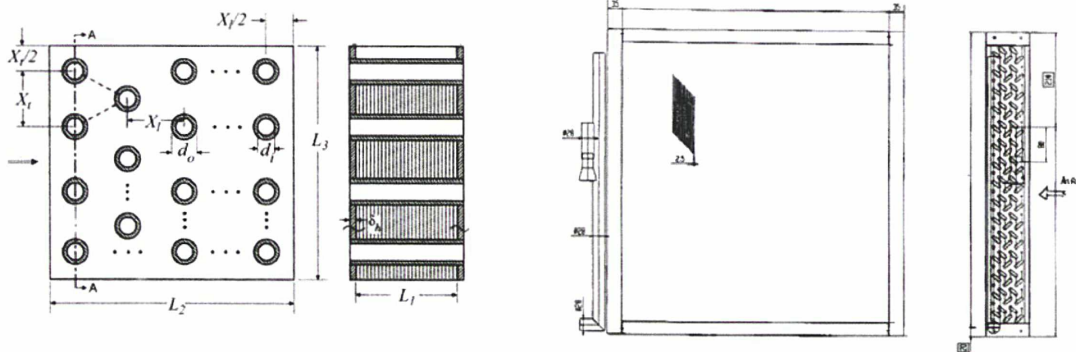


Figure 3.4 : Paramètres géométriques d'une batterie à ailettes planes.

3.2.1.1. Distribution d'air sur la batterie à ailettes

Une géométrie particulière de boîte contenant l'évaporateur a été choisie comme représentée sur la Figure 3.5 et la Figure 3.6. La batterie à ailettes est placée le long de la diagonale de la boîte, l'écoulement d'air pénètre d'un côté pour ressortir par la face adjacente en décrivant un coude. La question se pose de savoir si la distribution d'air dans cette configuration est homogène ; le but est alors de trouver le meilleur compromis entre la distance du ventilateur et de la batterie d'une part, et l'angle entre le ventilateur et l'évaporateur d'autre part. L'homogénéité des vitesses d'air est fondamentale pour garantir un échange homogène.

Afin de répondre à cette question, un calcul CFD (Computational Fluid Dynamics), avec le code de calcul SATURNE d'EDF a été mis en oeuvre. La batterie à ailettes est modélisée par un tenseur de perte de pression permettant de traduire le comportement de la batterie à ailettes. Ainsi, les pertes de pression à travers la batterie à ailettes sont d'environ 30 Pa suivant l'axe longitudinal de la batterie et infinies suivant l'axe transversal (Figure 3.7 et Figure 3.8). Pour le calcul, un modèle de turbulence $k-\varepsilon$ a été choisi, la taille de maille étant adaptée à ce modèle. Pour la simulation, les conditions aux limites et initiales sont les suivantes :

- une vitesse d'air en entrée de 3 m/s,
- une vitesse d'air initiale de 1 m/s,
- une loi de paroi sur les parois de la boîte,
- une condition limite libre en sortie.

D'après les résultats présentés sur la Figure 3.10, la distribution de l'air est plutôt homogène sur la batterie. Par ailleurs, comme le montre la comparaison de la Figure 3.9 et de la Figure 3.10, l'inclinaison de 10° de la position du ventilateur suivant l'axe z , n'améliore pas l'homogénéité de la distribution des vitesses. Dans ce cas, il semble que la distance entre le ventilateur et la batterie à ailettes soit trop faible. Les constructeurs de ventilateurs préconisent une distance de deux fois le rayon du ventilateur pour que l'écoulement d'air puisse s'homogénéiser. La proximité du ventilateur génère des passages préférentiels sur la batterie avec des zones de recirculation, ce qui induit une diminution des vitesses sur les coins de la batterie. Ainsi, la configuration classique sera privilégiée et l'on considérera, par la suite de l'étude, que la distribution des vitesses d'air sur la batterie à ailettes est homogène.

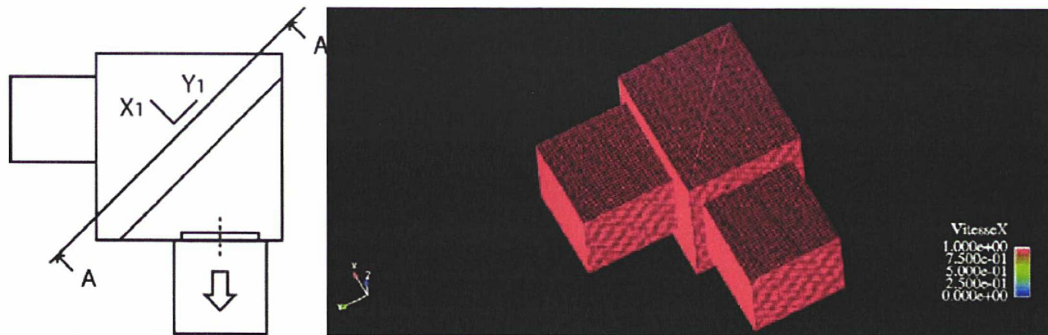


Figure 3.5 : Géométrie et maillage avec le ventilateur incliné d'un angle de 0° .

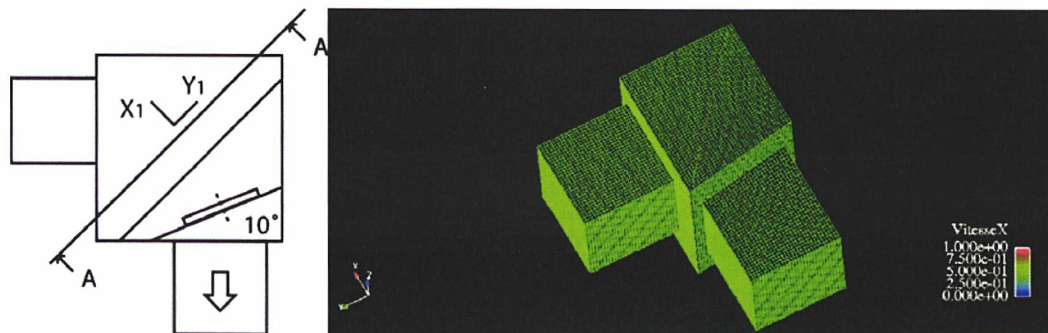


Figure 3.6 : Géométrie et maillage avec le ventilateur incliné d'un angle de 10° .

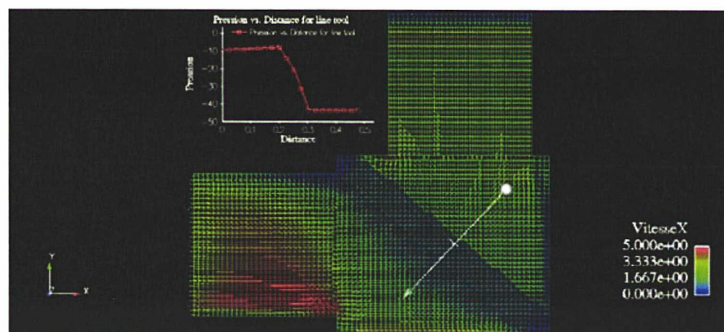


Figure 3.7 : Vitesse d'air avec le ventilateur incliné d'un angle de 0° .

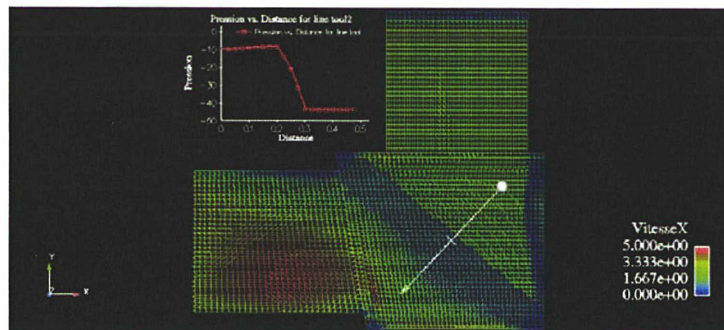


Figure 3.8 : Vitesse d'air avec le ventilateur incliné d'un angle de 10° .

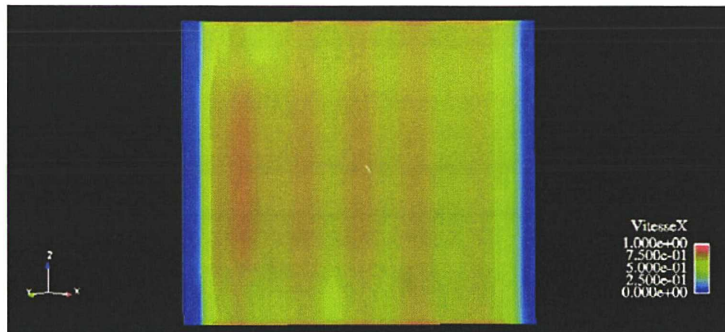


Figure 3.9 : Distribution d'air de l'évaporateur suivant la section A-A.

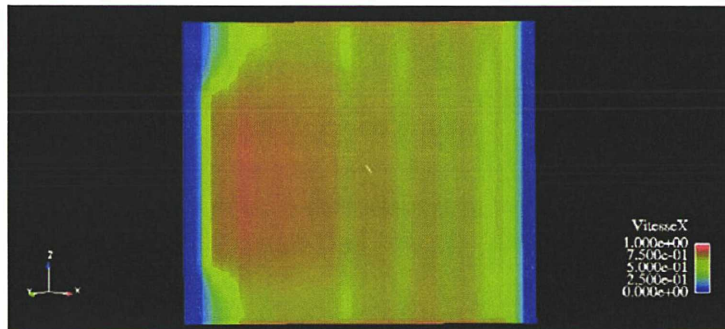


Figure 3.10 : Distribution d'air de l'évaporateur suivant la section A-A avec un angle de 10°.

Un outil de modélisation de la batterie à ailettes : AirHex a été utilisé pour dimensionner la batterie à ailettes. Dans un deuxième temps, ce code a été intégré dans une boucle de calculs afin de simuler la pompe à chaleur comme système. Tout d'abord, les différentes corrélations ajoutées au code ainsi que leur domaine de validité vont être présentées.

3.2.1.2. Corrélations d'échange thermique et de perte de pression

Le programme AirHex [Bigot, 2001] est un outil développé par le CEP ; il permet de modéliser et de simuler des batteries à ailettes. Ainsi, à partir des conditions d'entrée, il est possible de calculer les conditions de sortie.

Lors du calcul un certain nombre d'hypothèses sont faites :

- Air sec,
- Répartition égale des débits entre les circuits,
- Distribution homogène de la vitesse d'air,
- Régime permanent.

La résistance thermique globale pour l'évaporateur est la résultante de trois résistances thermiques (3.1) :

- la convection côté fluide frigorigène,
- la conduction à travers le tube et les ailettes,
- la convection côté air.

$$\frac{1}{R_{totale}} = \frac{1}{\underbrace{\eta_0 h_{air} A_{air}}_{R_{air}}} + \frac{\delta_{tube}}{\underbrace{\lambda_{tube} A_{tube}}_{R_{tube}}} + \frac{1}{\underbrace{h_{ff} A_{ff}}_{R_{ff}}} \quad (3.1)$$

Pour la résistance thermique du tube, l'expression (3.2) a été simplifiée, en considérant que l'épaisseur du tube est faible par rapport au diamètre du tube. De plus, d'après les calculs, la

résistance thermique du tube est négligeable par rapport aux résistances thermiques de l'échange côté air et côté fluide frigorigène. La Figure 3.11 montre un résultat de simulation (les résultats de simulation seront présentés plus en détail ultérieurement), la résistance thermique du tube est alors bien négligeable par rapport aux autres résistances thermiques.

$$\frac{\ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2\pi L_{tube}\lambda_{tube}} \approx \frac{\delta}{\lambda_{tube}A_{tube}} \quad (3.2)$$

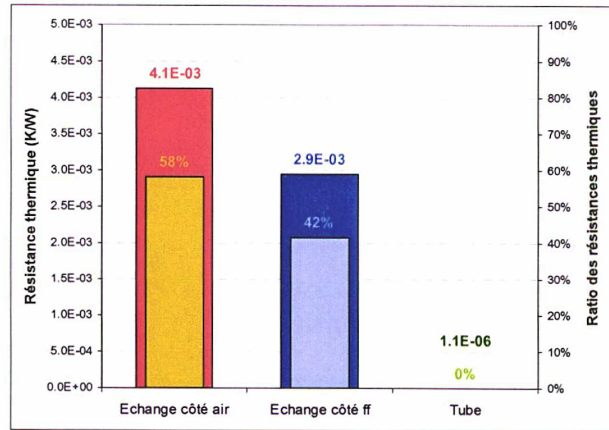


Figure 3.11 : Evaporateur : résistances thermiques.

Pour le calcul, une méthode ε -NUT est utilisée sur chaque élément de calcul, l'expression de ε , étant obtenue en considérant un écoulement croisé entre deux fluides (Figure 3.12) et par l'équation (3.3), [Incopora, 2002].

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right) NUT^{0.22} \left\{\exp(-C_r NUT^{0.78}) - 1\right\}\right] \quad (3.3)$$

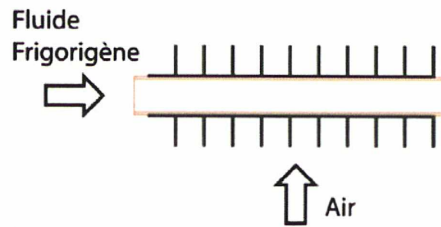


Figure 3.12 : Élément de calcul pour la batterie à ailettes.

L'efficacité de la surface d'échange côté air est évaluée par la formule (3.4) et elle joue directement sur le coefficient d'échange côté air (3.1). Elle fait intervenir le rendement d'ailette, qui est défini par le rapport entre le flux de chaleur réellement échangé par l'ailette réelle et le flux de chaleur échangé par une ailette idéale. Il traduit ainsi le fait que l'ailette n'est pas à une température uniforme, mais qu'elle présente un gradient de température dû à la conduction de la chaleur dans l'ailette. L'équation (3.5) a été utilisée pour le calcul du rendement d'ailette. En considérant une batterie avec des tubes en quinconce, le rayon équivalent se calcule par l'équation (3.8) proposée par Schmidt [Schmidt, 1949].

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A} \quad (3.4)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr_c \phi')}{mr_c \phi'} \text{ avec } r_c = \frac{d_c}{2} \quad (3.5)$$

$$m = \left(\frac{2h_{air}}{\lambda_f \delta_f} \right)^{1/2} \quad (3.6)$$

$$\phi' = (r_{eq} - 1) (1 + 0.35 \ln r_{eq}) \quad (3.7)$$

$$r_{eq} = 1.27 \frac{X_t}{d_c} \sqrt{\frac{X_d}{X_t} - 0.3} \quad (3.8)$$

$$X_d = \sqrt{X_j^2 + \frac{X_t^2}{4}} \quad (3.9)$$

Par ailleurs, il est possible de modifier le programme afin d'intégrer de nouvelles corrélations. Les différentes corrélations utilisées et intégrées dans le code vont être présentées, aussi bien du côté du fluide frigorigène que du côté de l'air.

3.2.1.2.1. Côté fluide frigorigène

3.2.1.2.1.1. Corrélation de transfert thermique mono-phasique

Pour l'écoulement dans un tube lisse d'un fluide à l'état mono-phasique, la corrélation la plus utilisée est la corrélation de Dittus-Boelter [Dittus, 1930]. Elle s'exprime différemment selon que le fluide est chauffé (3.10) ou refroidi (3.11).

$$Nu = 0.024 Re_{D_h}^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3.10)$$

$$Nu = 0.026 Re_{D_h}^{0.8} Pr^{0.3} \quad (3.11)$$

D'après Shah, [Shah, 2003], les équations (3.10) et (3.11) sont vérifiées pour : $0.7 \leq Pr \leq 160$ et $2500 \leq Re_{D_h} \leq 1.24 \times 10^5$.

Toutefois, elles ne présentent pas une très grande précision. Dans certain cas, l'écart entre les essais et la corrélation est inférieur à $\pm 25\%$. La corrélation (3.12) proposée par Petukhov [Petukhov, 1963] lui sera préférée. Elle fournit des résultats avec une erreur inférieure ou égale à $\pm 5\%$.

$$Nu = \frac{(f/2) Re Pr}{C + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.12)$$

$$C = 1.07 + \frac{900}{Re} - \frac{0.63}{1 + 10 Pr} \quad (3.13)$$

avec $0.5 \leq Pr \leq 10^6$ et $4000 \leq Re_{D_h} \leq 5 \times 10^6$.

Souvent $C \approx 1.07$ et $f = 0.00128 + 0.1143Re^{-0.311}$ pour $4000 \leq Re_{D_h} \leq 10^7$ avec une erreur inférieure ou égale à $\pm 2\%$ [Shah, 1987].

A une température d'air de -15°C en entrée d'évaporateur, la pression d'évaporation est d'environ 200 kPa. D'après la simulation, dans ce cas le débit massique est d'environ 0,03 kg/s pour un compresseur dont le débit volumique balayé est de 14,4 m³/h. En considérant un diamètre de tube de 7 mm et une viscosité dynamique de 10,8 $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$ de la phase vapeur, on trouve alors un nombre de Reynolds de l'ordre de 6×10^5 . Ainsi, le nombre de Reynolds est bien compris dans l'intervalle de validité de la corrélation.

3.2.1.2.1.2. Corrélation d'échange diphasique : vaporisation

Pour le transfert de chaleur du côté du fluide frigorigène en diphasique, la corrélation proposée par Bivens [Bivens, 1994] a été choisie. Il considère la vaporisation d'un fluide dans un tube lisse. D'après Bivens, cette corrélation permet de calculer le coefficient de transfert de chaleur avec une erreur comprise entre 10 et 20% par rapport aux différents essais réalisés. Le coefficient de transfert de chaleur est calculé par une approche asymptotique faisant intervenir deux termes A et B : l'un représentant la part de l'ébullition nucléée et l'autre la part de l'ébullition par convection.

$$h_i = (A^{2.5} + B^{2.5})^{0.5} \quad (3.14)$$

3.2.1.2.1.3. Corrélation de perte de pression côté fluide frigorigène

Localement, le gradient de pression lors d'un écoulement diphasique à travers une conduite s'exprime par la formule (3.15). Chaque terme correspond à une contribution particulière des pertes de pression :

- les pertes de pression par frottement, correspondant aux dissipations liées aux frottements entre la paroi et le fluide,
- les pertes de pression par accélération,
- les pertes de pression par gravité générée par la différence de hauteur.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right) = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{mo} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{gr} \quad (3.15)$$

Le calcul du gradient de pression par frottement (3.16) fait intervenir le coefficient de frottement de la phase liquide, ainsi que la vitesse massique de la phase liquide et un facteur de dissipation de la phase liquide. Le facteur de dissipation de la phase liquide est égal à la racine carrée de la perte de pression par frottement de l'écoulement diphasique et de la perte de pression de la phase liquide (3.17). Il est calculé à partir de la corrélation de Friedel [Friedel 1979]. La corrélation de Friedel fait intervenir le taux de vide. La corrélation de Hugmark [Hughmark, 1962] a été utilisée pour le calcul du taux de vide. Le taux de vide calculé par la méthode de Hughmark a été comparé aux taux de vide calculés par la formule de Zivi [Zivi, 1964] et par le modèle homogène, (Figure 3.13). On voit ainsi apparaître des écarts entre les corrélations de taux de vide qui peuvent fortement jouer sur le calcul des pertes de pression.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fr} = f_l \frac{4}{D_h} \frac{G^2}{2\rho_l} \phi_l^2 \quad (3.16)$$

$$\phi_i^2 = \frac{(dp/dz)_{fr}}{(dp/dz)_{fr,l}} \quad (3.17)$$

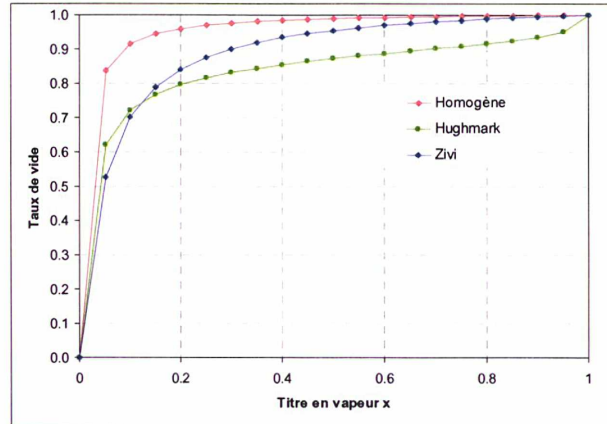


Figure 3.13 : Comparaison de corrélation de taux de vide (R-407C, 800 kPa).

Le gradient de pression dû à l'accélération du fluide frigorigène est calculé en considérant l'équation de la quantité de mouvement [Collier, 1994] ainsi :

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{mo} = \frac{d}{dz} \left[G^2 \left(\frac{x^2}{\varepsilon_H \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon_H) \rho_l} \right) \right] \quad (3.18)$$

Enfin, le gradient de pression dû à la gravitation est obtenu par la formule (3.19).

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{gr} = \pm g \sin \theta [\varepsilon_H \rho_g + (1-\varepsilon_H) \rho_l] \quad (3.19)$$

θ exprimant l'angle entre le tube et l'horizontal, dans le cas d'un écoulement horizontal ce terme est nul, ce qui est le cas de la batterie à ailettes étudiée. Toutes ces équations sont intégrées dans le code de calcul AirHex, afin de calculer les pertes de pression du fluide frigorigène entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur.

3.2.1.2.2. Côté air

3.2.1.2.2.1. Corrélation d'échange côté air en régime sec

v_{max} est la vitesse maximale balayant l'ailette et s'exprime en fonction du débit volumique d'air traversant l'échangeur et de la surface libre minimum de passage d'air à travers l'échangeur.

$$\dot{V} = u_{max} A_0 \quad (3.20)$$

$$G = \rho u_{max} \quad (3.21)$$

Une corrélation de transfert de chaleur pour des tubes à ailettes planes est fournie par Wang [Wang, 2000]. D'autres corrélations pour des ailettes ondulées et à persiennes ont également été proposées par Wang ([Wang 2002] et [Wang 1999]).

Le nombre de Nusselt s'exprime dans le cas d'un échange sur l'air par la formule (3.22). Dans cette équation, j représente le facteur de Colburn. Les différentes données géométriques utilisées dans les corrélations sont indiquées sur la Figure 3.4. Pour le calcul, seul un régime d'air sec sera considéré, ce qui est le cas de tous les essais réalisés avec un très faible niveau d'humidité relative.

$$Nu = j Re Pr^{1/3} \quad (3.22)$$

Cette corrélation du facteur j prédit 89% des 74 essais avec $\pm 15\%$ d'erreur et un écart type de 8%.

3.2.1.2.2. Corrélation de perte de pression côté air

Wang [Wang, 2000] propose aussi une corrélation pour le coefficient de frottement. En négligeant les pertes de pression en entrée et en sortie de batterie, les pertes de pression entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur sont alors obtenues par l'équation (3.23).

$$\Delta P \approx f \frac{A_0}{A} \frac{1}{\rho_m} \frac{G^2}{2} \quad (3.23)$$

Cette corrélation du facteur f prédit 85% des 74 essais avec $\pm 15\%$ d'erreur et un écart type de 8%. Les limites de validité des corrélations de f et j sont les suivantes :

$$300 \leq Re_{d_c} \leq 20000, \quad 6.9 \leq d_c \leq 13.6 \text{ mm}, \quad 1.30 \leq D_h \leq 9.37 \text{ mm}, \quad 20.4 \leq X_l \leq 31.8 \text{ mm}, \quad 12.7 \leq X_l \leq 32 \text{ mm}, \\ 1.0 \leq p_f \leq 8.7 \text{ mm}, \quad 1 \leq N_r \leq 6.$$

3.2.1.3. Comparaison avec des résultats d'essais

Grâce au programme AirHex il a été possible d'intégrer les différentes corrélations dans le code de calcul. Les résultats des calculs ont été comparés avec des résultats d'essais. Les écarts sont présentés dans le Tableau 3.1 et Tableau 3.2. Les écarts sur l'enthalpie et la pression en sortie d'évaporateur sont faibles, par contre sur l'air, les écarts sont plus importants. Il est en réalité très difficile d'estimer avec précision la vitesse l'air sur la batterie.

Tableau 3.1 : Ecart entre des résultats de simulations et des résultats d'essais.

	\dot{m}_{ff} (g/s)	$h_{fr,e}$ (kJ/kg)	$h_{fr,s}$ (kJ/kg)	$T_{fr,e}$ (°C)	$T_{fr,s}$ (°C)	$P_{fr,e}$ (kPa)	$P_{fr,s}$ (kPa)
Essais	24,0	266,7	405,7	-17,8	-11,3	276,3	276,2
Simulations			406,1 (+0,1%)		-10,9		273,9 (-1%)
Essais	28,4	265,5	407,4	-14,7	-8,1	313,4	313,4
Simulation			408,3 (+0,2%)		-7,2		310,6 (-0,9%)

Tableau 3.2 : Ecart entre des résultats de simulations et des résultats d'essais.

	u_{air} (m/s)	$T_{air,e}$ (°C)	$T_{air,s}$ (°C)	ΔP_{air} (Pa)
Essais	1,38	-10,8	-13,6	16
Simulations			-13,2	24 (+51%)
Essais	1,38	-7,1	-10,8	16
Simulations			-9,9	23 (+49%)

Par rapport à ces points d'essais, on s'est également intéressé à l'évolution des résistances thermiques. On observe alors sur la Figure 3.14 qu'en passant d'une phase d'évaporation à une phase de surchauffe, la résistance thermique du côté du fluide frigorigène varie

considérablement. Il est donc difficile de considérer un coefficient d'échange moyen sur tout l'évaporateur. Toutefois, par la suite, un coefficient d'échange moyen sera néanmoins calculé, mais la valeur réelle dépend fortement de la part de la surchauffe. Il faut donc que la régulation soit extrêmement fine pour maintenir une surchauffe dans une zone précise de 5 à 7 K pour que les résultats d'essais et de simulation soient semblables. La Figure 3.14 montre que, dans la zone où le fluide frigorigène est à l'état diphasique, le facteur limitant du coefficient d'échange est l'air. Par contre dans la zone où le fluide frigorigène est à l'état vapeur, le facteur limitant est le fluide frigorigène à l'état vapeur. D'où l'importance de réduire le plus possible la surchauffe dans l'évaporateur.

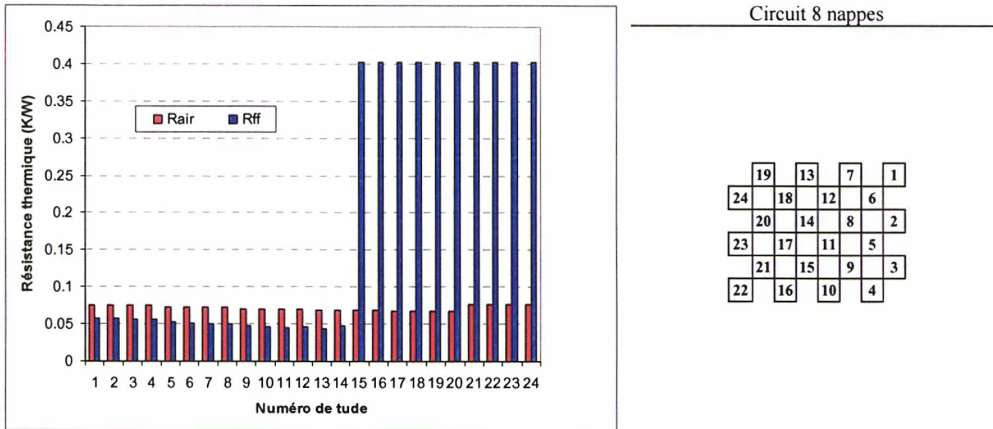


Figure 3.14 : Résistance thermique évaporateur.

3.2.1.4. Influence du type d'ailette

Par rapport aux corrélations d'échange sur l'air, il a été possible de comparer la corrélation pour les ailettes planes ([Wang, 2000a] et [Wang, 2000b]) avec d'autres corrélations proposées par Wang pour des ailettes ondulées ([Wang, 2002]) et à persiennes ([Wang, 1998]). Avec une géométrie très proche, il est possible de voir les écarts entre les coefficients d'échange et de pertes de pression suivant le type d'ailettes (Figure 3.15 et Figure 3.16). Ainsi, le gain, en terme de coefficient d'échange des ailettes ondulées et à persiennes par rapport aux ailettes lisses est mis en évidence. Mais d'un autre côté, les pertes de pression augmentent. De plus, un point important qui justifie l'utilisation d'ailettes lisses repose sur la formation du givre et le drainage de l'eau après un dégivrage. Argaud [Argaud, 2001] préconise ainsi un pas d'ailette supérieur ou égal à 2,5 mm.

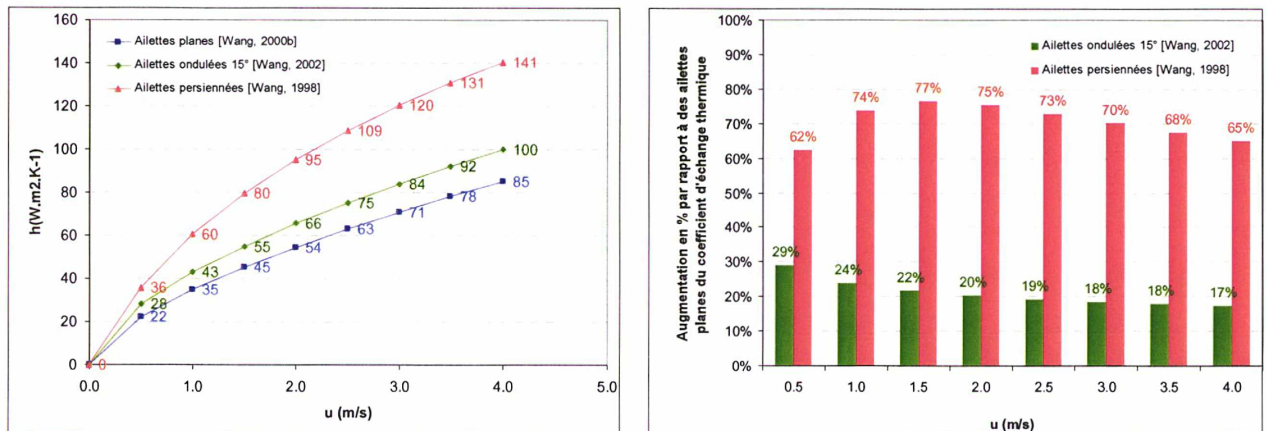


Figure 3.15 : Comparaison du coefficient de transfert de chaleur pour différents types d'ailettes.

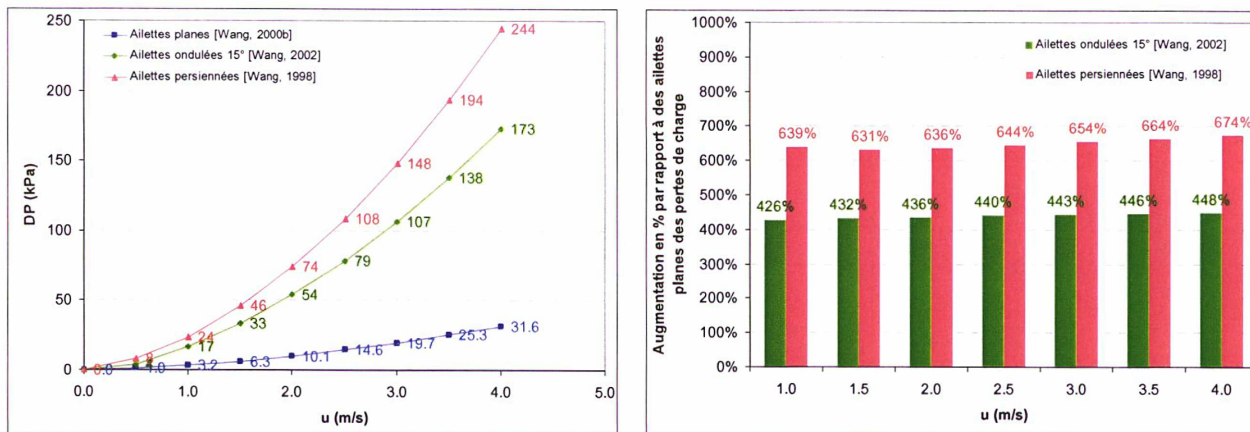


Figure 3.16 : Comparaison de pertes de pression pour différents types d'ailettes.

3.2.1.5. Influence du nombre de rangs

L'intérêt d'augmenter le nombre de rangs pour augmenter la tendance contre courant de l'évaporateur et profiter du glissement de température du fluide frigorigène zéotrope lors de la phase de changement d'état va être démontré. Quatre types de circuits ont été testés (Figure 3.17), chaque circuit disposant du même nombre de tubes. Les conditions d'entrée d'air et de fluide frigorigène sont telles qu'indiquées dans le Tableau 3.3.

Tableau 3.3 : Conditions d'entrée pour le calcul.

Vitesse d'air (m/s)	1,3
T _{air,e} (°C)	9,0
h _{ff,e} (kJ/kg)	230
P _{ff,e} (kPa)	417
Diamètre intérieur tube (mm)	9,2
Nombre d'ailette par unité de longueur	312,5

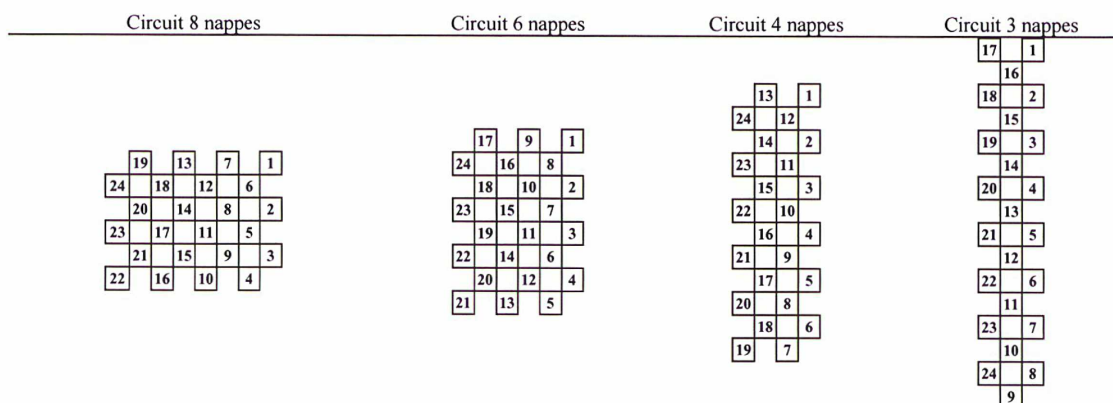


Figure 3.17 : 3 types de circuits avec 24 tubes.

Le débit du fluide frigorigène est choisi, afin d'avoir une surchauffe identique dans les différents cas. Les résultats résumés dans la Figure 3.18 montrent alors qu'en augmentant le nombre de rangs, l'écart de température entre la sortie d'air et l'entrée de fluide frigorigène diminue. Ensuite, dans des conditions où la pression d'évaporation n'est pas fixée, l'augmentation du nombre de rang permet d'augmenter la pression d'évaporation. Ainsi, la température d'évaporation est plus élevée. Cela a plusieurs conséquences :

- le taux de compression supporté par le compresseur est plus faible,

- la batterie givrera à une température d'air plus basse.

Sur la Figure 3.18, on observe, par exemple, que pour le circuit à 3 nappes, la température d'air augmente entre les tubes 9 et 16. En fait, la température d'air considérée sur la Figure 3.18 correspond à la température de l'air après le tube. Précisons par ailleurs que l'écoulement du fluide frigorigène se fait en suivant la numérotation des tubes ; le fluide frigorigène passe d'abord par le tube 1, puis le tube 2 et ainsi de suite.

La température de l'air située après le tube 16 est plus élevée que la température de l'air après le tube 9 car la température du fluide frigorigène dans le tube 16 est plus élevée que la température du fluide frigorigène dans le tube 9. L'augmentation de température du fluide frigorigène entre le tube 9 et 16 étant due au glissement de température du fluide frigorigène.

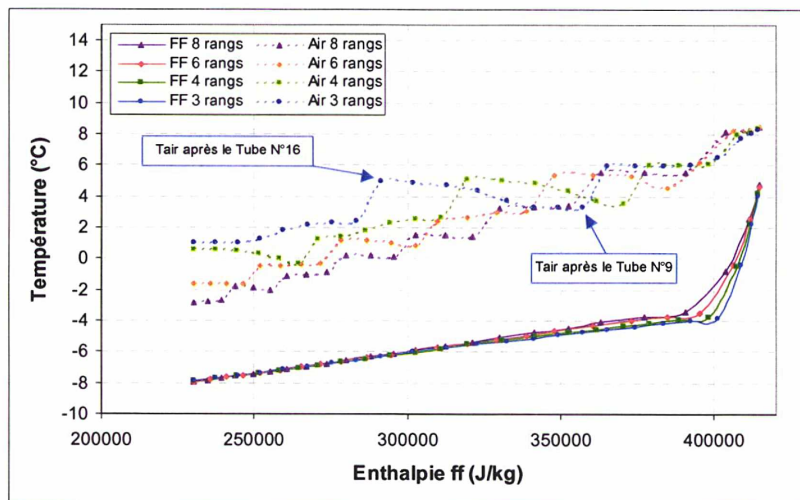


Figure 3.18 : Evolution de la température d'air et du fluide frigorigène suivant le nombre de rangs.

Tableau 3.4 : Evolution de l'écart de température et des pertes de pression en fonction du nombre de rangs pour une même vitesse d'air.

	Ecart de température $T_{s,air} - T_{ff,e}$ (°C)	SC (K)	ΔP_{air}
8 rangs	5,2	8,1	27
6 rangs	6,5	8,1	20
4 rangs	8,7	8,0	13
3 rangs	9,1	8,0	10

3.2.1.6. Etude de sensibilité

Afin d'estimer la sensibilité du modèle à la variation d'un certain nombre de paramètres, une étude systématique a été menée. Pour cela, de nombreuses simulations ont été réalisées suivant un plan d'expérience complet. Si le nombre de paramètres à étudier est n , il faut alors réaliser 2^n essais, chaque paramètre variant entre une valeur minimale et maximale.

Après avoir réalisé les différentes simulations, il est possible, à partir des résultats de retrouver l'influence de chaque paramètre et des effets couplés. Un exemple présentant la méthode pour trois paramètres est présenté en Annexe D. L'étape la plus délicate et qui peut toujours prêter à discussion repose sur le choix des valeurs minimales et maximales de chacun des paramètres (Tableau 3.5). De plus, il faut considérer que la réponse se comporte de façon

linéaire entre deux valeurs extrêmes. Les variables qui ne varient pas sont : la température d'entrée d'air (9°C), ainsi que les pas transversal et longitudinal entre les tubes.

Tableau 3.5 : Valeurs minimales et maximales des paramètres.

	-1	+1	Variation
u_{air} (m/s)	1,3	1,6	23%
\dot{m}_{ff} (kg/s)	0,00613	0,00674	10%
P (kPa)	427,6	470,4	10%
h_{fr} (kJ/kg)	231,0	254,1	10%
d_i (m)	0,0070	0,0092	31%
p_r (m)	0,0024	0,0032	32%

Le programme AirHex avec les corrélations définies précédemment est utilisé pour mener les différentes simulations. À partir des 6 paramètres du Tableau 3.5, il faut réaliser un total de 64 simulations. Après ces 64 simulations, les valeurs moyennes des différentes réponses sont indiquées dans le Tableau 3.6.

Tableau 3.6 : Valeur moyenne des réponses.

	Valeur moyenne
Puissance frigorifique (W)	12
$T_{air,s}$ (°C)	0,3
SC (K)	8,0
$h_{fr}.A_{fr}$ (W/K)	7597
$\eta_{10}.h_{air}.A_{air}$ (W/K)	2134
ΔP_{fr} (kPa)	18
ΔP_{air} (Pa)	26

L'enthalpie en entrée d'évaporateur est le facteur dominant sur la puissance frigorifique, suivi par le débit massique de fluide frigorigène. Ces deux facteurs sont en effet, directement reliés à l'expression de la puissance frigorifique par la formule (3.24).

$$P_{frigo} = \dot{m}_{ff} (h_{ff,s} - h_{ff,e}) \quad (3.24)$$

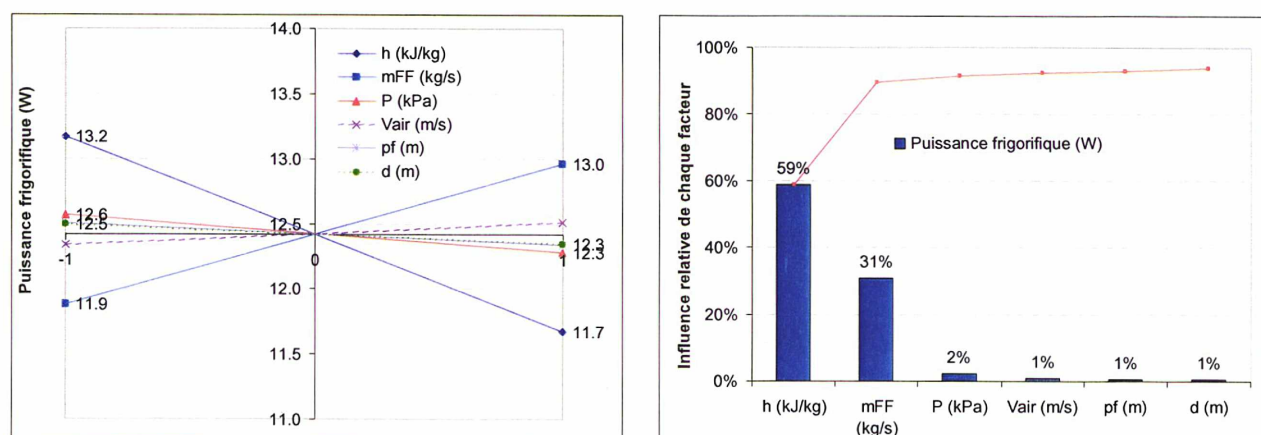


Figure 3.19 : Sensibilité : Puissance frigorifique.

Comme attendu, le diamètre des tubes est le facteur dominant sur les pertes de pression du fluide frigorigène sur l'évaporateur. Avec les conditions de la simulation, une diminution du diamètre intérieur des tubes, de 9,2 mm à 7 mm, entraîne une augmentation de 20 kPa des pertes de pression.

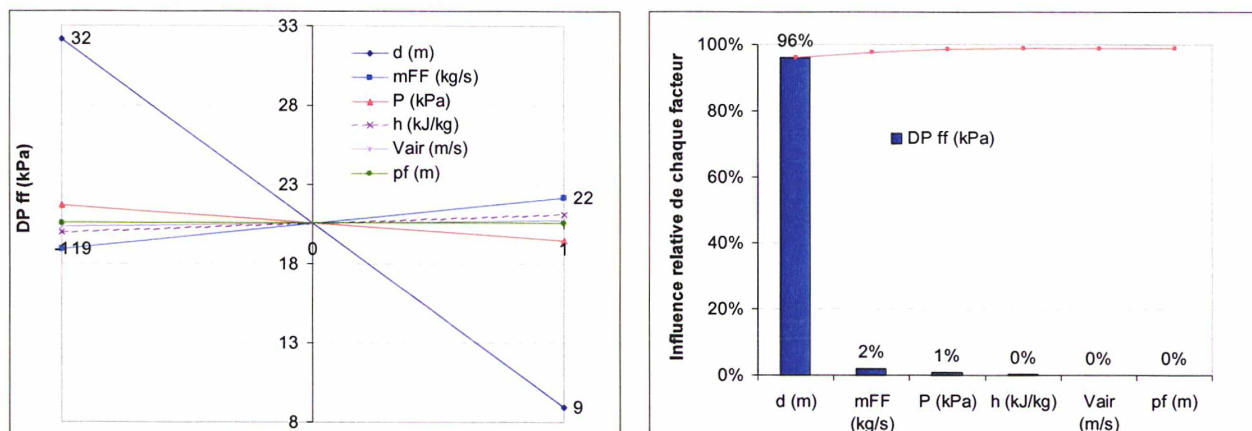


Figure 3.20 : Sensibilité : perte de pression sur le fluide frigorigène.

Le facteur dominant sur la surchauffe est la pression d'évaporation. L'augmentation du débit massique tel que défini tend à faire diminuer la surchauffe. Mais comme la variation n'est pas suffisante, il a un impact moins important que la pression d'évaporation. Le diamètre des tubes, qui joue sur les pertes de pression et de fait sur la pression en sortie d'évaporateur, arrive en seconde position.

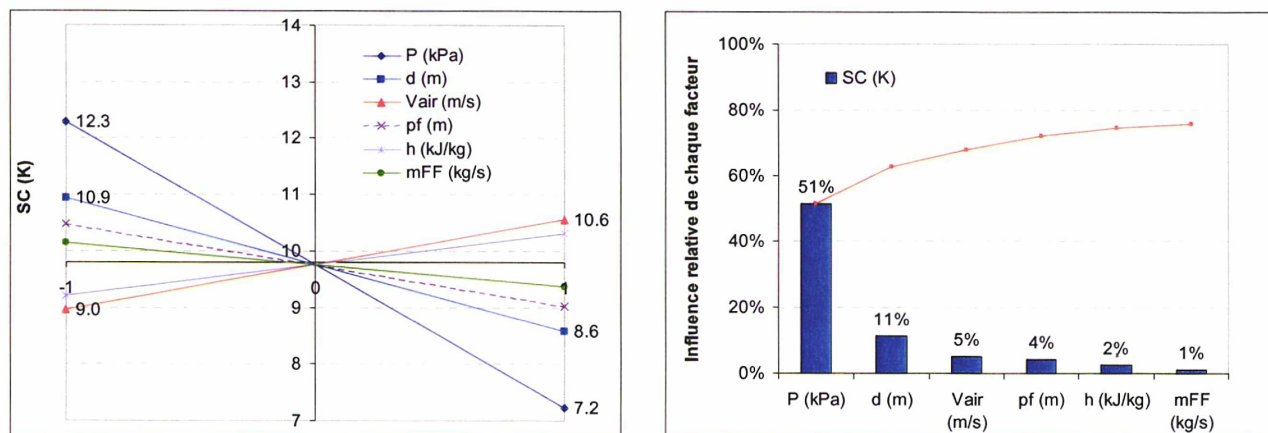


Figure 3.21 : Sensibilité : Surchauffe.

La vitesse d'air est le facteur dominant sur les pertes de pression de l'air sur l'évaporateur. Si la diminution du pas d'ailettes augmente les pertes de pression sur l'air, la diminution du diamètre des tubes les diminue. Il est donc pertinent de réduire le diamètre des tubes, afin de ne pas trop augmenter les pertes de pression sur l'air si l'on souhaite diminuer le pas d'ailettes.

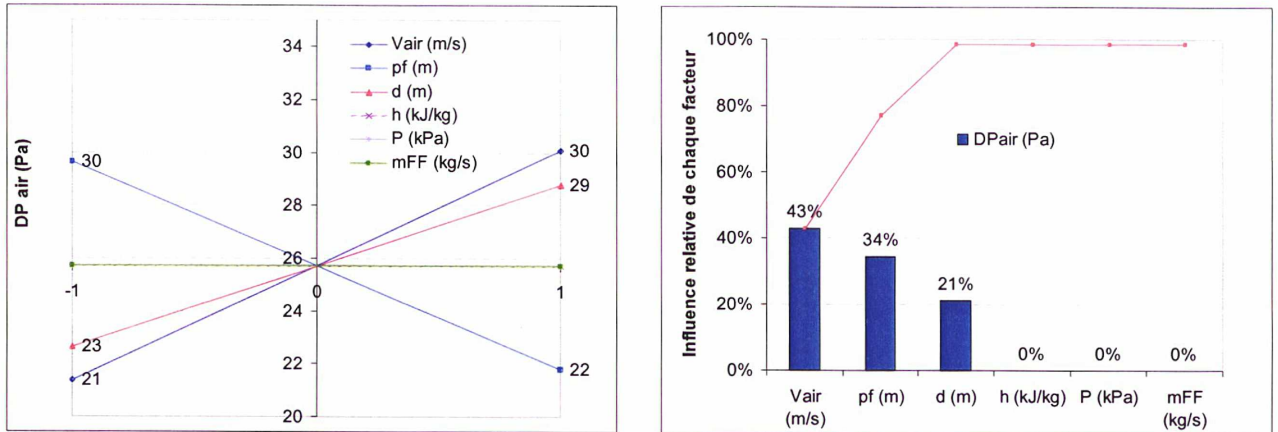


Figure 3.22 : Sensibilité : perte de pression sur l'air.

Sur la résistance thermique côté fluide frigorigène, la pression d'évaporation est le facteur dominant car la pression d'évaporation joue directement sur la surchauffe et donc sur la part de la vapeur surchauffée dans l'évaporateur. Il est difficile de conclure sur les facteurs qui influencent le plus les échanges sur le fluide frigorigène. Mais il est certain qu'il faut réduire au minimum la surchauffe dans l'évaporateur afin d'avoir un échange thermique moyen le plus élevé possible.

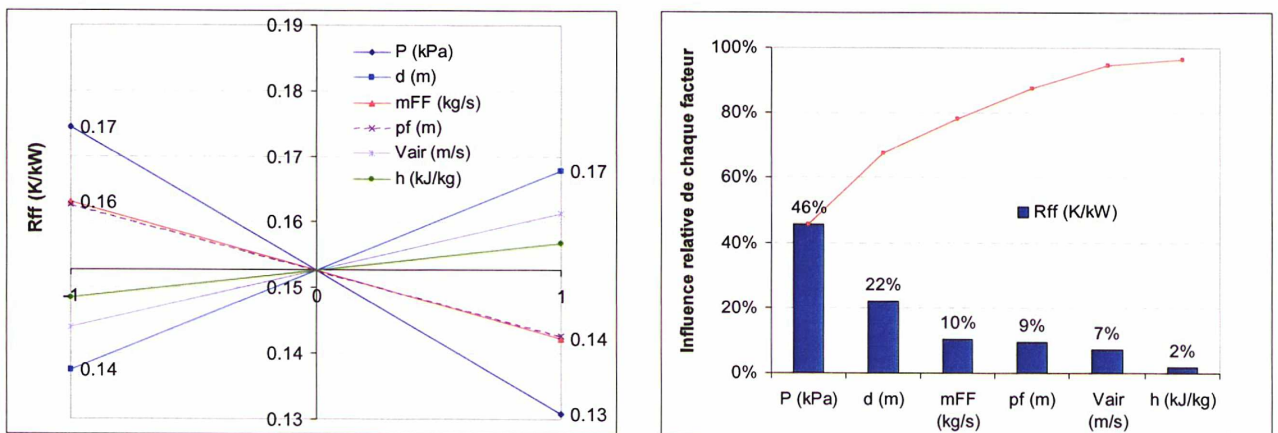


Figure 3.23 : Sensibilité : Résistance thermique côté fluide frigorigène.

Sur la résistance thermique côté air, le pas d'ailettes est le facteur dominant. La diminution du pas d'ailettes permet à la fois d'augmenter le coefficient d'échange côté air, mais aussi d'augmenter la surface d'échange externe. Par ailleurs, la diminution du diamètre du tube permet aussi de réduire la résistance thermique côté air en augmentant la surface d'échange externe. Sur le rendement d'ailettes, le facteur dominant est le diamètre des tubes : en diminuant le diamètre des tubes, le rendement d'ailettes diminue, mais pas suffisamment pour contrecarrer le gain induit par l'augmentation de la surface d'échange.

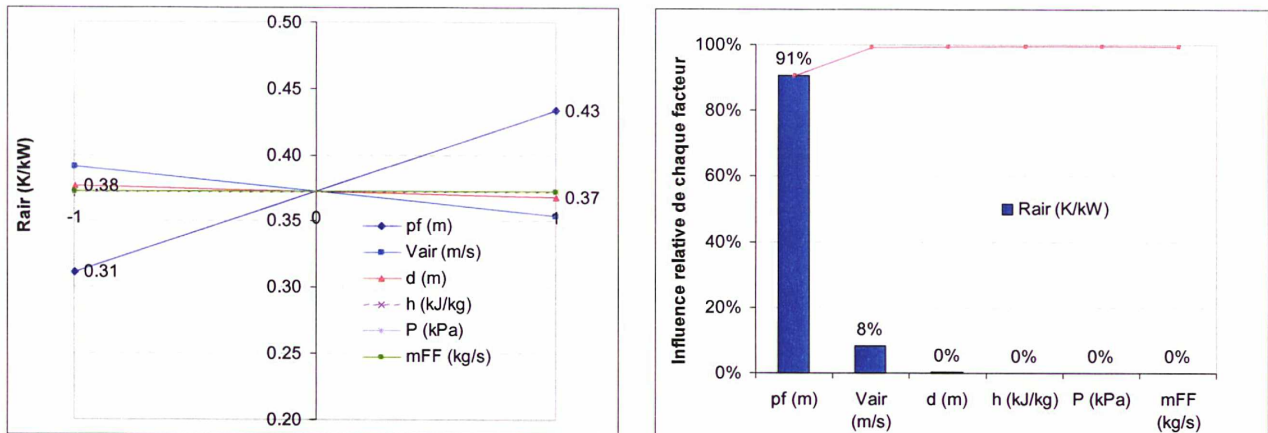


Figure 3.24 : Sensibilité : Résistance thermique côté air.

3.2.1.7. Dimensionnement sur le nombre de circuits

L'étude de sensibilité a permis de montrer l'intérêt d'augmenter le nombre d'ailettes pour améliorer le coefficient d'échange sur l'air et de réduire le diamètre des tubes. Ainsi, le nombre d'ailettes par unité de longueur sera de 412,5 et le diamètre intérieur des tubes de 7 mm. À partir de ces considérations géométriques, le dimensionnement de l'évaporateur se fera sur le nombre de circuits en supposant une vitesse d'air constante, bien que la section frontale diminue. La Figure 3.25 montre ainsi qu'au-delà de 7 circuits, la puissance n'augmente que très peu. En fait, cela correspond au fait qu'en sortie d'évaporateur, le fluide frigorigène a atteint l'état vapeur.

Tableau 3.7 : Condition d'entrée de l'évaporateur au point de dimensionnement.

Vitesse d'air (m/s)	1,3
Débit massique ff (kg/s)	0,0063
$T_{air,e}$ (°C)	9,0
$h_{ff,e}$ (kJ/kg)	254
$P_{ff,e}$ (kPa)	471
Diamètre intérieur tube (mm)	7,0
Nombre d'ailette par unité de longueur	412,5

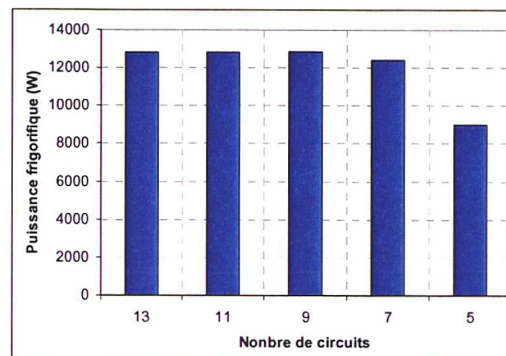


Figure 3.25 : Evolution de la puissance frigorifique en fonction du nombre de circuits.

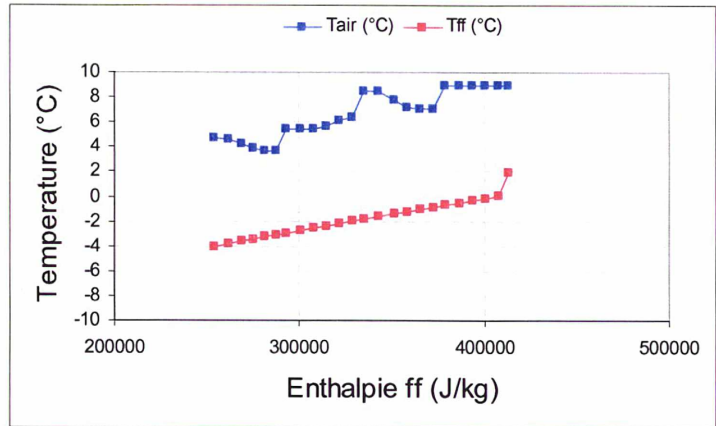


Figure 3.26 : Evolution de la température d'air et de la température du fluide frigorigène dans l'évaporateur.

Tableau 3.8 : Résultats pour 6 circuits.

Puissance frigorifique (kW)	$T_{air,s}$ (°C)	SC (K)	DP_{ff} (kPa)	DP_{air} (Pa)
12	-5	7	58	22

3.2.2. Condenseur et économiseur : échangeur à plaques

Sur les pompes à chaleur, pour des échanges avec un fluide à l'état liquide, l'échangeur à plaques est de plus en plus utilisé, aussi bien en tant que condenseur qu'évaporateur ou qu'économiseur. Il présente une grande compacité et permet d'atteindre des coefficients d'échanges comparables à d'autres échangeurs plus volumineux. Pour les échangeurs à plaques, il est difficile de trouver des corrélations qui décrivent les coefficients d'échange sur une grande plage d'écoulement et pour différentes géométries. Certaines corrélations ne sont, par exemple, valables que pour un angle de corrugation donné. De plus, en comparant, les corrélations, des écarts importants apparaissent d'une corrélation à l'autre (Figure 3.28).

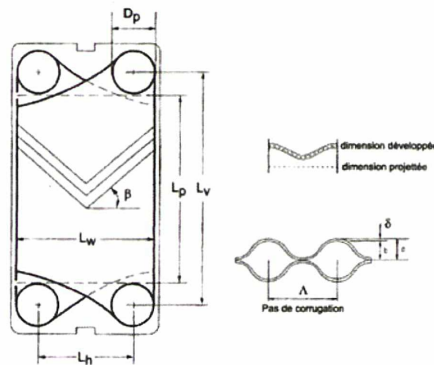


Figure 3.27 : Paramètres géométriques d'un échangeur à plaque.

Sur un échangeur à plaques, la résistance thermique totale fait intervenir la convection du fluide refroidi, la conduction de la paroi et la convection du fluide réchauffé. Dans le cas d'un condenseur, le fluide refroidi est le fluide frigorigène et le fluide réchauffé est l'eau.

$$\frac{1}{\underbrace{UA}_{R_{totale}}} = \frac{1}{\underbrace{h_{eau} A_{eau}}_{R_{eau}}} + \frac{\delta_{plaque}}{\underbrace{\lambda_{plaque} A_{plaque}}_{R_{plaque}}} + \frac{1}{\underbrace{h_{ff} A_{ff}}_{R_{ff}}} \quad (3.25)$$

3.2.2.1. Corrélations d'échange thermique

3.2.2.1.1. Diamètre hydraulique

Pour les échangeurs à plaques, le diamètre hydraulique est défini par l'équation (3.41) ; ϕ exprimant le rapport entre la longueur développée et la longueur projetée (Figure 3.27).

$$D_h = \frac{2b}{\phi} \quad (3.26)$$

Martin [Martin, 1996] propose une formule (3.27) qui permet de calculer ϕ pour $b \ll L_h$.

$$\phi(X) \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right) \quad (3.27)$$

X étant le pas adimensionnel et il est défini par l'équation (3.28).

$$X = \frac{2b}{\Lambda} \quad (3.28)$$

Le pas adimensionnel influe directement le nombre de Reynolds et constitue un paramètre important. Toutefois, les corrélations sont souvent déterminées pour un pas adimensionnel donné. Il est souvent fixé à 2,0 ou 3,33.

3.2.2.1.2. Corrélation mono-phasique

Il existe un très grand nombre de corrélations pour le transfert de chaleur en mono-phasique sur des échangeurs à plaques. Certaines ne sont valables que pour un angle de corrugation donné, d'autres permettent de faire varier l'angle de corrugation. Dans tous les cas, une grande disparité entre les corrélations est observée (Figure 3.28). Les limites de validité de chacune de ces corrélations sont présentées en Annexe A. Dans ces corrélations, le terme $\frac{\mu}{\mu_w}$

traduit l'influence liée à la variation de la viscosité dynamique du fluide. A proximité de la paroi, la viscosité peut fortement varier, surtout si la viscosité dynamique du fluide dépend fortement de la température. Ce phénomène influe sur le coefficient de transfert thermique.

Toutefois, pour les calculs, on négligera ce phénomène en écrivant que $\frac{\mu}{\mu_w} = 1$. Enfin, après

des comparaisons avec des résultats d'essais, la corrélation de Wanniarachchi [Wanniarachchi, 1995] a été retenue pour décrire les échanges thermiques en monophasique dans les échangeurs à plaques.

$$Nu = j_{Nu} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (3.29)$$

$$j_{Nu} = \sqrt[3]{j_{Nu,1}^3 + j_{Nu,t}^3} \quad (3.30)$$

$$j_{Nu,1} = \frac{3.65}{\left(90 - \frac{180\beta}{\pi} \right)^{0.445}} Re^{0.339} \quad (3.31)$$

$$j_{Nu,t} = \frac{12.6}{\left(90 - \frac{180\beta}{\pi}\right)^{1.142}} \text{Re}^{\left[0.646 + 0.00111\left(90 - \frac{180\beta}{\pi}\right)\right]} \quad (3.32)$$

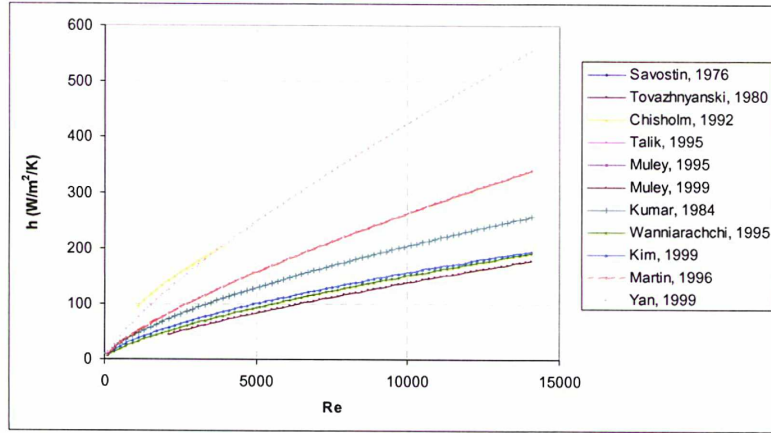


Figure 3.28 : Comparaison du coefficient d'échange thermique pour différentes corrélations d'échangeur à plaques en monophasique.

3.2.2.1.3. Corrélations diphasiques

Pour les corrélations de transfert de chaleur en diphasique, des nombres équivalents ont été définis par Akers [Akers, 1958] pour la vitesse massique, le nombre de Reynolds et le nombre d'ébullition.

3.2.2.1.3.1. Corrélation condensation (échangeur à plaques)

Pour le coefficient d'échange par condensation, la corrélation de Han [Han, 2003] a été adoptée. Elle a été obtenue pour un Re_{eq} compris entre 300 à 4000 et β compris entre 20°C et 45°C avec une erreur inférieure à $\pm 20\%$ sur les essais.

$$Nu = Ge_1 Re_{eq}^{Ge_2} Pr^{1/3} \quad (3.33)$$

$$Ge_1 = 11.22 \left(\frac{\Lambda}{D_h}\right)^{-2.83} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-4.5} \quad (3.34)$$

$$Ge_2 = 0.35 \left(\frac{\Lambda}{D_h}\right)^{0.23} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{1.48} \quad (3.35)$$

3.2.2.1.3.2. Corrélation évaporation (échangeur à plaques)

Pour le coefficient d'échange par évaporation, la corrélation de Han [Han 2003] a été adoptée. Elle a été obtenue pour un Re_{eq} compris entre 300 et 4000 et β compris entre 20°C et 45°C avec une erreur inférieure à $\pm 20\%$ sur les essais.

$$Nu = Ge_1 Re_{eq}^{Ge_2} Bo_{eq}^{0.3} Pr^{1/3} \quad (3.36)$$

$$Ge_1 = 11.22 \left(\frac{\Lambda}{D_h}\right)^{-2.83} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-4.5} \quad (3.37)$$

$$Ge_2 = 0.35 \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{0.23} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{1.48} \quad (3.38)$$

3.2.2.2. Condenseur

3.2.2.2.1. Comparaison avec des résultats d'essais

Comme on peut le voir sur les Tableau 3.9 et Tableau 3.10, les écarts entre les résultats de la simulation et les résultats d'essais sont faibles. Un écart de 5% est observé sur la température du fluide frigorigène en sortie de condenseur, entre la simulation et les essais. La Figure 3.29 présente l'évolution des résistances thermiques du côté du fluide frigorigène et du côté de l'eau tout le long du condenseur. L'élément 1 correspond à l'entrée du fluide frigorigène et à la sortie de l'eau. La Figure 3.29 montre que lorsque le fluide frigorigène est désurchauffé le facteur limitant est la résistance thermique du fluide frigorigène. Il serait intéressant d'augmenter la surface d'échange du côté du fluide frigorigène lors de la désurchauffe, afin d'augmenter la résistance thermique globale à ce moment là.

Tableau 3.9 : Ecart entre des résultats de simulations et des résultats d'essais.

	\dot{m}_{ff} (g/s)	$P_{fr,e}$ (kPa)	$h_{fr,e}$ (kJ/kg)	$h_{fr,s}$ (kJ/kg)	$T_{fr,e}$ (°C)	$T_{fr,s}$ (°C)
Essais	53,6	2736,9	479,4	290,7	101,0	57,1
Simulations				295,8 (+2%)		59,6
Essais	62,9	2751,3	467,8	291,9	91,9	57,7
Simulations				298,6 (+2)		59,8

Tableau 3.10 : Ecart entre des résultats de simulations et des résultats d'essais.

	$T_{eau,c}$ (°C)	$T_{eau,s}$ (°C)	Débit eau (g/s)	Puissance calorifique (kW)
Essais	53,8	65,1	207,1	9,8
Simulations		65,2		9,8 (+0.6%)
Essais	52,8	65,0	210,0	10,7
Simulations		65,0		10,6 (-0.6%)

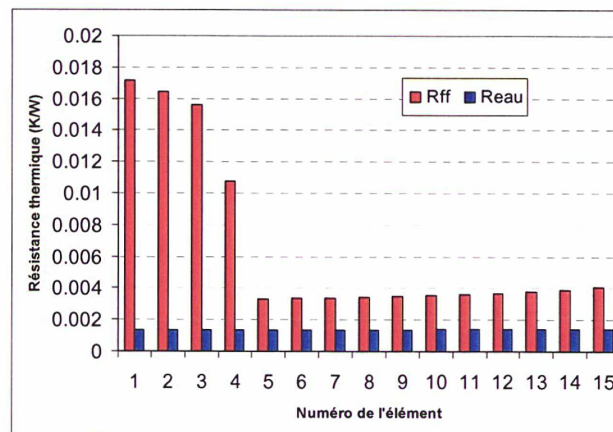


Figure 3.29 : Résistance thermique condenseur.

3.2.2.2.2. Etude de sensibilité

Comme pour l'évaporateur, une étude de sensibilité a été menée pour le condenseur. Les valeurs maximales et minimales des différents facteurs sont indiquées dans le Tableau 3.11. Avec 6 facteurs, 64 simulations ont donc été réalisées.

Tableau 3.11 : Valeur minimale et maximale des facteurs.

	-1	+1	Variation
Débit d'eau (L/h)	850	1000	18%
m_{fr} (kg/s)	0,0693	0,0762	10%
NP	50	54	8%
β (m)	30	45	50%
b (m)	0,524	0,576	10%
P (kPa)	2314	2414	4%

Après avoir réalisé les 64 simulations, les moyennes des réponses ont été résumées dans le Tableau 3.12.

Tableau 3.12 : Valeur moyenne des réponses.

	Valeur moyenne
Puissance (W)	13.6
Teau,s (°C)	49.4
h_{fr} (W/m ² /K)	640
h_{eau} (W/m ² /K)	1757

Le débit massique du fluide frigorigène est de loin le facteur le plus influent sur la puissance calorifique du fait qu'il intervient directement dans l'expression de la puissance calorifique.

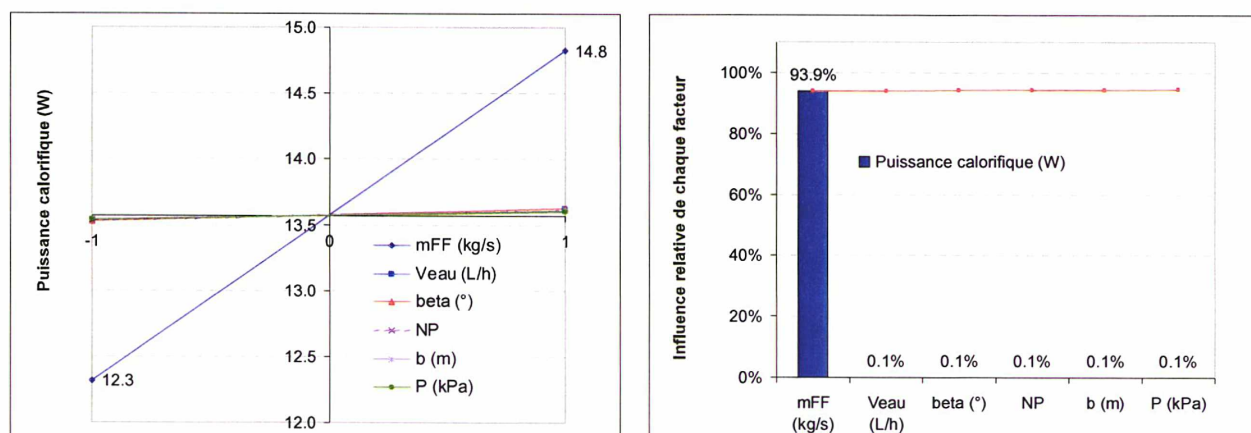


Figure 3.30 : Sensibilité : Puissance calorifique.

Deux facteurs sont très influents sur la température de l'eau en sortie de condenseur : le débit de fluide frigorigène et le débit d'eau. Le débit de fluide frigorigène influençant fortement la puissance calorifique, il est normal qu'il influence également la température de l'eau en sortie de condenseur, qui est directement liée à la puissance calorifique.

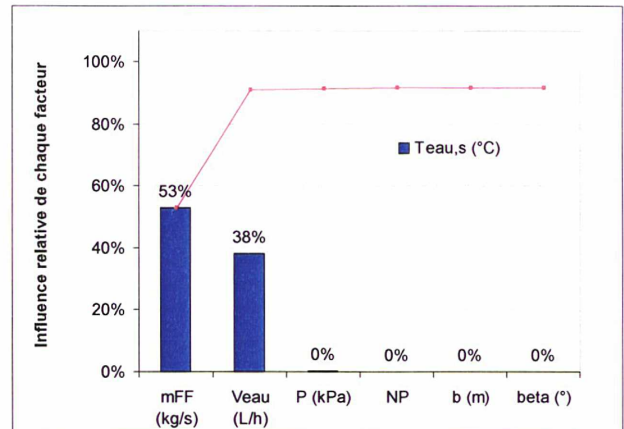
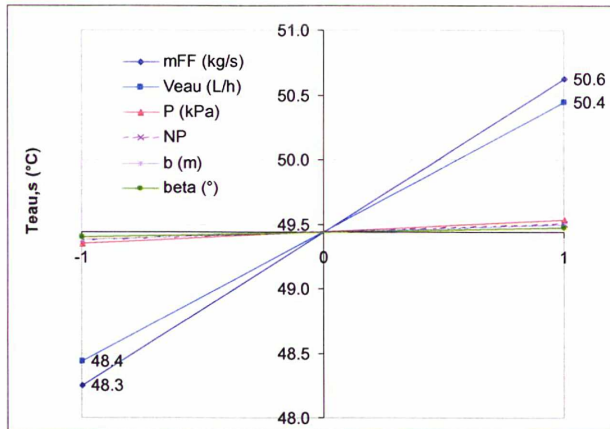


Figure 3.31 : Sensibilité : Température sortie d'eau.

L'angle de corrugation est le facteur le plus influent sur le coefficient d'échange thermique côté fluide frigorigène, en deuxième position arrive le débit massique de fluide frigorigène. Il sera donc intéressant de choisir les échangeurs avec l'angle de corrugation le plus grand possible.

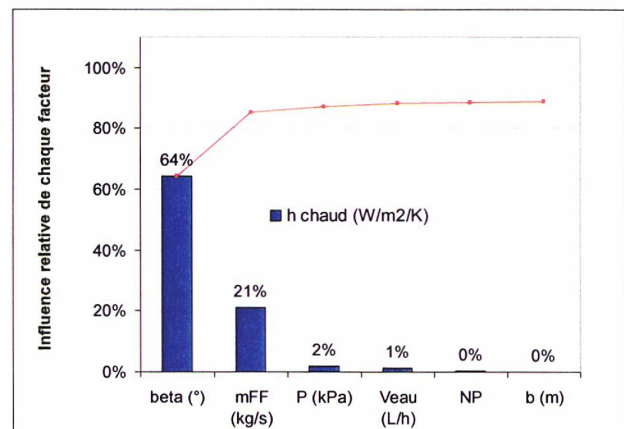
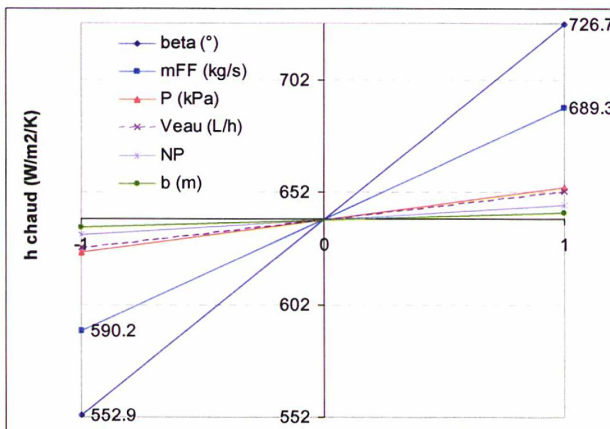


Figure 3.32 : Sensibilité : coefficient d'échange thermique côté fluide frigorigène.

Pour l'échange thermique côté eau, l'angle de corrugation est également le facteur le plus influent. Le condenseur devra donc être choisi avec l'angle de corrugation, le plus élevé possible.

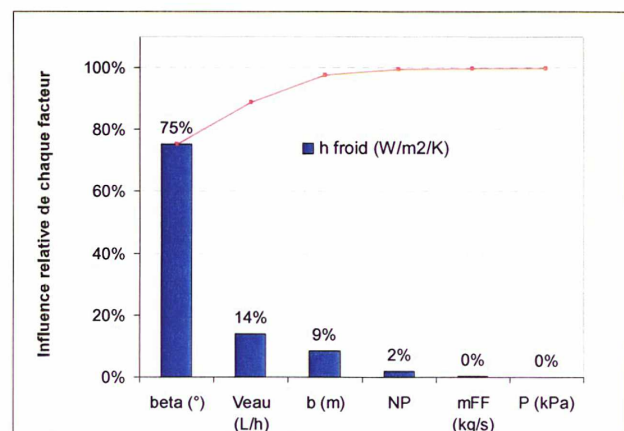
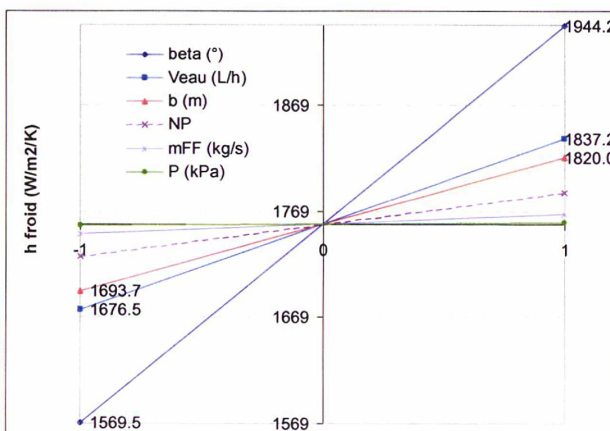


Figure 3.33 : Sensibilité : coefficient d'échange thermique côté eau.

3.2.2.2.3. Dimensionnement

En fixant une hauteur et une largeur d'échangeur à plaques, le dimensionnement est réalisé en jouant sur le nombre de plaques. Les conditions d'entrée pour le calcul sont indiquées dans le Tableau 3.13. Au-delà de 70 plaques, la puissance calorifique n'augmente plus bien que le nombre de plaques augmente, Figure 3.34. Sur la Figure 3.35 sont représentées les évolutions de la température d'eau et de frigorigène en fonction de l'enthalpie massique du fluide frigorigène.

Tableau 3.13 : Conditions d'entrée pour le calcul.

Débit d'eau (L/h)	850
Débit massique ff (kg/s)	0,0996
$T_{\text{eau,e}}$ (°C)	38
$h_{\text{ff,e}}$ (kJ/kg)	453
$P_{\text{ff,e}}$ (kPa)	2360

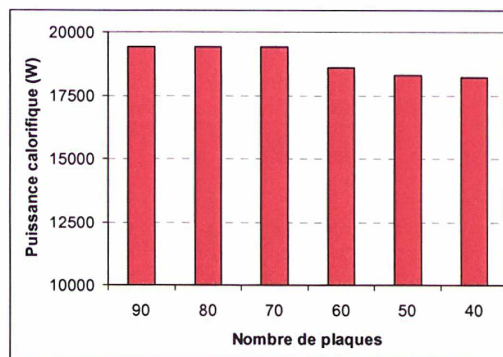


Figure 3.34 : Dimensionnement du condenseur sur le nombre de plaques.

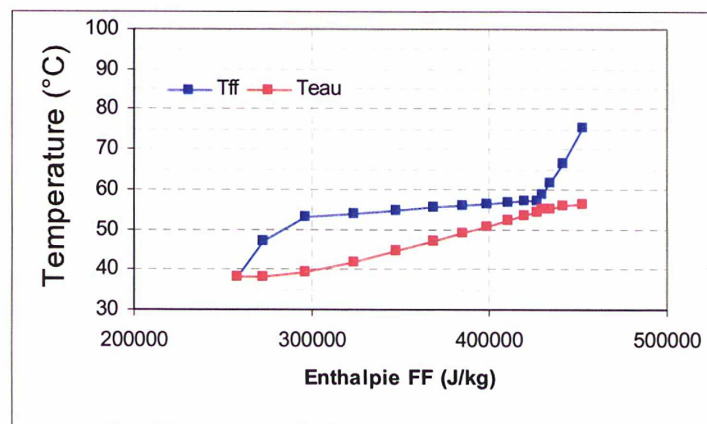


Figure 3.35 : Evolution de la température d'eau et de la température du fluide frigorigène dans le condenseur.

3.2.2.3. Economiseur

3.2.2.3.1. Comparaison avec des résultats d'essais

En comparant les résultats de la simulation et des essais, bien que l'écart sur l'enthalpie soit assez faible, les écarts sur les températures sont assez importants de l'ordre de 2 à 3 K. D'un autre côté, c'est bien l'échange du côté du fluide chaud qui domine l'échange avec une résistance thermique bien supérieure à celle du fluide froid (Figure 3.36). La Figure 3.36 présente l'évolution des résistances thermiques du côté du fluide chaud et du fluide froid tout

le long de l'économiseur. La résistance thermique du fluide chaud domine largement les échanges et constitue le facteur dominant.

Tableau 3.14 : Ecart entre des résultats de simulations et des résultats d'essais.

	$h_{ff,s}$ chaud (kJ/kg)	$h_{ff,s}$ chaud (kJ/kg)	$T_{ff,s}$ chaud (°C)	$T_{ff,s}$ chaud. (°C)	P condensation (kPa)	m_{ff} chaud (g/s)
Essais	288,9	212,5	56,1	7,5	2665,3	47,5
Simulation		216,2 (+2%)		10,1		
Essais	290,6	219,8	57,0	12,6	2715,4	56,4
Simulations		223,5 (+2%)		15,1		

Tableau 3.15 : Ecart entre des résultats de simulations et des résultats d'essais.

	$h_{ff,e}$ froid (kJ/kg)	$h_{ff,s}$ froid (kJ/kg)	$T_{ff,e}$ froid (°C)	$T_{ff,s}$ froid (°C)	P intermédiaire (kPa)	m_{ff} froid (g/s)
Essais	212,5	340,7	6,7	8,1	701,1	22,44
Simulation		337,2 (-1%)		10,3		
Essais	219,8	346,0	11,9	12,8	818,7	28,04
Simulations		356,3 (3%)		15,8		

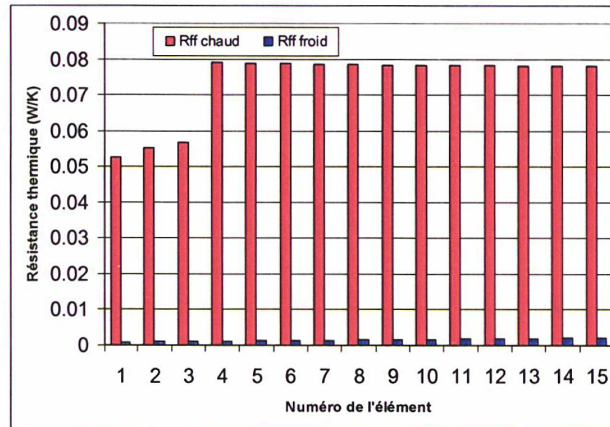


Figure 3.36 : Résistance thermique économiseur.

3.2.2.3.2. Dimensionnement

Tout comme pour l'évaporateur et le condenseur, le dimensionnement de l'économiseur est réalisé pour une température d'air extérieur de 9°C. À une telle température, d'après les calculs du Chapitre 1, les conditions en entrée d'économiseur sont telles qu'indiquées au Tableau 3.16.

Tableau 3.16 : Données d'entrées économiseur.

$m_{ff,chaud}$ (g/s)	0.0996
$h_{ff,chaud}$ (kJ/kg)	280
$P_{ff,chaud}$ (kPa)	2360
$m_{ff,froid}$ (g/s)	0.0322
$h_{ff,froid}$ (kJ/kg)	280
$P_{ff,froid}$ (kPa)	921

Après que la longueur et la largeur de l'économiseur aient été fixées, le dimensionnement a été réalisé en déterminant le nombre de plaques. La puissance et les conditions en sortie d'économiseur suivant le nombre de plaques sont représentées sur la Figure 3.37 et la Figure 3.38. Finalement, le choix s'est porté sur un échangeur à 10 plaques afin que le fluide frigorigène réchauffé reste à l'état diphasique en sortie d'économiseur.

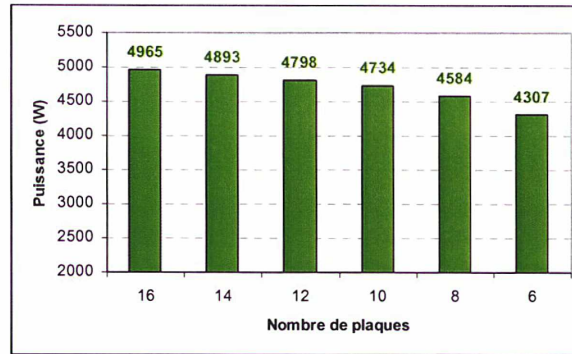


Figure 3.37 : Evolution de la puissance à l'économiseur en fonction du nombre de plaques.

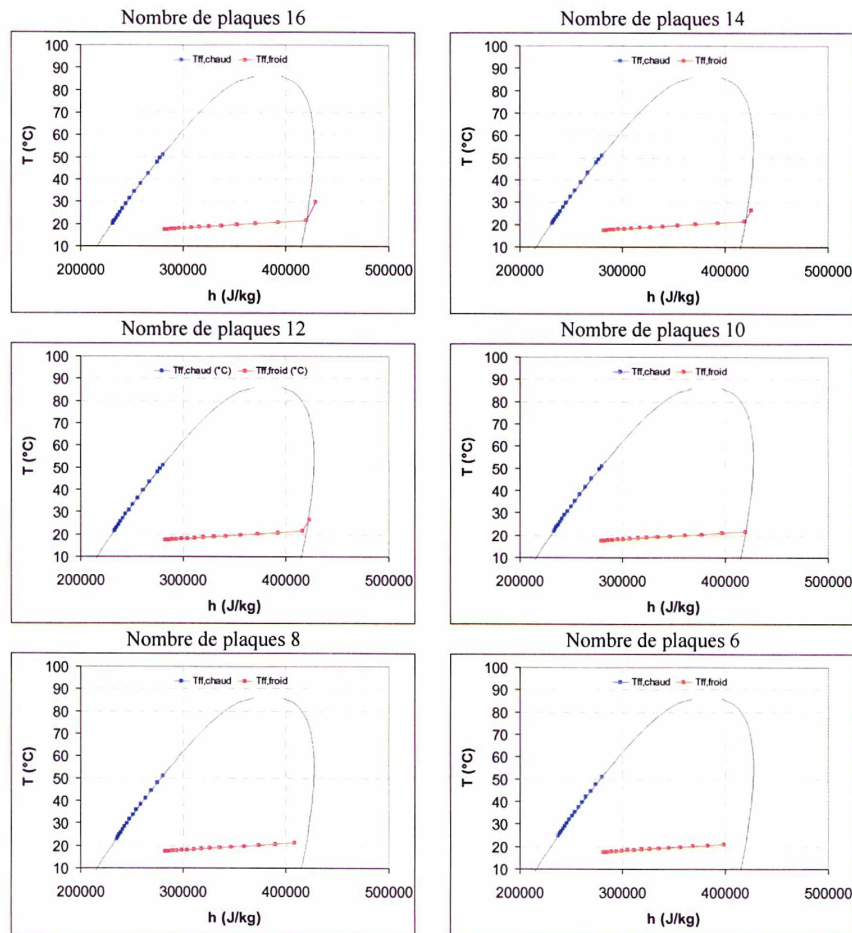


Figure 3.38 : Evolution des températures en sortie d'économiseur en fonction du nombre de plaques de l'échangeur à plaques.

3.3. Détendeur

3.3.1. Modélisation du détendeur en régime permanent

Pour le détendeur aucun véritable modèle n'a été établi, il est simplement considéré que la détente dans le détendeur se déroule de façon adiabatique et sans travail, ainsi la détente peut être considérée comme isenthalpique. Il suffit alors d'appliquer les équations (3.39) et (3.40).

$$h_{ff,e} = h_{ff,s} \quad (3.39)$$

$$\dot{m}_{ff,e} = \dot{m}_{ff,s} \quad (3.40)$$

3.3.2. Détermination des coefficients PID du détendeur.

Afin de pouvoir réaliser les essais, une régulation PID a été mise en place afin de pouvoir contrôler le détendeur. Le modèle PID en fonction du temps est défini par l'équation (3.41).

$$u(t) = K_p \left[e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (3.41)$$

L'erreur $e(t)$ correspond à l'écart entre la consigne et la surchauffe mesurée (3.42) et la valeur de réglage $u(t)$ à l'ouverture du détendeur.

$$e(t) = SC_{consigne} - SC_{réelle} \quad (3.42)$$

Le temps d'acquisition Δt est de 100 ms et le changement de la valeur de réglage entre deux instants est telle que défini par l'équation (3.44).

$$u(k) = K_p \left[e(k) + K_i \Delta t \sum_{i=0}^k e(i) + K_d \frac{e(k) - e(k-1)}{\Delta t} \right] \quad (3.43)$$

$$u(k) - u(k-1) = K_p \left[\left(1 + \frac{K_d}{\Delta t} \right) e(k) + \left(K_i \Delta t - 1 - 2 \frac{K_d}{\Delta t} \right) e(k-1) + \frac{K_d}{\Delta t} e(k-2) \right] \quad (3.44)$$

Il existe plusieurs méthodes pour déterminer les coefficients PID, aussi bien en boucle ouverte qu'en boucle fermée. Par la suite une méthode de Ziegler et Nichols en boucle ouverte est utilisée pour déterminer les coefficients PID. Des essais en boucle ouverte sont donc réalisés en appliquant un échelon à l'ouverture du détendeur. Dès lors, il s'agit d'analyser la réponse de la surchauffe et de relever les paramètres comme indiqué sur la Figure 3.39 et d'appliquer les formules du Tableau 3.17.

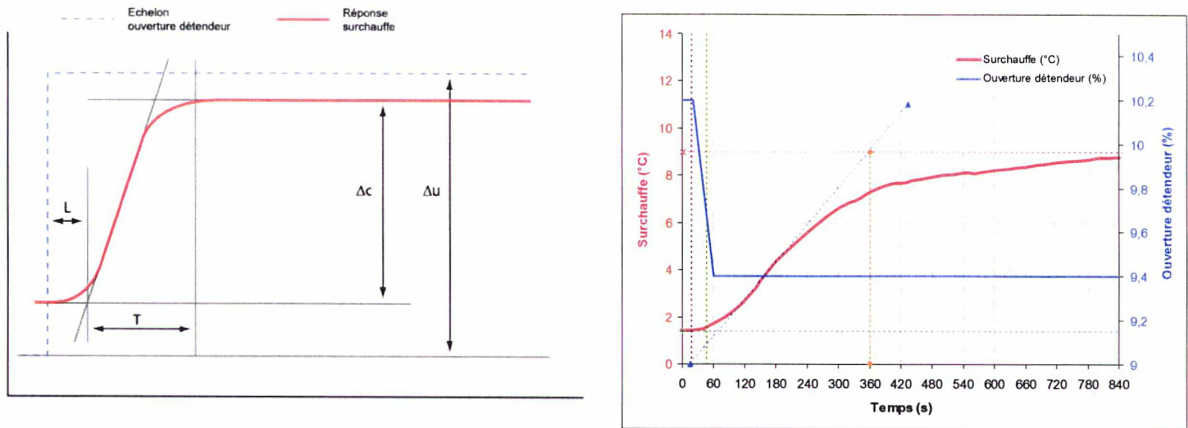


Figure 3.39 : Détermination des coefficients PID en boucle ouverte.

Tableau 3.17 : Formules de détermination des coefficients PID, pour la définition de L, T, Δc et Δu cf Figure 3.39.

	A	B	K_p	$\frac{K_p}{K_i}$	$\frac{K_d}{K_p}$
P	$\frac{\Delta u}{\Delta c}$	$\frac{T}{L}$	AB	-	-
P+I	$\frac{\Delta u}{\Delta c}$	$\frac{T}{L}$	0,9AB	3,3L	-
P+I+D	$\frac{\Delta u}{\Delta c}$	$\frac{T}{L}$	1,2AB	2L	0,5L

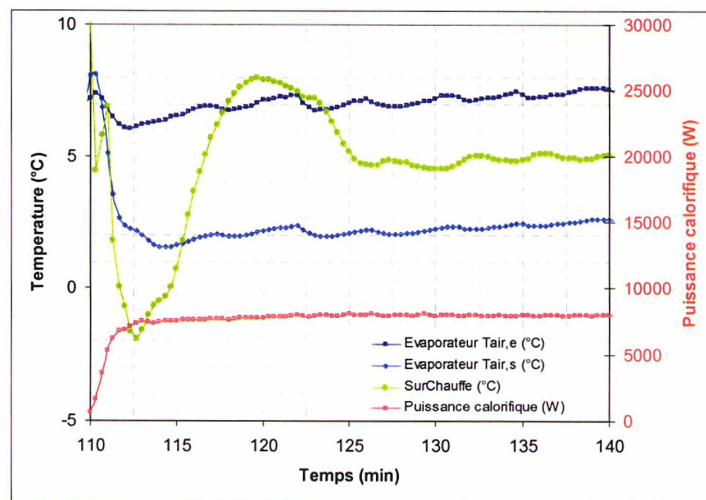


Figure 3.40 : Stabilisation de la surchauffe après un démarrage.

Souvent les coefficients obtenus par la méthode de Ziegler et Nichols sont trop élevés, entraînant des dépassements importants. Après plusieurs essais, des coefficients bien plus petits ont été déterminés. Ils correspondent à une division par 10 du K_p déterminé par les formules initiales.

3.4. Régulation de la pompe à chaleur

3.4.1. Gestion marche/arrêt de la pompe à chaleur

La gestion de la marche et de l'arrêt de la pompe à chaleur se fait à partir de la température d'eau en entrée de condenseur :

- si la température d'eau est supérieure à la consigne de plus 1,5 K la pompe à chaleur s'arrête,
- si la température d'eau est inférieure à la consigne de moins 1,5 K la pompe à chaleur démarre.

En outre, le fonctionnement en configuration bi-étagée ou mono-étagée est régi par la température d'air extérieur ; quand la température d'air extérieur est supérieure à la température de passage, la pompe à chaleur démarre en configuration mono-étagée, sinon elle démarre en configuration bi-étagée.

3.4.2. Gestion de l'huile

En fonctionnement, l'huile a tendance à être entraînée par le fluide frigorigène et à migrer hors du compresseur. Il est alors possible que la quantité d'huile dans le carter compresseur devienne insuffisante. Et très souvent, on observe que le niveau d'huile baisse principalement dans le compresseur HP. Pour remédier à cela, un séparateur d'huile a été installé au refoulement de chaque compresseur. De plus, une gestion particulière impose un arrêt de la pompe à chaleur après un certain temps de fonctionnement pour équilibrer le niveau d'huile contenue dans le carter des deux compresseurs.

3.4.3. Gestion marche/arrêt du dégivrage

La gestion du dégivrage utilisée reprend les travaux de Argaud [Argaud 2001]. Ainsi, on considère que le givre n'apparaît sur la batterie à ailettes qu'à condition que la température d'évaporation soit inférieure à -3°C . Pour des températures supérieures, on peut admettre que la température en surface des ailettes est supérieure à 0°C .

Le déclenchement du dégivrage est contrôlé par l'écart de température entre la température d'évaporation (calculé à partir de la pression d'évaporation) et la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur. Quand cet écart atteint un certain seuil, le dégivrage se déclenche. Il est possible de l'exprimer en fonction de la température d'air extérieur. Toutefois, dans notre cas, seulement deux seuils sont considérés, l'un en configuration mono-étagée, l'autre en configuration bi-étagée.

La fin du dégivrage est quant à elle contrôlée par une sonde placée à l'entrée du circuit bas de la batterie à ailettes, après le distributeur. Quand cette température dépasse 35°C , le cycle de dégivrage s'arrête. Le dégivrage est réalisé par le fluide frigorigène par inversion de cycle, grâce à la vanne 4 voies.

Cette gestion a été codée dans un logiciel qui permet à la fois d'effectuer des acquisitions et de piloter les différents organes de commande.

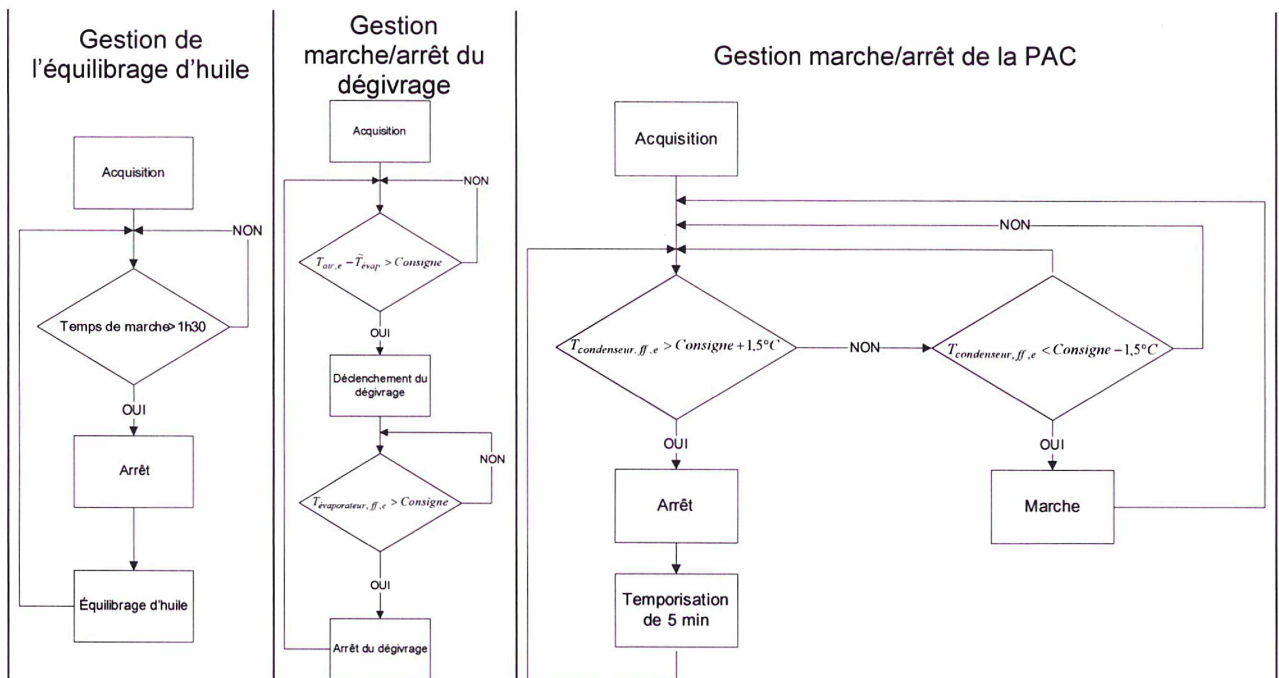


Figure 3.41 : Organigramme de la gestion de la pompe à chaleur.

3.5. Modélisation des cycles mono-étagé et bi-étagé

A présent, la boucle de calcul permettant de simuler la pompe à chaleur va être présentée. Elle reprend les différents modèles d'échangeurs et de compresseurs présentés précédemment ; l'objectif étant de déterminer les conditions de fonctionnement stationnaire de la pompe à chaleur.

Afin de définir l'état stationnaire du système, il faut fixer un certain nombre de critères qui fixent les pressions. Le critère de convergence pour la pression d'évaporation est fixé par l'écart entre la surchauffe calculée et une surchauffe cible. Pour la pression de condensation, le critère de convergence correspond à l'écart entre un sous-refroidissement calculé et un sous-refroidissement cible.

Dans le cas d'un calcul en bi-étagé, en plus des pressions d'évaporation et de condensation, il faut également déterminer la pression intermédiaire. Le critère de convergence pour la pression intermédiaire est fixé par l'écart entre la surchauffe calculée à l'aspiration du compresseur HP, et une surchauffe cible. Ainsi, le débit injecté est une résultante de la surchauffe intermédiaire. Il est possible également de converger vers une valeur de débit injecté et cette fois c'est la surchauffe intermédiaire qui est déduite.

Ainsi en mono-étagé, on dispose de deux variables : la pression d'évaporation et la pression de condensation et de deux fonctions qui dépendent de la pression de condensation et d'évaporation. Afin de déterminer l'état stationnaire, il s'agit alors de résoudre le système d'équation (3.45).

$$\begin{cases} f_1(P_{\text{évap}}, P_{\text{cond}}) = SC_{\text{calculée}} - SC_{\text{souhaitée}} = 0 \\ f_2(P_{\text{évap}}, P_{\text{cond}}) = SR_{\text{calculée}} - SR_{\text{souhaitée}} = 0 \end{cases} \quad (3.45)$$

En bi-étagé, on dispose cette fois de trois variables et de trois fonctions qui dépendent de ces trois variables, afin de déterminer l'état stationnaire il s'agit alors de résoudre le système d'équation (3.46).

$$\begin{cases} f_1(P_{\text{évap}}, P_{\text{cond}}, P_{\text{inter}}) = SC_{BP, \text{calculée}} - SC_{BP, \text{souhaitée}} = 0 \\ f_2(P_{\text{évap}}, P_{\text{cond}}, P_{\text{inter}}) = SC_{HP, \text{calculée}} - SC_{HP, \text{souhaitée}} = 0 \\ f_3(P_{\text{évap}}, P_{\text{cond}}, P_{\text{inter}}) = SR_{\text{calculée}} - SR_{\text{souhaitée}} = 0 \end{cases} \quad (3.46)$$

Dans les deux cas, la résolution se fait en appliquant la méthode de Newton.

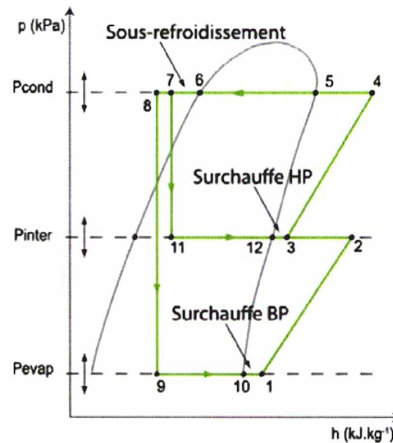


Figure 3.42 : Variation des pressions d'évaporation, intermédiaire et d'évaporation pour converger vers une valeur de surchauffe BP, de surchauffe HP et de sous-refroidissement.

Ce calcul a permis de fixer le dimensionnement des différents composants de la pompe à chaleur. Suite à ces calculs un prototype a été réalisé.

3.6. Comparaison de résultats d'essais et de résultats par simulation

3.6.1. Résultats expérimentaux

Après avoir réalisé le dimensionnement des composants, un prototype a été réalisé. Les caractéristiques des différents composants de ce prototype sont indiquées dans l'Annexe B. Le prototype a été testé au laboratoire Climatron d'EDF Les Renardières, la disposition du prototype au sein des cellules d'essais est indiquée sur la Figure 3.44.

Par rapport aux conditions d'essais :

- Côté source froide, les conditions d'air extérieures sont simulées par une enceinte climatique, où la température et l'humidité relative de l'air sont contrôlées. Pour les différents essais qui ont été menés, l'humidité relative de l'air est maintenue à un niveau bas, afin d'éviter la formation de givre sur la batterie à ailettes. De la sorte, les résultats ne tiennent pas compte des pertes par givrage et dégivrage.
- Côté puits chaud, un système de dissipation d'énergie permet d'imposer une température d'eau constante en entrée du condenseur et de dissiper la chaleur fournie par la pompe à chaleur.

Pour la caractérisation de la pompe à chaleur, les essais sont réalisés en régime stationnaire, c'est-à-dire avec des températures constantes d'entrée d'air et de sortie d'eau, respectivement à l'évaporateur et au condenseur (stabilisation de 1h, puis acquisition sur 20 min). Le débit d'eau est fixé à 850 L/h, cette valeur de débit correspond au débit d'eau classiquement rencontré sur les installations de chauffage et le débit d'air est fixé par le ventilateur de la pompe à chaleur : il est d'environ 3500 m³/h.

Le schéma de la pompe à chaleur testé est présenté sur la Figure 3.43. Cette pompe à chaleur offre trois configurations :

- Configuration bi-étagée,
- Configuration mono-étagée avec le compresseur BP,
- Configuration mono-étagée avec le compresseur HP.

Le passage d'une configuration à l'autre étant assuré grâce à un système de clapets montés en parallèle des compresseurs [Rahhal, 2006]. Des essais ont été réalisés suivant les trois configurations. Les COP sont obtenus avec une incertitude relative de $\pm 2,8\%$ et la puissance calorifique avec une incertitude relative de $\pm 2,5\%$, le calcul des incertitudes est présenté en Annexe C.

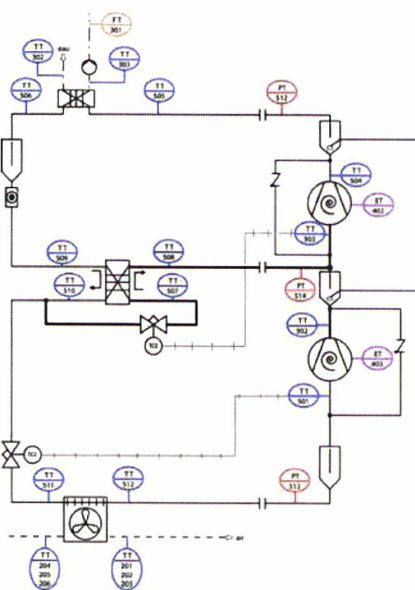


Figure 3.43 : Schéma du circuit frigorifique du banc d'essai.

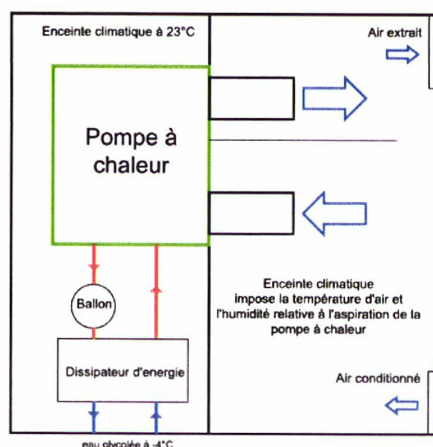


Figure 3.44 : Schéma de principe du banc d'essai.

La consommation des auxiliaires

La consommation électrique des auxiliaires (Figure 3.45) a également été mesurée. Cette consommation ne varie pas en fonction des conditions extérieures. Par contre étant donnée que la puissance électrique consommée par le compresseur diminue quand la température d'air extérieur augmente (en suivant une loi d'eau), la part des auxiliaires dans les consommations électriques devient de plus en plus importante.

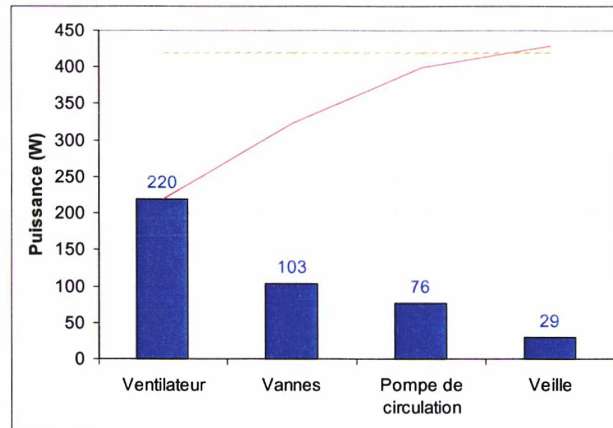


Figure 3.45 : Consommation des auxiliaires.

Résultats d'essais en configuration mono-étagée avec le compresseur BP

En configuration mono-étagée, comme le montre la Figure 3.46, pour une température d'eau en sortie de condenseur fixée et un débit d'eau fixé, le COP augmente en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur. Le rendement exergetique ne croit pas (Figure 3.46) et reste compris entre 34% et 39%. Par contre à A15W35, le rendement exergetique est plus faible. En ce point, l'écart des températures moyennes d'air et d'eau est faible entraînant une valeur élevée du COP_{Lorenz} , or le COP de la pompe à chaleur n'augmente pas dans les mêmes proportions que le COP_{Lorenz} , d'où une diminution du rendement exergetique.

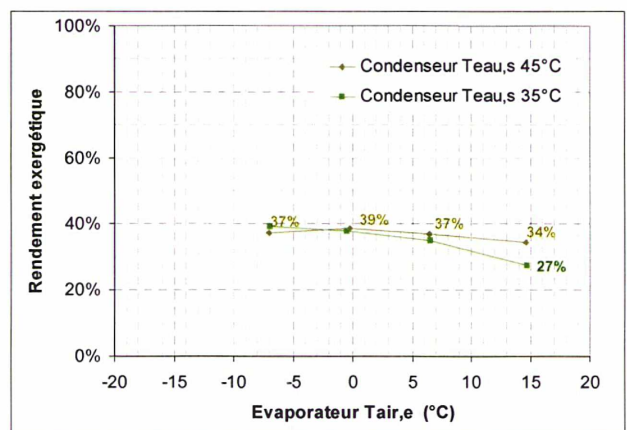
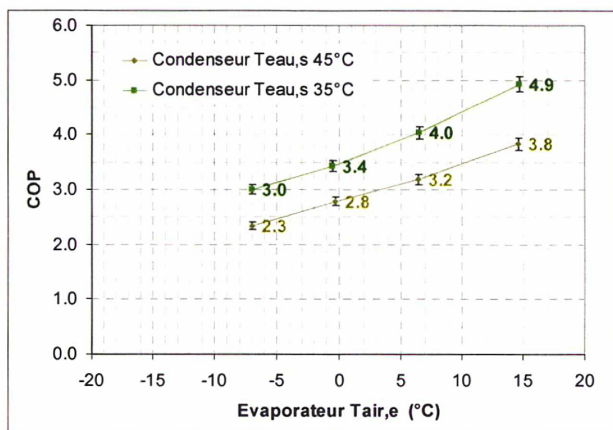


Figure 3.46 : En configuration mono-étagée avec le compresseur BP : Evolution du COP en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur (essais avec une très faible humidité et en régime quasi-stationnaire).

La variation de la puissance calorifique en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur est représentée sur la Figure 3.47, pour des températures d'eau en sortie de

condenseur de 35°C et de 45°C. La puissance calorifique fournie augmente en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur. Pour une même température d'entrée d'air à l'évaporateur, la puissance calorifique est plus basse à une température de sortie d'eau au condenseur de 45°C qu'à une température de sortie d'eau au condenseur de 35°C. Toutefois, la variation est faible.

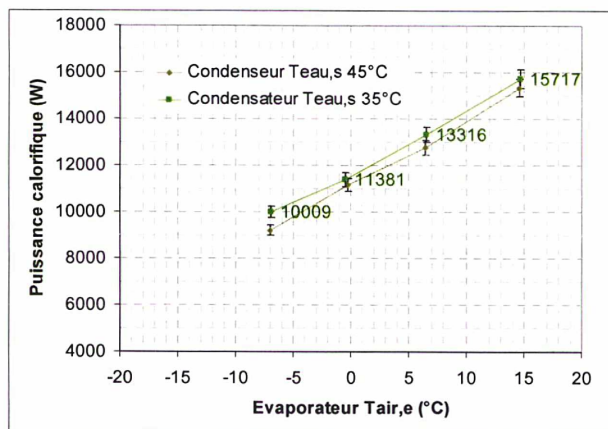


Figure 3.47 : En configuration mono-étagée avec le compresseur BP : Evolution de la puissance calorifique en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

Par rapport à tous les essais en configuration mono-étagée (Figure 3.48 et Figure 3.50), le taux de compression reste toujours compris entre 2,9 et 6,3. Le taux de compression est donc toujours supérieur au taux de compression intrinsèque du compresseur qui est de 2,8. Ainsi, toute diminution du taux de compression se traduit par une augmentation du rendement du compresseur et par conséquent du COP.

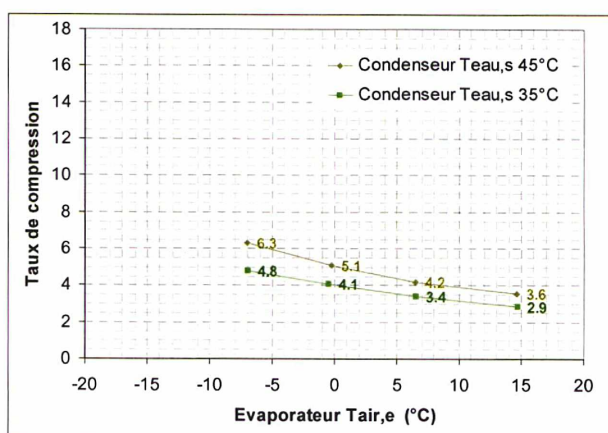


Figure 3.48 : En configuration mono-étagée avec le compresseur BP : Evolution du taux de compression en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

Résultats d'essais en configuration mono-étagée avec le compresseur HP

En comparant les résultats entre la configuration mono-étagée avec le compresseur HP et celle avec le compresseur BP, on observe que les COP sont très proches, ainsi que les rendements exergetiques (Figure 3.46 et Figure 3.49). La configuration mono-étagée avec le compresseur HP présente un meilleur rendement exergetique à A15W35 : 29% au lieu de 27% pour la configuration mono-étagée avec le compresseur BP. Par contre la configuration mono-étagée avec le compresseur BP a un meilleur rendement exergetique à A-7W45 : 37% au lieu de 35%

pour la configuration mono-étagée avec le compresseur HP. En configuration mono-étagée, aussi bien avec le compresseur HP que le compresseur BP, à A7W45, le COP atteint 3,7 avec un rendement exergetique proche de 37% (Figure 3.46 et Figure 3.49).

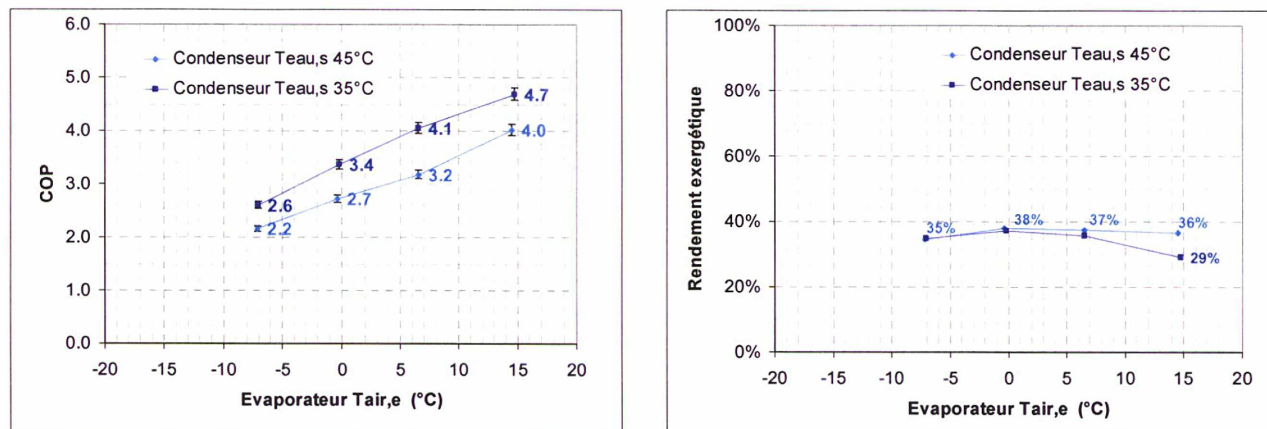


Figure 3.49 : En configuration mono-étage avec le compresseur HP : Evolution du COP en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur (essais avec une très faible humidité et en régime quasi-stationnaire).

Comme le débit volumique balayé du compresseur HP est inférieur au débit volumique balayé du compresseur BP, pour des conditions identiques d'entrée d'air et de sortie d'eau, la puissance calorifique avec le compresseur HP (Figure 3.51) est inférieure à la puissance calorifique avec le compresseur BP (Figure 3.48).

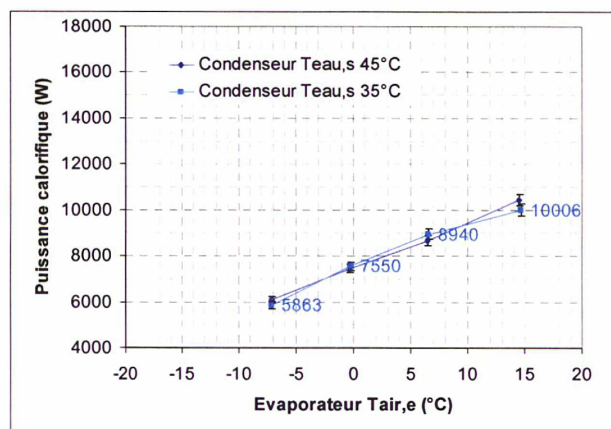


Figure 3.50 : En configuration mono-étagée avec le compresseur HP : Evolution de la puissance calorifique en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

Les taux de compression avec le compresseur HP sont plus faibles qu'avec le compresseur BP du fait que la température moyenne d'air à l'évaporateur est plus élevée avec le compresseur HP, entraînant une diminution du taux de compression. Toutefois, bien que taux de compression du compresseur HP soit plus faible que celui du compresseur BP, les COP sont très proches. Il semble donc que le rendement du compresseur BP soit supérieur à celui du compresseur HP.

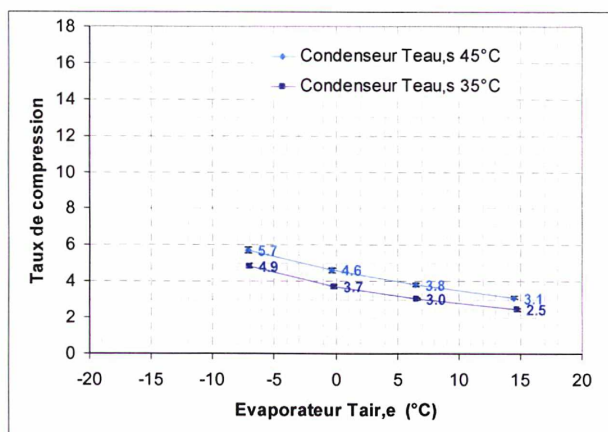


Figure 3.51 : En configuration mono-étagée avec le compresseur HP : Evolution du taux de compression en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

Résultats d'essais en configuration Bi-étagée

En configuration bi-étagée, on observe également une augmentation du COP, quand la température d'air en entrée d'évaporateur augmente (Figure 3.52) avec un rendement exergetique situé entre 40 et 45%. Au point d'essai A-15W75, un COP de 1,7 a été atteint avec une puissance calorifique de 11,5 kW et un rendement exergetique de 43%. Une diminution de la température de sortie d'eau au condenseur entraîne aussi une augmentation du COP, mais le COP est plus sensible à la variation de la température d'entrée d'air à l'évaporateur qu'à la température de sortie d'eau au condenseur.

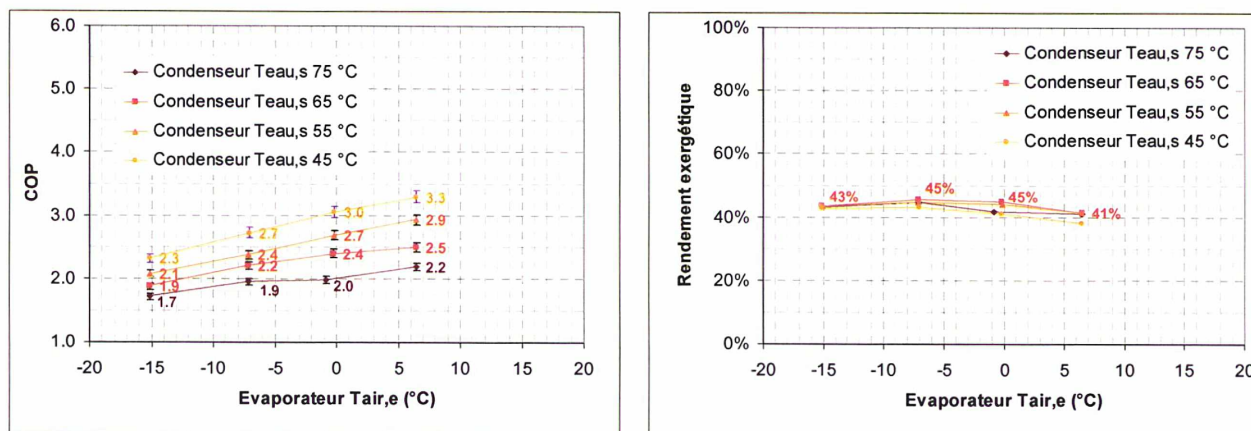


Figure 3.52 : En configuration bi-étagée : Evolution du COP en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur (essais avec une très faible humidité et en régime quasi-stationnaire).

La puissance calorifique augmente quand la température d'air en entrée d'évaporateur augmente. De plus pour une même température d'air à l'évaporateur, la puissance calorifique augmente quand la température de sortie d'eau au condenseur augmente. Cependant la puissance calorifique est plus sensible à une variation de la température d'entrée d'air à l'évaporateur qu'à une variation de la température de sortie d'eau au condenseur.

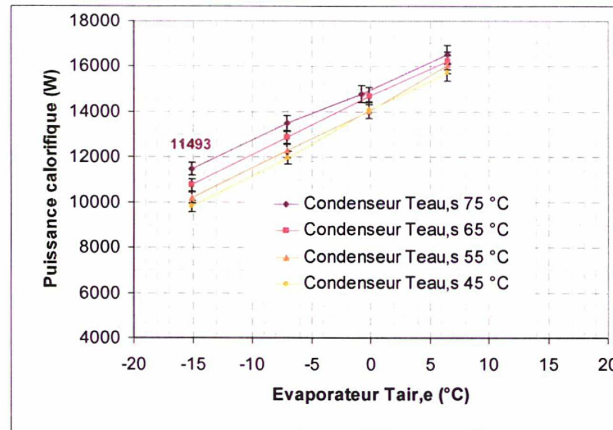


Figure 3.53 : En configuration bi-étagée : Evolution de la puissance calorifique en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

Au point d'essai A-15W75, le taux de compression atteint 17 et il diminue quand la température d'entrée d'air à l'évaporateur et la température de sortie d'eau au condenseur diminue. Le taux de compression est par ailleurs plus sensible à la variation de la température d'entrée d'air à l'évaporateur qu'à la température de sortie d'eau au condenseur car la température d'entrée d'air à l'évaporateur influe sur la pression d'évaporation.

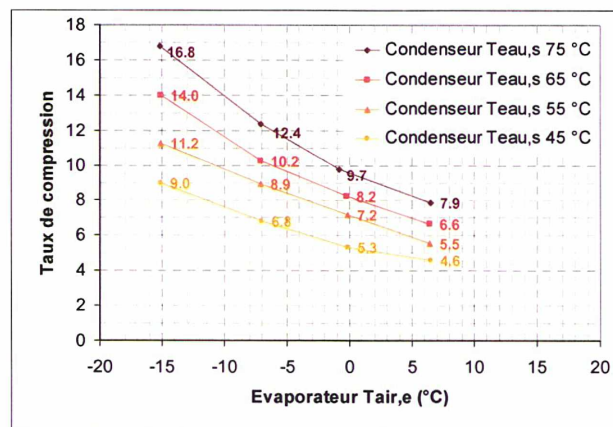


Figure 3.54 : En configuration bi-étagée : Evolution du taux de compression en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur.

Ces résultats d'essais valident ainsi le concept de haute performance sur une grande plage de température d'air. De plus, ils permettront dans le prochain chapitre de modéliser la pompe à chaleur, en exprimant les puissances calorifique fournie et électrique absorbée, en fonction de la température de l'air en entrée d'évaporateur et de la température de l'eau en entrée de condenseur. Mais, à présent, il s'agit de comparer ces résultats d'essais à des résultats de simulations.

3.7. Ecart entre les essais et la simulation

Pour comparer les résultats obtenus par la simulation et les résultats d'essais, on essaie, pour chaque point, d'assurer les mêmes conditions d'entrée d'air et d'eau comme cela est représenté sur la Figure 3.55.

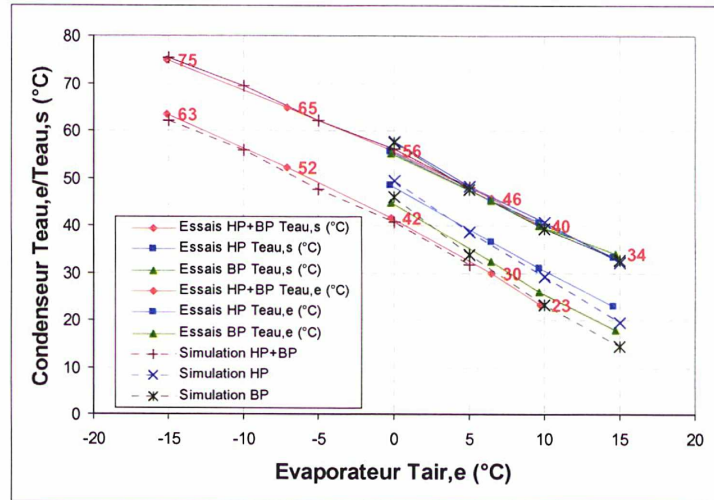


Figure 3.55 : Points d'essais pour une température d'entrée d'air et une température d'entrée d'eau.

En comparant, les COP (Figure 3.56), les puissances calorifiques (Figure 3.57) et les taux de compression (Figure 3.58), des écarts apparaissent entre les résultats d'essais et de la simulation.

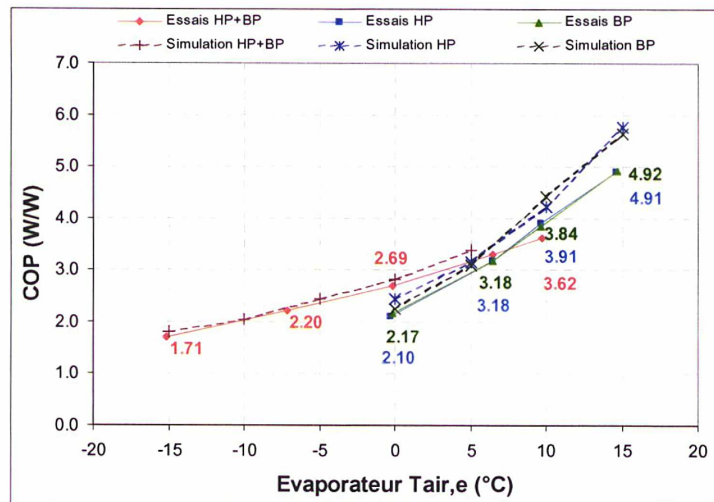


Figure 3.56 : COP : Comparaison des résultats d'essais et de simulation.

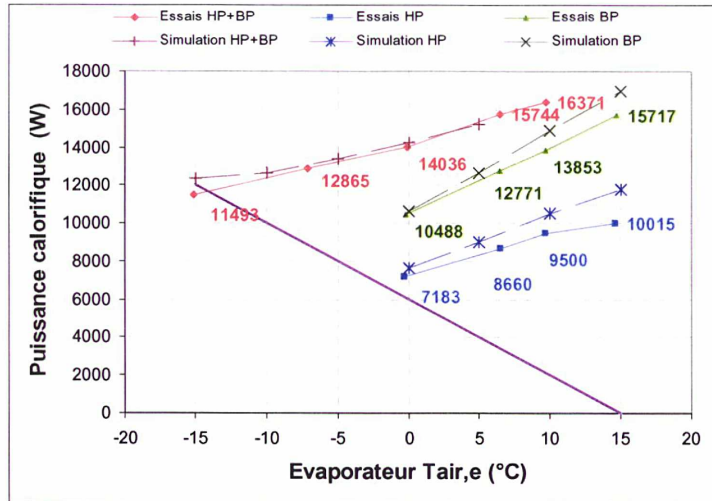


Figure 3.57 : Puissance calorifique : Comparaison des résultats d'essais et de simulation.

Les écarts sont principalement dus :

- aux erreurs sur les corrélations,
- à l'écart sur la surchauffe (il arrive que, pour un essai, la surchauffe soit de 5 K, mais le calcul converge usuellement pour une surchauffe de 7 K),
- à l'écart sur les rendements des compresseurs (il semble que les rendements issus des données du constructeur surestiment les rendements réels),
- à l'écart entre les taux de compression de la simulation et des essais, qui entraîne un écart sur le rendement des compresseurs et se répercute sur la puissance calorifique et le COP (Figure 3.58).

Toutefois, sur le COP, on arrive à des résultats avec des écarts qui ne dépassent pas 10%, sauf pour des températures d'entrée d'air d'environ 15°C. En effet, pour les calculs, le sous-refroidissement est maintenu constant alors qu'en réalité à des températures d'entrée d'air élevées le sous-refroidissement augmente.

On dispose toutefois, d'un outil qui permet d'estimer les performances d'une pompe à chaleur aussi bien en configuration mono-étagée que bi-étagée.

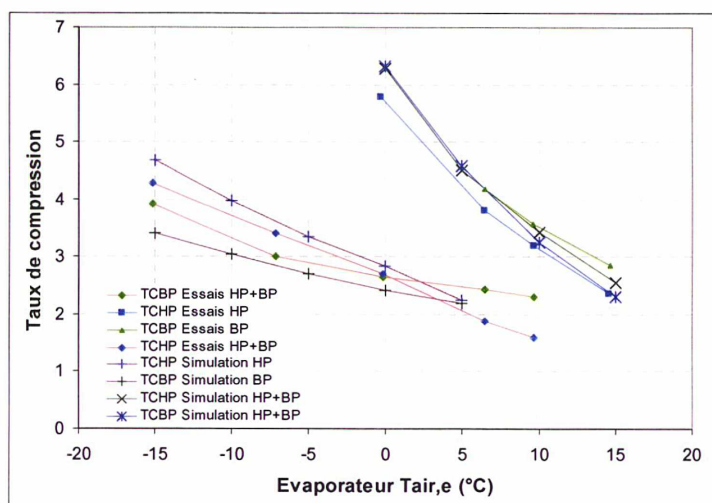


Figure 3.58 : Taux de compression : Comparaison des résultats d'essais et de la simulation.

3.8. Conclusions

Les corrélations des différents modèles utilisés pour représenter les échangeurs de chaleur ont été présentées dans ce chapitre. Après avoir décrit les modèles des échangeurs de chaleur, un travail de dimensionnement et des études de sensibilité ont été effectués. Il a été mis en évidence de cette façon l'intérêt de réduire le pas d'ailette et le diamètre des tubes de la batterie à ailettes afin d'augmenter le coefficient d'échange global. Il est dès lors possible de gagner en compacité par rapport à une batterie à ailettes disposant de tubes de diamètres plus grands ou ayant un pas d'ailettes plus petites. De plus, avec un fluide à glissement de température, l'augmentation du nombre de rangs permet de réduire l'écart de température entre la température du fluide frigorigène en entrée d'évaporateur et de l'air en sortie d'évaporateur.

Disposant d'un modèle, pour chaque composant de la pompe à chaleur, il a également été possible, en les assemblant dans une boucle de calculs, de simuler le comportement de la pompe à chaleur ; et cela aussi bien en configuration mono-étagée qu'en configuration bi-étagée. Alors, les caractéristiques des différents composants ont pu être figées pour permettre ainsi de réaliser un prototype. Plusieurs essais ont été réalisés. Les résultats obtenus permettent de valider le concept de haute performance, que l'écart de température entre la source froide et le puits chaud soit faible ou élevé. Ainsi,

- à une température d'air de -15°C , un COP de 1,7 a été atteint, avec une puissance calorifique de 11,5 kW et une température de départ d'eau de 75°C ,
- à une température d'air de 7°C , un COP de 3,2 a été atteint avec une puissance calorifique de 8,9 kW et une température de départ d'eau de 45°C .

Les résultats de la simulation ont été finalement comparés aux résultats d'essais. Sur le COP, un écart de 10% apparaît entre les résultats d'essais et de simulation.

Bibliographie

- [Akers, 1958], Akers W.W., H.A. Dean, O. Crosser, 1958, **Condensation heat transfer within horizontal tubes**, Chem. Eng. Prog. 54 (10) 89–90.
- [Argaud, 2001], Argaud T., 2001, **Amélioration énergétique des cycles de givrage/dégivrage des PAC air/eau inversables sur plancher chauffant**, Thèse en énergétique, Centre énergétique et procédés, Ecole des Mines de Paris.
- [Bigot, 2001], Bigot G., 2001, **Étude et conception de systèmes air/air inversables utilisant des mélanges à glissement de température**, Thèse en énergétique, Centre énergétique et procédés, Ecole des Mines de Paris.
- [Bivens, 1994], Bivens D., Yokozeki A., 1994, **Heat transfer coefficients and transport properties for alternative refrigerants**. In proceedings of the international refrigeration conference at purdue, page 299-304.
- [Chisholm, 1992], Chisholm D., A. S. Wanniarachchi, 1992, **Maldistribution in single pass mixed channel plate heat exchangers, in Compact heat exchangers for power and process industries**, HTD-vol. 201, ASME, New York, 95.
- [Collier, 1994], Collier, J. G., J. R. Thome, 1994, **Convective Boiling and condensation**, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- [Dittus, 1930], Dittus, F. W., L. M. K. Boelter, 1930, **Heat transfer in automobile radiators of tubular type**, University of Calif. Publications in Engineering, Vol. 2, pp. 443-461.
- [Friedel, 1979], Friedel, L., 1979, **Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow**, European Two-phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2.
- [Han, 2003], Han D.H., K.J. Lee and Y.H. Kim, 2003, **Experiments on characteristics of evaporation of R410a in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations**, Applied Thermal Engineering 23, pp. 1209–1225.
- [Han, 2003], Han D.H., K.J. Lee and Y.H. Kim, 2003, **The characteristics of condensation in brazed plate heat exchangers with different chevron angles**, Journal of the Korean Physical Society 43.
- [Hsieh, 2002], Hsieh Y.Y. and T.F. Lin, 2002, **Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R410a in a vertical plate heat exchanger**, International Journal of Heat and Mass Transfer 45, pp. 1033–1044.
- [Hsieh, 2003], Hsieh Y.Y. and T.F. Lin, 2003, **Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410a flow in a vertical plate heat exchanger**, Journal of Heat Transfer (Transactions of the ASME) 125 (5), pp. 852–857.

[Hughmark, 1962], Hughmark, G.A., 1962, **Holdup in gas-liquid flow**, Chemical Engineering ProVol. 58, No. 4, pp. 62-65.

[Kim, 1999], Kim Y.S., 1999, **An Experimental Study on Evaporation Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in Plate Heat Exchanger**, M.S. thesis, Yonsei University.

[Kumar, 1984], Kumar H., 1984, **The plate heat exchanger: construction and design**, 1st UK national conference on heat transfer, University of Leeds, 3-5 July, Inst. Chem. Symp. Series, No. 86, 1275-1286.

[Kuo, 2005], Kuo W.S., Y.M. Lie, Y.Y. Hsieh and T.F. Lin, 2005, **Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R410a flow in a vertical plate heat exchanger**, International Journal of Heat and Mass Transfer **48**, pp. 5205–5220.

[Martin, 1996], Martin H., **A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers**, Chemical Engineering Process 35 (1996), pp. 301–310.

[Muley, 1995] Muley A., Manglik, R. M., 1995, **Experimental investigation of heat transfer enhancement in PHE with $\beta=60^\circ$ chevron plates, in heat and mass transfer**, Tata McGraw-Hill, New Delhi, India, 737.

[Muley, 1999], Muley A., R.M. Manglik, **Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates**, Journal of Heat Transfer, ASME 121, pp. 110–117.

[Muley, 1999], Muley A., Manglik R.M., H.M. Metwally, 1999, **Enhanced heat transfer characteristics of viscous liquid flows in a chevron plate heat exchanger**, Journal of Heat Transfer, ASME 121, pp. 1011–1017.

[Muley, 1997], Muley A., 1997, **Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers**, Ph.D. thesis, Dept. Mechanical, Industrial and Nuclear Engineering, Div. Graduate Studies and Research, University of Cincinnati, UNI Number: 9804592.

[NF EN 14511-2, 2004], 2004, **Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération Partie 2 : Conditions d'essai**.

[Ouazia, 2001], Ouazia B., 2001, **Evaporation heat transfer and pressure drop of HFC-134a inside a plate heat exchanger**, in: Proceedings of American Society of Mechanical Engineers, Process Industries Division (PID), vol. 6, pp. 115–123.

[Petukhov, 1963], Petukhov, B. S., V. N. Popov, 1963, **Theoretical calculation of heat exchange in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physical properties**, High Temp., Vol. 1, No. 1, pp. 69-83.

[Savostin, 1976], Savostin, A. F. and Tikhonov, A. M., 1976, **Investigation of the characteristics of plate type heating surfaces**, Thermal Eng., 17(9), 113.

[Schmidt, 1949], Schmidt, T. E., 1949, **Heat transfer calculation for extended surfaces**, Refrigerating Engineering, Vol. 57 pp351-357.

[Shah, 1987], Shah, R. K., S. Bhatti, 1987, **Laminar convective heat transfer in ducts**, in **Handbook of single phase convective heat transfer**, S. Kakac, R. K. Shah, W. Aung, eds., Wiley, New York, Chap.3.

[Shah, 1997], Shah, M. M., 1997, **A general correlation for heat transfer during subcooled boiling in pipes and annuli**, ASHRAE Trans., Vol. 83, No 1, pp. 205-215; also M. M. Shah, 1982, chart correlation for saturated boiling heat transfer: equation and further study, ASHRAE Trans., Vol. 88, No. 1, pp. 185-196.

[Shah, 2003], Shah, R. K., D. P. Sekulic, 2003, **Fundamentals of heat exchanger design**, John Wiley & Sons Edition.

[Talik, 1995], Talik, A.C. and Swanson, L.W., 1995, **Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using a propylene-glycol/water mixture as the working fluid**, Proc. 30th Natl. Heat transfer Conf., 12, 83.

[Tovazhnyanski, 1980], Tovazhnyanski, L.L., Kapustenko, P.A., and Tsibulnik, V.A., 1980, **Heat transfer and hydraulic resistance in channels of plate heat exchangers**, Energetika, 9, 123.

[Wang, 1998], Wang C. -C., C. -J. Lee, C. -T. Chang and S. -P. Lin, 1998, **Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 42, Issue 11, 1 June 1998, Pages 1945-1956.

[Wang, 2000a], Wang C. -C., K. -Y. Chi, 2000, **Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 43, Issue 15, 1 August 2000, Pages 2681-2691.

[Wang, 2000b], Wang C. -C., K. -Y. Chi, C. -J. Chang, 2000, **Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation**, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 43, Issue 15, 1 August 2000, Pages 2693-2700.

[Wang, 2002], Wang C. -C., Y. -M. Hwang, Y. -T. Lin, 2002, **Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers**, International Journal of Refrigeration, Volume 25, Issue 5, August 2002, Pages 673-680.

[Wanniarachchi, 1995], Wanniarachchi A.S., U. Ratnam, B.E. Tilton and K. Dutta-Roy, 1995, **Approximate correlations for chevron-type plate heat exchangers**, Proceedings of the 30th National Heat Transfer Conference vol. 12, HTD, ASME-vol. 314, New York, pp. 145–151.

[Würfel, 2004], Würfel R. and N. Ostrowski, 2004, **Experimental investigations of heat transfer and pressure drop during the condensation process within plate heat exchangers of the herringbone type**, International Journal of Thermal Sciences 43, pp. 59–68.

[Yan, 1999], Yan Y.Y. and T.F. Lin, 1999, **Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger**, Transaction of the ASME, Journal of Heat Transfer 121, pp. 118–127.

[Yan, 1999], Yan Y.Y., H.C. Lio and T.F. Lin, 1999, **Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger**, International Journal of Heat and Mass Transfer 42, pp. 993–1006.

[Zivi, 1964], Zivi S. M., 1964, **Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production**, Journal of heat transfer, may 1964, pp. 247-252.

Chapitre 4. Calcul et amélioration du COP saisonnier par la puissance variable

En s'appuyant sur l'exploitation des résultats expérimentaux du chapitre précédent, il s'agit maintenant de déterminer les performances saisonnières de la pompe à chaleur dans différentes villes de France. Pour cela, un modèle transitoire représentant la maison individuelle et le système de chauffage a été développé. Ce modèle permet de simuler le fonctionnement annuel de la pompe à chaleur, d'étudier son comportement au sein du système de chauffage et d'analyser l'influence de différents paramètres sur le COP saisonnier et l'énergie de chauffage.

Il apparaît au terme de l'étude que la réduction de puissance permet d'améliorer les performances. Ainsi un prototype équipé de deux compresseurs à vitesse variable a été réalisé et testé pour exploiter la réduction de puissance. Les résultats obtenus sur ce prototype seront commentés et il sera démontré toute la pertinence du concept de réduction de puissance et de vitesse variable.

4.1. Modélisation du système : maison individuelle, système de chauffage et climat extérieur

L'objectif de cette section est de construire un modèle pour représenter un système (Figure 4.1), composé de la maison, de la pompe à chaleur, des émetteurs et en prenant en compte les variations météorologiques afin de calculer le COP saisonnier et d'étudier le comportement de la pompe à chaleur au sein du système. Les modèles utilisés pour chaque composant seront présentés dans la suite.

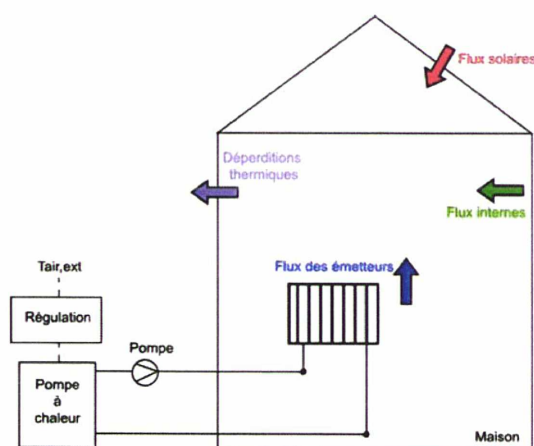


Figure 4.1 : Modèle pour le calcul du COP saisonnier.

4.1.1. Calcul du COP saisonnier

La « bin method » [ASHRAE, 2001] constitue une méthode simple pour estimer le COP saisonnier, cette méthode consiste à classer les données météorologiques en classes d'une largeur de 5°F (2,8°C) et à calculer l'énergie calorifique et l'énergie électrique de la pompe à chaleur pour chacune de ces classes. Ensuite, en sommant les énergies sur toutes les classes, le COP saisonnier est calculé.

Toutefois, bien que simple à mettre en œuvre, cette méthode présente des limites :

- la division en classe de 2,8°C entraîne une imprécision sur l'estimation de l'énergie de chauffage,
- cette méthode ne permet pas de modéliser le comportement dynamique de la pompe à chaleur,
- elle ne permet pas non plus d'estimer l'influence de paramètres comme l'inertie du réseau de chauffage ou de la maison,
- cette méthode n'est pas assez fine pour mettre en évidence l'influence de la température de passage.

Schibuola, [Schibuola, 2000], décrit une autre méthode : la méthode du facteur qui se rapproche de la « bin method ». D'autres études présentent des calculs du COP saisonnier en tenant compte du bâti [Sakellari, 2005], ou en couplant de la simulation et des résultats d'essais [Morrison, 2004].

Dans ce qui suit, le COP saisonnier est calculé en utilisant des résultats expérimentaux (issus des essais de performance réalisés sur la pompes à chaleur), le logiciel Matlab Simulink et la librairie Simbad [CSTB, 2004]. Le logiciel Simbad du CSTB fournit plusieurs « blocks », sous Matlab tels que les conditions climatiques de plusieurs villes de France, des modèles de bâtiments et d'émetteurs de chaleur. Ainsi, en disposant de différents « blocks » (Figure 4.2) représentant les différents composants du système, il est possible de simuler le

fonctionnement de la pompe à chaleur sur un an. Il s'agit par la suite de présenter les modèles utilisés pour décrire chacun des éléments du système.

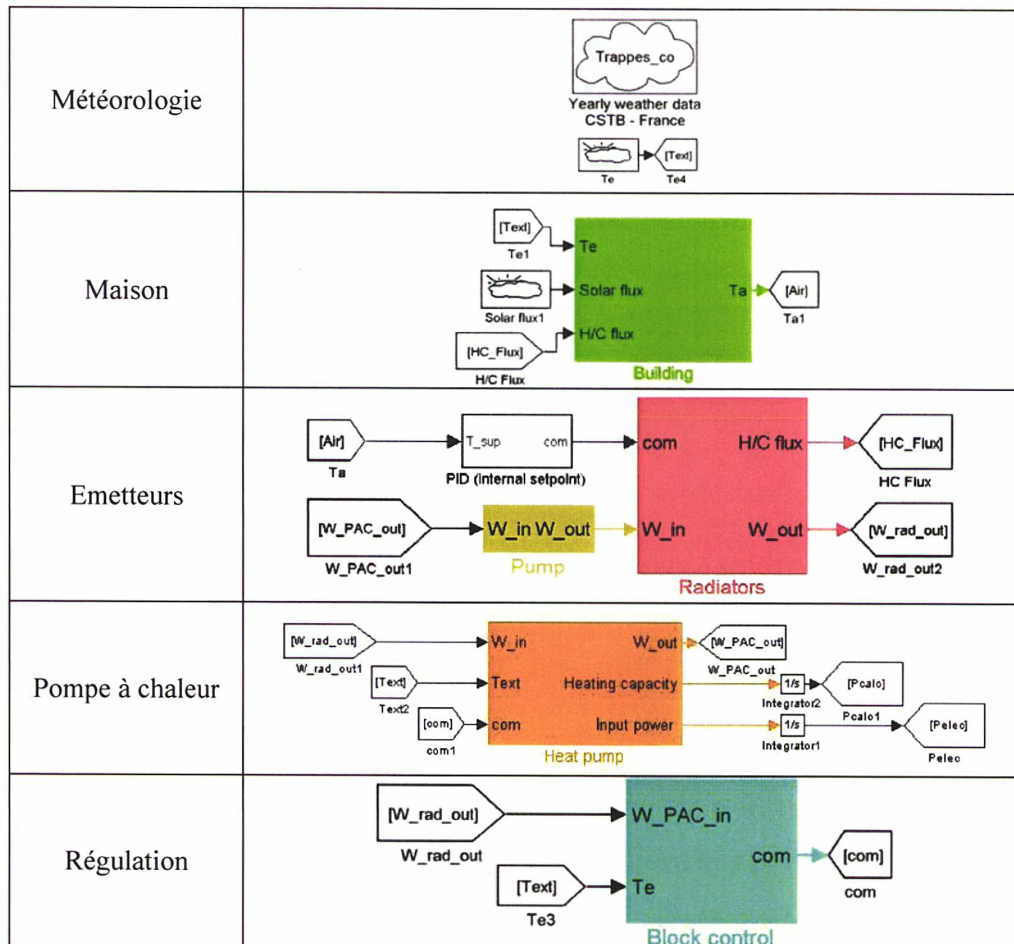


Figure 4.2 : Représentation du système sous Matlab.

4.1.2. Climat extérieur

Pour le climat extérieur, la bibliothèque Simbad [CSTB, 2004] fournit une base de données climatiques décennales synthétisées sur une année type pour différentes villes de France. Chaque ville représente une des zones climatiques de la RT2005 [RT2005, 2005]. On dispose, entre autres, de la température d'air extérieur ainsi que des flux solaires heure par heure. La simulation pour le calcul du COP saisonnier s'étend sur un an, du 1^{er} janvier au 31 décembre. La température de non-chauffage est fixée à 17°C et la température d'air intérieur à 20°C.

4.1.3. Modèle de la maison : R3C2

Pour modéliser la maison, un modèle R3C2 a été utilisé. Le comportement thermique de la maison est alors assimilé à celui d'un circuit électrique comportant 3 résistances et 2 capacités.

Tableau 4.1 : Définition des paramètres utilisés dans le modèle R3C2.

$R1$ ($K.W^{-1}$)	résistance thermique représentative des échanges directs entre l'intérieur et l'extérieur à travers les cloisons légères (portes, fenêtres...),
$R2$ ($K.W^{-1}$)	résistance thermique représentative des échanges entre les murs et l'air extérieur,
$R3$ ($K.W^{-1}$)	résistance thermique représentative des échanges entre l'air intérieur et les murs,
$C1$ ($J.K^{-1}$)	capacité thermique représentative des cloisons épaisses,
$C2$ ($J.K^{-1}$)	capacité thermique représentative de l'air, des cloisons légères et du mobilier,
P_{int} (W)	puissance thermique injectée dans l'air par le système de chauffage, les apports internes, les apports solaires, et soustrée par la ventilation,
T_{mur} (K)	température des cloisons épaisses.

Le renouvellement d'air est fixé à $150 \text{ m}^3/\text{h}$ et les apports solaires proviennent des données météorologiques de chaque ville. À partir des différents apports et de la température d'air extérieur, il est possible de calculer en résolvant le système d'équations différentielles (4.1), la température des murs et la température d'air intérieur.

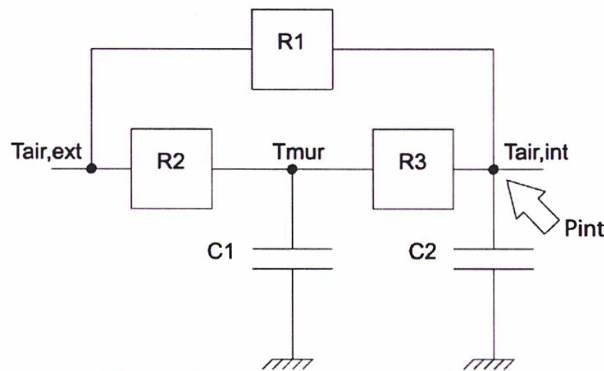


Figure 4.3 : Représentation R3C2.

$$\begin{bmatrix} \dot{T}_{air,int} \\ \dot{T}_{mur} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1/R1+1/R3}{C2} & \frac{1}{R3C2} \\ \frac{1}{R3C1} & -\frac{1/R2+1/R3}{C1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{air,int} \\ T_{mur} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{R1C2} & \frac{1}{C2} \\ \frac{1}{R2C1} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{air,ext} \\ P_{int} \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

Le modèle R3C2 permet de remonter au GV de la maison par l'équation (4.2) qui fait intervenir les différentes résistances thermiques et le renouvellement d'air.

$$GV = \frac{1}{R1} + \frac{1}{R2+R3} + \dot{m}_{air} c_{pair} \quad (4.2)$$

Dans cette étude, trois types de maisons sont considérés (Tableau 4.2), seule la résistance thermique des murs sera modifiée pour modifier le GV de la maison. La maison 1 est une maison avec une isolation très médiocre et une inertie importante (Figure 4.4). L'utilisation de ces trois types de maison permettra d'estimer l'influence du GV sur les performances saisonnières.

Tableau 4.2 : Coefficient R3C2 des deux maisons considérées.

	Maison 1	Maison 2	Maison 3
R1 (K.W ⁻¹)	1,873x10 ⁻²	1,873x10 ⁻²	1,873x10 ⁻²
R2 (K.W ⁻¹)	1,485x10 ⁻³	1,485x10 ⁻³	1,485x10 ⁻³
R3 (K.W ⁻¹)	2,487x10⁻³	4,30x10⁻³	8,60x10⁻³
C1 (J.K ⁻¹)	5,590x10 ⁶	5,590x10 ⁶	5,590x10 ⁶
C2 (J.K ⁻¹)	7,163x10 ⁷	7,163x10 ⁷	7,163x10 ⁷
V (m ³)	396,15	396,15	396,15
Débit d'air (m ³ .h ⁻¹)	150	150	150
GV (W.K ⁻¹)	350	273	273

L'inertie de la maison joue un rôle important puisqu'elle influe sur le temps de réponse de la température d'air intérieur par rapport à des variations de la température d'air extérieur. Sur la Figure 4.4 a été représentée la chute de température d'air intérieur de la maison 1 avec une température initialement à 20°C, en réponse à un échelon de température. On peut voir ainsi qu'il faut une dizaine de jours pour que la température d'air intérieur de la maison passe de 20°C à 3°C avec une température d'air extérieur de 3°C. Le temps de réponse à 95% a également été déterminé et il est de 5,3 jours. La maison présente donc une inertie importante qui peut compenser une diminution brusque et de courte durée de la température d'air extérieur. Il est ainsi possible avec ce modèle de simuler le comportement de la maison en tenant compte de son inertie. Les données de sortie du modèle sont la température d'air intérieur de la maison et la température des murs.

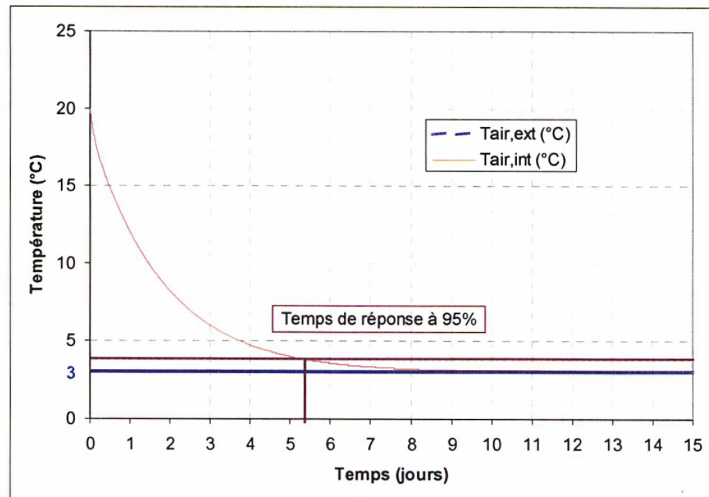


Figure 4.4 : Chute de la température d'air intérieur de la maison (GV=350 W/K) pour une température d'air extérieur de 3°C.

4.1.4. Emetteurs de chaleur : le radiateur

Selon la norme NF-EN-442-2 [NF-EN-442-2, 1997], la puissance fournie par un radiateur s'exprime par la formule (4.3).

$$P_{\text{radiateur}} = KS\Delta T_m^n \quad (4.3)$$

La formule (4.3) montre que la puissance émise par le radiateur dépend de la température moyenne ΔT_m , de la surface du radiateur S , du coefficient K et de l'exposant d'émissivité n .

Les coefficients K et n varient peu d'un radiateur en fonte à l'autre. De plus, l'influence du débit d'eau sur la puissance émise par le radiateur est négligeable, comme on a pu le voir au Chapitre 1.

D'après les règles de l'art, les radiateurs sont dimensionnés pour une puissance donnée pour le jour le plus froid (souvent la température de base est utilisée comme référence) et une différence de température de 50°C ou de 60°C. Ainsi, en fixant le GV de la maison et en connaissant la température la plus basse de la ville considérée, il est possible de calculer le KS des radiateurs. En considérant le coefficient K constant pour un même type de radiateur, la conductance KS caractérise alors la surface d'échange du radiateur. Une conductance plus grande correspondra à une surface d'échange du radiateur plus grande. La conductance KS intervient, par ailleurs, dans l'expression de la loi d'eau ; quand elle augmente, toutes choses égales par ailleurs, la température de départ d'eau diminue.

Afin d'estimer le volume d'eau et la masse des radiateurs de la maison, des données issues du catalogue d'un fabricant de radiateurs en fonte ont été utilisées. Ces données sont indiquées pour une puissance donnée, il suffit alors de se ramener à une puissance 12300 W (Tableau 4.3). Pour une telle puissance, le volume d'eau dans le réseau de chauffage est alors de 120 L et la masse totale des radiateurs est de 780 kg.

Tableau 4.3 : Volume d'eau et masse d'un radiateur en fonte.

	Puissance radiateur (75/65/20°C) (W)	Volume eau (L)	Masse radiateur (kg)
Données du constructeur	1030	10	65
Pour une maison avec un GV de 350 W.K⁻¹ et une T_{air,min} de -15°C	12300	119	776

Afin de calculer la température d'eau en sortie de radiateur en régime transitoire, un bilan énergétique sur le radiateur a été réalisé, on obtient ainsi l'équation (4.4). Ensuite, une méthode des différences finies a été appliquée afin de résoudre cette équation. Pour cela, le radiateur est discrétisé en N éléments (Figure 4.5).

$$\left(m_{\text{radiateur}}c_{p_{\text{radiateur}}} + m_{\text{eau}}c_{p_{\text{eau}}}\right)\frac{dT_{\text{eau}}}{dt} + \dot{m}_{\text{eau}}c_{p_{\text{eau}}}(T_{\text{eau},s} - T_{\text{eau},e}) + KS\Delta T_m^n = 0 \quad (4.4)$$

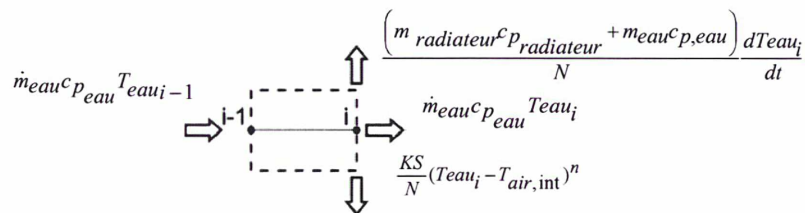


Figure 4.5 : Bilan énergétique sur un élément de calcul du radiateur.

$$\left(m_{\text{radiateur}}c_{p_{\text{radiateur}}} + m_{\text{eau}}c_{p_{\text{eau}}}\right)\frac{dT_{\text{eau}_i}}{dt} + \dot{m}_{\text{eau}}c_{p_{\text{eau}}}(T_{\text{eau}_i} - T_{\text{eau}_{i-1}}) + \frac{KS}{N}\Delta T_m^n = 0 \quad (4.5)$$

$$\left(\frac{m_{\text{radiateur}} c_{p_{\text{radiateur}}} + m_{\text{eau}} c_{p_{\text{eau}}}}{N} \right) \frac{T_{\text{eau}_i}^{p+1} - T_{\text{eau}_i}^p}{\Delta t} + \dot{m}_{\text{eau}} c_{p_{\text{eau}}} \left(T_{\text{eau}_i}^{p+1} - T_{\text{eau}_{i-1}}^{p+1} \right) + \frac{KS}{N} \left(T_{\text{eau}_i}^{p+1} - T_{\text{air,int}} \right)^n = 0 \quad (4.6)$$

Le terme non linéaire, qui intervient dans l'expression de la puissance émise par un radiateur, est linéarisé sur deux itérations successives par une méthode explicite.

$$\left(T_{\text{eau}_i}^{p+1} - T_{\text{air,int}} \right)^n = \left(T_{\text{eau}_i}^p - T_{\text{air,int}} \right)^{n-1} \left(T_{\text{eau}_i}^{p+1} - T_{\text{air,int}} \right) \quad (4.7)$$

De la sorte, cela revient à résoudre un système d'équations linéaires à N inconnues et N équations. Les conditions aux limites étant fixées par :

- la température d'eau à l'entrée du radiateur,
- la température de l'eau en chacun des nœuds à l'instant initial.

Il est ainsi possible de calculer la température d'eau en chacun des nœuds et **la température en sortie de radiateur** en régime transitoire.

4.1.5. La pompe à chaleur

Pour modéliser la pompe à chaleur, les résultats expérimentaux du Chapitre 3 ont été utilisés. Ainsi, deux fonctions polynomiales (4.8) et (4.9) ont été déterminées afin d'exprimer la puissance calorifique et la puissance électrique consommée par la pompe à chaleur en fonction de la température d'entrée d'air à l'évaporateur et de la température d'entrée d'eau au condenseur (Figure 4.7). Les coefficients des polynômes ont été obtenus par une méthode des moindres carrés à partir des résultats expérimentaux. La Figure 4.6 montre l'écart entre les résultats d'essais et le modèle. Dans tous les cas, le coefficient de corrélation est supérieur à 0,985.

$$\text{Puissance calorifique} = c_{01} + c_{01} T_{\text{eau,e}} + c_{02} T_{\text{eau,e}}^2 + c_{03} T_{\text{air,e}} + c_{04} T_{\text{air,e}}^2 + c_{05} T_{\text{air,e}}^3 \quad (4.8)$$

$$\text{Puissance électrique} = c_{11} + c_{11} T_{\text{eau,e}} + c_{12} T_{\text{eau,e}}^2 + c_{13} T_{\text{air,e}} + c_{14} T_{\text{air,e}}^2 + c_{15} T_{\text{air,e}}^3 \quad (4.9)$$

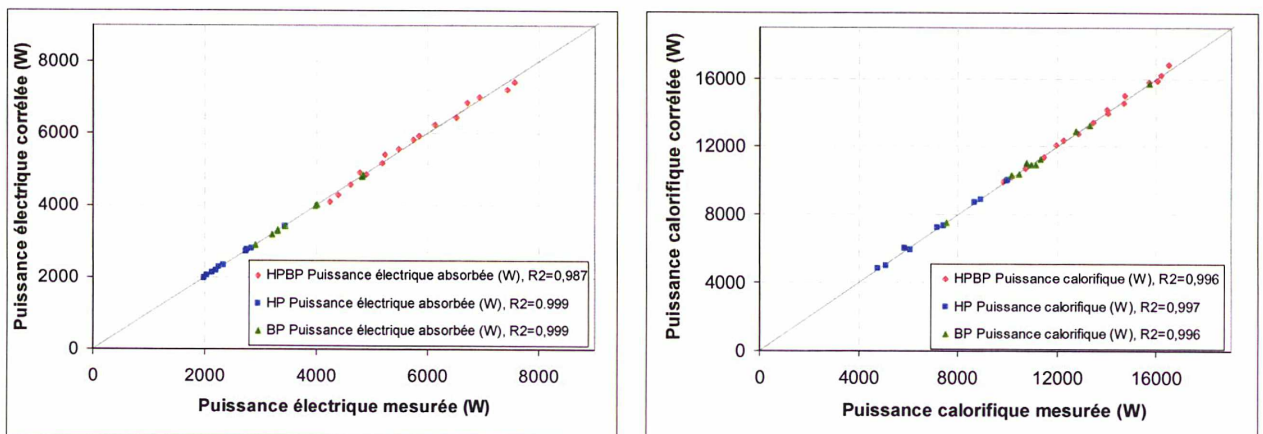


Figure 4.6 : Comparaison mesure corrélation de la puissance électrique et calorifique.

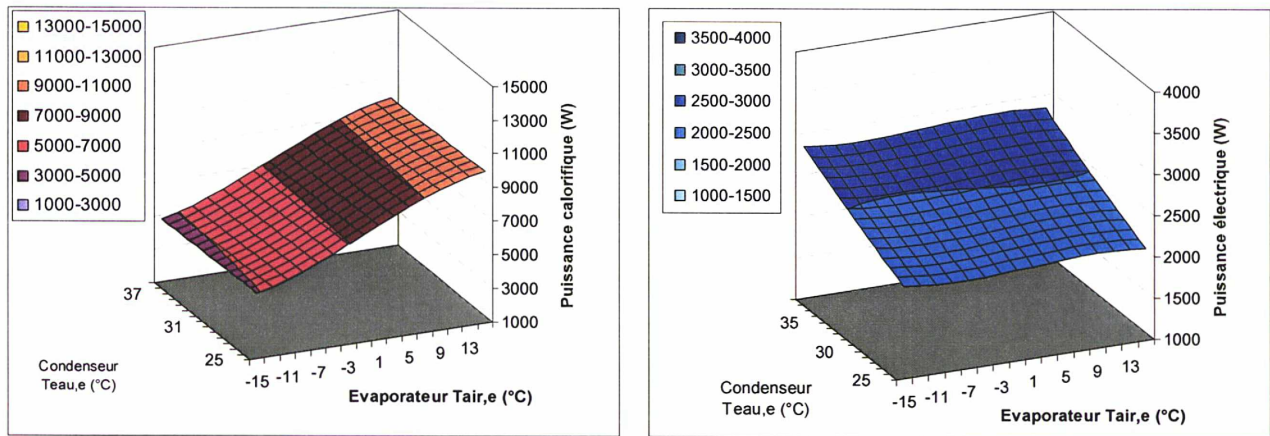


Figure 4.7 : Evolution de la puissance calorifique et de la puissance électrique en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur et la température d'eau en entrée de condenseur.

Afin d'utiliser ces résultats, obtenus en régime stationnaire, on supposera que le fonctionnement dynamique de la pompe à chaleur peut être représenté par une succession d'états stationnaires ; ce qui n'est pas tout fait le cas lors des phases de démarrage et d'arrêt. Néanmoins le régime établi est typiquement atteint en deux minutes comme le montre la Figure 4.8 pour la puissance calorifique.

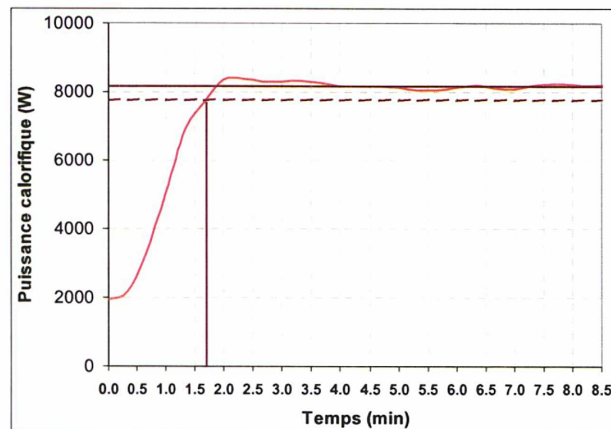


Figure 4.8 : Evolution de la puissance calorifique après le démarrage de la pompe à chaleur.

En configuration bi-étagée, on considère sur la base des essais que le modèle est validé pour des températures d'air comprises entre -15°C et 7°C et pour un écart de température, entre l'entrée d'air et l'entrée d'eau, supérieur à 30°C . En configuration mono-étagée, le modèle est validé pour des températures d'air comprises entre 0°C et 17°C et pour un écart de température inférieur à 50°C .

Par rapport aux notations utilisées sur les figures :

- HPBP désigne la configuration bi-étagé,
- BP désigne la configuration mono-étagée avec le compresseur du 1^{er} étage de compression,
- HP désigne la configuration mono-étagée avec le compresseur du 2^e étage de compression.

4.1.5.1. Les pertes dues au givrage/dégivrage

Pour estimer les pertes liées aux cycles de givrage/dégivrage, des résultats issus du travail de Flach-Malaspina, [Flach-Malaspina, 2004], ont été repris. Des essais sur une pompe à chaleur air/eau d'une puissance électrique d'environ 2 kW ont été menés. Puis les performances de la pompe à chaleur sans pertes par givrage/dégivrage et avec pertes par givrage/dégivrage ont été comparées. Quant à la procédure de dégivrage, elle consiste en une inversion de cycle grâce à une vanne 4 voies. Le déclenchement du dégivrage et la fin du dégivrage sont commandés par une minuterie, ce qui ne constitue pas la gestion optimale. Ainsi, la prise en compte des pertes par givrage/dégivrage à partir de ces données pénalise fortement le COP saisonnier.

Pour réaliser les essais de dégivrage, la norme NF-EN-14511, [NF-EN-14511, 2004], préconise que la température d'air sec soit supérieure à la température d'air humide d'un degré à l'entrée de l'évaporateur. En calculant l'humidité relative, on observe alors qu'elle reste comprise entre 73 et 85% pour les différents points d'essais (Figure 4.9). Par contre, plus la température d'air extérieur diminue, plus l'humidité absolue diminue. Dès lors, la masse de vapeur d'eau présente dans l'air et qui peut être amenée à givrer sur la batterie à ailettes diminue. Par conséquent, plus la température d'air extérieur diminue et plus la batterie givrera lentement. Le point le plus pénalisant correspond aux conditions où l'humidité absolue est la plus élevée et où la totalité de la batterie d'ailettes est à une température d'air extérieur inférieure à 0°C. Ce point correspond à une température d'air extérieur légèrement inférieure à la température d'air extérieur à laquelle s'amorce le givrage sur la batterie.

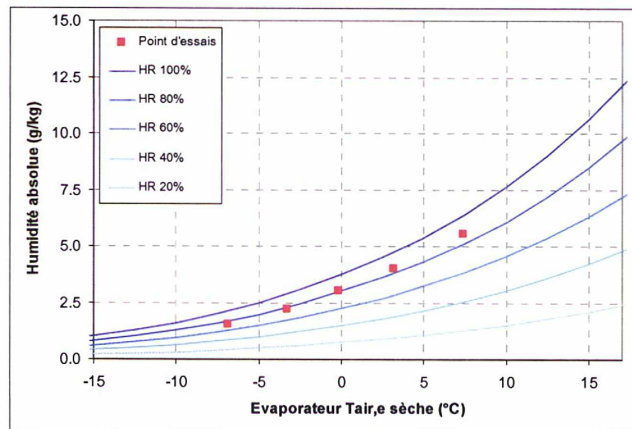


Figure 4.9 : Point d'essai sur un diagramme température sèche en fonction de l'humidité relative.

En comparant les essais avec givrage et sans givrage, (Figure 4.10), on observe que sur des essais avec givrage, la puissance électrique moyenne absorbée par la pompe à chaleur diminue très légèrement, (moins de 3%). Par contre la puissance calorifique moyenne, pour une température d'évaporation donnée, diminue significativement. Dans le cas le plus pénalisant, les pertes sur la puissance calorifique atteignent 20% (Figure 4.10). Il faut noter que ces essais ont été réalisés pour une même température d'entrée et de sortie d'eau au condenseur.

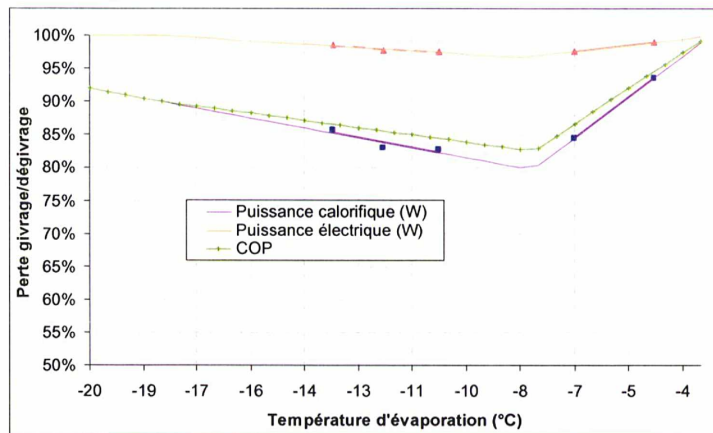


Figure 4.10 : Pertes par givrage/dégivrage sur le COP et les puissances calorifique et électrique.

Argaud, [Argaud, 2001], montre qu'aucune formation de givre n'apparaît sur la batterie à ailettes pour une température moyenne d'évaporation supérieure à -3°C . Cette valeur peut légèrement évoluer suivant le type de tube et d'ailettes de la batterie, mais elle a été observée également sur notre pompe à chaleur : aucune formation de givre n'apparaît au-dessus d'une température d'évaporation moyenne de -3°C . Par conséquent, pour une température d'entrée d'air donnée, une machine dont la puissance calorifique est plus faible givrera à une température d'air plus basse car la température d'évaporation sera plus élevée et n'aura pas atteint -3°C .

Afin de prendre en compte les pertes par givrage/dégivrage et de pouvoir utiliser les résultats de Flach-Malaspina, on considérera que, pour une même température d'évaporation, les pertes par givrage/dégivrage sont identiques d'une machine à l'autre et que les pertes par givrage/dégivrage ne dépendent pas de la température d'eau. Il est ainsi possible d'estimer les pertes par givrage dans le cas de notre machine. Pour cela, on exprime dans un premier temps la température d'évaporation moyenne en fonction de la température d'air extérieur pour notre pompe à chaleur selon ses différentes configurations (Figure 4.11), puis pour une température d'évaporation moyenne donnée, on considère que les pertes sont les mêmes que pour la pompe à chaleur de Flach-Malaspina (Figure 4.10).

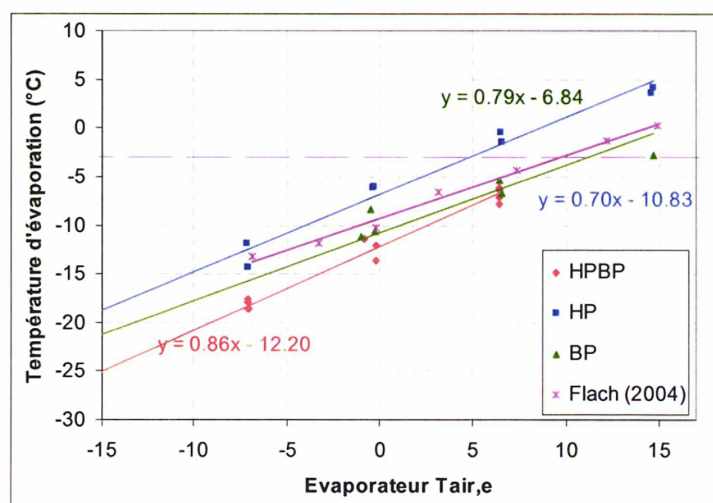


Figure 4.11 : Evolution de la température d'évaporation en fonction de la température d'air extérieur.

4.1.6. La régulation

Il existe plusieurs façons de contrôler une pompe à chaleur, dont deux utilisées fréquemment sur les pompes à chaleur air/eau :

- Contrôler la température d'entrée d'eau de la pompe à chaleur,
- Contrôler la température d'un ballon en sortie de la pompe à chaleur. Une régulation directement sur la température de départ d'eau est difficile car, lors des phases d'arrêt et de démarrage, la température de départ d'eau varie trop rapidement.

Du fait de l'inertie du réseau d'eau et de la maison, il est difficilement envisageable de contrôler la pompe à chaleur directement sur la température d'air intérieur. La loi d'eau permet de fixer indirectement une température d'air intérieur en contrôlant la température d'eau. Dans la suite, on considère que la pompe à chaleur est contrôlée sur la température de retour d'eau en entrée du condenseur. Si la température de retour d'eau est supérieure à la consigne plus 1,5 K alors la pompe à chaleur s'arrête, si la température de retour d'eau est inférieure à la consigne moins 1,5 K alors la pompe à chaleur démarre.

4.2. Résultats

4.2.1. Calcul de la puissance calorifique et du COP selon la loi d'eau

Il s'agit à présent, à partir d'une loi d'eau d'une maison type de recalculer le COP et la puissance calorifique et de mettre en évidence l'intérêt de la réduction de puissance.

$$T_{PAC, eau, e} = f(T_{air, ext}) = T_{air, int} + \left(\frac{GV}{KS} (T_{air, int} - T_{air, ext}) \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{GV}{2\dot{m}_{eau} c_{peau}} (T_{air, int} - T_{air, ext}) \quad (4.10)$$

Pour le calcul qui suit, on considère :

- un débit d'eau de 850 L/h, ce qui correspond à une différence de 12,5 K quand la puissance calorifique est de 12,5 kW,
- une conductance KS du radiateur de 105 W.K⁻¹,
- un coefficient de déperdition de la maison de 350 W.K⁻¹,
- une température d'air intérieur fixée à 20°C.

A partir de ces données et de l'équation (4.10), il est possible de recalculer la loi d'eau, et avec les corrélations exprimant les puissances calorifique et électrique de la pompe à chaleur, de calculer :

- la température en sortie de condenseur (Figure 4.12),

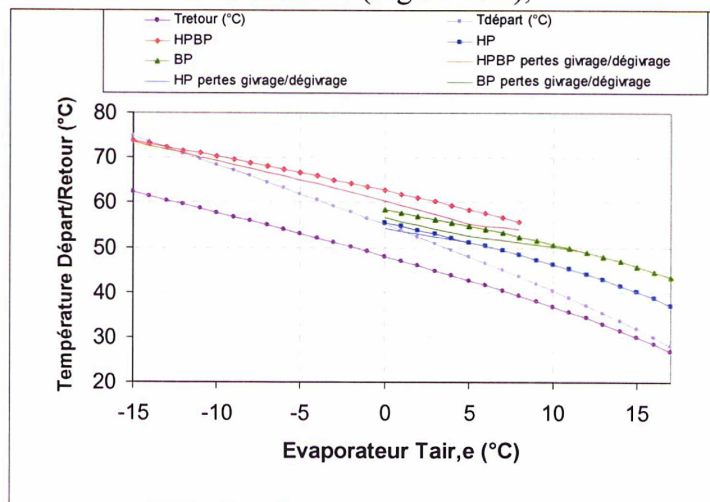


Figure 4.12 : Définition de la loi d'eau ; température en entrée et en sortie de condenseur.

- la puissance calorifique (Figure 4.13),

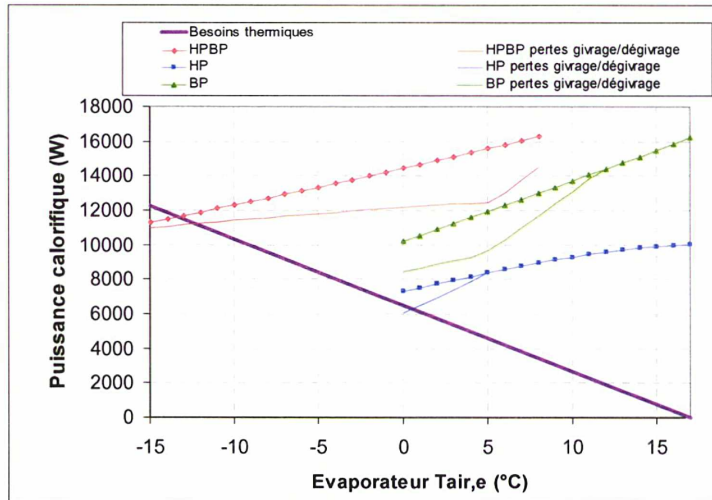


Figure 4.13 : Evolution de la puissance calorifique selon la loi d'eau.

- le COP (Figure 4.14),

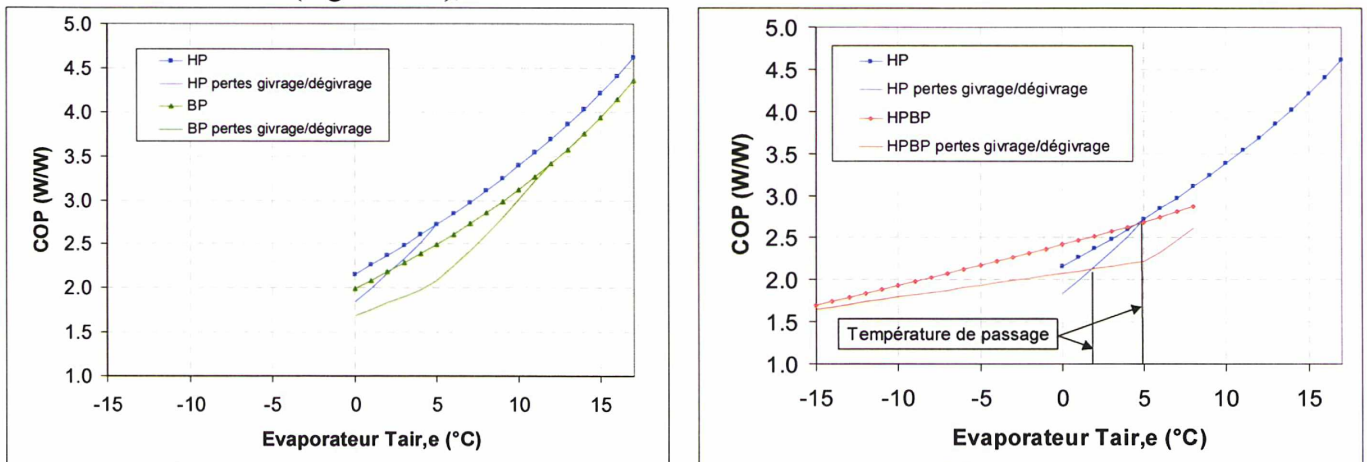


Figure 4.14 : Evolution du COP selon la loi d'eau.

Réduction de puissance

- Le débit d'eau étant fixé et la puissance calorifique de la pompe augmentant avec la température d'air extérieur (Figure 4.13), la température d'eau en sortie de condenseur restera supérieure à la température d'eau de départ fixée par la loi d'eau (Figure 4.12). On pénalise, ainsi, les performances de la pompe à chaleur car des températures d'eau inutilement élevées sont atteintes. La réduction de puissance par le passage de la configuration bi-étagée à la configuration mono-étagée permet de réduire l'écart entre la température de départ fixée par la loi d'eau et la température d'eau en sortie de condenseur.
- En configuration mono-étagée, il est possible de fonctionner soit avec le compresseur du premier étage de compression (compresseur BP), soit avec le compresseur du deuxième étage (compresseur HP). On observe sur la Figure 4.14 que le COP obtenu avec le compresseur HP est supérieur à celui du compresseur BP. Les deux compresseurs ayant des rendements effectifs quasi-identiques, le COP plus élevé du compresseur HP s'explique :

- par la réduction de puissance qui permet de profiter d'un surdimensionnement relatif des échangeurs,
- par la réduction de puissance qui permet, pour une même température d'entrée d'eau et d'air, de réduire le taux de compression. Cela n'est vérifié que dans la zone où le rendement global du compresseur décroît en fonction du taux de compression, ainsi en configuration mono-étagée, seul le compresseur HP sera mis en fonctionnement.
- D'après le modèle utilisé pour représenter les pertes par givrage/dégivrage, avec le compresseur HP, la batterie à ailettes ne commence à givrer qu'à partir d'une température d'air extérieur de 5°C alors qu'avec le compresseur BP, elle commence à givrer pour une température d'air extérieur de 11°C (Figure 4.14). On voit ainsi apparaître tout l'intérêt de réduire la puissance pour diminuer la température de début de givrage.

Température de passage

- On peut voir sur la Figure 4.14, qu'à partir d'une certaine température d'air extérieur le COP en configuration mono-étagée devient supérieur au COP en configuration bi-étagée. Ainsi, il faudra passer d'une configuration bi-étagée à mono-étagée à une telle température, mais à condition que la puissance calorifique en configuration mono-étagée réponde au besoin calorifique de la maison. En tenant compte des pertes par givrage/dégivrage, cette température diminue. Par exemple, sur la Figure 4.14, elle passe de 5°C à 3°C.

On dispose à présent de toutes les données pour simuler le fonctionnement de la pompe à chaleur sur une année et calculer ses performances saisonnières.

4.2.2. Simulations

Il s'agit de réaliser la simulation sur différentes villes de France. Cependant, il faut au préalable déterminer pour chaque ville :

- la puissance émise par les radiateurs à la température d'air extérieur minimum pour un régime départ d'eau/retour d'eau/température d'air intérieur de 75°C/65°C/20°C, on déduit ainsi : le coefficient KS des radiateurs, la masse des radiateurs et le volume d'eau dans les radiateurs,
- la température de passage pour chaque ville.

Dès lors il est possible de renseigner tous les paramètres pour démarrer une simulation.

Rappelant par ailleurs, les hypothèses de calcul :

- La maison est représentée par une seule pièce contenant un radiateur,
- Pas de perte de pression sur le circuit d'eau,
- Débit d'eau constant,
- Le fonctionnement dynamique de la pompe à chaleur est assimilé à une succession de régimes permanents.

4.2.2.1. Résultats de la simulation

Une présentation brute de la simulation sur l'année n'apporte que peu d'informations, afin de présenter l'outil de simulation plusieurs cas de figure de fonctionnement ont été simulés :

- Température d'air extérieur constante.

On observe que la pompe à chaleur démarre et s'arrête suivant la consigne sur la température d'eau en entrée du condenseur et un différentiel de 1,5 K. On observe également sur la Figure 4.15, les dépassements qui correspondent à l'inertie du circuit de chauffage. La température d'air intérieur est, dans ce cas, légèrement supérieure à la consigne fixée à 20°C.

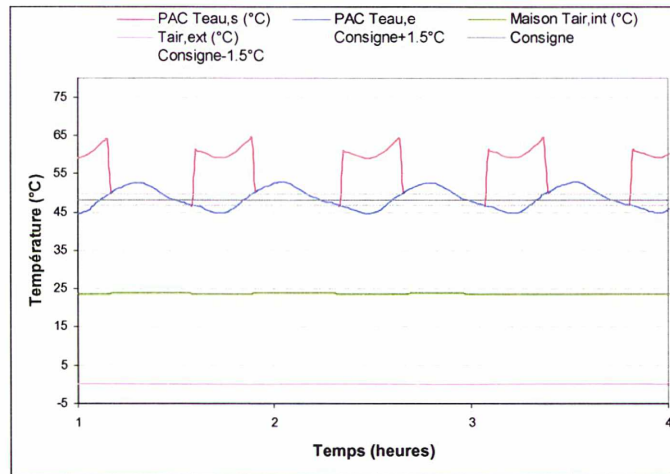


Figure 4.15 : Evolution de la température départ/retour pour une température d'air extérieur constante de 0°C.

- Echelon de la température d'air extérieur.

Après une diminution de la température d'air extérieur, la température de consigne augmente en respectant la loi d'eau. La durée des cycles augmente aussi car les besoins thermiques sont accrus et la puissance fournie par la pompe à chaleur est moindre. Entre le premier cycle qui suit l'échelon et les cycles qui suivent, la durée des cycles va progressivement diminuer et atteindre une valeur correspondant à une température d'air intérieur donnée.

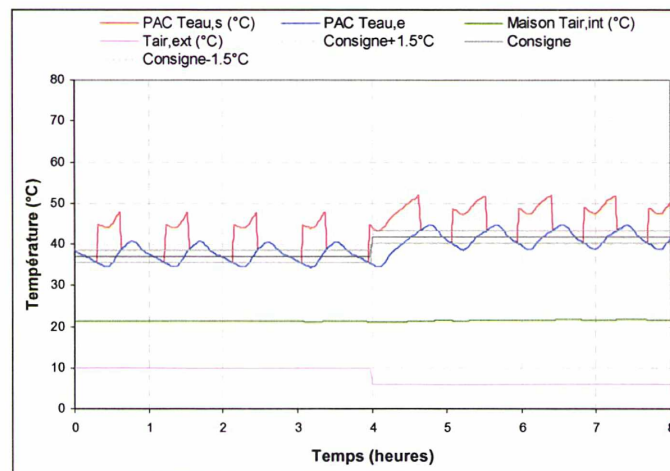


Figure 4.16 : Evolution de la température de départ/retour après un échelon de la température d'air extérieur.

- Démarrage de la pompe à chaleur après une longue période d'arrêt.

Après une longue période d'arrêt, la température d'air intérieur de la maison diminue progressivement. Dans ce cas, en redémarrant la pompe à chaleur, la montée de la température se fait en environ 1h30 et il faut plus de 4 heures pour que la température d'air intérieur se stabilise montrant ainsi l'importance de l'inertie de la maison par rapport à l'inertie du réseau de chauffage.

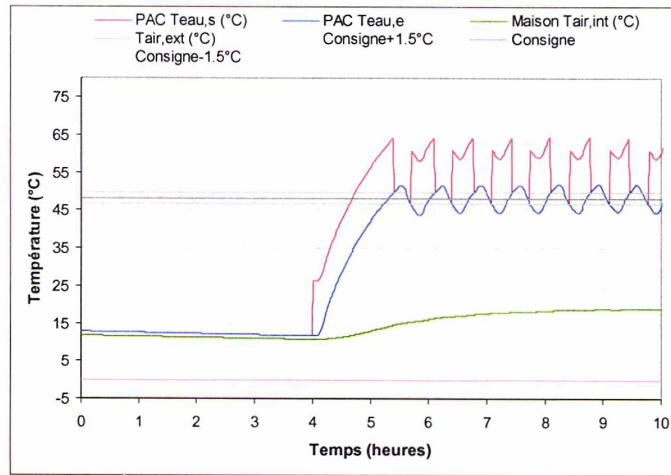


Figure 4.17 : Evolution de la température de départ/retour après une longue période d'arrêt de la pompe à chaleur.

Le Tableau 4.4 résume les résultats de la simulation pour différentes villes de France qui correspondent chacune à une zone climatique spécifique. Pour chaque ville, il a fallu au préalable choisir la puissance nominale des radiateurs à la température la plus basse, pour une différence de température de 50 K afin de déterminer le coefficient KS du radiateur et la température de passage. Le KS calculé pour Nice est alors plus petit que le KS calculé pour Nancy. Ainsi la taille des radiateurs de Nice est inférieure à ceux de Nancy. En effet, le dimensionnement se fait pour la température d'air extérieur minimale. Or la température d'air extérieur minimale de Nice est supérieure à celle de Nancy. Par conséquent, pour une même maison, la puissance de dimensionnement des radiateurs sera plus petite à Nice qu'à Nancy, d'où des radiateurs de plus petites tailles à Nice.

Après une simulation, différents paramètres sont calculés.

- la température moyenne d'air intérieur,
- l'énergie calorifique,
- le COP saisonnier ou HSPF (heating seasonal performance factor).

On observe que la température d'air intérieur moyenne (Tableau 4.4) est supérieure à la valeur de consigne fixée qui était de 20°C ; cela s'explique entre autres par les apports supplémentaires que la loi d'eau ne prend pas en compte.

En faisant d'une part, un calcul sans tenir compte des pertes par givrage/dégivrage et d'autre part, un calcul en tenant compte de ces pertes, il a été possible d'estimer les pertes par givrage/dégivrage sur l'année (Tableau 4.4). Les pertes par givrage/dégivrage les plus importantes correspondent à la ville de Nancy et atteignent 8%.

Tableau 4.4 : Résultats calculs COP saisonnier sur différentes villes de France avec et sans pertes par givrage/dégivrage.

		T_{\min} (°C)	Puissance (50 K) kW	Volume d'eau (L)	Masse radiateur (kg)	T_{passage} (°C)	COP saisonnier (J/J)	Energie calorifique (MWh)	Moyenne $T_{\text{air,int}}$ (°C)	Ecart type $T_{\text{air,int}}$ (°C)
Sans perte par givrage/dégivrage	Agen	-7	9,4	91	594	7	2,83	27,1	21	1
	Carpentras	-10	10,6	103	668	6	2,91	25,5	21	2
	La Rochelle	-5	8,6	83	541	8	2,85	25,1	21	1
	Macon	-6	9,1	88	573	7	2,69	30,6	21	1
	Nancy	-12	11,4	111	721	5	2,74	33,3	21	1
	Nice	-2	7,6	73	477	9	2,96	19,7	21	1
	Rennes	-5	8,6	83	541	8	2,76	28,0	21	1
	Trappes	-7	9,4	91	594	7	2,74	32,3	21	1
Avec pertes par givrage/dégivrage	Agen					3	2,68 (-5%)	26,6	21	1
	Carpentras					2	2,74 (-6%)	25,0	21	2
	La Rochelle					4	2,72 (-5%)	24,6	21	1
	Macon					4	2,48 (-8%)	30,2	21	1
	Nancy					3	2,52 (-8%)	32,8	21	1
	Nice					6	2,88 (-3%)	19,4	21	1
	Rennes					4	2,61 (-6%)	27,6	21	1
	Trappes					3	2,54 (-7%)	31,7	21	1

Les résultats du Tableau 4.4 mettent en évidence la disparité des COP saisonniers d'une région climatique à l'autre (Figure 4.18), ainsi entre la valeur minimale et la valeur maximale, l'écart s'élève à 16%.

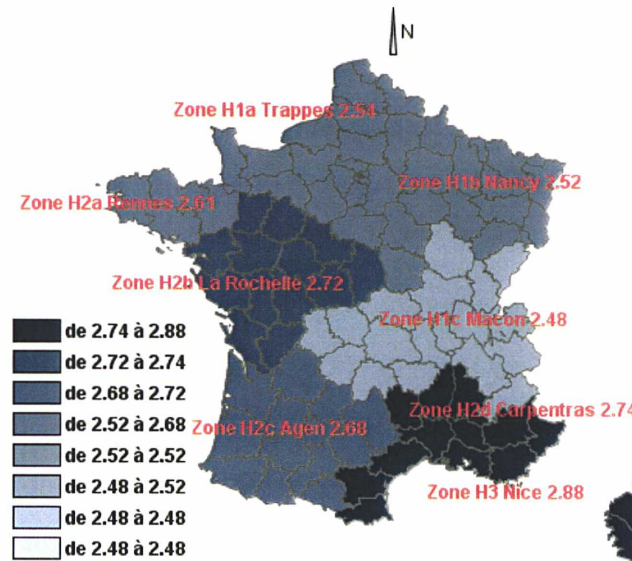


Figure 4.18 : COP saisonnier par zone climatique.

La pompe à chaleur a été dimensionnée pour une température d'air extérieur de -15°C , une température de départ d'eau de 75°C et une puissance calorifique de 12 kW. Ces conditions correspondent au cas le plus contraignant en France. Avec un tel dimensionnement, la pompe

à chaleur est, pour toutes les villes considérées, surdimensionnées. De fait, sur une large plage de température d'air extérieur, la puissance calorifique fournie par la pompe à chaleur, dépasse les besoins calorifiques. Il est par conséquent possible d'atteindre des performances saisonnières plus élevées par un dimensionnement par zone climatique.

4.2.3. Etude de sensibilité : météorologie de la ville de Nancy en tenant compte des pertes par givrage/dégivrage.

A partir de l'outil de simulation, il s'agit maintenant d'analyser l'influence de plusieurs paramètres sur le COP saisonnier et la demande en chauffage.

Différentiel de température et volume d'eau

Comme on peut l'observer au Tableau 4.5 et sur la Figure 4.19, la variation du volume d'eau n'influence pas le COP saisonnier, même si on observe qu'une augmentation du volume d'eau entraîne une très légère augmentation du COP saisonnier. La variation du différentiel de température a encore moins d'influence sur le COP saisonnier, même si en passant d'un différentiel de 1 K à un différentiel de 2 K, le COP saisonnier diminue. En effet, avec un différentiel plus important et pour une même température de consigne, la pompe à chaleur va atteindre une température de retour d'eau plus élevée, ce qui, en principe, réduit le COP.

Tableau 4.5 : Variation du différentiel de température et du volume d'eau.

	Minimale	Maximale	Variation sur le COP saisonnier	Variation sur l'énergie calorifique de chauffage
Différentiel de température (K)	1	2	-0,3%	-0,1
Volume d'eau (L)	120	240	-0,4%	-0,3

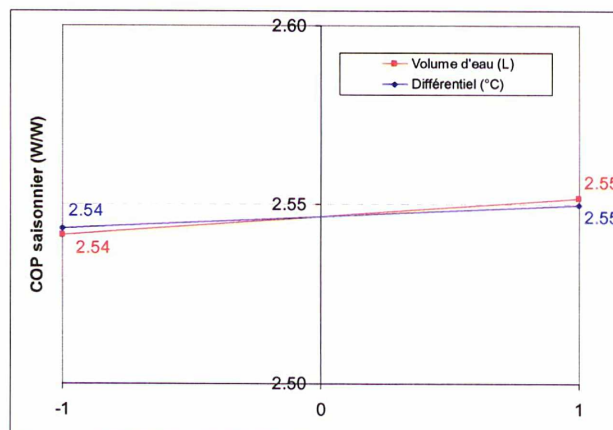


Figure 4.19 : Influence du volume d'eau et du différentiel de température sur le COP saisonnier.

Température de passage

La température de passage influence le COP saisonnier. Mais, comme le montre la Figure 4.20 et le Tableau 4.6, une variation d'un degré autour de la température de passage optimale n'a pratiquement aucun effet sur le COP saisonnier. Par contre en passant d'une température de passage de 1°C à 10°C, les pertes sur le COP saisonnier peuvent atteindre 9%.

Tableau 4.6 : Influence de la température de passage sur le COP saisonnier ville de Nancy maison avec un GV de 350 W/K.

Température de passage (°C)	COP saisonnier (J/J)	Energie calorifique (MWh)	Moyenne $T_{\text{air,int}}$ (°C)	Ecart type $T_{\text{air,int}}$ (°C)
1	2,52	32,8	20,6	1,0
2	2,52	32,9	20,6	1,0
3	2,52	32,8	20,6	1,0
4	2,50	32,9	20,7	1,0
5	2,48	32,9	20,7	1,0
6	2,45	33,0	20,7	1,0
7	2,42	33,2	20,7	1,0
8	2,40	33,3	20,7	0,9
9	2,39	33,3	20,7	0,9
10	2,38	33,4	20,7	0,9

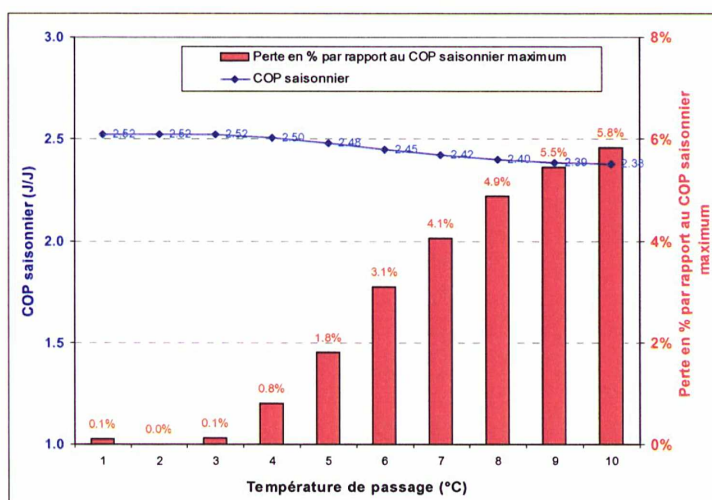


Figure 4.20 : Influence du choix de la température de passage sur le COP saisonnier.

Déperditions de la maison, taille des radiateurs et température ambiante

À présent, l'influence des trois principaux paramètres intervenant dans la loi d'eau va être étudiée. Pour cela, le GV de la maison, le KS des radiateurs et la température d'air intérieur ont été variés entre deux valeurs extrêmes (Tableau 4.7). Pour l'énergie calorifique de chauffage (Figure 4.21), on observe qu'une variation de 2°C de la consigne de la température d'air intérieur entraîne une variation de 17% sur l'énergie calorifique de chauffage et qu'une variation de 28% du GV de la maison implique jusqu'à une variation de 28% sur l'énergie calorifique de chauffage. Les radiateurs n'ont presque aucun effet.

Tableau 4.7 : Variation de la consigne de la température ambiante, du GV et du KS.

	Minimale	Maximale	Variation sur le COP saisonnier	Variation sur l'énergie calorifique de chauffage
Consigne Température d'air intérieur (°C)	19	21 (+11%)	-5%	+17%
GV (W/K)	273	350 (+28%)	-7%	+26%
KS (W.K ⁻¹)	68	83 (+22%)	+8%	+1%
Température départ loi d'eau à -12°C (°C)	57	77		

Quand on analyse le **COP saisonnier** (Figure 4.22), on observe qu'une augmentation de la consigne d'air intérieur de 2°C fait diminuer le COP de 5% et que l'augmentation du GV de la maison de 28% fait diminuer le COP de 7% et enfin une augmentation de la taille des radiateurs permet de gagner 8%. Ainsi, en jouant sur les paramètres de la loi d'eau, il est possible d'améliorer les performances saisonnières de la machine, en plus de diminuer la demande de chauffage.

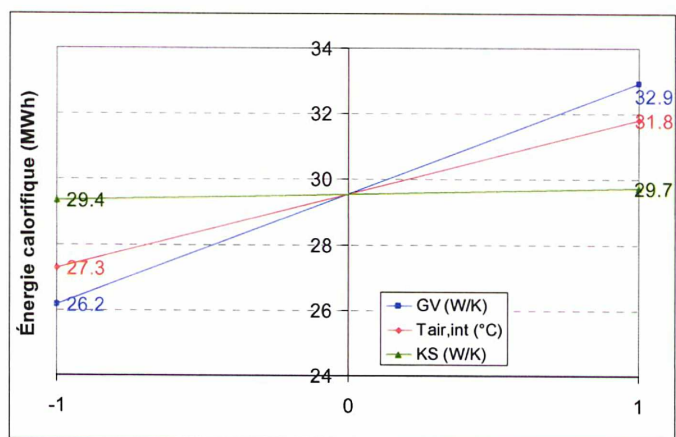


Figure 4.21 : Influence de la variation de trois paramètres sur l'énergie de chauffage.

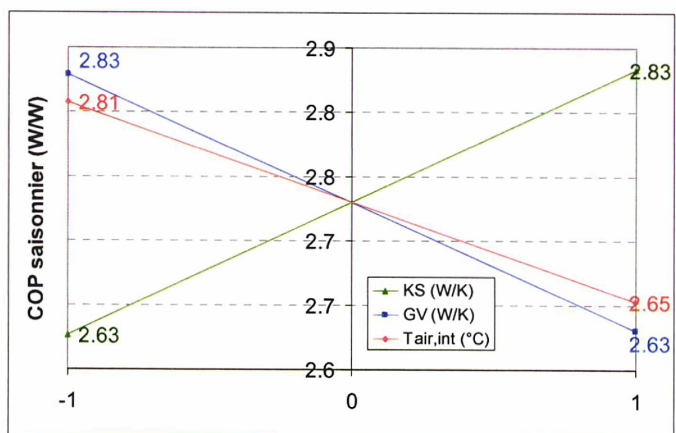


Figure 4.22 : Influence de la variation de trois paramètres sur le COP saisonnier.

En considérant uniquement le GV de la maison et en fixant les autres paramètres de la loi d'eau, il est possible d'analyser plus précisément l'influence de l'isolation thermique sur les performances saisonnières de la pompe à chaleur (Tableau 4.8). Il ressort qu'en passant d'un GV de 350 W/K à un GV de 200 W/K, la température de départ d'eau passe de 75°C à 55°C et le COP saisonnier de 2,5 à 2,9 soit une augmentation d'environ 17% et l'énergie calorifique de chauffage passe de 33 MWh à 19 MWh soit une diminution d'environ 42%.

Tableau 4.8 : Influence du GV sur la température de départ d'eau, le COP saisonnier et l'énergie calorifique pour la ville de Nancy.

GV (W/K)	Température de départ d'eau (°C)	Température de passage (°C)	COP saisonnier (J/J)	Energie calorifique de chauffage (MWh)	Moyenne T _{air,int} (°C)	Ecart type T _{air,int} (°C)
200	55	1	2,95 (+17%)	19,0 (-42%)	21,0	0,8
275	65	1,5	2,72 (+8%)	26,0 (-21%)	20,8	0,8
350	75	2,5	2,53	32,9	20,6	1,0

En conclusion, il a été possible de réaliser un outil permettant de simuler le comportement du système et d'aboutir à un calcul de COP saisonnier de la pompe à chaleur pour différentes villes de France ; chaque ville étant représentative d'une zone climatique. Le COP saisonnier ainsi calculé correspond à une maison avec un GV de l'ordre de 350 W/K et avec une loi d'eau telle que la température de départ est de 75°C le jour le plus froid. On se place ainsi dans le cas le plus contraignant.

L'amélioration de l'isolation réduit significativement l'énergie de chauffage et améliore les performances saisonnières de la pompe à chaleur en abaissant les températures de la loi d'eau. L'influence de différents paramètres sur le COP saisonnier a pu être estimée.

4.3. Optimisation des performances par la vitesse variable

4.3.1. Pompe à chaleur avec deux compresseurs à vitesse variable

L'objectif de cette section est d'introduire le volet portant sur l'utilisation de compresseur à vitesse variable de façon à utiliser plus finement la réduction de puissance. Les compresseurs à vitesse variable permettent de faire varier le débit volumique balayé du compresseur en adaptant la vitesse de rotation du moteur électrique par un système de modulation de fréquence.

Certaines études ont déjà porté sur des pompes à chaleur bi-étagées équipées de compresseurs à vitesse variable. Par exemple, Favrat, [Favrat, 1997], présente une étude sur une pompe à chaleur bi-étagée avec un compresseur BP à pistons à vitesse variable et un compresseur HP à vitesse fixe. Les performances ne sont pas aussi bonnes qu'attendues à cause d'un faible rendement du compresseur BP à piston. Changqing [Changqing, 2006], a mis au point, quant à lui, une pompe à chaleur eau/eau avec un compresseur à vitesse variable à chaque étage de compression. Or, à notre connaissance, aucune pompe à chaleur air/eau, équipée de deux compresseurs à vitesse variable issus de la technologie de la climatisation, n'a encore été réalisée, ni même testée. Ainsi, afin de tirer avantage de la réduction de puissance, une nouvelle pompe à chaleur équipée de deux compresseurs à vitesse variable a été réalisée. Elle permet aussi d'envisager un réglage des fréquences, afin d'optimiser à chaque point de fonctionnement le COP en adaptant le rapport des taux de compression.

4.3.1.1. Les compresseurs à vitesse variable

Sur le prototype, les compresseurs utilisés ont des cylindrées 59 cm^3 pour le compresseur BP et 39 cm^3 pour le compresseur HP. Les rendements isentropique et volumétrique sont présentés sur les Figure 4.23 et Figure 4.24 et sont comparés au rendement d'un compresseur à vitesse fixe d'un autre fabricant de compresseur et qui a été utilisé sur le premier prototype. Les courbes de rendement sont tracées à partir des données des constructeurs et en utilisant la méthode de l'Annexe E.

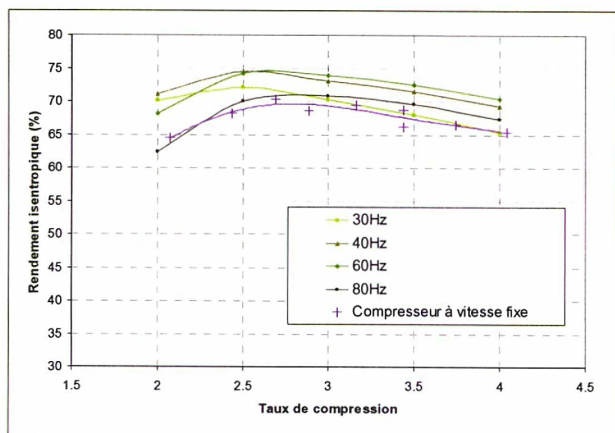


Figure 4.23 : Comparaison des rendements isentropiques du compresseur à vitesse variable pour 3 niveaux de fréquence et d'un compresseur à vitesse fixe.

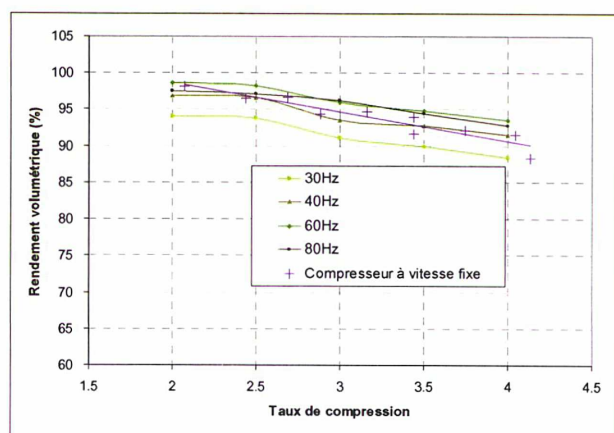


Figure 4.24 : Comparaison des rendements volumétriques du compresseur à vitesse variable pour 3 niveaux de fréquence et d'un compresseur à vitesse fixe.

- Le rendement isentropique atteint son maximum pour des fréquences comprises entre 40 Hz et 60 Hz. A 30 Hz et 80 Hz, le rendement isentropique est bien plus faible. Quelle que soit la fréquence, le compresseur à vitesse variable a toujours un

rendement isentropique supérieur ou au moins égal au rendement isentropique du compresseur à vitesse fixe. De plus, d'une fréquence à l'autre le taux de compression intrinsèque (le taux de compression pour lequel le rendement est optimum) diffère ; ainsi pour 40 Hz et 60 Hz le taux de compression intrinsèque est à 2,5 alors qu'à 80 Hz, il est à 2,8 comme pour le compresseur à vitesse fixe.

- Pour ce qui est du rendement volumétrique, il est très proche du rendement volumétrique d'un compresseur à vitesse fixe. Si ce n'est à 30 Hz, où il diminue fortement.

Toutefois en plus, du rendement isentropique, il faut prendre en compte le rendement du variateur de vitesse. Afin de déterminer le rendement des variateurs de fréquence, des essais ont été effectués. On observe ainsi sur la Figure 4.25 que le rendement du variateur s'accroît quand la fréquence croît et cela pour différentes conditions d'essais.

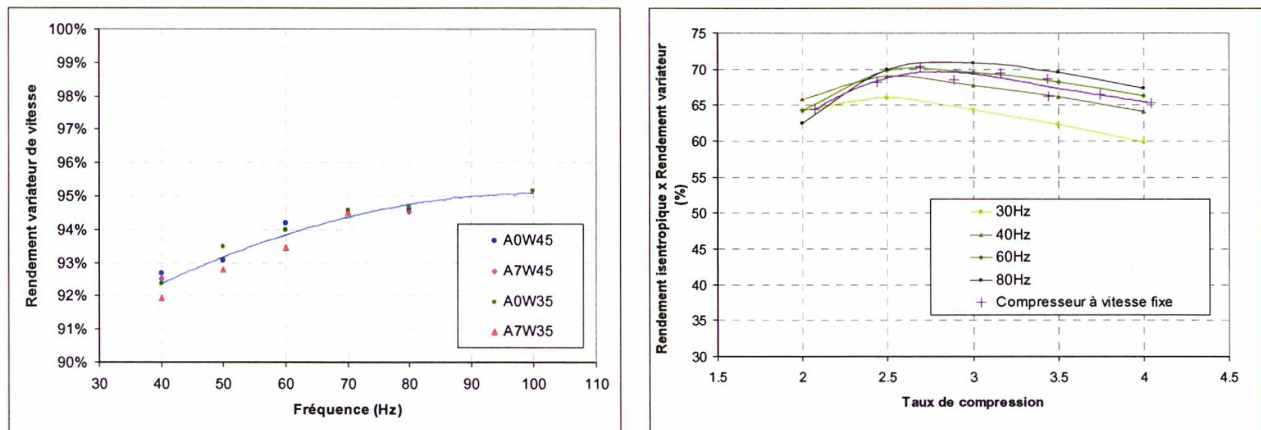


Figure 4.25 : Rendement du variateur de vitesse et rendement isentropique corrigé par le rendement du variateur de fréquence.

En effet, en supposant que les pertes du variateur de fréquence (perte par conduction et par commutation) restent constantes, il ressort que lorsque la fréquence de rotation augmente, la puissance en entrée de variateur augmente et donc la part des pertes du variateur s'amointrit par rapport à la puissance en entrée de variateur, d'où une augmentation du rendement du variateur. Pour une fréquence donnée, le rendement du variateur de fréquence varie légèrement en fonction du taux de compression ; plus le taux de compression est faible et plus le rendement se dégrade. Néanmoins, on considérera que le rendement du variateur ne dépend que de la fréquence.

Dès lors, en comparant à nouveaux les courbes de rendement du compresseur à vitesse variable en tenant compte du rendement du variateur de vitesse (Figure 4.25), le rendement est maximum pour une fréquence de 80 Hz. Pour des fréquences de 40 Hz et de 60 Hz, les rendements se retrouvent quasiment confondus avec la courbe de rendement du compresseur à vitesse fixe. Ainsi, en confrontant les performances de deux pompes à chaleur, l'une équipée de compresseurs à vitesse fixe et l'autre de compresseurs à vitesse variable, les performances en régime établi devraient être très proches si ce n'est pour des fréquences inférieures à 40 Hz. En effet à 30 Hz, le rendement du compresseur est sensiblement inférieur aux rendements à d'autres fréquences et au rendement du compresseur à vitesse fixe.

4.3.1.2. Résultats d'essais

A partir de deux compresseurs à vitesse variable, un prototype de pompe à chaleur a été réalisé. Des essais ont été réalisés sur ce prototype. Lors des essais, la température d'entrée d'eau au condenseur est imposée suivant une loi d'eau (Figure 4.26). Par exemple, pour une température d'entrée d'air à l'évaporateur de 0°C, la température d'entrée d'eau au condenseur est fixée à 48°C, quelles que soient la fréquence et la configuration. De plus, le débit d'eau est maintenu constant à 850 L/h. Sur l'air, l'humidité relative est maintenue à une faible valeur (10%), afin d'éviter toute formation de givre.

- En configuration mono-étagée avec le compresseur HP, quatre niveaux de fréquence ont été testés : 30 Hz, 40 Hz, 60 Hz et 80 Hz,
- En configuration bi-étagée, six couples de fréquence ont été testés : (70 Hz, 90 Hz), (60 Hz, 80 Hz), (40 Hz, 80 Hz), (40 Hz, 60 Hz) et (40 Hz, 40 Hz). Les fréquences entre parenthèses indiquent respectivement la fréquence du compresseur HP et la fréquence du compresseur BP.

Ainsi, il a été possible de déterminer les performances de la pompe à chaleur pour plusieurs fréquences en configuration mono-étagée et pour plusieurs couples de fréquences en configuration bi-étagée.

Comme la température d'entrée d'eau au condenseur et le débit d'eau sont fixés, plus la puissance calorifique fournie par la pompe à chaleur est élevée et plus la température d'eau en sortie de condenseur est élevée. Sur la Figure 4.26, les courbes de la température de départ et de retour d'eau fixée par la loi d'eau sont tracées en violet. Si la pompe à chaleur fournit une puissance calorifique supérieure aux besoins de chauffage, pour une température d'entrée d'eau au condenseur et un débit fixé, la température de sortie d'eau au condenseur sera supérieure à la température de départ d'eau fixé par la loi d'eau. Ainsi, on atteint une température d'eau en sortie de condenseur inutilement élevée et l'on augmente la température moyenne de l'eau au condenseur. Le fait de bénéficier d'un système de réduction de puissance permet d'abaisser cette température. Ainsi, la réduction de puissance abaisse la température moyenne de l'eau au condenseur et de plus augmente la température moyenne de l'air à l'évaporateur ce qui en principe, d'après le COP de Lorenz, entraîne une amélioration du COP.

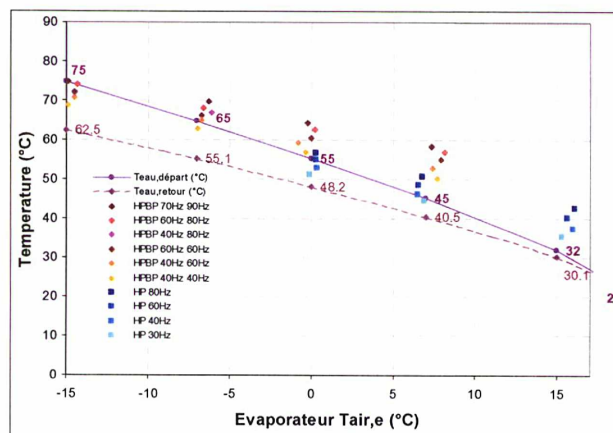


Figure 4.26 : Température d'entrée d'air et d'entrée d'eau pour les différents essais.

La variation de fréquence, comme on peut le voir sur la Figure 4.27, permet de réduire la puissance calorifique fournie par la pompe à chaleur et de suivre la courbe des besoins calorifiques de la maison. Toutefois, comme la fréquence ne peut pas être diminuée indéfiniment, pour des températures d'air extérieur proche de la température de non-chauffage, il n'est plus possible de réduire la puissance calorifique de la pompe à chaleur. Selon un critère de puissance, il est possible de déterminer pour chaque température d'air extérieur la fréquence qui permet de garantir une puissance calorifique égale aux besoins de chauffage de la maison et même de contrôler en continue la vitesse de rotation du compresseur par rapport à la température de retour.

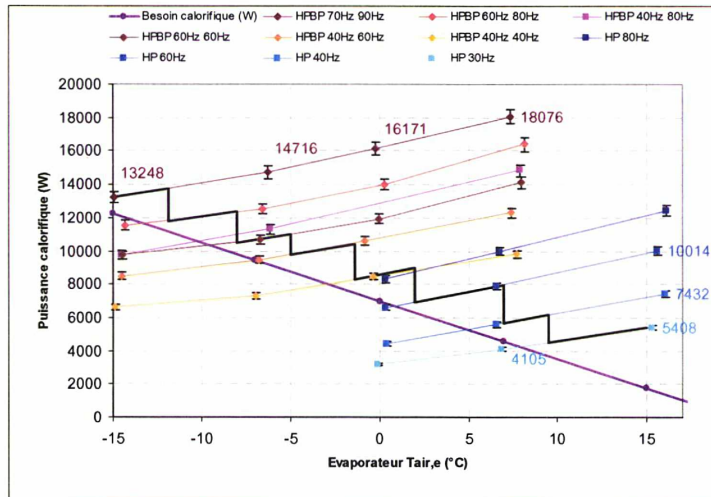


Figure 4.27 : Evolution de la puissance calorifique en fonction de la température d'air en entrée condenseur et suivant la loi d'eau.

Pourtant, une puissance calorifique supérieure aux besoins ne suffit pas pour choisir la fréquence (en configuration mono-étagée) ou un couple de fréquence (en configuration bi-étagée), il faut aussi tenir compte du COP (Figure 4.28 et Figure 4.29) et choisir la fréquence ou le couple de fréquence pour lequel le COP est le plus élevé.

Par exemple, s'il ne fallait tenir compte que de la puissance calorifique, pour des températures d'air extérieur supérieures à 10°C, la configuration mono-étagée avec une fréquence de 30 Hz serait choisie, or à 30 Hz, le COP est plus faible qu'à 40 Hz (Figure 4.28), du fait que le rendement du compresseur à 30 Hz est inférieur au rendement à 40 Hz (Figure 4.25). Dans ce cas, la fréquence ne sera pas diminuée.

La Figure 4.28 montre aussi que le COP en configuration bi-étagée pour le couple (40 Hz, 80Hz) est très faible par rapport aux autres couples de fréquence, ainsi il faudra éviter ce couple de fréquences. Ce couple de fréquences correspond à un rapport des taux de compression qui est faible, de l'ordre de 0,6. Dans ce cas, le compresseur HP supporte un taux de compression qui est environ 1,7 fois supérieur au taux de compression supporté par le compresseur BP. Ainsi, le compresseur HP fonctionne dans une zone où son rendement peut être faible à cause d'un taux de compression élevé.

Sur la Figure 4.28 est représentée la variation du COP pour différentes fréquences. La courbe en gris représente le COP en fonction de la température d'entrée d'air à l'évaporateur, où la puissance calorifique fournie est supérieure aux besoins calorifiques et où le COP est

maximum. Sur la Figure 4.29 est résumée la sélection des fréquences et des couples de fréquences.

Le faible rendement des compresseurs à basse fréquence pénalise le COP et prive la pompe à chaleur d'un gain lorsque la température d'air extérieur est proche de la température de non-chauffage. On réalise, ici, l'importance du choix des cylindrées des compresseurs lors du dimensionnement.

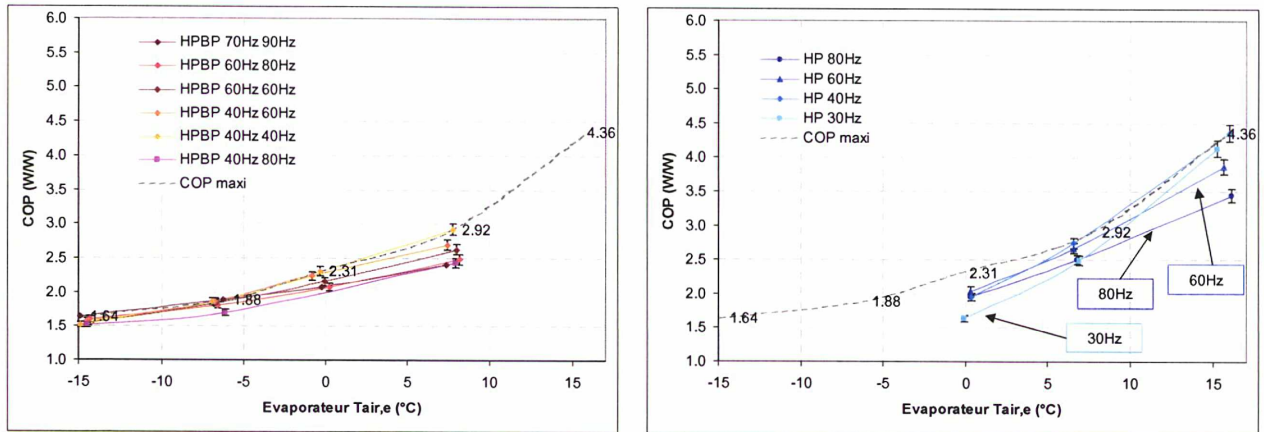


Figure 4.28 : Evolution du COP en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur en configuration mono-étagée.

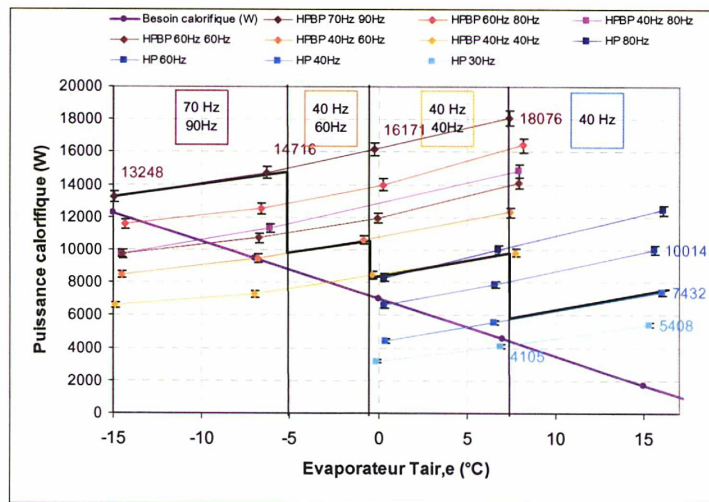


Figure 4.29 : Evolution du COP en fonction de la température d'air en entrée d'évaporateur en configuration bi-étagée.

4.3.2. Taux de compression optimum

Lors d'un dimensionnement d'un système bi-étagé, il est possible de sélectionner plusieurs couples de compresseurs pour une même puissance calorifique. Toutefois, il existe un couple de fréquences qui maximise le COP et les compresseurs sont habituellement sélectionnés suivant ce critère. Cette optimisation avec des compresseurs à vitesse fixe n'est envisageable qu'à un point de fonctionnement. En revanche avec des compresseurs à vitesse variable, il est concevable d'adapter le débit volumique balayé des compresseurs afin d'optimiser le COP pour plusieurs points de fonctionnement. Ainsi à partir des essais et pour les différents

couples de fréquence, le COP a été tracé en fonction des taux de compression des compresseurs HP et BP sur une surface d'iso-valeurs (Figure 4.30) ;

- en trait discontinu noir, chaque courbe correspond à un taux de compression global donnée,
- en trait plein noir, chaque droite correspond à un rapport des taux de compression donnée.

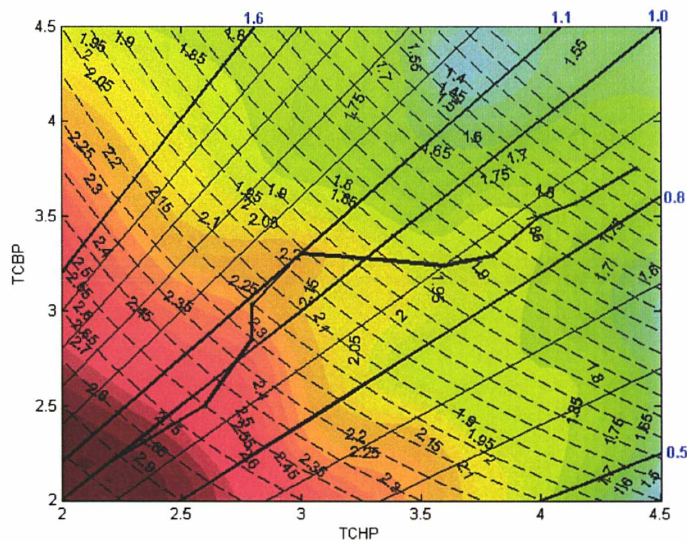


Figure 4.30 : En configuration bi-étagée : évolution du COP en fonction du taux de compression au premier étage (TC_{BP}) et du taux de compression au second étage (TC_{HP}) (en trait plein $TC_{BP}/TC_{HP}=Cste$, en trait discontinu $COP=Cste$).

Il est ainsi possible de déterminer pour chaque taux de compression global, le rapport des taux de compression où le COP est maximal. Dans tous les cas, en passant d'un taux de compression de 4 à 17, le rapport des taux de compression, qui garantit le meilleur COP, reste toujours compris entre 1,1 et 0,8. Afin de garantir le COP le plus élevé, il faut rester proche d'un rapport des taux de compression de 1. Dès lors, l'objectif est de retrouver le couple de fréquences qui permet d'atteindre ce rapport des taux de compression. La Figure 4.31 permet de relier un couple de fréquences à un rapport des taux de compression.

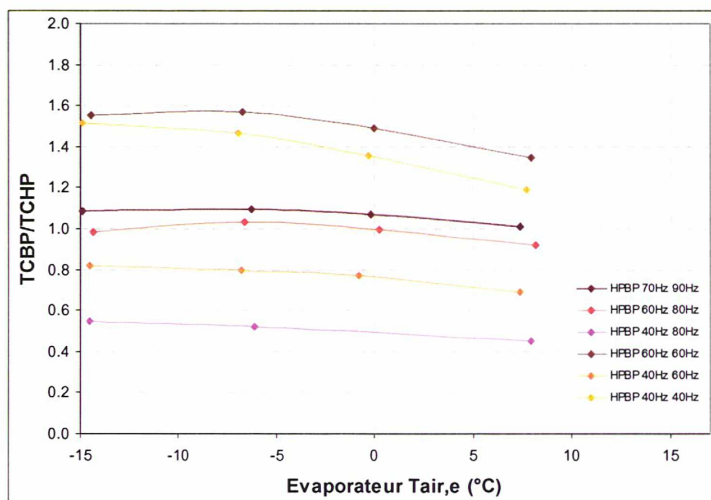


Figure 4.31 : Rapport des taux de compression pour différents couples de fréquences.

4.3.3. Réduction de puissance

En considérant une température d'entrée d'air et d'entrée d'eau respectivement au condenseur et à l'évaporateur, une réduction de puissance en jouant sur la vitesse de rotation du moteur électrique du compresseur permet de réduire la température de sortie d'eau et d'augmenter la température de sortie d'air. Ainsi, les Figure 4.32 et Figure 4.33 montrent que le COP augmente quand la puissance calorifique diminue aussi bien en configuration mono-étagée que bi-étagée, mais l'augmentation est plus significative quand la température d'air à l'entrée de l'évaporateur augmente. L'amélioration des performances se manifeste par un gain supérieur sur le COP quand l'écart entre les températures moyennes est faible du fait que le COP de Lorenz varie en $\frac{1}{T_{eau} - T_{air}}$. Toutefois, à 30 Hz, le rendement du compresseur est si faible que le gain par la réduction de puissance ne réussit pas à compenser les pertes dues au rendement du compresseur, entraînant une diminution du COP.

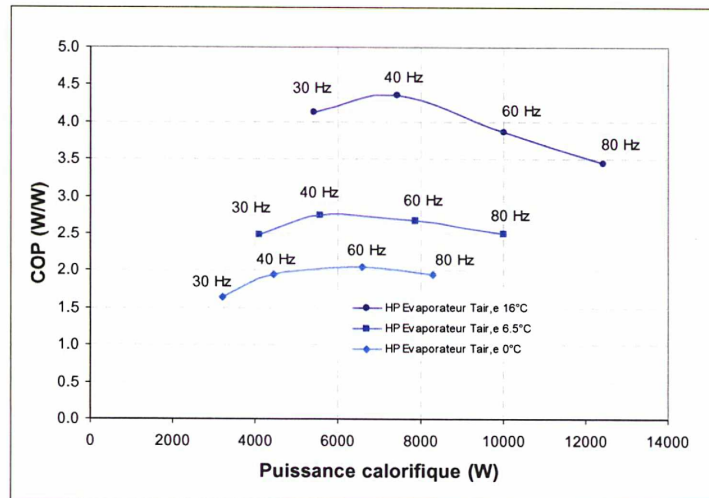


Figure 4.32 : Expression du COP en fonction de la puissance calorifique pour différentes températures d'entrée d'air à l'évaporateur en configuration mono-étagée.

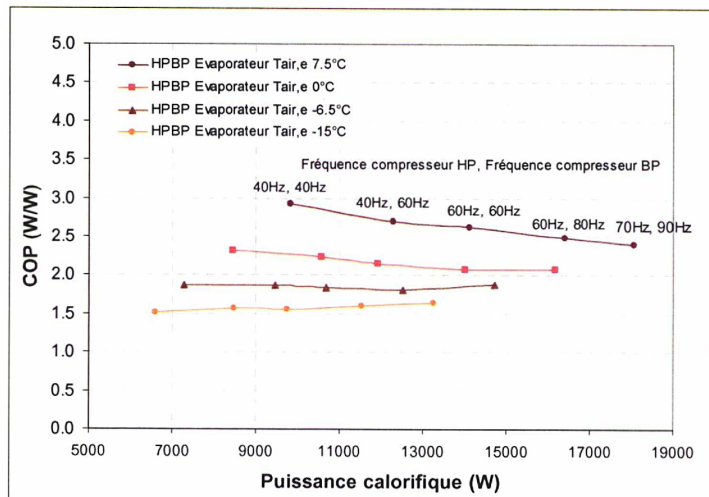


Figure 4.33 : Expression du COP en fonction de la puissance calorifique pour différentes températures d'entrée d'air à l'évaporateur en configuration bi-étagée.

Cette réduction de puissance, pour des conditions d'entrée identiques, s'accompagne d'une diminution du taux de compression. Dans la zone de décroissance du rendement isentropique

en fonction du taux de compression, une telle réduction du taux de compression permet d'améliorer les performances de la machine. La Figure 4.34 montre que le taux de compression est toujours supérieur à 2,5 pour tous les essais, sauf à 30 Hz pour une température d'entrée d'air à l'évaporateur de 16°C. Ainsi, le taux de compression est quasiment toujours supérieur ou égal au taux de compression intrinsèque et dans cette zone le rendement du compresseur augmente quand le taux de compression diminue, d'où une augmentation du COP.

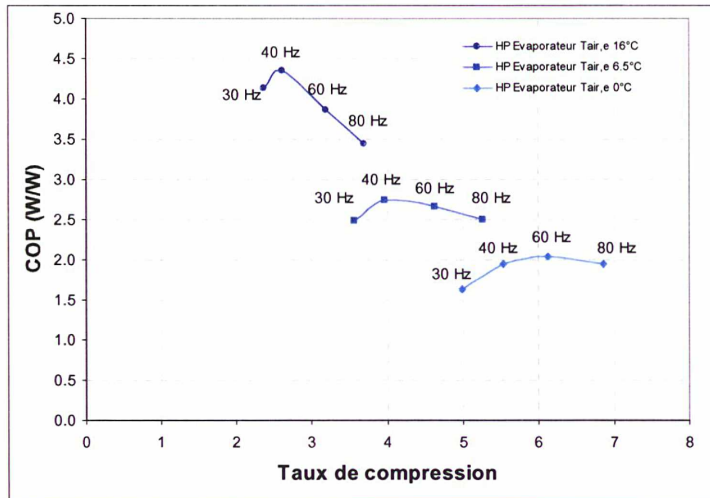


Figure 4.34 : Expression du COP en fonction du taux de compression pour différentes températures d'entrée d'air à l'évaporateur en configuration mono-étagée.

4.3.4. Perte par givrage/dégivrage

Le fait de diminuer la puissance permet, en augmentant la température en sortie d'évaporateur, d'augmenter la pression d'évaporation et donc la température d'évaporation moyenne. Or, le givrage ne débute qu'à une température d'évaporation moyenne de -3°C. Il est ainsi possible en réduisant la puissance de diminuer la température d'air à partir de laquelle le dégivrage s'impose. En configuration mono-étagée, on peut voir sur la Figure 4.35 qu'à 80 Hz le givrage débute pour une température d'air de 9°C alors qu'à 40 Hz le givrage de la batterie à ailettes ne débute qu'à partir d'une température d'entrée d'air de 4°C.

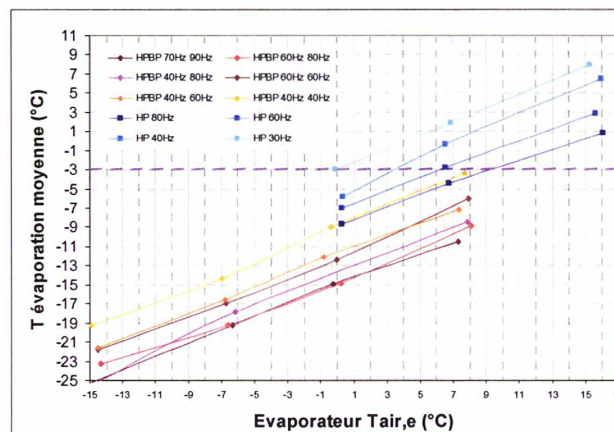


Figure 4.35 : Evolution de la température d'évaporation moyenne en fonction de la température d'entrée d'air à l'évaporateur pour différent niveau de puissance.

4.3.5. Pertes par cyclage

Pour le calcul du COP saisonnier, il n'a pas été tenu compte jusqu'ici des pertes par cyclage. Cependant, ces pertes peuvent être importantes. Des essais ont été réalisés afin d'estimer les pertes par cyclage au point d'essais A7W45 en configuration mono-étagée. Ainsi, il a été possible d'obtenir une courbe qui exprime les pertes dues au cyclage en fonction du taux de charge (Figure 4.39). Afin de pouvoir utiliser ces résultats à d'autres points de fonctionnement, on supposera par ailleurs que ces pertes par cyclage ne dépendent pas de la température d'air extérieur [Flach-Malaspina, 2004].

Définitions

Le HLF (heating load factor), à rapprocher du CLF (cooling load factor), représente le rapport entre l'énergie calorifique produite pendant la période de fonctionnement, sur l'énergie calorifique qui aurait été produite sur un cycle complet en régime stationnaire. Il s'agit donc du taux de charge pour un couple de température ($T_{air,e}$; $T_{eau,e}$).

Le PLF (part load performance) est par définition l'efficacité relative du fonctionnement en cyclage par rapport au fonctionnement en régime permanent.

On définit également le nombre de cycles par heure par l'équation (4.11) et la fraction de marche sur un cycle par l'équation (4.12).

$$C_{ph} = \frac{1}{t_{on} + t_{off}} \quad (4.11)$$

$$F_{on} = \frac{t_{on}}{t_{on} + t_{off}} \quad (4.12)$$

Ces différents paramètres constituent des données importantes pour l'analyse des essais à charges partielles.

Les essais

Le but des essais à charges partielles est de déterminer l'efficacité relative en fonction du taux de charge. Pour représenter l'inertie du réseau de chauffage deux ballons d'eau ont été utilisés, l'un en entrée de pompe à chaleur avec un volume d'eau de 150 L et un second en sortie de pompe à chaleur avec un volume de 75 l. Le débit d'eau est fixé à 850 l/h. La disposition de la pompe à chaleur dans l'enceinte climatique est présentée sur la Figure 4.36. Les essais ont été réalisés pour une température d'entrée d'air de 7°C. Dans la phase où la pompe à chaleur est en marche, il a été possible de maintenir une température moyenne d'air en entrée d'évaporateur proche de 7°C avec un écart-type de 0,3°C.

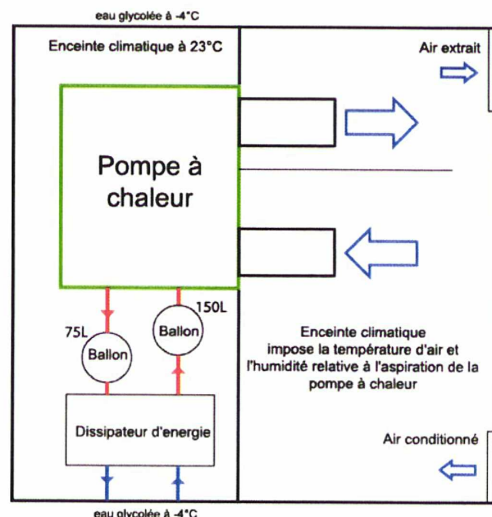


Figure 4.36 : Configuration pour les essais à charge partielle.

La pompe à chaleur est réglée sur la température de retour d'eau avec un différentiel de 1,5 K et une consigne de température de 40,5°C. Un relevé d'essais est présenté sur la Figure 4.37, on observe que la puissance calorifique n'est pas nulle à l'arrêt, du fait que le condenseur est intégré dans un ballon d'eau, la puissance calorifique mesurée à l'arrêt correspond à la restitution de l'énergie stockée dans le ballon.

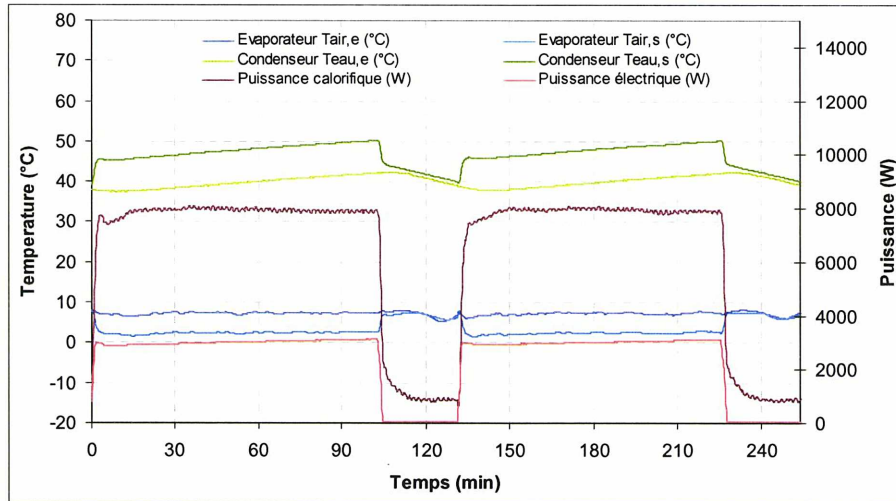


Figure 4.37 : Exemple d'essai à charge partielle.

Il est également intéressant de calculer le nombre de cycles par heure et la part du temps de marche sur le temps de cycle (Figure 4.38). L'expression du nombre de cycles par heure en fonction de la part du temps de marche sur le temps de cycle se ramène souvent à une parabole. Le nombre maximal de cycles par heure correspond à une part de temps de marche sur le temps de cycle de 50%. Le nombre maximal de cycles par heure est alors de 0,65 h⁻¹.

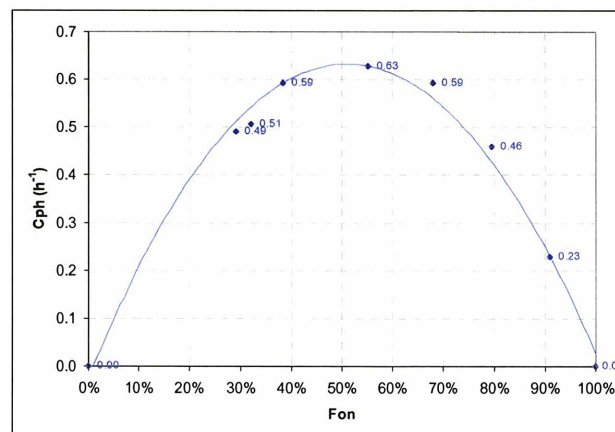


Figure 4.38 : Thermostat expérimental pour un différentiel de 1,5 K.

Lorsqu'on analyse les différents essais, on observe sur la Figure 4.39 que jusqu'à un taux de charge de 50%, les pertes liées au cyclage sont très faibles, ce n'est qu'en dessous de 30% que les pertes deviennent significatives.

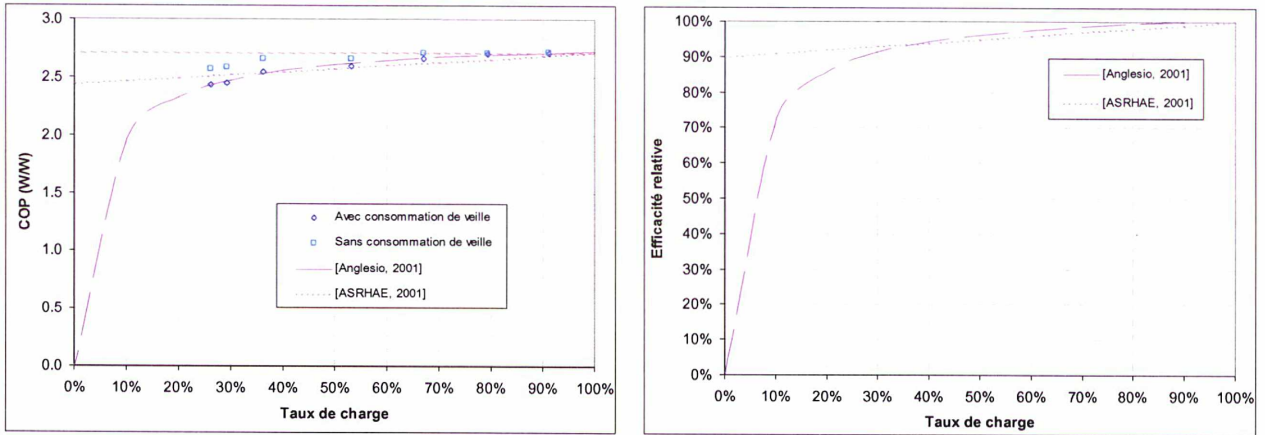


Figure 4.39 : Pertes par cyclage. Essai réalisé en configuration mono-étagée, température d'entrée d'air à l'évaporateur de 7°C et température d'entrée d'eau au condenseur de 40°C.

L'évolution des dépassements en fonction du taux de charge montre que :

- plus la charge est importante, plus le dépassement haut croît,
- plus la charge est importante, plus le dépassement bas décroît,
- la somme des dépassements varie entre 1,8 et 1,4°C.

Ces phénomènes s'expliquent par le retard entre l'ordre de mise en marche et la mise en marche effective de la pompe à chaleur. Lors de ce retard, la température d'eau va continuer à diminuer et plus la charge est importante plus la diminution de la température d'eau peut être grande.

Afin de représenter les pertes par cyclage en fonction du taux de charge, il existe plusieurs modèles dont Rivière, [Rivière, 2004]. Par la suite, seuls deux modèles seront comparés.

L'un proposé par l'ASHRAE, [ASHRAE, 2001] :

Dans ce cas, la relation entre le taux de charge (CLF) et l'efficacité relative (PLF) s'exprime par une relation linéaire :

$$PLF = 1 - C_d (1 - CLF) \quad (4.13)$$

et l'autre par Anglesio, [Anglesio, 2001] :

cette fois, la relation est basée sur des observations expérimentales et fait intervenir deux coefficients a et b :

$$PLF = \frac{CLF}{aCLF + b} \quad (4.14)$$

Les paramètres des deux modèles ont été identifiés à partir des résultats expérimentaux et résumés dans le Tableau 4.9. Lorsqu'on compare les deux modèles, il n'y a qu'un faible écart entre les deux modèles pour des taux de charge supérieurs à 50%. Par contre, dès que le taux de charge passe en dessous de 20% l'écart s'accroît. Le modèle d'Anglesio considère une diminution des performances telle que l'efficacité relative est de 0% lorsque le taux de charge est nul. Le modèle d'Anglesio sera utilisé par la suite pour tenir compte des pertes par cyclage, aussi bien en configuration mono-étagée que bi-étagée, bien que les essais n'aient été réalisés qu'en configuration mono-étagée. La Figure 4.39 montre aussi que les pertes par cyclage dépassent 15% pour un taux de charge inférieur à 50%. Ces résultats seront utilisés par la suite pour tenir compte des pertes par cyclage lors du calcul du COP saisonnier.

Tableau 4.9 : Détermination des coefficients des modèles par interpolation.

[ASHRAE, 2001]	C_d	0,1
[Anglesio, 2001]	a	0,95
	b	0,04

Tableau 4.10 : Essais à charge partielle.

Nombre de Cycles	2	2	2	2	2	2	2
Durée cycle (s)	7344	7104	6072	5736	6072	7848	15720
Durée on (s)	2136	2280	2328	3168	4128	6240	14304
Moyenne $T_{air,e}$ (°C)	6.6	6.5	7.2	7.2	7.2	7.3	7.3
Consigne $T_{eau,e}$ (°C)	40.5	40.5	40.5	40.5	40.5	40.5	40.5
Différentiel (°C)	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
COP	2.43	2.45	2.55	2.60	2.66	2.70	2.71
COP sans veille	2.57	2.59	2.66	2.66	2.71	2.71	2.71
F_{on}	29%	32%	38%	55%	68%	80%	91%
Nombre de cycle par heure C_{ph} (h ⁻¹)	0.5	0.5	0.6	0.6	0.6	0.5	0.2
Dépassement haut (°C)	1.6	1.5	1.3	0.8	0.5	0.3	0.2
Dépassement bas (°C)	0.2	0.3	0.4	0.7	0.9	1.6	1.4

4.3.6. Le gain en augmentant le nombre de niveaux de puissance

Dans ce qui suit, il s'agit d'estimer le gain à utiliser plusieurs niveaux de puissance. La comparaison est faite en tenant compte des pertes par givrage/dégivrage et de cyclage. Les calculs de COP saisonnier sont réalisés pour la ville de Nancy en adoptant la distribution de la température d'air extérieur présentée sur la Figure 4.40.

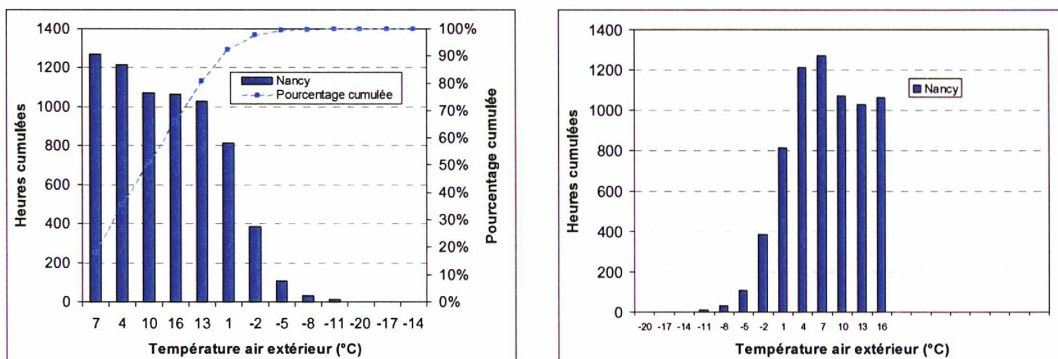


Figure 4.40 : Distribution des températures d'air extérieur de la ville de Nancy.

Deux cas sont alors comparés :

- deux niveaux de fréquences, ainsi on dispose de deux niveaux de puissances (Figure 4.42) :
 - configuration bi-étagée avec une fréquence de 60 Hz pour le compresseur HP et une fréquence de 80 Hz pour le compresseur BP,
 - configuration mono-étagée avec une fréquence de 60 Hz pour le compresseur HP.
- quatre niveaux de fréquences, ainsi on dispose de quatre niveaux de puissances (Figure 4.42) :
 - configuration bi-étagée (60 Hz ; 80 Hz),
 - configuration bi-étagée (40 Hz ; 60 Hz),
 - configuration bi-étagée (40 Hz ; 40 Hz),
 - configuration mono-étagée 40 Hz.

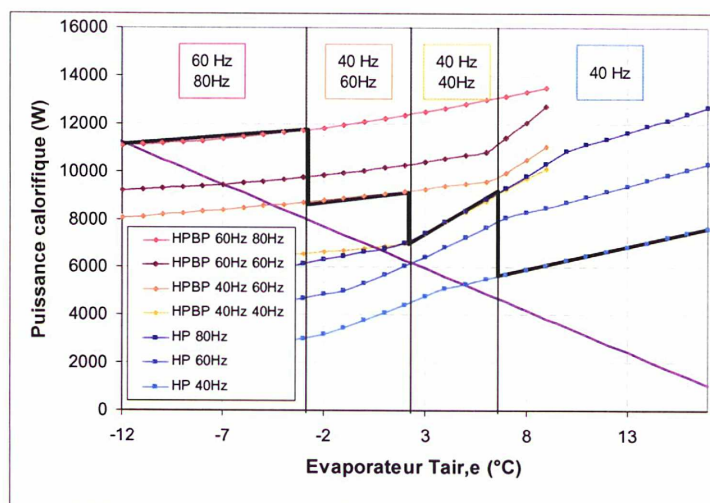


Figure 4.41 : Recalcul de la puissance calorifique en tenant compte des pertes par givrage/dégivrage.

Dans un premier temps, la comparaison se fera sans tenir compte des pertes par cyclage et dans un second temps les pertes par cyclage seront prises en compte. Le calcul du COP saisonnier est effectué pour la météorologie de la ville de Nancy, une maison avec un GV de 350 W/K et une conductance de radiateur de 68 W.K⁻¹. L'énergie de chauffage, déterminée par la « bin method », est alors de 30 MWh.

L'augmentation du nombre de niveaux de puissance permet de réduire sensiblement les pertes par cyclage en réduisant l'écart entre la puissance calorifique fournie par la pompe à chaleur et les besoins de chauffage, comme le montre la Figure 4.42.

Il s'agit maintenant de faire une comparaison selon deux cas de figure : sans tenir compte des pertes par cyclage et en tenant compte des pertes par cyclage. Dans le premier cas, en passant de 2 niveaux de puissances à 4, le gain n'est alors que de 4%. Par contre, dans le deuxième cas, le gain passe à 14% (Tableau 4.11). On voit ainsi apparaître tout l'intérêt de la réduction de puissance, afin de réduire l'impact des pertes par cyclage sur le COP saisonnier. Un gain plus grand pourrait être atteint s'il était possible de réduire encore plus la puissance calorifique, pour des températures d'air extérieur proche de la température de non-chauffage. Néanmoins, à basse fréquence le rendement du compresseur est très médiocre.

Tableau 4.11 : Comparaison des performances saisonnières : 2 niveaux de puissance par rapport à 4 niveaux de puissance.

	2 niveaux de puissance	4 niveaux de puissance	gain en % en passant de 2 niveaux de puissance à 4
Sans tenir compte des pertes par givrage/dégivrage et des pertes par cyclage	2,48	2,69	8%
En tenant compte des pertes par givrage/dégivrage mais sans tenir compte des pertes par cyclage	2,32	2,43	5%
en tenant compte des pertes par cyclage et par givrage dégivrage	2,06	2,35	14%

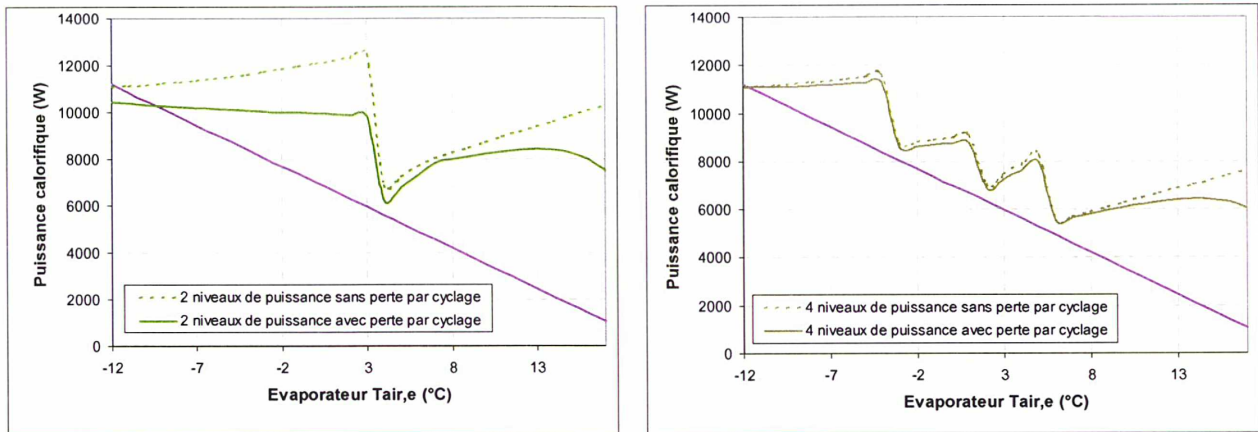


Figure 4.42 : Evolution de la puissance calorifique suivant plusieurs niveau de puissance et avec et sans perte par cyclage.

Les COP saisonniers calculés peuvent paraître faibles, mais il faut bien rappeler les données d'entrée pour le calcul :

- météorologie de la ville de Nancy,
- maison avec des déperditions importantes ($GV=350$ W/K),
- une température de départ de chauffage de 75°C le jour le plus froid,
- la prise en compte des pertes par givrage/dégivrage,
- la prise en compte des pertes par cyclage.

Ainsi, les données d'entrée correspondent à un cas de figure très pénalisant.

Toutefois, il est envisageable d'atteindre aisément des performances plus élevées par :

- un système de dégivrage plus efficace qui permette de réduire les pertes par givrage/dégivrage (pas plus de 10% de perte par givrage/dégivrage),
- des compresseurs avec des rendements un peu plus élevés à basse fréquence,

Il est alors concevable d'approcher un gain de 10% sur le COP. Dans ce cas, le COP saisonnier passe de 2,4 à 2,6. Ainsi, en France à travers cette démarche de réhabilitation, le COP saisonnier le plus bas qu'on puisse espérer est de 2,6 et pour toutes les maisons avec des déperditions moindres ou situées dans des zones climatiques plus clémentes, le COP saisonnier sera meilleur.

En dernier lieu, en reprenant le calcul du TEWI du Chapitre 1, en prenant un COP saisonnier de 2,6, il est alors possible de diviser par 4,4 les émissions en CO_2 du système de chauffage en remplaçant une chaudière fioul par une pompe à chaleur (Figure 4.43).

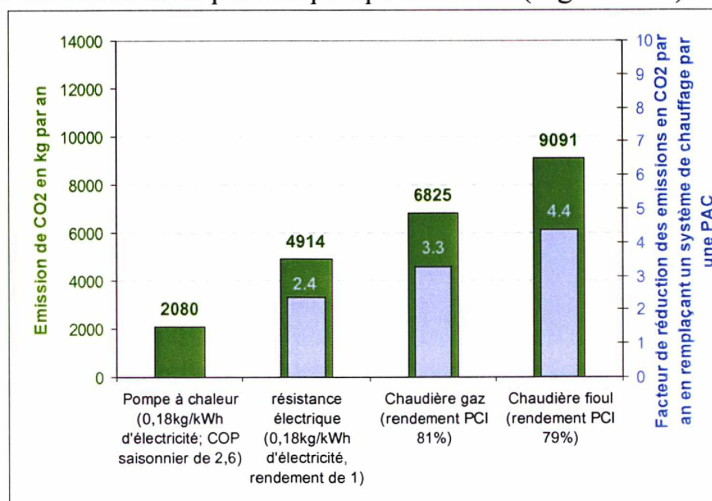


Figure 4.43 : Émission en kg de CO_2 pour différents systèmes de chauffage sur un an.

4.4. Conclusions

Ce chapitre a permis d'aboutir à un calcul de COP saisonnier à partir d'un outil de simulation et de données d'essais. Il a ainsi été possible de calculer le COP saisonnier dans différentes villes de France et d'estimer les pertes liées au givrage/dégivrage. Une étude de sensibilité a permis d'étudier l'influence de paramètres sur le COP saisonnier, comme le volume d'eau dans l'installation de chauffage, la taille des radiateurs et la température de passage. On observe alors que toute isolation supplémentaire améliore les performances saisonnières de la pompe à chaleur en réduisant les besoins en chauffage et la température de départ d'eau.

Pour tirer parti des gains dus à la réduction de puissance, une deuxième pompe à chaleur équipée de deux compresseurs à vitesse variable a été réalisée et testée. Des essais à charge partielle ont été menés afin d'estimer les pertes par cyclage. Il a ainsi été possible de calculer le gain dû à l'utilisation de plusieurs niveaux de puissance en adaptant la puissance de la pompe à chaleur aux besoins et ainsi réduire les pertes dues aux cyclages. Il est alors possible d'améliorer le COP saisonnier de 14%.

Bibliographie

[Anglesio, 2001], Anglesio P., S. Caon, S. Caruso, **Determinazione delle prestazioni energetiche di condizionatori elettrici a due unita in aria invertibile: determinazione delle prestazioni energetiche**, CDA, 2001, febbraio.

[Argaud, 2001], Argaud T., 2001, **Amélioration énergétique des cycles de givrage/dégivrage des PAC air/eau inversables sur plancher chauffant**, Thèse en énergétique, Centre énergétique et procédés, Ecole des Mines de Paris.

[ASHRAE, 2001], ASHRAE, 2001, Fundamentals volume, ASHRAE Handbook, **Energy estimating methods**, chapter 31, 31.17-31.22, Atlanta.

[Barbouchi, 2006], Barbouchi S., D. Clodic, J-B. Ritz, 2006, **HSPF calculation of a system allowing switching between a single-stage to a two-stage compression system**, Proceedings, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue.

[Barbouchi, 2006], Barbouchi S., J-B. Ritz, 2006, **High temperature heat pump for the retrofit market in France**, IEA heat pump centre newsletter, retrofit heat pumps for buildings, volume 24, No. 4.

[Changqing, 2006], Changqing T., N. Liang, W. Shi, X. Li, 2006, **Development and Experimental Investigation on Two-Stage Compression Variable Frequency Air Source Heat Pump**, Proceedings R040, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 17-20.

[CSTB, 2004], CSTB, 2004, **SIMBAD Building and HVAC Toolbox**, MATLAB/Simulink. Dieckmann J., Roth K., Brodrick J., December 2004, Heat pumps for cold climates, ASHRAE Journal.

[Favrat, 1997], Favrat D.; E. Nidegger, D. Reymond, G. Courtin, 1997, **Comparison Between a Single Stage and a Two Stage Air to Water Domestic Heat Pump with one Variable Speed Compressor**. IIR/IIF Linz'97 Conference: Heat Pump Systems, Energy Efficiency, and Global Warming, Linz, Austria.

[Flach-Malaspina, 2004], Flach-Malaspina N., 2004, **Conception globale d'une pompe à chaleur air/eau inversable à puissance variable pour le secteur résidentiel**. Thèse en énergétique, Centre énergétique et procédés, Ecole des Mines de Paris.

[Morrison, 2004], Morrison G. L., T. Anderson, M. Behnia, 2004, **Seasonal performance rating of a heat pump water heaters**, Solar energy 76, 147-152.

[NF-EN-14511, 2004], NF-EN-14511, 2004, **Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquides et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération**.

[NF-EN-442-2, 1997], NF-EN-442-2, 1997, **Radiators and convectors**, Part 2: Test methods and rating.

[Rivière, 2004], Rivière P., 2004, **Performances saisonnières des groupes de production d'eau glacée**, CEP, Thèse ENSMP.

[RT2005, 2005], Direction générale de l'urbanisme de l'habitat et de la construction, **Réglementation thermique 2005, des bâtiments confortables et performants**, URL : www.logement.gouv.fr.

[Sakellari, 2005], Sakellari D., P. Lundqvist, 2005, **Modelling and simulation results for a domestic exhaust-air heat pump heating system**, International Journal of Refrigeration, Volume 28, Issue 7, Pages 1048-1056.

[Schibuola, 2000], Schibuola L., 2000, **Heat pump seasonal performance evaluation: a proposal for European standard**, Applied thermal engineering 20, 387-398.

Conclusions générales et perspectives

Le chapitre 1 a permis d'estimer les réductions envisageables en termes d'émission en CO₂ et d'énergie primaire, en substituant une pompe à chaleur à des systèmes de chauffages anciens. On démontre ainsi tout l'intérêt d'une telle démarche de réhabilitation. De plus, une étude paramétrique sur la loi d'eau a été menée, afin d'estimer l'influence des différents paramètres sur la température de départ d'eau du système de chauffage vers les radiateurs. On démontre que, pour répondre aux besoins du marché de la réhabilitation, il faut au moins atteindre une température de départ d'eau de 75°C, le jour le plus froid.

Le chapitre 2, quant à lui, a conduit à choisir un fluide frigorigène et un cycle thermodynamique pour la pompe à chaleur : le R-407C et le cycle bi-étagé à injection partielle, avec échangeur de sous-refroidissement. En outre, une analyse de différentes solutions a permis de décrire une architecture capable de répondre à un écart de température entre la source froide et le puits chaud qui peut être, soit important, soit faible en fonction de la température d'air extérieur. Il est alors possible de passer simplement d'une configuration bi-étagée à mono-étagée. Ensuite, un calcul sur le cycle thermodynamique lui-même a été effectué afin de définir le dimensionnement adéquat des compresseurs.

Le dimensionnement des échangeurs par une approche paramétrique a été abordé dans le chapitre 3, pour estimer l'influence de plusieurs paramètres sur les performances des échangeurs et de réaliser leur dimensionnement. Il ressort alors qu'il est possible de gagner en compacité en réduisant les diamètres des tubes et le pas d'ailettes. Les modèles des échangeurs ont aussi été utilisés, afin de construire une boucle de calcul qui permet de modéliser la pompe à chaleur, aussi bien en configuration bi-étagée que mono-étagée. Ces calculs ont permis de figer la géométrie des différents composants de la machine et de déboucher sur la réalisation d'un prototype. Plusieurs essais ont alors été réalisés sur ce prototype, pour valider le concept.

Dans le chapitre 4, nous sommes passés de l'échelle de la pompe à chaleur à celle du bâti et un outil de simulation a été adapté pour traiter le comportement de la pompe à chaleur à cette échelle. Cet outil permet de simuler le comportement du système de chauffage et celui de la maison. Il est ainsi possible d'étudier le comportement dynamique de la pompe à chaleur et d'aboutir à un calcul de COP saisonnier. De plus, pour tirer parti de la réduction de puissance, un second prototype équipé de deux compresseurs à vitesse variable a été réalisé. Le gain de la réduction de puissance a finalement été estimé (14%) et a démontré toute la pertinence de développer des pompes à chaleur bi-étagée avec des compresseurs à vitesse variable.

Il est certain que le compresseur est un composant essentiel à la performance énergétique de la pompe à chaleur. L'amélioration des performances des pompes à chaleur passe par l'amélioration du rendement des compresseurs. Il faut également sélectionner les compresseurs par rapport à leur taux de compression intrinsèque afin de fonctionner au plus près du rendement maximal. Une gestion plus fine de la variation de vitesse doit également permettre d'adapter la pression intermédiaire pour maximiser le COP. Par rapport aux fluides frigorigènes, le futur passe aussi par l'utilisation de fluides avec un faible GWP₁₀₀ et qui garantissent de haute performance.

Au travers de la démarche de la réhabilitation, la pompe à chaleur comparée à une chaudière récente dispose d'un autre avantage qui réside dans le potentiel d'amélioration des performances a posteriori. En parallèle avec l'installation d'une pompe à chaleur, il est possible de renforcer l'isolation thermique, afin de réduire les consommations de chauffage. Avec la pompe à chaleur, l'isolation thermique va avoir un double effet puisqu'elle va d'une part, réduire les consommations de chauffage de la maison et d'autre part, améliorer les performances saisonnières de la pompe à chaleur. Pour atteindre des COP saisonniers de 3,5 dans la réhabilitation, il faut donc à la fois travailler sur les performances de la pompe à chaleur, sur l'isolation du bâti et sur les émetteurs. De plus, après un renforcement de l'isolation thermique du bâti, les déperditions de la maison diminuent et le rapport entre la puissance calorifique fournie par la pompe à chaleur et les besoins calorifiques augmentent entraînant une augmentation des pertes par cyclage. Avec une pompe à chaleur équipée de compresseurs à vitesse variable, il est possible d'adapter la puissance de la pompe à chaleur et d'atténuer ces pertes, il faudra alors pouvoir estimer ces gains par la simulation.

Annexe A. Recherche bibliographique sur les corrélations

A.1 Corrélations d'échange thermique pour les échangeurs à plaques : Monophasique.

[Savostin, 1976]	$Nu = 1.26[0.62 + 0.38 \cos(2.3\psi)] Pr^{1/3} Re^{a_1}$ $a_1 = 0.22[1 + \psi^{1.5}]$ $a_2 = 0.53[0.58 + 0.42 \cos(1.87\psi)]$ $Nu = 0.072 \exp(0.5\psi + 0.17\psi^2) Pr^{1/3} Re^{0.67}$	$0^\circ \leq \beta \leq 33^\circ \quad \psi = 2\beta$ $200 \leq Re \leq 600$
[Tovazhnyanski, 1980]	$f = 0.085 \exp[1.52 \tan \beta] Re^{-(0.25-0.06 \tan \beta)}$ $Nu = 0.051 \exp[0.64 \tan \beta] Re^{0.73} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25}$	$\beta = [30^\circ; 45^\circ; 60^\circ]$ $2000 < Re < 25000$
[Chisholm, 1992]	$Nu = 0.724 \left(\frac{6\beta}{\pi} \right)^{0.646} Re^{0.583} Pr^{1/3},$	$30^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$ $1000 < Re$
[Talik, 1995]	$Nu = \begin{cases} 0.2 Re^{0.75} Pr^{0.4} & 10 < Re < 720 \\ 0.248 Re^{0.7} Pr^{0.4} & 1450 < Re < 11460 \end{cases}$	$\beta = 60^\circ$
[Muley, 1995]	$Nu = \begin{cases} 0.572 Re^{0.5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} & 20 \leq Re \leq 210 \\ 0.1096 Re^{0.78} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} & 800 \leq Re \end{cases}$	
[Muley, 1999]	$Nu = 0.44 \left(\frac{6\beta}{\pi} \right)^{0.38} Re^{0.5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \begin{cases} 30 \leq \beta \leq 60 \\ 30 \leq Re \leq 400 \end{cases}$ $A = \left(0.2668 - 0.0006967 \times \frac{180\beta}{\pi} + 7.244 \times 10^5 \left(\frac{180\beta}{\pi} \right)^2 \right)$ $B = (20.7803 - 50.9372\phi + 41.1585\phi^2 - 10.1507\phi^3)$ $C = (0.728 + 0.0543 \sin(4\beta + 3.7))$ $Nu = AB Re^C Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \begin{cases} 30 \leq \beta \leq 60 \\ 1000 \leq Re \end{cases}$	

[Kumar, 1984]

$$Nu = C_h Re^n Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17}$$

β	Re	C_h	n
≤ 30	≤ 10	0.718	0.349
	> 10	0.348	0.663
45	< 10	0.718	0.349
	$10 < Re < 100$	0.400	0.598
	> 100	0.300	0.663
50	< 20	0.630	0.333
	$20 \leq Re \leq 300$	0.291	0.591
	> 300	0.130	0.732
60	< 20	0.562	0.326
	$20 \leq Re \leq 400$	0.306	0.529
	> 400	0.108	0.703
≥ 65	< 20	0.562	0.326
	$20 \leq Re \leq 500$	0.331	0.503
	> 500	0.087	0.718

[Wanniarachchi, 1995]

$$Nu = j_{Nu} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17}$$

$$j_{Nu} = \sqrt[3]{j_{Nu,1}^3 + j_{Nu,t}^3}$$

$$j_{Nu,1} = \frac{3.65}{\left(90 - \frac{180\beta}{\pi} \right)^{0.445}} Re^{0.339}$$

$$j_{Nu,t} = \frac{12.6}{\left(90 - \frac{180\beta}{\pi} \right)^{1.142}} Re^{\left[0.646 + 0.00111 \left(90 - \frac{180\beta}{\pi} \right) \right]}$$

[Kim, 1999]

$$Nu = 0.295 \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0.09} Re^{0.64} Pr^{0.32}$$

[Martin, 1996]

$$Nu = 0.205 Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{\frac{1}{6}} \left(f Re^2 \sin(2\beta) \right)^{0.374}$$

$$f = \left[\frac{\cos \beta}{\left(0.045 \tan \beta + 0.09 \sin \beta + \frac{f_0}{\cos \beta} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{1 - \cos \beta}{\sqrt{3.8 f_1}}} \right]^{-\frac{1}{2}}$$

$$Re < 2000, \begin{cases} f_0 = \frac{16}{Re} \\ f_1 = \frac{149.25}{Re} + 0.9625 \end{cases}$$

$$Re \geq 2000, \begin{cases} f_0 = (1.56 \ln Re - 3.0)^{-2} \\ f_1 = \frac{9.75}{Re^{0.289}} \end{cases}$$

[Yan, 1999]

$$Nu = 0.2121 Re^{0.78} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

A.2 Corrélations d'échange thermique pour les échangeurs à plaques : diphasique.

[Akers, 1958]

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{eq} = GC_x \\ Re_{eq} = Re_l C_x = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_l}, \quad C_x = (1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \\ Bo_{eq} = \frac{Bo}{C_x} = \frac{q''}{G_{eq} h_{fg}} \end{array} \right.$$

Evaporation

[Ouazia, 2001]

$$F = \frac{h_{tp}}{h_l}, \quad h_l = a \frac{k_l}{D_h} \left\{ \frac{G(1-x)D_h}{\mu_l} \right\}^b \Pr_l^{1/3} \left(\frac{\mu_l}{\mu_w} \right)^{0.17}$$

$$F = 1 + C_1 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{C_2}$$

R-134a, angle de corrugation de 0°, 30°, 60°.

[Yan, 1999]

$$Nu_{sp} = 0.2121 Re^{0.78} \Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

angle de corrugation de 60°,
2000 ≤ Re_{eq} ≤ 10000

$$Nu_{tp} \Pr^{-1/3} Re_l^{0.5} Bo_{eq}^{-0.3} = 1.926 Re_{eq},$$

$$Nu = 1.926 \Pr^{1/3} Bo_{eq}^{-0.3} Re_{eq}^{0.5} \left[(1-x) + \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \right]$$

[Hsieh, 2003],

$$h_{sp} = 0.2092 \left(\frac{k_l}{D_h} \right) Re^{0.78} \Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$h_{tp} = Eh_l + Sh_{pool} \begin{cases} 2000 \leq Re \leq 12000 \\ 0.0002 \leq Bo \leq 0.0020 \end{cases}$$

Dittus Boetler liquide

$$h_l = 0.023 Re_l^{0.8} \Pr^{0.4} \left(\frac{k_l}{D_h} \right)$$

Equation de Cooper

$$h_{pool} = 55 \left(\frac{P}{P_{cr}} \right)^{0.12} \left(-\log_{10} \frac{P}{P_{cr}} \right)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}$$

$$S = \left(1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 Re_l^{1.17} \right)^{-1}$$

$$E = 1 + 24000 Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86}$$

[Hsieh, 2002],

$$h_{r,sat} = h_{r,l} 88 Bo^{0.5}$$

60°, R-410A

$$\frac{h_{r,l} D_h}{\lambda_l} = 0.2092 Re^{0.78} \Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

[Han, 2003],

$$Nu = Ge_l Re_{eq}^{Ge_2} Bo_{eq}^{0.3} \Pr^{0.4}$$

R-22 R-410A R-22, 20°, 35°, 45°

$$Ge_1 = 2.81 \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{-0.041} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-2.83}$$

$$Ge_2 = 0.746 \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{-0.082} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0.61}$$

$20^\circ \leq \beta \leq 45^\circ$
 $\pm 25\%$
 $13 \leq G \leq 34 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Condensation

[Han, 2003]

$$Nu = Ge_1 Re_{eq}^{Ge_2} Pr_l^{1/3}$$

$$Ge_1 = 11.22 \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{-2.83} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-4.5}$$

$$Ge_2 = 0.35 \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{0.23} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{1.48}$$

$20^\circ \leq \beta \leq 45^\circ$
 $\pm 20\%$
 $13 \leq G \leq 34 \text{ kg/m}^2\text{s}$

[Shah, 1997]

$$Nu = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{\left(\frac{p_{sat}}{p_{cr}} \right)^{0.38}} \right]$$

$Re_l = \frac{Gd_i}{\mu_l} \quad 11 \leq G \leq 1599 \text{ kg/m}^2\text{s}$,
 $Pr_l \geq 0.5, \quad 0.002 \leq \frac{p_{sat}}{p_{cr}} \leq 0.44$

[Würfel, 2004]

$$60^\circ \quad Nu = 3.77 Pr_l^{0.33} Re_l^{0.43} \left[(1-x) + \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.14} \right]$$

$$30^\circ \quad Nu = 0.325 Pr_l^{0.33} Re_l^{0.62} \left[(1-x) + \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.4} \right]$$

$\pm 30\%$ 90% des résultats expérimentaux
vapeur d'eau et n-heptane
 $80 \leq Re_l \leq 2000$

[Kuo, 2005]

$$Nu = Nu_l \left[0.25 Co^{-0.45} Fr_l^{0.25} + 75 Bo^{0.75} \right]$$

$$Nu_l = 0.2092 Re_l^{0.78} Pr_l^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$\pm 25\%$
 60°
 $50 \leq G \leq 150 \text{ kg/m}^2\text{s}$

[Yan, 1999]

$$60 \leq G \leq 120 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Nu = 4.118 Re_{eq}^{0.4} Pr_l^{1/3}$$

$\pm 15\%$
 60°

A.3 Corrélation diphasique dans un tube lisse : évaporation

[Bivens, 1994]

$$h_i = (A^{2.5} + B^{2.5})^{1/2.5} \tag{A.1}$$

La part de l'ébullition par nucléation est donnée par la formule de Copper [Copper, 1984] :

$$A = 55 P_r^{0.12} (-\log_{10} P_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \tag{A.2}$$

La part de l'ébullition par convection est fonction du nombre de Lockart Martinelli, du nombre de Froude et du coefficient de transfert de chaleur de la phase liquide. Le coefficient de transfert de chaleur de la phase liquide est calculé ici à partir de la formule de Dittus [Dittus, 1930].

$$B = 2.15h_l \left(0.29 + \frac{1}{X_u} \right)^{0.85} \text{ pour } Fr \geq 0.25 \quad (\text{A.3})$$

$$B = 2.838 h_l Fr^{0.2} \left(0.29 + \frac{1}{X_u} \right) \text{ pour } Fr < 0.25 \quad (\text{A.4})$$

$$Fr = \frac{(G / \rho_l)}{9.80665 D_h} \quad (\text{A.5})$$

$$h_l = 0.23 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{\lambda_l}{D_h} \quad (\text{A.6})$$

Pour les fluides zéotropes, comme le R-407C, un facteur de correction, F, a été ajouté pour corriger le coefficient d'échange thermique.

$$F = 0.175(T_v - T_l) \left(1 - \exp\left(\frac{-q''}{1.3 \times 10^{-4} \rho_l h_{lg}} \right) \right) \quad (\text{A.7})$$

Enfin, le coefficient d'échange par évaporation est obtenu l'équation :

$$h = \frac{h_i}{1 + \frac{h_i F}{q''}} \quad (\text{A.8})$$

A.4 Calcul du facteur diphasique

[Friedel, 1979]

$\frac{\mu_l}{\mu_v} < 1000$ et toutes les valeurs de G.

$$\phi_l^2 = E + \frac{3.24FH}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (\text{A.9})$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_g}{\rho_g f_l} \quad (\text{A.10})$$

$$F = x^{0.78} (1-x)^{0.24} \quad (\text{A.11})$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.7} \quad (\text{A.12})$$

$$Fr = \frac{G^2}{g d_i \rho_H^2} \quad We = \frac{G^2 d_i}{\rho_H \sigma} \quad (\text{A.13})$$

$$\frac{1}{\rho_H} = \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (\text{A.14})$$

A.5 Taux de vide

[Hughmark, 1962]

$$\varepsilon = K_H \varepsilon_H \quad (\text{A.15})$$

$$\varepsilon_H = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (\text{A.16})$$

Zk	1.3	1.5	2	3	4	5	6	8	10	15	20	40	70	130
K _H	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

$$Z_k = Y^{-\frac{1}{4}} \text{Re}^{\frac{1}{6}} Fr^{\frac{1}{8}} \quad (\text{A.17})$$

$$Y = 1 - \varepsilon_H \quad (\text{A.18})$$

$$\text{Re}_H = \frac{GD_h}{\mu_l + \varepsilon(\mu_g - \mu_l)}, \quad (\text{A.19})$$

$$Fr = \frac{1}{gG} \left(\frac{Gx}{\varepsilon_H \rho_g} \right)^2 \quad (\text{A.20})$$

[Zivi, 1964]

$$\varepsilon_H = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{-1} \quad (\text{A.21})$$

$$X_H = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \quad (\text{A.22})$$

A.6 Corrélations sur l'air

[Wang, 2000]

$d_c = d_o + 2\delta$, Diamètre extérieur+épaisseur ailette

Facteur de Colburn

$$N_r = 1 \quad j = 0.108 \text{Re}_{d_c}^{-0.29} \left(\frac{X_t}{X_l} \right)^{j_1} \left(\frac{p_f}{d_c} \right)^{-1.084} \left(\frac{p_f}{D_h} \right)^{-0.786} \left(\frac{p_f}{X_t} \right)^{j_2} \quad (\text{A.23})$$

$$N_r \geq 2 \quad j = 0.086 \text{Re}_{d_c}^{j_3} N_r^{j_4} \left(\frac{p_f}{d_c} \right)^{j_5} \left(\frac{p_f}{D_h} \right)^{j_6} \left(\frac{p_f}{X_t} \right)^{-0.93} \quad (\text{A.24})$$

$$j_1 = 1.9 - 0.23 \ln(\text{Re}_{d_c}) \quad (\text{A.25})$$

$$j_2 = -0.236 + 0.126 \ln(\text{Re}_{d_c}) \quad (\text{A.26})$$

$$j_3 = -0.361 - \frac{0.042 N_r}{\ln(\text{Re}_{d_c})} + 0.158 \log \left(N_r \left(\frac{p_f}{d_c} \right)^{0.41} \right) \quad (\text{A.27})$$

$$j_4 = -1.224 - \frac{0.076 \left(\frac{X_l}{D_h} \right)^{1.42}}{\ln(\text{Re}_{d_c})} \quad (\text{A.28})$$

$$j_5 = -0.083 + \frac{0.058 N_r}{\ln(\text{Re}_{d_c})} \quad (\text{A.29})$$

$$j_6 = -5.735 + 1.21 \ln \left(\frac{\text{Re}_{d_c}}{N_r} \right) \quad (\text{A.30})$$

Coefficient de perte de charge

$$f = 0.0267 \text{Re}_{d_c}^{f_1} \left(\frac{X_l}{X_l} \right)^{f_2} \left(\frac{p_f}{d_c} \right)^{f_3} \quad (\text{A.31})$$

$$f_1 = -0.764 + 0.739 \left(\frac{X_l}{X_l} \right) + 0.177 \left(\frac{p_f}{d_c} \right) - \frac{0.00758}{N_r} \quad (\text{A.32})$$

$$f_2 = -15.689 + \frac{64.021}{\ln(\text{Re}_{d_c})} \quad (\text{A.33})$$

$$f_3 = 1.696 - \frac{15.695}{\ln(\text{Re}_{d_c})} \quad (\text{A.34})$$

Annexe B. Géométrie des évaporateurs

Premier prototype avec deux compresseurs à vitesse fixe

Le débit volumique du ventilateur est de $3500 \text{ m}^3/\text{h}$.

$$A_0 = \left[(X_t - d_0)L_1 - (X_t - d_0)\delta N_f L_1 \right] \frac{L_3}{X_t}$$

$$A_0 = \left[(0.0248 - 0.0095) \times 0.64 - (0.0248 - 0.0095) \times 0.0002 \times 312.5 \times 0.64 \right] \frac{0.0248 \times 11 \times 4}{0.0248}$$

$$A_{fr} = L_2 L_3$$

$$A_{fr} = 0.64 [0.0248 \times 11 \times 4]$$

$$\dot{V} = u_{max} A_0$$

$$\dot{V} = u A_{fr}$$

$$u_{max} = \frac{3500}{0.40 \times 3600} = 2.4 \text{ m/s}$$

$$u = \frac{3500}{0.70 \times 3600} = 1.4 \text{ m/s}$$

Tableau B.1 : Evaporateur Géométrie.

Longueur de tube (m)	0,64
Diamètre intérieur (m)	0,0092
Epaisseur de tube (m)	0,0003
Type d'ailette	plane
Nombre d'ailette par unité de longueur	312,5
Epaisseur d'ailette (m)	0,0002
Pas longitudinal (m)	0,0217
Pas transversal (m)	0,0248
Nombre de rangs	6
Nombre de tubes par rang	4
Nombre de circuits	11

Deuxième prototype avec deux compresseurs à vitesse variable

Le débit volumique du ventilateur est de 3500 m³/h.

Vitesse d'air

$$A_0 = [(0.0248 - 0.007) \times 0.64 - (0.0248 - 0.007) \times 0.0002 \times 412.5 \times 0.64] \frac{0.0248 \times 7 \times 4}{0.0248}$$

$$A_{fp} = 0.64[0.0248 \times 7 \times 4]$$

$$u = \frac{3500}{0.44 \times 3600} = 2.2 \text{ m/s}$$

Tableau B.2 : Evaporateur Géométrie.

Longueur de tube	0,64
Diamètre intérieur	0,007
Epaisseur de tube	0,0003
Type d'ailette	plane
Nombre d'ailettes par unité de longueur	412,5
Epaisseur d'ailette (m)	0,0002
Pas longitudinal (m)	0,0217
Pas transversal (m)	0,0248
Nombre de rangs	6
Nombre de tubes par rang	4
Nombre de circuits	7

Annexe C. Calcul d'incertitudes

$u(x)$	incertitude type de mesure
$u_r(x)$	incertitude relative de mesure $u_r(x)=u(x)/ x $
$U(x)$	incertitude type élargie, $U(x)=ku(x)$, en considérant une distribution normale avec $k=2$, $U(x)$ défini un intervalle de confiance d'environ 95%
$U_r(x)$	incertitude relative élargie, $U_r(x)=U(x)/ x $

En considérant que les variables de mesure ne sont pas corrélées.

<p>Somme de variable X_i multipliée par des constantes a_i</p> $Y = \sum_i a_i X_i$	<p>Produit de variable X_i à la puissance a_i</p> $Y = A \prod_i X_i^{a_i}$
<p>Résultat de mesure</p> $y = \sum_i a_i x_i$	<p>Résultat de mesure</p> $y = A \prod_i x_i^{a_i}$
<p>Incetitude type</p> $u^2(y) = \sum_i a_i^2 u^2(x_i)$	<p>Incetitude relative</p> $u_r^2(y) = \sum_i a_i^2 u_r^2(x_i)$

Variable X	Estimation x	Unité	Instrument de mesure	Mode d'estimation	Incetitude type $u(x)$	Incetitude relative $u_r(x)=u(x)/ x $
Température	30,00	K	PT100	incetitude de mesure 0,05 K (loi normale $k=2$)	0,03	
				reproductibilité expérimentale 0,02 K		
Débit	0,850	$m^3 \cdot h^{-1}$	Débit mètre à ultrason	incetitude de mesure 0,02 $m^3 \cdot h^{-1}$ (loi normale $k=2$)	0,010	1.2%
				reproductibilité expérimentale 0,0005 $m^3 \cdot h^{-1}$		
Masse volumique	1000,0	$kg \cdot m^{-3}$		Refprop 1 $kg \cdot m^{-3}$ (loi normale $k=2$)	0,5	0.1%
Capacité thermique massique	4180,0	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$		Refprop 1 $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ (loi normale $k=2$)	0.5	0.0%
Puissance électrique	2700	W	Wattmètre	incetitude de mesure 30 W (loi normale $k=2$)	16	0.6%
				reproductibilité expérimentale 5 W		

Variable Y	Estimation y	Unité	Incertitude type u(y)	Incertitude relative u(y)/ y	Incertitude type élargie (k=2) U(y)	Incertitude relative élargie (k=2) U(y)/ y
ΔTempérature	10,00	K	0,05	0,5%	0,09	0,9%
Puissance calorifique	8100	W	102	1,3%	205	2,5%
COP	3,00	W/W	0,04	1,4%	0,08	2,8%

Annexe D. Plan d'expérience

Un exemple détaillé de la méthode de sensibilité utilisée au cours de la thèse.

On considère 3 facteurs, $n=3$: X1, X2, X3.

Il faut alors réaliser $2^3 = 8$ essais.

- Matrice d'essai, il faut choisir des valeurs minimale et maximale pour chacun des 3 facteurs.

Numéro de l'essai	X1	X2	X3
	$T_{\text{air,int}} (\text{°C})$	GV (W/K)	KS (W/K)
1	19	273	68
2	21	273	68
3	19	350	68
4	21	350	68
5	19	273	83
6	21	273	83
7	19	350	83
8	21	350	83

- Une réponse Y1 (température de départ d'eau).

Y1
63
67
73
77
57
61
66
70

- Matrice d'analyse A

Numéro de l'essai	M	E1	E2	E3	E12	E13	E23	E123
1	1	-1	-1	-1	1	1	1	-1
2	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1
3	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1
4	1	1	1	-1	1	-1	-1	-1
5	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1
6	1	1	-1	1	-1	1	-1	-1
7	1	-1	1	1	-1	-1	1	-1
8	1	1	1	1	1	1	1	1

- Contraste de chaque facteur et des interactions.

$$\text{contraste} = {}^t A Y \quad (\text{D.1})$$

- Effet de chaque facteur et des interactions.

$$effet_i = \frac{contraste_i}{2^{3-1}} \quad (D.2)$$

Le premier terme du vecteur effet, $effet_0$ est à distinguer des autres car il ne correspond pas directement à un effet. Par contre, $\frac{effet_0}{2}$ correspond à la moyenne de tous les essais.

	contraste	effet
	535	133.68
T _{air,int} (°C)	17	4.31
GV (W/K)	37	9.15
KS (W/K)	-25	-6.35
E12	1	0.23
E13	-1	-0.15
E23	-2	-0.60
E123	0	-0.01

- Vecteur somme des carrées

$$SS_i = \frac{contraste_i^2}{2^3}, \quad i \neq 0 \quad (D.3)$$

$$SS_T = \sum SS_i, \quad i \neq 0 \quad (D.4)$$

On trace alors deux graphes :

- l'un qui présente les effets de chaque facteur sur une réponse entre les valeurs minimale et maximale
- l'autre représente dans l'ordre les effets normés de chaque facteur : $\frac{SS_i}{SS_T}$ et qui permet

de mettre en évidence l'importance relative de chaque facteur et de chaque interaction. Finalement, tout ce travail revient à déterminer par une méthode des moindres carrés les coefficients d'un polynôme sur le domaine défini, ainsi il est possible d'exprimer la réponse à partir des différents facteurs :

$$Y_1(X_1, X_2, X_3) = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \beta_3 X_3 + \beta_{12} X_1 X_2 + \beta_{23} X_2 X_3 + \beta_{13} X_1 X_3 + \beta_{123} X_1 X_2 X_3 \quad (D.5)$$

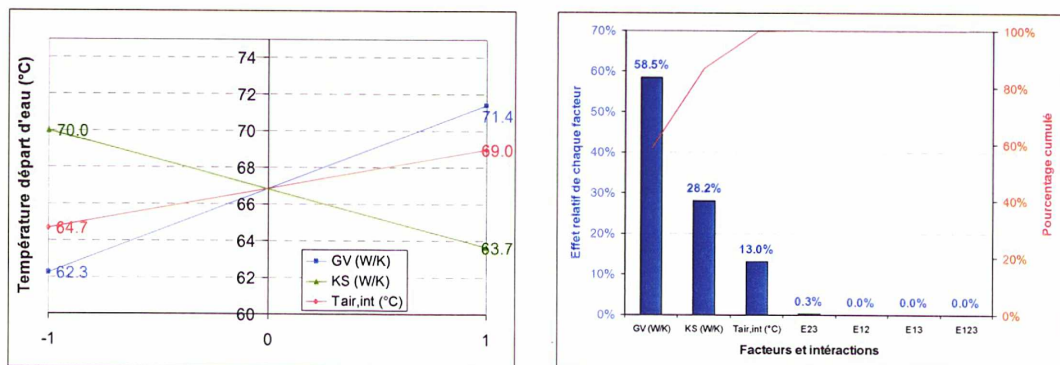


Figure D.1 : Résumé des résultats.

Annexe E. Détermination des rendements compresseurs à partir des données du constructeur.

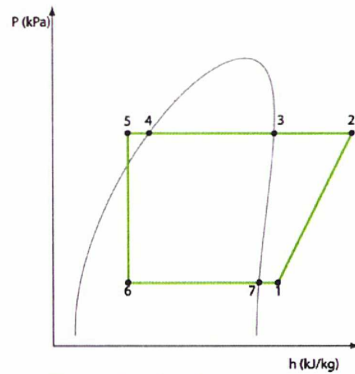


Figure E.1 : Cycle thermodynamique.

Les informations que l'on trouve dans les catalogues constructeurs :

- Surchauffe SC
- Sous-refroidissement SR
- Température d'évaporation $T_{\text{évap}}$
- Température de condensation T_{cond}
- Puissance électrique absorbée $P_{\text{elec}} = \dot{m}_{\text{asp}}(h_2 - h_1)$
- Puissance calorifique $P_{\text{frigo}} = \dot{m}_{\text{asp}}(h_1 - h_6)$
- Débit volumique balayé \dot{V}_{bal}

A partir de ces données, il est possible de retracer le cycle thermodynamique et de recalculer les différents rendements. A partir de la température d'évaporation, on peut calculer la pression d'évaporation et à partir de la température de condensation, on peut calculer la pression de condensation. Dans le cas où le fluide présenterait un glissement de température dans la zone diphasique, on supposera que la température de changement d'état est égale à la température moyenne.

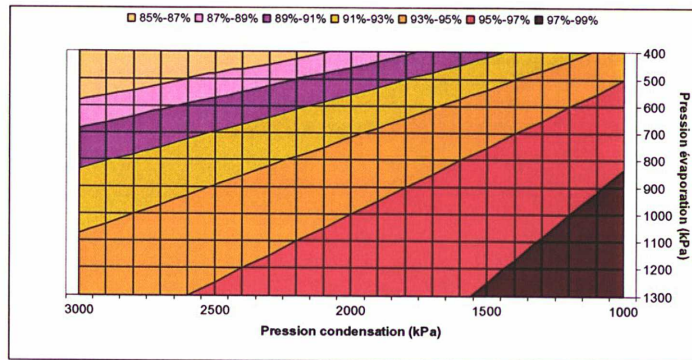
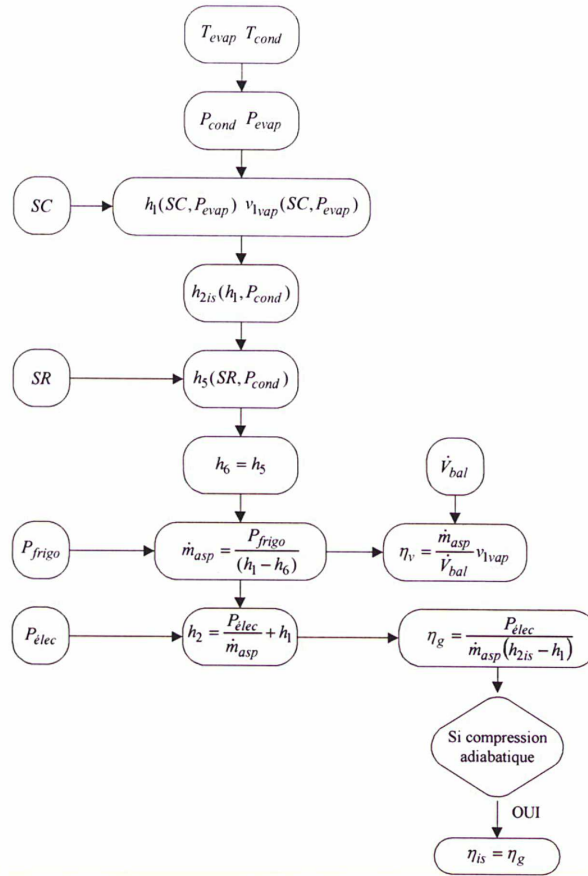


Figure E.2 : Rendement volumétrique en fonction de la pression de condensation et d'évaporation.

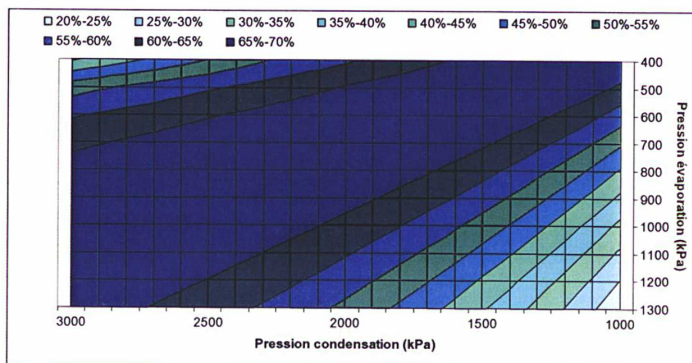


Figure E.3 : Rendement global en fonction de la pression de condensation et d'évaporation.

Annexe F. Organigrammes de calcul

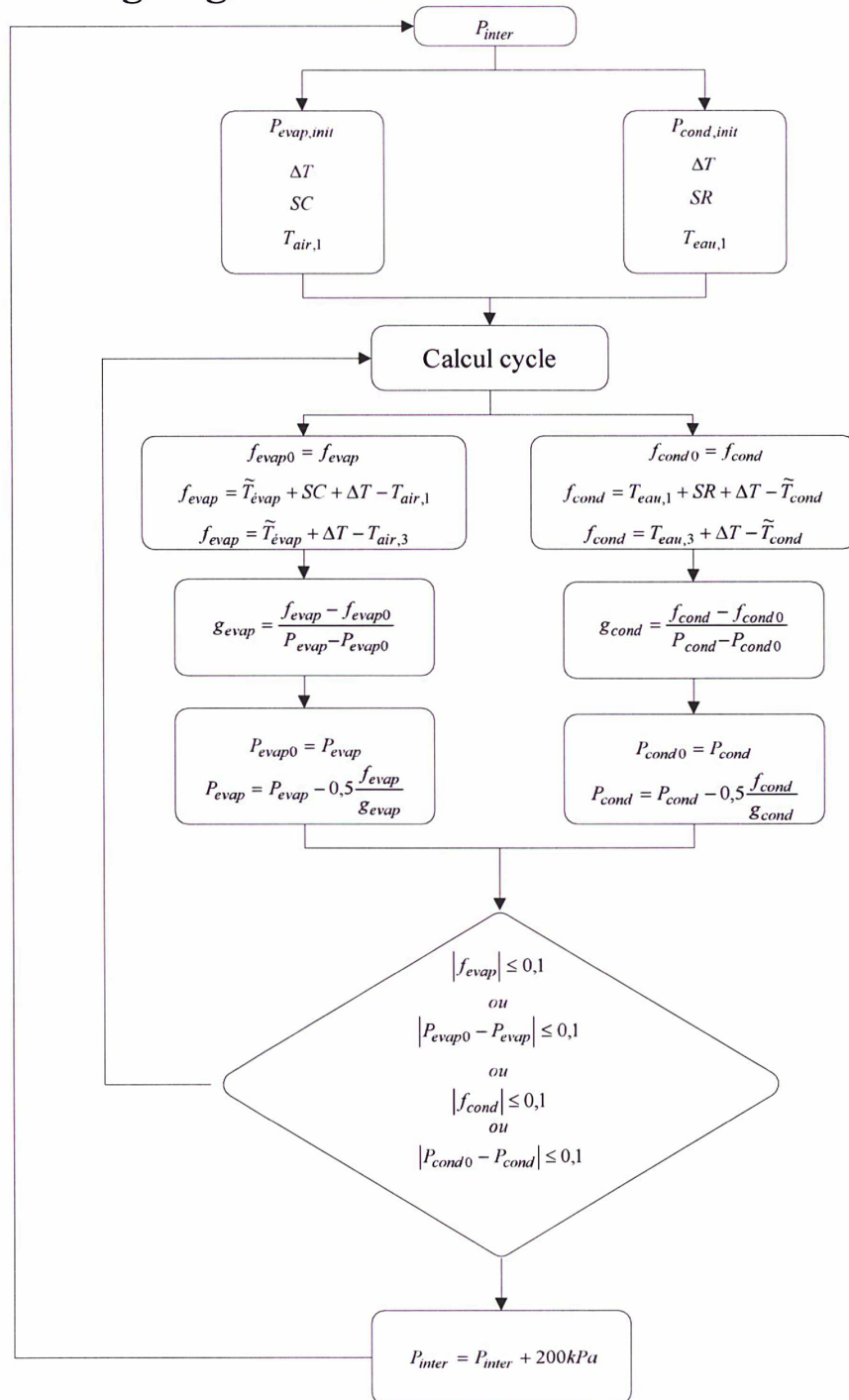


Figure F.1 : Organigramme dimensionnement des compresseurs et détermination de la pression intermédiaire optimale.

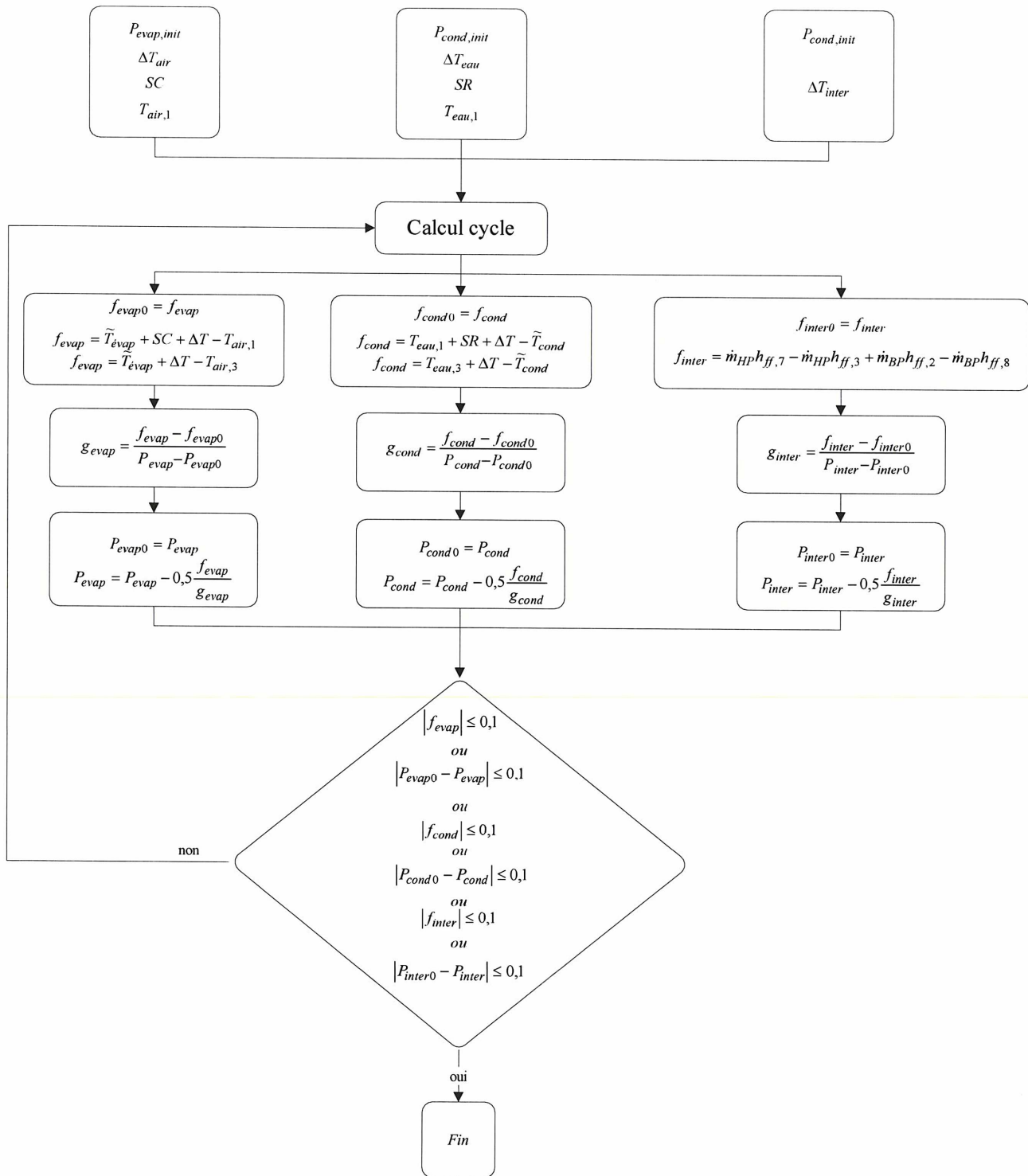


Figure F.2 : Organigramme de calcul après sélection des compresseurs.

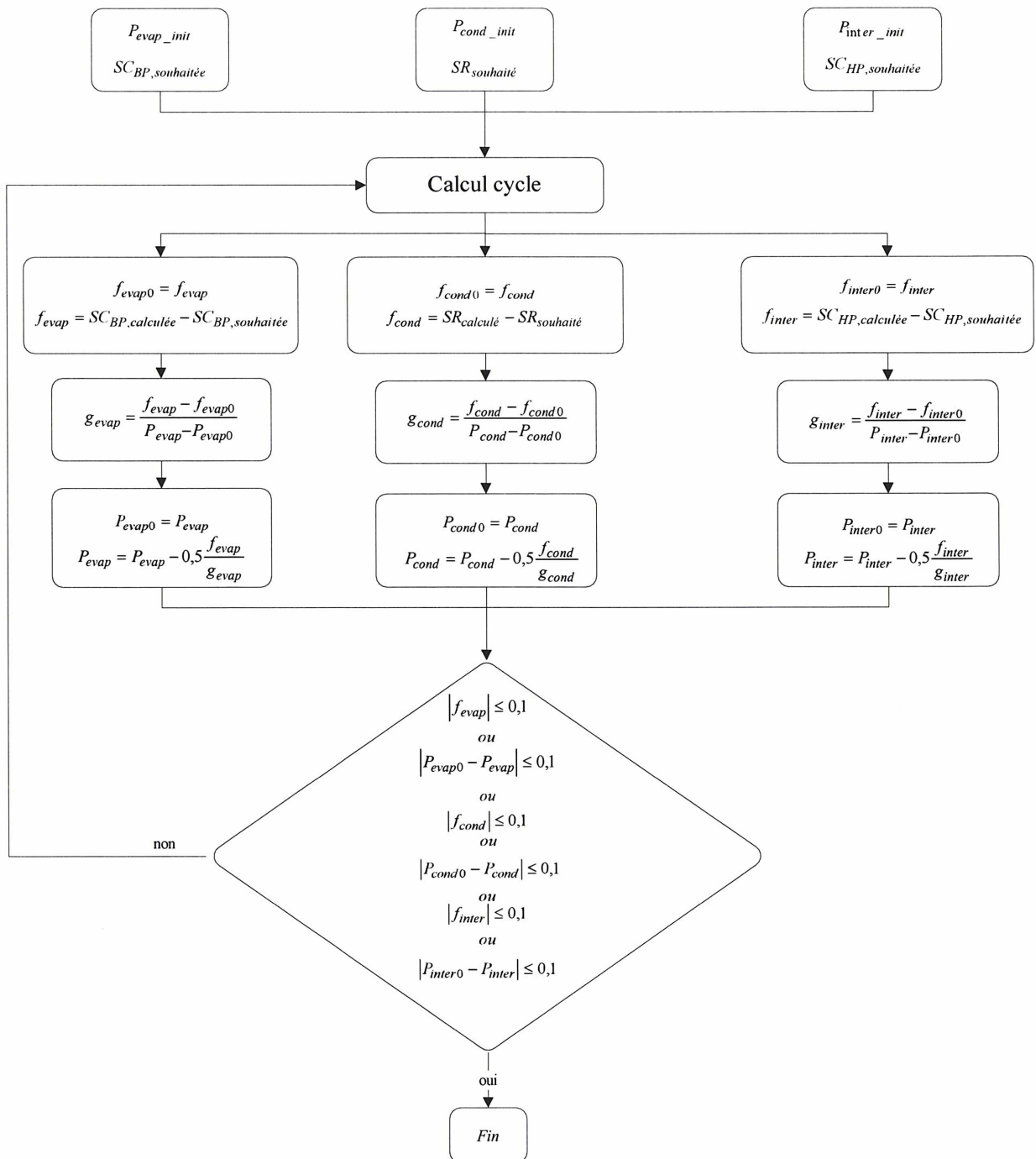


Figure F.3 : Organigramme de calcul sous ConsoPAC.

Annexe G. Météorologie de différentes villes de France

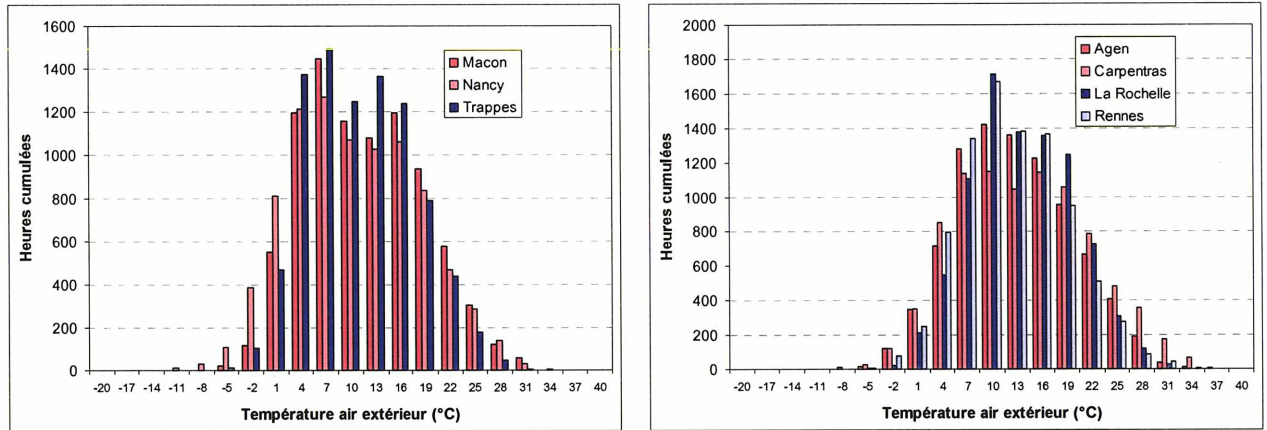


Figure G.1 : Distribution des températures d'air extérieur pour différentes villes de France.

Annexe H. Justification de l'approximation d'une moyenne logarithmique par une moyenne arithmétique.

Dans le cas d'un échange contre courant entre un fluide 1 et un fluide 2, on a :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{1,e} - T_{2,s}) - (T_{1,s} - T_{2,e})}{\ln\left(\frac{(T_{1,e} - T_{2,s})}{(T_{1,s} - T_{2,e})}\right)}$$

$$\ln\left(\frac{(T_{1,e} - T_{2,s})}{(T_{1,s} - T_{2,e})}\right) = \ln\left(1 + \frac{(T_{1,e} - T_{2,s}) - (T_{1,s} - T_{2,e})}{(T_{1,s} - T_{2,e})}\right)$$

$$\ln\left(1 + \frac{(T_{1,e} - T_{2,s}) - (T_{1,s} - T_{2,e})}{(T_{1,s} - T_{2,e})}\right) \approx \frac{(T_{1,e} - T_{2,s}) - (T_{1,s} - T_{2,e})}{(T_{1,s} - T_{2,e})} \quad \text{si } \frac{(T_{1,e} - T_{2,s}) - (T_{1,s} - T_{2,e})}{(T_{1,s} - T_{2,e})} \leq 0,5$$

$$\Delta T_{LM} \approx (T_{1,s} - T_{2,e}) \quad \text{or } (T_{1,e} - T_{2,s}) \approx (T_{1,s} - T_{2,e})$$

$$\text{ainsi } \Delta T_{LM} \approx \frac{(T_{1,e} - T_{2,s}) + (T_{1,s} - T_{2,e})}{2}$$

En prenant un régime 90/70°C d'un radiateur en fonte avec une température ambiante de 20°C :

$$\frac{(T_{1,e} - T_{2,s}) - (T_{1,s} - T_{2,e})}{(T_{1,s} - T_{2,e})} = \frac{(90 - 20) - (70 - 20)}{(70 - 20)} = 0,4,$$

Il est donc possible d'appliquer l'approximation dans le cas d'un radiateur.

En comparant les deux méthodes de calcul:

$$\frac{(T_{1,e} - T_{2,s}) - (T_{1,s} - T_{2,e})}{\ln\left(\frac{(T_{1,e} - T_{2,s})}{(T_{1,s} - T_{2,e})}\right)} = \frac{(90 - 20) - (70 - 20)}{\ln\left(\frac{(90 - 20)}{(70 - 20)}\right)} = 59 \text{ K},$$

$$\frac{(T_{1,e} - T_{2,s}) + (T_{1,s} - T_{2,e})}{2} = \frac{(90 - 20) + (70 - 20)}{2} = 60 \text{ K},$$

l'écart n'est alors que de 1 K.

Annexe I. Analyse exergetique à partir de résultats de simulation

En négligeant la variation d'énergie cinétique et potentielle et d'après la première et la seconde loi de la thermodynamique, pour un système ouvert en régime stationnaire, on a :

$$\underbrace{\left(\dot{E}_w\right)_{rev}}_{\substack{\text{Puissance} \\ \text{mécanique} \\ \text{utilisable}}} = -\dot{W} = \underbrace{\sum_i \left(1 - \frac{T_a}{T_i}\right) \dot{Q}_i}_{\substack{\text{Flux d'exergie associé} \\ \text{aux transferts de chaleur}}} + \underbrace{\sum_i \dot{m}_i (h_i - T_a s_i)}_{\substack{\text{Flux d'exergie associé} \\ \text{aux transfert de masse}}} - \underbrace{E_{xd}}_{\text{Destruction d'exergie}} \quad (I.35)$$

On suppose par ailleurs pour les calculs que tous les composants sont parfaitement calorifugés, ainsi les flux d'exergie associés aux transferts de chaleur sont nuls. Il est alors possible de calculer la destruction d'exergie sur chacun des composants de la pompe à chaleur en configuration mono-étagée et bi-étagée.

1^{er} cas

En configuration mono-étagée, la température en sortie d'eau est de 48°C, la température d'entrée d'air à l'évaporateur est de 5°C et la puissance calorifique est de 12,6 kW. T_a est égale à la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur. Les résultats sont résumés sur la Figure I.1.

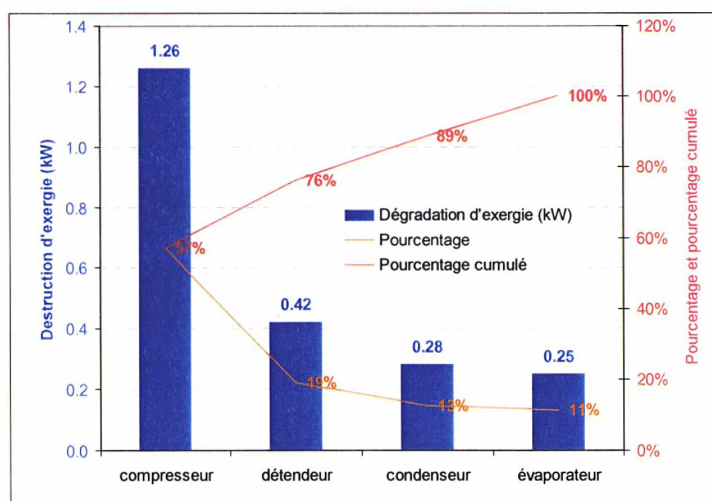


Figure I.1 : Destruction d'exergie par composant en configuration mono-étagée.

2^{ème} cas

En configuration bi-étagée, la température en sortie d'eau est de 48°C, la température d'entrée d'air à l'évaporateur est de 5°C et la puissance calorifique est de 15,2 kW. T_a est égale à la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur. Les résultats sont résumés sur la Figure I.2.

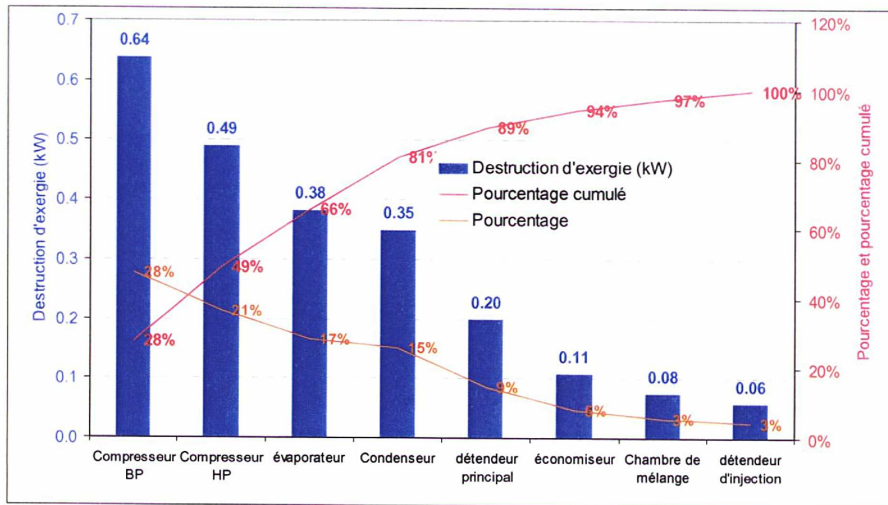


Figure I.2 : Destruction d'exergie par composant en configuration bi-étagée.

On observe que la destruction d'exergie la plus importante a lieu lors des phases de compression. De plus, en configuration bi-étagée, on réduit la destruction d'exergie lors de la compression et de la détente. Par contre, il apparaît des nouvelles sources de destruction d'exergie liés à des composants supplémentaires.

BIBLIOTHEQUE ECOLE DES MINES



EMP51878D

POMPE A CHALEUR AIR/EAU HAUTE TEMPÉRATURE POUR LA RÉHABILITATION DU CHAUFFAGE DANS L'HABITAT EXISTANT.

Résumé

Le changement climatique et la diminution des ressources énergiques amènent à chercher des solutions nouvelles afin d'améliorer l'efficacité énergétique et réduire les émissions des gaz à effet de serre. En France, le chauffage du bâtiment constitue 22% de la consommation d'énergie finale et 7% des émissions de CO₂. Le parc de bâtiments se renouvelle très lentement (de l'ordre de 1% par an). Ainsi la diminution rapide (de l'ordre de quinze ans) du niveau d'émissions de CO₂ repose sur un ensemble de solutions techniques adaptées au marché de la réhabilitation.

C'est dans ce cadre que s'inscrit le développement d'une pompe à chaleur (PAC) à haute efficacité énergétique. Toutefois, afin de relever ce défi, elle doit répondre aux différentes contraintes de la réhabilitation, notamment en termes de température de distribution. Techniquement, elle doit pouvoir présenter des performances élevées, aussi bien à basse température d'air extérieur (quand l'écart entre la source froide et le puits chaud est grand) qu'à des températures d'air extérieur modérées (quand l'écart entre la source froide et le puits chaud devient plus faible).

Pour répondre à ces exigences techniques, une solution bi-étagée permettant un passage simple en configuration mono-étagée a été retenue. Ayant choisi cette solution, un travail de dimensionnement sur les différents composants de la machine a été réalisé avec une attention particulière portée à la sensibilité des différents paramètres de dimensionnement sur la performance énergétique globale de la pompe à chaleur. Il a été également possible en modélisant les différents composants de simuler le fonctionnement de la pompe à chaleur et de comparer les résultats de cette simulation à des résultats d'essais obtenus sur un prototype. A partir de ces résultats d'essais, un outil permettant de modéliser des maisons individuelles et leur système de chauffage a été adapté, afin d'aboutir à un calcul de COP saisonnier et d'étudier le comportement du système. Enfin, afin d'améliorer les performances saisonnières, le gain de la puissance variable à travers la variation de vitesse a été évalué grâce à un prototype et des calculs de COP saisonniers, démontrant ainsi son intérêt.

Mots clés : pompe à chaleur air/eau, cycles bi-étagés, puissance variable, compresseur à vitesse variable, coefficient de performance saisonnier, émission en CO₂.

HIGH TEMPERATURE AIR TO WATER HEAT PUMP FOR THE REFURBISHING OF HEATING SYSTEMS IN EXISTING BUILDINGS

Abstract

Climate change and the decrease in energy resources lead to seek for new solutions in order to improve energy efficiency and reduce emissions of greenhouse gases. In France, heating of buildings constitutes 22% of final energy consumption and 7% of CO₂ emissions. The renewal of the installed base of buildings is slow (in the range of 1% per year). Thus the fast decrease (in the range of fifteen years) in CO₂ emissions depends on the number of technical solutions adapted to the refurbishing market.

Within this context, a high-energy efficiency heat pump has been developed. However, to take up the challenge, such a heat pump has to comply with various refurbishing constraints, especially in terms of temperature distribution. Its technical performances have to be high, for low outdoor air temperature (large temperature difference between the cold source and the hot sink) as well as moderate outdoor air temperature (lower temperature difference between the cold source and the hot sink).

To comply with those technical requirements, a two-stage system allowing an easy switch to single stage configuration has been selected. Then the various components of the system have been designed with a specific attention to the sensitivity of the different design parameters on the global energy efficiency of the heat pump. The modelling of the components has allowed simulating the operation of the heat pump and to compare the results to tests results obtained on a prototype. Based on these test results, a computational tool has been developed for the simulation of single houses and their heating system, leading to the calculation of the HSPF (heating seasonal performance factor), and the study of the system behaviour. In order to improve seasonal performances, the gain of variable capacity through speed variation has been evaluated using a prototype and calculations of HSPF, showing its interest.

Key words: air to water heat pump, two-stage cycle, variable capacity, variable speed compressor, HSPF (heating seasonal performance factor), CO₂ emissions.

Laboratoire d'accueil : Centre Energétique et Procédés - Ecole des Mines de Paris

Paris : 60 Bd Saint-Michel - F-75272 Paris Cedex 06

Thèse présentée par : BARBOUCHI, Sami le 17 décembre 2007

Discipline : « Energétique » - Ecole des Mines de Paris
