



HAL
open science

Conception d'une pompe à chaleur air/eau à haute efficacité énergétique pour la réhabilitation d'installations de chauffage existantes

Charbel Rahhal

► **To cite this version:**

Charbel Rahhal. Conception d'une pompe à chaleur air/eau à haute efficacité énergétique pour la réhabilitation d'installations de chauffage existantes. Sciences de l'ingénieur [physics]. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2006. Français. NNT : 2006ENMP1435 . pastel-00002513

HAL Id: pastel-00002513

<https://pastel.hal.science/pastel-00002513v1>

Submitted on 8 Jun 2007

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.



MINES PARIS

Collège doctoral

N° attribué par la bibliothèque

|||||

T H E S E

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

présentée et soutenue publiquement par
Charbel RAHHAL

le 1^{er} décembre 2006

**CONCEPTION D'UNE POMPE A CHALEUR
AIR/EAU A HAUTE EFFICACITE ENERGETIQUE
POUR LA REHABILITATION D'INSTALLATIONS
DE CHAUFFAGE EXISTANTES**

Directeur de thèse : Denis CLODIC

Jury :

M. J. GOSSET - CEP ENSMPPrésident
M. M. FEIDT - UHP-Nancy Rapporteur
M. P. NEVEU - Université de Perpignan Rapporteur
M. M. BORRAS - ACE AIRWELL Examineur
M. M. CARRE - ADEME Examineur
M. D. CLODIC - CEP ENSMP Examineur

REMERCIEMENTS

Une thèse est le résultat d'un travail de longue haleine. C'est le fruit de multiples discussions au cours de diverses collaborations. Sa réalisation n'est pas possible sans un cadre de travail matériel et intellectuel favorable.

C'est pourquoi je tiens à remercier tout particulièrement Monsieur Denis Clodic, mon Directeur de thèse, Responsable du CEP-Paris, qui m'a donné d'excellentes conditions de travail et m'a guidé tout au long de mon parcours.

Michel Feidt, professeur à l'Université Henri-Poincaré (UHP-Nancy), et Pierre Neveu, professeur à l'Université de Perpignan, qui ont accepté d'être rapporteur de la thèse. Je suis très honoré par leur présence.

Jérôme Gosset, Directeur du CEP de l'école des Mines de Paris, pour en avoir accepté la présidence, Mario Borrás, Ingénieur chez ACE-AIRWELL et Michel Carré, ingénieur à l'ADEME, qui se sont intéressés à mon travail et ont accepté de le juger.

Je remercie de plus Anne-Marie Pougin, pour sa gentillesse et sa disponibilité et ma chère amie Meriem Kouki pour son soutien perpétuel.

Enfin, je remercie mes parents et mes amis qui m'ont aidé durant ces trois années.

SOMMAIRE

NOMENCLATURE	1
INTRODUCTION GENERALE	5
CHAPITRE 1 - LA SUBSTITUTION DES CHAUDIÈRES PAR DES SYSTÈMES THERMODYNAMIQUES	7
1.1 - Le Parc réhabilitable	7
1.1.1 - Contexte et caractéristiques principales d'une PAC conçue pour la réhabilitation	7
1.1.2 - Les objectifs	8
1.1.3 - Le parc	8
1.2 - Les PAC air/eau face aux chaudières à gaz et au fioul	10
1.2.1 - Les principes de base d'un système thermodynamique	10
1.2.1.1 - La production de chauffage	10
1.2.1.2 - L'efficacité énergétique	11
1.2.2 - Les principaux facteurs favorisant la substitution des chaudières	12
1.2.2.1 - Le mix d'énergie	12
1.2.2.2 - Le prix de l'électricité, du gaz et du fioul	13
1.2.2.3 - Les crédits d'impôts	14
1.3 - Les PAC air/eau en substitution des chaudières	15
1.3.1 - Les conditions de fonctionnement et le contexte général	15
1.3.1.1 - Le climat en France : les conditions à l'évaporateur	15
1.3.1.2 - Le réseau hydraulique : les conditions au condenseur	17
1.3.2 Les degrés de couverture des PAC air/eau usuelles	19
1.3.2.1 - Les contraintes techniques pour les systèmes mono-étagés	20
1.3.2.2 - La dégradation des performances saisonnières	20
1.4 - Les émissions de CO₂ évitées, intérêts substantiels	21
1.4.1 - Evaluation des émissions de CO ₂ des chaudières remplaçables	21
1.4.2 - Evaluation des émissions de CO ₂ et de frigorigène des PAC	22
1.4.2.1 - Effet direct dû aux émissions	22
1.4.2.2 - Effet Indirect dû à la consommation énergétique	23
1.4.3 - Emissions comparées chaudières et PAC	23
1.5 - Conclusions	24
CHAPITRE 2 - CONCEPTION DE LA PAC AIR/EAU À HAUTE EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE	27
2.1 - Objectifs	27
2.2 - Analyse des options techniques pour les PAC air/eau	27
2.2.1 - Les PAC inversables	28
2.2.2 - Les PAC pour le marché de rénovation et pour les régions à climat froid	28
2.2.3 - Les PAC à puissance variable	32
2.2.4 - Les PAC pour la production combinée de chauffage et d'ECS	34
2.3 - Description de la PAC air/eau combinant les différentes fonctions	36
2.3.1 - Les modes de fonctionnement	36
2.3.2 - Régulation de la PAC et intégration dans la boucle de chauffage	39
2.3.3 - Logique simplifiée pour le choix du mode de fonctionnement	41
2.3.4 - Réduction du coût du système correspondant aux besoins du marché	42

2.4 - Analyse du cycle thermodynamique	43
2.4.1 - Conditions de fonctionnement du système global.....	44
2.4.2 - Analyse du COP et des puissances de chauffage.....	45
2.4.3 - Dimensionnement des échangeurs en mode chauffage.....	48
2.5 - Conclusions	54

CHAPITRE 3 - MÉTHODE DE SÉLECTION DES FLUIDES FRIGORIGÈNES À FAIBLE IMPACT ENVIRONNEMENTAL57

3.1 - Objectifs	57
3.2 - Les fluides frigorigènes utilisés et les émissions des PAC	57
3.2.1 - Cycle de vie des PAC et catégories d'émissions.....	57
3.2.2 - Les fluides frigorigènes utilisés dans les pompes à chaleur.....	58
3.2.3 - Les options pour réduire les émissions des HFCs.....	59
3.2.3.1 - Le développement de nouveaux mélanges.....	59
3.2.3.2 - La réduction de la charge et le confinement du fluide frigorigène.....	59
3.2.3.3 - Utilisation des fluides toxiques et inflammables.....	59
3.3 - La méthode de sélection	60
3.3.1 - Description de la méthode de sélection.....	60
3.3.2 - Les principaux critères de sélection.....	60
3.3.3 - Les conditions de simulation du cycle de référence.....	62
3.3.4 - Les fluides purs choisis et leurs performances.....	63
3.3.5 - Les approches utilisées pour la classification par le niveau d'inflammabilité.....	65
3.3.5.1 - Calcul des limites inférieures et supérieures d'inflammabilité (LII et LSI).....	65
3.3.5.2 - Calcul du pouvoir calorifique (PC).....	68
3.4 - Résultats de la sélection pour le fonctionnement PAC air/eau	70
3.4.1 - Evaluation générale sans critère d'inflammabilité.....	70
3.4.2 - Evaluation restreinte avec critère d'inflammabilité.....	72
3.4.2.1 - Exemple du ternaire R-407 (R-32/R-125/R-134a).....	72
3.4.2.2 - Autres mélanges ternaires identifiés.....	75
3.5 - Conclusions	76

CHAPITRE 4 - RÉALISATION DU PROTOTYPE ET RÉSULTATS D'ESSAIS79

4.1 - Objectifs	79
4.2 - Banc d'essais de la PAC air/eau prototype	80
4.2.1 - Vue globale du banc d'essais.....	80
4.2.2 - Conception des systèmes auxiliaires.....	81
4.2.3 - La préparation du prototype aux essais.....	82
4.2.3.1 - Circuit électrique et pilotage de la PAC.....	82
4.2.3.2 - Chargement de la PAC en R-407C.....	83
4.2.3.3 - Consommations des auxiliaires.....	84
4.3 - Performances du prototype en mode chauffage	85
4.3.1 - Essais en configuration mono-étagée.....	85
4.3.1.1 - Résultats d'essais avec le compresseur haute pression (ZR34).....	85
4.3.1.2 - Résultats d'essais avec le compresseur basse pression (ZR72).....	87
4.3.1.3 - Les rendements des compresseurs.....	88
4.3.2 - Essais en configuration bi-étagée.....	90
4.3.2.1 - Performances en fonction de l'ouverture du détendeur d'injection.....	91
4.3.2.2 - Performances pour une ouverture du détendeur d'injection fixe.....	92
4.3.3 - Modèles de régressions des performances de la PAC.....	93
4.3.4 - Interprétation des résultats.....	96

4.4 - Performances du prototype en mode production d'ECS	98
4.4.1 - Production d'ECS en mode combiné durant la saison de chauffe	98
4.4.1.1 - Exemple des essais menés sur le prototype en mode combiné.....	99
4.4.1.2 - Les résultats d'essais de la production combinée	100
4.4.2 - Production d'ECS seule hors saison de chauffe	102
4.4.3 - Conclusions	102
4.5 - Performances du prototype avec les mélanges candidats	103
4.5.1 - Essais en mode chauffage	103
4.5.2 - Essais de séparation pour le contrôle de puissance	106
4.6 - Vérification des performances sur un prototype compact	110
4.6.1 - Description du prototype compact	110
4.6.2 - Performances en régime stationnaire avec le R-407C.....	110
4.7 - Conclusions	113
CHAPITRE 5 - INTRODUCTION DU NOUVEAU CONCEPT SUR LE MARCHÉ	115
5.1 - Objectifs	115
5.2 - La méthode de calcul pour la quantification des gains	115
5.2.1 - Les données et les hypothèses	116
5.2.2 - Les consommations saisonnières d'une installation de chauffage.....	118
5.2.2.1 - Dimensionnement et consommations d'une PAC air/eau mono-étagée	118
5.2.2.2 - Dimensionnement et consommations d'une PAC air/eau bi-étagée	122
5.2.2.3 - Consommations d'une chaudière	124
5.2.3 - Les coûts totaux d'une installation de chauffage.....	124
5.2.4 - Les émissions totales d'une installation de chauffage	125
5.3 - Quantification des gains	126
5.3.1 - Gains du nouveau concept par rapport à un système classique.....	126
5.3.1.1 - Exemple de dimensionnement.....	126
5.3.1.2 - Comparaison en terme d'efficacité énergétique	127
5.3.1.3 - Comparaison en terme des émissions de CO ₂	128
5.3.2 - Réduction des émissions de CO ₂ avec les mélanges à faible GWP	129
5.3.3 - Comparaison des solutions de chauffage pour la réhabilitation.....	130
5.3.3.1 - Les niveaux de la réhabilitation.....	130
5.3.3.2 - Les impacts économiques et environnementaux.....	131
5.3.4 - Gisement des émissions de CO ₂ évitées par l'introduction du nouveau concept	135
5.4 - Conclusions	136
CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES	139
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	143
Annexe 1 : Liste des principaux composants du prototype CEP	149
Annexe 2 : Exemple de régulateur de courbe de chauffe	151
Annexe 3 : Corrélations utilisées dans le modèle numérique	153
Annexe 4 : Choix des détendeurs électroniques installés sur le prototype	161
Annexe 5 : Algorithme simplifié de la méthode de sélection des fluides frigorigènes	163
Annexe 6 : Schémas électriques de puissance et de commande	165
Annexe 7 : Concept de logiciel de dimensionnement/sélection de solution de chauffage	167

Annexe 8 : Dimensionnement des PAC en fonction des villes et du type d'émetteur.....	169
Annexe 9 : Coûts et émissions totaux des solutions de chauffage.....	171
Annexe 10 : Gisement des émissions de CO₂ évitées sur 20 ans.....	175

NOMENCLATURE

Symboles

A	Surface de transfert	[m ²]
C	Concentration massique	[kg/kg]
C ₀	Coefficient d'optimisation	
C _p	Chaleur massique	[J/(kg.K)]
D _i	Diamètre interne de tube	[m]
E	Energie	[J] ou [kWh]
G	Coefficient volumique de déperdition	[W/(m ³ .K)]
GV	Coefficient de déperdition	[W/K]
h, H	Enthalpie massique	[J/K]
Kv	Constante caractérisant le détendeur	
L	Longueur de tube	[m]
L	Limite d'inflammabilité	[%]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Débit massique	[kg/s]
M	Masse, Charge	[kg]
M	Débit massique	[kg/s]
Mm	Masse molaire	[g/mol]
Ouv	Ouverture du détendeur qui varie de 0 à 1	
P	Pression	[Pa]
P	Puissance	[W]
P _a	Pas d'ailette	[m]
P _l	Pas longitudinal de tube	[m]
P _t	Pas transversal de tube	[m]
Q	Quantité de chaleur ou énergie	[J]
\dot{Q}	Puissance	[W]
RF	RF-number	[J/g]
s	Entropie	[J/(kg.K)]
t	Temps	[s]
T	Température	[°C] ou [K]
TD	Température d'ébullition	[°C] ou [K]
U	Coefficient d'échange global	[W/(m ² .K)]
UA	Conductance	[W/K]
\dot{V}	Débit volumique	[m ³ /s]
\dot{W}	Puissance	[W]
x	Fraction molaire	[mol/mol]
X	Titre vapeur	[kg/kg]

Lettres grecques

τ	Taux de compression ou rapport de compression	
η	Efficacité ou rendement	
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
δ_t	Epaisseur de tube	[m]
δ_a	Epaisseur d'ailette	[m]
Δ	Variation, différence	

Indices

a	Ambiante, ailette
A,B,C,D	Pour spécifier des fluides frigorigènes
abs	Absolue
ae	Air-eau
air	Air
ap	Appoint
asp	Aspiration
aux	Auxiliaires
bal	Balayé
BP	Basse Pression
cal	Calorifique
chaud	Mode chauffage, Chaudière
circ	Circulateur
comb	Combustible
comp	Compresseur
cond	Condenseur
conv	Convecteur
cp	Composant
crit	Critique
d	Départ, Déperdition
dir	Directe
e	Entrée, Extérieur
ee	Eau-eau
evap	Evaporateur
élec	Electrique
ém	Emissions
g	Global
HP	Haute Pression
Ind	indirecte
inj	Injecté
inve	Investissement
is	Isentropique
l	Longitudinal
liq	Liquide
moy	Moyenne
pri	Primaire
r	Refoulement, Retour
ref	Refoulement
rec	Récupération
s	Sortie
sec	Secondaire
st	Stœchiométrique
t	Tube, Transversal
tot	Total
v	Veille
v ou vap	Vapeur
vent	Ventilateur
vol	Volumétrique

Abréviations

BP	Basse Pression
BT	Basse Température
CFC	ChloroFluoroCarbure
COP	Coefficient de Performance

Diff	Différentiel d'une consigne
DT	Différence de Température
DTLM	Différence de Température Logarithmique Moyenne
ECS	Eau Chaude Sanitaire
Em	Emissions
GWP	Global Warming Potential (PAES, PRG)
HC	Hydro-carbure
HCFC	HydroChloroFluoroCarbure
HFC	HydroFluoroCarbure
HP	Haute Pression
HT	Haute Température
LD	Loi d'eau
LIC	Limite d'Inflammabilité Critique
LII	Limite Inférieure d'Inflammabilité
LSI	Limite Supérieure d'Inflammabilité
MT	Moyenne Température
NbH	Nombre d'heures
ODP	Ozone Depletion Potential (PAOS)
PAC	Pompe à Chaleur
PAES	Potentiel d'Action sur l'Effet de Serre (GWP, PRG)
PAOS	Potentiel d'Action sur l'Ozone Stratosphérique (ODP)
PC	Pouvoir Calorifique
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur
PCS	Pouvoir Calorifique Supérieur
PRG	Potentiel de Réchauffement Global (PAES, GWP)
RCI	Rapport Critique d'Inflammabilité
RF	RF-number, indice de classification par inflammabilité
RT	Réglementation Thermique
TEWI	Total Equivalent Warming Impact, Impact de réchauffement global
V4V	Vanne 4 Voies

Sigles

ACE	Industrie, Fabricant de Pompe à chaleur
ADEME	Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie
CEP	Centre Energétique et Procédés
COSTIC	Comité Scientifique et Technique des Industries Climatiques
DGEMP	Direction Générale de l'Énergie et des Matières Premières
EDF	Electricité De France
EHPA	European Heat Pump Association
GFCC	Groupement des Fabricants de matériels de Chauffage Central
IEA	International Energy Agency
INSEE	Institut National de la Statistique et des Etudes Economiques
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
MSI	MSI Marketing Research for Industry
PUCA	Plan Urbanisme Construction et Architecture
UE	Union Européenne

INTRODUCTION GENERALE

L'Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (*ADEME*), associée au Plan Urbanisme Construction et Architecture (*PUCA*) et, en partenariat avec plusieurs organismes publics et privés, ont lancé la seconde édition de l'appel à propositions national « Préparer le bâtiment à l'horizon 2010 ». La présente thèse fait partie des travaux de recherche retenus. Il s'agit de « la conception d'une pompe à chaleur air/eau à haute efficacité énergétique pour la réhabilitation d'installations de chauffage existantes ».

Ce travail de thèse est basé sur une approche système ayant pour objectif de concevoir et de développer des pompes à chaleur (PAC) air/eau à haute efficacité énergétique, économiques et environnementales. Ces unités seront le résultat d'une combinaison efficace entre plusieurs voies d'amélioration affectant d'une manière substantielle les émissions des gaz à effet de serre.

Les principes généraux d'un système thermodynamique et les différents facteurs favorisant la substitution des chaudières par des pompes à chaleur sont présentés dans le chapitre 1. Ce chapitre a permis de définir le cahier des charges des PAC air/eau en substitution des chaudières ainsi que les limitations des PAC usuelles du marché. Enfin, une première évaluation des émissions de CO₂ pour le secteur résidentiel a montré un fort intérêt pour la substitution des chaudières anciennes par des PAC.

Le chapitre 2 présente la conception du prototype de la PAC air/eau pour le marché de la rénovation. Dans ce chapitre, sont détaillées les différentes voies d'amélioration des PAC air/eau. « L'inversabilité » (passage du fonctionnement chauffage au fonctionnement rafraîchissement), le contrôle de la puissance, le fonctionnement sans appoint électrique et la production combinée de chauffage et d'eau chaude sanitaire (ECS) sont analysés. Un prototype intégrant les meilleures solutions disponibles est dimensionné avec le mélange de référence R-407C.

En France, la part des émissions directes des émissions totales des PAC est non négligeable (compte tenu de la valeur relativement faible du contenu CO₂ du kWh [ADEME, 2005]). Le fonctionnement avec des fluides frigorigènes à faibles GWP permet de diminuer significativement le niveau des émissions directes (exprimées en CO₂ équivalent). Dans ce but, une méthode de sélection des mélanges de fluides frigorigènes à faibles impacts environnementaux est développée dans le chapitre 3. Cette méthode développe une classification basée sur le critère d'inflammabilité. La méthode aboutit à la sélection de plusieurs mélanges candidats susceptibles de remplacer le R-407C et présentant un GWP inférieur de 60 %.

Le chapitre 4 présente les essais en régimes stationnaires qui ont servi à caractériser le nouveau concept de PAC. Les performances sont évaluées en mode chauffage seul ainsi qu'en mode combiné de production de chauffage et d'ECS. Les mélanges candidats, choisis par la méthode de sélection, sont ensuite testés et validés. Enfin, les résultats d'essais sont vérifiés sur un prototype industrialisable réalisé par ACE.

Le chapitre 5 analyse les conditions d'introduction du nouveau concept sur le marché, en particulier pour les maisons individuelles. Les gains apportés par le nouveau concept comparativement à une PAC usuelle sont quantifiés. La comparaison avec les systèmes de chauffage traditionnels et récents positionne ce concept en terme de consommation énergétique, d'émissions de CO₂ et de temps de retour en fonction du type de corps de chauffe et des conditions climatiques.

CHAPITRE 1 - La substitution des chaudières par des systèmes thermodynamiques

1.1 - Le Parc réhabilitable

1.1.1 - Contexte et caractéristiques principales d'une PAC conçue pour la réhabilitation

Le marché du chauffage est dynamisé par les enjeux environnementaux qui se traduisent par une volonté de renforcer la maîtrise des consommations d'énergie : le Plan Climat [Plan, 2004], la loi d'orientation sur l'énergie [Lois, 2005], la transposition de la directive européenne sur l'efficacité énergétique des bâtiments [Directive, 2002], la RT 2005 [RT, 2005] fixent des objectifs de diminution de la consommation d'énergie pour les bâtiments ... Les équipements doivent désormais présenter de hautes performances et les énergies renouvelables se développer.

Le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire constituent plus de 80 % [DGEMP, 2006] de la consommation énergétique du secteur résidentiel en France. Par conséquent, l'amélioration de l'efficacité énergétique de ces équipements est devenue une priorité.

Depuis vingt ans, les chaudières au fioul ou au gaz ont été l'objet d'importants progrès. Elles sont devenues plus efficaces, en particulier les chaudières à gaz à haut rendement (basse température et à condensation). Mais, en France, les systèmes thermodynamiques à moto-compresseur électrique, utilisés pour le chauffage (PAC), restent les plus prometteurs du point de vue économique, énergétique et environnemental. Cela est principalement dû à la forte hausse et à l'instabilité des prix du gaz et du fioul au cours de ces dernières années. Les émissions de CO₂ des systèmes de production d'électricité varient heure par heure, et en particulier pendant la saison de chauffage. A la base nucléaire, s'ajoute le fonctionnement des centrales hydroélectriques et des centrales à combustible, charbon et gaz. La teneur en CO₂ du kWh varie donc fortement au cours de la saison de chauffe en fonction de la température extérieure. Pour limiter la complexité, EDF et l'ADEME dans un document commun [ADEME, 2005], ont décidé d'attribuer une valeur forfaitaire de 180 g de CO₂ par kWh pour le chauffage des bâtiments d'origine électrique. Cette valeur sera utilisée pour évaluer les gains en émissions de CO₂ des PAC se substituant aux chaudières.

Pour qu'une PAC puisse se substituer à une chaudière d'une manière efficace, elle doit assurer les mêmes fonctions tout en restant performante, à savoir :

- la production de chauffage durant la saison de chauffe,
- la production d'eau chaude sanitaire tout au long de l'année.

La majeure partie de la croissance du marché des pompes à chaleur s'effectue sur le parc des maisons individuelles neuves avec des systèmes de chauffage à basses températures par le plancher (~35 °C). Cependant, le marché potentiel principal est celui des bâtiments existants avec des systèmes de chauffage central (hydrauliques) à hautes températures.

Lors de la réhabilitation d'un système de chauffage utilisant une chaudière fioul et éventuellement gaz, la nouvelle installation utilisant une pompe à chaleur doit être capable de fournir la totalité des besoins de chauffage même pour la température extérieure la plus basse. Pour un système de chauffage domestique centralisé, la nature des types de

radiateurs et surtout le niveau d'isolation de la maison vont impliquer des niveaux de températures de sortie de la pompe à chaleur tout à fait différents. Pour une PAC conçue pour la réhabilitation, il est apparu souhaitable de ne pas retenir comme cahier des charges uniquement le cas le plus défavorable, à savoir une maison mal isolée (coefficient volumique de déperditions $G > 1,2 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$), fonctionnant avec un réseau de radiateurs nécessitant un grand écart de températures et, imposant par là même une condensation de l'ordre de $80 \text{ }^\circ\text{C}$. Il est plus judicieux d'associer des travaux minimum de réhabilitation de l'enveloppe du bâtiment (isolation du toit, isolation par l'intérieur, double vitrage, etc.) que de substituer simplement la PAC à la chaudière existante.

L'enquête menée par le COSTIC sur le dimensionnement des émetteurs [COSTIC, 1999] et les relevés effectués, aussi par le COSTIC [COSTIC, 1985], sur la régulation de plusieurs installations montrent que la pratique a plutôt été de surdimensionner les émetteurs et que les températures réelles de fourniture d'eau de chauffage sont très souvent inférieures aux conditions de calcul traditionnelles (entre $80 \text{ }^\circ\text{C}$ et $90 \text{ }^\circ\text{C}$).

Les valeurs déclarées dans une étude récente [COSTIC, 2005], ayant pour objectif d'établir une typologie des installations existantes de chauffage à eau chaude fonctionnant au gaz et au fioul, sont de l'ordre de $60 \text{ }^\circ\text{C}$ à $70 \text{ }^\circ\text{C}$ les jours les plus froids ($60 \text{ }^\circ\text{C}$ lorsque l'isolation de la maison a été renforcée, $0,9 < G < 1,1 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$).

Il a donc été choisi de définir une température maximale de fourniture d'eau de chauffage de $65 \text{ }^\circ\text{C}$ pour le jour le plus froid.

1.1.2 - Les objectifs

Les objectifs de ce chapitre sont les suivants.

- Détailler les principaux facteurs favorisant le remplacement des chaudières par des systèmes de pompes à chaleur en France. Ces données sont d'une importance décisive quant au choix du mode de chauffage, et ce, à plusieurs niveaux : environnemental, économique et énergétique.
- Analyser les limites de fonctionnement des PAC air/eau usuelles utilisées pour le chauffage et les différentes contraintes techniques liées au remplacement des chaudières anciennes. L'adaptation du système PAC au réseau de chauffage hydraulique est aussi étudiée.
- Evaluer les intérêts en terme d'émissions de CO_2 évitées pour le secteur résidentiel en France.

1.1.3 - Le parc

Afin de mieux comprendre les enjeux, cette section dresse :

- la consommation d'énergie du secteur résidentiel par usage et par énergie [DGEMP, 2006].
- le nombre de logements existants équipés d'un système de chauffage résidentiel en France par type de logement et par type de système [MSI, 2003].

➤ La consommation d'énergie du secteur résidentiel

Le chauffage des bâtiments est nécessaire dans tous les pays européens, et les systèmes de chauffage hydraulique dominant même dans les pays qui exigent également le refroidissement.

En France, la consommation d'énergie due au chauffage s'élève à **412 TWh**, soit 75 % de la consommation du secteur résidentiel (cf. figure 1.1). Pour cet usage, le fioul et le gaz se partagent **68 %** de la consommation totale (cf. figure 1.2).

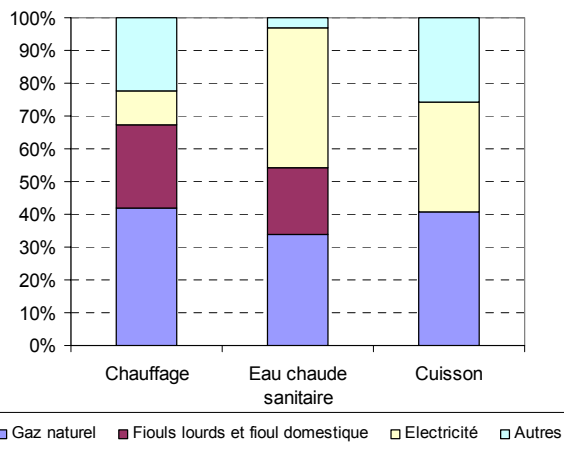
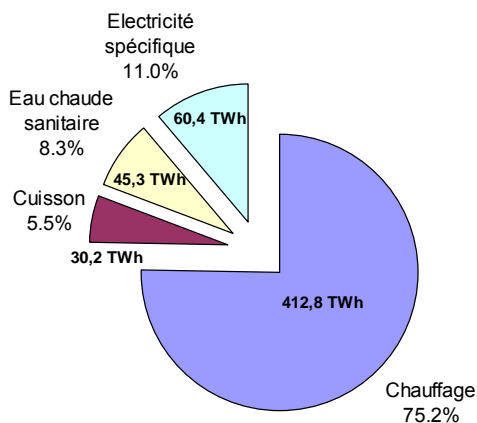


Figure 1.1- Les consommations d'énergie du secteur résidentiel par usage (année 2002) [DGEMP, 2006]

Figure 1.2- La part des consommations d'énergie du secteur résidentiel par énergie (année 2002) [DGEMP, 2006]

Quant à la production d'eau chaude sanitaire (ECS), elle présente aussi une part non négligeable de la consommation totale. Pour cet usage, l'électricité est l'énergie la plus utilisée.

➤ Le nombre des logements existants

Un bâtiment, en France, a généralement une vie supérieure à 100 ans. Les vieux bâtiments (~15 millions de logements) occupent donc une place plus importante que ceux récemment construits. Leur demande d'énergie est dominante. Dans ces bâtiments existants, les systèmes de chauffage sont généralement des systèmes vieillissants, avec des performances énergétiques et environnementales faibles.

Selon MSI, en 2002, 57 % des logements existants en France ont un système de chauffage central, 27 % sont chauffés par l'électricité. Le reste est soit sans chauffage, soit chauffé par le réseau urbain (cf. tableau 1.1).

Tableau 1.1 - Nombre de logements existants équipés d'un système de chauffage résidentiel en France par type de logement et par type de système [MSI, 2003]

Type de système	Logements Existants (x1000)		
	1999	2002	Prévisions 2008
1 - Chauffage Central	14 100	15 217	17 320
1.a - Logements Individuels	7 755	8 430	9 671
1.b - Logements Collectifs	6 345	6 787	7 649
-au Gaz	8 157	9 176	11 060
-au Fioul	4 553	4 639	4 776
-au Combustible	807	704	572
-au Propane	583	698	912
2 - Chauffage Electrique	6 625	7 164	8 350
2.a - Logements Individuels	3 796	4 095	4 753
2.b - Logements Collectifs	2 829	3 069	3 597
3 - Sans chauffage électrique ou chauffage central	3 138	3 008	2 778
4 - Chauffage urbain	1 129	1 119	1 107
Total	24 992	26 508	29 555

Pour les systèmes de chauffage central, le gaz vient en tête avec 60 % du nombre des logements existants, suivi par le fioul avec 30 %. Pour ce type de système, la part de l'individuel est de 55 % contre 45 % pour le collectif.

Dans la première phase de cette étude, l'attention est centrée sur les logements existants équipés d'un système de chauffage central à eau chaude. Ce parc réhabilitable est suffisamment grand. En effet, l'âge moyen de remplacement des chaudières est de 20 ans. En 1999, 34,6 % des chaudières avaient 15 ans ou plus (soit 22 ans ou plus en 2006). Pour le parc actuel, le nombre de chaudières anciennes remplaçables est estimé à 4 millions d'unités (âge > 20 ans) [GFCC, 2002].

Les installations au chauffage électrique peuvent être aussi substituées. Cette réhabilitation est toutefois plus importante, car il n'est pas facile de distribuer la chaleur quand la maison n'a aucun système de distribution de chaleur.

1.2 - Les PAC air/eau face aux chaudières à gaz et au fioul

La technologie de pompe à chaleur trouve de larges applications dans l'industrie, les bâtiments commerciaux et les propriétés résidentielles. Les pompes à chaleur pour le chauffage sont plus réparties en Europe du Nord et en Europe Centrale [EHPA, 2004], bien que le chauffage des bâtiments et la production d'eau chaude sanitaire soient nécessaires dans tous les pays européens.

La pompe à chaleur la plus vendue est le modèle air/eau, non pas en raison de ses performances, mais de son prix. C'est souvent une question de prix à l'installation qui joue en faveur de la pompe à chaleur air/eau.

De plus, l'air est disponible partout et à volonté. Dans les villes et pour la réhabilitation, les PAC air/eau sont les plus réalistes. Les possibilités de recourir à une source géothermique sont restreintes. Enfin, l'installation d'une pompe à chaleur air/eau ne nécessite pas d'autorisation.

Avant d'analyser les différents facteurs favorisant le remplacement des chaudières par des PAC air/eau, nous allons rappeler les principes de base d'une pompe à chaleur.

1.2.1 - Les principes de base d'un système thermodynamique

Une **pompe à chaleur** est un dispositif thermodynamique permettant de transférer la chaleur du milieu le plus froid (et donc le refroidir encore) vers le milieu le plus chaud (et donc le chauffer), alors que spontanément la chaleur se diffuse du plus chaud vers le plus froid jusqu'à égalité des températures. Mais le terme de « pompe à chaleur » (PAC) s'est surtout diffusé pour désigner des systèmes de chauffage domestique, popularisés avec la forte hausse du prix des combustibles dans les années 1970.

1.2.1.1 - La production de chauffage

La figure 1.3 présente le schéma de principe, ainsi que les principaux organes d'un système thermodynamique qui sont : l'évaporateur, le condenseur, le compresseur et le détendeur.

La chaleur de l'air est prélevée par évaporation du fluide frigorigène, l'évaporation étant endothermique. Le compresseur comprime cette vapeur, augmentant ainsi sa pression et sa température. C'est au niveau du condenseur que le fluide frigorigène transmet sa chaleur au circuit hydraulique du système de chauffage, la condensation étant exothermique.

Le détendeur réduit la pression du fluide frigorigère. La température de ce dernier s'abaisse fortement, le rendant prêt pour une nouvelle absorption de chaleur de l'environnement et le cycle peut recommencer.

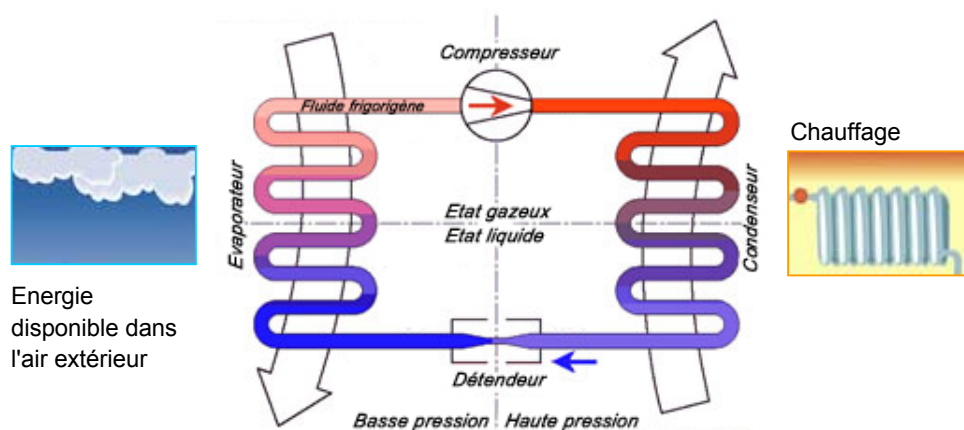


Figure 1.3- Production de chauffage par une pompe à chaleur

1.2.1.2 - L'efficacité énergétique

L'efficacité énergétique d'une PAC est définie par le rapport de ce qui est « utile »; la chaleur reçue, sur ce qui est coûteux; le travail fourni à la PAC.

Plus spécifiquement, les organismes de certification de PAC mesurent le rapport entre la puissance thermique de la machine et sa consommation électrique incluant les consommations des auxiliaires : ventilateurs, pompe, veille. On lui donne par convention le nom de **coefficient de performance** ou **COP**.

$$\text{COP}_{\text{chaud}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{aux}}} \quad [1.1]$$

avec :

\dot{Q}_{cond} , la puissance thermique au condenseur

\dot{W}_{comp} , la puissance fournie au compresseur

\dot{W}_{aux} , la puissance fournie aux auxiliaires (ventilateur, pompe ...)

Les schémas suivant permettent de suivre les différentes étapes du cycle thermodynamique.

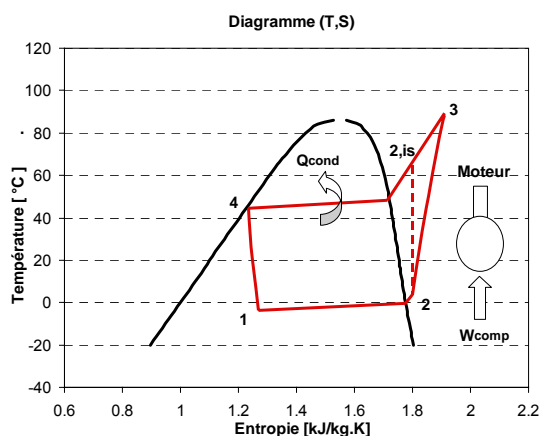


Figure 1.4- Cycle thermodynamique, diagramme (T,S) - Fluide R-407C

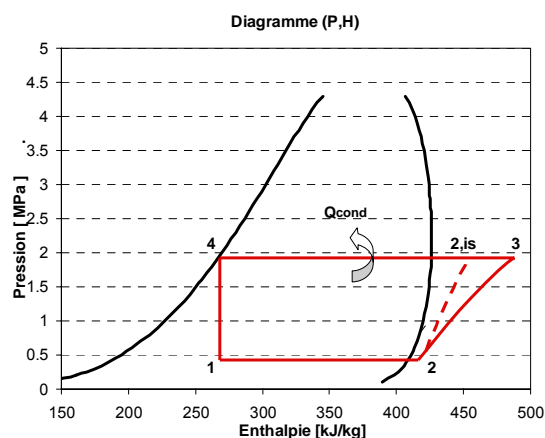


Figure 1.5- Cycle thermodynamique, diagramme (P,H) - Fluide R-407C

Le compresseur est le composant principal du cycle thermodynamique. La dégradation des performances est principalement liée à la phase de compression. Afin d'évaluer les pertes par rapport à une compression idéale, différents rendements sont introduits.

- Le rendement volumétrique

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}}{\dot{V}_{bal} \rho_2} \quad [1.2]$$

avec \dot{m} le débit aspiré, \dot{V}_{bal} le débit volume balayé et ρ_2 la masse volumique du fluide à l'aspiration du compresseur.

- Le rendement isentropique

$$\eta_{is} = \frac{(h_{2,is} - h_2)}{(h_3 - h_2)} \quad [1.3]$$

incluant le préchauffage dû aux pertes de transmission avec h_2 l'enthalpie à l'entrée du compresseur, h_3 l'enthalpie au refoulement du compresseur pour une compression réelle et $h_{2,is}$ l'enthalpie au refoulement du compresseur pour une compression isentropique.

- Le rendement global ou effectif

$$\eta_g = \frac{\dot{m} \cdot (h_{2,is} - h_2)}{\dot{W}_{comp}} \quad [1.4]$$

caractérisant les pertes par rapport à la compression isentropique.

1.2.2 - Les principaux facteurs favorisant la substitution des chaudières

Les prix de l'énergie et le « mix » d'énergie du pays affectent les conditions pour que les pompes à chaleur soient compétitives ou non vis-à-vis d'autres solutions de remplacement.

Les divers types d'incitations financières, les réglementations concernant l'efficacité énergétique sont des instruments importants pour la croissance du marché des pompes à chaleur, en particulier lorsque ces incitations financières (crédits d'impôts) requièrent un niveau minimum de performance énergétique.

En France, le remplacement des chaudières par des PAC air/eau présente deux avantages majeurs :

- le mix de production d'électricité pendant la période de chauffe correspond à des émissions relativement faibles, par rapport à la moyenne européenne, de 180 g de CO₂/kWh [ADEME, 2005], ce qui entraîne une réduction significative des émissions de CO₂ par rapport aux chaudières ;
- d'autre part, les prix du fioul et du gaz sont en forte croissance, ce qui favorise l'utilisation des énergies renouvelables.

De plus, les nouveaux crédits d'impôts s'élevant à 40 % encouragent l'installation de PAC.

1.2.2.1 - Le mix d'énergie

Les pompes à chaleur réduisent l'utilisation globale d'énergie, mais la réduction des émissions de CO₂ dépend de la façon dont l'électricité est produite et des types de sources de chaleur utilisées. La moitié de toute la production d'électricité dans l'UE est basée sur les combustibles fossiles, un tiers sur l'énergie nucléaire et environ 15 % sur la puissance hydraulique.

La production d'électricité par les filières nucléaire et hydraulique n'est quasiment pas émettrice de CO₂ (cf. tableau 1.2). En France, la part du nucléaire dans la production

d'électricité est en croissance depuis 1970. La valeur moyenne observée sur les années 2004 et 2005 est de 78 % de la totalité de la production électrique avec 11 % pour les combustibles et 11 % pour l'hydraulique [IEA, 2006]. De ce fait, surtout en France, le remplacement des chaudières par des installations de PAC présente un gain substantiel en terme des émissions de CO₂ évitées.

Dans l'étude intitulée « le contenu CO₂ du kWh par usage en France » [ADEME, 2005], des valeurs moyennes du contenu de CO₂ ont été attribuées à chaque usage. Pour le chauffage, cette valeur est de 180 g CO₂ / kWh électrique. Elle est de 40 g CO₂ / kWh électrique pour la production d'eau chaude sanitaire.

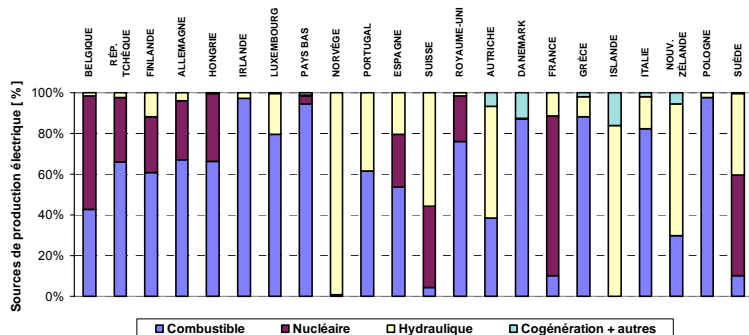


Figure 1.6- La production d'électricité par filière en Europe [IEA, 2004]

Tableau 1.2 - g de CO₂ sur le cycle de vie par kWh produit [Syndicat, 2003]

Source	
Solaire thermique	1,5
Gaz cogénération	250 à 380
Cycle combiné gaz	400
Nucléaire	5 à 16
Hydraulique	0 à 5
Eolien	2 à 4
Biomasse	?
Solaire photovoltaïque	5
Centrales thermiques classiques	800 à 1000

D'une manière simplifiée, on peut attribuer pour chaque pays une valeur minimale de COP pour qu'une PAC soit compétitive comparativement à d'autres solutions de chauffage fioul ou gaz. Cette valeur est exprimée par :

$$Em_{indirect_{PAC}} + Em_{direct_{PAC}} < Em_{Chaudière} \quad [1.5]$$

Pour la production d'1 kWh chauffage, l'expression (1.5) donne :

$$\frac{Mix_{pays}}{COP_{PAC}} + \alpha_{pays} < \frac{Cst}{Rend} \quad [1.6]$$

soit :

$$COP_{PAC} > \frac{Mix_{pays}}{\left(\frac{Cst}{Rend} - \alpha_{pays} \right)} \quad [1.7]$$

avec :

Rend = rendement de la chaudière

Cst_{fioul} = 310 g CO₂/kWh , Cst_{gaz} = 280 g CO₂/kWh

α_{pays} = contribution des émissions directes en fonction

de la puissance installée pour 1 kWh chauffage

En France, même le chauffage électrique (COP=1) émet moins de CO₂ tandis qu'en Pologne, en Irlande et aux Pays Bas, par exemple, un COP supérieur à 3 est obligatoire (le Mix de ces pays est proche de 800 g CO₂ / kWh).

1.2.2.2 - Le prix de l'électricité, du gaz et du fioul

La compétitivité des pompes à chaleur électriques dépend du prix de l'électricité en comparaison à d'autres sources d'énergie telles que le gaz et le fioul.

Historiquement, les prix du gaz et du fioul étaient bas, ce qui n'a pas encouragé les améliorations de l'efficacité de l'utilisation d'énergie. Cependant, les tendances au cours des cinq dernières années prouvent que les prix du gaz et du fioul ont augmenté (cf. figure 1.7).

Dans les logements neufs, la demande des systèmes de chauffage par PAC est en croissance continue. Les ventes sur quelques marchés ont augmenté considérablement. Un exemple est le marché français qui s'est développé fortement depuis 1997. Une augmentation de 26 % sur les ventes est observée sur l'année 2004 (17 300 unités) par rapport à 2003 (13 700 unités) [EHPA, 2004].

La figure 1.8 permet de justifier le remplacement des systèmes de chauffage vieillissants au fioul et au gaz par des systèmes thermodynamiques. Les prix du gaz et du fioul sont convertis en équivalent 1 MWh de chauffage.

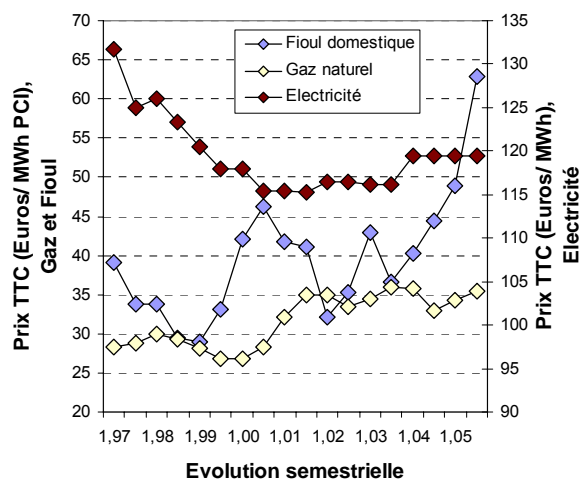


Figure 1.7- Evolution des prix des énergies utilisées pour le chauffage [Eurostat, 2006]

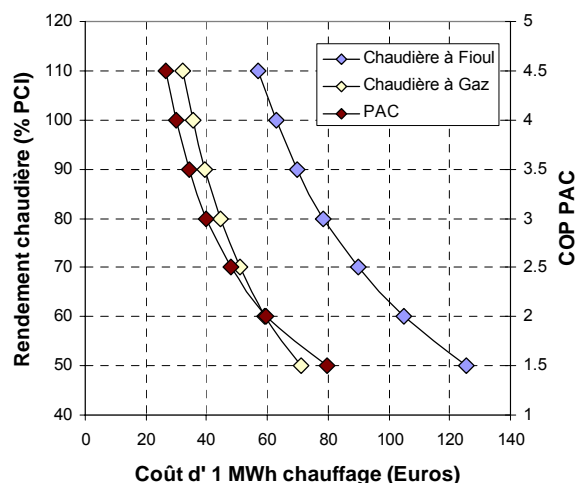


Figure 1.8- Rendement du système en fonction du coût d'exploitation pour 1 MWh chauffage (prix au deuxième semestre 2005)

Electricité, consommation annuelle : 3 500 kWh
 Gaz naturel, consommation annuelle : 83,70 GJ
 Fioul domestique, consommation annuelle : 2 000 à 5 000 litres

Pour les chaudières anciennes (rendement ~60 %), le gain est substantiel. Si on place le COP entre 2,5 et 3,5, la PAC serait aussi rentable qu'une chaudière à gaz d'une technologie récente. Quant au fioul, il resterait beaucoup plus coûteux.

1.2.2.3 - Les crédits d'impôts

La loi de finances pour 2005 [Industrie, 2005] vient modifier le code général des impôts et institue un crédit d'impôts sur le revenu au titre de l'habitation principale du contribuable située en France. Le crédit d'impôts s'applique aux dépenses des équipements performants, économes en énergie, afférentes à un immeuble achevé depuis plus de deux ans, effectuées entre le 1^{er} janvier 2005 et le 31 décembre 2009.

Pour les équipements de production d'énergie utilisant une source d'énergie renouvelable ou de pompes à chaleur dont la finalité est la production de chaleur, le crédit d'impôts est de 40 % du montant des équipements.

L'arrêté du 9 février 2005 et du 12 décembre 2005 [Leg, 2005] donne les caractéristiques techniques et les critères de performances minimales requis pour l'application du crédit d'impôt. Pour les pompes à chaleur air/eau, le coefficient de performance doit être **supérieur ou égal à 3** pour une température d'évaporation de + 7 °C selon la norme d'essai 14511-2.

1.3 - Les PAC air/eau en substitution des chaudières

Afin d'étudier le développement du marché des pompes à chaleur conçues pour le marché de la rénovation, il faut définir le contexte général, tels que la distribution des conditions climatiques et les températures du réseau hydraulique.

La température d'évaporation est fonction des conditions climatiques et la température de condensation est imposée par les conditions de fourniture d'eau de chauffage. De là, une compréhension du réseau hydraulique et de la fourniture d'eau de chauffage en fonction du corps de chauffe et des conditions extérieures est nécessaire pour intégrer efficacement le système thermodynamique dans la boucle de chauffage.

1.3.1 - Les conditions de fonctionnement et le contexte général

1.3.1.1 - Le climat en France : les conditions à l'évaporateur

Le climat affecte la demande de chauffage, le besoin de rafraîchissement et les conditions d'utilisation des divers types de sources de chaleur. La partie du territoire de climat méditerranéen favorise l'utilisation des pompes à chaleur air/eau pour le chauffage. Plus le climat hivernal est clément, plus le COP du système PAC est élevé.

➤ La saison de chauffe

La saison de chauffe peut être définie par les semaines ayant une température moyenne inférieure à la température de non chauffage de 15 °C. La température de confort à l'intérieur du local est généralement fixée à 20 °C. On considère que l'apport solaire gratuit peut compenser les déperditions entre la limite de chauffage (15 °C) et la température des locaux (20 °C).

A l'aide de fichiers météorologiques donnant la température extérieure heure par heure sur l'année dans les villes de Nancy, Trappes et Nice, il est possible de déterminer la saison de chauffe correspondante à chacune de ces régions (ces trois zones climatiques représentent un panel des climats français).

La figure 1.9 montre les températures moyennes hebdomadaires des différentes régions citées. Les saisons de chauffe pour les différentes zones climatiques sont ainsi estimées.

- Pour Nancy :
5 904 h du 24/09 à 07/05
(fin Septembre à début Mai)
- Pour Trappes :
6 744 h du 10/09 à 17/06
(mi-Septembre à mi-Juin)
- Pour Nice :
4 728 h du 22/10 à 06/05
(mi-Octobre à début Mai)

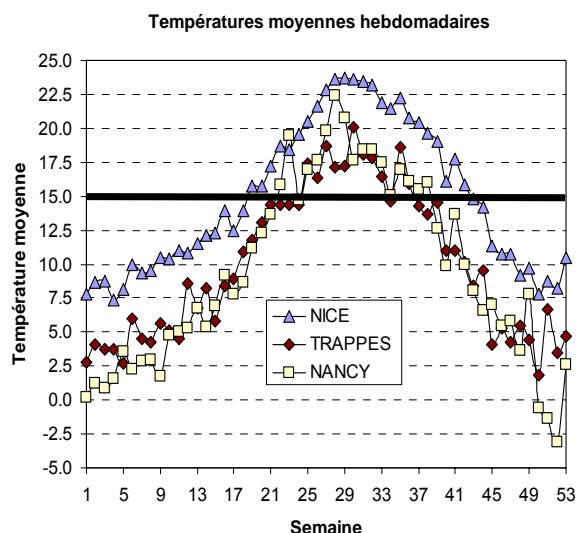


Figure 1.9- Températures moyennes hebdomadaires de Nancy, Trappes et Nice

➤ La demande maximale de chauffage

Sur les saisons de chauffe, les occurrences des différentes températures extérieures degré par degré sont illustrées sur la figure 1.10. La figure 1.11 présente les cumuls des occurrences des différentes températures extérieures pour les différentes zones climatiques.

Les occurrences des températures des régions mentionnées fournissent une aide importante pour l'optimisation du système et du prix d'une installation de pompe à chaleur air/eau. La température extérieure minimale est de -12 °C. Cette température n'apparaît que très peu sur la période de chauffe pour la région la plus froide de Nancy.

Pour le site de Nice, des températures inférieures à 2 °C sont rarement observées. D'autre part, une température inférieure à 2° C est rencontrée sur 15 % et sur 30 % de la durée de la saison de chauffe pour les régions de Trappes et de Nancy respectivement.

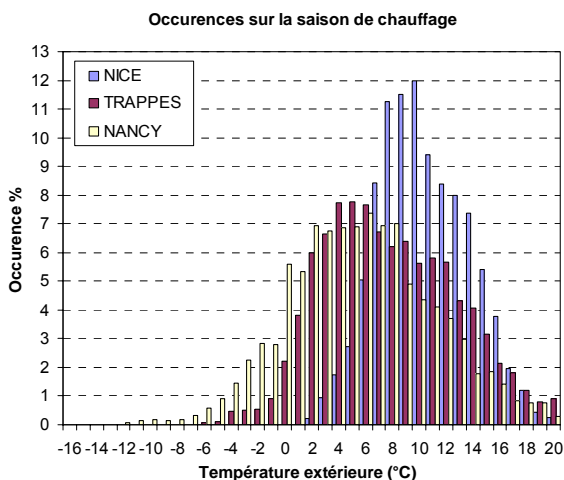


Figure 1.10- Occurrences des températures extérieures pour Nancy, Trappes et Nice

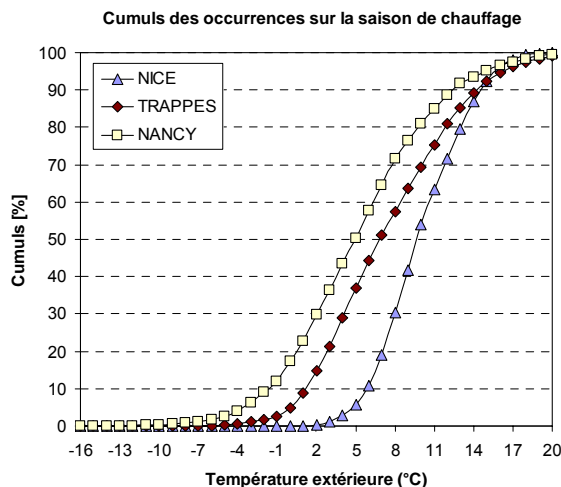


Figure 1.11- Cumuls des occurrences pour Nancy, Trappes et Nice

Les besoins énergétiques d'un logement ancien isolé (Superficie=120 m², GV = 250 W/K) sont tracés en fonction des températures extérieures pour les 3 zones climatiques H1, H2 et H3 (cf. figure 1.12).

Bien que le pic de besoin thermique apparaisse pour les températures extérieures les plus faibles, la majorité des besoins de chauffage se situe sur un intervalle de température extérieure beaucoup plus modéré.

Les besoins énergétiques les plus fréquents correspondent à une température extérieure de 2 °C pour Nancy, 4 °C pour Trappes et 8 °C pour Nice.

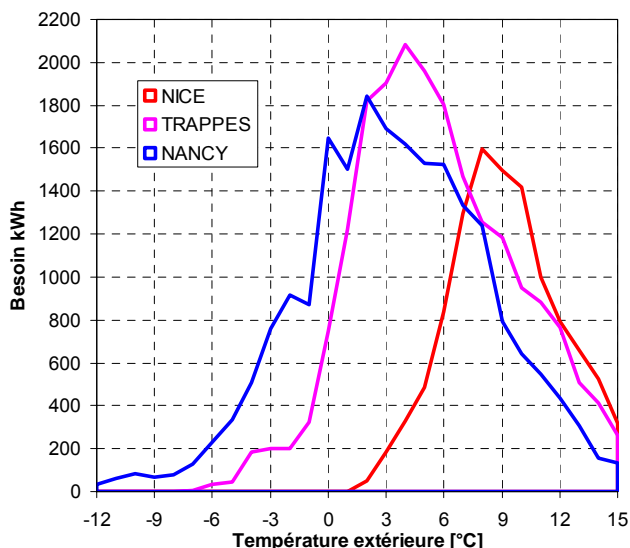


Figure 1.12- Besoins de chauffage pour une maison individuelle

Plus de 50 % de la demande de chauffage se situe entre 0 °C et 6 °C pour Nancy, 2 °C et 7 °C pour Trappes et 7 °C et 10 °C pour Nice. L'objectif de conception étant de maximiser le COP annuel, l'optimisation du fonctionnement du système doit prendre en compte ces différents intervalles de températures extérieures. Ceci a plus ou moins d'effet sur le choix de la technologie des compresseurs, la sélection des fluides frigorigènes, le

dimensionnement du système, le chargement optimal du système et le choix du cycle givrage/dégivrage. Pour les régions à climat froid ou modéré, une température extérieure moyenne de 5 °C peut être fixée pour l'optimisation.

1.3.1.2 - Le réseau hydraulique : les conditions au condenseur

La température de fourniture d'eau de chauffage est imposée par le réseau hydraulique du logement. Cette température varie en fonction du type du corps de chauffe, de la surface de chauffe et du débit d'eau de chauffage.

En Europe, une grande partie des bâtiments anciens avec chauffage hydraulique fonctionne avec des systèmes à radiateurs. Pour ce type de système, la température de fourniture d'eau de chauffage peut atteindre jusqu'à 75 °C. Pour plusieurs pays, y compris l'Allemagne, la France et la Suisse, ceci a été identifié comme étant un obstacle technique à l'utilisation des pompes à chaleur qui doit être surmonté. Cette contrainte explique le fait que, dans la plupart des pays européens, les pompes à chaleur sont installées principalement dans des bâtiments neufs.

Les installations de chauffage sont généralement réglées suivant une « loi d'eau » ou courbe de chauffe. Ce type de régulation établit une correspondance entre la température de l'eau de l'installation et la température extérieure en vue d'obtenir la température ambiante souhaitée. Plus il fait froid, plus la température de l'eau dans les corps de chauffe doit être élevée. On parle de "régulation en température glissante" en fonction de la température extérieure.

Une courbe de chauffe, dépend du type de bâtiment, de l'installation et du confort recherché. Théoriquement, elle ne doit varier que si un de ces 3 paramètres est modifié.

➤ Loi d'eau ou courbe de chauffe

Afin d'illustrer le choix de la température de fourniture d'eau en fonction du type de corps de chauffe (valeur de UA), une maison ayant un coefficient de déperdition **GV** est choisie pour déterminer ses besoins.

D'une manière simplifiée, un corps de chauffe peut être caractérisé par sa valeur de conductance **UA** (W/K). **A** étant la surface de transfert et **U** le coefficient d'échange global par convection et rayonnement.

Le besoin de chauffage (**B**) d'une maison individuelle en régime permanent est proportionnel à l'écart de température intérieur/extérieur. Pour une température ambiante **T_a**, ceci peut se traduire par la relation suivante :

$$B = GV(T_a - T_e) \quad [1.8]$$

D'autre part, la puissance de chauffe (**P**) émise par un corps de chauffe donné dépend de la température de l'eau l'alimentant et de la température ambiante (**T_a**).

$$P = UA(T_{\text{moy}} - T_a) \quad [1.9]$$

Pour chaque valeur du besoin en fonction de la température extérieure, la température moyenne d'eau du corps de chauffe capable d'échanger la puissance est calculée par:

$$P = B \quad [1.10]$$

ce qui donne d'après (1.8) et (1.9) :

$$T_{\text{moy}} = B/UA + T_a$$

$$T_{\text{moy}} = GV(T_a - T_e)/UA + T_a$$

soit pour la température de départ d'eau

$$T_d = T_{moy} + \Delta T / 2$$

[1.11]

avec $\Delta T = \text{Besoin} / (M \cdot C_p)$

où (**M**) est le débit massique d'eau de chauffage.

La figure 1.13 montre la variation de la température de départ d'eau en fonction du choix du corps de chauffe et de la température extérieure pour un débit d'eau de chauffage de 250 g/s, une température ambiante de 20 °C et une maison ayant un GV de 250 W/K.

Les corps de chauffe sont généralement classés en trois catégories. A titre d'exemple :

- Pour des valeurs de conductances inférieures à 200 W/K (cas des radiateurs anciens), les températures de départ d'eau s'élèvent rapidement et peuvent atteindre des valeurs de 65 °C à 75 °C pour des températures extérieures proche de - 12 °C (valeur moyenne la plus faible observée en France).
- Pour les radiateurs calculés avec suffisamment de réserves, les radiateurs installés dans des bâtiments dont l'isolation a été renforcée et pour les ventilo-convecteurs, des températures de départ de 45 °C à 65 °C peuvent être utilisées.
- Pour des valeurs de UA supérieures à 500 W/K (cas du chauffage par le sol avec planchers chauffants), les températures de départ d'eau utilisées sont inférieures à 45 °C.

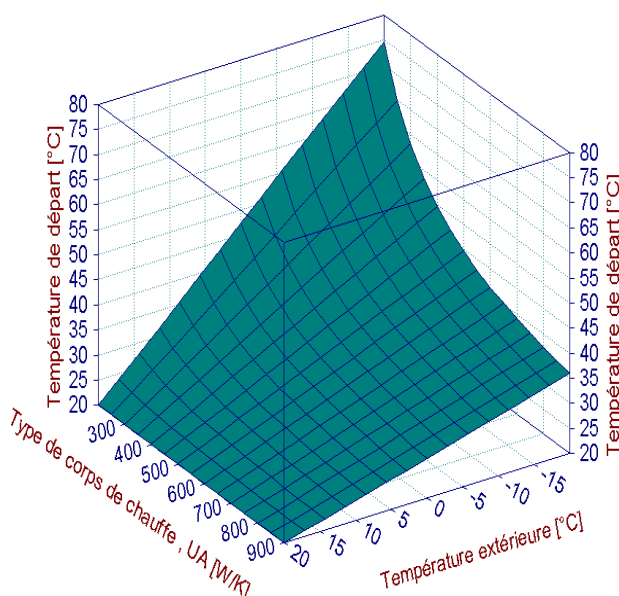


Figure 1.13- Variation de la température de départ d'eau en fonction du choix du corps de chauffe et de la température extérieure



Photo 1.1- Radiateur classique

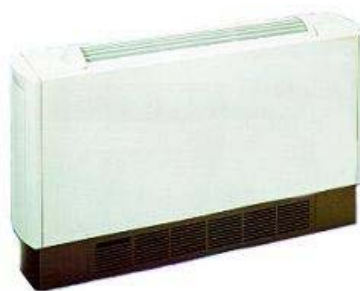


Photo 1.2- Ventilo-convecteur



Photo 1.3- Plancher chauffant

Les déperditions thermiques des bâtiments existants réhabilités ont fortement diminué grâce à la mise en œuvre d'isolation plus efficace des parois et des doubles vitrages [Plan, 2004]. Avec la réduction des déperditions, les radiateurs anciens du réseau de chauffage (souvent dimensionnés avec suffisamment de réserve) sont devenus surdimensionnés et peuvent alors fournir la puissance à un niveau de température inférieur tout en conservant le même confort.

Dans le cadre de cette étude, la température de départ d'eau maximale est fixée à 65 °C. Cela correspond à la plus grande partie du parc réhabilitable. De plus, en se limitant à 65°C, comme on va le voir au cours de cette étude, la pression au condenseur de la PAC reste limitée. En effet, des pressions de condensation élevées nécessitent des matériels

adaptés qui, aujourd'hui, ne sont pas disponibles en grande quantité et ne permettent pas une introduction rapide sur le marché. Une analyse plus détaillée du choix des fluides frigorigènes sur les performances de la PAC et sur le niveau des pressions au condenseur est présentée au chapitre 3.

1.3.2 Les degrés de couverture des PAC air/eau usuelles

Pour que la pompe à chaleur puisse se substituer à une chaudière traditionnelle tout en limitant les coûts d'investissement, il faut que la puissance de chauffage soit fournie au réseau de radiateurs habituels à convection naturelle. Cette contrainte amène à chauffer l'eau à un niveau de température élevé (65 °C) au point de sortie de la PAC, et cela pour de faibles températures extérieures.

Les cycles actuellement utilisés dans les pompes à chaleur air/eau, installées en résidentiel, présentent l'inconvénient de ne fonctionner que sur une plage restreinte de température extérieure. Ces limitations sont principalement liées à la forte dégradation des performances et au dépassement des limites techniques imposées par le constructeur.

En effet, dans une pompe à chaleur, lorsque les températures de la source froide et du puits chaud s'éloignent l'une de l'autre, le taux de compression requis au compresseur s'élève. Cet accroissement du taux de compression présente plusieurs inconvénients.

- Les rendements du compresseur s'abaissent.
 - ✓ Pour les compresseurs volumétriques scroll, le rendement volumétrique diminue. Pour fournir la même puissance, il faut donc un compresseur dont le débit volume balayé soit plus grand, ce qui accroît son prix.
 - ✓ Le rendement global diminue aussi. Et lorsque le rendement global diminue, le comportement énergétique du compresseur réel s'éloigne de celui du compresseur idéal. Ce compresseur consomme plus d'énergie, ce qui est défavorable.
- Les pertes thermodynamiques dues à la détente isenthalpique et à la surchauffe des vapeurs s'accroissent.
- La température de refoulement s'élève.

Afin d'illustrer ces différentes contraintes et limitations en fonction du choix du corps de chauffe et des conditions climatiques, trois courbes de chauffe sont choisies pour caractériser les installations (cf. figure 1.14). Ces courbes correspondent à des températures de départ d'eau nominales de 35 °C, 55 °C et 75°C pour une température extérieure de -12 °C.

On définit :

- une loi d'eau basse température (LOI BT) pour caractériser les planchers chauffants,
- une loi d'eau moyenne température (LOI MT) pour les radiateurs dimensionnés avec suffisamment de réserve ou les ventilo-convecteurs peu efficaces. (la zone colorée correspond au cas de la réhabilitation),
- une loi d'eau haute température (LOI HT) pour les radiateurs très anciens ou mal dimensionnés (cette loi est prise à titre d'illustration).

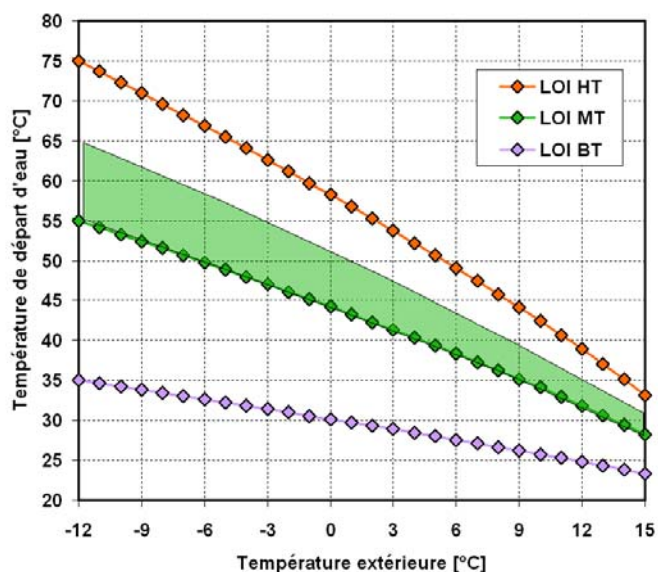


Figure 1.14- Courbes de chauffe et catégorie de corps de chauffe

1.3.2.1 - Les contraintes techniques pour les systèmes mono-étagés

Les valeurs maximales admissibles du taux de compression et de la température de refoulement dépendent de la technologie du compresseur. Pour la technologie scroll, ces valeurs varient de 6 à 7 pour le taux de compression et de 120 °C à 130 °C pour la température de refoulement. La limitation de la température de refoulement est principalement liée à la stabilité thermique du lubrifiant. Pour des températures élevées, les qualités de l'huile de lubrification se dégradent, et ceci conduit très vite à la casse du compresseur.

Les figures 1.15 et 1.16 présentent les limitations mentionnées ci-dessus. Elles permettent, selon le type de corps de chauffe, de définir une température extérieure minimale à partir de laquelle la PAC doit être arrêtée. La température d'arrêt de la PAC est estimée à - 12 °C pour les planchers chauffants et entre -3 °C et 2°C pour les radiateurs.

Pour une température extérieure inférieure à la température d'arrêt, le chauffage est donc assuré par des résistances électriques dont le rendement est inférieur à 1.

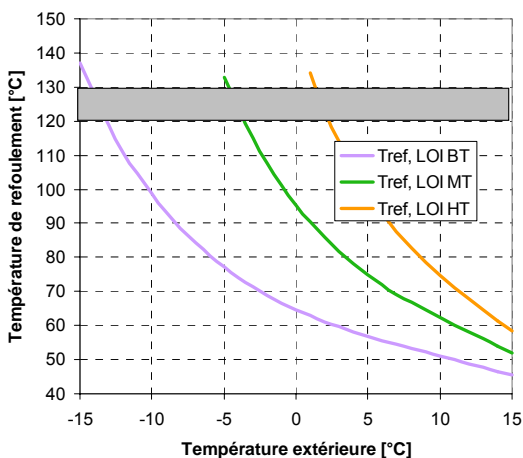


Figure 1.15- Températures de refoulement en fonction de la loi d'eau et de la température extérieure

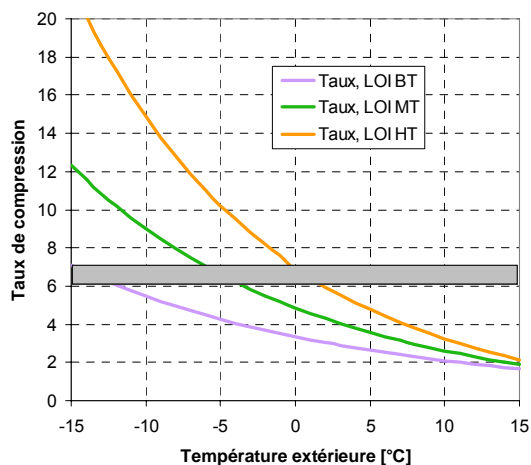


Figure 1.16- Taux de compression en fonction de la loi d'eau et de la température extérieure

Fluide frigorigène : R-407C, Compresseur scroll : rendements moyens [Copeland 5], Pincements aux échangeurs : 4 K

1.3.2.2 - La dégradation des performances saisonnières

La figure 1.17 montre la variation du COP en fonction du type de corps de chauffe. Les besoins de chauffage d'une maison individuelle (GV = 250 W/K) sont aussi présentés pour analyser l'effet du climat sur les performances saisonnières.

Pour une distribution de chaleur par radiateurs (zone colorée), l'arrêt de la PAC se traduit par une forte baisse des performances saisonnières. Pour les régions à climat froid, une grande partie de la demande de chauffage est produite par résistances électriques.

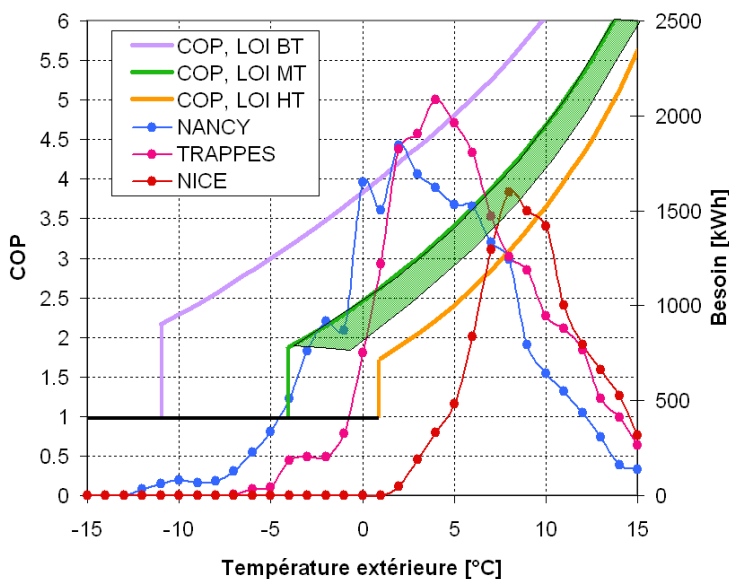


Figure 1.17- COP semi-théorique en fonction du corps de chauffe (ne prend pas en compte la consommation des auxiliaires et les pertes par dégivrage)

Pour qu'elles soient efficaces, les PAC en substitution des chaudières doivent fournir la totalité de la puissance à la température extérieure la plus basse.

De plus, en s'approchant des limites de fonctionnement, le taux de compression est élevé, les rendements global et isentropique du compresseur diminuent et le COP décroît rapidement. Il atteint de faibles valeurs sur une grande plage de température extérieure (de -5 °C à 5 °C). Cette plage de température va contribuer à fortement dégrader le COP annuel.

La solution la plus efficace et la plus connue pour éviter ces dégradations est de comprimer le frigorigène sur plusieurs étages de compression. Le taux de compression global nécessaire est ainsi le produit des taux de compression partiels de chacun des étages, ce qui ramène ceux-ci à des valeurs acceptables.

Le remplacement des chaudières anciennes par des PAC usuelles à compression mono-étagé n'est donc pas une solution efficace. Des améliorations de la conception thermodynamique sont nécessaires afin d'élargir le domaine d'application et d'améliorer le coefficient de performance saisonnier.

Dans le chapitre 2, nous analyserons en détail les différentes options techniques du cycle bi-étagé et de la production d'eau chaude sanitaire. Les différentes voies d'améliorations des PAC air/eau seront aussi étudiées.

1.4 - Les émissions de CO₂ évitées, intérêts substantiels

Les enjeux du développement des PAC sont à la fois énergétiques, économiques et environnementaux. En effet, la performance énergétique des PAC entraîne des économies d'énergie qui engendrent de fortes conséquences économiques et environnementales.

Dans cette section, les gains en consommation énergétique et en émissions de CO₂ pour un remplacement à grande échelle des chaudières anciennes par des pompes à chaleur sont évalués. Cette étude est une première évaluation qui sera complétée après la conception finale (cf. chapitre 5).

1.4.1 - Evaluation des émissions de CO₂ des chaudières remplaçables

Les teneurs en CO₂ des trois énergies comparées : fioul, gaz et électricité (exprimées en g CO₂/ kWh) sont présentées au tableau 1.3.

Tableau 1.3 - g CO₂ / kWh des énergies de chauffage

Fioul	Gaz naturel	Electricité pour le chauffage [ADEME, 2005]
310	280	180

L'utilisation des énergies en 2002 pour le chauffage résidentiel [DGEMP, 2006] est répartie comme indiqué dans le tableau 1.4.

Tableau 1.4 - Pourcentages des énergies utilisées en chauffage

Fioul	Gaz naturel	Electricité
25,3	41,8	10,4

En 2002, la consommation totale de chauffage résidentiel est de 412 TWh/an [DGEMP, 2006].

En considérant que la consommation énergétique est directement proportionnelle à la répartition des énergies, il vient :

- **172,21 TWh/an** pour les chaudières à gaz
- **104,23 TWh/an** pour les chaudières à fioul.

En considérant que le remplacement se fait de manière homogène pour les chaudières gaz et fioul âgées de 20 ans ou plus (~35 % des chaudières), l'énergie thermique de ce parc ancien serait :

- **60,27 TWh/an** pour les chaudières à gaz
- **36,48 TWh/an** pour les chaudières à fioul.

Les émissions de CO₂ correspondantes sont alors de :

- **16,87 Mt CO₂/an** pour les chaudières à gaz
- **11,30 Mt CO₂/an** pour les chaudières au fioul.

L'enjeu énergétique et en tonnes équivalent CO₂ est donc de :
 60,27 + 36,48 = **96,75 TWh/an** et de 16,87 + 11,30 = **28,17 Mt CO₂/an**.

1.4.2 - Evaluation des émissions de CO₂ et de frigorigène des PAC

Pour analyser les impacts énergétiques et en émissions évitées de gaz à effet de serre associés au remplacement potentiel de l'ensemble du parc des chaudières anciennes, il faut analyser les PAC du double point de vue de leur consommation énergétique (effet indirect) et des émissions de fluides frigorigènes (effet direct).

1.4.2.1 - Effet direct dû aux émissions

Les études réalisées au Centre Energétique et Procédés depuis de nombreuses années sur les émissions de fluides frigorigènes respectent les règles d'inventaires telles que définies par IPCC [IPCC, 1996]. La méthode développée pour évaluer les émissions des PAC résidentielles suppose que la puissance de chauffage installée soit connue. Une fois cette puissance connue, des études régulièrement mises à jour permettent d'associer à une puissance frigorifique (ou calorifique pour les PAC) une charge en fluide frigorigène. Puis pour chaque technologie, un taux d'émission annuel est fixé. Ce taux d'émission intègre les émissions sur le cycle de vie de la PAC : émissions initiales à la charge, émissions fugitives, émissions lors de la maintenance et en fin de vie des équipements.

Pour les PAC résidentielles, le taux annuel est estimé à **5 %** de la charge initiale.

La puissance de chauffage des PAC va se substituer au parc des chaudières anciennes à gaz et à fioul qui consomment **96,75 TWh**, soit une énergie chaleur annuelle de **58,05 TWh** pour un rendement des chaudières anciennes de 60 %.

Si on considère que **70 %** de cette énergie (climat froid) est consommée pendant les 4 mois d'hiver (décembre, janvier, février et mars), la puissance hiver serait de : $P_{\text{hiver}} = \mathbf{40,63 TWh}$.

Pour ces 4 mois, l'hypothèse est que les PAC fonctionnent en moyenne 50 % du temps, soit 1 440 heures. En divisant l'énergie consommée en hiver par le temps de marche (en hiver), il vient :

- Puissance installée = **28,22 millions de kW** calorifiques installés.

Tableau 1.5 - Données pour le calcul des émissions en équivalent CO₂

Charge de frigorigène	Taux d'émission annuel	GWP du R-407C
0,3 kg / kW installé	5 %	1 653 kg CO ₂ / kg fluide

A partir des données du tableau 1.5, la charge totale de R-407C correspondant à ce parc est obtenue :

- Charge totale de R-407C = **8 466** tonnes de R-407C

et les émissions annuelles :

- émissions = **423,3** tonnes R-407C

soit en équivalent CO₂ :

- équivalent CO₂ = **0,69** Mt CO₂ (1 Mt = 10⁶ tonnes)

1.4.2.2 - Effet Indirect dû à la consommation énergétique

La consommation énergétique des PAC demande d'effectuer des raffinements d'analyse qui seront effectués au cours de l'étude. En effet, il faut évaluer la consommation d'énergie de manière saisonnière. Dans cette étude, le COP moyen saisonnier sera pris variable entre 2,0 et 4,0.

L'énergie électrique annuelle consommée par la PAC se calcule en divisant l'énergie chaleur annuelle par le COP de la PAC soit :

$$E_{\text{élec}} = E_{\text{chaleur}} / \text{COP}$$

Tableau 1.6 - Emissions de CO₂ dues au fonctionnement des PAC

COP	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
TWh élect /an	29,02	23,22	19,35	16,58	14,51
Emissions (Mt CO ₂ /an)	5,22	4,17	3,48	2,98	2,61

Le tableau 1.6 montre qu'en fonction du COP saisonnier variant de 2,0 à 4,0, les émissions de CO₂ dues au chauffage par PAC varient respectivement entre **5,22** et **2,61** Mt de CO₂/an.

1.4.3 - Emissions comparées chaudières et PAC

Les émissions des chaudières à gaz et à fioul de plus de 20 ans sont évaluées à **28,17** Mt CO₂/an.

Le tableau 1.7 fait la somme des émissions directes de R-407C en équivalent CO₂ et des émissions indirectes dues à la consommation d'électricité. Pour ces dernières, les valeurs sont prises comme pour le tableau précédent pour des COP variant entre 2,0 et 4,0.

Tableau 1.7 - Emissions totales en CO₂ et équivalent CO₂ des PAC au R-407C

COP saisonnier moyen de la PAC	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
Emissions PAC (Mt CO ₂ /an) indirectes	5,22	4,17	3,48	2,98	2,61
Emissions PAC (Mt CO ₂ /an) directes	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
Emissions PAC total (Mt CO ₂ /an) directes +indirectes	5,92	4,88	4,18	3,69	3,31
Part Emissions directes/ Emissions totales (%) PAC	11,81	14,34	16,73	18,99	21,13
Emissions évitées (MT CO ₂ /an)	22,26	23,31	24,00	24,50	24,87
Emissions Chaudière/ Emissions PAC	4,75	5,77	6,73	7,64	8,50

Le tableau 1.7 montre que les Mt de CO₂ évités sont substantiels pour une substitution massive des chaudières anciennes par des PAC, puisque le gisement potentiel se situe entre **22,26** et **24,87** Mt de CO₂ évités. De plus, ces forts enjeux peuvent être encore plus importants si on ajoute la part de la production d'eau chaude sanitaire estimée à 45,3 TWh/an [DGEMP, 2006]. A savoir que le g CO₂/kWh électrique pour l'usage sanitaire est de 40 g CO₂/kWh [ADEME, 2005].

Note : cette valeur de 40 g de CO₂/kWh provient aussi de l'analyse des conditions de production de l'ECS électrique qui s'effectue principalement la nuit et donc utilise principalement la base nucléaire. Cette moyenne forfaitaire a bien sûr un effet paradoxal sur les émissions d'une PAC produisant à la fois le chauffage et l'ECS puisqu'elle entraîne une double comptabilité avec des valeurs fort différentes quant à la valeur en CO₂ du kWh utilisé.

Les résultats montrent aussi que pour la France (mix faible), la part des émissions directes est non négligeable (entre 11,8 % et 21,1 % des émissions totales), d'où l'intérêt de chercher des fluides frigorigènes à faible GWP pour diminuer davantage les émissions des gaz à effet de serre.

Comparée à d'autres pays européens (cf. figure 1.18), la France est bien placée en terme de réduction des émissions de CO₂ en remplaçant les chaudières anciennes par des PAC (facteur de réduction au moins égal à 4).

D'autre part, dans des pays tel que la Norvège (98 % de l'électricité est produite par la filière hydraulique), la Suède (55 % hydraulique, 40 % nucléaire) et l'Islande (85 % hydraulique, 15 % cogénération), le facteur de réduction des émissions de CO₂ peut devenir supérieur à 10.

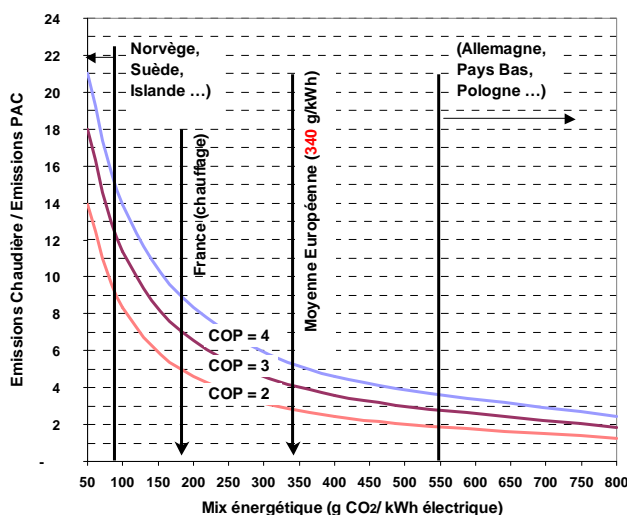


Figure 1.18- Facteur de réduction des émissions de CO₂ en fonction du mix énergétique et du COP du système de PAC (Remplacement d'une chaudière à fioul, rend. = 60 %)

1.5 - Conclusions

La réhabilitation du secteur résidentiel en France constitue un marché de très grand potentiel. Le nombre des chaudières anciennes est estimé à 4 millions unités.

La faible teneur en CO₂ du kWh produit en France amène des diminutions rapides des émissions de CO₂ associées à l'installation de PAC pour la production d'ECS et pour le chauffage. Dans les pays où le mix énergétique a un contenu beaucoup plus élevé en CO₂, les PAC restent aussi attractives en terme de limitation des émissions, mais il faut que le COP soit beaucoup plus élevé pour que les gains en émissions soient significatifs.

L'efficacité énergétique des systèmes PAC air/eau doit être continuellement améliorée afin d'accentuer leur pénétration sur le terrain et de contribuer au développement durable de l'industrie électrique.

Pour la substitution des chaudières, les produits disponibles sur le marché ne permettent pas d'atteindre des efficacités énergétiques élevées et sont pour la majorité limités par les conditions de fourniture d'eau de chauffage. L'introduction de la PAC air/eau dans la boucle de chauffage nécessite :

- une adaptation du cycle thermodynamique et
- une amélioration des efficacités énergétiques.

La substitution de ces générateurs vieillissants par des systèmes thermodynamiques présente des intérêts substantiels. Une première évaluation montre une réduction par un facteur d'au moins 4 des émissions de CO₂. Pour le parc remplaçable et pour l'usage de

chauffage, l'enjeu de la substitution est évalué entre **22,26** et **24,87** millions de tonnes de CO₂ évitées par an.

L'étude précédente montre aussi un fort intérêt pour l'utilisation des frigorigènes à faible GWP. En effet, la part des émissions directes des PAC s'élève à **21** % des émissions totales.

La stratégie de développement d'une PAC doit donc intégrer l'ensemble des impacts environnementaux. L'analyse doit se faire à la fois en termes :

- d'impacts indirects associés à la consommation d'énergie et aux émissions de CO₂ dues au mix énergétique (cf. chapitre 2),
- d'impacts directs associés aux niveaux d'émissions et au GWP du fluide (cf. chapitre 3).

CHAPITRE 2 - Conception de la PAC air/eau à haute efficacité énergétique

2.1 - Objectifs

Les spécifications usuelles des pompes à chaleur résidentielles prenaient en compte un chauffage additionnel. De nombreuses pompes à chaleur ont été dimensionnées pour une production de chaleur maximale à 0 °C, le complément étant produit par des résistances électriques. Cette stratégie n'a pas d'avenir si des objectifs forts de limitation des émissions de CO₂ sont fixés pour le chauffage résidentiel. Le dimensionnement nominal doit alors fournir la totalité du besoin de chauffage à la température extérieure minimale.

D'autre part, pour que la pompe à chaleur puisse se substituer en grande partie à une chaudière traditionnelle utilisant un combustible il faut, pour limiter les coûts d'investissement, que la puissance de chauffage soit délivrée sur le réseau hydraulique existant avec des modifications les plus limitées possibles. Cette contrainte amène à chauffer l'eau à un plus haut niveau de température au point de sortie de la chaudière et donc au point de sortie du condenseur de la PAC. Dans le cadre de cette étude, la température de départ d'eau maximale est limitée à 65 °C.

De plus, une PAC en substitution de chaudière doit aussi assurer la production d'eau chaude sanitaire (ECS) à la fois en conditions d'hiver et hors de la saison de chauffage.

Compte tenu de ces différentes contraintes, une conception d'un système à puissance variable est indispensable pour atteindre un COP saisonnier élevé.

La conception et le développement d'une nouvelle pompe à chaleur air/eau pour les régions à climat froid et répondant partiellement au cahier des charges de la réhabilitation en France, constitue la base de la présente étude. Les systèmes de chauffage demandant une température de sortie d'eau de la PAC supérieure à 65 °C sont exclus.

Dans ce chapitre, les différentes voies d'amélioration des PAC air/eau sont rappelées. L'inversion PAC/machine de froid, le contrôle de la puissance, le fonctionnement sans appoint dans les conditions extrêmes de températures froides et la production combinée d'eau de chauffage et d'ECS, sont analysés. Un prototype intégrant les meilleures solutions disponibles est ensuite conçu avec le mélange de référence, le R-407C.

2.2 - Analyse des options techniques pour les PAC air/eau

En raison de l'importance récemment accordée à l'efficacité énergétique et à la réduction des émissions, les installations de chauffage à haut rendement sont devenues une option envisageable pour les installations neuves ou à rénover grâce aux économies qu'elles peuvent générer au cours de leur cycle de vie. Les éléments d'amélioration du fonctionnement des PAC (dégivrage, régulation, formulation des mélanges de fluides frigorigènes, vitesse variable) amènent à des COP annuels plus élevés d'où des économies annuelles importantes de consommation, même si les coûts initiaux sont légèrement augmentés.

2.2.1 - Les PAC inversables

Les générateurs thermodynamiques inversables destinés à l'habitat constituent un enjeu pour la diminution des consommations d'énergies. « L'inversabilité » des PAC air/eau est une option très répandue. Elle permet le chauffage en hiver et le rafraîchissement en été. Le système correspondant doit être équipé d'une vanne 4 voies d'inversion de cycle. L'eau qui circule dans le réseau hydraulique peut être chauffée ou refroidie selon que l'échangeur du réseau de chauffage fonctionne respectivement en condenseur ou en évaporateur. Cependant pour les PAC air/eau en réhabilitation la température d'eau circulant dans les radiateurs est limitée à la température de rosée (typiquement 18 °C de température sèche en été), ce qui limite fortement la capacité de rafraîchissement avec des radiateurs classiques.

Le générateur thermodynamique (PAC) est optimisé pour le chauffage ou le rafraîchissement. Dans le cadre de cette étude, le chauffage est le mode principal pour l'optimisation, le mode rafraîchissement est un mode secondaire dont les performances dépendent du dimensionnement en mode chauffage.

2.2.2 - Les PAC pour le marché de rénovation et pour les régions à climat froid

Les cycles actuellement utilisés dans les PAC présentent l'inconvénient de ne fonctionner que sur une plage restreinte de températures extérieures. Pour les pompes à chaleur conventionnelles, les températures en fin de compression dépassent généralement les valeurs limites imposées par les constructeurs. Pour résoudre le problème, les pompes à chaleur sont souvent des systèmes bivalents (générateurs thermodynamiques + résistance électrique compacte) dimensionnés pour fournir la totalité de besoin pour des températures extérieures modérées et accompagnés d'un appoint par effet Joule pour des températures extérieures plus basses.

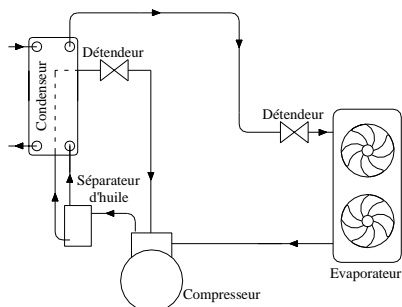


Figure 2.1-a : Le cycle mono-étagé avec un refroidisseur d'huile

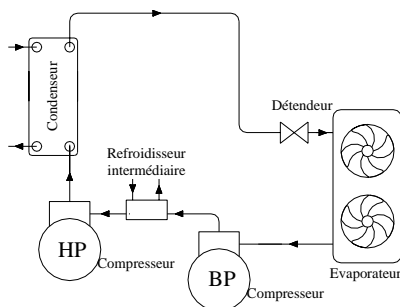


Figure 2.1-b : Le cycle bi-étagé avec un refroidisseur intermédiaire

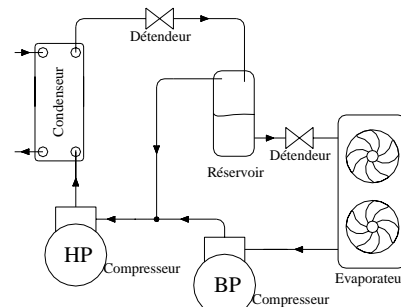


Figure 2.1-c : Le cycle bi-étagé à économiseur *simple*

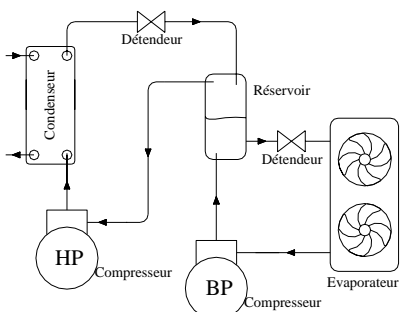


Figure 2.1-d : Le cycle bi-étagé à économiseur à *injection totale*

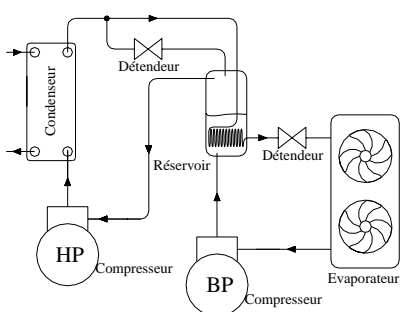


Figure 2.1-e : Le cycle bi-étagé à économiseur à *injection partielle*

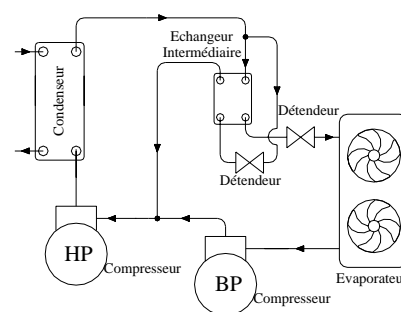


Figure 2.1-f : Le cycle bi-étagé à économiseur à *injection partielle modifiée*

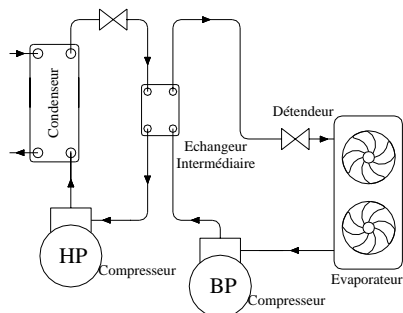


Figure 2.1-g : Le cycle en cascade

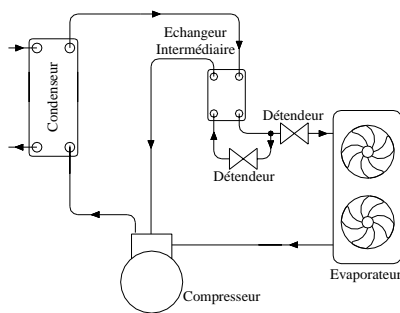


Figure 2.1-h : Le cycle à injection intermédiaire avec un seul compresseur

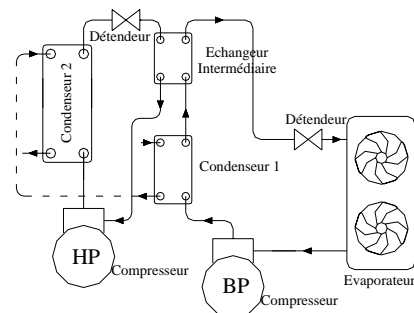


Figure 2.1-i : Le cycle bi-étagé avec un sous-refroidisseur en cascade

Figure 2.1- Cycles de pompe à chaleur pour les régions à climat froid

Plusieurs options techniques (cf. figure 2.1) ayant pour but de diminuer les températures en fin de compression et d'augmenter le COP et la puissance fournie à faibles températures extérieures sont présentées dans une revue récente sur les PAC air/eau en région froide [Stefan, 2004]. Parmi ces cycles, adaptés aussi au marché de la rénovation, nous distinguons des cycles mono-étagés et d'autres bi-étagés.

➤ Les cycles mono-étagés monovalents

Il est possible de fabriquer des pompes à chaleur mono-étagées pour des climats très froids et des températures élevées de départ d'eau. En effet, plusieurs compresseurs, conçus pour fonctionner avec des taux de compression élevés, sont déjà disponibles. Cependant, les performances mesurées avec ce type de compresseurs sont très faibles, comparées à celles des cycles bi-étagés. De plus, pour des températures extérieures modérées, la puissance fournie augmente rapidement, en même temps que le besoin de chauffage diminue. Le compresseur doit donc fonctionner en mode marche/arrêt (cyclage) sur des courtes durées, ce qui affecte négativement l'efficacité du cycle : les pics d'intensité de courant de démarrage se multiplient et les pertes à charges partielles dues à la consommation de veille augmentent (le temps de fonctionnement de la PAC devient faible).

Une autre solution pour étendre les limites de fonctionnement des cycles mono-étagés, consiste à injecter un débit non négligeable d'huile, séparé dans un séparateur d'huile et refroidi dans le condenseur, pour refroidir le fluide frigorigène en cours de compression. Ce circuit est représenté schématiquement figure 2.1-a. Les deux inconvénients majeurs de ce cycle sont ses faibles performances et sa capacité directement liée au débit et à la température de retour d'huile.

➤ Les cycles bi-étagés monovalents

Les cycles bi-étagés comparés et analysés sont :

- le cycle bi-étagé avec un refroidisseur intermédiaire
- le cycle bi-étagé à économiseur et qui comporte :
 - le cycle bi-étagé simple
 - le cycle bi-étagé à injection totale
 - le cycle bi-étagé à injection partielle
 - le cycle bi-étagé à injection partielle modifiée
- le cycle en cascade
- le cycle à injection intermédiaire avec un seul compresseur
- le cycle bi-étagé avec un sous-refroidisseur en cascade.

► Dans le cycle bi-étagé avec un refroidisseur intermédiaire (cf. figure 2.1-b), la vapeur refoulée par le compresseur basse pression est refroidie dans un échangeur intermédiaire. Ce refroidissement, limité par la température de retour d'eau de chauffage, est généralement insuffisant et n'amène pas à une réduction forte de la température de refoulement en sortie du compresseur haute pression.

Comparativement aux autres cycles bi-étagés, les avantages du cycle avec un refroidisseur intermédiaire sont la simplicité du circuit frigorifique et la possibilité de moduler la puissance chaude par la configuration des compresseurs. Dans ce dernier cas, des vannes supplémentaires sont nécessaires.

► L'injection vapeur ou liquide entre les deux compresseurs peut aussi servir pour le refroidissement des vapeurs au niveau de la pression intermédiaire. **Les cycles à économiseur** qui en résultent, varient en fonction des applications et des contraintes techniques [Duminil, 1996]. Les principales modifications d'un cycle à un autre (cf. figures 2.1-c à 2.1-f) sont liées aux problèmes de l'échauffement excessif au cours de la compression, de l'alimentation risquée par un mélange liquide-vapeur du détendeur basse pression et surtout de l'accumulation d'huile en raison des faibles vitesses des vapeurs dans les bouteilles avec les frigorigènes miscibles à l'huile. L'utilisation de la bouteille contribue aussi à augmenter la charge en fluide frigorigène du système, avec les inconvénients suivants :

- augmentation du TEWI direct (émissions liées à la fuite du fluide frigorigène),
- variation de la composition circulante des mélanges zéotropes du fait de la différence de volatilité des corps purs mélangés (cas des mélanges utilisés).

Le tableau 2.1 dresse une comparaison simple et relative entre ces types de cycles.

Tableau 2.1 - Comparaison relative des différents cycles à économiseur

Cycles à économiseur	Possibilité d'une		Efficacité globale	Coûts	Température de refoulement
	mauvaise alimentation du détendeur	Accumulation d'huile			
1- Cycle simple	Oui	Oui	+	+	Elevée
2- Cycle à injection totale	Oui	Oui	+++	++	Faible
3- Cycle à injection partielle	Non	Oui	++	+++	Faible
4- Cycle à injection partielle modifiée	Non	Non	++	+++	Faible

Le cycle à économiseur **à injection partielle modifiée** s'avère être le plus compatible pour notre application. Les problèmes liés à l'accumulation d'huile et à la mauvaise alimentation du détendeur sont résolus en remplaçant la bouteille par un échangeur intermédiaire (cf. figure 2.1-f). Ceci permet aussi une forte réduction de la charge en fluide frigorigène du système. Nous retiendrons ce cycle pour la suite de l'analyse.

► Lorsque la différence de température entre la source froide et le puits chaud dépasse un certain seuil, **le cycle en cascade** (cf. figure 2.1-g) peut devenir plus performant que les autres cycles bi-étagés. Mais, le cycle en cascade présente les inconvénients suivants : il est non inversable ou difficile à inverser et non modulable en terme de puissance calorifique fournie.

► **Le cycle bi-étagé à injection intermédiaire avec un seul compresseur** (cf. figure 2.1-h) et le cycle bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée (cf. figure 2.1-f) sont étudiés et comparés dans une étude récente sur les cycles de PAC air/eau [Zehnder, 2004]. Les résultats obtenus montrent une légère amélioration du COP du cycle à deux compresseurs par rapport au cycle à injection intermédiaire avec un seul compresseur.

► **Le cycle bi-étagé avec un sous-refroidisseur en cascade** (cf. figure 2.1-i) résulte d'une combinaison entre le cycle à cascade et le cycle avec un refroidisseur intermédiaire. La puissance et l'efficacité de ce cycle sont directement liées à la température de retour d'eau de chauffage. Dans ce dernier, la puissance peut être fournie en deux niveaux, soit par le fonctionnement en série, soit par le fonctionnement avec le compresseur basse pression.

Le tableau 2.2 montre une comparaison simple et relative entre ces types de cycles. Il résume les différentes observations mentionnées précédemment. Le degré de comparaison est présenté par le nombre des signes (+).

Tableau 2.2 - Comparaison relative des différents cycles de PAC pour les régions froides

Cycles de PAC	Nb. de niveaux de contrôle de puissance	Réversibilité	Efficacité globale	Puissance fournie	Température de refoulement
1- Mono-étagé	1	Simple	+	+	Elevée
2- Mono-étagé avec un refroidisseur d'huile	1	Complicé	+	+	Acceptable
3- Bi-étagé avec un refroidisseur intermédiaire	3	Complicé	+++	++++	Acceptable
4- Bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée	3	Simple	+++	++++	Faible
5- En cascade	1	Complicé	++++	++++	Faible
6- Bi-étagé à injection intermédiaire avec un seul compresseur	1	Simple	++	++	Elevée
7- Bi-étagé avec un sous refroidisseur en cascade	2	Complicé	++	+++	Elevée

Le cycle bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée (cf. figure 2.2), présentant le meilleur compromis, est retenu pour la suite de cette étude. Le cycle suivi par le frigorigène est représenté sur la figure 2.3.

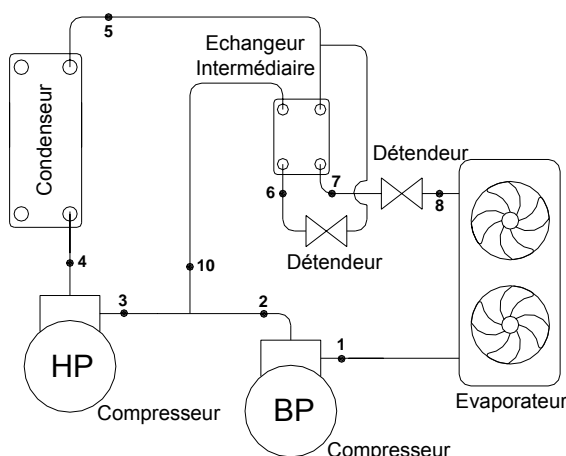


Figure 2.2- Cycle bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée

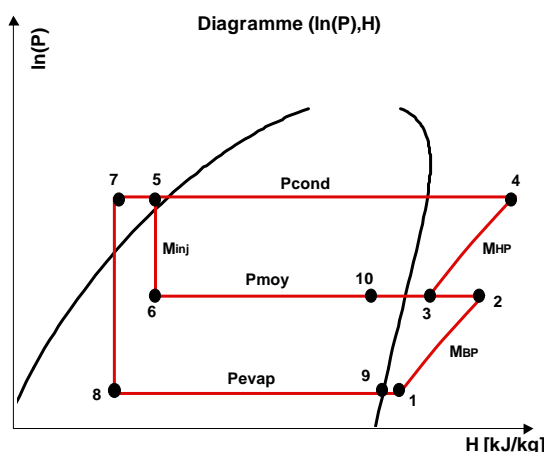


Figure 2.3- Diagramme (ln(P), H) du cycle bi-étagé à injection partielle modifiée

Les étapes du cycle sont :

- 1-2 : compression de M_{BP} en phase vapeur de P_{evap} à P_{moy}
- 2-3 : désurchauffe grâce au mélange des débits M_{BP} en état 2 et M_{inj} en état 10 pour constituer M_{HP} l'état 3.
- 3-4 : compression des vapeurs M_{HP} de P_{moy} à P_{cond}
- 4-5 : désurchauffe, condensation à P_{cond} et sous-refroidissement de M_{HP} .
- 5-6 : détente isenthalpique de M_{inj} de P_{cond} à P_{moy}
- 6-10 : évaporation de ce même débit pour le sous-refroidissement du débit masse M_{BP}
- 5-7 : sous-refroidissement du débit masse M_{BP} dans l'échangeur intermédiaire
- 7-8 : détente du débit M_{BP} de P_{cond} à P_{evap}
- 8-9 : évaporation
- 9-1 : surchauffe.

2.2.3 - Les PAC à puissance variable

L'efficacité énergétique des systèmes de chauffage par pompe à chaleur constitue un enjeu considérable (cf. chapitre 1). Les performances énergétiques saisonnières doivent être continûment améliorées. La variation de puissance est une des voies d'amélioration. Celle-ci permet d'adapter le fonctionnement de la machine au plus près des besoins thermiques des locaux à traiter et de réduire les consommations énergétiques.

L'intérêt des systèmes à puissance variable est fort :

- une augmentation du coefficient de performance saisonnier,
- une température intérieure plus stable permettant un confort de chauffage supérieur pour l'utilisateur et
- une réduction des pics d'intensité de courant de démarrage.

Le Copeland digital scroll, les systèmes bi-compresseurs, la variation de vitesse, le Bristol Twin Single, et la variation de la composition par distillation contrôlée sont les technologies, les plus connues, de variation de puissance. Ces cinq technologies sont comparées, analysées et testées dans une étude récente [Flach, 2004] sur les PAC air/eau pour le secteur résidentiel. Le tableau 2.3 résume les principaux résultats et conclusions obtenus en termes de disponibilité, de coûts d'installation et d'efficacité globale.

Tableau 2.3 - Comparaison relative des différentes technologies de variation de puissance

Technologie	Coûts de l'installation	Disponibilité	Efficacité globale	Adaptation au climat froid
1- Le Copeland digital scroll (Breveté par Copeland)	Moyens +	Moyenne +++	Moyenne ++	Non
2- Les systèmes bi-compresseurs (Répandus en Europe)	Moyens ++	Elevée ++++	Elevée +++	Oui
3- La variation de vitesse (Développée par les sociétés japonaises)	Elevés +++	Faible ++	Elevée ++++	Non
4- Le Bristol Twin Single (Développé par la société Bristol)	Faibles +	Moyenne +++	Faible +	Non
5- La variation de la composition (Développée par les sociétés japonaises)	Elevés ++++	Très faible +	Elevée ++++	Oui

Les résultats montrent des rendements effectifs supérieurs de la technologie de variation de vitesse par rapport à la technologie bi-compresseurs et la technologie digital scroll. D'autre part, le compresseur modulaire à pistons « Twin Single », simple et économiquement plus compétitif que les autres technologies, présente peu d'intérêt du point de vue énergétique. Enfin, la technologie de variation de la composition présente un manque de rapidité au niveau de la régulation, est peu commercialisée et son utilisation est limitée à quelques fabricants japonais.

Dans le cas de notre application pour les régions à climat froid, les contraintes liées à la température de refoulement et au taux de compression viennent limiter le choix à la technologie bi-compresseurs et la technologie de variation de composition. Les compresseurs à vitesse variable dotés d'une entrée d'injection intermédiaire sont actuellement inexistantes. Le développement d'une telle technologie est loin d'être étudié, en raison des complexités géométriques liées à l'étanchéité et à la lubrification du compresseur à vitesse variable.

La technologie de la variation de vitesse présente aussi des coûts supplémentaires et n'est quasiment pas accessible pour les constructeurs européens de PAC à ce jour. Les solutions utilisant des cycles bi-étagés, avec deux compresseurs à vitesse variable, ou un compresseur à vitesse fixe et un autre à vitesse variable, sont peu attractives du point de vue économique et technique.

Les performances de la technologie bi-compresseurs sont proches des performances de la technologie de variation de vitesse pour un coût plus faible. **Cette solution est retenue**

pour la suite de l'étude. Il est alors intéressant de concevoir un circuit et des aménagements de vannes pour passer d'un système bi-étagé à un système mono-étagé en fonction de la température extérieure. En considérant la possibilité de fonctionner à trois niveaux de puissances, ce type de PAC est adapté pour créer une gamme de modèles et pour l'application au marché de la rénovation.

Dans ce qui suit, nous décrivons un dispositif simple de modulation de puissance par variation de composition. Ce dispositif sera installé et testé au cours de cette thèse.

➤ Contrôle de puissance par variation de la composition circulante

Les pompes à chaleur air/eau résidentielles sont généralement équipées d'un réservoir anti-coup liquide qui sert à protéger le compresseur.

Un dispositif simple et facile à mettre en oeuvre pour le contrôle de puissance consiste à utiliser la bouteille anti-coup liquide comme un réservoir de stockage ou de séparation. Les principaux composants utilisés sont présentés figure 2.4.

La régulation de la puissance s'effectue en tirant parti du caractère zéotrope des mélanges pour contrôler la composition du frigorigène en circulation dans le système.

Pour modifier la composition circulante (et donc varier la puissance fournie), la vanne 4 voies est positionnée de telle manière que le débit sortant de l'évaporateur passe selon 1-2, puis selon 4-3. Dans le même temps, le détendeur de l'évaporateur est réglé de telle manière que le débit de frigorigène sorte de l'évaporateur en état diphasique. Une phase liquide est donc piégée dans le réservoir séparateur. Cette phase liquide est plus riche en composants dont la température normale d'ébullition est plus élevée (R-134a dans le cas du mélange R-407C (R-32/125/134a, 23/25/52 % en masse)).

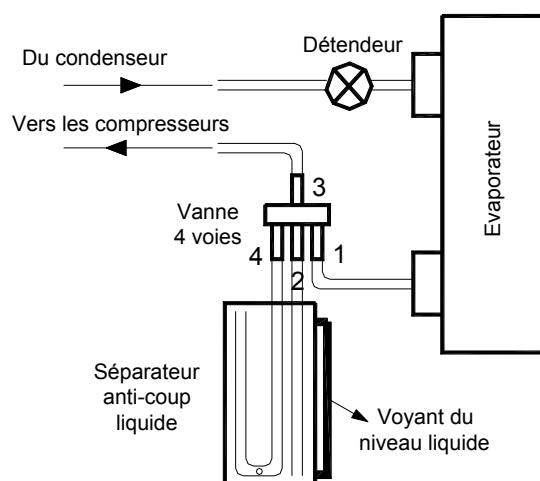


Figure 2.4- Schéma du circuit de contrôle de puissance par séparateur

Une fois que le réservoir est rempli d'une quantité définie de liquide, le réglage devient identique au réglage de base, à savoir la vanne 4 voies en position 1-3 et le détendeur contrôlant l'évaporation sans qu'il y ait le débit diphasique à la sortie de l'évaporateur. Le résultat est que toutes choses égales par ailleurs, la composition circulante est enrichie en composants plus volatils (R-125 et R-32 dans le cas du mélange R-407C). Compte tenu des propriétés thermodynamiques du frigorigène, ceci amène à une variation de la puissance du système (accroissement de la puissance dans le cas du mélange R-407C).

Pour retrouver la composition circulante initiale, la vanne 4 voies est ouverte et les fluides moins volatils du réservoir re-circulent dans le système. Durant cette phase, la vanne de détente assure la surchauffe à la sortie de l'évaporateur.

Ce système assure la séparation des composants du mélange. L'intensité de séparation dépend du volume du réservoir, du volume des éléments du circuit de la PAC, de la charge et de la composition initiales du mélange, du contrôle du titre à la sortie de l'évaporateur et des conditions thermodynamiques (niveaux de température et de pression).

2.2.4 - Les PAC pour la production combinée de chauffage et d'ECS

La pompe à chaleur pour le chauffage et la production d'ECS visée doit être inversable et doit produire l'ECS en été et en hiver. L'ECS est produite par la désurchauffe du fluide au refoulement HP, ou par un fonctionnement en parallèle ou en série. Les solutions techniques pour la production combinée de chauffage et d'ECS sont présentées figure 2.5 [Dominique, 2003].

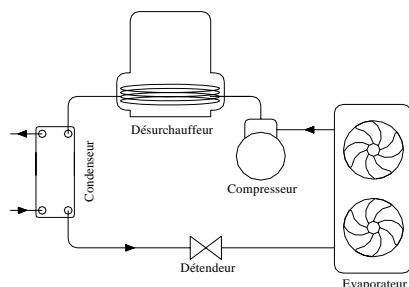


Fig. 2.5-a

Production d'ECS (Solution technique 1)

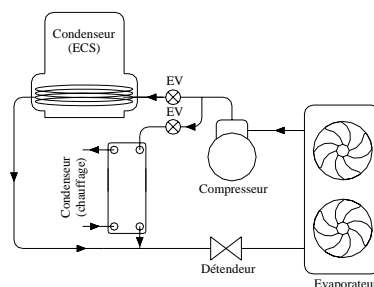


Fig. 2.5-b

Production d'ECS (Solution technique 2)

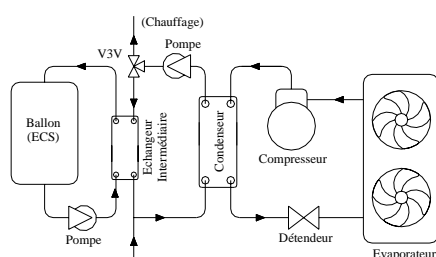


Fig. 2.5-c

Production d'ECS (Solution technique 3)

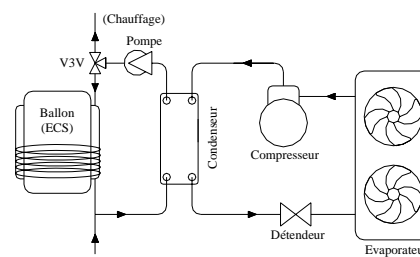


Fig. 2.5-d

Production d'ECS (Solution technique 4)

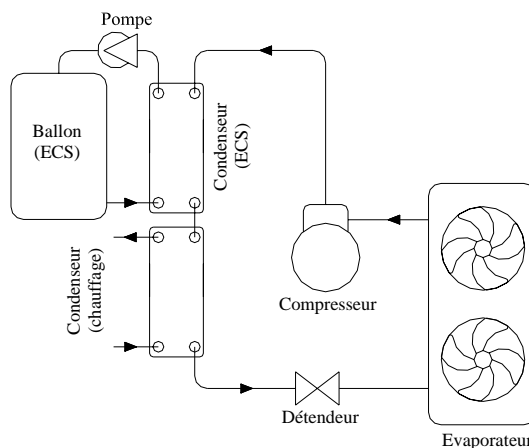


Fig. 2.5-e

Production d'ECS (Solution technique 5)

Figure 2.5- Solutions techniques pour la production combinée de chauffage et d'ECS

➤ Chauffage et production d'ECS par désurchauffe

La vapeur chaude au refoulement du compresseur se refroidit pour chauffer l'ECS dans un ballon désurchauffeur (cf. figure 2.5-a).

La production d'ECS est directement liée au chauffage et est alors arrêtée hors saison de chauffe. En effet, la production d'ECS seule peut causer une dégradation des performances de la PAC du fait d'un sous-dimensionnement du ballon désurchauffeur pour ce régime de fonctionnement.

➤ Chauffage et production d'ECS en parallèle

1- Chauffage et production d'ECS en parallèle sur le circuit frigorigène

Ce système est utilisé avec les PAC à plusieurs compresseurs ou à compresseurs à vitesse variable (cf. figure 2.5-b). Les productions d'ECS et de chauffage sont effectuées indépendamment l'une de l'autre. Une vanne solénoïde permet le choix entre les deux modes de production. La priorité est donnée à la production d'ECS.

2- Chauffage et production d'ECS par type du ballon

Dans ce cas, le choix entre les deux modes de production s'effectue sur le circuit d'eau. Deux solutions pour la production d'ECS sont possibles :

- l'ECS est produite dans le ballon, ce qui impose l'utilisation d'un échangeur intermédiaire pour éviter le mélange entre l'ECS et l'eau de chauffage (cf. figure 2.5-c) ;
- la production s'effectue sur la paroi du ballon. Dans ce cas, l'échangeur intermédiaire n'est plus indispensable mais le ballon sanitaire doit avoir une géométrie spécifique (cf. figure 2.5-d).

➤ Chauffage et production d'ECS en série

L'installation est constituée de deux condenseurs en série (cf. figure 2.5-e). **Cette solution technique présente plusieurs avantages, elle est retenue pour la suite de l'étude.**

Deux circuits hydrauliques indépendants permettent le choix entre les différents modes de production par une simple logique marche/arrêt des pompes. Le ballon d'ECS n'a pas de géométrie spécifique.

Pour un système inversable, cette solution permet la production d'ECS dans les deux modes, chauffage et rafraîchissement, en introduisant le condenseur d'ECS dans la boucle de la vanne 4 voies inversable.

Un bon dimensionnement du condenseur d'ECS permet la production d'ECS par désurchauffe durant la saison de chauffe et par condensation complète hors saison de chauffe. En effet, pour la saison de production d'ECS seule, une PAC dotée de plusieurs compresseurs fonctionnant avec le compresseur le moins puissant permet une adaptation de la puissance fournie aux dimensions du condenseur d'ECS, ce dernier est ainsi capable de désurchauffer puis condenser le débit de frigorigène sans entraîner une diminution des performances de la PAC.

Cette solution permet aussi de ramener la PAC à la température de chauffage tout en produisant de l'ECS à un niveau de température supérieur. Le COP est alors plus élevé dû à une pression au condenseur plus faible. Ce cas est schématisé sur les figures 2.6 et 2.7.

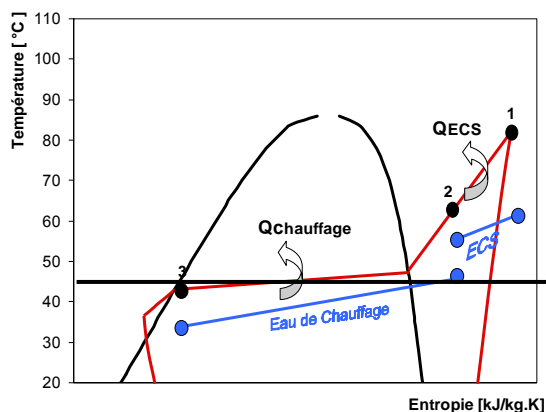


Figure 2.6- Diagramme (T,S), production d'ECS en série avec le chauffage, fluide R-407C

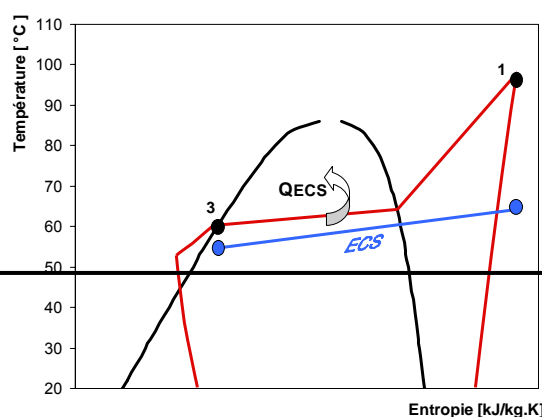


Figure 2.7- Diagramme (T,S), production d'ECS seule, fluide R-407C

2.3 - Description de la PAC air/eau combinant les différentes fonctions

L'installation prototype, combinant l'ensemble des options techniques choisies, a été soigneusement instrumentée comme indiqué figure 2.8 (circuit frigorigène, mode chauffage, fonctionnement bi-étagé). La nomenclature de l'ensemble des composants est détaillée en annexe 1.

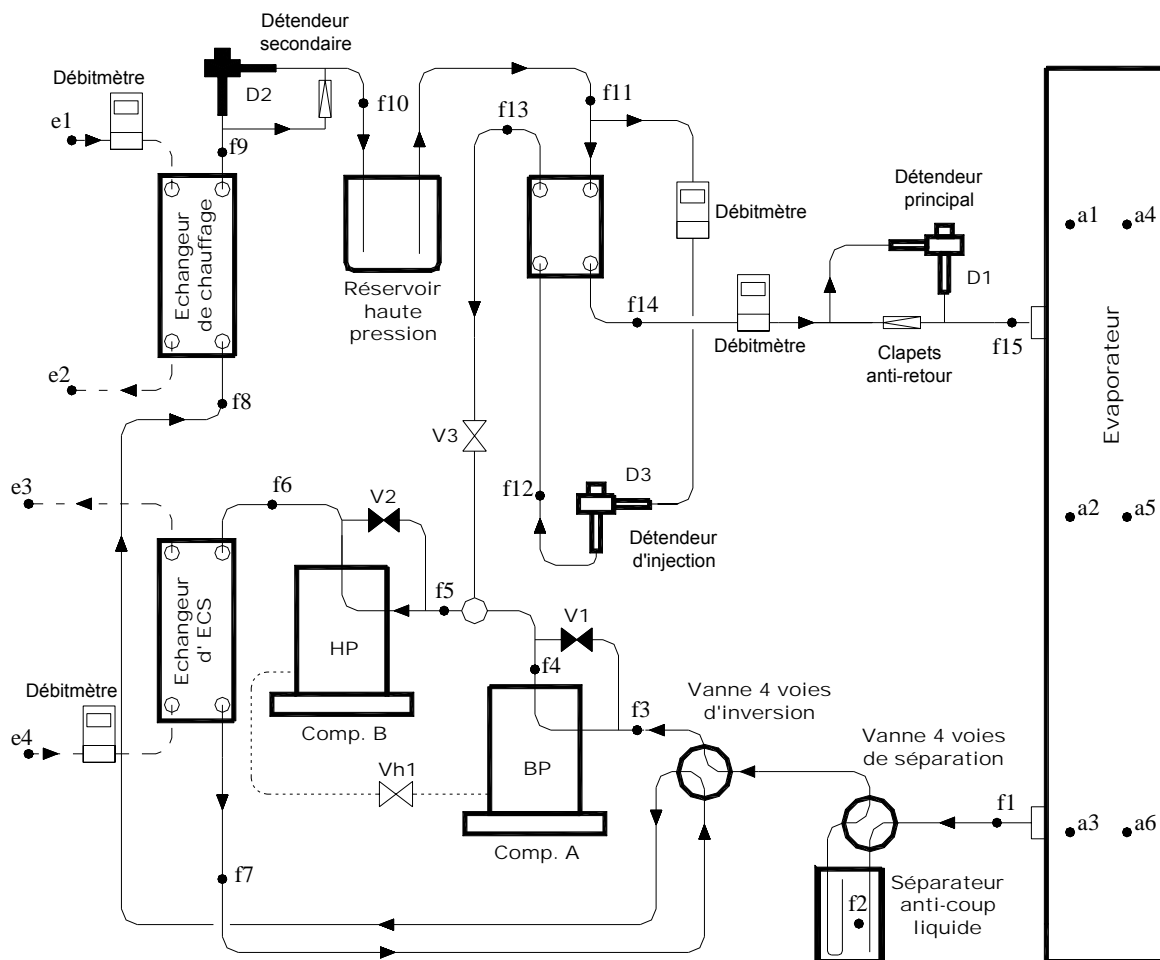


Figure 2.8- La PAC air/eau inversable (circuit frigorigène, mode chauffage, fonctionnement bi-étagé)

a : instrumentation sur l'air, f : instrumentation sur le fluide frigorigène, e : instrumentation sur l'eau

2.3.1 - Les modes de fonctionnement

Les différents modes de fonctionnement réalisables sont : le mode de chauffage, le mode de rafraîchissement, le mode de dégivrage et le mode d'équilibrage d'huile.

➤ Fonctionnement en mode chauffage

Dans la configuration bi-étagée, le compresseur **A** est le compresseur basse pression. Il aspire le débit M_{BP} sortant de l'évaporateur au point f1. Les vapeurs refoulées par le compresseur **A** sont aspirées par le compresseur haute pression **B** qui aspire en même temps le débit M_{inj} provenant du sous-refroidisseur/économiseur, le mélange s'effectuant au point f5 (les vannes V1 et V2 sont fermées, V3 est ouverte).

Le compresseur haute pression refoule le débit total M_{HP} dans l'échangeur d'ECS. En cas d'une production combinée de chauffage et d'ECS, l'eau sera chauffée en utilisant essentiellement la désurchauffe du fluide frigorigène.

Lors du fonctionnement en mode chauffage, le mélange de fluides frigorigènes se condense dans l'échangeur du réseau de chauffage. En sortie de cet échangeur, le mélange passe dans une bouteille accumulatrice puis, au point f11, le débit se divise en deux. Le débit principal M_{BP} va à l'évaporateur après avoir subi un sous-refroidissement et un débit dérivé M_{inj} , mesuré dans le deuxième débitmètre, est évaporé au sous-refroidisseur/économiseur. Ce débit M_{inj} une fois évaporé est mélangé avec M_{BP} formant ainsi M_{HP} aspiré par le compresseur HP (comme indiqué auparavant).

Pour un fonctionnement mono-étagé, seul le compresseur **A** ou le compresseur **B** fonctionne. En mono-étagé avec le compresseur **A**, les vannes V1 et V3 sont fermées, V2 est ouverte. En mono-étagé avec le compresseur **B**, les vannes V2 et V3 sont fermées, V1 est ouverte. A noter que le seul rôle de la vanne V3 est d'assurer une étanchéité sûre du détendeur à injection pour les configurations mono-étagées.

➤ **Fonctionnement en mode rafraîchissement**

Pour le mode rafraîchissement, nous avons le choix entre le fonctionnement avec le compresseur **A** ou le compresseur **B** en configuration mono-étagée. Pour ce mode de fonctionnement, la configuration bi-étagée, qui est aussi réalisable, ne présente pas d'intérêt en raison d'une faible différence de températures entre la source froide et le puits chaud.

Lors de l'inversion du cycle par la vanne 4 voies, l'échangeur du réseau de chauffage fonctionne en évaporateur pour refroidir l'eau au point e1 (cf. figure 2.8). La vapeur surchauffée au point f8 ou f3 est comprimée jusqu'au point 6 (la vanne V3 est fermée). A ce niveau, l'échangeur du réseau d'ECS fonctionne en désurchauffe ou en condensation complète des gaz refoulés. Arrivant en sortie de l'échangeur tubes-ailettes, qui est maintenant un condenseur, le mélange est détendu dans le détendeur secondaire D2, puis évaporé dans l'échangeur du réseau de chauffage (évaporateur).

La production d'ECS est directement liée aux températures des gaz refoulés et aux besoins de rafraîchissement. Des températures de refoulement inférieures à 60 °C ne permettent pas la production d'ECS en désurchauffe des vapeurs en sortie du compresseur. De plus, la production d'ECS n'est possible qu'en mode combiné d'ECS et de rafraîchissement.

Pour résoudre ces problèmes, deux cas sont à distinguer.

- Lors d'un besoin de rafraîchissement, l'ECS est produite en désurchauffe si la température de refoulement des gaz refoulés est élevée, et en condensation complète si la température de refoulement est faible. Dans ce dernier cas, le ventilateur de l'échangeur tubes-ailettes est arrêté (PAC eau/eau).
- Si le besoin de rafraîchissement est nul, le cycle est inversé en mode chauffage et l'ECS est produite en mode production d'ECS seule.

➤ **Fonctionnement en mode dégivrage**

L'étude de la distribution des températures d'air pour différents climats français montre que le dégivrage est un point clé à considérer. Plus de 50 % de la consommation saisonnière est comprise entre 0 °C et 6 °C pour Nancy et 2 °C et 7 °C pour Trappes, d'où l'importance de concevoir une unité performante sur ce point. Dans cet intervalle de températures, le dégivrage des batteries d'évaporateur tubes-ailettes influence d'une façon significative les performances de la machine.

Le dégivrage par inversion de cycle (l'énergie est en partie extraite du circuit de chauffage, le condenseur fonctionne en évaporateur) et le dégivrage par gaz chaud (le condenseur est bi-passé, le compresseur fournit toute la chaleur de dégivrage de l'évaporateur) sont les deux techniques de dégivrage les plus courantes des PAC air/eau (cf. figures 2.9 et 2.10).

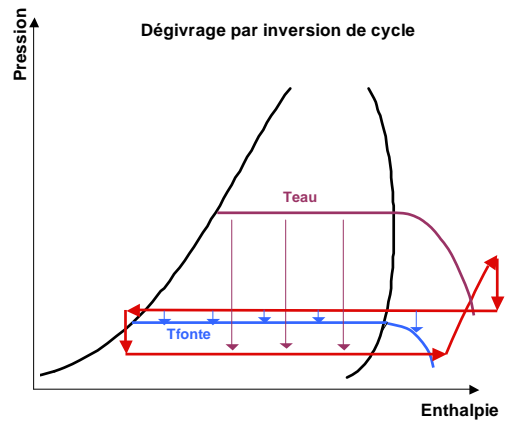
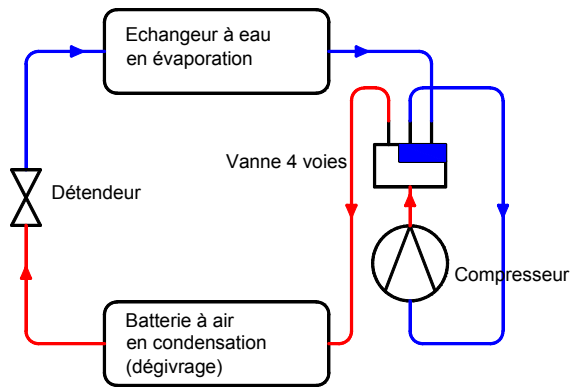


Figure 2.9- Le dégivrage par inversion de cycle – Evolution du cycle sur un diagramme (P,H)

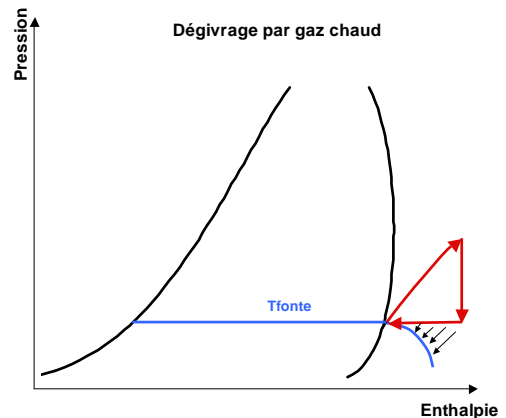
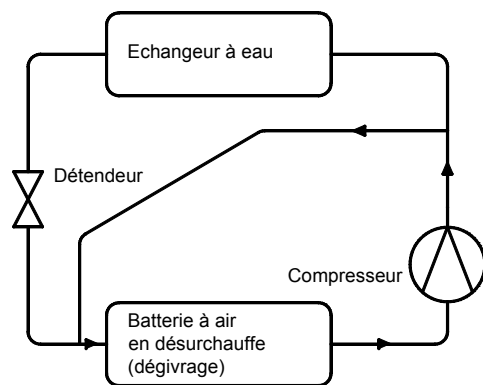


Figure 2.10- Le dégivrage par gaz chaud – Evolution du cycle sur un diagramme (P,H)

Pour les cycles bi-étagés, les performances obtenues dans [Zehnder, 2004] montrent une meilleure adaptation du mode à inversion de cycle par comparaison au mode gaz chaud. En effet le mode de dégivrage par gaz chaud fournit une faible puissance et nécessite un temps de fonctionnement plus long que celui du mode à inversion de cycle. Avec le mode gaz chaud, la réduction moyenne de l'énergie fournie et du COP peut atteindre 20 à 25 % comparativement au fonctionnement en régime stationnaire. Cette réduction est estimée à une valeur inférieure à 10 % pour le mode à inversion.

La méthode du dégivrage par inversion de cycle exploite la possibilité intrinsèque d'un système thermodynamique de permuter les rôles de l'évaporateur et du condenseur. Les générateurs thermodynamiques inversables sont prévus pour chauffer l'habitation l'hiver et la rafraîchir l'été. L'inversion de cycle est donc la méthode privilégiée.

Une étude récente [Argaud, 2001] sur l'amélioration des cycles de dégivrage par inversion de cycle a montré la possibilité de bi-passer le détendeur secondaire (D2) lors de la phase de dégivrage (en reliant directement les circuits haute et basse pressions, la puissance disponible sur l'échangeur condenseur est suffisante pour garantir l'absence de liquide à l'aspiration du compresseur). Cette solution amène à réduire le temps de dégivrage et à améliorer le COP. En effet, lors de dégivrage par inversion du cycle, l'écart entre les pressions de condensation et d'évaporation étant diminué, le détendeur s'ouvre et atteint son maximum. Ceci se traduit par une dégradation des performances et un rallongement de la durée de dégivrage (diminution du débit frigorigène et de la pression d'aspiration, augmentation de la surchauffe, de la désurchauffe et du sous-refroidissement).

Le mode à inversion de cycle est retenu pour la PAC air/eau à haute efficacité énergétique et économique. Cette PAC étant inversable, le dégivrage par inversion de cycle ne nécessite aucun coût supplémentaire pour son introduction (coût lié à deux vannes d'arrêt ou à une vanne 3 voies pour la configuration du circuit en mode dégivrage par gaz chaud).

➤ Gestion du retour d'huile aux compresseurs

Les concepts de systèmes bi-étagés montrent un grand potentiel d'amélioration de performances tout en laissant une grande liberté de réglage de la puissance de chauffage. Cependant, la maîtrise de la lubrification des compresseurs doit être convenablement conçue. En effet, la lubrification des compresseurs ne peut pas être assurée pour une longue durée en fonctionnement stationnaire [Zehnder, 2004]. L'observation du niveau d'huile dans les deux compresseurs montre une forte migration du compresseur haute pression vers le compresseur basse pression.

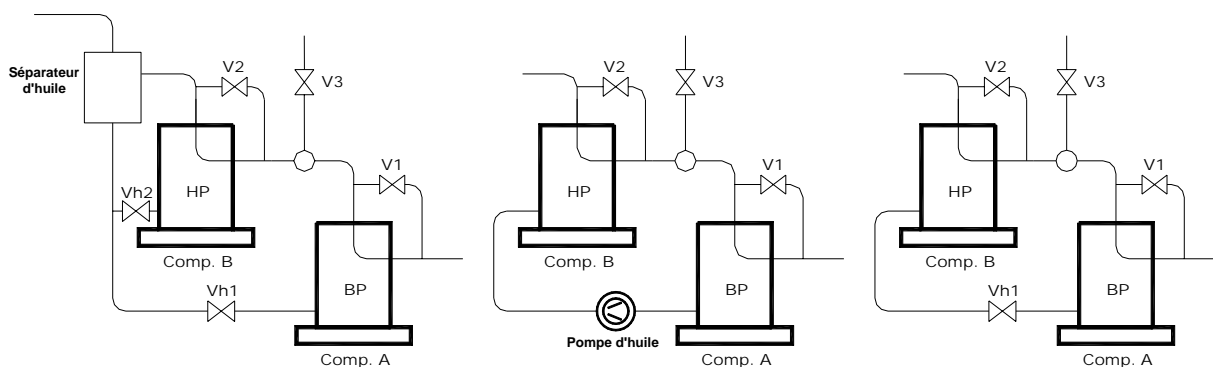


Fig. 2.11-a

Solution avec séparateur d'huile

Fig. 2.11-b

Solution avec pompe à huile

Fig. 2.11-c

Solution d'égalisation par gravité

Figure 2.11- Gestion du retour d'huile aux compresseurs

Les coûts additionnels d'introduction d'une pompe de circulation d'huile ou d'un séparateur d'huile (cf. figures 2.11-a et 2.11-b) amènent à ne pas choisir de telles solutions pour les PAC air-eau à faible et à moyenne puissances. La solution la plus simple et la plus économique reste d'utiliser une ligne d'égalisation d'huile reliant les carters des deux compresseurs (cf. figure 2.11-c). Cette solution a été réalisée et testée sur un système de PAC à deux compresseurs fonctionnant en parallèle et donne de bons résultats [Flach, 2004]. Dans ce cas, le compresseur haute pression doit être équipé d'un commutateur de niveau d'huile pour arrêter les compresseurs en marche et ouvrir la vanne d'équilibrage d'huile Vh1.

2.3.2 - Régulation de la PAC et intégration dans la boucle de chauffage

Dans cette section, nous décrivons le fonctionnement en mode chauffage. Pour le mode rafraîchissement, le principe est identique.

Selon l'installation par type de corps de chauffe et aussi selon la détermination des surfaces de chauffe, il convient d'adapter la température de départ de chauffage en vue d'obtenir la température ambiante souhaitée.

Les courbes de chauffe sont réglables avec des régulateurs. L'intérêt de ce type de régulation est de diminuer la température moyenne d'eau de chauffage sur l'ensemble de la saison de chauffe et d'améliorer par la suite le rendement saisonnier (un exemple de régulateur de courbe de chauffe est présenté dans l'annexe 2).

Les régulateurs de la courbe de chauffe définissent généralement une consigne de température de départ des chaudières alors que pour les PAC, la régulation est effectuée sur une consigne de température de retour.

Le principe de fonctionnement est schématisé par la figure 2.12. La sonde extérieure (SE) mesure la température extérieure et la transmet au régulateur. Les sondes de départ (SD) et de retour (SR) contrôlent la température de l'eau dans le circuit de chauffage.

On distingue deux niveaux de régulation.

- Le réglage de base réalisé par le régulateur de courbe de chauffe : réglage de la température de l'eau.
- Le réglage plus fin, réalisé par la vanne thermostatique dans chaque local : réglage du débit d'eau.

Les étapes de régulation sont les suivantes :

- ◆ Pour chaque température extérieure (T_e), le régulateur calcule une différence de températures (DT) de l'eau aux entrée et sortie du condenseur de la PAC. Cette différence caractérise la PAC en fonction de la température extérieure. Elle est proportionnelle à la puissance calorifique instantanée fournie par la PAC.
- ◆ En fonction de la courbe de chauffe choisie (consigne de départ : $C_{\text{départ}}$) et de la température extérieure, le régulateur déduit une consigne de retour à partir de la consigne de départ. Cette consigne est calculée par : ($C_{\text{retour}} = C_{\text{départ}} - DT$) et dépend de la température extérieure (cf. figure 2.13). On obtient ainsi de nouvelles lois d'eau sur les températures de retour caractérisant l'installation (le corps de chauffe et la PAC).
- ◆ La température d'eau en sortie du corps de chauffe est mesurée par la sonde (SR), le circulateur (P) fonctionnant sans arrêt. Cette température est comparée à la consigne (C_{retour}) calculée par le régulateur. En fonction du niveau de la température mesurée par rapport à la consigne calculée par le régulateur, la PAC est arrêtée ou mise en marche.
- ◆ Le sélecteur de température permet d'ajuster la température depuis la maison. Une sonde intérieure (SI) mesure la température ambiante et la transmet au régulateur. Ce dernier adapte automatiquement la température de départ d'eau afin d'obtenir la température choisie.

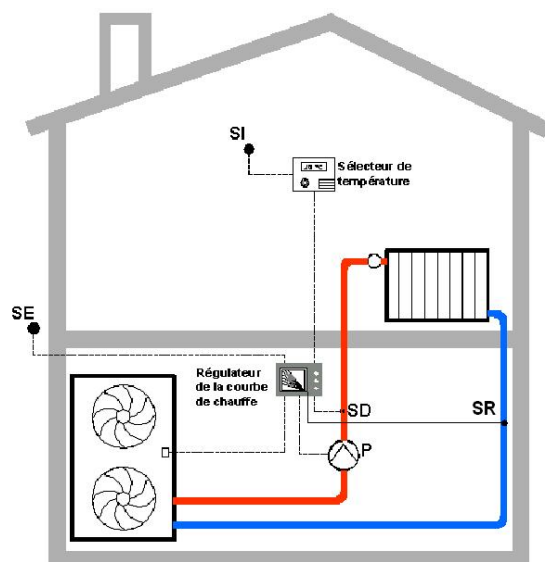


Figure 2.12- Principe de fonctionnement d'un régulateur de courbe de chauffe à modifier

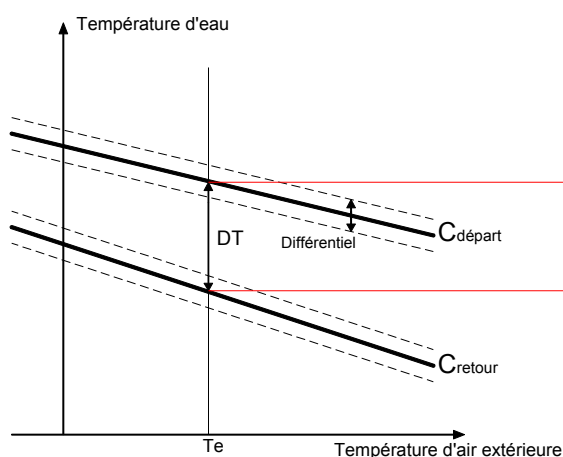


Figure 2.13- Régulation sur une consigne suivant une loi d'eau

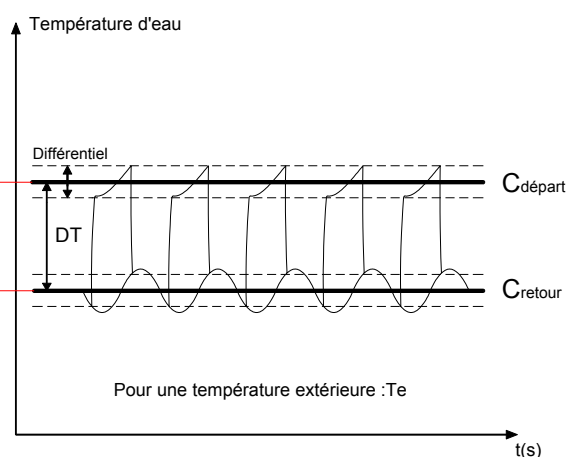


Figure 2.14- Evolution des températures d'entrée et de sortie d'eau au condenseur en mode chauffage

Supposons qu'en mode chauffage, la PAC soit initialement à l'arrêt : la température de retour d'eau diminue alors jusqu'à ($C_{\text{retour}} - \text{Diff}/2$) (*Diff* est le différentiel de réglage); à cet instant la PAC est démarrée (cf. figure 2.14). La température de sortie d'eau augmentent alors jusqu'à ($C_{\text{départ}} + \text{Diff}/2$) et la PAC est arrêtée. L'arrêt de la PAC peut être aussi

commandé lorsque la température de retour dépasse la valeur ($C_{\text{retour}} + \text{Diff}/2$) ou lorsque la température ambiante dépasse une certaine valeur fixée par le sélecteur (S).

Enfin, en fonction des besoins de chaque pièce, le réglage par des vannes thermostatiques permet de régler les débits d'eau chaude.

2.3.3 - Logique simplifiée pour le choix du mode de fonctionnement

Pour une PAC inversable, le choix du mode de fonctionnement dépend des conditions extérieures. A l'aide d'une horloge saisonnière ou d'un bouton sélecteur du mode, la PAC fonctionne en mode chauffage ou en mode rafraîchissement pour maintenir une température moyenne de la boucle d'eau dans une gamme de températures autour d'une consigne. Cette consigne est généralement fonction d'une ou de plusieurs grandeurs par l'intermédiaire d'un régulateur de consigne, à l'exemple du régulateur des courbes de chauffe (Lois d'eau). La figure 2.15 montre une logique simple de fonctionnement de la PAC inversable avec une production combinée d'ECS.

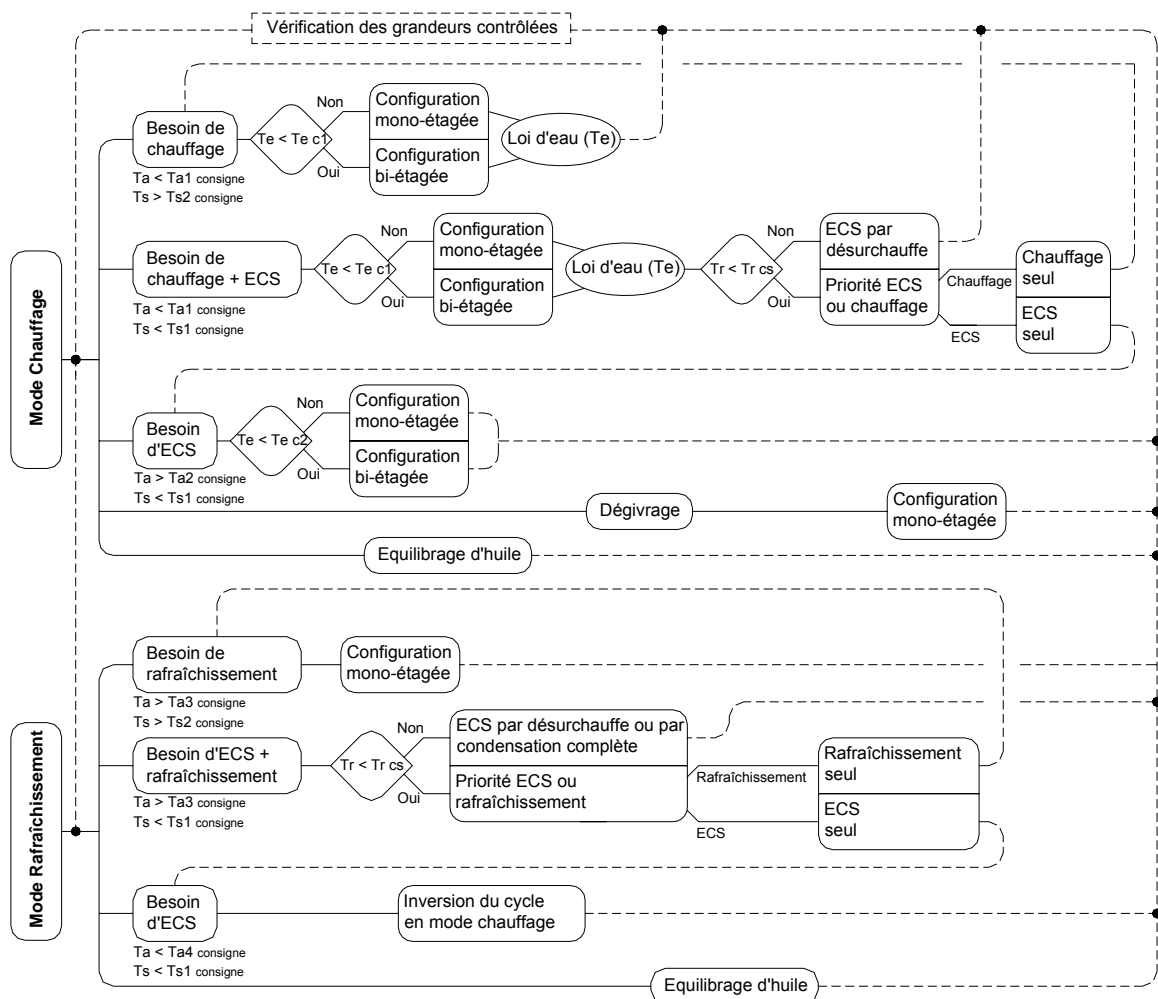


Figure 2.15- Logique simplifiée pour le choix du mode de fonctionnement

En mode chauffage, nous distinguons entre : chauffage seul, chauffage + ECS, ECS seule, dégivrage et équilibrage d'huile.

Le mode d'équilibrage d'huile peut être considéré comme prioritaire par rapport aux autres modes. Il est commandé par l'action du commutateur de niveau d'huile du compresseur haute pression ou lorsque la PAC est à l'arrêt.

Pour le mode de dégivrage, l'état de givrage peut être détecté en déterminant l'épaisseur de givre existant localement, la perte de pression de la ventilation ou en estimant la

réduction globale de la performance de la PAC. Les dispositifs qui servent à initier le déclenchement et l'arrêt de ce mode sont multiples (palpeurs, pressostat différentiel sur l'air, thermostat différentiel de surface ...).

Pour un thermostat d'ambiance réglé à $T_{a\text{consigne}}$ (T_{a1} et T_{a2} étant les consignes correspondantes aux différentiels bas et haut respectivement) et un thermostat d'ECS fixé à $T_{s\text{consigne}}$ (T_{s1} et T_{s2} étant les consignes correspondantes aux différentiels bas et haut respectivement), le démarrage de la PAC en mode chauffage seul, ECS seule ou chauffage et ECS en mode combiné est directement lié aux grandeurs réglées ou contrôlées. Ces grandeurs comparées aux consignes inférieures et supérieures, provoquent le démarrage ou l'arrêt du mode correspondant.

Les configurations mono-étagées ou bi-étagées sont actionnées en fonction de la température extérieure. Pour une température inférieure à une certaine limite $T_{e_{c1}}$, le mode bi-étagé est choisi. Une valeur $T_{e_{c2}}$ peut être aussi fixée pour la production d'ECS seule en configuration bi-étagée.

Comme mentionné auparavant, une autre contrainte limitant la production d'ECS en série est la température de refoulement. Là aussi, une consigne $T_{r_{cs}}$ peut être fixée pour commander ou non la production combinée. Dans ce cas, une consigne de priorité entre l'ECS seule ou le chauffage seul permet le choix du mode suivant.

En rafraîchissement, le principe de fonctionnement est identique. Le mode rafraîchissement seul s'effectuera en fonction des consignes T_{a3} et T_{a4} . Pour la production d'ECS seule, elle est faite par inversion de cycle. Les performances de la production d'ECS seule seront élevées en raison des températures extérieures plus élevées en été.

2.3.4 - Réduction du coût du système correspondant aux besoins du marché

Le prototype installé dans le laboratoire de CEP est conforme au schéma de la figure 2.8. Les détendeurs utilisés sont des détendeurs électroniques et les vannes sont des vannes d'arrêt manuelles. Cependant, pour limiter le coût du système industrialisable, des modifications importantes peuvent être réalisées. Des exemples de conception sont présentés ci-dessous.

➤ Remplacement des vannes de régulation par des clapets anti-retour

Les 2 vannes V1 et V2 peuvent être remplacées par des clapets anti-retour C1 et C2. Ces clapets permettent aussi le passage entre les trois modes de fonctionnement : bi-étagé, mono-étagé BP et mono-étagé HP. Ils sont actionnés par le démarrage ou l'arrêt de leur compresseur associé (cf. figure 2.16) et donc par l'existence ou non d'une différence de pressions entre leur entrée et leur sortie. Ce dispositif permet d'éviter l'installation d'électrovannes et de leurs dispositifs de commande diminuant ainsi le prix d'installation.

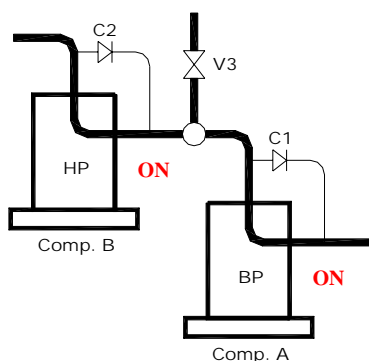


Fig. 2.16-a
Configuration bi-étagée

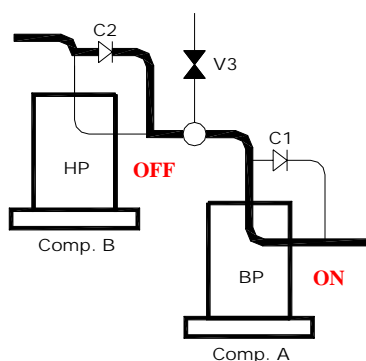


Fig. 2.16-b
Configuration mono-étagée BP

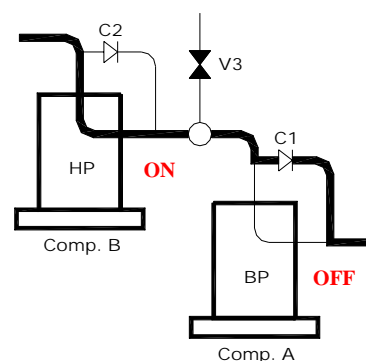


Fig. 2.16-c
Configuration mono-étagée HP

Figure 2.16- Les clapets anti-retour remplacent les électrovannes de passage entre les différents modes

➤ **Remplacement des vannes de régulation par une vanne 4 voies**

L'entreprise ACE a aussi trouvé un dispositif élégant utilisant une vanne 4 voies pour limiter les coûts du système de régulation pour le passage d'un fonctionnement bi-étagé à un fonctionnement mono-étagé et même à un fonctionnement en parallèle avec les deux compresseurs ensemble. Le brevet protégeant ce concept a été déposé. La figure 2.17 montre les différentes configurations obtenues par l'action sur une vanne 4 voies.

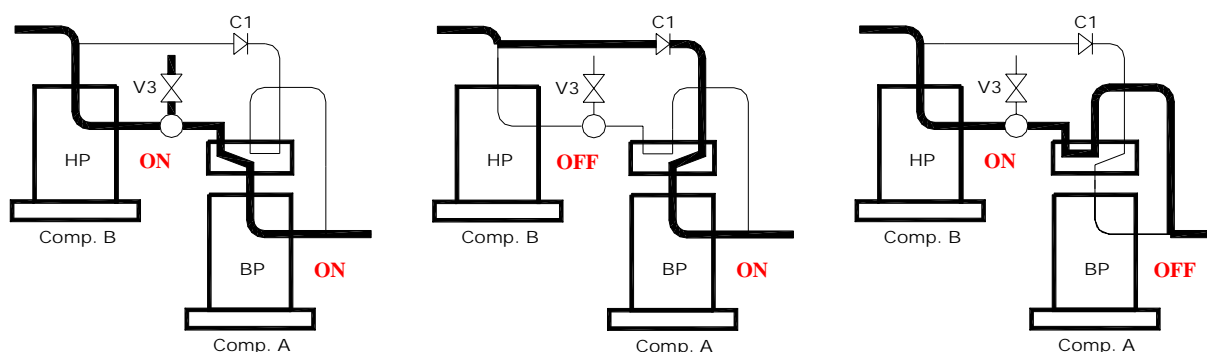


Fig. 2.17-a

Configuration bi-étagée

Fig. 2.17-b

Configuration mono-étagée BP seule

Fig. 2.17-c

Configuration mono-étagée HP seule

Figure 2.17- Un clapet et une vanne 4 voies remplacent les électrovannes de passage entre les différents modes

➤ **Élimination du détendeur secondaire en mode rafraîchissement**

Le détendeur secondaire D2 et les deux clapets anti-retour de by-pass du détendeur principal et du détendeur secondaire peuvent être éliminés si le détendeur principal D1 autorise les deux sens d'écoulement. Dans ce cas, la bouteille accumulatrice haute pression (en mode chauffage), ayant deux tubes plongeurs, devient une bouteille basse pression placée avant l'évaporateur (la vanne V3 étant fermée).

➤ **Remplacement des détendeurs électroniques par des détendeurs thermostatiques**

Les détendeurs électroniques sont plus fiables que les détendeurs thermostatiques parce qu'ils contrôlent directement une différence de températures et non uniquement la pression d'évaporation. Cependant, pour limiter le coût d'une installation, la plupart des industriels européens utilisent les détendeurs thermostatiques ou à capillaires.

Le détendeur principal et le détendeur secondaire peuvent être remplacés par des détendeurs thermostatiques asservis aux températures aux points f1 et f8 respectivement. Dans le cas d'un seul détendeur thermostatique à double sens, le bulbe doit être placé au point f1, point d'aspiration commun aux deux modes de fonctionnement.

Pour le détendeur d'injection D3, le débit d'injection peut être réglé en fonction de la température de refoulement (au point f6) ou/et en fonction de la température d'aspiration du compresseur haute pression (au point f5). Pour une injection avec un détendeur thermostatique, seul le deuxième cas est réalisable.

2.4 - Analyse du cycle thermodynamique

Correctement dimensionnée et utilisée en fonction des besoins, la PAC permet un fonctionnement énergétiquement économe de l'installation de chauffage. Elle constitue un apport essentiel à l'utilisation d'énergie renouvelable dans les bâtiments.

Le nouveau cahier des charges des pompes à chaleur présente de nombreux avantages : les échangeurs seront dimensionnés pour une puissance fournie relativement élevée et le «surdimensionnement relatif» qui en résulte pour des puissances de chauffage inférieures entraîne une amélioration significative du COP de la machine thermodynamique si des stratégies de puissance variable sont mises en œuvre.

Le coefficient volumique de déperditions « G » est fonction de l'ancienneté et de l'isolation du logement. En moyenne, ses valeurs sont comprises entre 0,7 et 0,9 W/(m³.K) pour un logement neuf isolé (0,75 W/(m³.K) pour une habitation conforme à la RT 2000), entre 0,9 et 1,1 W/(m³.K) pour un logement ancien isolé et sont supérieures à 1,2 W/(m³.K) pour un logement ancien mal isolé ou non isolé.

Dans cette partie le cycle thermodynamique est analysé et les différents composants du prototype sont dimensionnés pour fournir une puissance de chauffage proche de 12 kW pour une température extérieure de -15 °C (régions froides), soit un coefficient de déperditions GV proche de 350 W/K. Ceci correspond à un logement ancien isolé avec une superficie qui peut varier de 100 à 150 m² en fonction de la hauteur sous-plafond et du type d'isolation (cf. figure 2.18).

Note : habitation conforme à la RT 2000 : habitation construit après le 2 juin 2001 mais bon nombre de logements antérieurs à cette date étaient déjà conformes à la RT 2000.

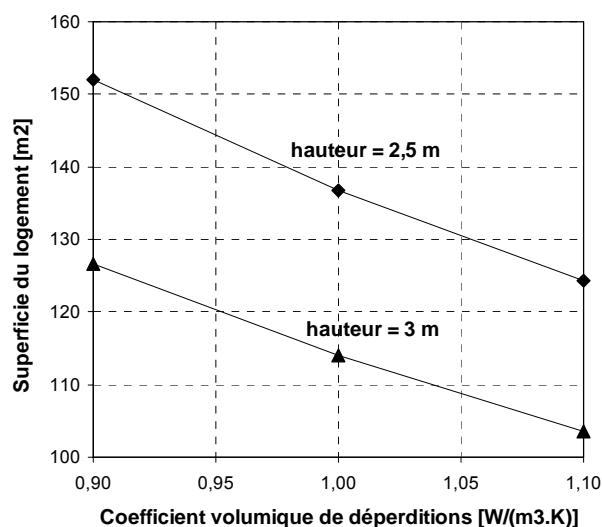


Figure 2.18- Superficies maximales couvertes par le prototype en fonction de la hauteur sous-plafond et le type d'isolation, région froide (exemple Nancy)

2.4.1 - Conditions de fonctionnement du système global

Un calcul du cycle (cf. figure 2.3), basé sur les hypothèses ci-après, a été réalisé pour choisir les compresseurs.

- Une différence de températures entrée/sortie air fixe de 5 K.
- Une différence de températures entrée/sortie eau moyenne de 8 K pour la configuration bi-étagée et de 5 K pour la configuration mono-étagée.
- Un sous-refroidissement de 2 K et une surchauffe de 5 K.
- Une température de départ d'eau de chauffage suivant la loi d'eau moyenne température définie au chapitre 1.
- Les pressions au condenseur et à l'évaporateur sont calculées de manière à vérifier une différence de températures minimale entre 3 et 4 K dans les échangeurs.
- La pression moyenne et le débit injecté sont variés pour chaque température d'air extérieur afin d'optimiser le COP.
- Le calcul est effectué pour un volume balayé du compresseur basse pression de 1 m³/h.
- Pour se rapprocher le plus possible du cas réel, les rendements sont calculés en fonction du taux de compression par les expressions ci-dessous (cf. figure 2.19).

$$\eta_{is} = -6,1 + 69,53 \cdot \tau - 21,4 \cdot \tau^2 + 2,68 \cdot \tau^3 - 0,12 \cdot \tau^4$$

$$\eta_{vol} = 94,41 + 3,37 \cdot \tau - 0,71 \cdot \tau^2 \text{ et } \eta_g = 0,8 \cdot \eta_{is}$$

- Ces rendements sont des moyennes approximatives des rendements des compresseurs scroll de faible puissance (types ZR28, ZR34, ZR40, ZR48, ZR61, ZR72 [Copeland 5]).
- L'échangeur économiseur est calculé de manière à vérifier une différence de températures de 5 K à sa sortie. Cet échangeur est en configuration contre-courant.

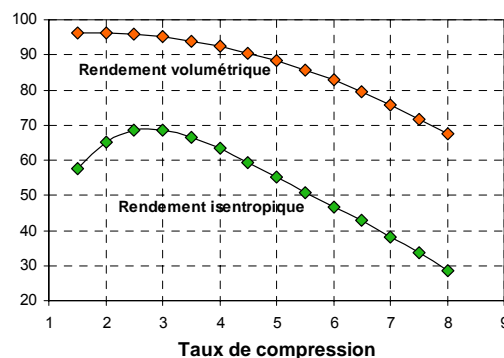


Figure 2.19- Rendements du compresseur

2.4.2 - Analyse du COP et des puissances de chauffage

➤ Performances en configurations mono-étagée et bi-étagée

La figure 2.20 montre le COP du cycle bi-étagé en fonction de la température d'entrée d'air, de la part injecté et de la valeur C_0 ($P_{moy} = C_0 \sqrt{P_{cond} \cdot P_{evap}}$) pour une consigne suivant la loi d'eau MT. Le COP en configuration mono-étagée avec la même loi est aussi présenté en fonction de la température extérieure pour faciliter la comparaison (segment gradué).

Note : C_0 est un coefficient qui peut être différent de 1 pour l'optimisation de la pression intermédiaire en fonction des écarts de températures source/puits.

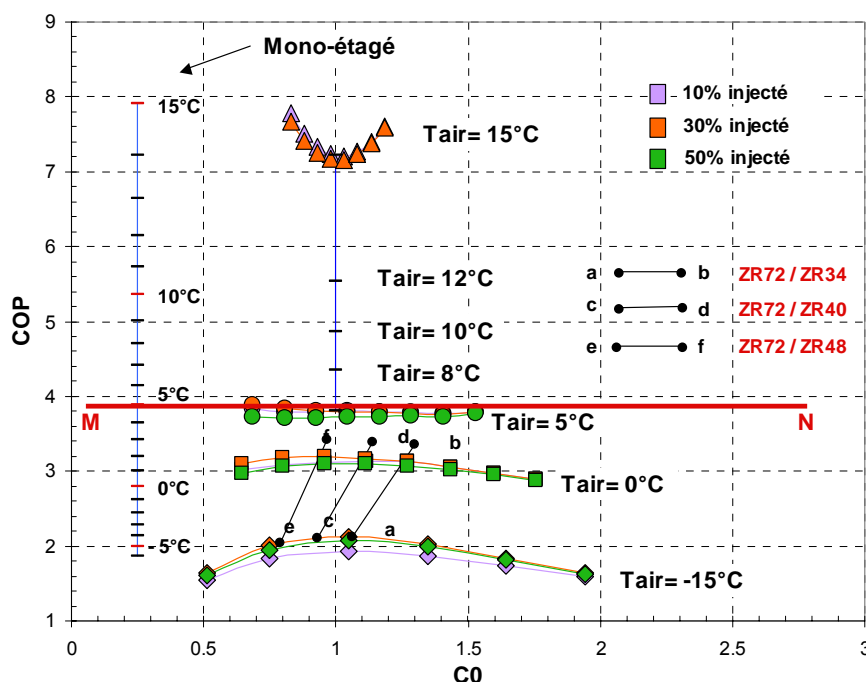


Figure 2.20- Comparaison du COP des configurations mono-étagée et bi-étagée en fonction des conditions de fonctionnement, de la loi d'eau MT et des valeurs de C_0 , loi d'eau MT (-15 °C/58 °C à 15 °C/28 °C)

Pour des températures d'entrée d'air à l'évaporateur inférieures à 0 °C, la valeur maximale du COP est observée pour C_0 proche de 1 (c'est-à-dire pour des taux de compression égaux des compresseurs BP et HP). Par contre, cette même valeur correspond à un minimum de COP pour des températures extérieures élevées. Pour des températures extérieures proches de 5 °C, là où la demande de chauffage est maximale, l'effet de variation de la pression moyenne sur le COP est faible.

Les calculs montrent que la configuration mono-étagée est plus performante que la configuration bi-étagée à partir d'une température d'air extérieur de 5 °C (droite (MN), cf. figure 2.20). Si on considère le gain apporté par une meilleure adaptation besoin/puissance de chauffage, cette configuration peut devenir plus performante que la configuration bi-étagée à partir d'une valeur plus faible de température d'air de l'ordre de 2 °C.

En configuration bi-étagée, le débit injecté optimisé est proche de 30 % à - 15 °C, 25 % à 0 °C, 20 % à 5 °C et 10 % à 15 °C. Ces débits injectés permettent des compressions sèches avec des faibles surchauffes ou légèrement humides avec un titre vapeur supérieur à 0,95 au niveau du compresseur haute pression (cf. figure 2.21).

Pour optimiser le COP, il faut donc essayer de régler la surchauffe à des valeurs très faibles, voir un état d'entrée 'vapeur saturée' à l'aspiration du compresseur HP.

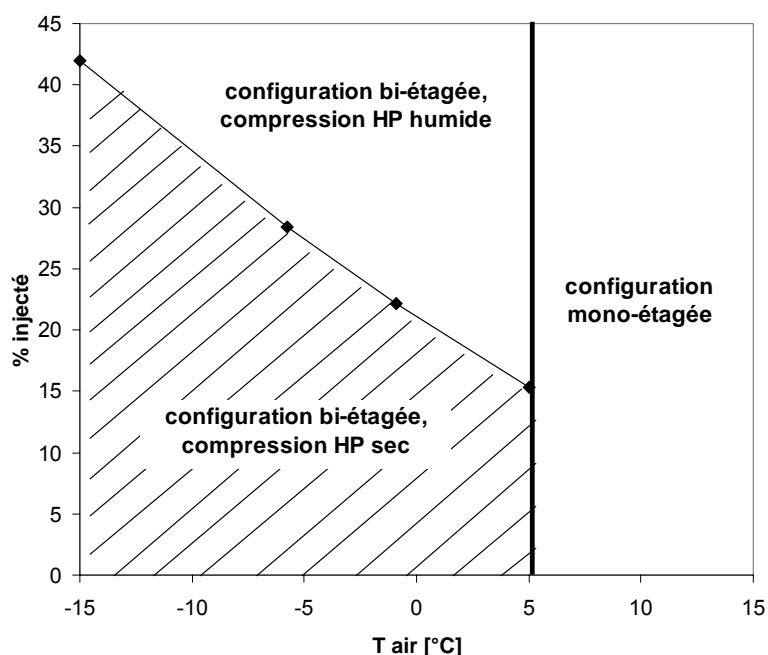


Figure 2.21- Part injectée admissible pour une compression sèche au niveau du compresseur HP en configuration bi-étagée

➤ Choix des compresseurs

Les compresseurs BP et HP sont choisis en fonction des conditions de fonctionnement et des performances observées. Le fonctionnement en configuration bi-étagée au pic des besoins pour une température extérieure de -15 °C doit fournir une puissance de chauffage minimale de 12 kW. Le compresseur HP seul en configuration mono-étagée doit aussi fournir le besoin de chauffage au point de passage bi-étagé/mono-étagé pour une température extérieure proche de 2 °C . De plus, le couple choisi doit présenter des performances acceptables et des intensités de démarrage faibles sur toute la plage de fonctionnement afin d'optimiser le COP saisonnier.

Les figures 2.22 et 2.23 montrent le rapport des volumes balayés des compresseur en série et la puissance calorifique volumétrique exprimée en kW pour un débit unitaire balayé du compresseur basse pression. De même, la puissance calorifique volumétrique en configuration mono-étagée est aussi présentée figure 2.23 (segment gradué).

Le tableau 2.4 montre les volumes balayés des compresseurs ainsi que les rapports balayés correspondants aux couples choisis. Les puissances fournies en configuration bi-étagée à -15 °C et en configuration mono-étagée avec le petit compresseur HP seul à 2 °C sont aussi calculées.

Note : à chaque couple de compresseur choisi correspond un rapport de volumes balayés BP/HP. Pour une température extérieure et un débit injecté fixes, ce rapport, rapporté sur la figure 2.22, permet de trouver la valeur de C_0 correspondante. Cette valeur ramenée à son tour sur les figures 2.20 et 2.23 permet d'évaluer le COP et la puissance calorifique du couple choisi.

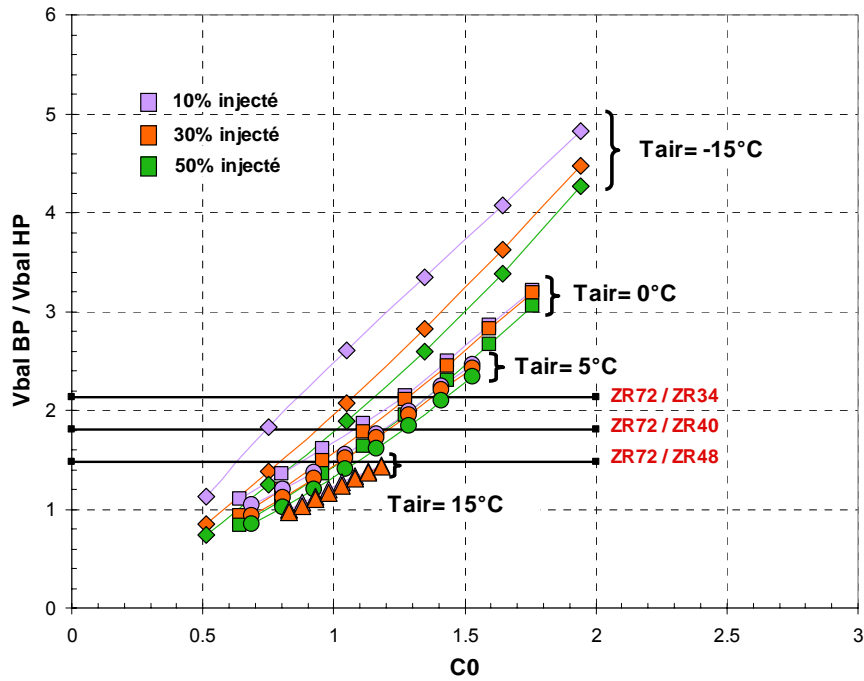


Figure 2.22- Rapport des volumes balayés BP/HP

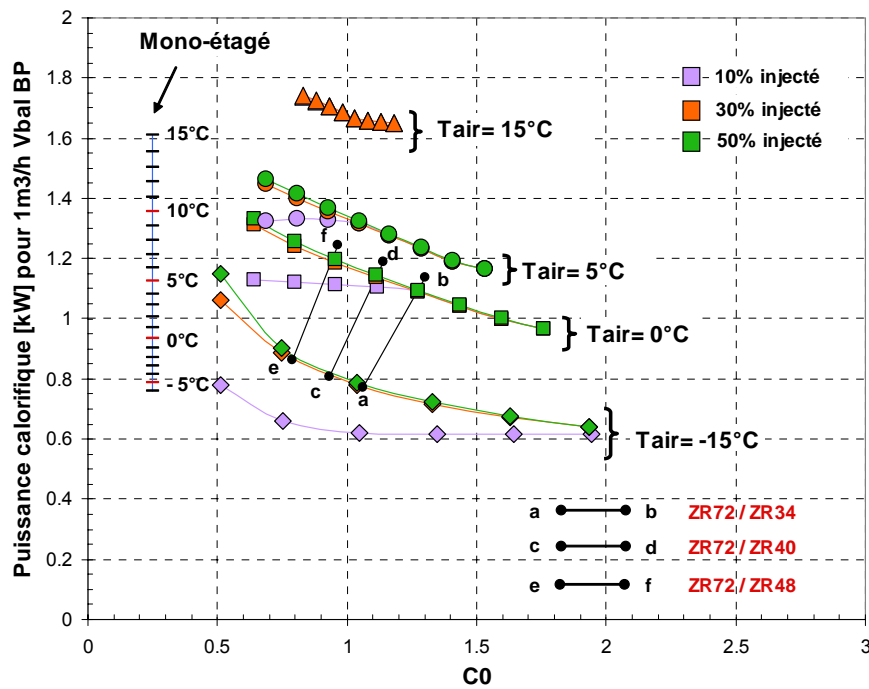


Figure 2.23- Puissance calorifique volumétrique

Tableau 2.4 - Performances des couples de compresseurs choisis

Couple de compresseurs COPELAND BP/HP	Rapport de volumes balayés BP / HP (m ³ /h) / (m ³ /h)	Puissance/COP	Puissance/COP	Puissance	Puissance
		à -15 °C/58 °C Bi-étagé 30 % injecté	à 2 °C/42 °C Bi-étagé 20 % injecté	à 2 °C/42 °C Mono-étagé HP seule	à 15 °C/28 °C Bi-étagé HP seule
ZR61 / ZR34	14,4 / 8,00 = 1,80	11,63 / 2,11	17,10 / 3,39	8,05	12,87
ZR61 / ZR40	14,4 / 9,40 = 1,53	12,30 / 2,05	17,75 / 3,41	9,45	15,12
ZR61 / ZR48	14,4 / 11,5 = 1,25	13,21 / 1,94	18,55 / 3,41	11,5	18,50
ZR72 / ZR34	17,0 / 8,00 = 2,13	13,11 / 2,11	19,32 / 3,35	8,05	12,87
ZR72 / ZR40	17,0 / 9,40 = 1,81	13,73 / 2,11	20,19 / 3,39	9,45	15,12
ZR72 / ZR48	17,0 / 11,5 = 1,48	14,68 / 2,04	21,15 / 3,41	11,5	18,50
ZR72 / ZR61	17,0 / 14,4 = 1,18	15,87 / 1,89	22,16 / 3,41	14,49	23,16

Le tableau 2.4 permet de choisir les couples adaptés. Les remarques sont les suivantes.

- Le couple (ZR61, ZR34) ne peut pas fournir la puissance de 12 kW à -15 °C.
- Le couple (ZR61, ZR40) peut fournir la puissance de 12 kW mais cette puissance est très sensible au débit injecté et au rendement volumétrique choisi et peut passer directement à des valeurs très inférieures pour des débits injectés plus faibles (cf. figure 2.23) ou si le rendement volumétrique est légèrement surestimé par les régressions utilisées (cf. figure 2.19).
- Les couples (ZR61, ZR48) et (ZR72, ZR61) présentent des valeurs de COP faibles. Ceci est expliqué par une mauvaise répartition des taux de compression entre les deux compresseurs (faibles valeurs de C_0).
- Les couples (ZR72, ZR34), (ZR72, ZR40) et (ZR72, ZR48) peuvent échanger la puissance de 12 kW et présentent des performances proches.

Les droites 'ab', 'cd' et 'ef' (cf. figures 2.20, 2.23 et 2.25) présentent les valeurs du COP, de la puissance de chauffage et de la température de refoulement des couples (ZR72, ZR34), (ZR72, ZR40) et (ZR72, ZR48). La figure 2.24 montre le besoin de chauffage et les puissances fournies dans les deux configurations de fonctionnement bi-étagé et mono-étagé avec le "petit" compresseur et suivant la loi d'eau MT.

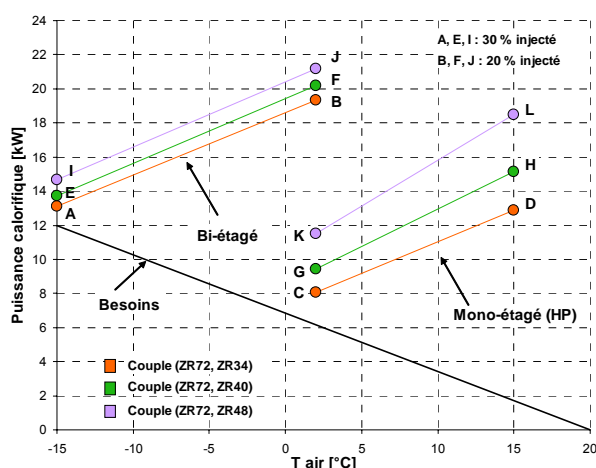


Figure 2.24- Puissance calorifique en fonction du choix des compresseurs

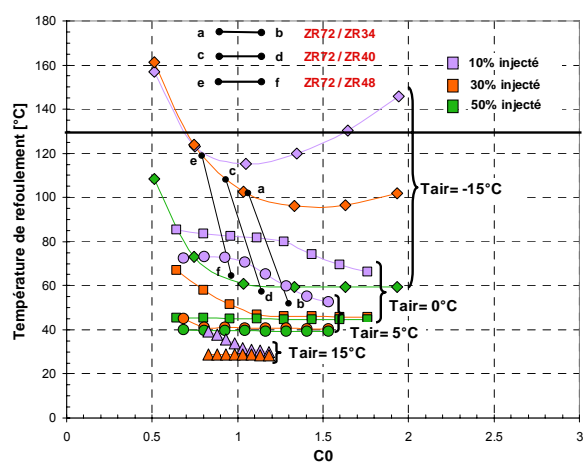


Figure 2.25- Température de refoulement

Le couple (ZR72, ZR34) montre une meilleure adaptation besoin/puissance comparé aux autres couples (cf. figure 2.24). Ceci se traduit par une diminution de nombre de cycles marche/arrêt de la PAC et une réduction des pics d'intensité de courant de démarrage, d'où une augmentation du coefficient de performance saisonnier. De plus, ce couple présente des températures de refoulement faibles (cf. figure 2.25). Il est donc choisi pour être installé sur le prototype.

2.4.3 - Dimensionnement des échangeurs en mode chauffage

Au niveau du dimensionnement des échangeurs, l'évaporateur et les condenseurs devront être dimensionnés aussi pour un fonctionnement à charge thermique maximale à faible température extérieure (configuration bi-étagée ou configuration compresseur BP seul). Lors d'un fonctionnement en configuration compresseur HP seul, les échangeurs seront donc relativement surdimensionnés, ce qui conduit à des gains d'efficacité énergétique à charge partielle.

La conception de l'installation est optimisée en mode chauffage. Les condenseurs sont des échangeurs à plaques et l'évaporateur un échangeur tubes/ailettes. L'échangeur à plaques économiseur a été choisi pour un fonctionnement bi-étagé en mode chauffage.

➤ Le modèle numérique

De nouveaux modules de calcul ont été développés et intégrés au code de calcul Split-Design, développé au CEP et modifié au cours de cette thèse, pour permettre les simulations numériques nécessaires aux dimensionnements des différentes variantes du prototype de PAC.

Le code a été reprogrammé en langage C++ (langage C pour l'ancien code). Les modifications suivantes y sont apportées.

- La méthode de lecture des entrées du modèle a été modifiée. Dans la version précédente, la géométrie et les entrées ont été modifiées à partir du code source. Dans le nouveau code, les entrées du modèle sont définies dans un fichier texte (.txt). C'est une étape antérieure à l'étape d'une interface graphique.
- Pour les échangeurs à plaques :
 - ✓ le code converge mieux, des nouvelles lois de convergence ont été introduites ;
 - ✓ un seul module permet la simulation de tout type d'échangeur : condenseur, évaporateur et évapo-condenseur. Le choix du type est une entrée au code.
- Pour les échangeurs tubes-ailettes :
 - ✓ le nouveau code permet un circuitage quelconque des échangeurs tubes-ailettes à partir d'un fichier texte (.txt). Dans la version précédente, l'union ou la division des débits entre plusieurs branches du circuit n'étaient pas possibles. Un exemple d'un circuitage complexe qui peut être calculé par le modèle est illustré figure 2.26.
 - ✓ La distribution des débits entre les différentes branches du circuit prend en compte les pertes de pression.
- Des nouvelles corrélations plus adaptées ont été introduites et les corrélations existantes ont été vérifiées. Le choix de la corrélation est une entrée du code. L'annexe 4 présente les corrélations d'échange et de pertes de pression qui ont servies au dimensionnement des échangeurs du prototype.

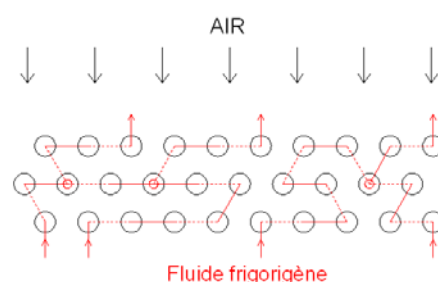


Figure 2.26- Exemple de circuitage complexe qui peut être calculé par la nouvelle version du modèle

Chaque composant du système PAC est modélisé comme une entité indépendante. Les modèles des échangeurs prennent en compte le taux de vide pour l'évaluation des phases vapeur et liquide ainsi que leurs compositions respectives. Le choix du taux de vide est une entrée du modèle. Dans les calculs, le taux de vide de Hughmark est utilisé.

Le logiciel Thermoblend développé au Centre Energétique et Procédés est utilisé pour le calcul des propriétés thermophysiques et thermodynamiques des mélanges.

Modèle des échangeurs à plaques

C'est un modèle zonal fonctionnant dans les deux configurations d'écoulements co-courant et contre-courant. Les entrées de ce modèle sont : la géométrie, le choix des fluides et leur concentration, le choix du sens d'écoulement, le choix des corrélations adaptées et les conditions d'entrées de température/enthalpie et de pression.

Modèle des échangeurs tube-ailettes

C'est un modèle de calcul tube par tube permettant le choix de la géométrie, du type d'ailettes, des corrélations adaptées côtés air et fluide frigorigène ainsi que le sens d'écoulement croisé à tendance contre courant ou co-courant. Il permet d'effectuer les travaux de conception des circuitages présentés ci-après.

➤ Les échangeurs à plaques

Le condenseur et l'économiseur sont des échangeurs à plaques brasées. Les avantages sont un faible coût et une compacité élevée qui permet de limiter la quantité de fluide frigorigène.

Pour le condenseur, l'écoulement est vertical de haut en bas pour le frigorigène et de bas en haut pour l'eau, le fluide caloporteur est à l'état liquide. L'échange se fait à contre courant. Pour l'échangeur économiseur, l'écoulement est vertical de haut en bas pour le frigorigène en condensation ou en refroidissement et de bas en haut pour le frigorigène en évaporation.

Les échangeurs ont été décomposés en 20 éléments, chaque élément correspondant à un état du fluide. L'état peut être liquide, vapeur, diphasique en condensation ou diphasique en évaporation. La modélisation est basée sur l'évaluation des coefficients d'échange pour chaque élément. Les différentes relations présentées en annexe 3 ont été utilisées.

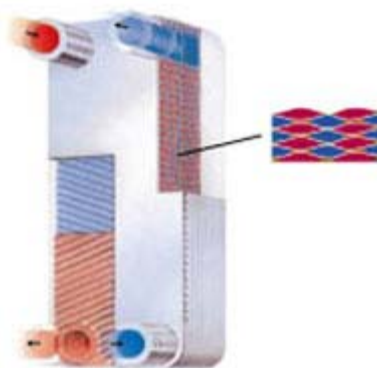


Figure 2.27- Echangeur à plaques brasées

L'écoulement étant à contre courant, les conditions en sortie d'un des deux fluides sont estimées après chaque itération, les conditions à l'entrée de ce fluide (enthalpie et pression) sont les variables de bouclage du processus itératif.

Pour le choix du condenseur et de l'économiseur, deux cas critiques sont considérés.

- Le premier cas correspond à la puissance maximale échangée au point de passage du mode bi-étagé au mode mono-étagé. A ce point, la différence de températures entrée/sortie eau est fixée à 10 K, ce qui correspond à un niveau de puissance pour la gamme de débits choisis pour le circuit de chauffage. Le débit injecté est supposé proche de 20 %.
- Le deuxième cas correspond au pic des besoins aux conditions -15 °C/58 °C. Le débit injecté est estimé à 30 %. La part de la désurchauffe est particulièrement importante et donc les coefficients d'échange globalement plus faibles, ce qui constitue le cas le plus contraint pour le dimensionnement du condenseur.

Au niveau de l'économiseur, le premier cas correspond à une faible différence de températures logarithmique moyenne (DTLM) et un faible débit injecté (20 % du débit total). Le deuxième cas correspond à une grande différence logarithmique moyenne mais un grand débit injecté (30 % du débit total).

Les tableaux 2.5 et 2.6 donnent les conditions de simulations pour le couple (**ZR72**, **ZR34**). Les échangeurs ALFA LAVAL de type CB52 et AC10 sont analysés en fonction du nombre de plaques (le choix du type fixe la longueur et la largeur de l'échangeur). Les résultats de simulations montrent que le cas 1 est plus critique au niveau du condenseur et que le cas 2 l'est au niveau de l'économiseur.

Tableau 2.5 - Echangeur 1 : Condenseur Eau/R-407C

	Cas 1 (critique)	Cas 2
T entrée eau	32,3 °C	51,2°C
T sortie eau estimée	~42,3 °C	~58 °C
T entrée R-407C	51,8 °C / Vapeur surchauffée	101,7 °C / Vapeur surchauffée
Pression eau	0,11 MPa	0,11 MPa
Pression R-407C	1,72 MPa	2,50 MPa
Débit eau	460 g/s	460 g/s
Débit R-407C	107,7 g/s	65,6 g/s
Puissance à échanger	~19,3 kW	~13,1 kW
Configuration	Contre courant	Contre courant

Tableau 2.6 - Echangeur 2 : Economiseur R-407C/R-407C

	Cas 1	Cas 2 (critique)
Côté chaud/ T entrée	37,3 °C / Liquide	53,3 °C / Liquide
Côté chaud/ P entrée	1,72 MPa	2,50 MPa
Côté chaud/ Débit	86,2 g/s	45,9 g/s
Côté froid/ T entrée	24,5 °C / diphasique (X~0,1)	14,06 °C / diphasique (X~0,31)
Côté froid/ P entrée	1,15 MPa	0,83 MPa
Côté froid/ Débit	21,5 g/s	19,7 g/s
Sortie Temp. chaud estimée	29,7 °C	19,1 °C
Puissance à échanger	~1,05 kW	~2,53 kW
Configuration	Contre courant	Contre courant

Pour le condenseur de type CB52, les résultats montrent que 34 plaques sont nécessaires pour échanger la totalité de la puissance. Pour l'économiseur de type AC10, le nombre de plaques est de 14.

Les figures 2.28 et 2.29 présentent l'évolution des températures des fluides par élément de calcul pour les cas critiques au condenseur et à l'économiseur.

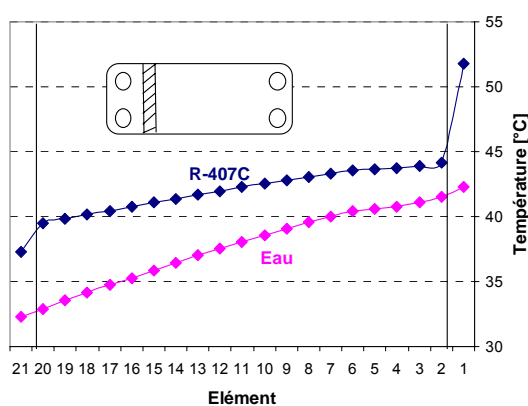


Figure 2.28- Condenseur Eau/R-407C (Type CB52 avec 34 plaques - Cas1)

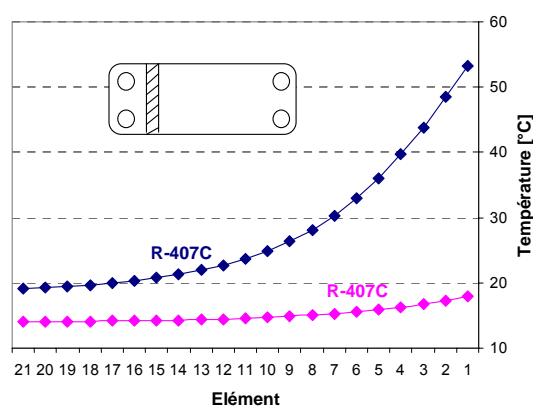


Figure 2.29- Economiseur R-407C/R-407C (Type AC10 avec 14 plaques - Cas2)

➤ **L'échangeur évaporateur tubes/ailettes**

L'évaporateur tubes/ailettes (géométrie A dans ce qui suit) installé sur la PAC de référence livrée par ACE est formé de 4 circuits identiques, 2 nappes et 12 tubes par circuit par nappe. Les ailettes sont des ailettes planes. Le tableau 2.7 liste les différents paramètres de cette géométrie.

Tableau 2.7 - Paramètres géométriques, Evaporateur PAC de référence

L	Longueur de tube	(mm)	910,0
D_i	Diamètre interne de tube	(mm)	10,0
δ_t	Epaisseur de tube	(mm)	0,28
δ_a	Epaisseur d'ailette	(mm)	0,11
P_a	Pas d'ailette	(mm)	2,08
P_l	Pas longitudinal de tube	(mm)	19,6
P_t	Pas transversal de tube	(mm)	25,0

Cet évaporateur est insuffisant pour le fonctionnement sur le prototype de la PAC. Des modélisations détaillées sont donc nécessaires pour déterminer une nouvelle géométrie, ou plus précisément une nouvelle configuration du circuit, plus performante en terme de

puissance échangée et de pertes de pression interne pour les trois configurations de fonctionnement de la PAC; à savoir la configuration compresseur HP seul, la configuration compresseur BP seul et la configuration bi-étagée.

Le R-407C présente un glissement de température de l'ordre de 5 K. Le sens d'écoulement choisi est à tendance contre courant. Il faut donc trouver une conception adaptée au glissement afin de diminuer le pincement.

L'augmentation du nombre de nappes est une solution pour augmenter la puissance et pour adapter le glissement. Cependant pour limiter les pertes de pression, le nombre de tubes par circuit peut être diminué (ce qui revient à augmenter le nombre de circuits pour un même nombre total de tubes) sans trop diminuer les coefficients d'échange interne en raison de la baisse de la vitesse massique.

Le choix des géométries permet alors d'étudier l'effet d'une nappe additionnelle et/ou de changement de circuit, les autres paramètres étant toujours fixés (diamètre de tube, pas d'ailettes, type d'ailettes ...).

La figure 2.30 montre les différentes géométries simulées :

- géométrie A : 4 circuits, 2 nappes, 12 tubes par nappe
- géométrie B : 6 circuits, 2 nappes, 8 tubes par nappe
- géométrie C : 8 circuits, 2 nappes, 6 tubes par nappe
- géométrie D : 4 circuits, 3 nappes, 12 tubes par nappe
- géométrie E : 6 circuits, 3 nappes, 8 tubes par nappe
- géométrie F : 8 circuits, 3 nappes, 6 tubes par nappe.

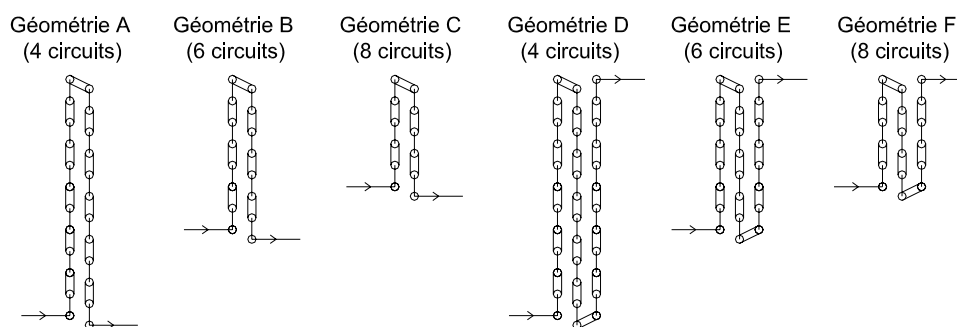


Figure 2.30- Schéma des géométries simulées (1 seul circuit)

Toutes ces géométries sont constituées de 48 tubes par nappe, soit une hauteur équivalente de l'échangeur de 1,2 m.

Durant la saison de chauffe, le choix entre les configurations de fonctionnement de la PAC est fonction des températures d'air extérieur. A titre d'exemple, la configuration bi-étagée, répondant au grand besoin de chauffage, est utilisée pour des faibles températures d'air de l'ordre de -15 °C à 0 °C , la configuration compresseur BP seul (moyenne puissance, $\dot{V}_{\text{bal}}=17\text{ m}^3/\text{h}$) pour des températures de -5 °C à 5 °C et la configuration compresseur HP seul (faible puissance, $\dot{V}_{\text{bal}}=8\text{ m}^3/\text{h}$) pour des températures de 5 °C à 15 °C .

Plusieurs hypothèses sont considérées pour le calcul. Un sous-refroidissement de 5 K est choisi pour les configurations compresseur BP seul et compresseur HP seul. La configuration série caractérisée par un refroidissement par économiseur suppose un sous-refroidissement de 20 K. La pression d'évaporation et le débit massique aspiré sont calculés en fonction des conditions d'entrée au compresseur supposant une surchauffe de 5 K. Une détente isenthalpique jusqu'à la pression d'évaporation permet alors de déterminer les conditions d'entrées du fluide frigorigène à l'évaporateur. Le rendement volumétrique du compresseur est supposé égal à 0,95, la vitesse d'air est de 1,4 m/s.

Les résultats des simulations, présentés suivant la configuration de fonctionnement, permettent l'identification de la géométrie retenue. Cette géométrie doit être capable d'échanger la puissance nécessaire pour une évaporation complète avec des pertes de pressions acceptables (< 50 kPa) pour les trois configurations de fonctionnement.

■ **Configuration HP (puissance faible, $+ 5$ °C $<$ température d'air $<$ 15 °C)**

Les géométries A et D de la figure 2.31 (nombre de circuits réduit et 4 circuits identiques) présentent des pertes de pression supérieures à 20 kPa et pouvant atteindre 50 kPa avec la géométrie D pour une température d'air ambiant de 15 °C. Les pertes de pression calculées avec les autres géométries sont acceptables.

En terme de puissance échangée, toutes les géométries permettent une évaporation complète et une sortie du fluide en état vapeur surchauffée (cf. figure 2.32).

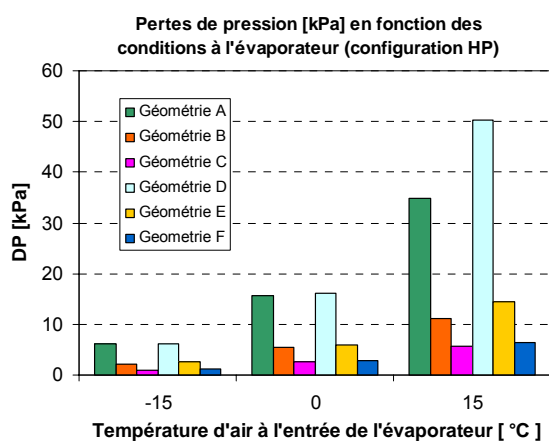


Figure 2.31- Pertes de pression en configuration HP

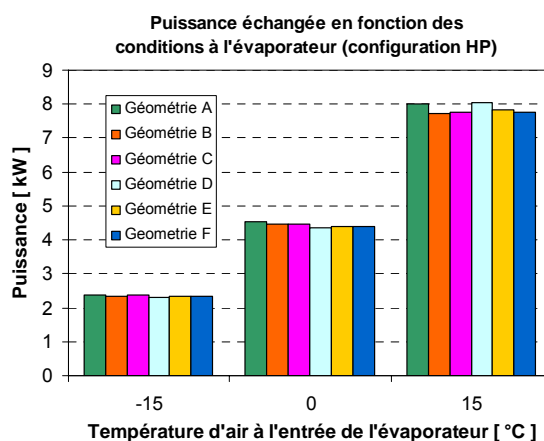


Figure 2.32- Puissance échangée en configuration HP

■ **Configuration BP (puissance moyenne, $- 5$ °C $<$ température d'air $<$ 5 °C)**

Les géométries A et D présentent des pertes de pression supérieures à 100 kPa sur la plage de températures d'air de $- 5$ °C à 5 °C et sont ainsi rejetées. Les pertes de pression calculées avec les autres géométries sont acceptables (cf. figure 2.33).

La géométrie B est incapable d'échanger la puissance et la sortie est diphasique pour une température d'entrée d'air de 0 °C (cf. figure 2.34).

Les pertes de pression des géométries A et D ne sont pas présentées sur la figure 2.33, ces dernières dépassant la limite acceptable du code de simulation.

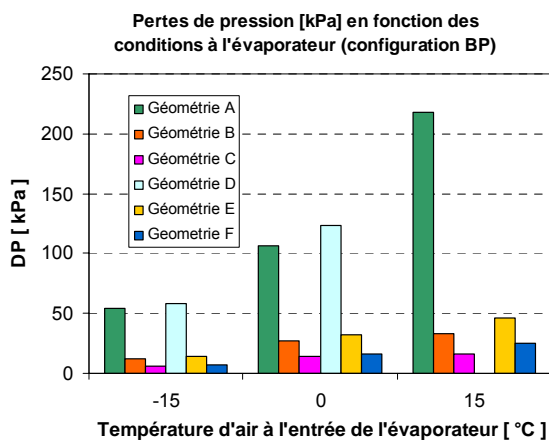


Figure 2.33- Pertes de pression en configuration BP

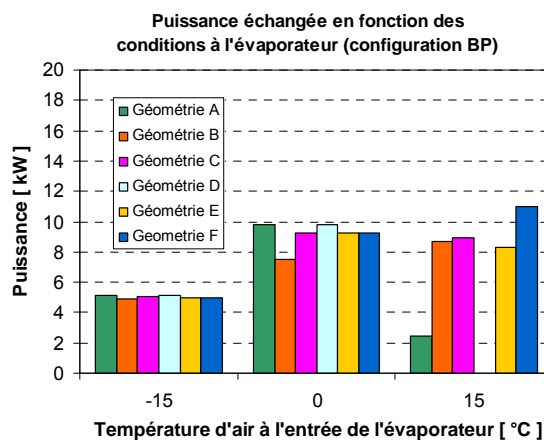


Figure 2.34- Puissance échangée en configuration BP

■ **Configuration bi-étagée (puissance élevée, $-15\text{ °C} < \text{température d'air} < 0\text{ °C}$)**

Seule la géométrie F (8 circuits et 3 nappes) permet une évaporation complète avec une faible perte de pression pour cette configuration de fonctionnement. La géométrie C, formée du même nombre de circuits et de deux nappes, présente des pertes de pression proches mais un échange beaucoup plus faible. La géométrie E (6 circuits et 3 nappes) capable d'échanger cette même puissance pour des températures d'air faibles, présente des pertes de pression supérieures. **La géométrie F est donc choisie sur le prototype.**

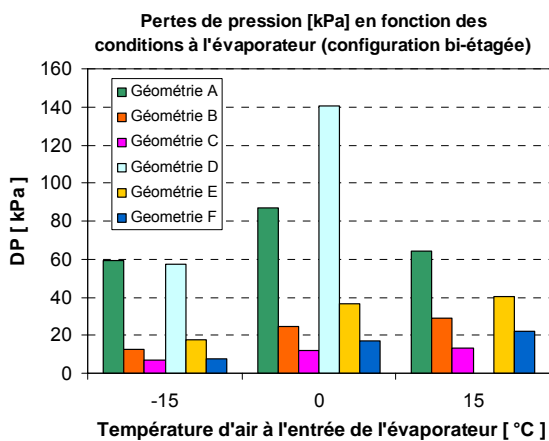


Figure 2.35- Pertes de pression en configuration bi-étagée

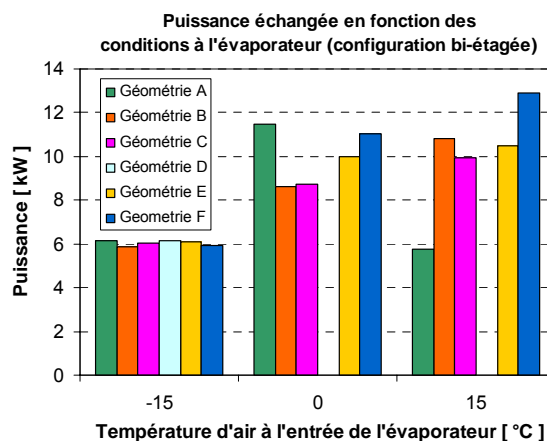


Figure 2.36- Puissance échangée en configuration bi-étagée

➤ **Les détendeurs**

L'organe de détente adopté influe relativement peu sur les performances s'il s'agit d'un système actif (détendeur électronique ou thermostatique). Dans le cas d'un système passif (capillaires), on peut constater une dégradation forte des performances lorsque l'on s'éloigne de la puissance pour laquelle ils ont été calculés. La sélection des détendeurs électroniques installés sur le prototype est présentée en annexe 4.

2.5 - Conclusions

Le cahier des charges de la rénovation impose de nouvelles contraintes limitant l'utilisation des PAC air/eau usuelles du marché. L'eau de chauffage doit être produite à un niveau de température élevé et l'ECS doit être fournie en été et en hiver. Pour ces conditions de fonctionnement, une adaptation du cycle thermodynamique et une amélioration de son efficacité énergétique sont nécessaires tout en limitant les coûts du système correspondant aux besoins du marché.

L'analyse des options techniques pour les PAC air/eau en réhabilitation des chaudières a permis le choix des solutions suivantes.

- La PAC est inversable. Elle permet le chauffage en hiver et le rafraîchissement en été. Ceci est possible par l'utilisation d'une vanne 4 voies.
- La PAC fonctionne suivant le cycle bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée. Ce cycle présente plusieurs avantages :
 - ✓ Il est énergétiquement efficace.
 - ✓ Il permet le fonctionnement avec un grand écart entre la température de la source froide et la température du puits chaud, sans que la température de refoulement et les taux de compression dépassent les limites admissibles imposées par le constructeur.
 - ✓ Il ne comporte pas de bouteille intermédiaire. Le risque d'accumulation d'huile est faible ainsi que la charge en fluide frigorigène.
 - ✓ Il est modulable en terme de puissance calorifique.
 - ✓ Il présente un coût acceptable.

- Le circuit est aménagé par des électrovannes de manière à contrôler la puissance par configuration des compresseurs. La PAC peut fonctionner en configuration bi-étagée lorsqu'il fait froid et en configuration mono-étagée avec un seul compresseur pour des températures extérieures plus élevées.
- L'ECS est produite seule ou en série avec le chauffage. Pour une PAC inversable, ceci permet la production d'ECS en mode combiné en été et en hiver.
- Le mode de dégivrage par inversion de cycle est choisi. Ce mode est facile à mettre en œuvre, la PAC étant inversable.
- Le retour d'huile est géré en reliant les deux carters des deux compresseurs par une ligne d'égalisation d'huile. C'est la solution la plus simple et la plus économe.

Ce chapitre a permis aussi la description d'un dispositif simple pour le contrôle de puissance par variation de la composition circulante. Ce dispositif sera testé sur le prototype.

Pour limiter le coût du système industrialisable, plusieurs exemples de conception ont été ensuite proposés :

- le remplacement des électrovannes de régulation par des clapets anti-retour,
- le remplacement des électrovannes de régulation par une vanne 4 voies,
- l'élimination du détendeur en mode rafraîchissement,
- le remplacement des détendeurs électroniques par des détendeurs thermostatiques.

Enfin, les originalités du nouveau concept peuvent être résumées par :

- l'adaptation de l'architecture du circuit (bi-étagé/ mono-étagé) en fonction des écarts de températures source/puits
- le contrôle de puissance par configuration des compresseurs
- l'augmentation de puissance par variation de la composition circulante
- la production de chauffage tout en produisant l'ECS
- le chauffage, l'ECS et le rafraîchissement
- l'absence des appoints électriques
- la simplicité et le coût relativement réduit .

Les principaux composants de la PAC, tels que les compresseurs, les échangeurs et les détendeurs, ont été ensuite dimensionnés et sélectionnés pour un fonctionnement selon une loi d'eau moyenne température correspondant à une application sur ventilo-convecteur peu efficace, ou sur radiateurs surdimensionnés ou à chaleur douce. Le mélange de référence utilisé est le R-407C.

Comme nous l'avons mentionné au chapitre 1, la stratégie de développement d'une PAC doit intégrer l'ensemble des impacts environnementaux. Ce chapitre 2 a étudié les impacts indirects associés à la consommation d'énergie et aux émissions de CO₂ dues au mix énergétique. Il reste alors à étudier les impacts directs associés aux niveaux d'émissions et au GWP du fluide. C'est ce que nous allons étudier dans le chapitre 3.

CHAPITRE 3 - Méthode de sélection des fluides frigorigènes à faible impact environnemental

3.1 - Objectifs

Le protocole de Montréal a amené à fixer un calendrier d'arrêt de production et d'utilisation des fluides frigorigènes contenant des atomes de chlore. Ces fluides représentaient plus de 90 % de l'ensemble des fluides utilisés. Les HFC ont été proposés comme molécules de substitution aux CFC et HCFC. Depuis la mise en place du protocole de Kyoto en 1997, les HFC sont dans la liste des gaz à effet de serre dont les émissions doivent être limitées. Cette nouvelle contrainte entraîne non seulement la mise en place de politiques de confinement et de récupération systématique des fluides frigorigènes, mais amène aussi à choisir des fluides ayant le plus faible GWP possible.

Afin de fournir le chauffage de manière efficace et durable, le fluide frigorigène doit avoir les caractéristiques suivantes :

- posséder de bonnes propriétés thermodynamiques (puissance calorifique volumétrique élevée, bonne conductivité thermique, échauffement faible à la compression, COP élevé, pression limitée au condenseur, etc.),
- être compatible avec les matériaux et les huiles classiques,
- être non toxique pour l'homme
- présenter un faible impact pour l'environnement (durée de vie atmosphérique, ODP, et GWP),
- être non inflammable ou faiblement inflammable et
- avoir un coût raisonnable.

Plusieurs de ces propriétés sont techniquement contradictoires, car l'amélioration d'une des caractéristiques entraîne souvent la détérioration d'une autre. Le choix du fluide frigorigène doit être réalisé de manière à trouver un compromis entre ces différentes caractéristiques et cela en fonction des besoins spécifiques de chauffage du site considéré. ***La méthode de sélection détaillée dans ce chapitre vient alors répondre aux exigences citées.***

3.2 - Les fluides frigorigènes utilisés et les émissions des PAC

3.2.1 - Cycle de vie des PAC et catégories d'émissions

Lorsqu'ils sont libérés à l'air libre, les fluides frigorigènes sous leur forme gazeuse provoquent un impact sur l'effet de serre. Leur impact est lié à leur structure et à leur durée de vie dans l'atmosphère. Le CO₂ est pris comme base de référence pour l'évaluation.

L'impact environnemental d'un système de chauffage par PAC est souvent exprimé par le facteur « TEWI » (Total Equivalent Warming Impact). Ce facteur, bien qu'il ne prenne pas en compte toutes les émissions durant le cycle de vie, suffit pour bien évaluer les contributions essentielles : celles des émissions directes de fluide frigorigène au cours du cycle de vie du système et celles liées à la consommation énergétique.

Plusieurs catégories d'émissions des gaz à effet de serre sont identifiées lors de l'analyse du cycle de vie des équipements de chauffage et des PAC [Ciucasu, 2000]. Chaque catégorie est attachée à une forme d'énergie consommée :

- l'énergie blanche consommée pour faire fonctionner l'équipement,
- l'énergie amont consommée principalement pendant l'extraction et le transport du combustible primaire à la source de conversion d'énergie,
- l'énergie en aval consommée principalement entre la source de conversion de l'énergie et l'utilisation finale, et due au transport et à la distribution,
- l'énergie grise consommée pour la fabrication, la maintenance et la mise au rebut des équipements de chauffage,
- les émissions dues aux fuites de fluides frigorigènes pendant le fonctionnement et à la mise au rebut des équipements qui en sont chargés.

L'impact de réchauffement global « **TEWI** » d'une installation est basé sur deux critères fondamentaux :

- l'effet de serre direct défini par les rejets à l'atmosphère d'un fluide considéré jusqu'au démantèlement de l'installation et directement lié au pouvoir de réchauffement global du fluide considéré (GWP),
- l'effet indirect dû à la consommation énergétique de l'installation pendant toute sa durée de vie (énergie blanche) et directement lié aux performances énergétiques de la PAC (COP).

Ces émissions, prises en considération dans le facteur « TEWI », constituent la part prépondérante des émissions totales (jusqu'à 80 %). La contribution de l'énergie grise se situe entre 5 et 8 % et celle des énergies amont et aval entre 12 et 20 %. L'évaluation de l'impact environnemental des PAC par le facteur « TEWI » est donc considérée comme suffisante.

3.2.2 - Les fluides frigorigènes utilisés dans les pompes à chaleur

Les interdictions des fluides frigorigènes détruisant la couche d'ozone ont été mises en application avec des taux différents d'un pays à un autre en Europe. Le tableau 3.1 montre le statut de telles interdictions dans divers pays européens. L'Union Européenne, par son règlement 2037/2000 a interdit l'usage des HCFC, en particulier du HCFC-22 dans toutes les installations de réfrigération et de climatisation à l'exception des PAC de petite puissance qui ont pu l'utiliser jusqu'en fin 2004 [Règlement, 2000].

Tableau 3.1 - Calendrier d'interdiction des fluides frigorigènes nuisant à la couche d'ozone dans quelques pays Européens

PAYS	CFC	HCFC	HFC
AUTRICHE	1996	1998	2006
FRANCE	1995	Règlement européen	
ALLEMAGNE	1995, nouvelles installations R-12, 1998	R-22, 2000	
NORVÈGE	1991		
DANEMARK	1995	31 Décembre 1999	2006
SUÈDE	R-12, R-500 et R-502, 1995 Recharge interdite depuis 1998	R-22, 1998 Recharge interdite depuis 2002	

Les options considérées pour le remplacement des HCFC sont les mélanges de HFC, les hydrocarbures et le CO₂. Aujourd'hui, le R-407C est le mélange le plus utilisé dans les pompes à chaleur produites en Europe, bien que le R-404A, le R-134a et, dans une bien moindre mesure, le R-290 (propane) soient également employés.

3.2.3 - Les options pour réduire les émissions des HFCs

En raison des contraintes de sécurité associées à l'utilisation des hydrocarbures et de l'ammoniac, il semble peu probable qu'à l'échelle mondiale les HFC puissent disparaître rapidement. Les tendances futures pour la réduction des émissions des gaz à effet de serre consistent dans le développement de nouveaux mélanges (certains présentant des GWP inférieurs à 50), la réduction de la charge, le confinement du fluide frigorigène, et l'élargissement de l'utilisation des fluides toxiques et inflammables.

3.2.3.1 - Le développement de nouveaux mélanges

Nous distinguons plusieurs types de mélanges de fluides frigorigènes : les mélanges halogénés, les mélanges de HFC et d'hydrocarbures et les mélanges avec le CO₂.

Les mélanges de HFC

Les mélanges de HFC sont potentiellement bien adaptés pour obtenir une haute efficacité énergétique pour les applications pompe à chaleur car leurs propriétés thermodynamiques ont été étudiées lors de la conception même de ces fluides. Leurs propriétés offrent une grande opportunité pour l'optimisation des systèmes dans un grand nombre d'applications.

Les mélanges de HFC et de HC

Compte tenu des problèmes liés à chacun des différents composés, les industriels recherchent souvent des fluides composés de HFC et de HC. Les mélanges HFC/HC présentent les avantages des deux composés en présence (effet de serre, propriétés calorimétriques, propriétés de transfert de chaleur, etc.).

Les mélanges avec le CO₂

Le CO₂ peut aussi être utilisé en association avec des fluides frigorigènes halogénés. C'est le cas de certains mélanges comme le R-32/CO₂, le R-125/CO₂ et le R-152a/CO₂ [Rached, 2003; Di Nicola, 2005]. En raison de sa faible température critique, le CO₂ utilisé en fluide pur, est généralement moins efficace qu'un HFC pour les applications usuelles de chauffage par pompe à chaleur.

3.2.3.2 - La réduction de la charge et le confinement du fluide frigorigène

Des progrès importants et immédiats peuvent être accomplis par la réduction forte des charges et par un très haut niveau de confinement. Ces deux derniers facteurs sont nécessaires quel que soit le fluide frigorigène : les HFC ont un pouvoir de réchauffement global s'ils sont émis à l'atmosphère, les hydrocarbures sont inflammables, l'ammoniac est toxique en cas de fuite, et le CO₂ ne fonctionne qu'à des pressions très élevées.

3.2.3.3 - Utilisation des fluides toxiques et inflammables

Généralement, les fluides toxiques et inflammables peuvent être utilisés dans trois types d'applications :

- dans les applications industrielles où leur utilisation est acceptable du point de vue de la sécurité et n'implique pas de surcoût important car le site est sécurisé pour d'autres raisons,
- dans les systèmes où les charges de fluide frigorigène sont très faibles (< 150 g),
- dans les systèmes indirects où le système frigorifique est isolé dans une salle protégée et la chaleur est transférée au milieu à chauffer par un circuit caloporteur (cas d'une pompe à chaleur pour le chauffage).

Dans tous les cas, le surcoût pour une utilisation sûre de ces fluides frigorigènes doit rester limité tant que la concurrence avec les HFC est ouverte.

3.3 - La méthode de sélection

Le fluide frigorigène idéal n'existe pas, puisqu'il réside jusqu'à présent une contradiction profonde entre l'utilisation de molécules à très faible durée atmosphérique et le fait que ces molécules ne soient ni toxiques, ni inflammables. Des efforts sont effectués pour trouver des compromis entre les différents facteurs. Dans une étude récente [Zehnder, 2004], un algorithme d'optimisation multi-objectifs est utilisé pour l'évaluation des mélanges pour le fonctionnement haute température des pompes à chaleur air/eau. Leurs résultats montrent que tous les mélanges obtenus contiennent des fluides inflammables.

Plusieurs articles concernant la recherche de nouveaux mélanges ont été publiés [Calm, 1998 ; Didion, 2000]. Mais, jusqu'à présent, aucun à notre connaissance n'a utilisé une classification basée sur des niveaux d'inflammabilité.

3.3.1 - Description de la méthode de sélection

Dans le but de trouver de nouveaux candidats à faible GWP, non inflammables ou modérément inflammables et non toxiques, une méthode de sélection et d'optimisation de fluides frigorigènes a été développée. Cette méthode permet, à partir d'un certain nombre de fluides purs de base, le calcul et la classification de tous les mélanges possibles (jusqu'à 4 corps purs) sur toute la plage de composition.

Les nouveaux candidats pour le fonctionnement en PAC sont évalués en deux étapes.

Une évaluation générale, sans le critère d'inflammabilité, d'un grand nombre de mélanges de fluides frigorigènes. Cette évaluation permet de calculer, d'identifier et d'organiser les différents mélanges obtenus dans des sous-groupes en fonction des différents critères de sélection fixés. Les résultats des simulations sont ensuite vérifiés dans les fichiers contenant les fluides frigorigènes vérifiant le chemin de caractérisation correspondant.

Une évaluation restreinte, intégrant le critère d'inflammabilité, d'un nombre limité de mélanges ternaires choisis en fonction des résultats obtenus par la première évaluation et de la disponibilité des données expérimentales pour l'inflammabilité. Le modèle et les approches utilisés pour la classification du niveau d'inflammabilité sont présentés dans ce chapitre.

La méthode de sélection est programmée en langage Visual Basic communiquant avec des fichiers Excel et le programme de calcul des propriétés thermodynamiques *REFPROP version 7* [Lemmon, 2002]. Les critères de sélection et la méthode de calcul sont détaillés par la suite. Une généralisation de cette méthode est décrite par un algorithme simplifié en annexe 5.

3.3.2 - Les principaux critères de sélection

Les critères de sélection utilisés dans l'évaluation d'un fluide frigorigène portent sur les propriétés thermodynamiques, la sécurité, la réglementation, les critères techniques, les critères économiques et la disponibilité.

➤ Les critères thermodynamiques

- *La température d'évaporation* la plus basse doit être supérieure à la température normale d'ébullition. La totalité du circuit de la PAC doit être en surpression vis-à-vis de l'extérieur afin d'éviter le risque d'introduction d'air atmosphérique et de vapeur d'eau, et surtout la masse volumique doit être suffisamment élevée pour éviter des volumes balayés trop grands et donc des coûts prohibitifs pour les compresseurs.
- *La température de condensation* doit être inférieure à la température critique. Les mélanges correspondant à une température critique inférieure à **65 °C** ne sont pas

considérés.

- *La température de refoulement* doit être inférieure à **130 °C** pour éviter la décomposition des lubrifiants et préserver la durée de vie des compresseurs.
- *La pression au condenseur* doit être inférieure à **4 MPa**. Le prix d'une installation frigorifique s'accroît à partir d'un seuil de pression nominal de fonctionnement. Des pressions de condensation élevées nécessitent des matériels adaptés (compresseurs, échangeurs, organes de régulation et de détente) qui ne sont pas toujours disponibles en grande quantité aujourd'hui. Dans cette étude, deux catégories sont choisies correspondant à une pression inférieure à 3 MPa et une pression entre 3 et 4 MPa respectivement.
- *Le taux de compression* doit être aussi limité à une valeur inférieure à **6,5**. Les taux de compression élevés sont généralement la cause d'échauffements excessifs du fluide et entraînent la diminution des rendements volumétriques et effectifs et donc une augmentation de la consommation énergétique du compresseur.
- *Le glissement de température* de certains mélanges de fluides frigorigènes au cours des changements d'état ne doit pas dépasser un certain seuil. Les mélanges retenus présentent un glissement de température inférieur à **15 K** à la condensation.
- *La puissance calorifique volumétrique* est définie par la quantité de chaleur produite par unité de volume de fluide frigorigène aspiré par le compresseur. Plus cette quantité est élevée, plus la PAC est de dimensions réduites et son coût moins élevé. Ce critère est en rapport direct avec la température normale d'ébullition et la masse molaire du fluide.

➤ **Les impacts sur l'environnement**

L'impact des fluides frigorigènes chlorés sur l'ozone stratosphérique est désigné par le terme anglais ODP (ozone depletion potential) ou bien encore par l'acronyme PAOS (potentiel d'action sur l'ozone stratosphérique). Seuls les fluides frigorigènes ayant un ODP nul et une durée de vie atmosphérique limitée sont évalués dans la méthode de sélection.

L'impact sur l'accroissement de l'effet de serre GWP (global warming potential) traduit par l'acronyme PAES (potentiel d'action sur l'effet de serre) ou PRG (potentiel de réchauffement global) des frigorigènes halocarbonés est non négligeable. Les efforts pour accroître l'usage de fluides "naturels" (CO₂, eau, ammoniac, propane, butane, etc.) et des HFC à faible GWP sont continus depuis 1990.

Le critère « TEWI » pour l'évaluation de l'impact environnemental des pompes à chaleur résidentielles peut être directement introduit dans la méthode de sélection. Son introduction nécessite la connaissance exacte de la charge en fluide frigorigène du système, du taux de récupération du fluide en fin de vie, du taux annuel d'émission, du mix de production d'électricité et des conditions climatiques. Ces valeurs varient largement en fonction du mélange, du système et du pays considéré. De ce fait, dans l'étude qui suit, seuls le COP et le GWP sont introduits. Les mélanges les plus efficaces sont ceux vérifiant à la fois un GWP faible et un COP élevé.

➤ **La sécurité**

La toxicité et *l'inflammabilité* sont des critères importants de sécurité. Tous les fluides purs choisis dans cette étude sont non toxiques. Cependant l'exclusion des fluides inflammables diminue la possibilité d'atteindre des faibles valeurs de GWP et exige donc de trouver une méthode de classification par degré d'inflammabilité. Dans cette étude le "RF-number" est utilisé pour le classement du niveau d'inflammabilité (cf. § 3.3.5).

➤ **Les critères techniques**

Tous les fluides purs analysés sont *compatibles avec le cuivre et les lubrifiants usuels*. Ces fluides sont en majorité des HFC associés à des huiles polyolesters (POE). L'ammoniac est l'un des fluides frigorigènes le plus efficace énergétiquement pour les niveaux de températures étudiées. Cependant, son caractère corrosif et toxique entraîne une série de contraintes d'architecture (par ex. système indirect) et de matériaux (non utilisation du cuivre et de ses alliages) qui, dans la pratique, limitent son usage en particulier dans les bâtiments résidentiels. Ce fluide est donc exclu de cette étude.

La conductivité thermique, l'efficacité des échanges thermiques, l'aptitude aux fuites et le comportement en présence d'eau ne sont pas traités dans cette revue systématique.

➤ Les critères économiques

Le prix du compresseur, des échangeurs, des conduites et des accessoires installés (robinets d'arrêt, robinets régulateurs, filtres, etc.) dépendent directement du choix du fluide frigorigène et de ses critères techniques et thermodynamiques (cf. § 3.3.2.1 et § 3.3.2.4). Le prix du fluide frigorigène par unité de volume et des lubrifiants associés, ainsi que la disponibilité sont aussi des facteurs importants pour une substitution rapide des anciens fluides frigorigènes par de nouveaux candidats. De ce fait, les fluides purs choisis dans cette étude sont des fluides frigorigènes actuellement utilisés et les mélanges qui en résultent peuvent être facilement fabriqués.

3.3.3 - Les conditions de simulation du cycle de référence

En France, plus de 50 % de la demande de chauffage se situe dans des intervalles de températures extérieures modérées proches de 5 °C (cf. chapitre 1). Cette valeur de température extérieure correspond, dans la plupart des cas, à un fonctionnement en mode mono étage.

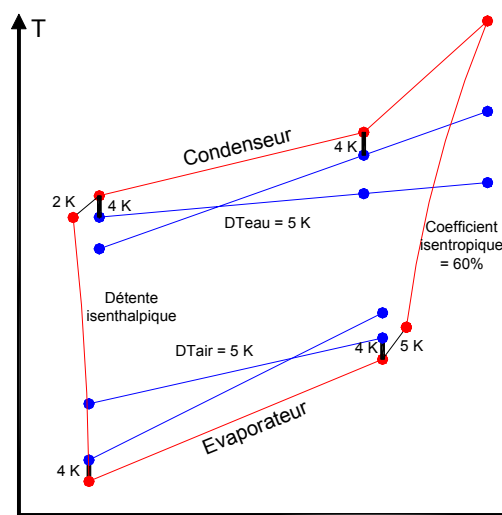


Figure 3.1- Illustration des hypothèses choisies sur un diagramme T-S

Les hypothèses suivantes sont prises pour le cycle mono-étagé de référence (cf. figure 3.1).

- Une température d'entrée d'air de 5 °C et une température de départ d'eau de chauffage pour une consigne fixe de 55 °C ou en fonction d'une loi d'eau (38 °C pour la loi d'eau Moyenne Température (MT) et 48 °C pour la loi d'eau Haute Température (HT)) (cf. chapitre 1).
- Des différences de températures entrée/sortie eau et entrée/sortie air de 5 K.
- Un sous refroidissement de 2 K et une surchauffe de 5 K pour les mélanges ne présentant pas une compression humide et une surchauffe ajustée pour obtenir une sortie saturée du compresseur pour les mélanges présentant des compressions humides.
- Le rendement isentropique du compresseur est fonction de la technologie choisie, du mélange utilisé et des conditions de fonctionnement de pressions amont et aval. Pour la technologie scroll et pour un taux de compression inférieur à 6,5, la valeur moyenne est estimée à 60 %.
- Le rendement volumétrique est fixé à 100 %.
- Les pressions au condenseur et à l'évaporateur sont calculées de manière à vérifier une différence de température minimale de 4 K (pincement).

- La pression d'évaporation la plus basse correspond à une température d'entrée d'air de -15 °C et la pression de condensation la plus élevée correspond à une température de départ d'eau de 55 °C pour une loi d'eau MT et de 75 °C pour une loi d'eau HT.

3.3.4 - Les fluides purs choisis et leurs performances

Les corps purs choisis pour l'optimisation des mélanges ne contiennent pas d'atome de chlore et sont disponibles sur le marché. Certains sont fortement inflammables, d'autres modérément ou non inflammables. La liste de ces fluides est donnée dans le tableau 3.2 par ordre croissant de GWP. Les courbes de saturation liquide et vapeur sont dessinées sur un diagramme (TS) (cf. figure 3.2). Pour faciliter la comparaison, l'entropie* est non dimensionnelle et est normalisée à 1.

La forme de la courbe de saturation influe fortement sur le choix du fluide frigorigène. Des corps tels que le R-245ca, le R-236ea, et le R227ea peuvent subir des compressions humides au cours de la compression. D'autre part, la perte exérgétique due à la détente isenthalpe s'accroît à cause d'un titre vapeur plus élevé à la sortie du détendeur. Ces limitations sont généralement résolues par l'utilisation d'un échangeur liquide-vapeur qui permet de transférer la chaleur du liquide saturant du condenseur à la vapeur sortant de l'évaporateur.

Tableau 3.2 - Nomenclature, propriétés physiques et pouvoir de réchauffement global des corps purs choisis

Symbole	Nom complet	Mm g/mol	T _{crit} °C	P _{crit} kPa	TD °C	PRG (GWP) [100]
R-744	dioxyde de carbone	44,00	30,97	7104,15	-78,40	1
R-290	propane	44,09	96,67	3973,94	-42,09	20
R-1270	propène (propylène)	42,08	92,42	4391,45	-47,69	20
R-152a	1,1-difluoroéthane	66,05	113,26	4243,60	-24,02	120
R-32	difluorométhane	52,02	78,10	5508,85	-51,65	550
R-245ca	1,1,2,2,3-pentafluoropropane	134,04	174,42	3651,85	25,13	640
R-236ea	1,1,1,2,3,3-hexafluoropropane	152,03	139,29	3228,83	6,19	1200
R-134a	1,1,1,2-tetrafluoroéthane	102,03	101,06	3786,13	-26,07	1300
R-125	pentafluoroéthane	120,02	66,02	3344,55	-48,09	3400
R-227ea	1,1,1,2,3,3,3-heptafluoropropane	170,02	101,65	2652,85	-16,45	3500

Mm : masse molaire ; T_{crit} : température critique ; P_{crit} : pression critique ; TD : température d'ébullition ; PRG (GWP) : pouvoir de réchauffement global

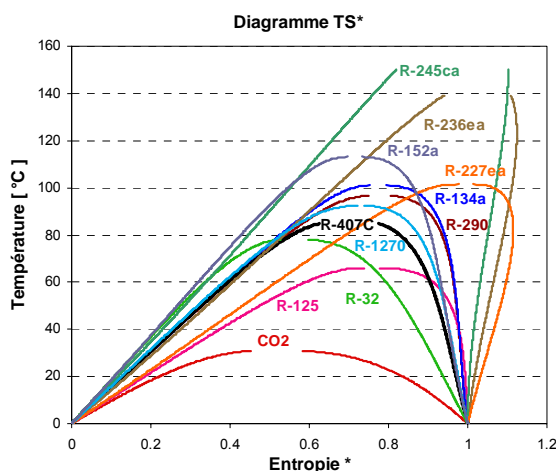


Figure 3.2- Diagramme TS* des corps purs choisis (*: L'entropie est non dimensionnelle et est normalisée à 1)

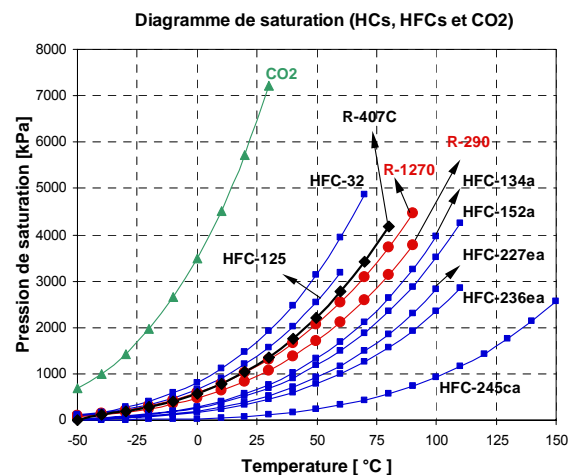


Figure 3.3- Diagramme de saturation des corps purs choisis (HC, HFC et CO₂)

La figure 3.3 montre l'évolution de la pression de saturation en fonction du niveau de température et permet la lecture rapide des températures atteignables pour des limitations liées à la pression. Pour une pression maximale de 3 MPa, la température de condensation admissible est de -5°C pour le CO_2 , de 50°C pour le R-32, 65°C pour le R-407 etc.

Le coefficient de performance (COP), la température de refoulement, la puissance calorifique volumétrique et le taux de compression sont calculés en fonction des conditions extérieures et de la température de départ liée à la loi d'eau MT (cf. figures 3.4 et 3.5).

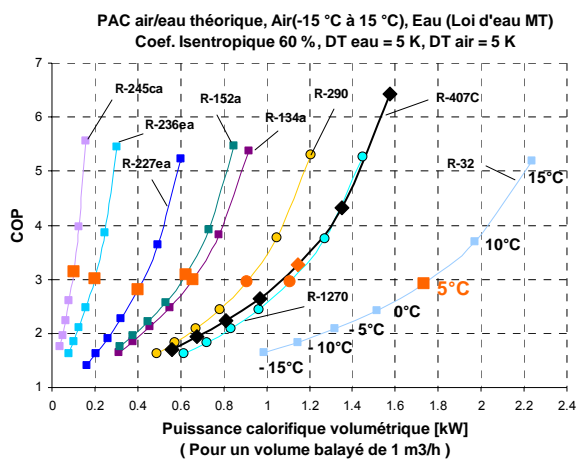


Figure 3.4- COP et puissance calorifique volumétrique des frigorigènes purs choisis et du R-407C

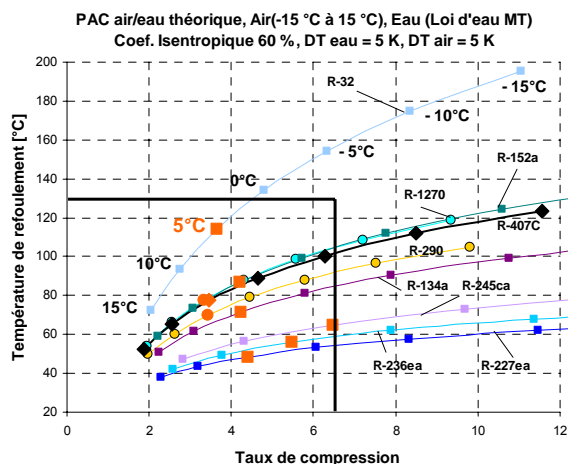


Figure 3.5- Contraintes liées à la température de refoulement et au taux de compression

La PAC air/eau avec la loi d'eau moyenne température (MT) et la loi d'eau haute température (HT) ne peut pas fonctionner avec le R-744 et le R-125 compte tenu de leur faible valeur de température critique.

Le R-32 présentant une puissance calorifique volumétrique élevée (cf. figure 3.4) ne peut être utilisé seul. La pression au condenseur et la température de refoulement de ce fluide ne sont pas admissibles. Le R-152a est directement identifié pour ses performances élevées, cependant ce fluide est inflammable et sa puissance calorifique volumétrique est relativement faible.

La température d'ébullition (TD) peut être utilisée comme un critère souvent suffisant pour classer les corps purs selon leur puissance calorifique volumétrique. Plus la température d'ébullition est faible, plus la puissance calorifique volumétrique est élevée (cf. tableau 3.2 et figure 3.4).

La figure 3.5 permet d'identifier les conditions extrêmes acceptables liées au taux de compression et à la température de refoulement. A partir de ces limites, le passage à un fonctionnement à deux étages est souhaitable. La température extérieure minimale acceptable est de 2°C et de -6°C pour le R-32 et le R-407C respectivement. Les températures limites peuvent être encore plus élevées pour des consignes de départ d'eau elles aussi plus élevées.

Le R-407C, présentant un compromis entre ces différents critères, est mieux placé pour le fonctionnement de la PAC comparativement aux corps purs choisis. Trouver des mélanges plus performants et éventuellement avec des valeurs inférieures de GWP est l'objectif de cette étude.

3.3.5 - Les approches utilisées pour la classification par le niveau d'inflammabilité

Les mélanges des fluides frigorigènes modérément inflammables présentent un intérêt substantiel dû aux faibles valeurs de GWP des molécules ayant un faible nombre d'atomes de fluor et/ou un grand nombre d'atomes d'hydrogène.

Les fluides frigorigènes sont actuellement classés selon la norme américaine ASHRAE Standard 34 [ASHRAE, 2001]. Cette classification consiste en 3 classes d'inflammabilité définies par deux critères : la limite inférieure d'inflammabilité (LII) et le pouvoir calorifique (PC). Les 3 classes sont définies comme suit :

- classe 1 pour les fluides frigorigènes où aucune propagation de flamme n'existe quand ils sont testés avec l'air à 101 kPa et 21 °C selon ASTM E681-01 ;
- classe 2 pour les fluides frigorigènes qui possèdent une LII > 0,10 kg/m³ à 21 °C et 101 kPa et un PC < 19 000 kJ/kg ;
- classe 3 pour les fluides frigorigènes qui possèdent une LII < 0,10 kg/m³ à 21 °C et 101 kPa ou un PC > 19 000 kJ/kg

La classe 1 correspond aux substances non inflammables, la classe 2 aux substances modérément inflammables et la classe 3 aux substances hautement inflammables.

Cependant, cette classification présente certains défauts et plusieurs frigorigènes sont mal classés en utilisant ces deux seuls critères. De nouvelles contributions pour une classification plus cohérente sont donc nécessaires. Ces contributions ont proposé de nouveaux indices introduisant l'intensité de la réaction : **R-index** [Kataoka, 2001], la probabilité d'allumage : **RF-number** [Kondo, 2002] et la vitesse fondamentale maximale de flamme : **RF2-number** [Jabbour, 2004; Kondo, 2004].

Tous ces indices nécessitent au moins la détermination des limites d'inflammabilité et du pouvoir calorifique. Dans cette étude, le nombre **RF-number** combinant les deux facteurs de probabilité et d'intensité d'allumage est utilisé. Dans la limite des mélanges formés par les corps purs choisis, ce facteur formulé par l'équation (3.1) permet une classification assez pertinente [Kondo, 2002] :

$$RF = \frac{(LSI \times LII)^{0,5} - LII}{LII} \times \frac{PC}{Mm} \quad [3.1]$$

avec :

- LII et LSI les limites inférieure et supérieure d'inflammabilité,
- PC le pouvoir calorifique (ou chaleur de combustion) en [J/mol],
- Mm la masse molaire en [g/mol].

Pour cette évaluation, les mélanges seront classés comme étant modérément inflammables pour un RF inférieur à 30 et hautement inflammables pour un RF supérieur à 30 [Kondo, 2002].

3.3.5.1 - Calcul des limites inférieures et supérieures d'inflammabilité (LII et LSI)

Pour un mélange d'hydrocarbures ou de corps inflammables, les limites d'inflammabilité peuvent être directement estimées par la loi de **Le Chatelier** exprimée par l'équation (3.2). Ceci contrairement aux mélanges composés de corps inflammables et non inflammables où il est préférable d'utiliser des données expérimentales car la prédiction précise des limites d'inflammabilité est une tâche difficile.

La loi de Le Chatelier est exprimée par :

$$\frac{1}{L} = \frac{x_1}{L_1} + \frac{x_2}{L_2} + \frac{x_3}{L_3} \quad [3.2]$$

Avec x_1 , x_2 et x_3 les fractions molaires des composants du mélange et L_1 , L_2 et L_3 les limites d'inflammabilité respectives.

Un modèle de calcul [Zhao, 2004], basé sur les données expérimentales d'inflammabilité des différentes combinaisons binaires possibles des corps choisis, composés d'un corps inflammable et d'un autre non inflammable, est utilisé pour une classification rapide en deux groupes : inflammable et non inflammable. Cette méthode permet de calculer les limites inférieures et supérieures d'inflammabilité des mélanges formés de trois corps purs ou plus, inflammables ou non inflammables, à partir des données expérimentales des mélanges binaires. Les régressions polynomiales (cf. figure 3.6) de ces données sont introduites dans le modèle de calcul (courbe de la figure 3.6).

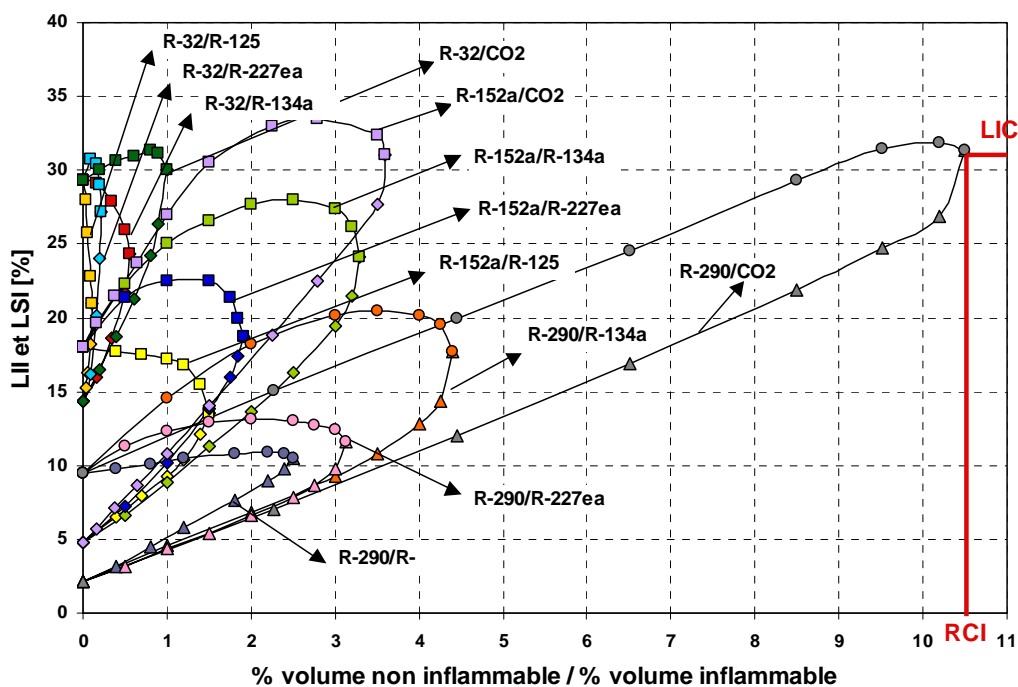


Figure 3.6- Régressions des données expérimentales des LII et des LSI

R-32/R-227ea, R-152a/R-134a, R-152a/R-227ea, R-290/R-134a, R-290/R-227ea [Zhao, 2004]

R-32/R-134a, R-32/R-125, R-152a/R-744, R-32/R-744, R-152a/R-125 [Jabbour, 2004]

R-290/R-744, R-290/R-134a [Molnarne, 2005]

Le HC-290, le HFC-125 et le HFC-32 choisis pour cette évaluation sont listés dans le tableau 3.3. Les tableaux 3.4 et 3.5 donnent respectivement les valeurs de la limite d'inflammabilité critique et du rapport critique d'inflammabilité. Le rapport critique d'inflammabilité est égal au rapport entre le volume du corps non inflammable et le volume du corps inflammable correspondant à la limite d'inflammabilité critique. Les mélanges présentant des rapports supérieurs au rapport critique sont considérés non inflammables. La limite d'inflammabilité critique est la valeur de la LII ou de la LSI pour un rapport non inflammable/inflammable égal au rapport critique.

Tableau 3.3 - Critères d'inflammabilité des corps inflammables

	LII % vol	LSI % vol	PC MJ/kg	Cst %vol
R-290	2,1	9,5	50,3	4,0
R-152a	4,8	18,0	17,4	7,7
R-32	14,4	29,3	9,4	17,4

LII : limite inférieure d'inflammabilité, LSI : limite supérieure d'inflammabilité
PC : pouvoir calorifique inférieur, Cst : concentration stœchiométrique dans l'air

Tableau 3.4 - Limites d'inflammabilité critiques des binaires inflammable/non inflammable

LIC [%]	R-744	R-134a	R-125	R-227ea
R-290	31,3	17,7	10,5	11,6
R-152a	31,0	24,2	13,5	18,7
R-32	30,0	24,3	21,0	27,1

LIC : limite d'inflammabilité critique

Tableau 3.5 - Rapports critiques d'inflammabilité des binaires inflammable/non inflammable

RCI	R-744	R-134a	R-125	R-227ea
R-290	10,50	4,40	2,50	3,12
R-152a	3,60	3,30	1,50	1,91
R-32	1,00	0,55	0,11	0,22

RCI : rapport critique d'inflammabilité

Le HFC-32 et le HFC-152a sont classés modérément inflammables par l'ASHRAE 34, le CO₂ avec un GWP de 1 a un effet de dilution et le R-125 et le R-227ea à GWP relativement élevé sont de bons extincteurs. Le R-290 très inflammable présente des performances élevées et le R-134a moins extincteur que le R-125, possède un GWP acceptable pour cette application en 2006.

➤ Mélanges de deux composants inflammables et d'un composant non inflammable

Supposons que **A**, **B** et **C** soient les trois composants d'un mélange, **A** et **B** sont inflammables et **C** est non inflammable. La méthode de calcul des limites inférieures et supérieures d'inflammabilité **L** dépend des concentrations des corps non inflammables dans le mélange. Trois cas sont identifiés.

Cas 1 - Si les rapports molaires de **C** sur **A** et de **C** sur **B** sont inférieurs aux rapports d'inflammabilité critiques des binaires (**C,A**) et (**C,B**) respectivement, **C** avec **A** ou **B** peut former un nouveau mélange. Les limites d'inflammabilité de ce mélange peuvent donc être trouvées en se référant aux courbes expérimentales des limites d'inflammabilité (cf. figure 3.6). La limite d'inflammabilité **L** du mélange est ensuite calculée par l'équation suivante :

$$L = \frac{1}{\frac{x_A + x_C}{L_{AC}} + \frac{x_B}{L_B}} \quad [3.3]$$

où x_A , x_B et x_C sont les fractions molaires de **A**, **B** et **C** respectivement, L_{AC} la limite d'inflammabilité du binaire (**A,C**) et L_B la limite d'inflammabilité de **B**.

Cas 2 - Si le rapport molaire de **C** sur **A** est supérieur au rapport d'inflammabilité critique du binaire correspondant et le rapport de **C** sur **B** est inférieur au rapport d'inflammabilité critique du binaire (**C,B**), un nouveau mélange peut se former par le composant non inflammable **C** et le composant inflammable **B**. Les limites d'inflammabilité de ce mélange peuvent donc être trouvées par la même équation (3.3).

Cas 3 - Si les rapports molaires de **C** sur **A** et de **C** sur **B** sont supérieurs aux rapports d'inflammabilité critiques des binaires (**C,A**) et (**C,B**) respectivement, **C** est divisé en deux parties de façon à ce que le rapport d'une partie de **C** sur **A** ou **B** soit égal au rapport critique correspondant. La fraction molaire du corps non inflammable **C** peut être définie par :

$$x_C = x_{CAR} + x_{\Delta C} \quad [3.4]$$

où x_{CAR} est la fraction molaire de **C** lorsque le mélange (**A,C**) atteint le rapport critique et $x_{\Delta C}$ est la fraction molaire restante de **C**.

Si $x_{\Delta C}/x_B > R_{BC}$, le mélange est non inflammable ; si $x_{\Delta C}/x_B \leq R_{BC}$, les limites d'inflammabilité de ce nouveau mélange peuvent être trouvées en se référant aux courbes

expérimentales des limites d'inflammabilité (cf. figure 3.6). L sera ensuite calculé par l'équation :

$$L = \frac{1}{\frac{x_A + x_{CAR}}{L_{ACR}} + \frac{x_B + x_{\Delta C}}{L_{BC}}} \quad [3.5]$$

où L_{ACR} est la limite d'inflammabilité critique du binaire **(A,C)**, L_{BC} la limite d'inflammabilité du binaire **(B,C)** et R_{BC} le rapport de x_{CBR} sur x_B .

➤ Mélanges de deux composants non inflammables et d'un composant inflammable

Supposons que **A**, **C** et **D** soient les trois composants du mélange, **C** et **D** sont non inflammables et **A** est inflammable. Le composant **A** est divisé en deux parties de façon à ce que le rapport d'une partie de **A** sur **C** ou **D** soit égal au rapport critique correspondant. La fraction molaire du corps inflammable **A** peut être définie par :

$$x_A = x_{ADR} + x_{\Delta A} \quad [3.6]$$

où x_{ADR} est la fraction molaire de **A** lorsque le mélange **(A,D)** atteint le rapport d'inflammabilité critique et $x_{\Delta A}$ est la fraction molaire restante de **A**.

Si $x_C/x_{\Delta A} > R_{AC}$, le mélange est non inflammable ; si $x_C/x_{\Delta A} \leq R_{AC}$, les limites d'inflammabilité de ce nouveau mélange peuvent être trouvées en se référant aux courbes expérimentales des limites d'inflammabilité (cf. figure 3.6). L sera ensuite calculé par l'équation (3.7).

$$L = \frac{1}{\frac{x_D + x_{ADR}}{L_{ADR}} + \frac{x_C + x_{\Delta A}}{L_{AC}}} \quad [3.7]$$

où L_{ADR} est la limite d'inflammabilité critique du binaire **(A,D)**, L_{AC} la limite d'inflammabilité du binaire **(A,C)** et R_{AC} le rapport de x_{CAR} sur x_A .

3.3.5.2 - Calcul du pouvoir calorifique (PC)

Le calcul du Pouvoir Calorifique (PC) d'un mélange de fluides frigorigènes nécessite la détermination des équations stœchiométriques correspondantes. Les produits résultant de la combustion doivent être connus en fonction des réactifs et de leur concentration dans le mélange.

D'après Takizawa [Takizawa, 2005], les produits de la combustion doivent être HF, CO₂ (N₂, SO₂ si l'azote et le soufre font partie de la structure moléculaire des frigorigènes) et HCl s'il y a suffisamment d'hydrogène dans la molécule. L'excès de H est considéré converti en H₂O. La formation de HF devance la formation de HCl s'il y a insuffisamment d'H pour la formation de HF et HCl mais suffisamment pour la formation de HF. Dans le cas où le H est insuffisant pour la formation du HF, le F restant produit le COF₂ puis le CF₄ de préférence à la formation du CO₂, le Cl restant produit de Cl₂.

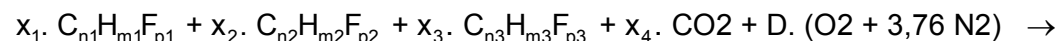
Le modèle utilisé pour le calcul du PC prend en considération ces différents éléments permettant ainsi de déterminer les produits de la réaction de combustion stœchiométrique d'un mélange d'un, de deux ou de trois corps purs inflammables ou non inflammables ainsi que le nombre de moles de chaque produit résultant par la résolution d'un système

d'équations à l'aide du SOLVEUR du Logiciel EXCEL programmé en langage VISUAL BASIC.

Tous les fluides frigorigènes utilisés dans cette étude ont leur molécule de la forme $C_nH_mF_p$. Dans ce cas, le rapport H/F servira d'indice pour le choix des produits :

- si H/F est inférieur à 1, les produits de la réaction sont : CO_2 , HF, COF_2 , CF_4 et N_2
- si H/F est supérieur à 1, les produits de la réaction sont : CO_2 , HF, H_2O et N_2

La réaction stœchiométrique d'un mélange composé de **A** ($C_{n_1}H_{m_1}F_{p_1}$), **B** ($C_{n_2}H_{m_2}F_{p_2}$), **C** ($C_{n_3}H_{m_3}F_{p_3}$) et de CO_2 est exprimée par :



a. CO_2 + b. HF + c. CF_4 + d. COF_2 + e. H_2O + f. N_2

$$\text{Si } x_1 \cdot m_1 + x_2 \cdot m_2 + x_3 \cdot m_3 > x_1 \cdot p_1 + x_2 \cdot p_2 + x_3 \cdot p_3 \Rightarrow H > F$$

Les équations à résoudre sont :

Les produits sont CO_2 , HF, H_2O et N_2 :	$c=d=0$
Equilibre des atomes C :	$x_1 \cdot n_1 + x_2 \cdot n_2 + x_3 \cdot n_3 + x_4 = a$
Equilibre des atomes H :	$x_1 \cdot m_1 + x_2 \cdot m_2 + x_3 \cdot m_3 = b + 2e$
Equilibre des atomes F :	$x_1 \cdot p_1 + x_2 \cdot p_2 + x_3 \cdot p_3 = b$
Equilibre des atomes O :	$2x_4 + 2D = 2a + e$
Equilibre des atomes N :	$7,52 D = 2f$

$$\text{Si } x_1 \cdot m_1 + x_2 \cdot m_2 + x_3 \cdot m_3 < x_1 \cdot p_1 + x_2 \cdot p_2 + x_3 \cdot p_3 \Rightarrow H < F$$

Les équations à résoudre sont :

Les produits sont CO_2 , HF, COF_2 , CF_4 et N_2 :	$e=0$ et $c < d$
Equilibre des atomes C :	$x_1 \cdot n_1 + x_2 \cdot n_2 + x_3 \cdot n_3 + x_4 = a + c + d$
Equilibre des atomes H :	$x_1 \cdot m_1 + x_2 \cdot m_2 + x_3 \cdot m_3 = b$
Equilibre des atomes F :	$x_1 \cdot p_1 + x_2 \cdot p_2 + x_3 \cdot p_3 = b + 4c + 2d$
Equilibre des atomes O :	$2x_4 + 2D = 2a + d$
Equilibre des atomes N :	$7,52 D = 2f$

Le pouvoir calorifique (PC) est ensuite calculé en déduisant les enthalpies de formation des produits des enthalpies de formation des réactifs.

Le tableau 3.6 montre les résultats obtenus du pouvoir calorifique et du RF-number par le modèle et les valeurs publiées par Kondo [Kondo, 2002].

Tableau 3.6 - Comparaison du PC et du RF-number

	PC (kJ/mole)		RF-number	
	Modèle	Kondo	Modèle	Kondo
R-32	9400	9195	4,13	4,55
R-152a	16183	16500	15,15	14,9
R-290	46300	46351	52,23	52,2

Cette faible différence, qui influe peu sur la classification des mélanges, est due aux différences dans les sources choisies pour les limites d'inflammabilité, les enthalpies de formation et l'estimation des produits des réactions de combustion.

3.4 - Résultats de la sélection pour le fonctionnement PAC air/eau

3.4.1 - Evaluation générale sans critère d'inflammabilité

Le schéma de sélection et les critères associés sont montrés à la figure 3.7. La puissance calorifique volumétrique et le COP sont classés par référence au R-407C. Chaque sous-groupe (A1-A16) contient donc la liste des fluides vérifiant le chemin de caractérisation correspondant. Le groupe A1, par exemple, est le groupe optimum pour ce schéma de sélection.

Dans cette évaluation ayant pour but d'identifier des candidats susceptibles de remplacer le R-407C, la température de départ d'eau du condenseur de la PAC est fixée à 55 °C et la température d'entrée d'air à l'évaporateur est de 5 °C. Ce choix de température de départ d'eau permet une première évaluation des niveaux de pression au condenseur sans trop influencer la comparaison du COP et de la puissance comparativement au R-407C. L'influence de la loi d'eau sur le classement des mélanges est examinée ultérieurement dans la partie « évaluation restreinte ».

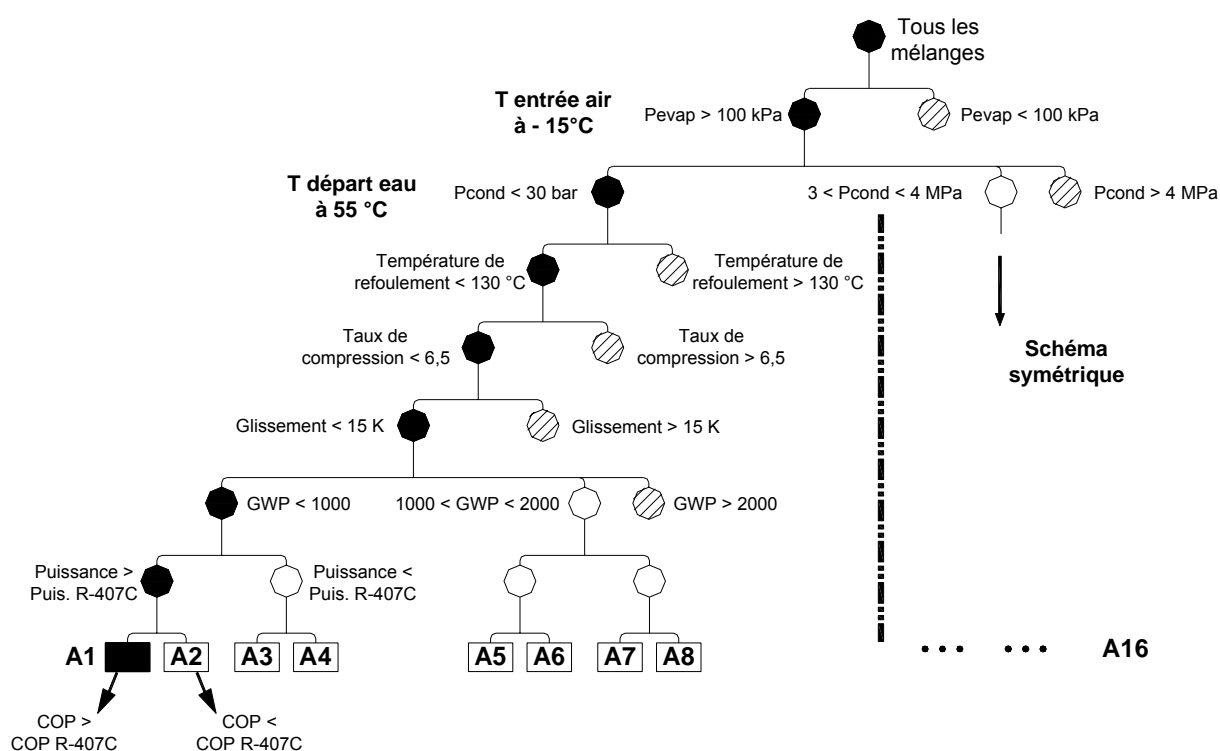


Figure 3.7- Schéma d'application de la méthode de sélection

Le nombre des mélanges calculés s'élève à 224 875 correspondant à un nombre de fluides purs choisis de 10 et à un pas de concentration massique de 5 %. Au total, 68,6 % de ces mélanges sont classés et organisés suivant les multiples critères choisis, les 31,4 % restants sont des mélanges correspondant à des conditions supercritiques (9,5 %) ou des mélanges présentant des alertes de divergence par Refprop7 (21,9 %) (essentiellement ceux ayant de fortes concentrations en CO_2).

Parmi les mélanges classés, 74 % présentent des pressions au condenseur inférieures à 3 MPa et 26 % ceux qui présentent des pressions entre 3 et 4 MPa.

La majorité des mélanges classés dans A1 sont constitués de mélanges inflammables. Pour une loi d'eau passant par des niveaux plus élevés de température de départ d'eau de 75°C et plus, le nombre de mélanges vérifiant le chemin du groupe A1 tend vers zéro. Dans ce cas, seulement un nombre très limité des mélanges vérifie le chemin du groupe A9 avec

des pressions au condenseur supérieures à 3 MPa et un COP et une puissance calorifique supérieurs à ceux du R-407C.

Les tableaux 3.7 à 3.10 présentent les listes des mélanges sélectionnés en fonction du niveaux de pression et de leurs performances par comparaison au R-407C.

Tableau 3.7 - Sélection des mélanges pour Pcond < 3 MPa (groupe A1 à A8)

Mélanges		Composition molaire	COP (% gain R-407C)	Puissance (% gain R-407C)	GWP
R-32 / R-152a / R-236ea / R-245ca	(Max COP)	6,6 / 88,5 / 2,3 / 2,6	(8,60 %)	(-38,26 %)	221
R-32 / R-125 / R-152a / R-227ea	(Max Puissance)	70,1 / 5,1 / 23,0 / 1,8	(3,11 %)	(28,73 %)	875
R-744 / R-1270	(Min GWP)	4,8 / 95,2	(-3,06 %)	(12,82 %)	19

Tableau 3.8 - Sélection des mélanges pour 3 < P cond < 4 MPa (groupe A9 à A16)

Mélanges		Composition molaire	COP (% gain R-407C)	Puissance (% gain R-407C)	GWP
R-32 / R-125 / R-134a / R-152a	(Max COP)	71,3 / 2,6 / 12,1 / 14,0	(3,14 %)	(28,96 %)	778
R-744 / R-32 / R-125 / R-227ea	(Max Puissance)	7,2 / 79,2 / 7,9 / 5,7	(-4,75 %)	(57,73 %)	1392
R-744 / R-1270	(Min GWP)	14,4 / 85,6	(-9,64 %)	(34,85 %)	17

Tableau 3.9 - Sélection des mélanges appartenant au groupe A1 les plus optimisés en terme de COP, de puissance calorifique et de GWP

Mélanges		Composition molaire	COP (% gain R-407C)	Puissance (% gain R-407C)	GWP
R-32 / R-134a / R-152a	(Max COP)	46,6 / 2,9 / 50,5	(5,84 %)	(0,28 %)	351
R-32 / R-125 / R-152a / R-227ea	(Max Puissance)	70,1 / 5,1 / 23,0 / 1,8	(3,11 %)	(28,73 %)	875
R-32 / R-1270 / R-152a	(Min GWP)	4,9 / 55,7 / 39,4	(0,18 %)	(2,96 %)	96

Tableau 3.10 - Sélection de quelques binaires et ternaires optimisés du groupe A1

Mélanges		Composition molaire	COP (% gain R-407C)	Puissance (% gain R-407C)	GWP
Mélanges de 2 corps purs					
R-32 / R-134a	(Max COP)	56,7 / 43,3	(3,13 %)	(10,16 %)	1000
Mélanges de 3 corps purs					
R-32 / R-134a / R-152a	(Max COP)	46,6 / 2,9 / 50,5	(5,84 %)	(0,28 %)	351
R-32 / R-290 / R-152a	(Max COP)	44,8 / 6,6 / 48,6	(1,29 %)	(4,79 %)	287
R-32 / R-125 / R-152a	(Max COP)	46,8 / 2,5 / 50,7	(5,38 %)	(2,17 %)	456
R-32 / R-1270 / R-152a	(Max COP)	5,1 / 50,5 / 44,4	(1,68 %)	(1,53 %)	101
R-32 / R-152a / R-227ea	(Max COP)	52,4 / 45,8 / 1,8	(4,89 %)	(4,58 %)	482
R-32 / R-134a / R-236ea	(Max COP)	71,3 / 26,5 / 2,2	(2,97 %)	(24,7 %)	882

Le gain de COP le plus élevé est de 8,6 % par comparaison au mélange de référence R-407C. Ce COP correspond à un mélange de 4 corps purs, composé de R-32, R-152a, R-236ea et R-245ca et présentant une diminution de la puissance calorifique de 38,2 % et un GWP de 221 (cf. tableau 3.7). Un gain maximal de puissance volumétrique de 57,7 % est observé avec le mélange (R-744/R-32/R-125/R-227ea) avec une perte de COP de 4,7 %, un GWP de 1392 et des pressions au condenseur supérieures à 3 MPa (cf. tableau 3.8).

Pour le chemin le plus optimisé du groupe A1 (cf. tableau 3.9), le mélange (R-32/R-134a/R-152a) présente la valeur de COP la plus élevée avec une amélioration de 5,8 % et une puissance calorifique proche de celle du R-407C. Pour ce groupe, la valeur de GWP la plus faible est observée avec le mélange inflammable composé de R-32, R-1270 et R-152a. Ce dernier vérifie un gain de puissance calorifique de 3 % et une valeur de COP proche de celle du R-407C.

D'autres mélanges binaires et ternaires composés essentiellement du R-32 et du R-152a et présentant des gains de COP et de puissance calorifique avec des GWP inférieurs à 1000 sont listés dans le tableau 3.10. Dans ce qui suit, ces mélanges sont examinés dans une étude plus approfondie incluant le critère d'inflammabilité.

3.4.2 - Evaluation restreinte avec critère d'inflammabilité

Bien que l'évaluation générale ait permis le choix de plusieurs types de mélanges vérifiant le chemin d'optimisation du groupe A1, les concentrations vérifiant un compromis entre les différents critères de sélection, tout en restant dans les limites admissibles de fonctionnement de la PAC, doivent maintenant être trouvées.

Dans cette évaluation, les mélanges sont analysés plus profondément en fonction de la loi d'eau et des conditions limites de fonctionnement et sont classés par degré d'inflammabilité et par seuil de GWP. Dans cette partie, plusieurs mélanges vérifiant une puissance calorifique égale à celle du R-407C sont choisis pour être testés et validés expérimentalement.

L'exemple du ternaire R-407 (R-32/R-125/R-134a) est détaillé pour mieux comprendre et visualiser la méthode d'évaluation et les différents critères de sélection.

3.4.2.1 - Exemple du ternaire R-407 (R-32/R-125/R-134a)

Les mélanges de type R-407 sont des mélanges comportant du R-32, du R-125 et du R-134a en proportions variables. Ces proportions ont donné lieu à des dénominations de mélanges variant de A à E. Du point de vue du fonctionnement pompe à chaleur, à compresseur égal, plus la concentration en R-32 est élevée, plus la puissance calorifique devient élevée.

➤ Le marché de ce type de mélange

Parmi les HFC de type R-407 proposés par les fabricants de fluides, nous trouvons des mélanges ternaires tels que le R-407A, le R-407B, le R-407C, le R-407D, le R-407E ; des mélanges binaires tel que le R-410A et des corps purs tel que le R-134a.

Les propriétés de ces fluides sont présentées dans le tableau 3.11.

Tableau 3.11 - Propriétés des fluides HFC disponibles sur le marché

Fluide	R-407A	R-407B	R-407C	R-407D	R-407E	R-410A
T _{crit} (°C)	82,25	74,97	86,03	91,40	88,46	71,35
P _{crit} (MPa)	4,51	4,13	4,62	4,47	4,70	4,90
Fraction massique (R-32/R-125/R-134a)	0,2/0,4/0,4	0,1/0,7/0,2	0,23/0,25/0,52	0,15/0,15/0,7	0,25/0,15/0,6	0,5/0,5/0
Masse molaire (kg/kmol)	90,11	102,94	86,20	90,96	83,78	72,58
PRG (GWP)	1990	2695	1653	1503	1428	1975
Sécurité standard 34	A1	A1	A1	A1	A1	A1

T_{crit} : Température critique, P_{crit} : Pression critique, PRG : potentiel de réchauffement global

➤ La pression au condenseur

Les courbes de relation pression/concentration pour une température de départ d'eau de 55 °C sont présentées figure 3.8-a. Une pression maximale de 3 MPa est choisie comme critère de sélection.

La pression de saturation, à température moyenne constante, augmente avec la concentration en R-32. L'utilisation de mélanges aux concentrations élevées en R-32 (> 0,5

concentration massique) tel que le R-410A sera limitée pour les PAC de puissance à haute température. Des mélanges riches en R-134a seront plus adaptés pour le fonctionnement des PAC ayant des températures de condensation élevées.

Le diagramme de composition des mélanges de type R-407 est alors réduit à la zone située au-dessous de la ligne droite correspondante à une pression de saturation de 3 MPa.

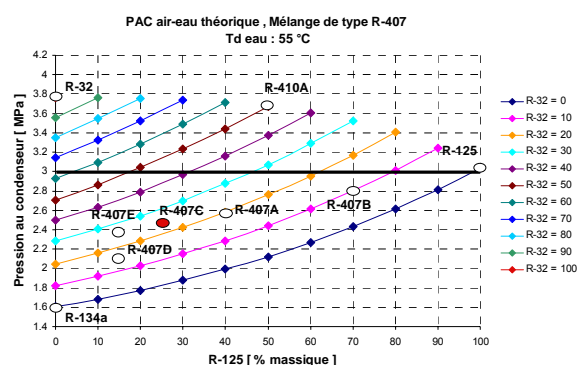


Fig. 3.8-a

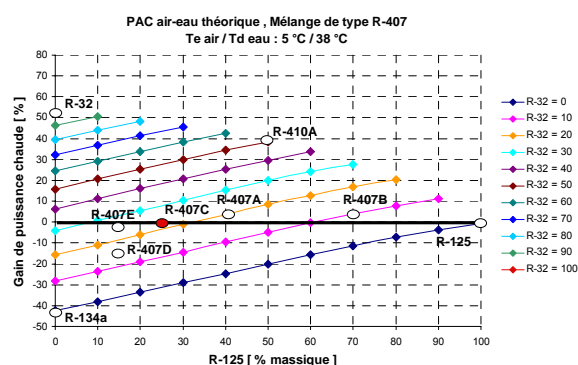


Fig. 3.8-b

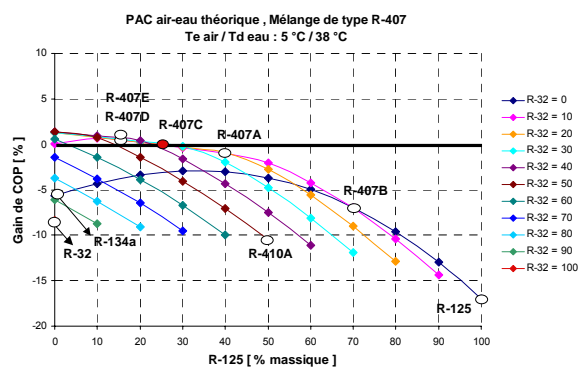


Fig. 3.8-c

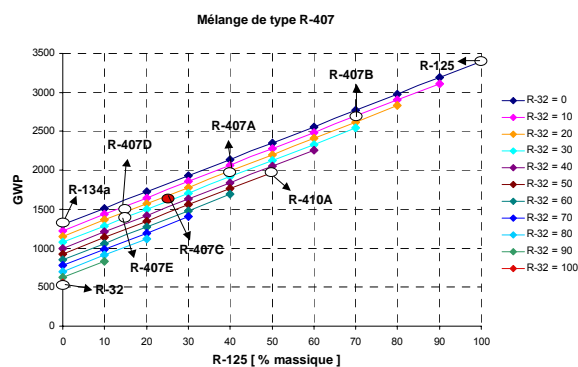


Fig. 3.8-d

Figure 3.8- Variation des propriétés du mélange R-407 en fonction de la composition

➤ La puissance calorifique volumétrique et le COP

Les mélanges de type R-407 sont comparés en terme de COP et de puissance calorifique à compresseur égal (volume balayé fixe). Cette étude permet l'identification de la zone de gain en COP et la zone de puissance calorifique volumétrique supérieure par rapport au R-407C.

La figure 3.8-b montre le gain de puissance calorifique à compresseur égal des mélanges de type R-407 par rapport au mélange R-407C. Le choix des concentrations massiques du R-32 et du R-125 permet d'identifier le point du graphe correspondant.

Le gain de puissance calorifique volumétrique pour le R-410A est de 38,5 % par rapport au R-407C. Les mélanges R-407A, R-407B et R-407E permettent des puissances calorifiques proches pour le même volume balayé. Un gain de puissance calorifique est observé pour tous les mélanges binaires et ternaires avec des concentrations massiques de R-32 supérieures à 30 %.

La courbe de gain du COP nul par rapport au R-407C est tracée sur la figure 3.8-c. Une zone très limitée du diagramme de composition correspond à un gain de COP par rapport au R-407C.

➤ **GWP, PRG (global warming potential, potentiel de réchauffement global)**

Le potentiel de réchauffement global (PRG, GWP) augmente avec l'addition du R-125 correspondant à une valeur élevée de GWP de 3400 (cf. figure 3.8-d). Dans la série des mélanges 407, le R-407C notamment a un GWP relativement faible.

➤ **Diagramme de concentration**

Les courbes de gain nul de COP, de gain nul de puissance calorifique volumétrique, de la limite d'inflammabilité, de GWP égal et de la pression au condenseur inférieure à 3 MPa pour les deux lois d'eau choisies, sont tracées sur un même diagramme de composition comparativement au R-407C (cf. figure 3.9).

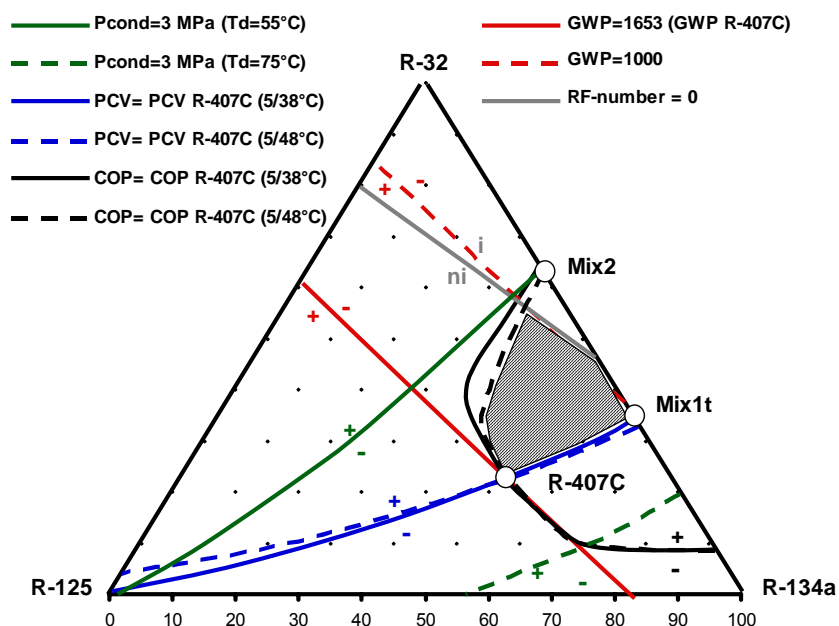


Figure 3.9- Diagramme des concentrations massiques des mélanges de type R-407 et critères de sélection comparativement au R-407C

L'intersection entre les différentes zones de gain par rapport aux critères choisis permet d'identifier la région des concentrations optimales pour le fonctionnement de la PAC avec un mélange de type R-407.

Avec la technologie usuelle des compresseurs scroll, des températures de départ d'eau supérieures à 75 °C ne sont admissibles que dans une zone très limitée du diagramme correspondant à des concentrations élevées en R-134a. Cette zone présente aussi des réductions non négligeables de puissance et de COP.

La zone hachurée correspond à un GWP plus faible que celui du R-407C, une puissance volumétrique plus importante, un COP plus élevé et une pression de fonctionnement acceptable.

Des mélanges binaires de type (R-32 + R-134a) peuvent être alors optimisés pour satisfaire les critères de choix. A titre d'exemple, le mélange « Mix1t » (R-32 / R134a) = (0,325 / 0,675 massique) est caractérisé par :

- un glissement de température de 0,3 K supérieur à celui du R-407C pour une température de départ de 38 °C,
- une puissance volumétrique égale (pas de changement du compresseur pour une installation fonctionnant au R-407C),
- une pression de refoulement du compresseur plus faible que celle du système au R-407C, ce qui permet d'augmenter la température de chauffage d'eau et de limiter l'effet de serre en diminuant le taux de fuite,

- un GWP égal à 1056 (1653 pour le R-407C),
- un gain de COP de 4,1 %,
- non inflammable.

Pour réduire la taille et le prix des compresseurs, en ayant une température de départ d'eau inférieure à 55 °C, des mélanges faiblement inflammables comme le « Mix2 » (R-32 / R134a) = (0,625 / 0,375) avec un GWP de 831 peuvent être choisis. Ce dernier, fonctionnant aux limites extrêmes admissibles pour la pression au condenseur, présente un gain de puissance calorifique de 26 % par comparaison au R-407C.

Toutefois, le R-407C peut être considéré comme un fluide acceptable pour le fonctionnement de la PAC à moyenne température étant donné que la surface de la zone de gain par rapport au R-407C est relativement petite.

3.4.2.2 - Autres mélanges ternaires identifiés

Le binaire « Mix3 » dont l'inflammabilité est proche de celle du R-152a correspond à la valeur de COP la plus élevée avec un gain de 5,1 % par rapport au R-407C (cf. figure 3.10-a). La zone hachurée correspond à un GWP inférieur à 500, une puissance volumétrique plus importante que celle du R-407C, un COP plus élevé et une pression de fonctionnement acceptable.

Les mélanges de type (R-32/R-134a/R-152a) présentent de forts intérêts en terme de COP et de valeur de GWP. Cependant, la sélection des candidats pour la validation expérimentale est faite pour une puissance calorifique proche ou égale à celle du R-407C (mélanges désignés par la lettre **(t)**). Plusieurs mélanges sont choisis en fonction de leur degré d'inflammabilité et de leur valeur de GWP, en commençant par le binaire « Mix1t » non inflammable, au « Mix4t » sur la limite d'inflammabilité, au « Mix5t » avec un GWP de 500 et faiblement inflammable pour arriver au binaire « Mix6t » le plus inflammable (cf. figure 3.10-a et tableau 3.12).

Tableau 3.12 - Candidats à puissance calorifique égale à celle du R-407C

Mélanges		Comp. molaire Comp. massique	COP (5/38°C) (% gain R-407C)	Puissance (5/38°C) (% gain R-407C)	GWP	RF	* Pcond
R-32 / R-134a	Mix1t	48,6/51,4	4,11	1,11	1056	0	2,33
		32,5/67,5	(2,86 %)	(-1,48 %)			
R-32 / R-134a	Mix2	76,5/23,5	4,06	1,43	831	1,77	2,98
		62,5/37,5	(1,62 %)	(26,51 %)			
R-32 / R-152a	Mix3	18,3/81,7	4,20	0,79	184	13,35	1,64
		15,0/85,0	(5,12 %)	(-30,36 %)			
R-32 / R-134a / R-152a	Mix4t	51,9/37,1/11,0	4,10	1,14	900	0	2,37
		37,5/52,5/10,0	(2,74 %)	(0,94 %)			
R-32 / R-134a / R-152a	Mix5t	56,1/9,0/34,9	4,06	1,16	501	7,43	2,40
		47,5/15,0/37,5	(1,56 %)	(2,36 %)			
R-32 / R-152a	Mix6t	53,4/46,5	4,06	1,13	324	9,56	2,33
		47,5/52,5	(1,66 %)	(-0,51 %)			
R-32 / R-290 / R-152a	Mix7	24,4/28,7/46,9	3,76	1,12	194	20,81	2,50
		22,5/22,5/55,0	(-5,83 %)	(-0,84 %)			
R-32 / R-290 / R-152a	Mix8	13,1/43,4/43,5	3,99	1,13	138	26,65	2,37
		12,5/35,0/52,5	(-0,14 %)	(0,28 %)			

* La pression au condenseur correspond à une température de départ d'eau de 55 °C

Une faible zone du diagramme de composition des mélanges de type (R-32/R-290/R-152a) correspond à un gain de COP comparativement au R-407C. Ces mélanges, qui peuvent devenir fortement inflammables à partir d'une concentration massique du R-290 supérieure à 40 %, présentent toutefois des valeurs très faibles de GWP (cf. figure 3.10-b). Les mélanges Mix7 et Mix8 présentant une légère réduction de COP par comparaison au

R-407C sont classés modérément inflammables et possèdent des valeurs de GWP proches de 200. Pour ces types de mélanges et compte tenu des réglementations relatives à la sécurité et à la protection de l'environnement, il importe, lors de l'étude d'un projet, de comparer les avantages et inconvénients techniques, économiques et environnementaux d'une installation à frigoporteur ou/et caloporteur et d'une installation en détente directe, et d'opter pour celle conduisant au meilleur compromis, dans le cas particulier considéré.

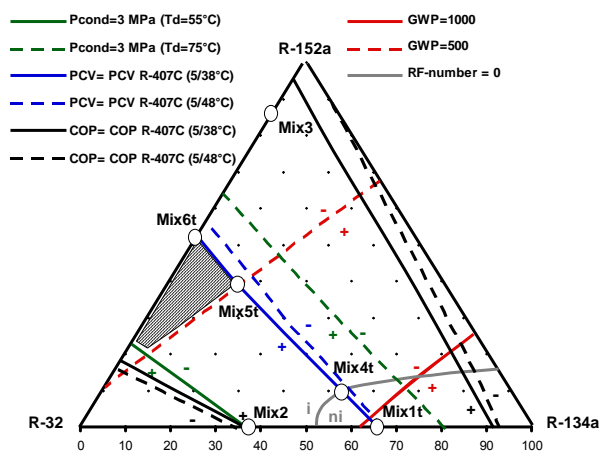


Fig. 3.10-a

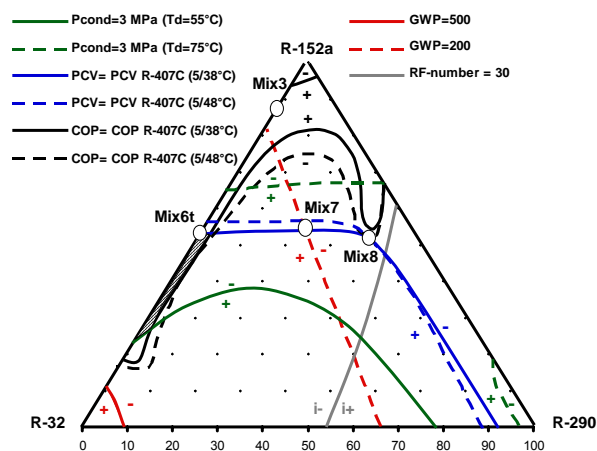


Fig. 3.10-b

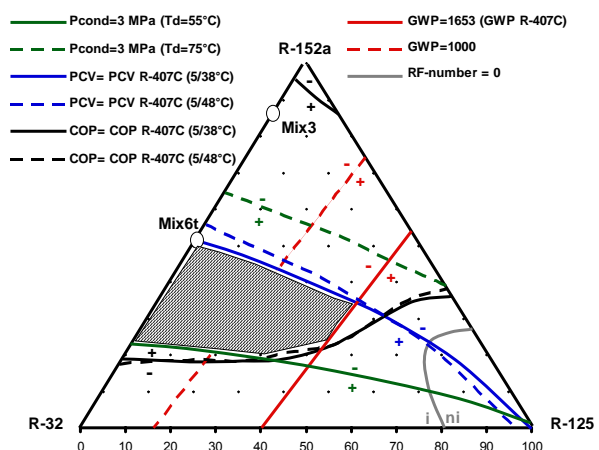


Fig. 3.10-c

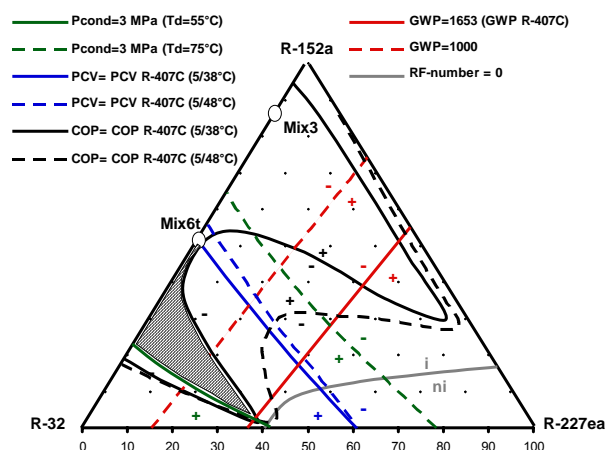


Fig. 3.10-d

Figure 3.10- Diagramme de composition et critères de sélection de quelques mélanges ternaires

Le R-125 et le R-227ea avec des GWP relativement élevés sont de bons extincteurs. Leur introduction dans le mélange tend à diminuer l'inflammabilité tout en augmentant le GWP.

Les zones hachurées des figures 3.10-c et 3.10-d correspondent à un GWP plus faible que celui du R-407C, à une puissance volumétrique et à un COP plus élevés et à une pression de fonctionnement acceptable avec la loi d'eau moyenne température. Le gain apporté sur le GWP dépend du degré d'inflammabilité souhaité.

3.5 - Conclusions

La méthode de sélection, appliquée aux mélanges de fluides frigorigènes adaptés à l'application PAC air/eau pour le marché de rénovation, montre une augmentation significative de COP avec des mélanges principalement composés de R-32 et de R-152a.

Des mélanges non inflammables ou modérément inflammables présentant une puissance calorifique égale à celle du R-407C sont proposés et classifiés en fonction de leur degré d'inflammabilité pour une introduction rapide et économique sur le marché : Mix1t, Mix4t,

Mix5t et Mix6t (GWP = 1056, 900, 501, 324 ; RF-number = 0, 0, 7,4, 9,6 ; % de gain R-407C = 2,9, 2,7, 1,6, 1,7). Ces mélanges seront testés et validés sur le prototype dans le chapitre 4.

L'impact de réchauffement global (TEWI) peut être utilisé comme un critère de choix dans la méthode de sélection. Cependant, son introduction n'a pas été faite due au nombre élevé des données qu'il faut connaître, reliées à la charge du système, au taux de fuite du frigorigène et au taux de récupération en fin de vie du système. D'une manière générale, pour les PAC air/eau (COP saisonnier entre 2 et 4,5 selon la région climatique), la sélection du mélange frigorigène peut être réalisée comme suit :

- pour des pays à faible mix, selon la puissance calorifique, le COP et le **GWP** (par exemple mix < 300),
- pour des pays à mix élevé (> 300), selon la puissance calorifique et le COP.

Pendant cette thèse (vers la fin), DuPont [DuPont, 2006] et Honeywell [Honeywell, 2006] ont présenté deux mélanges de fluides frigorigènes pour le remplacement du R-134a dans la technologie MAC (Mobile Air Conditioning). Ces mélanges sont toujours classés « confidentiels » et sont en cours de validation. On les note pour l'instant par 'Blend **D** ou *DP-1*' et 'Blend **H**' en se référant à la première lettre de Dupont et Honeywell. Les premières données disponibles montrent :

- une toxicité encourageante et un ODP très faible,
- une compatibilité avec les matériaux,
- de très faibles valeurs de GWP (< 50),
- une capacité frigorifique et un COP proches de ceux du R-134a,
- de faibles glissements de température (Blend D : glissement proche de celui du R-407C; Blend H : glissement faible < 0,5 K)
- une non inflammabilité des mélanges.

Ces caractéristiques sont d'une importance considérable et ces fluides, après validation, seront à la base d'une nouvelle génération de mélanges. Cependant, leur puissance est insuffisante pour le fonctionnement avec des PAC air/eau pour le résidentiel. Une fois les propriétés thermodynamiques et thermophysiques disponibles, la méthode de sélection peut toujours servir à créer des mélanges de ces fluides avec d'autres corps purs (le R-32 par exemple) afin d'augmenter la puissance calorifique tout en optimisant le COP. L'arrivée de nouvelles molécules permet de prévoir de nouveaux mélanges à faible GWP utilisables pour les PAC.

CHAPITRE 4 - Réalisation du prototype et résultats d'essais

4.1 - Objectifs

Les différentes options techniques pour l'amélioration des cycles pompes à chaleur air/eau pour le résidentiel ont été présentées et analysées dans le chapitre 2. Un prototype intégrant les options techniques les plus efficaces a ensuite été conçu et dimensionné.

Les principaux avantages de ce nouveau concept sont :

- la production de chauffage en hiver et de rafraîchissement en été,
- la PAC fonctionne sans appoint électrique sur toute la plage de température extérieure. Elle couvre 100 % des besoins pour la température extérieure la plus basse.
- La possibilité de contrôler la puissance par multi-configurations de l'architecture du système. Quand il fait « froid » ($T_e < 5 \text{ °C}$), la PAC fonctionne en configuration bi-étagée qui est la plus efficace énergétiquement. Lorsque la température extérieure augmente, le besoin diminue et la PAC peut fonctionner en configuration mono-étagée pour adapter la puissance et améliorer le COP.
- La production d'ECS sur toute l'année. L'ECS est produite seule ou en série avec le chauffage.
- Le contrôle de puissance par variation de la composition du mélange de fluides frigorigènes pour mieux adapter la puissance aux besoins.

Dans ce chapitre, les résultats expérimentaux sont présentés. Les objectifs sont les suivants :

- vérifier le bon fonctionnement du nouveau concept,
- caractériser les différents modes de fonctionnement,
- valider le choix des mélanges candidats sélectionnés au chapitre 3,
- étudier le contrôle de la puissance par séparation des composants,
- vérifier les performances sur un prototype industrialisable compact.

La PAC prototype a été installée, instrumentée et chargée en fluide frigorigène. Les essais ont été réalisés en plusieurs étapes.

- Avec le mélange R-407C, pour la production de chauffage :
 - en configuration mono-étagée avec le compresseur basse pression ZR72,
 - en configuration mono-étagée avec le compresseur haute pression ZR34,
 - en configuration bi-étagée avec les deux compresseurs en série (ZR72+ZR34).
- Avec le mélange R-407C, pour la production d'ECS :
 - en mode combiné de production de chauffage et d'ECS.
- Avec les mélanges candidats, pour la production de chauffage :
 - en configuration mono-étagée et en configuration bi-étagée,
 - en mode de séparation pour le contrôle de puissance.

Les performances du nouveau cycle sont ensuite mesurées avec le R-407C sur un autre prototype plus compact développé au laboratoire d'ACE/Airwell. Les essais obtenus sur ce prototype ont permis de vérifier les performances pour une autre gamme de puissance.

Note : le premier objectif de ce travail est de développer une PAC air/eau efficace pour le remplacement des chaudières. Les principaux modes de fonctionnement sont donc le chauffage et la production d'ECS. Dans le cadre de cette étude, les performances du mode rafraîchissement ne sont pas mesurées. Toutefois, sur le prototype, la côté inversable de la PAC a été vérifié.

Afin d'évaluer les améliorations obtenues (cf. chapitre 5) par comparaison aux PAC usuelles et aux solutions de chauffage habituelles par chaudières, les performances mesurées de la nouvelle PAC seront utilisées sous forme de régression établie en fonction de la température de départ d'eau et des conditions climatiques.

4.2 - Banc d'essais de la PAC air/eau prototype

4.2.1 - Vue globale du banc d'essais

Les travaux expérimentaux ont été menés de manière légèrement décalée au CEP et chez ACE. Comme le montre la photo 4.1, le banc d'essais qui a été réalisé au CEP par mes soins n'a pas été « compacté » pour réaliser aisément les mesures de débits, de pressions et de températures. Par contre, chez ACE, dès que les premières données de calcul ont permis de dimensionner les échangeurs, un deuxième prototype a été réalisé dans des dimensions correspondant aux PAC commercialisées par ACE.

Le schéma de réalisation est conforme au schéma de principe de la figure 2.8. Les fonctionnalités du cahier des charges sont respectées, à savoir fourniture d'eau chaude sanitaire et d'eau de chauffage à des températures proches de 60 °C.

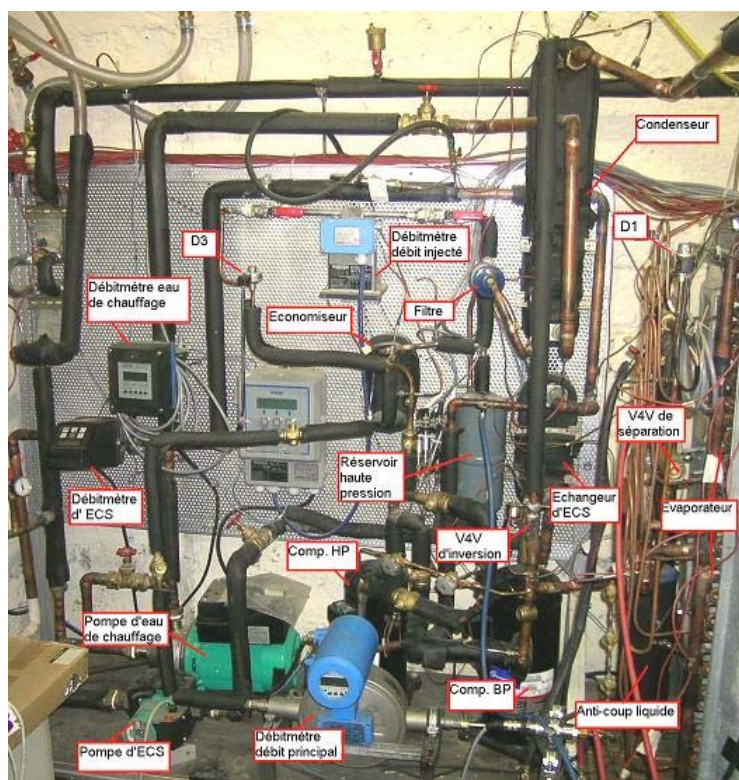


Photo 4.1 - Vue globale de la PAC, CEP

De plus, l'installation est aussi conçue pour un fonctionnement en machine frigorifique, ce qui correspond à l'offre de matériels d'ACE. Deux vannes 4 voies sont installées pour permettre l'inversion du cycle et le contrôle de puissance par ajustement de la composition dans le réservoir basse pression (bouteille anti-coup liquide).

4.2.2 - Conception des systèmes auxiliaires

Afin de limiter le nombre des systèmes auxiliaires de chauffage et de refroidissement ainsi que les consommations d'énergie associées, un système de compensation thermique a été mis au point où la chaleur de condensation compense la chaleur d'évaporation. De ce fait, il faut utiliser une source froide additionnelle (échangeur à eau de ville) pour équilibrer le système, la puissance thermique de condensation étant supérieure à la puissance thermique d'évaporation puisqu'elle inclut l'énergie fournie par le compresseur. La figure 4.1 présente ce système de compensation.

En mode chauffage, l'air refroidi à l'évaporateur est chauffé par l'eau chaude à la sortie du condenseur dans un échangeur tubes-ailettes de type air-eau. La température de l'eau à l'entrée du condenseur est contrôlée par un échangeur auxiliaire à plaques de type eau-eau. Les boucles d'eau de chauffage et d'ECS sont présentées à la figure 4.2.

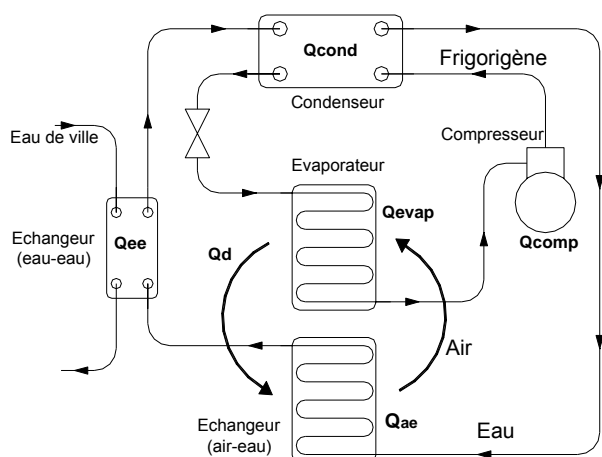


Figure 4.1- Schéma du circuit de récupération d'énergie

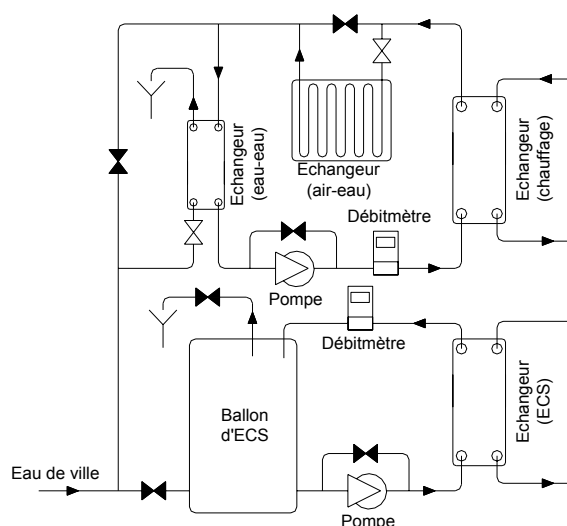


Figure 4.2- Circuit hydraulique du banc d'essai

L'application des équations de conservation d'énergie (Eq. (4.1), (4.2) et (4.3)) au mélange frigorigène, à l'eau et à l'air permet de calculer l'énergie récupérée par l'échangeur à plaques eau-eau et par l'échangeur tubes-ailettes air-eau. Les pertes calorifiques entre l'air refroidi et l'air ambiant, sont désignées par Q_d , Q_{ee} et Q_{ae} sont les valeurs positives de l'énergie récupérée dans les échangeurs eau-eau et air-eau respectivement.

Bilan sur le frigorigène

$$Q_{\text{frigorigène}} = Q_{\text{comp}} - Q_{\text{cond}} + Q_{\text{evap}} = 0 \quad [4.1]$$

Bilan sur l'eau

$$Q_{\text{eau}} = Q_{\text{cond}} - Q_{\text{ee}} - Q_{\text{ae}} = 0 \quad [4.2]$$

Bilan sur l'air

$$Q_{\text{air}} = -Q_{\text{evap}} + Q_{\text{ae}} + Q_d = 0 \quad [4.3]$$

En simplifiant les équations (4.1), (4.2) et (4.3) on obtient :

$$Q_{\text{ee}} = Q_d + Q_{\text{comp}} \quad [4.4]$$

$$Q_{\text{ae}} = Q_{\text{evap}} - Q_d \quad [4.5]$$

Les équations (4.4) et (4.5) montrent que l'échangeur à plaques eau-eau doit récupérer les pertes de la boucle d'air et la puissance transférée au fluide frigorigène par le compresseur. D'autre part, l'échangeur air-eau récupère la puissance de l'évaporateur moins les pertes de la boucle d'air de façon à maintenir constante la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur.

4.2.3 - La préparation du prototype aux essais

La PAC a été soigneusement instrumentée pour mesurer les différentes grandeurs nécessaires pour le calcul des performances. L'étanchéité de l'installation a été vérifiée. La machine a ensuite été chargée en R-407C.

Dans cette partie, sont présentés successivement :

- le circuit électrique, l'instrumentation et l'acquisition des mesures,
- le chargement de la PAC en R-407C,
- les consommations des auxiliaires.

4.2.3.1 - Circuit électrique et pilotage de la PAC

➤ Le circuit électrique

Les essais ont été réalisés en régime permanent. Ainsi, les commandes marche/arrêt des différents composants se font manuellement par des interrupteurs placés sur la façade de la boîte électrique. La seule régulation de la PAC est celle des détendeurs électroniques. Le schéma électrique de puissance est présenté en annexe 6.

Pour la sécurité du système, un pressostat de sécurité HP a été installé en série avec tous les contacteurs. Ce pressostat a été réglé à une valeur de 3,2 MPa.

➤ L'instrumentation et l'acquisition des mesures

L'instrumentation comporte :

- 34 mesures de température avec des sondes platines (Pt100) (15 mesures intrusives sur le fluide frigorigène, 6 mesures sur l'air (3 en entrée et 3 en sortie de la batterie ailetée) et 13 mesures intrusives sur l'eau de chauffage, l'ECS et le système auxiliaire) ;
- 2 mesures de puissance électrique sur les 2 compresseurs basse pression et haute pression ;
- 10 mesures de pression sur le circuit frigorifique avec des capteurs de pression de type KELLER 3 MPa à 4 Mpa ;
- 4 mesures de débit (débit d'eau de chauffage, débit d'eau chaude sanitaire, débit de fluide frigorigène au condenseur et débit de fluide frigorigène injecté à l'économiseur).

L'acquisition de ces données s'effectue par des modules *Field Point* (de National Instruments) et par un module de communication de type *Keller* relié directement à l'ordinateur (pour les capteurs de pression). Le schéma du circuit de commande et d'acquisition est présenté en annexe 6.

La configuration des modules Field Point est la suivante :

- 1 module FP-1601, ce module fait le lien entre les autres modules d'acquisition et l'ordinateur ;
- 5 modules FP-RTD qui permettent la mesure des températures. Les sondes utilisées sont des PT100 4 fils.
- 1 module FP-AO-200, ce module permet de générer un signal 4-20 mA. Ces signaux sont envoyés aux contrôleurs qui pilotent les moteurs « pas à pas » des détendeurs.
- 1 module FP-AI-110 qui permet l'acquisition du signal 4-20 mA. Il reçoit les signaux envoyés par les débitmètres et les wattmètres.

Un programme d'acquisition et de contrôle a été réalisé et associé à une interface graphique (Logiciel *LabWindows/CVI*). Cette interface permet la visualisation sur l'ordinateur des différentes valeurs mesurées et calculées ainsi que le pilotage des ouvertures des détendeurs.

Les caractéristiques thermodynamiques des fluides frigorigènes sont calculées à partir des fonctions de Thermoblend introduites dans le module d'acquisition. Il est donc possible d'effectuer en temps rapide les bilans énergie sur le circuit du frigorigène et sur les circuits externes (air et eau) afin de vérifier l'exactitude de ces bilans. Les grandeurs servant d'indication pour la régulation comme les surchauffes à l'aspiration des compresseurs BP et HP et le sous refroidissement sont aussi calculées et affichées.

Note : le logiciel Thermoblend développé au CEP permet le calcul des propriétés physiques et thermodynamiques des mélanges.

4.2.3.2 - Chargement de la PAC en R-407C

L'optimisation de la charge en fluide constitue un élément important pour l'optimisation du système. Un manque de charge entraîne une diminution du COP due à des faibles pressions à l'aspiration du compresseur. D'autre part, une surcharge en fluide du système entraîne une forte baisse du coefficient d'échange du condenseur (la phase liquide occupe une part significative du volume interne du condenseur) et une augmentation rapide de la haute pression. Ceci entraîne une forte chute de COP de la PAC.

Compte tenu de la diversité des modes de fonctionnement du nouveau concept, il est difficile de définir des conditions fixes pour l'optimisation de la charge en fluide frigorigène. C'est pourquoi, il a été choisi d'optimiser la charge en configuration mono-étagée avec le compresseur haute pression pour une température extérieure moyenne de 5 °C, et cela pour deux raisons :

- la demande de chauffage maximale sur une grande partie du territoire français correspond à une température extérieure proche de 5 °C (cf. chapitre 1),
- pour cette température, comme indiqué au chapitre 2, la configuration mono-étagée avec le compresseur haute pression est la plus adaptée en terme de puissance délivrée et de COP.

Le système a donc été chargé avec une charge initiale de 3 500 g puis il a été rempli progressivement par des quantités de 250 g chacune. Le COP a été mesuré afin de déterminer la quantité optimale de fluide dans les conditions de fonctionnement précitées.

Sur toute la série de mesures, la surchauffe à l'aspiration du compresseur a été réglée à moins de 5 K.

La figure 4.3 montre l'évolution du COP pour une température extérieure de 5 °C et une température de départ d'eau de 38 °C (LOI MT) en fonction de la charge en R-407C.

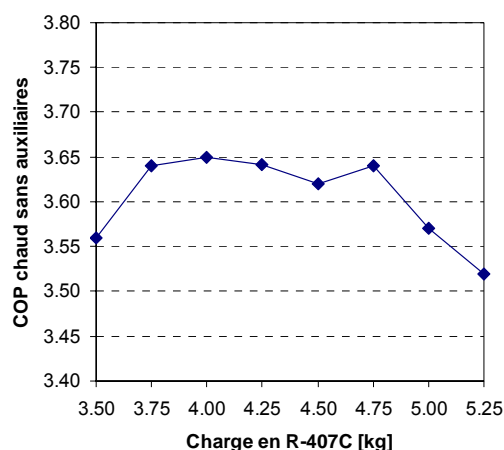


Figure 4.3- Evolution du COP en fonction de la charge en fluide frigorigène R-407C

L'observation montre que la variation du COP en fonction de la charge est faible (soit de 3 % sur toute la plage des mesures). Cependant, une stabilisation plus claire est remarquée pour une charge comprise entre 3,7 et 4,7 kg. Pour cet intervalle, on peut considérer que la PAC est correctement chargée. La stabilisation est principalement due au remplissage de la bouteille de liquide.

La bouteille réservoir liquide joue un rôle important dans la régulation de la PAC surtout lorsque les variations de charges thermiques sont importantes. La bouteille installée sur le

prototype a un volume de 2 dm³, soit une capacité approximative de 2 kg en R-407C (la masse volumique du mélange dépend de la pression dans la bouteille).

Pour laisser une certaine marge à la compensation de la charge pour des conditions de fonctionnement différentes, une valeur intermédiaire de 4,2 kg est choisie. Pour cette valeur, on estime que la bouteille est à moitié remplie. Ceci laisse une marge suffisante pour compenser toute surcharge ou sous-charge du système pour des conditions plus limites. La charge retenue est donc de 4,2 kg.

4.2.3.3 - Consommations des auxiliaires

Les deux ventilateurs, installés sur le prototype, ont été dimensionnés pour compenser les pertes de pression à l'évaporateur et à l'échangeur air/eau (constitué de 4 nappes) du circuit de récupération (cf. § 4.2.2). Ces ventilateurs sont donc plus puissants que ceux qui doivent être réellement installés sur la PAC air/eau.

De même, les pompes d'eau de chauffage et d'ECS sont choisies pour des débits d'eau et des hauteurs d'eau élevés afin de compenser les pertes de pression dans les tuyauteries et les échangeurs à eau (circuit de récupération + circuit de la PAC).

L'introduction des consommations électriques de ces composants dans le calcul des performances ne permet donc pas une estimation exacte des consommations des auxiliaires de la PAC air/eau. C'est pourquoi, les contributions des auxiliaires sont estimées par calcul en se basant sur des équipements usuellement installés sur des PAC commercialisées.

L'évaporateur installé sur le prototype (Géométrie F) a été dimensionné pour une vitesse frontale de 1,4 m/s. Ceci correspond à un débit volumique d'air d'environ 3750 m³/h; la section frontale de l'évaporateur étant de 0,74 m². Pour cette vitesse, les résultats du calcul de l'évaporateur ont montré des pertes de pression du côté air de 36 Pa. A ces pertes, s'ajoutent les pertes de pression dans la gaine de distribution d'air qui, généralement, ne dépassent pas 30 Pa, soit au total une ΔP_{air} inférieure à 70 Pa. Les figures 4.4 et 4.5 présentent les contributions standardisées [NF EN, 2004] des auxiliaires exprimés par :

$$\dot{Q}_{\text{ventilateur}} = \dot{V}_{\text{air}} \frac{\Delta P_{\text{air}}}{0,3} \quad [4.6]$$

$$\dot{Q}_{\text{pompe}} = \dot{V}_{\text{eau}} \frac{\Delta P_{\text{eau}}}{0,3} \quad [4.7]$$

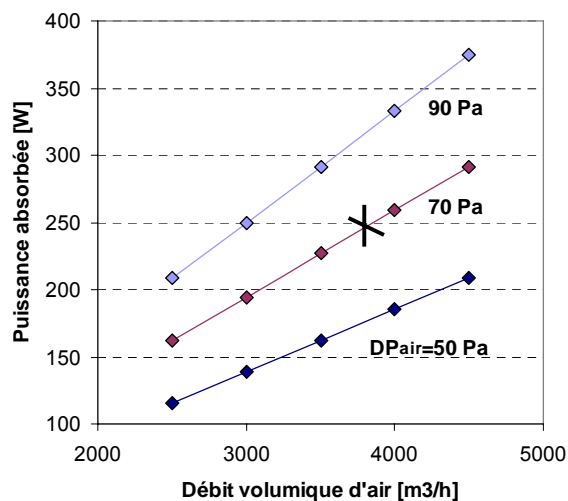


Figure 4.4- Puissance absorbée par le ventilateur en fonction du débit d'air et des pertes de pression

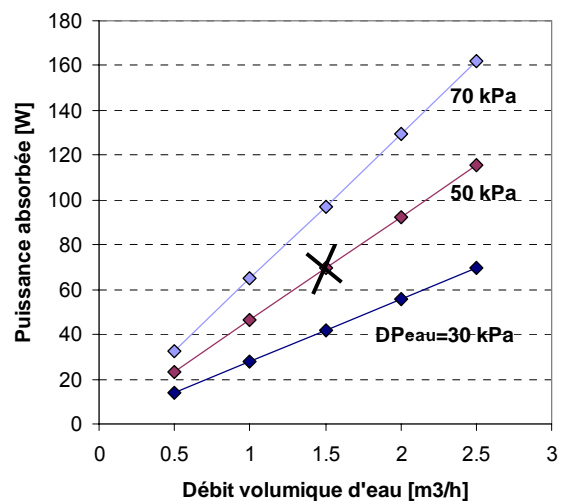


Figure 4.5- Puissance absorbée par la pompe en fonction du débit d'eau et des pertes de pression

Le débit d'eau de chauffage a été fixé à 400 g/s (~1,5 m³/h). Pour la gamme de puissance choisie pour le prototype (12 kW pour une température extérieure de -15 °C), ce débit permet une différence de température d'eau entrée/sortie condenseur acceptable sur toute la plage de températures extérieures de -15 °C à 15 °C. Pour la circulation de l'eau à travers le condenseur et le réseau hydraulique, on suppose que les pertes de pression ne dépassent pas 50 kPa (valeur élevée).

En conclusion, seules les puissances absorbées par les compresseurs sont mesurées. Le COP réel avec les auxiliaires est calculé en supposant que les puissances absorbées par les auxiliaires sont de:

- 250 W pour le ventilateur
- 75 W pour les pompes d'eau de chauffage et d'ECS.

4.3 - Performances du prototype en mode chauffage

Les essais en régime stationnaire servent dans un premier temps à caractériser la PAC pour le calcul des performances saisonnières et la quantification des gains énergétiques. Pour cela, les températures d'air à l'entrée de l'évaporateur sont choisies de manière à couvrir la plage nécessaire pour la caractérisation, les températures d'eau à la sortie du condenseur sont fixées à des valeurs précises.

4.3.1 - Essais en configuration mono-étagée

Le cahier des charges des générateurs thermodynamiques défini dans PROMOTELEC fixe les valeurs minimales acceptables pour les performances des appareils inversables. En mode chaud, pour les PAC air/eau inversables, le COP minimal admissible est de 3,3 pour les conditions 7 °C / 35 °C et de 2,5 pour les conditions 7 °C / 45 °C [PRO, 2004]. Ce COP prend en compte les puissances absorbées par le compresseur et les auxiliaires.

4.3.1.1 - Résultats d'essais avec le compresseur haute pression (ZR34)

Les essais sont menés sur un intervalle de température extérieure de -2 °C à 15 °C. La température de départ d'eau est variée de 25 °C à 55 °C. Le schéma frigorifique correspondant à cette configuration est présenté sur la figure 4.6. Pour cette configuration, le détendeur d'injection est totalement fermé, le détendeur principal règle une surchauffe en sortie de l'évaporateur. Une surchauffe entre 3 à 7 K est assurée sur toute la plage de mesures.

Les performances en régime stationnaire en mode chauffage avec le compresseur haute pression ZR34 sont présentées dans le tableau 4.1.

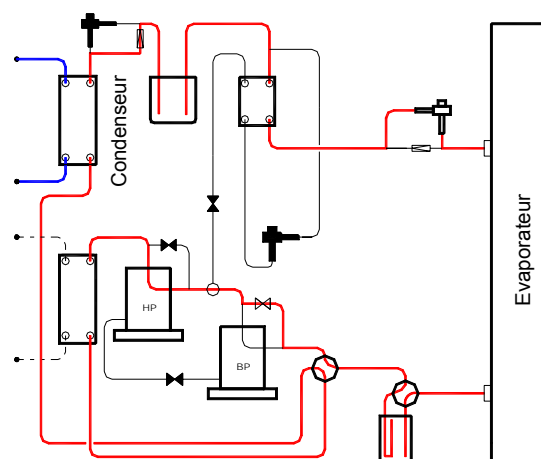


Figure 4.6- Schéma frigorifique en mode chauffage pour la configuration mono-étagée ZR34

Cette configuration révèle des performances élevées sur toute la plage de fonctionnement. Pour les conditions 7 °C / 35 °C, le COP (avec auxiliaires) du ZR34 est de 3,8, valeur plus élevée que la moyenne des COP des PAC usuelles du marché. Pour les conditions 7 °C / 45 °C, le COP du ZR34 est proche de 2,8. Les PAC usuelles présentent aujourd'hui un COP variant entre 3,3 à 3,6 pour les conditions 7 °C / 35 °C et un COP variant de 2,6 et 3,0 pour les conditions 7 °C / 45 °C [PRO, 2005].

Tableau 4.1 - Résultats d'essais en configuration mono-étagée ZR34

Mesures	Unités	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 6	Test 7	Test 8	Test 9	Test 10	Test 11	Test 12
Te_air_moy	°C	-0,7	-1,1	3,8	12,6	3,0	0,0	7,2	12,6	9,7	3,0	9,6	14,6
Te_eau_moy	°C	20,5	30,8	30,3	28,9	35,6	41,1	40,2	39,6	45,1	51,5	50,3	49,6
Ts_eau_moy	°C	25,2	35,0	35,2	34,8	40,2	45,1	44,9	45,1	50,2	55,7	55,1	54,9
P_cal	kW	7,68	6,88	7,93	9,58	7,60	6,60	7,79	9,02	8,46	6,96	8,04	8,71
W_abs (comp. seul)	kW	1,57	1,92	1,96	1,86	2,23	2,43	2,43	2,40	2,78	3,31	3,10	3,03
COP (sans aux.)	W/W	4,87	3,58	4,05	5,15	3,41	2,71	3,20	3,75	3,04	2,10	2,59	2,87
COP (avec aux. ~325 W)	W/W	4,05	3,06	3,47	4,38	2,97	2,40	2,83	3,31	2,72	1,91	2,35	2,60
P_asp	MPa	0,38	0,38	0,43	0,55	0,43	0,40	0,46	0,55	0,53	0,45	0,53	0,60
P_ref	MPa	1,24	1,55	1,57	1,54	1,78	1,97	1,97	1,98	2,22	2,50	2,48	2,45
T_ref	°C	59,0	70,4	68,2	60,1	72,0	87,5	82,5	75,6	85,1	109,0	94,2	87,6

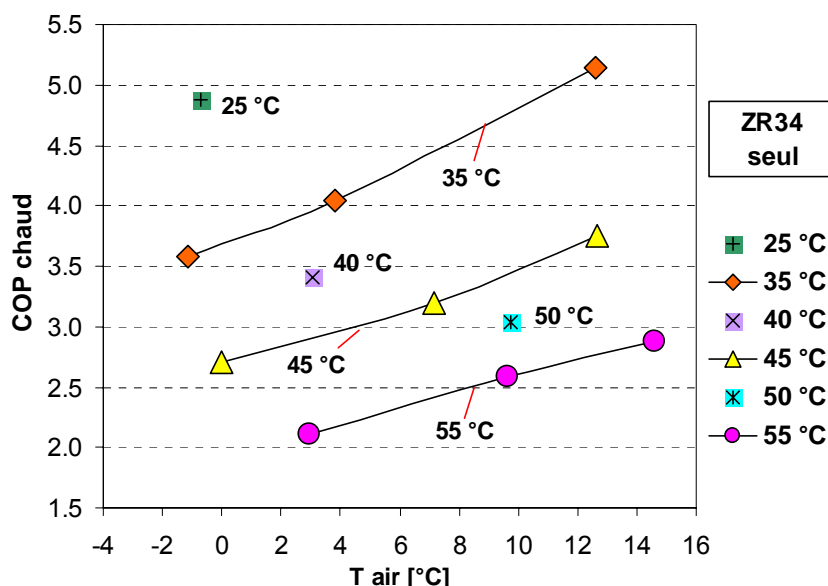


Figure 4.7- COP calorifique en configuration mono-étagée ZR34 (sans auxiliaires)

La figure 4.7 montre la variation du COP (sans auxiliaires) en fonction des températures extérieures et du niveau de température de départ d'eau. Du point de vue régulation par configuration des compresseurs, la figure 4.8 présente un premier niveau de puissance de chauffage variant de 6 kW à 10 kW.

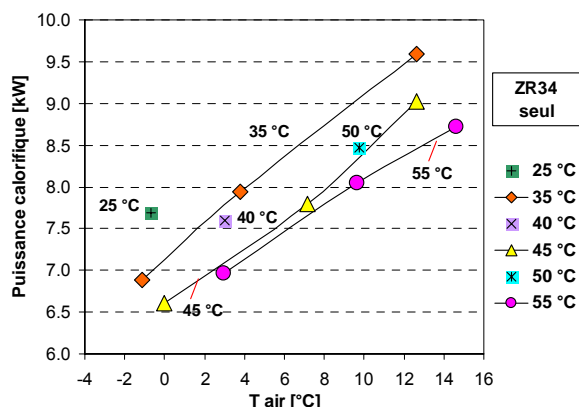


Figure 4.8- Puissance de chauffage en configuration mono-étagée ZR34

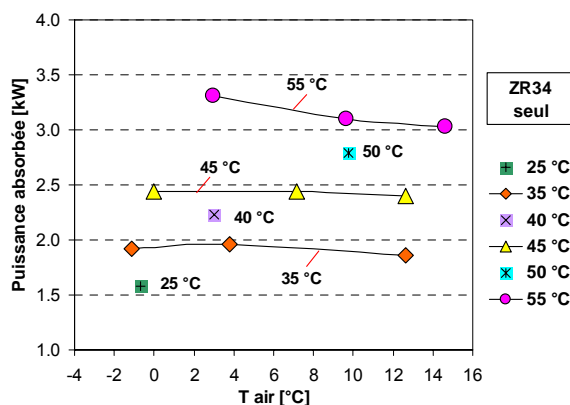


Figure 4.9- Puissance absorbée en configuration mono-étagée ZR34 (sans auxiliaires)

La figure 4.9 montre que la puissance électrique absorbée par le compresseur ZR34 varie très peu lorsque la température extérieure varie de -2 °C à 15 °C pour des températures de départ d'eau inférieures à 45 °C. En effet, pour une température de départ d'eau fixe, lorsque la température extérieure diminue, le taux de compression augmente, le débit aspiré et les rendements du compresseur diminuent. La constance de la puissance absorbée provient d'un équilibre entre les différentes grandeurs d'influence.

4.3.1.2 - Résultats d'essais avec le compresseur basse pression (ZR72)

Les performances en régime stationnaire en mode chauffage avec le compresseur basse pression ZR72 seul (cf. figure 4.10) sont présentées dans le tableau 4.2.

Le COP mesuré avec le ZR72 est proche des COP (avec auxiliaires) des installations usuelles fonctionnant avec le R-407C [PRO, 2005]. Ce COP est inférieur à celui mesuré avec le ZR34 mais diminue plus lentement avec l'abaissement de la température extérieure ainsi qu'avec l'augmentation de la température de départ (cf. figure 4.11).

Pour les conditions 7 °C / 35 °C, le COP (avec auxiliaires) du ZR34 est estimé à 3,8, celui du ZR72 est de 3,5. Pour les conditions 7 °C / 45 °C, le COP du ZR34 et celui du ZR72 sont proches de 2,8.

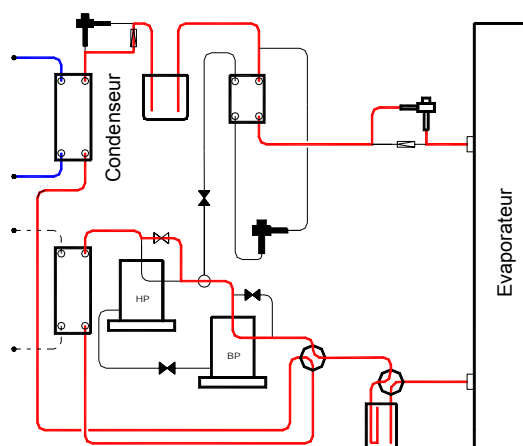


Figure 4.10- Schéma frigorifique en mode chauffage pour la configuration mono-étagée ZR72

Tableau 4.2 - Résultats d'essais en configuration mono-étagée ZR72

Mesures	Unités	Test 13	Test 14	Test 15	Test 16	Test 17	Test 18	Test 19	Test 20	Test 21	Test 22	Test 23	Test 24
Te _{air_moy}	°C	-4,1	1,0	7,7	12,0	11,2	-4,1	5,7	13,5	10,3	0,0	6,0	13,1
Te _{eau_moy}	°C	28,4	27,1	25,9	25,4	30,7	38,6	36,5	35,2	41,6	47,6	46,7	46,0
Ts _{eau_moy}	°C	35,4	35,0	34,9	35,0	40,1	45,3	44,7	44,6	50,1	54,8	54,7	55,1
P _{cal}	kW	11,41	12,71	14,48	15,56	15,21	11,15	13,48	15,47	14,02	11,80	13,23	15,05
W _{abs (comp. seul)}	kW	3,81	3,75	3,79	3,82	4,21	4,71	4,60	4,63	5,25	5,80	5,77	5,80
COP (sans aux.)	W/W	2,99	3,39	3,82	4,07	3,62	2,37	2,93	3,34	2,67	2,04	2,28	2,60
COP (avec aux. ~325 W)	W/W	2,76	3,12	3,52	3,75	3,35	2,21	2,74	3,12	2,51	1,93	2,17	2,46
P _{asp}	MPa	0,27	0,30	0,35	0,38	0,37	0,28	0,34	0,39	0,38	0,29	0,37	0,41
P _{ref}	MPa	1,58	1,55	1,54	1,53	1,74	1,96	1,92	1,93	2,17	2,40	2,41	2,42
T _{ref}	°C	89,2	71,1	70,5	69,0	79,4	103,8	89,4	85,1	90,3	115,0	104,3	102,6

Nous allons voir plus loin que les rendements du compresseur ZR34 sont plus faibles que ceux du compresseur ZR72 en fonction du taux de compression, provoquant ainsi une dégradation des performances suivant une pente plus importante que celle avec le compresseur ZR72 au fur et à mesure que la température extérieure diminue.

Les essais effectués avec le ZR72 montrent que la puissance produite varie de 11 kW à 16 kW (cf. figure 4.12). Contrairement au ZR34, la puissance de chauffage varie légèrement avec la température de départ d'eau. Similairement au ZR34, la puissance absorbée varie peu en fonction de la température extérieure sur toute la plage de températures de départ d'eau de 35 °C à 55 °C (cf. figure 4.13).

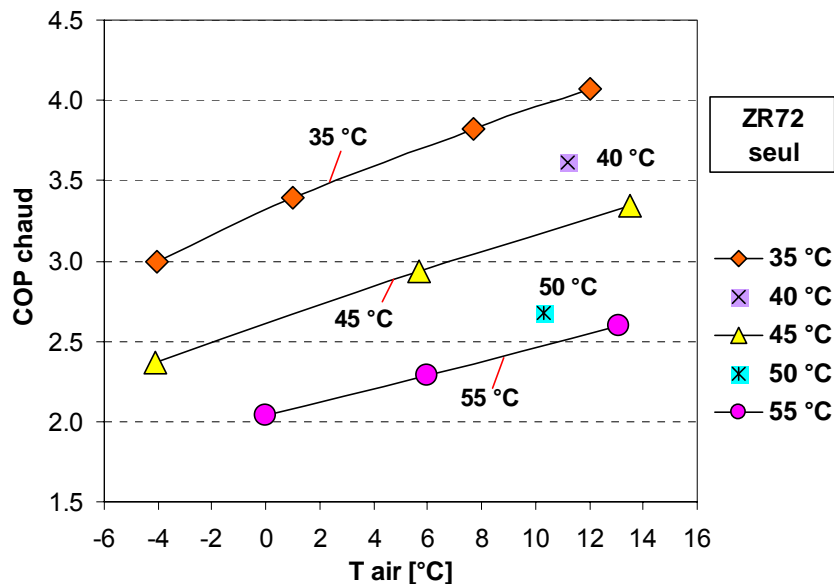


Figure 4.11- COP calorifique en configuration mono-étagée ZR72 (sans auxiliaires)

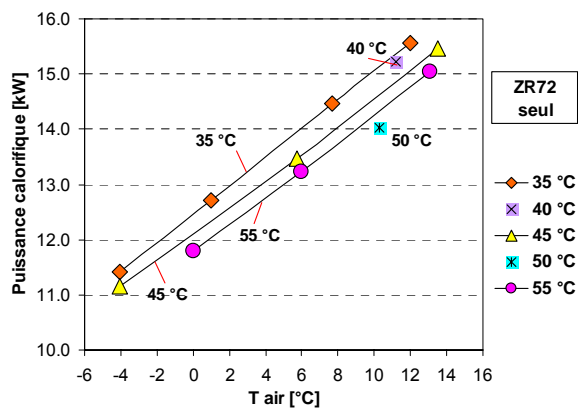


Figure 4.12- Puissance de chauffage en configuration mono-étagée ZR72

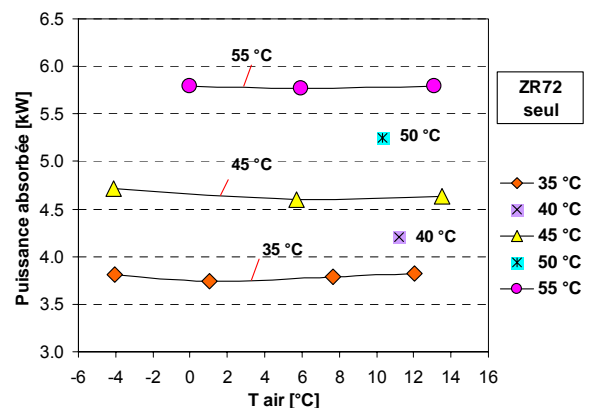


Figure 4.13- Puissance absorbée en configuration mono-étagée ZR72 (sans auxiliaires)

4.3.1.3 - Les rendements des compresseurs

Une fois les essais en configuration mono-étagée réalisés, les caractéristiques des compresseurs sont calculées pour chaque point de fonctionnement. Ce calcul permet de valider le choix des régressions de la technologie scroll utilisées pour le dimensionnement (cf. chapitre 2) et d'évaluer les dégradations d'énergie par rapport à une compression idéale en partant du moteur électrique jusqu'à la puissance mécanique transférée au fluide.

Les valeurs acquises utilisées pour le calcul sont :

- le débit de fluide frigorigène,
- la température du fluide à l'aspiration du compresseur,
- la pression du fluide à l'aspiration du compresseur,
- la température du fluide au refoulement du compresseur,
- la pression du fluide au refoulement du compresseur,
- et la puissance absorbée par le compresseur.

Les rendements sont ensuite calculés par les équations des rendements définies dans la première partie du chapitre 1.

Les figures 4.14 et 4.15 montrent les rendements volumétriques, isentropiques et globaux des compresseurs ZR34 et ZR72 qui résultent des points d'essais.

Les rendements du compresseur ZR34 sont plus faibles que ceux du compresseur ZR72 en fonction du taux de compression, provoquant ainsi une dégradation des performances suivant une pente plus importante que celle du compresseur ZR72 lorsque la température extérieure diminue.

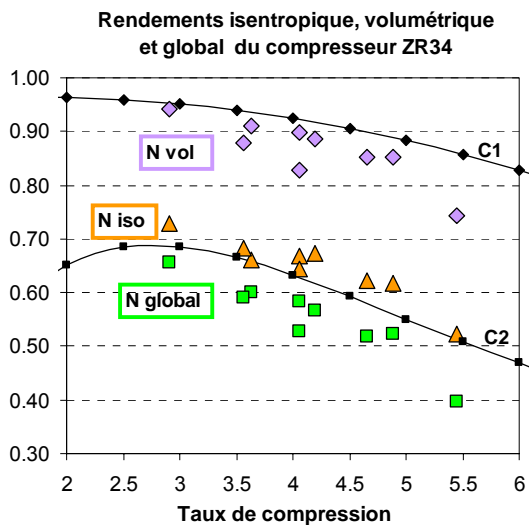


Figure 4.14- Rendements du compresseur ZR34

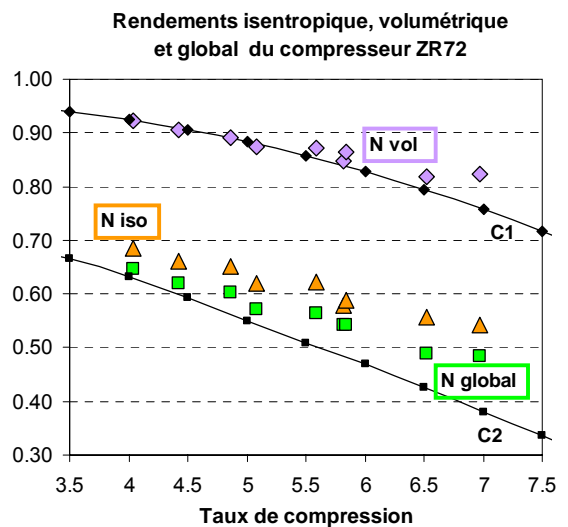


Figure 4.15- Rendements du compresseur ZR72

Les courbes C1 et C2 représentent les rendements volumétriques et isentropiques qui ont été utilisés pour le dimensionnement de la PAC prototype. On observe que :

- le rendement volumétrique du ZR34 est sur-estimé par la courbe C1,
- le rendement isentropique du ZR34 est en bon accord avec la courbe C2,
- le rendement volumétrique du ZR72 est en bon accord avec la courbe C1,
- le rendement isentropique du ZR72 est sous-estimé par la courbe C2.

➤ Influence sur la puissance calorifique et le COP

En configuration bi-étagée, la puissance calorifique fournie au niveau du condenseur est directement liée au débit du fluide frigorigène aspiré par le compresseur haute pression ZR34. Le rendement volumétrique de ce dernier étant sur-estimé par le choix de la courbe C1, il est attendu d'obtenir une réduction non négligeable de la puissance calorifique mesurée sur le prototype. Ce décalage par rapport au calcul théorique apparaîtra surtout en configuration bi-étagée pour des faibles valeurs de température extérieure (taux de compression élevé du compresseur ZR34).

Les échangeurs du prototype ont été dimensionnés pour un pincement de 4 K. Cependant, les valeurs mesurées sur le prototype sont plus élevées. Ce cas apparaît surtout au niveau de l'évaporateur avec la configuration ZR72 où les pincements moyens observés varient entre 6,5 et 10 K (cf. figure 4.16) pour des températures extérieures de - 5 °C à 5 °C respectivement (intervalle de température extérieure qui a été choisi pour le dimensionnement de l'évaporateur en configuration ZR72).

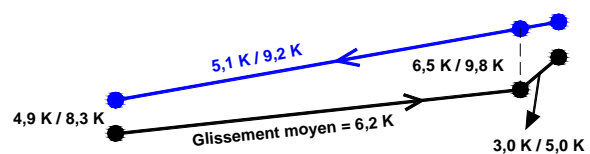


Figure 4.16- Pincements à l'évaporateur, configuration ZR72, température extérieure entre -5 °C et 5 °C

Cet accroissement du pincement au niveau de l'évaporateur entraîne :

- une diminution de la puissance calorifique fournie: la pression à l'aspiration est plus faible. Pour une même surchauffe, la masse volumique du fluide à l'aspiration diminue. De plus, le taux de compression augmente et le rendement volumétrique décroît.
- Une diminution de COP : le taux de compression augmente, le rendement global diminue. Le compresseur consomme plus.

➤ Cause d'un pincement élevé à l'évaporateur

L'évaporateur est correctement dimensionné. La cause du pincement élevé provient essentiellement d'un faible débit d'air et d'une forte baisse du coefficient d'échange à l'évaporateur.

En effet, les ventilateurs choisis pour le prototype sont puissants. Pour pouvoir fixer une vitesse d'air frontale à l'évaporateur, la vitesse de rotation des ventilateurs a été réglée par un potentiomètre.

L'évaporateur a été dimensionné pour une vitesse d'air frontale moyenne de 1,4 m/s et un débit volumique d'air d'environ 3 750 m³/h. Ce débit a été choisi de façon à limiter la différence de température entrée/sortie air à 7 K sur toute la plage de températures extérieures. Ceci permet d'adapter les glissements air/fluide frigorigène pour une configuration d'écoulement à tendance contre-courant. Mais au cours des essais, la vitesse d'air frontale a été fixée à environ 1,1 m/s (2 950 m³/h), valeur plus faible que prévue. A partir de cette valeur les performances de la PAC chute rapidement. Cette limitation est liée à la conception de la boucle de re-circulation d'air du système auxiliaire (cf. § 4.2.2).

En effet, le profil des vitesses d'air à l'entrée de l'évaporateur, mesuré par un anémomètre, devient non-homogène à partir d'une certaine valeur moyenne de 1,1 m/s. A partir de cette valeur, le débit d'air devient mal réparti entre les différents circuits de l'évaporateur et provoque une chute rapide des performances.

Pour des raisons de taille et d'emplacement du système, une conception plus adéquate du système de distribution d'air à l'évaporateur n'a pas été réalisée. On a donc décidé de continuer les essais tout en sachant qu'une amélioration du pincement d'au moins 4 K à l'évaporateur peut être obtenue.

4.3.2 - Essais en configuration bi-étagée

Deux séries d'essais ont été réalisées afin d'étudier les performances de la PAC en configuration bi-étagée (cf. figure 4.17) en fonction de la température de départ d'eau.

- Une première série d'essais est réalisée en faisant varier l'ouverture du détendeur d'injection afin d'analyser son effet sur les performances du système.
- Une deuxième série d'essais est effectuée avec une ouverture du détendeur d'injection fixe : ouverture pour laquelle la PAC présente des performances élevées.

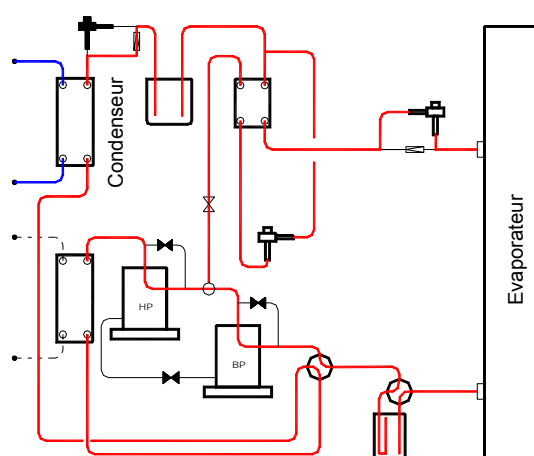


Figure 4.17- Schéma frigorifique en mode chauffage pour la configuration bi-étagée

4.3.2.1 - Performances en fonction de l'ouverture du détendeur d'injection

Les figures 4.18 et 4.19 montrent les variations du COP et de la puissance de chauffage en fonction de l'ouverture du détendeur d'injection. Ces résultats d'essais sont présentés au tableau 4.3.

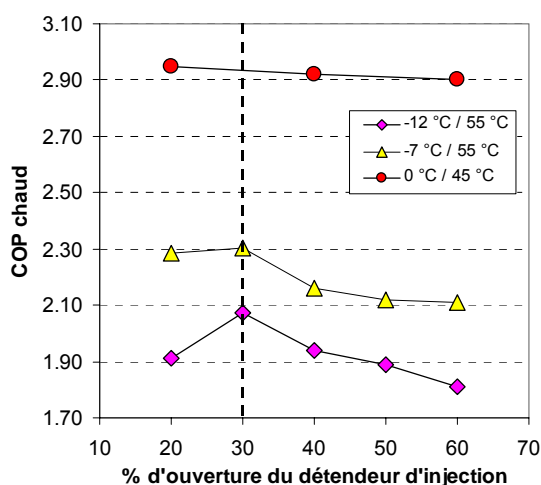


Figure 4.18- COP calorifique (sans auxiliaires) en configuration bi-étagée en fonction de l'ouverture du détendeur d'injection

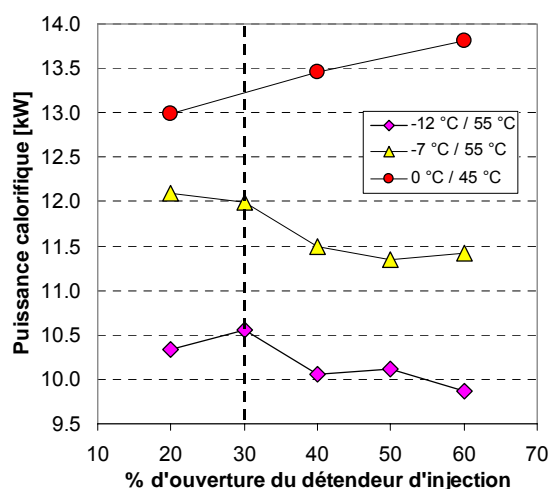


Figure 4.19- Puissance de chauffage en configuration bi-étagée en fonction de l'ouverture du détendeur d'injection

Pour une température de départ de 45 °C et une température extérieure proche de 0 °C (loi d'eau MT), le COP varie peu pour une ouverture du détendeur supérieure à 40 % (débit injecté peu variable). Pour ces conditions de températures, auxquelles correspondent des taux de compression BP et HP proches, le COP est optimal pour des débits injectés faibles.

Tableau 4.3 - Résultats d'essais en fonction de l'ouverture du détendeur d'injection (configuration bi-étagée)

Mesures	Unités	Test 25 (LD)	Test 26	Test 27 (LD)	Test 28 (LD)	Test 29	Test 30 (LD)	Test 31	Test 32 (LD)	Test 33 (LD)	Test 34	Test 35 (LD)	Test 36 (LD)	Test 37
Ouv dét Inj	%	20	20	20	30	30	40	40	40	50	50	60	60	60
Te air moy	°C	-12,2	-7,6	-0,1	-11,7	-6,4	-12,4	-6,7	-0,7	-11,9	-6,9	-12,2	0,1	-7,1
Te eau moy	°C	48,7	47,1	35,5	49,0	47,3	47,6	47,6	36,3	47,5	47,5	47,9	35,9	47,9
Ts eau moy	°C	54,9	54,9	43,9	55,4	54,9	55,1	55,0	45,0	54,6	54,7	54,6	44,9	55,3
P _{cal}	kW	10,34	12,10	12,99	10,56	12,01	10,05	11,49	13,46	10,12	11,35	9,87	13,8	11,42
W _{abs} ZR72 + ZR34	kW	5,41	5,31	4,41	5,08	5,21	5,18	5,32	4,61	5,35	5,36	5,45	4,76	5,41
COP (sans aux.)	W/W	1,91	2,28	2,95	2,08	2,31	1,94	2,16	2,92	1,89	2,12	1,81	2,90	2,11
COP (avec aux. ~325 W)	W/W	1,80	2,15	2,74	1,95	2,17	1,83	2,04	2,73	1,78	2,00	1,71	2,71	1,99

LD : essais vérifiant la loi d'eau moyenne température

D'autre part, pour des températures extérieures faibles (par exemple < -5 °C), le COP devient plus sensible à l'ouverture du détendeur d'injection. Pour ces conditions, la variation de l'ouverture de détendeur influe fortement sur la pression intermédiaire, sur le débit injecté et sur la répartition des rapports de compression entre les deux compresseurs. Pour une température de départ de 55 °C et une température d'air extérieur inférieure à -7 °C, le COP chute rapidement à partir d'une ouverture du détendeur supérieure à 30 %.

Sur la série de mesures, l'observation montre que pour une ouverture du détendeur de 30 %, le COP est proche de sa valeur optimale pour des températures extérieures faibles.

Une ouverture fixe du détendeur d'injection de 30 % a donc été choisie pour la caractérisation de la PAC en configuration bi-étagée.

4.3.2.2 - Performances pour une ouverture du détendeur d'injection fixe

Les performances en régime stationnaire en mode chauffage seul avec les deux compresseurs en série sont présentées dans le tableau 4.4. L'ouverture du détendeur d'injection est fixée à 30 % et la surchauffe à l'aspiration du compresseur basse pression est réglée à des valeurs inférieures à 7 K.

Tableau 4.4 - Résultats d'essais pour une ouverture du détendeur d'injection de 30 % (configuration bi-étagée)

Mesures	Unités	Test 28 (LD)	Test 38 (LD)	Test 39 (LD)	Test 40	Test 41	Test 42	Test 29	Test 43	Test 44	Test 45	Test 46
Ouv dét Inj	%	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Te_air_moy	°C	-11,7	-4,7	4,8	-7,3	3,0	6,4	-6,4	4,3	-7,0	5,2	7,4
Te_eau_moy	°C	49,0	39,6	28,7	38,1	35,8	35,4	47,3	45,7	52,7	51,2	54,4
Ts_eau_moy	°C	55,4	47,0	37,9	45,3	45,0	45,3	54,9	55,0	60,0	60,2	63,8
P _{cal}	kW	10,56	12,21	15,05	11,04	14,18	15,29	12,01	14,46	11,34	14,45	14,72
W _{abs} ZR72 + ZR34	kW	5,08	4,67	4,21	4,41	4,63	4,71	5,21	5,37	5,64	5,87	6,47
COP (sans aux.)	W/W	2,08	2,61	3,57	2,50	3,06	3,25	2,30	2,70	2,01	2,46	2,28
COP (avec aux.~325 W)	W/W	1,95	2,44	3,32	2,33	2,86	3,04	2,17	2,54	1,90	2,33	2,17

LD : essais vérifiant la loi d'eau moyenne température

Pour ce mode de fonctionnement, le COP calorifique (sans auxiliaires) pour une ouverture du détendeur d'injection fixe de 30 % est montré figure 4.20 en fonction du niveau de la température de départ d'eau et de la loi d'eau moyenne température (-12 °C / 55 °C; -5 °C / 47 °C; 5 °C / 38 °C).

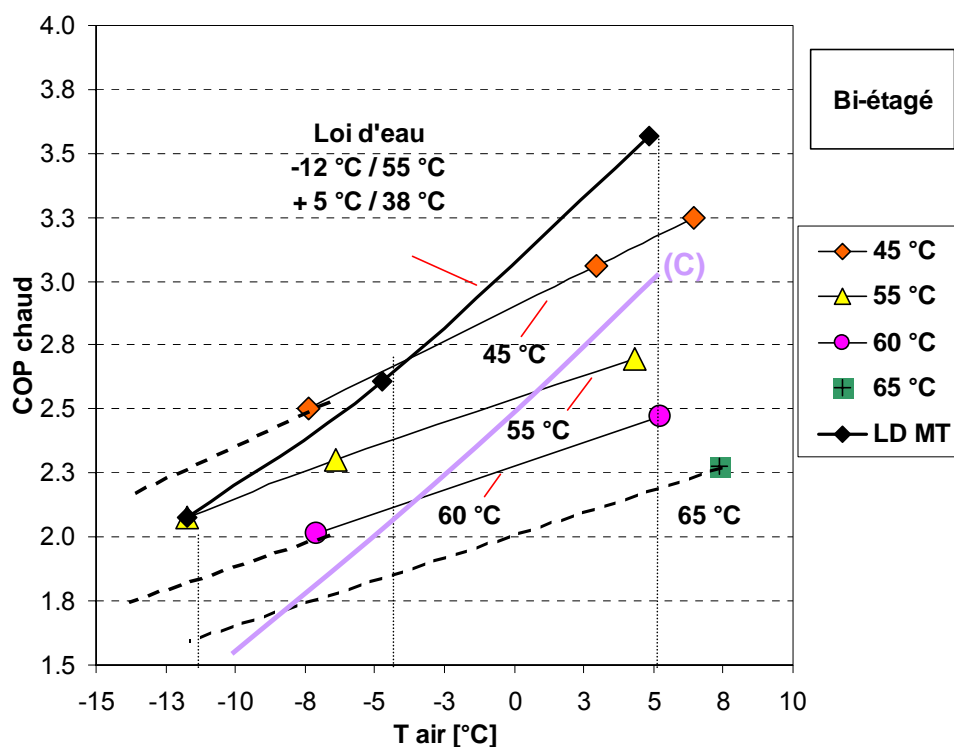


Figure 4.20- COP calorifique (sans auxiliaires) en configuration bi-étagée pour une ouverture du détendeur d'injection de 30 %

Pour une température de départ de 60 °C, le COP (avec auxiliaires) est de 1,90 pour une température extérieure de -7 °C. Pour une température de 55 °C, un COP de 1,95 est estimé pour une température extérieure de -12 °C.

Les pincements à l'évaporateur observés en configuration bi-étagée sont élevés. Ils varient entre 8 K et 12 K. Si on suppose une amélioration de 4 K due à des vitesses d'air supérieures, les performances du prototype seront translatées de cette même valeur suivant le sens décroissant de la température extérieure. Par exemple le COP aux conditions -7 °C / 60 °C correspondra au COP aux conditions -11 °C / 60 °C (cf. figure 4.20).

La courbe (C) estime les performances de la PAC fonctionnant avec une loi d'eau haute température. Un COP inférieur à 2,0 est estimé pour une température extérieure inférieure à -6 °C.

La figure 4.21 montre un troisième niveau de puissance variant de 10 kW à 16 kW pour une température extérieure de -12 °C à 8 °C. Ce niveau correspondant à la configuration bi-étagée est proche du niveau de puissance de fonctionnement avec le compresseur ZR72 seul. Ce faible décalage diminue l'intérêt du fonctionnement du compresseur ZR72 seul, surtout, si le COP de ce dernier est plus faible que celui de la configuration bi-étagée.

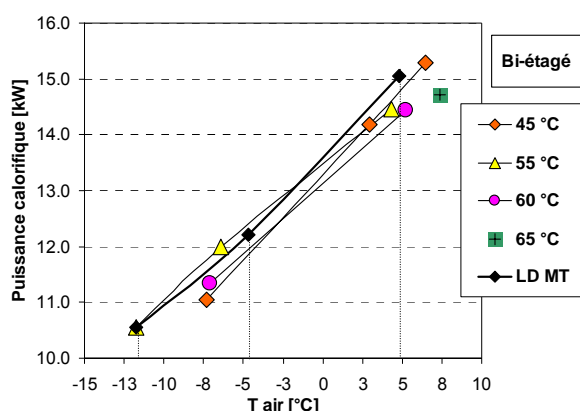


Figure 4.21- Puissance de chauffage en configuration bi-étagée pour une ouverture d'injection de 30 %

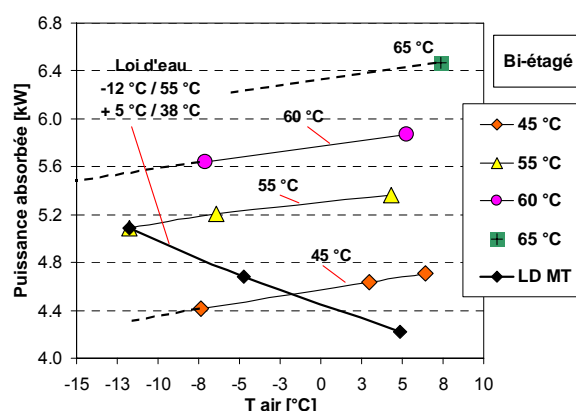


Figure 4.22- Puissance absorbée en configuration bi-étagée pour une ouverture d'injection de 30 %

Comme mentionné précédemment, les rendements volumétriques des compresseurs et les pincements au niveau de l'évaporateur mesurés sur le prototype sont différents des rendements et des pincements (4 K) choisis pour le dimensionnement du prototype. Le prototype dimensionné pour fournir 12 kW pour -12 °C / 55 °C ne permet d'échanger que 10,6 kW pour ces mêmes conditions.

4.3.3 - Modèles de régressions des performances de la PAC

Les résultats d'essais obtenus permettent de caractériser l'ensemble des modes de fonctionnement dans la plage [-12 °C ; 15 °C] pour les températures d'air et [25 °C ; 60 °C] pour la température de sortie d'eau.

Afin de préparer la phase d'optimisation et de comparaison avec d'autres solutions de chauffage (cf. chapitre 5), il est nécessaire de développer des modèles par régression décrivant le fonctionnement de la machine.

Les régressions développées par la suite donnent la puissance de chauffage fournie par la PAC à la boucle d'eau ainsi que la puissance absorbée en fonction de la température d'air, de la température de départ d'eau et de la configuration du fonctionnement (ZR34 seul / ZR72 seul / mode série ZR34 + ZR72).

Le logiciel *tableCurve3D* a permis de trouver la valeur optimale des paramètres. Les corrélations proposées sont les suivantes.

➤ **Régressions pour un fonctionnement en configuration mono-étagée (ZR34)**

Les corrélations définies ainsi que les points d'essais correspondants sont représentés sur les figures 4.23 et 4.24.

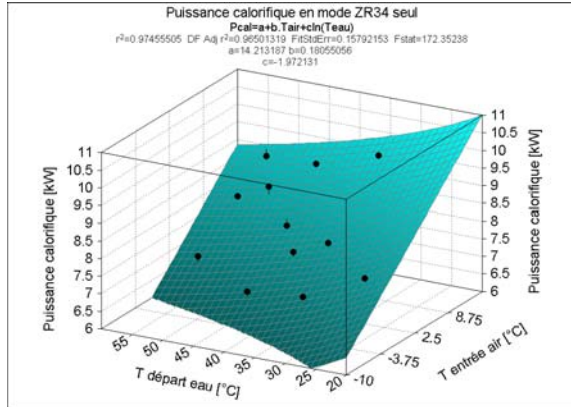


Figure 4.23- Régressions de la puissance calorifique fournie en configuration mono-étagée ZR34

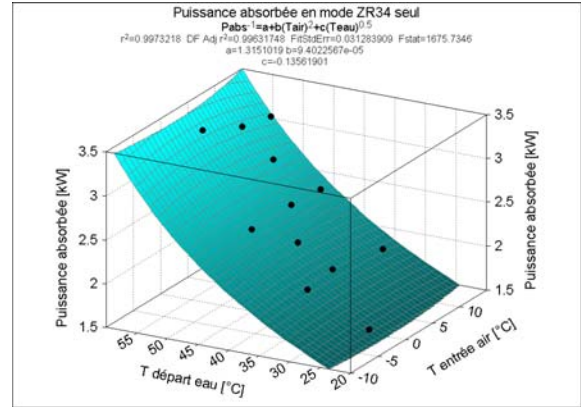


Figure 4.24- Régressions de la puissance électrique absorbée par le compresseur ZR34

Pour la puissance calorifique fournie [4.8]

$$P_{\text{calo_ZR34}}(T_{\text{de}}, T_{\text{air}}) = 14,2131 + 0,1805 \cdot (T_{\text{air}}) - 1,9721 \cdot \ln(T_{\text{de}})$$

avec $R^2=0,9745$ et $\text{EcartMax}=\pm 3\%$

Pour la puissance électrique absorbée par le compresseur ZR34 [4.9]

$$W_{\text{abs_ZR34}}(T_{\text{de}}, T_{\text{air}}) = 1,0 / (1,3151 + 9,4022e-05 \cdot (T_{\text{air}}^2) - 0,1356 \cdot (T_{\text{de}}^{0,5}))$$

avec $R^2=0,9973$ et $\text{EcartMax}=\pm 2\%$

➤ **Régressions pour un fonctionnement en configuration mono-étagée (ZR72)**

Les corrélations définies ainsi que les points d'essais correspondants sont représentés sur les figures 4.25 et 4.26.

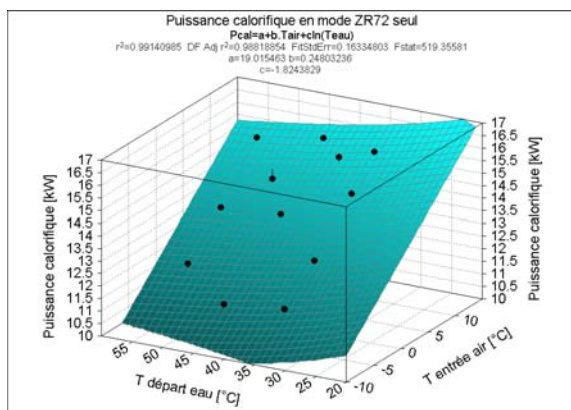


Figure 4.25- Régressions de la puissance calorifique fournie en configuration mono-étagée ZR72

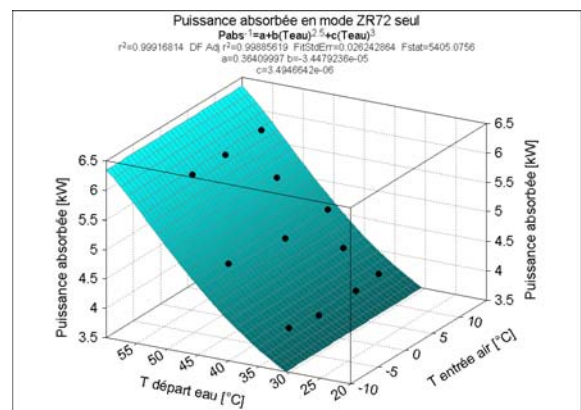


Figure 4.26- Régressions de la puissance électrique absorbée par le compresseur ZR72

Pour la puissance fournie [4.10]

$$P_{\text{calo_ZR72}}(T_{\text{de}}, T_{\text{air}}) = 19,0154 + 0,2480 \cdot (T_{\text{air}}) - 1,8243 \cdot \ln(T_{\text{de}})$$

avec $R^2=0,9914$ et $\text{EcartMax}=\pm 1,5\%$

Pour la puissance électrique absorbée par le compresseur ZR72

[4.11]

$$W_{abs_ZR72}(T_{de}, T_{air}) = 1,0 / (0,3640 - 3,4479e-05 \cdot (T_{de}^{2,5}) + 3,4946e-06 \cdot (T_{de}^{3,0}))$$

avec $R^2=0,9991$ et $EcartMax=\pm 1,5\%$

➤ **Régressions pour un fonctionnement en configuration bi-étagée (ZR34 + ZR72)**

Les corrélations définies ainsi que les points d'essais correspondants sont représentés sur les figures 4.27, 4.28 et 4.29.

Les régressions ainsi déterminées seront utilisées pour le calcul des performances saisonnières de la PAC régulée en configuration mono-étagée ou bi-étagée et selon une température de consigne fixe ou évoluant selon une loi d'eau, et cela pour les trois zones climatiques françaises.

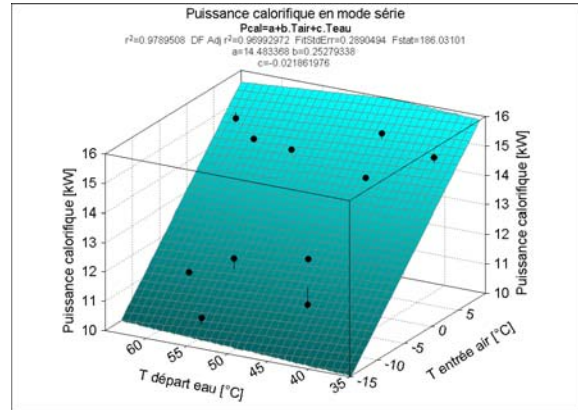


Figure 4.27- Régressions de la puissance calorifique fournie en configuration bi-étagée

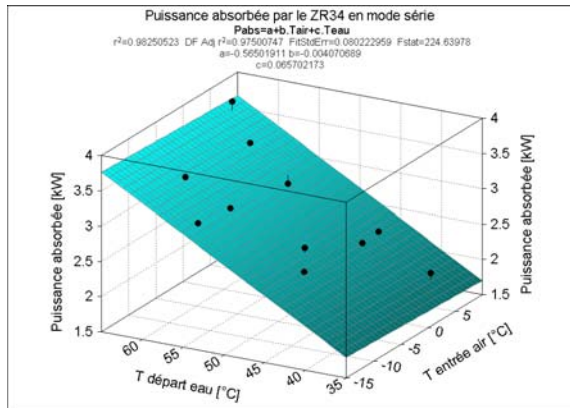


Figure 4.28- Régressions de la puissance électrique absorbée par le compresseur ZR34, configuration bi-étagée

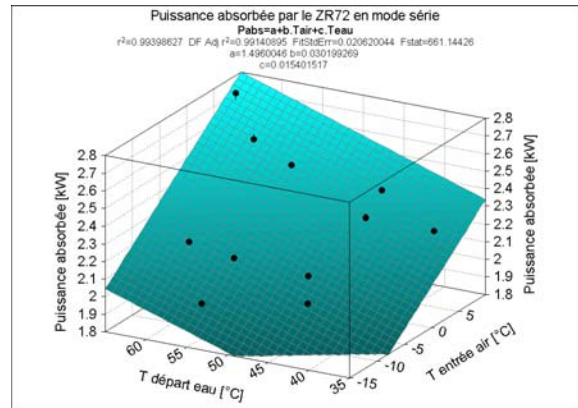


Figure 4.29- Régressions de la puissance électrique absorbée par le compresseur ZR72, configuration bi-étagée

Pour la puissance calorifique fournie

[4.12]

$$P_{calo_SERIE}(T_{de}, T_{air}) = 14,4833 + 0,2527 \cdot (T_{air}) - 0,0218 \cdot (T_{de})$$

avec $R^2=0,9789$ et $EcartMax=\pm 3\%$

Pour la puissance électrique absorbée par le ZR34

[4.13]

$$W_{abs_ZR34_SERIE}(T_{de}, T_{air}) = -0,5650 - 0,0040 \cdot (T_{air}) + 0,0657 \cdot (T_{de})$$

avec $R^2=0,9825$ et $EcartMax=\pm 4\%$

Pour la puissance électrique absorbée par le ZR72

[4.14]

$$W_{abs_ZR72_SERIE}(T_{de}, T_{air}) = 1,4960 + 0,0301 \cdot (T_{air}) + 0,0154 \cdot (T_{de})$$

avec $R^2=0,9939$ et $EcartMax=\pm 1,5\%$

4.3.4 - Interprétation des résultats

La limite de fonctionnement en configuration mono-étagée dépend de la loi d'eau utilisée, elle-même fonction du type de corps de chauffe. Pour un taux de compression inférieur à 6, la température d'arrêt de la PAC est estimée à $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour la loi d'eau BT, à $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour la loi d'eau MT et à $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour la loi d'eau HT (cf. chapitre 1, figure 1.14). Pour des températures inférieures aux valeurs citées, la configuration bi-étagée est obligatoire.

Rappels

- La loi d'eau BT correspond à un niveau de température de départ d'eau compatible avec les applications sur plancher chauffant.
- La loi d'eau MT correspond à un niveau de température de départ d'eau pour des ventilo-convecteurs peu efficaces ou des radiateurs à chaleur douce.
- La loi d'eau HT correspond au niveau de départ d'eau des radiateurs très anciens ou mal dimensionnés.

Le parc de la réhabilitation correspond donc au niveau variant entre la loi d'eau MT et la loi d'eau HT en fonction de l'ancienneté et du dimensionnement du radiateur et du niveau d'isolation du logement.

Les figures 4.30 à 4.35 montrent les besoins, les puissances de chauffage et le COP calorifique correspondant aux trois configurations de fonctionnement ZR34 seul, ZR72 seul et bi-étagée. La température de départ d'eau et l'évolution de la demande de chauffage en fonction de la température extérieure sont aussi présentées pour faciliter l'analyse. Comme l'indique la figure 4.30, pour une consigne adaptée aux planchers chauffants (Loi BT), le COP de la configuration ZR34 seul devient supérieur à celui de la configuration bi-étagée à partir d'une température extérieure de $2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pour cette température, le ZR34 peut aussi fournir la totalité du besoin (cf. figure 4.31).

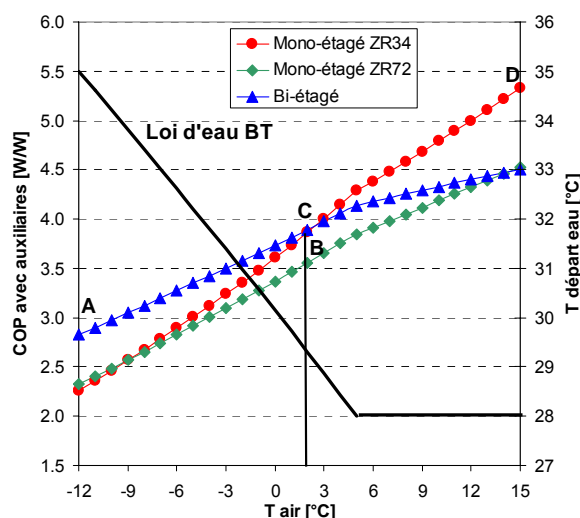


Figure 4.30- COP réel de chauffage pour une loi d'eau BT en fonction de T extérieure

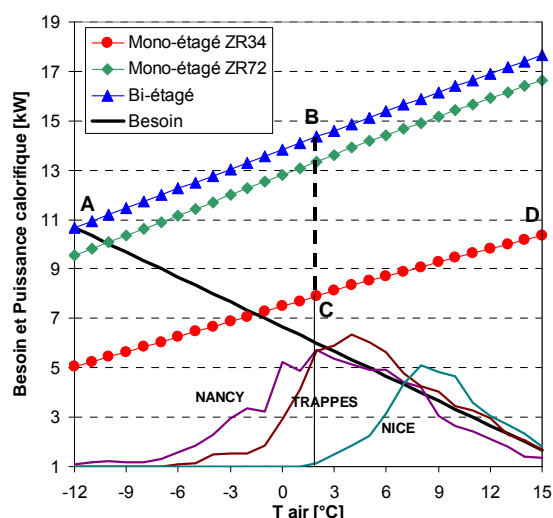


Figure 4.31- Besoin et puissance de chauffage pour une loi d'eau BT en fonction de T extérieure

Le mode de fonctionnement avec le compresseur ZR72 seul génère une puissance de chauffage proche de celle du fonctionnement en configuration bi-étagée. De plus, le COP est toujours inférieur à celui des autres configurations (cf. figure 4.30). La configuration ZR72 seul n'est donc pas intéressante pour la régulation de puissance. La régulation la plus efficace consiste donc de passer de la configuration bi-étagée à la configuration ZR34 seul à partir d'une température extérieure de $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ (chemin ABCD).

Cependant, pour les planchers chauffants, le gain apporté par l'introduction de la configuration bi-étagée reste faible même pour les régions à climat froid. En effet, pour des températures extérieures inférieures à $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, la configuration mono-étagée peut toujours être utilisée (pas d'appoint électrique) et la demande de chauffage est limitée (nulle pour Nice).

Cela n'est pas le cas pour un chauffage par radiateurs ou convecteurs (cf. figure 4.32 à 4.35). Pour une régulation sur une loi d'eau correspondante à la réhabilitation, le gain est non négligeable pour deux raisons :

- le passage de la configuration bi-étagée à la configuration mono-étagée avec le ZR34 seul correspond à une température extérieure variant entre 6 et 9 °C. Pour des températures d'air inférieures à cet intervalle, la part de la demande totale de chauffage est élevée.
- Du fait que la PAC fonctionne sans appoint électrique pour des températures extérieures faibles, le COP reste toujours élevé.

En conclusion, le choix de la solution de chauffage en réhabilitation ou en neuf, dépend de la zone climatique, du type d'émetteur, des prix d'installation et de remplacement et des prix des énergies utilisées. Le chapitre 5 étudie tous ces paramètres.

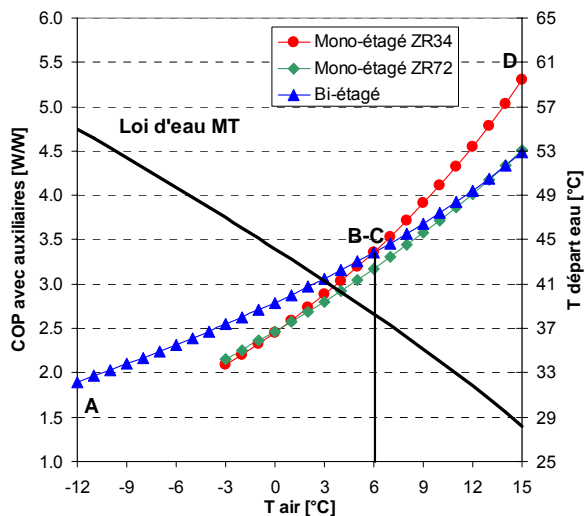


Figure 4.32- COP réel de chauffage pour une loi d'eau MT en fonction de T extérieure

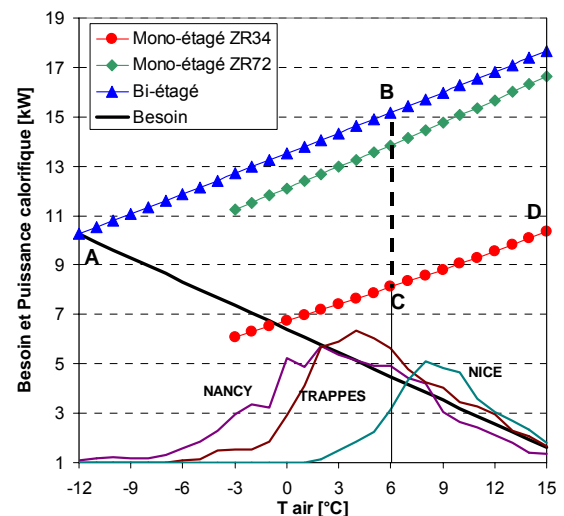


Figure 4.33- Besoin et puissance de chauffage pour une loi d'eau MT en fonction de T extérieure

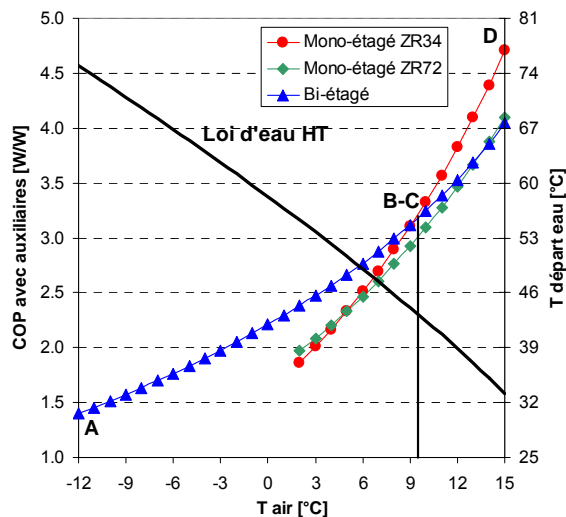


Figure 4.34- COP réel de chauffage pour une loi d'eau HT en fonction de T extérieure

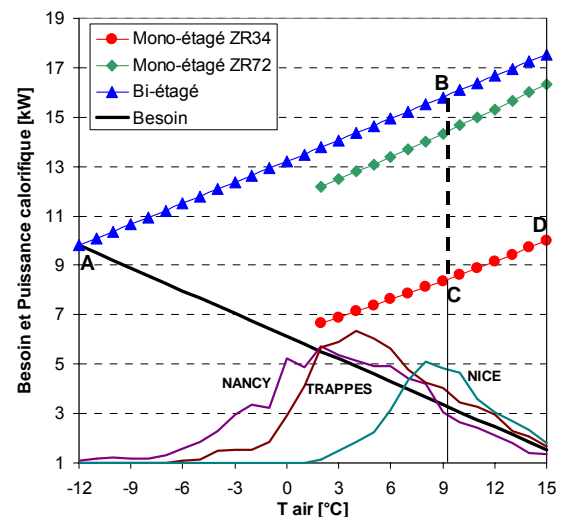


Figure 4.35- Besoin et puissance de chauffage pour une loi d'eau HT en fonction de T extérieure

4.4 - Performances du prototype en mode production d'ECS

Dans le secteur de l'habitat, il est très délicat de définir un besoin utile. En effet, le besoin utile réel dépend avant tout du niveau de confort désiré par l'occupant : bain ou douche, fréquence, abondance, température, etc. Concernant la consommation, de grandes divergences sont constatées.

Plusieurs formulations existent pour l'estimation du besoin. La formulation du tableau 4.5 [TDI, 1998] permet de calculer le besoin en kWh/j et en l/j en fonction des équipements installés, de la température d'eau froide et du nombre d'occupants. Le besoin d'ECS à 60 °C varie de 150 à 200 litres par jour pour un logement de 4 personnes.

Tableau 4.5 - Besoins d'énergie pour l'eau chaude sanitaire dans les logements

Equipement	Besoin d'énergie [kWh/j]
1 évier + 1 lavabo + 1 douche	3,5 + 0,9.N
1 évier + 1 lavabo + 1 petite baignoire	2,0 + 1,3.N
1 évier + 1 lavabo + 1 grande baignoire	3,8 + 1,3.N
1 évier + 1 lavabo + 1 grande baignoire + 2 ^e cabinet de toilette	3,8 + 1,8.N

N : nombre d'occupants du logement

Pour un logement de 4 personnes équipé d'un évier, d'un lavabo et d'une grande baignoire, le besoin est de 9 kWh/j, ce qui correspond à 149 l/j pour une température d'eau froide de 8 °C. Pour un logement de 4 personnes équipé d'un évier, d'un lavabo, d'une grande baignoire et de deux cabinets de toilette, le besoin est de 11 kWh/j, soit de 182,2 l/j pour une température d'eau froide de 8 °C (8 °C est la température à considérer en zone climatique froide).

La PAC à haute efficacité installée dans un tel logement fournit l'ECS avec des durées différentes en fonction de la configuration de fonctionnement (configuration mono-étagée ou bi-étagée) et du mode de production (combinée ou ECS seul).

Pour une consigne d'arrêt de production d'ECS de 60 °C et de déclenchement de production d'ECS de 55 °C, la puissance fournie au niveau sanitaire dépend elle aussi des conditions de fonctionnement.

4.4.1 - Production d'ECS en mode combiné durant la saison de chauffe

En mode chauffage, l'eau chaude sanitaire est produite par la désurchauffe du fluide frigorigène en sortie du compresseur (cf. figure 4.36). Cette production d'ECS en série avec l'eau de chauffage permet un gain énergétique significatif lié à une pression plus faible au condenseur par rapport à un système de production d'ECS seul ou en parallèle avec le chauffage.

Dans ce mode de fonctionnement en série (ECS + chauffage), la température de refoulement du compresseur joue un rôle très important. Une température de refoulement inférieure ou proche de 60 °C ne permet pas la production sanitaire.

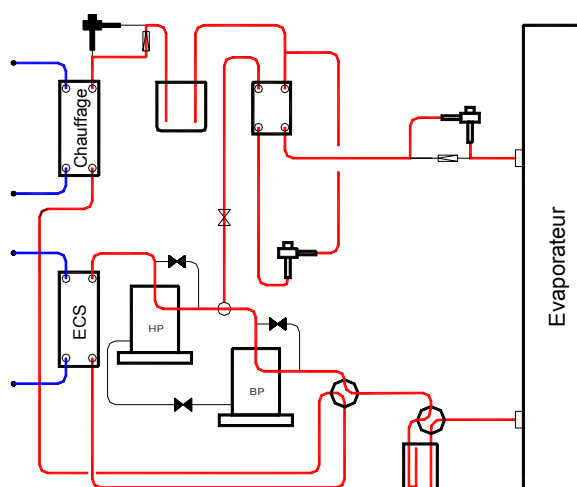


Figure 4.36- Schéma frigorifique en mode combiné chauffage et ECS pour la configuration bi-étagée

Les performances du mode combiné sont mesurées en fonction des conditions de la production de chauffage. Pour cela, la température d'air à l'entrée de l'évaporateur et la température de départ d'eau de chauffage ne doivent pas trop varier au cours de l'essai.

4.4.1.1 - Exemple des essais menés sur le prototype en mode combiné

La figure 4.37 montre en fonction du temps la température de refoulement du compresseur, la température de départ d'eau de chauffage, la température de sortie du ballon d'ECS (entrée échangeur d'ECS) et la température d'entrée du ballon d'ECS (sortie échangeur d'ECS) pour un fonctionnement en configuration bi-étagée pour un ballon d'ECS de 45 litres. Le COP, la puissance de chauffage, la puissance d'ECS et la part de production d'ECS par rapport à la puissance totale fournie aux condenseurs sont présentés sur la figure 4.38.

L'eau chaude sanitaire est chauffée de 50 °C à 70 °C avec une puissance qui décroît de 4,1 kW à 3,2 kW. Cette diminution de la puissance échangée au niveau ECS (37 % à 32 % de la puissance totale) est directement liée à l'écart entre la température de refoulement et la température d'ECS au ballon.

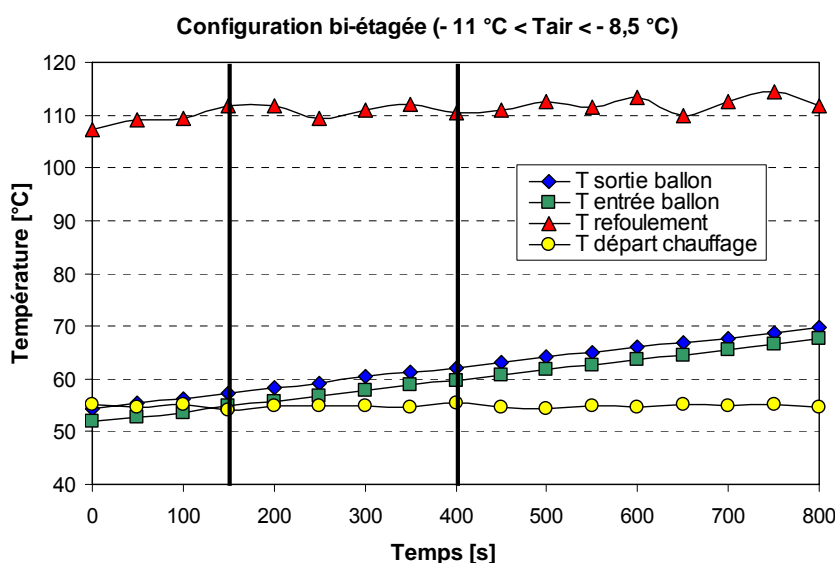


Figure 4.37- Températures de refoulement, de départ de chauffage et de production d'ECS pour la configuration bi-étagée avec production combinée : ECS + chauffage (Tair ~ -12 °C ; Td eau ~55 °C)

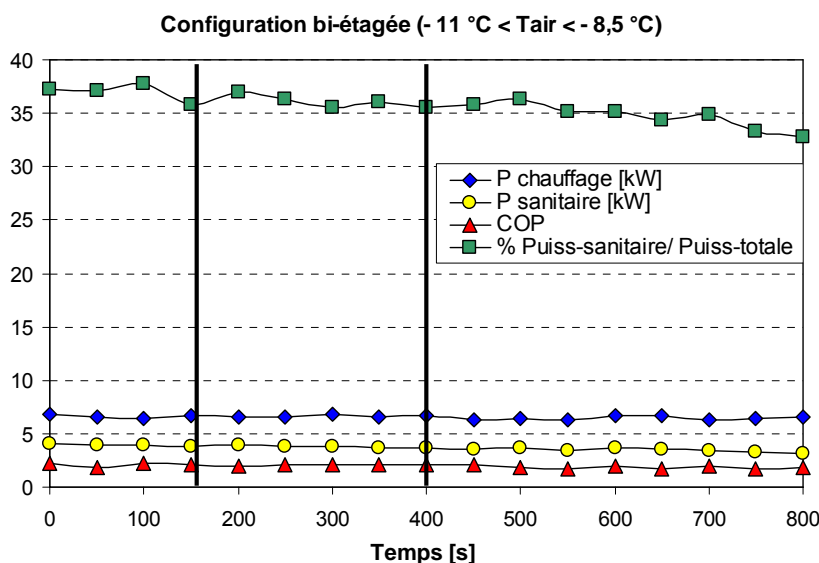


Figure 4.38- COP et parts des puissances d'ECS et de chauffage pour la configuration bi-étagée avec production combinée : ECS + chauffage (Tair ~ -12 °C ; Td eau ~55 °C)

Pour l'intervalle correspondant à une température d'ECS de 55 °C à 60 °C, la température de départ d'eau varie entre 54 °C et 55,5 °C et la température d'air entre -11 °C et - 8,5 °C.

Pour cette production combinée, la pression aux condenseurs est limitée à 26 MPa tandis que, pour une production d'ECS seule à 60 °C, cette pression peut atteindre 28 MPa.

Le COP moyen en production combinée est de 2,08 et est proche des valeurs de COP obtenues en mode chauffage seul en configuration bi-étagée. Par contre, pour une production sanitaire seule à un niveau de 60 °C, le COP de la configuration bi-étagée est estimé à 1,96.

Pour le cas correspondant aux figures 4.37 et 4.38, la puissance moyenne fournie à l'ECS est de 3,75 kW et le temps de fonctionnement est estimé à 2 heures et 24 minutes pour une consommation de 150 litres/j d'ECS à 60 °C.

4.4.1.2 - Les résultats d'essais de la production combinée

Pour limiter le nombre d'essais, on a choisi de mesurer les performances du mode combiné pour les conditions de chauffage suivant la loi d'eau MT.

Les résultats d'essais de la production de chauffage suivant la loi d'eau moyenne température (-12 °C / 55 °C ; 5 °C / 38 °C ; 10 °C / 34 °C) et de la production d'ECS en mode combiné sont présentés dans le tableau 4.6 en fonction de la température d'air extérieur et des configurations mono-étagée (compresseur ZR34 seul ou compresseur ZR72 seul) et bi-étagée.

Tableau 4.6 - Résultats d'essais en mode combiné de production de chauffage et d'ECS avec le R-407C

Mesures	Test 47	Test 48	Test 49	Test 50	Test 51	Test 52
	Bi-étagé	Bi-étagé	ZR72 seul	ZR72 seul	ZR34 seul	ZR34 seul
T entrée air [°C] (intervalle)	-11,0 / -8,5	4,5 / 6,5	4,0 / 6,0	9,0 / 10,5	4,5 / 6,0	9,0 / 10,5
T départ de chauffage [°C] suivant une loi d'eau (intervalle)	54,0 / 55,5	37,5 / 39,5	37,5 / 38,5	34,5 / 36,0	38,0 / 39,5	34,0 / 36,0
T départ d'ECS [°C] (intervalle)	55,0 / 60,0	55,0 / 60,0	55,0 / 60,0	55,0 / 60,0	55,0 / 60,0	55,0 / 60,0
T refoulement [°C] (valeur moyenne)	111	71	82	70	74	64
P _{cal} chauffage [kW] (valeur moyenne)	6,68	13,42	11,21	12,86	6,46	8,94
P _{cal} ECS [kW] (valeur moyenne)	3,75	1,81	1,99	1,83	1,38	0,19
COP / COP _{aux} (aux. ~ 400 W) (ECS + chauffage; valeur moyenne)	2,08 / 1,93	3,43 / 3,15	3,27 / 2,98	3,93 / 3,55	3,62 / 3,06	4,60 / 3,83
COP / COP _{aux} (aux. ~ 325 W) (ECS seule; valeur calculée)	1,97 / 1,85	2,51 / 2,38	2,07 / 1,96	2,27 / 2,16	2,09 / 1,98	2,31 / 2,11
Part ECS/totale [%] (W/W)	36,0	11,9	15,1	12,4	17,6	2,1
Temps pour produire 150 litres d'ECS à 60 °C	2 h 24 min	5 h 00 min	4 h 40 min	4 h 56 min	6 h 33 min	47 h 40 min

Pour la comparaison, les performances en mode ECS seul sont considérées égales à celles du mode chauffage seul et les valeurs de COP sont estimées à partir des modèles de régressions des performances de la PAC (cf. § 4.3.3).

Un gain significatif de COP est observé avec la production combinée d'ECS et de chauffage comparée à la production d'ECS seule. Ce gain de COP favorise la production combinée

par rapport à la production d'ECS seule et devient de plus en plus élevé pour des températures d'air supérieures.

La configuration mono-étagée avec le compresseur ZR72 seul présente toujours des performances inférieures à la configuration mono-étagée avec le compresseur ZR34 seul. Cependant, le compresseur ZR72 produit l'ECS plus rapidement que le compresseur ZR34.

Le temps de chauffage d'ECS est directement lié à la puissance au condenseur d'ECS. Cette puissance est elle-même liée à la température de refoulement et la configuration de fonctionnement (mono-étagée ou bi-étagée). Les temps de fonctionnement élevés présentent la seule contrainte pour la production d'ECS en mode combiné.

Pour mieux visualiser cette contrainte, les résultats d'essais sont représentés schématiquement dans la figure 4.39. Les températures moyennes de refoulement et la durée de fonctionnement pour fournir 150 l/j d'ECS sont aussi affichées.

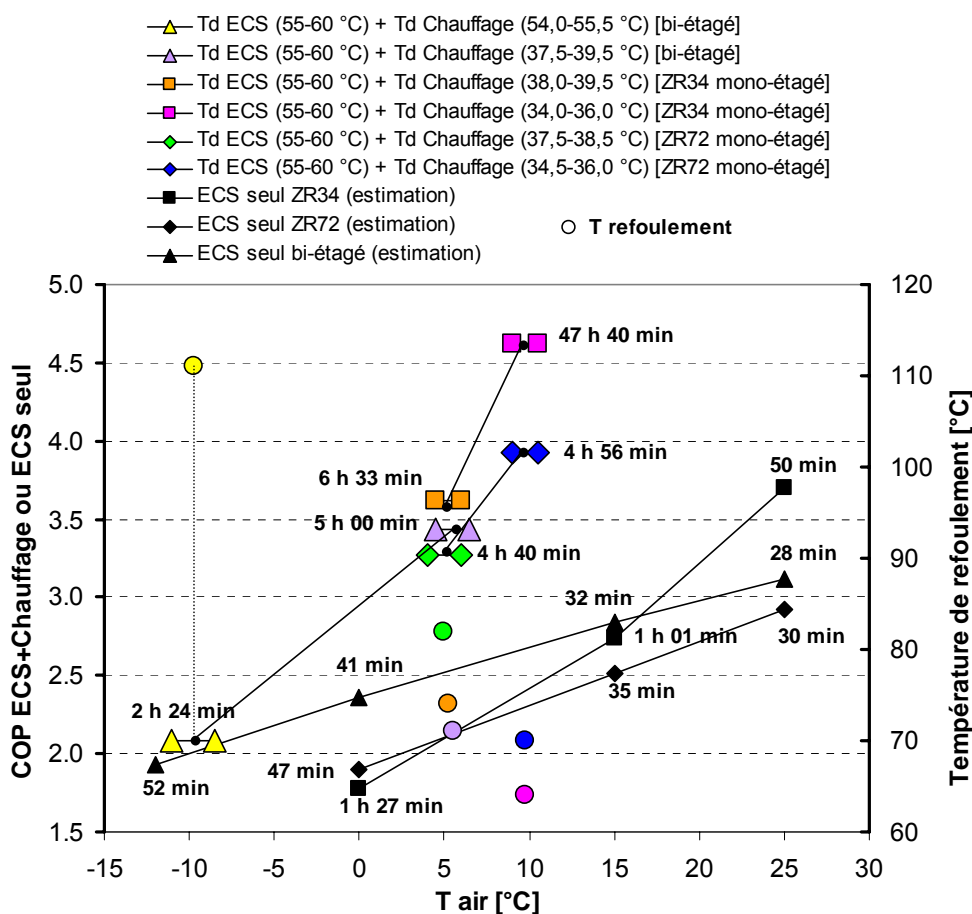


Figure 4.39- COP mesuré du mode combiné de chauffage et d'ECS ; COP estimé du mode ECS seule; Températures de refoulement correspondantes

Un cas limitant le fonctionnement combiné correspond à une température de départ faible et une température d'air élevée. Ce cas caractérisé par un faible taux de compression au compresseur et une basse température de refoulement est rencontré avec le compresseur ZR34 seul avec régulation sur la loi d'eau. La température de refoulement faible ralentit la production d'ECS. Un fonctionnement en production combinée avec le compresseur ZR34 ne permet donc pas de fournir l'ECS à 60 °C. La solution est donc d'utiliser le mode combiné avec le compresseur ZR72 ou le mode ECS seul en bi-étagé pour chauffer l'ECS à 60 °C (cf. figure 4.39).

Dans la configuration bi-étagée, le COP moyen en production combinée varie de 2,1 à 3,4 pour des températures d'air respectivement de -11 °C et de 5 °C. Le temps de fonctionnement étant acceptable, la PAC peut seulement fonctionner en mode combiné

pour produire l'ECS. C'est aussi le cas de la production combinée en configuration mono-étagée avec le compresseur ZR72 pour des températures extérieures de 5 °C à 10 °C. Ce dernier mode, plus performant que le mode bi-étagé, correspond à un compromis entre efficacité élevée et durée de fonctionnement faible.

D'une manière générale, durant la saison de chauffe ($-15\text{ °C} < T_{\text{ext}} < 15\text{ °C}$), l'ECS peut être produite en mode combiné bi-étagé pour des températures extérieures variant de -12 °C à 5 °C , en mode combiné mono-étagé avec le ZR72 pour des températures de 5 °C à 10 °C et en mode ECS seul bi-étagé pour des températures de 10 °C à 15 °C .

4.4.2 - Production d'ECS seule hors saison de chauffe

Pour une température extérieure supérieure à 15 °C , le chauffage est arrêté. La PAC fonctionne uniquement pour fournir l'ECS à 60 °C . La saison hors chauffage est fonction de la zone climatique et correspond au besoin sanitaire le plus faible sur toute l'année.

La configuration bi-étagée reste plus efficace énergiquement que la configuration mono-étagée pour des températures extérieures inférieures à 17 °C (cf. figure 4.39). D'autre part, pour des températures extérieures supérieures à 17 °C , la configuration ZR34 seul est la plus performante.

Pour un fonctionnement en production d'ECS seule, le temps de fonctionnement est faible, la puissance fournie au condenseur sanitaire correspond à la puissance totale de la PAC qui peut varier de 6 kW à 16 kW selon la configuration choisie et les conditions d'air extérieur. Pour un fonctionnement avec le ZR34 seul et pour des températures d'air supérieures à 15 °C , le temps de fonctionnement pour une consommation de 150 l/j est inférieur à 1 heure. En configuration bi-étagée, ce temps est encore réduit mais le COP devient plus faible.

4.4.3 - Conclusions

La production en série (ECS + chauffage) permet d'atteindre des températures d'ECS supérieures à 60 °C avec des performances proches de la production de chauffage seul aux mêmes conditions que celles de la fourniture d'eau de chauffage. Cette production est limitée par la température de refoulement du compresseur et par le besoin d'ECS.

Pour la production combinée avec le compresseur ZR34 seul, la puissance moyenne fournie à l'ECS est faible et le temps de fonctionnement est élevé. Par contre, la production combinée en configuration bi-étagée s'effectue dans un temps de fonctionnement acceptable.

Des températures de refoulement faibles ($< 65\text{ °C}$) sont rarement observées sur tout le domaine de fonctionnement de la PAC et apparaissent surtout avec le compresseur ZR34 seul pour des températures extérieures élevées ($> 5\text{ °C}$) et des températures de départ d'eau très faibles ($< 38\text{ °C}$). Dans ce dernier cas, une production combinée avec une autre configuration ou une production d'ECS seule en configuration bi-étagée doit être choisie pour fournir le besoin d'ECS à 60 °C .

Pour la production d'ECS seule, le temps de fonctionnement est réduit et varie entre 28 minutes et 87 minutes en fonction de la configuration choisie (mono-étagée ou bi-étagée).

Pour améliorer le COP, l'ECS peut donc être fournie :

- en mode combiné et configuration bi-étagée pour des températures extérieures de -12 °C à 5 °C ,

- en mode combiné et compresseur ZR72 seul pour des températures extérieures de 5 °C à 10 °C,
- en mode ECS seule en configuration bi-étagée pour des températures extérieures de 10 °C à 15 °C,
- en mode ECS seule et compresseur ZR34 seul pour des températures extérieures supérieures à 15 °C

Si, pour des températures extérieures inférieures à 10 °C, la demande d'ECS est forte, les modes combinés seront remplacés par le mode ECS seule en configuration bi-étagée pour fournir l'ECS rapidement et efficacement.

Les essais sur le prototype ont permis de clarifier les modes de fonctionnement : ECS + chauffage et ECS seule pendant la saison de chauffe et avec une loi d'eau MT. Cependant, avec des lois d'eau différentes, les températures extérieures de passage d'un mode à un autre peuvent varier.

- Pour une loi d'eau BT (cas d'un plancher chauffant, intérêt faible pour le nouveau concept bi-étagé), la production combinée est impossible, les températures de refoulement sont faibles. Dans ce cas, l'ECS sera fournie en mode ECS seule.
- Pour une loi d'eau qui exige des températures de départ d'eau de chauffage plus élevées que celles de la loi d'eau MT, le mode combiné en configuration bi-étagée peut devenir plus efficace que les autres modes combinés sur toute la saison de chauffe. Dans ce cas l'ECS sera fournie :
 - en mode combiné et configuration bi-étagée pour des températures extérieures de -12 °C à 15 °C (le temps de production d'ECS sera acceptable sur toute la plage),
 - en mode ECS seule et compresseur ZR34 seul pour des températures extérieures supérieures à 15 °C (en été).

4.5 - Performances du prototype avec les mélanges candidats

4.5.1 - Essais en mode chauffage

Dans le chapitre 3, plusieurs mélanges ont été choisis pour être testés et comparés au R-407C (cf. tableau 4.7).

Ces mélanges sont non-inflammables comme le Mix1 et le Mix4 ou modérément inflammables comme le Mix5 et le Mix6. Pour une température extérieure de 5 °C, température appartenant à l'intervalle où la demande de chauffage est maximale sur la majorité du territoire français, les simulations du cycle mono-étagé ont montré des puissances calorifiques égales et un léger gain de COP sur l'ensemble des mélanges choisis comparativement au R-407C.

Tableau 4.7 - Liste des mélanges candidats choisis

Mélanges	Comp. molaire Comp. massique	GWP	RF- number
[R-407C] R-32/R-125/R-134a	38,1/18,0/43,9 23,0/25,0/52,0	1653	0
[Mix1] R-32/R-134a	48,6/51,4 32,5/67,5	1056	0
[Mix4] R-32/R-134a/R-152a	51,9/37,1/11,0 37,5/52,5/10,0	900	0,1
[Mix5] R-32/R-134a/R-152a	56,1/9,0/34,9 47,5/15,0/37,5	501	7,43
[Mix6] R-32/R-152a	53,4/46,5 47,5/52,5	324	9,56

Dans cette partie, les résultats d'essais obtenus en fonction de la loi d'eau « moyenne température » et des configurations mono-étagée et bi-étagée sont analysés.

Le tableau 4.8 montre les conditions d'essais, la puissance calorifique mesurée et les performances énergétiques de l'ensemble des mélanges. Les résultats avec le R-407C servent de référence.

Pour limiter le nombre d'essais, les mélanges sont comparés en configuration bi-étagée pour trois températures extérieures de -12 °C, -5 °C et 5 °C et en configuration mono-étagée avec le compresseur ZR34 seul pour 5 °C et 15 °C. Les températures de départ d'eau de chauffage sont fixées à partir de la loi d'eau « moyenne température ».

Tableau 4.8 - Résultats d'essais des mélanges candidats (Essais vérifiant la loi d'eau MT)

P _{cal} [kW] COP / COP _{aux}	Configuration bi-étagée			Configuration mono-étagée ZR34	
	-12 °C / 55 °C	-5 °C / 47 °C	5 °C / 38 °C	5 °C / 38 °C	15 °C / 28 °C
[R-407C] R-32/R-125/R-134a 23,0/25,0/52,0	Test 28 (-11,7 °C/55,4 °C)	Test 38 (-4,7 °C/47,0 °C)	Test 39 (4,8 °C/37,9 °C)	Test 53 (5,2 °C/38,9 °C)	Test 54 (14,6 °C/27,8 °C)
	10,56	12,21	15,05	7,97	10,49
	2,08 / 1,95	2,61 / 2,44	3,57 / 3,31	3,73 / 3,24	6,39 / 5,33
[Mix1] R-32/R-134a 32,5/67,5	Test 55 (-12,1 °C/55,2 °C)	Test 56 (-4,7 °C/46,8 °C)	Test 57 (5,1 °C/37,8 °C)	Test 58 (5,2 °C/38,1 °C)	Test 59 (15,0 °C/27,4 °C)
	10,63	12,30	14,63	7,64	9,94
	2,13 / 2,00	2,73 / 2,55	3,45 / 3,20	3,80 / 3,27	6,47 / 5,34
[Mix4] R-32/R-134a/R-152a 37,5/52,5/10,0	Test 60 (-12,2 °C/55,1 °C)	Test 61 (-5,1 °C/47,0 °C)	Test 62 (5,1 °C/37,9 °C)	Test 63 (5,2 °C/38,0 °C)	Test 64 (14,7 °C/27,6 °C)
	11,53	13,15	15,65	7,90	10,31
	2,28 / 2,14	2,88 / 2,69	3,70 / 3,44	3,68 / 3,20	6,49 / 5,39
[Mix5] R-32/R-134a/R-152a 47,5/15,0/37,5	Test 65 (-11,8 °C/54,7 °C)	Test 66 (-4,3 °C/46,9 °C)	Test 67 (4,6 °C/38,1 °C)	Test 68 (5,0 °C/38,1 °C)	Test 69 (14,7 °C/27,8 °C)
	11,04	13,33	16,13	8,23	10,50
	2,14 / 2,01	2,83 / 2,65	3,70 / 3,44	3,82 / 3,32	6,38 / 5,33
[Mix6] R-32/R-152a 47,5/52,5	Test 70 (-12,1 °C/54,7 °C)	Test 71 (-5,1 °C/46,9 °C)	Test 72 (4,7 °C/37,6 °C)	Test 73 (4,9 °C/38,5 °C)	Test 74 (14,7 °C/27,8 °C)
	11,22	12,74	15,01	8,05	10,52
	2,24 / 2,10	2,70 / 2,53	3,45 / 3,21	3,53 / 3,09	6,20 / 5,20

Comme pour le R-407C, la configuration mono-étagée devient plus performante que la configuration bi-étagée pour une température extérieure proche de 5 °C et cela pour l'ensemble des mélanges choisis (cf. figure 4.40). Pour les mêmes conditions de fonctionnement de 5 °C / 38 °C, la configuration mono-étagée compresseur ZR34 seul montre des puissances calorifiques échangées égale à 4 % près égales à celle du R-407C. Ces résultats valident les résultats des simulations pour le choix des mélanges (cf. chapitre 3). D'autre part en configuration bi-étagée, tous les mélanges, sauf le mélange Mix1, produisent des puissances supérieures au R-407C (cf. figure 4.41).

Pour la configuration mono-étagée avec le compresseur ZR34 seul, les Mix1 et Mix5 présentent un COP supérieur à celui du R-407C, le Mix4 présente un COP proche. Par contre, ce gain de COP est vérifié avec tous les mélanges en configuration bi-étagée. Comparativement au R-407C, le gain de COP (sans auxiliaires) pour les conditions -12 °C / 55 °C est de 2,6 %, de 3,2 %, de 7,8 % et de 10,1 % pour les Mix1, Mix5, Mix6 et Mix4 respectivement.

Pour conclure, et avec les conditions de fonctionnement du prototype, le mélange Mix4 présente plusieurs avantages lorsqu'il est comparé au R-407C. Ce mélange :

- présente un GWP de 900 (1653 pour le R-407C),
- est estimé non-inflammable,
- vérifie un gain de COP sur toute la plage de températures extérieures de -15 °C à 15 °C,
- et fournit une puissance calorifique supérieure à basse température.

Une fois son inflammabilité vérifiée, le Mix4 s'il est non inflammable peut remplacer le R-407C dans les pompes à chaleur air/eau à haute efficacité énergétique.

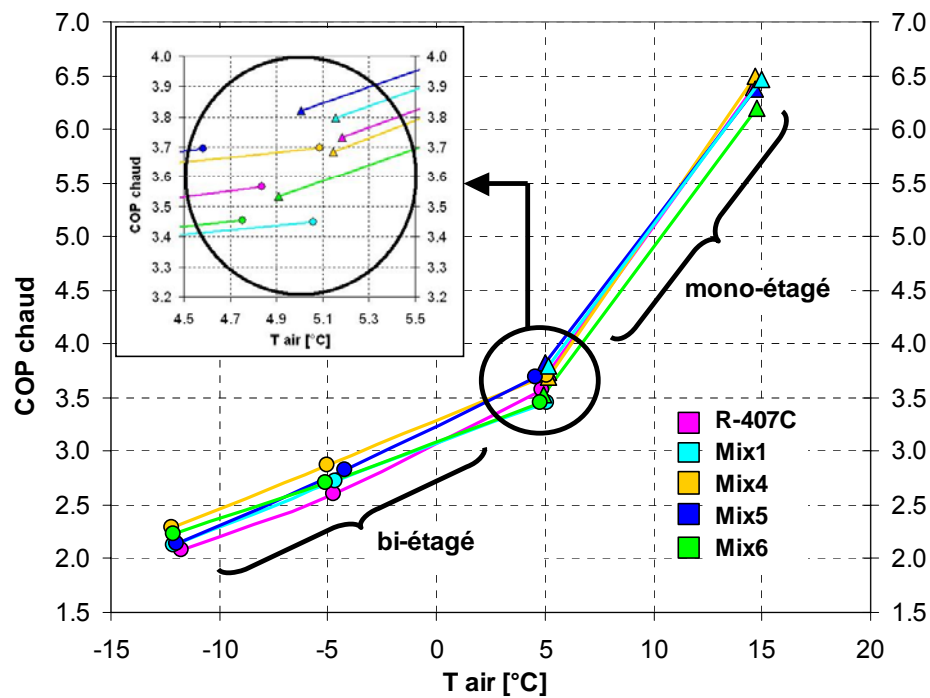


Figure 4.40- COP calorifique suivant la loi d'eau moyenne température des mélanges candidats (COP sans auxiliaires: ventilateur, pompe)

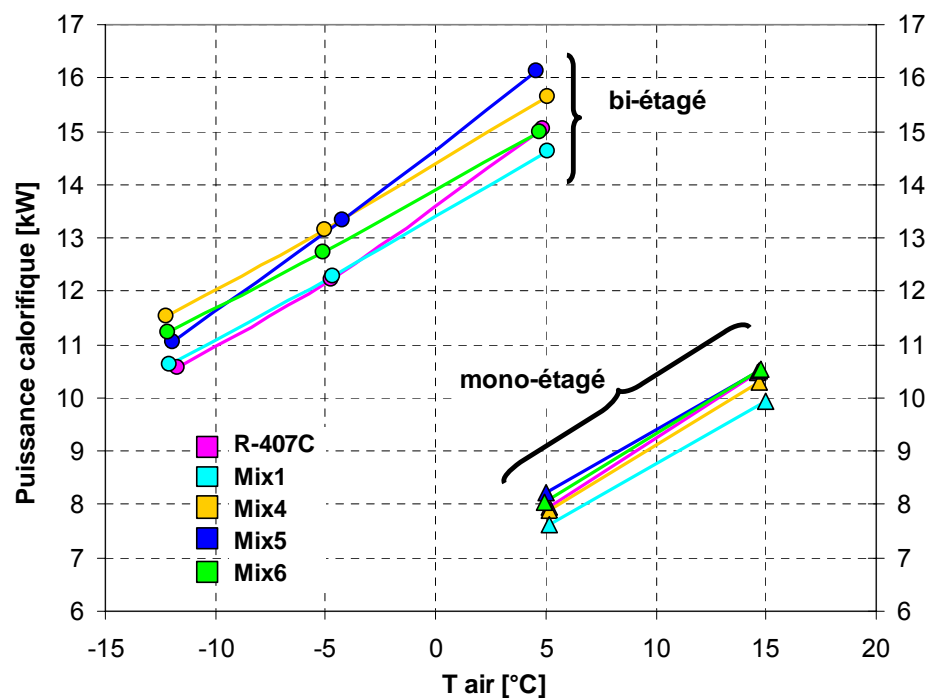


Figure 4.41- Puissance calorifique suivant la loi d'eau moyenne température des mélanges candidats

➤ Remarques

La comparaison des performances des fluides frigorigènes est assez complexe. Elle est peu crédible si la différence des résultats est faible. En effet, plusieurs facteurs peuvent influencer plus ou moins fortement les résultats.

- La charge du système : pour tous les mélanges testés, la PAC a été chargée de la même quantité que celle de R-407C (4 200 g). La recherche de la charge optimale en fonction de chaque mélange est à son tour à réaliser. Cependant la présence du réservoir haute pression induit une plage de charge à COP élevé qui est suffisante pour

ne pas faire dépendre les résultats d'une charge trop sensible aux variations de conditions de fonctionnement.

- Le dimensionnement des échangeurs peut aussi influencer. Les coefficients d'échanges dépendent des conditions de fonctionnement, des débits, de la géométrie, etc.
- Dans le cas du prototype, l'effet de l'ouverture du détendeur d'injection n'est pas négligeable.

Mais dans tous les cas, si on suppose que tous les mélanges choisis possèdent les mêmes performances, le gain en réduction de GWP lui ne peut pas être négligé car il est supérieur à 45 % et donc l'impact des émissions directes en est diminué d'autant.

4.5.2 - Essais de séparation pour le contrôle de puissance

La modélisation quasi-stationnaire de la bouteille anti-coup liquide permet d'avoir une idée de la quantité de liquide piégée. Les étapes de calcul sont présentées figure 4.42.

Les hypothèses

La modélisation montre l'effet de la séparation des composants d'un mélange dans la bouteille anti-coup liquide sur la composition nominale chargée. Le calcul ne prend pas en compte l'évolution de la composition circulante due aux zones diphasiques dans les échangeurs, aux fuites et à dissolution dans l'huile.

Au temps $t = 0$, la bouteille est supposée vide et est remplie de la vapeur surchauffée. Durant la phase de séparation, le titre vapeur et la température en sortie de l'évaporateur sont fixés par des valeurs précises.

Le débit masse à l'entrée de la bouteille au temps (t) est supposé égal au débit aspiré par le compresseur au temps $(t-dt)$.

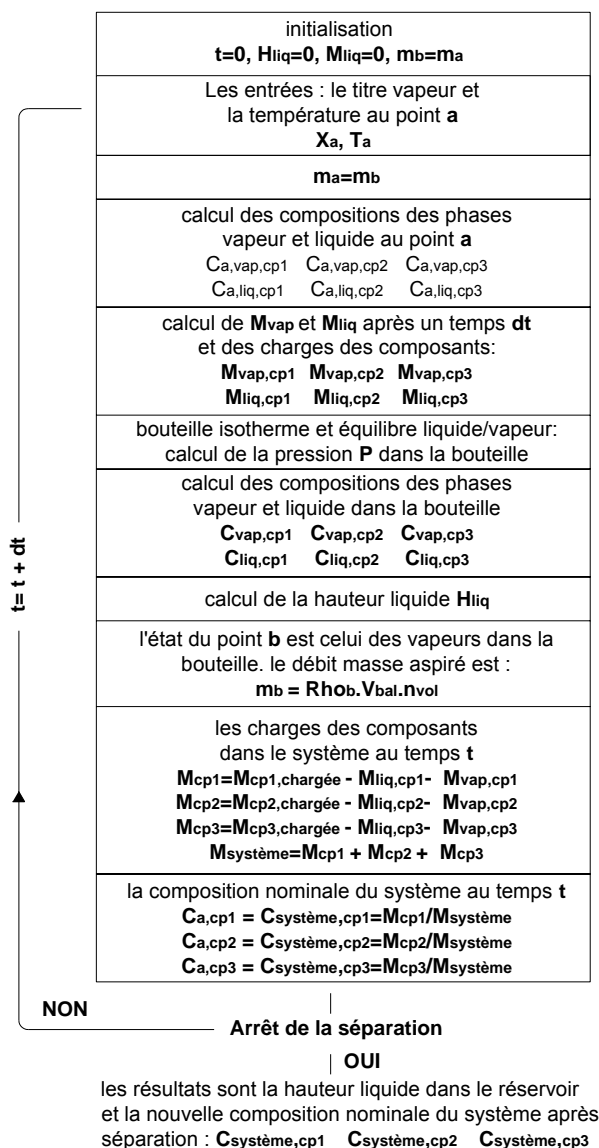
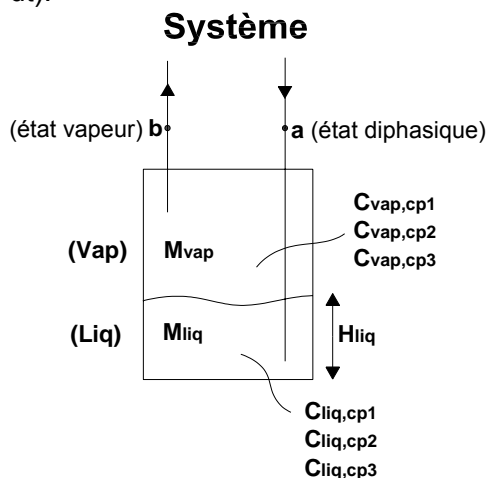


Figure 4.42- Modélisation quasi-stationnaire de la bouteille anti-coup liquide

La bouteille est isotherme et la pression est égale à la pression d'équilibre liquide vapeur.

L'état de sortie du séparateur (point b) est identique à l'état de la phase vapeur dans la bouteille.

Les compositions des phases liquide et vapeur dans la bouteille varient avec le temps. La composition à l'entrée de la bouteille au temps (t) est celle de la composition nominale du système calculée au temps (t-dt).

Le calcul est arrêté une fois la durée de séparation est atteinte. Les sorties du modèle sont la hauteur liquide dans le réservoir et la composition nominale du système après séparation.

Les résultats

Pour une charge initiale du système de 4 kg et un volume du séparateur de 2 dm³, la figure 4.43 montre le taux de séparation en fonction du titre vapeur en sortie de l'évaporateur et de la température d'air extérieur (le séparateur est rempli à 60 %). La séparation est la plus efficace pour un titre élevé et une température d'air basse.

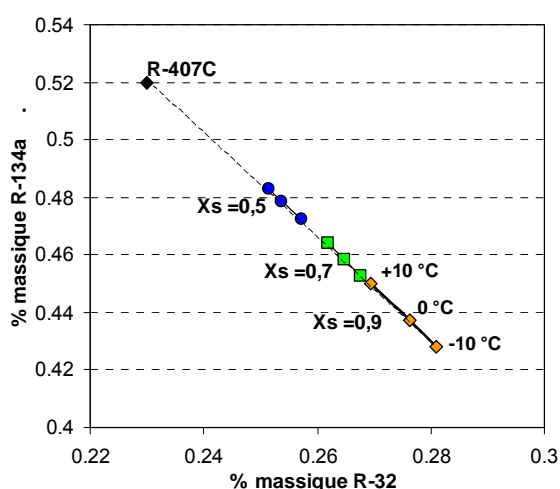


Figure 4.43- Variation de composition à partir du R-407C en fonction du titre vapeur et de la température d'air (Charge = 4 kg, Volume séparateur = 2 dm³)

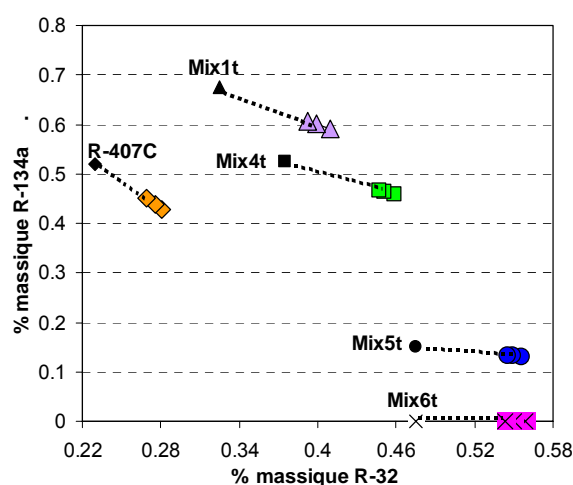


Figure 4.44- Variation de la composition circulante de l'ensemble des mélanges en fonction de la température d'air (Xs Evap = 0,9)

La variation de composition à partir des mélanges choisis est présentée sur un diagramme de concentration massique (cf. figures 4.44). Pour un titre vapeur en sortie de l'évaporateur de 0,9, la séparation avec le R-407C (R-32/R-125/R-134a) (0,23/0,25/0,52 massique) permet une variation de la composition circulante à un mélange (0,28/0,29/0,43 massique).

➤ Résultats d'essais en mode de séparation avec le R-407C et le Mix1

La séparation par la méthode de séparation en sortie de l'évaporateur (cf. chapitre 2) est testée en configuration bi-étagée avec le R-407C et le mélange binaire Mix1. L'objectif est d'augmenter la puissance de la pompe à chaleur pour des faibles températures extérieures. Ceci permet de dimensionner la PAC pour des puissances plus faibles et de réduire par la suite le nombre des cycles marche/arrêt.

Les conditions de fonctionnement avant et après la séparation sont fixées à une température d'air de -5 °C et une température de départ d'eau de 47 °C (conditions vérifiant la loi d'eau MT). Des essais à des températures d'air moins élevées, permettant d'augmenter l'intensité de séparation, n'ont pas été effectués pour des raisons de stabilité de la température d'air au cours de la phase de séparation par les systèmes auxiliaires de récupération d'énergie.

Pendant la phase de séparation, le détendeur principal est ouvert pour assurer en sortie de l'évaporateur un fluide en état diphasique mais relativement proche de la saturation vapeur. L'acquisition de la température et de la pression à l'entrée du réservoir permet d'estimer l'état du fluide en sortie de l'évaporateur. Compte tenu de la précision de l'acquisition, de la variation de la composition circulante au cours de la phase de séparation et de la difficulté de mesurer le titre vapeur, le détendeur a été réglé pour assurer une surchauffe négative entre -1,5 et 0 K. Cette surchauffe correspond à des titres vapeur supérieurs à 0,7 sur toute la plage de température extérieure de -15 °C à 15 °C.



Photo 4.2 - Photo du séparateur anti-coup liquide

La phase de séparation a duré 300 secondes durant laquelle le réservoir est rempli à moitié, soit environ 1 dm³ (estimé visuellement par des voyants liquides (cf. photo 4.2)). La vanne 4 voies est ensuite activée pour que le liquide soit stocké au séparateur et reprendre un fonctionnement normal avec une surchauffe positive en sortie de l'évaporateur et un mélange circulant enrichi en composants les plus volatils (le R-32 pour le cas du mélange Mix1 et le R-32 et le R-125 pour le cas du R-407C).

Pour le R-407C, la puissance de chauffage a augmenté de 12,21 kW à 12,79 kW, soit d'environ 4,8 %. Le COP a diminué de 2,61 à 2,52, soit de 3,4 %.

Pour le Mix1, la puissance a augmenté de 12,30 kW à 12,96 kW, soit d'environ 5,6 %. Le COP est resté proche de 2,7.

Pour retrouver la composition circulante initiale, la vanne 4 voies est ouverte et les fluides moins volatils (riche en R-134a) du réservoir sont réintroduits dans le système. Pendant cette phase, le détendeur est réglé pour assurer une surchauffe à la sortie de l'évaporateur.

Tableau 4.9 - Résultats d'essais en mode séparation

P _{cal} [kW] COP / COP _{aux}	Configuration bi-étagée	
		Test 38 (-4,7 °C/47,0 °C)
[R-407C] R-32/R-125/R-134a 23,0/25,0/52,0	12,21 2,61 / 2,44	12,79 2,52 / 2,36
	Test 56 (-4,7 °C/46,8 °C)	Test 76 (-4,6 °C/47,3 °C)
[Mix1] R-32/R-134a 32,5/67,5	12,30 2,73 / 2,54	12,96 2,69 / 2,52

➤ Conclusions

Les essais effectués avec le dispositif de séparation, pour une température extérieure de -5 °C, montrent une possibilité d'accroître la puissance calorifique de l'ordre de 5 à 6 % pour le mélange ternaire R-407C et le mélange binaire Mix1. Ces valeurs peuvent être aussi plus élevées si la séparation est faite à des températures extérieures plus basses et si le titre en sortie de l'évaporateur peut être réglé d'une manière plus efficace.

Le contrôle de la puissance étant limité, compte tenu de la complexité et du coût ajoutés au circuit, l'entreprise partenaire n'a pas retenu ce dispositif d'accroissement de la puissance. Cependant, pour des mélanges composés de corps purs possédant des températures d'ébullition très différentes (mélange à fort glissement de température), la séparation est beaucoup plus efficace.

Prenons, par exemple, le mélange binaire de type (R-744/R-152a), pour des conditions similaires au cas des figures 4.43 et 4.44 (charge = 4 kg, volume séparateur = 2 dm³, X_s evap = 0,9, le séparateur est rempli à 60 %), les calculs montrent que la séparation permet un accroissement de la puissance entre 10 et 25 % en fonction de la concentration massique de base (0,1/0,9 ; 10,1 % - 0,5/0,5 ; 18,8 % - 0,7/0,3 ; 24,9 % - 0,8/0,2 ; 23,9 %). Pour ce type de mélanges à fort glissement de température, le dispositif de séparation présente un intérêt renforcé.

Pour une PAC bi-étagée/mono-étagée ou pour une PAC dotée de deux compresseurs fonctionnant en parallèle ou avec l'un ou l'autre des compresseurs, plusieurs niveaux de contrôle de puissance seront possibles de façon à adapter la puissance aux besoins comme illustré dans les figures 4.45 et 4.46.

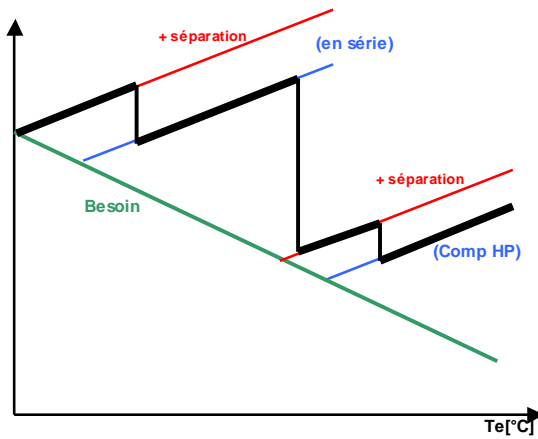


Figure 4.45- Exemple de contrôle de puissance par séparation pour une PAC bi-étagée/mono-étagée

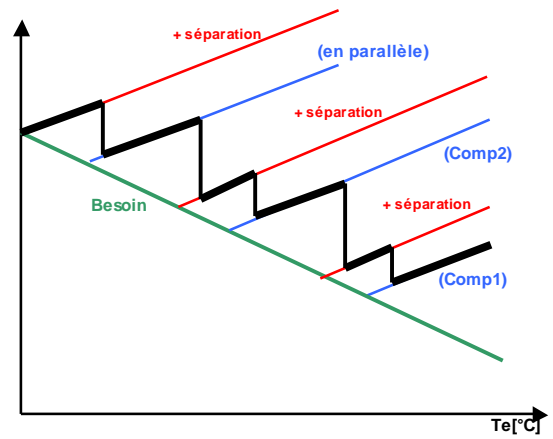


Figure 4.46- Exemple de contrôle de puissance par séparation pour une PAC dotée de deux compresseurs fonctionnant en parallèle

Des tests supplémentaires avec des mélanges à forts glissement restent à faire sur ce dispositif.

4.6 - Vérification des performances sur un prototype compact

Les essais sur le prototype du CEP ont montré une légère dégradation des performances liée à une mauvaise distribution du débit d'air à l'évaporateur. En effet, la vitesse d'air à l'entrée de l'évaporateur, mesurée avec un anémomètre, devient non-homogène à partir d'un certain seuil.

Pour vérifier les performances pour une autre gamme de puissance, un deuxième prototype a été réalisé dans des dimensions correspondant aux besoins du marché. Il a été testé au laboratoire d'ACE/Airwell à Tillières.

4.6.1 - Description du prototype compact

La photo 4.3 montre une vue globale de ce prototype. Cette PAC est conçue pour fournir une puissance de 8 à 9 kW aux conditions $-15\text{ °C} / 65\text{ °C}$. L'option de la production d'ECS n'est pas incluse. Les composants de ce prototype sont listés dans le tableau 4.10. Le schéma de principe est présenté par la figure 4.47.

Comme précisé auparavant dans la section « diminution de prix d'installation » au chapitre 2, le passage d'une configuration à une autre s'effectue par la vanne 4 voies.



Photo 4.3 - Vue globale de la pompe à chaleur haute température, ACE

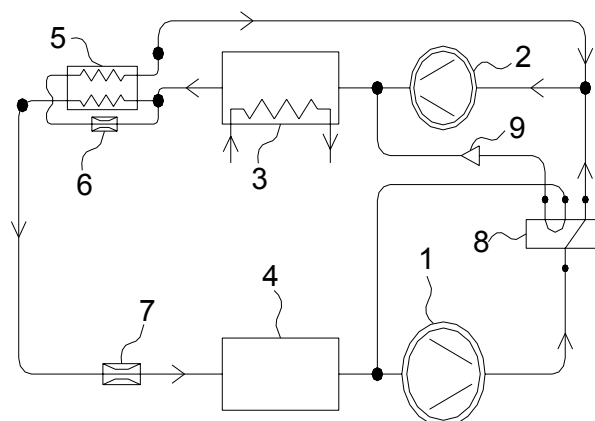


Figure 4.47- Schéma de principe de la pompe à chaleur air/eau, prototype ACE (Circuit frigorifique, mode chaud, fonctionnement bi-étagé)

Tableau 4.10 - Liste des composants du prototype ACE

COMPOSANT	MARQUE	COMMENTAIRES
1- Compresseur BP	Copeland ZR-48 KCE	VB= 11,6 m ³ /h
2- Compresseur HP	Copeland ZR-22 K3E	VB= 5,4 m ³ /h
3- Condenseur	SWEP HP-25	
4- Evaporateur	1000x1050 3 nappes	Tubes et ailettes
5- Economiseur	SWEP B-8	
6- Détendeur économiseur	Saginomiya EKV 24 D 030	
7- Détendeur évaporateur	Saginomiya EKV 24 D 030	
8- Vanne 4 voies		
9- Clapets anti-retour		

4.6.2 - Performances en régime stationnaire avec le R-407C

Les résultats sont présentés en mode chauffage en configuration mono-étagée avec le compresseur ZR22 seul puis en configuration bi-étagée. Les points d'essais correspondent à la certification Eurovent [PRO, 2004] aux conditions $7\text{ °C} / 35\text{ °C}$ et $7\text{ °C} / 45\text{ °C}$.

Pour la configuration mono-étagée, le débit d'eau est choisi pour vérifier une différence de température d'eau entrée/sortie condenseur de 5 K. Pour la configuration bi-étagée, cette différence a été fixée à 10 K .

➤ Essais en configuration mono-étagée

La figure 4.48 montre un premier niveau de puissance variant de 4 kW à 8 kW (estimé) pour des températures extérieures de 0 °C à 15 °C et selon les températures de départ d'eau.

Pour une température de départ d'eau de 55 °C, un fonctionnement en configuration mono-étagée n'est plus possible pour des températures extérieures inférieures à 2 °C (taux de compression trop élevé).

Le COP augmente rapidement en fonction des températures extérieures (cf. figure 4.49). Comparé au premier prototype, les configurations mono-étagées avec les compresseurs HP (ZR22 comparé au ZR34) montrent des performances proches.

Pour les conditions 7 °C / 35 °C et 7 °C / 45 °C, les COP du prototype compact sont de 3,61 et de 2,86 respectivement. Ces COP sont à comparer aux COP minimaux admissibles de 3,3 et de 2,5 définis dans la certification Eurovent [PRO, 2004].

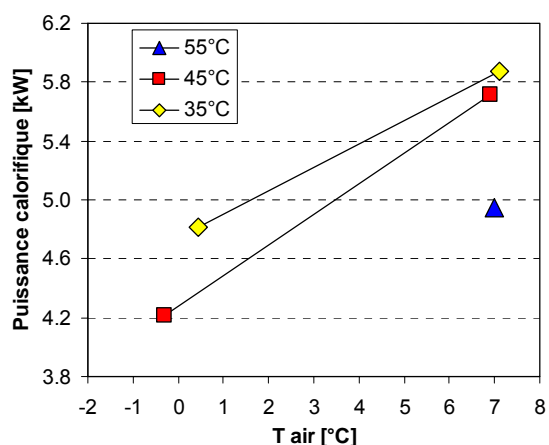


Figure 4.48- Puissance de chauffage (ZR22 seul)

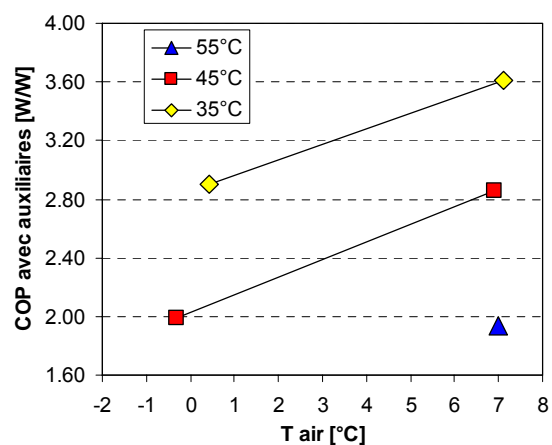


Figure 4.49- COP calorifique (ZR22 seul)

➤ Essais en configuration bi-étagée

Contrairement à la configuration mono-étagée, la puissance de chauffage en configuration bi-étagée augmente avec la température de départ d'eau. Une valeur de 10 kW est mesurée pour les conditions -7 °C / 60 °C et -7 °C / 65 °C. Cette valeur est proche de 9 kW pour des températures de départ inférieures de 50 °C et 55 °C (cf. figure 4.50).

Pour une température de départ de 65 °C, le COP est de 2,0 pour une température extérieure de -7 °C (cf. figure 4.51). Comparé au premier prototype, une amélioration nette est observée pour la configuration bi-étagée pour des faibles températures extérieures. Par exemple, le COP (avec auxiliaires) du prototype compact est estimé à 2,15 pour les conditions -12 °C / 55 °C. Celui du premier prototype est proche de 1,90 pour les mêmes conditions.

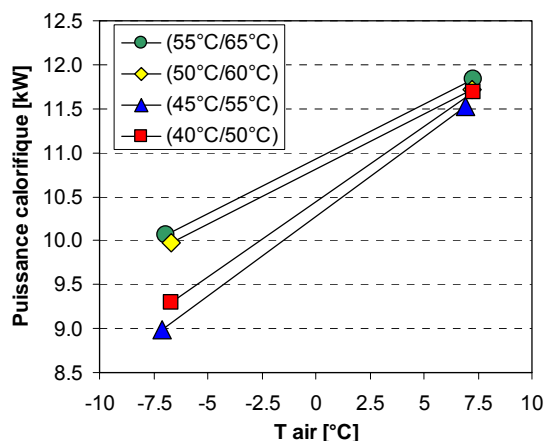


Figure 4.50- Puissance de chauffage en configuration bi-étagée

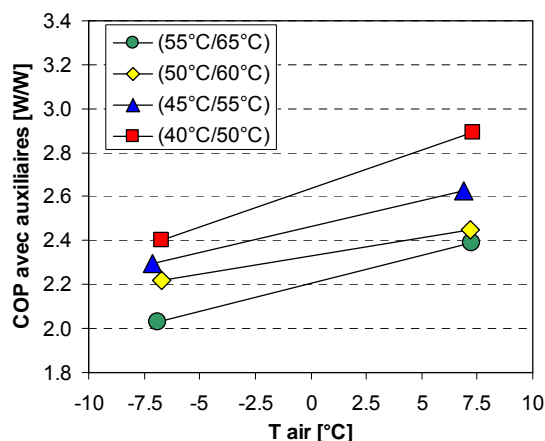


Figure 4.51- COP calorifique en configuration bi-étagée

➤ Interprétation des résultats en fonction de la loi d'eau

Le mode de fonctionnement avec le compresseur ZR48 seul génère une puissance de chauffage proche de celle du fonctionnement en configuration bi-étagée. De plus, pour des températures d'air extérieur positives, là où il est possible de fonctionner avec le compresseur ZR48 seul, le COP est toujours inférieur à celui de la configuration bi-étagée. La configuration ZR48 seul n'est donc pas intéressante.

Les figures 4.52 et 4.53 montrent l'évolution de la puissance de chauffage et du COP en fonction des températures d'air extérieur et de la configuration des compresseurs.

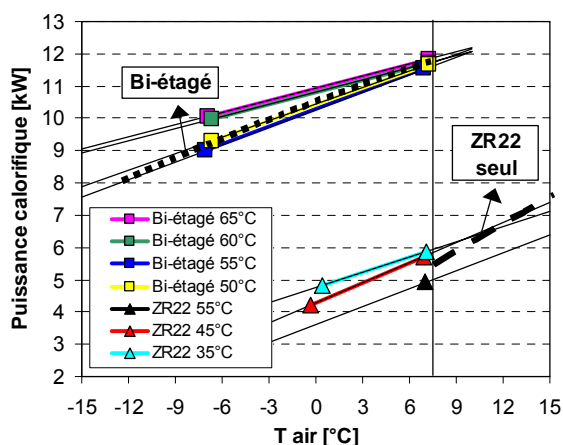


Figure 4.52- Puissance de chauffage pour une loi d'eau (passage de la configuration bi-étagée à la configuration mono-étagée)

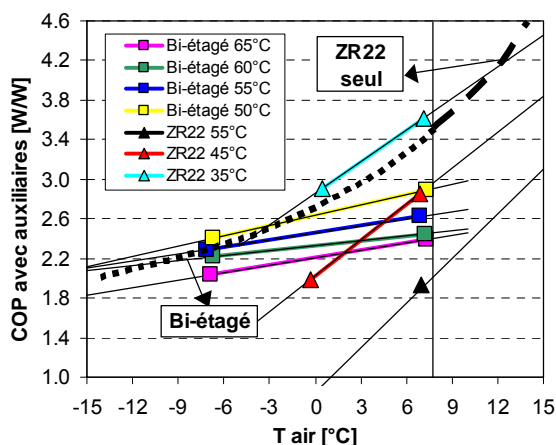


Figure 4.53- COP pour une loi d'eau (passage de la configuration bi-étagée à la configuration mono-étagée)

Pour une régulation sur la loi d'eau MT passant par les points -12 °C / 55 °C et 15 °C / 28 °C, le passage de la configuration bi-étagée à la configuration mono-étagée avec le compresseur ZR22 seul correspond à une température extérieure proche de 8 °C. A cette température, le COP du fonctionnement avec le compresseur ZR22 seul est plus élevé que celui en fonctionnement bi-étagé.

La figure 4.54 présente une comparaison entre les performances des deux prototypes pour les conditions de fonctionnement suivant une loi d'eau MT. Les performances du prototype compact sont déterminées par interpolation linéaire des points mesurés.

- Un bon accord entre les performances est observé sur une grande plage de températures extérieures.
- Pour les deux prototypes, le passage de la configuration bi-étagée à la configuration mono-étagée avec le compresseur haute pression correspond à des températures extérieures entre 6 et 9 °C.
- Pour des faibles températures extérieures (< -3 °C), le prototype ACE présente des performances plus élevées. Cela influe peu sur les performances saisonnières du nouveau concept, la demande de chauffage correspondant à cet intervalle de températures étant faible.

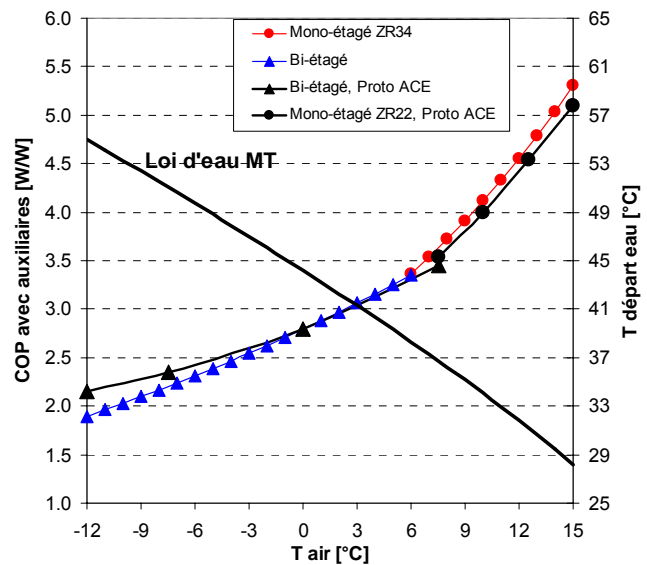


Figure 4.54- Comparaison des performances des deux prototypes.

Les performances du nouveau concept sont vérifiées. Les deux prototypes présenteront des performances saisonnières proches. On peut donc procéder à la quantification des gains apportés par le nouveau concept.

4.7 - Conclusions

Les objectifs des essais ont été atteints.

- Les essais en mode chauffage seul ont permis de caractériser la PAC prototype en fonction de la température de départ d'eau, des conditions climatiques et des configurations de fonctionnement mono-étagée et bi-étagée. Les principaux résultats sont les suivants.
 - Le domaine d'application des PAC air/eau a été élargi par l'introduction de la configuration bi-étagée. Les températures de refoulement et les taux de compression restent dans les limites acceptables. Le nouveau concept peut donc fonctionner sans appoint électrique pour fournir 100 % des besoins à la température extérieure la plus basse.
 - L'intérêt du contrôle de la puissance par configuration des compresseurs a été démontré. Les résultats montrent qu'à partir d'une certaine température extérieure, fonction du corps de chauffe utilisé, la configuration mono-étagée devient plus efficace que la configuration bi-étagée. En basculant de la configuration bi-étagée à celle mono-étagée lorsque la température extérieure augmente, le nouveau concept peut maintenir un COP élevé sur toute la plage de température extérieure.
- Les essais en mode combiné (ECS+chauffage) ont permis de clarifier les modes de fonctionnement pendant la saison de chauffe.
 - La production combinée d'ECS et de chauffage présente un COP similaire à celui du mode chauffage seul tout en produisant l'ECS à un niveau de température supérieure.
 - Les limitations du mode combiné ont été identifiées. La température de refoulement peut servir comme consigne pour le choix entre le mode combiné ou le mode ECS seul.
 - La logique de régulation dépend du corps de chauffe utilisé.

- Les essais avec les mélanges candidats ont montré que le Mix4 (R-32/R-134a/R-152a ; 37,5/52,5/10,0 massique) non inflammable ou très peu inflammable avec un GWP de 900 peut remplacer le R-407C avec un gain de COP sur toute la plage de températures extérieures de -15 °C à 15 °C.
- Les essais effectués avec le dispositif de séparation, pour une température extérieure de -5 °C, ont montré une possibilité d'accroître la puissance calorifique de l'ordre de 5 à 6 % avec les mélanges R-407C et Mix1. Compte tenu de la complexité et du coût ajoutés au circuit, ce dispositif n'a pas été retenu pour ce type de mélanges.
- Les rendements des compresseurs mesurés sur le prototype sont faibles. Des performances plus élevées sont accessibles avec des compresseurs plus efficaces.
- Enfin les performances ont été vérifiées sur un prototype industrialisable compact. Les deux prototypes présentent des performances proches. Les gains du nouveau concept sont quantifiés dans le chapitre 5.

CHAPITRE 5 - Introduction du nouveau concept sur le marché

5.1 - Objectifs

Dans le chapitre 1, dans le cadre d'une première évaluation des émissions de CO₂ évitées, l'analyse du cas français montre un fort intérêt quant à l'utilisation des PAC en remplacement des chaudières à gaz ou à fioul. En plus, compte tenu de la hausse des prix des énergies du gaz et du fioul, les PAC air/eau à haute efficacité pourront même concurrencer les chaudières de technologies récentes.

Les chapitres précédents ont présenté la conception, le dimensionnement et les essais d'un nouveau concept de PAC air/eau pour le marché de rénovation. Les principaux avantages de ce concept sont le fonctionnement sans appoint électrique et la régulation de la puissance par changement de configuration de compresseur (bi-étagée / mono-étagée). La production d'ECS tout le long de l'année amène aussi à la fois à des gains énergétiques substantiels et à des réductions d'émissions de CO₂ très significatives.

Dans le chapitre 4, les essais en régime permanent de ce nouveau concept ont mis en évidence des gains énergétiques par rapport à une PAC mono-étagée usuelle. Ces gains dépendent des conditions climatiques et du réseau de chauffage hydraulique utilisé.

Il s'agit maintenant de quantifier ces gains énergétiques puis de définir les domaines d'application, là où le nouveau concept présente le plus d'intérêts. Pour que ce dernier soit efficace, il faut que, sur la durée de vie du système (environ 20 ans), les économies d'énergie obtenues puissent compenser les coûts additionnels d'investissement de l'installation.

Ce chapitre présente les étapes de calcul des consommations, des coûts et des émissions de CO₂ pour les deux modes de chauffage par PAC (usuelle et nouveau concept) et par chaudières. La comparaison entre ces solutions sera étudiée pour la réhabilitation en fonction des conditions climatiques (Nancy, Trappes et Nice) et du mode d'émission de chaleur (radiateur, ventilo-convecteur et plancher chauffant). Les coûts d'investissement à l'installation sont estimés et les temps de retour et les enjeux du nouveau concept sont présentés.

Note : seule la production de chauffage est étudiée. L'introduction de la production d'ECS dans le calcul des performances annuelles nécessite une compréhension complète de la logique de régulation (ECS combiné au chauffage ou ECS seul etc.), des besoins d'ECS et des scénarios d'occupation. Dans le cadre de cette thèse, cette étude n'a pas été réalisée et reste à faire.

5.2 - La méthode de calcul pour la quantification des gains

La méthode décrite dans cette partie permet le dimensionnement et le calcul des consommations, des coûts et des émissions saisonnières d'une PAC ou d'une chaudière. Une généralisation de cette méthode est présentée dans l'annexe 7 sous forme d'une interface simple de logiciel de « dimensionnement et sélection de solution de chauffage ».

Dans ce qui suit, sont présentés :

- les solutions de chauffage comparées et les données et les hypothèses utilisées,
- la méthode de dimensionnement d'une PAC air/eau usuelle et bi-étagée,
- le calcul des consommations saisonnières,
- le calcul des coûts saisonniers et sur la durée de vie,
- et le calcul des émissions saisonnières et sur la durée de vie.

5.2.1 - Les données et les hypothèses

➤ Le logement

La gamme de puissance choisie correspond à un logement ayant un coefficient de déperditions GV de 350 W/K. Le dimensionnement des différentes solutions de chauffage est alors effectué en fonction des conditions climatiques (cf. § 5.2.2).

➤ Les solutions de chauffage

Les solutions de chauffage étudiées sont :

- le chauffage par une PAC air/eau usuelle mono-étagée,
- le chauffage par une PAC air/eau bi-étagée (nouveau concept),
- et le chauffage par une chaudière.

Dans un premier temps, la comparaison entre les solutions de chauffage par PAC sert à quantifier les gains du nouveau concept par rapport à une PAC usuelle. Dans un second temps, l'évaluation économique entre les trois solutions permet de positionner le nouveau concept par rapport aux autres solutions.

➤ Les performances des PAC et des chaudières

Les performances de la PAC sont calculées à l'aide des régressions des performances définies dans le chapitre 4. Les régressions correspondantes à la configuration compresseur HP seul seront utilisées pour le dimensionnement des PAC mono-étagées. Pour cela, la puissance calorifique fournie et la puissance absorbée par le compresseur sont rapportées à un volume balayé du compresseur égal à l'unité (1 m³/h).

Pour les chaudières, 3 niveaux de performance sont choisis selon le type.

- Niveau 1 : les chaudières à condensation (rendement de 95 % à 107 % PCI). Ces chaudières sont les plus performantes du marché. Le rendement utilisé pour le calcul est obtenu par la relation (5.1) :

$$N_{\%PCI} = -0,3.T_r + 113,0 \quad [5.1]$$

avec (T_r) la température de retour d'eau de chauffage.

- Niveau 2 : les chaudières standard pour le gaz et le fioul (rendement fixe de 85 %)
- Niveau 3 : les chaudières anciennes pour le gaz et le fioul (rendement fixe de 60 %).

Note : *Chaudière à condensation* : chaudière qui condense les produits de combustion, ce qui lui permet un rendement 10 à 20 % supérieur à celui d'une chaudière standard.

➤ Le climat

Les solutions de chauffage sont étudiées pour des météo réelles de :

- la zone froide de Nancy,
- la zone tempérée de Trappes.
- et la zone méditerranéenne de Nice.

➤ Les émetteurs de chaleur

Pour les émetteurs de chaleur, trois niveaux de température de départ d'eau sont étudiés selon le type d'émetteur :

- une loi d'eau pour radiateur ($T_d = 65$ °C pour $T_e = -12$ °C).
- une loi d'eau pour ventilo-convecteur ($T_d = 45$ °C pour $T_e = -12$ °C).

- et une loi d'eau pour plancher chauffant ($T_d = 35\text{ °C}$ pour $T_e = -12\text{ °C}$).

Dans le chapitre 2, la loi d'eau MT a été choisie pour le dimensionnement et l'optimisation du nouveau concept (cf. figure 5.1). Cette loi présente un niveau intermédiaire de température de départ d'eau entre les deux niveaux de fonctionnement avec radiateur ou avec ventilo-convecteur.

Partant de cette loi, les conditions d'optimisation du système qui ont été choisies varient légèrement pour un fonctionnement avec un radiateur ou un ventilo-convecteur, la température extérieure pour l'optimisation étant proche de 5 °C .

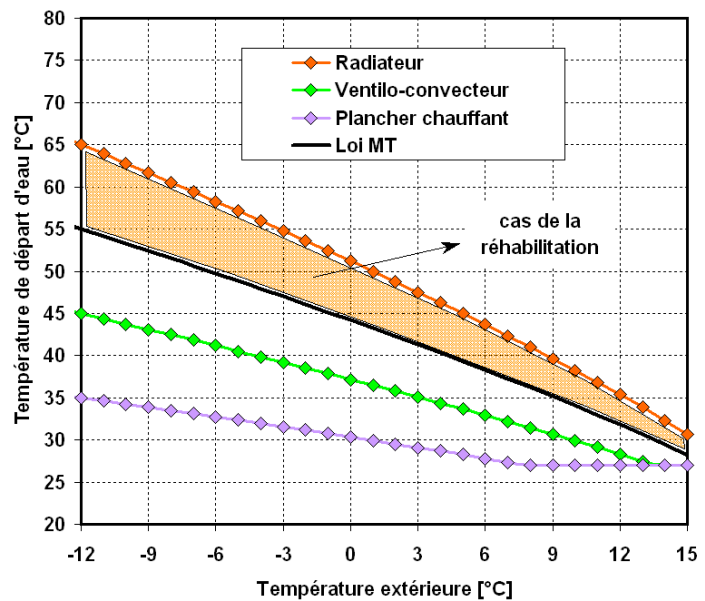


Figure 5.1- Les courbes de chauffe étudiées

➤ Les prix des énergies

L'unité commerciale du gaz est le (GJ PCS) et celle du fioul est le litre (l). Pour faciliter la comparaison et la réalisation des bilans globaux, les prix de ces énergies sont calculés en équivalence euros TTC/ MWh chauffage. Les prix utilisés sont ceux du deuxième semestre de l'année 2005 [Eurostat, 2006].

- Pour le fioul domestique : 613,04 euros pour 1000 Litres, soit 62,809 euros/MWh TTC
- Pour le gaz naturel: 10,96 euros pour 1 GJ PCS, soit 35,513 euros/MWh TTC
- Pour l'électricité : 0,1194 euros pour 1 kWh, soit 119,4 euros/MWh TTC

Pour analyser l'effet d'une croissance forte des prix de fioul et de gaz comparés au prix de l'électricité, deux scénarios d'évolution de prix sont aussi étudiés.

- Scénario 1 : les prix de l'électricité, du fioul et de gaz restent constants sur les 20 prochaines années.
- Scénario 2 : les prix de fioul et de gaz doublent au bout de 20 ans (croissance de 3,5 % chaque année), le prix d'électricité reste constant.

➤ Les émissions de CO₂

Les teneurs en CO₂ des trois énergies comparées sont :

- pour le fioul domestique : 310 g CO₂ / kWh
- pour le gaz naturel : 280 g CO₂ / kWh
- pour l'électricité à l'usage de chauffage : 180 g CO₂ / kWh [ADEME, 2005]

Pour les émissions directes des PAC air/eau :

- le taux d'émission annuel : 1 % de la charge en frigorigène (cette valeur varie entre 0,6 et 1,9 % [Gilli, 1999]) ;
- le taux de récupération en fin de vie : 90 % ;
- le GWP du R-407C : 1653 kg CO₂ / kg fluide.

Pour la charge en frigorigène :

- Pour une PAC mono-étagée : 0,35 kg/kW calorifique à la température extérieure où la PAC fournit 100 % des besoins du logement (température extérieure proche de 0 °C). Cette valeur de «0,35 kg/kW» est estimée en observant la charge en R-407C et la puissance calorifique fournie de quelques PAC air/eau du marché (les valeurs trouvées pour les applications plancher chauffant et ventilo-convecteur varient de 0,26 à 0,37 kg/kW pour une température extérieure de 0 °C).

- Pour une PAC bi-étagée : 0,4 kg/kW calorifique à la température extérieure où la PAC fournit 100 % des besoins du logement (température la plus basse de la région considérée). Cette valeur permet de retrouver la masse chargée dans le prototype (4,2 kg pour une puissance de 10,7 kW).

5.2.2 - Les consommations saisonnières d'une installation de chauffage

La totalité de l'énergie consommée par une PAC durant la saison de chauffe est de type électrique. Pour une chaudière, cette énergie se divise en une énergie « combustible » et en une énergie « électrique ».

Le COP saisonnier d'une PAC est le rapport de l'énergie calorifique produite sur l'énergie électrique absorbée au cours de la saison. Il est exprimé par :

$$\text{COP}_{\text{saisonnier}} = \frac{\text{Demande_de_chauffage}_{(\text{saison})}}{\text{Energie_consommée}_{(\text{saison})}} \quad [5.2]$$

En France, la saison de chauffe s'étend entre une température extérieure minimale de -15 °C et une température de non chauffage de + 15 °C. La demande totale de chauffage est alors calculée par :

$$\text{Demande_de_chauffage}_{(\text{saison})} = \sum_{T_e=-15\text{ }^{\circ}\text{C}}^{T_e=+15\text{ }^{\circ}\text{C}} (\text{Nb}H_{(T_e)} \times B_{(T_e)}) \quad [5.3]$$

où ($\text{Nb}H_{(T_e)}$) est le nombre d'heures saisonnières de la classe « T_e ». On suppose une incrémentation de température de 1 °C. Par exemple, $T_e = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$ correspond à la classe [7,5 °C ; 8,5 °C].

Le besoin de chauffage d'une maison individuelle en régime permanent est proportionnel à l'écart de température intérieur/extérieur. Il est exprimé par :

$$B_{(T_e)} = \text{GV} (T_a - T_e) \times (1 - A) \quad [5.4]$$

où

T_a : température intérieure ou ambiante du logement, ici 20 °C

GV : coefficient de déperditions du logement, ici 350 W/K

A : apports internes et solaires, ici 10 %

5.2.2.1 - Dimensionnement et consommations d'une PAC air/eau mono-étagée

➤ Dimensionnement d'une PAC air/eau mono-étagée

- La température de base -

Les PAC air/eau mono-étagées sur plancher chauffant sont généralement dimensionnées pour fournir entre 60 et 80 % des besoins du logement pour une température extérieure appelée « température de base » (cf. figure 5.2). Cette température dépend de la zone climatique. Elle est de -15 °C pour Nancy, de - 7 °C pour Trappes et de -2 °C pour Nice.

Pour le dimensionnement, deux cas sont distingués.

- Si la température extérieure de base est inférieure à -10 °C, la puissance calorifique de la PAC doit être supérieure à 60 % des besoins pour une température extérieure de -10 °C (pour le dimensionnement, une valeur de 60 % a été choisie).
- Si la température extérieure de base est supérieure ou égale à -10 °C, la puissance calorifique de la PAC doit être supérieure à 60 % des besoins pour la température de base (là aussi, une valeur de 60 % a été choisie).

- La température « d'équilibre » -

La température d'équilibre correspond à la température extérieure où le besoin est égal à la puissance calorifique moyenne fournie par la PAC. Pour cette température, la PAC fonctionne en continu.

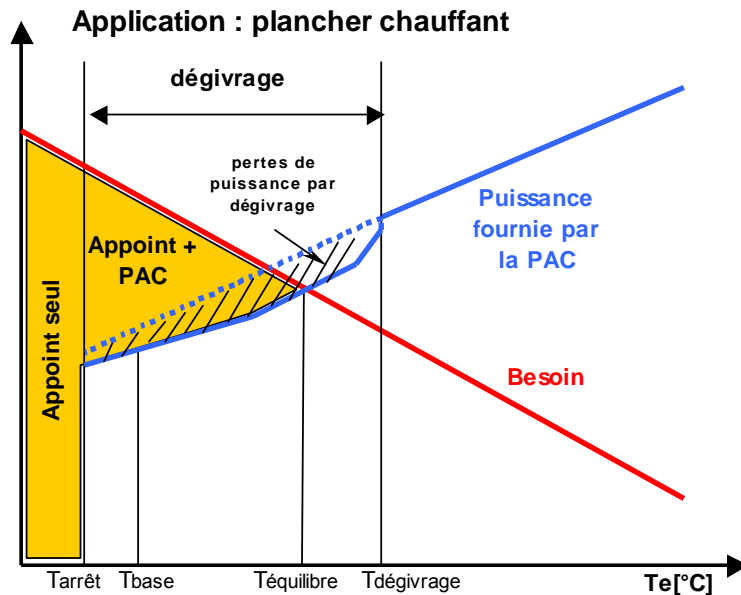


Figure 5.2- Fonctionnement de la PAC mono-étagée pour une application plancher chauffant

- La température d'arrêt -

La température d'arrêt d'une PAC correspond à la température extérieure pour laquelle la PAC est arrêtée (contraintes techniques : température en fin de compression et taux de compression). Le complément du besoin est fourni par des résistances électriques (cf. figures 5.2) :

- pour des températures extérieures inférieures à la température d'arrêt, la PAC est arrêtée et l'appoint électrique assure seul la fonction chauffage ;
- pour des températures extérieures supérieures à la température d'arrêt, l'appoint électrique vient en complément lorsque la PAC ne permet plus de couvrir la totalité des besoins du logement.

La température d'arrêt d'une PAC dépend du type d'émetteur de chaleur installé. Pour un taux de compression de 6 et une température de refoulement de 120 °C, cette température est estimée à -12 °C pour un plancher chauffant, à -7 °C pour un ventilo-convecteur et à -1 °C pour un radiateur (fluide frigorigène : R-407C ; compresseur scroll : rendements moyens [Copeland 5] ; pincements aux échangeurs : 4 K ; les courbes de chauffe sont celles définies au § 5.2.1).

Pour les régions à climat froid et pour les systèmes hydrauliques nécessitant des températures élevées de départ d'eau, la température d'arrêt de la PAC peut devenir largement supérieure à la température de base de la région.

Le dimensionnement dans les conditions précédentes (60 % des déperditions pour une température extérieure de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ou pour la température de base) peut aboutir à un surdimensionnement relatif de la PAC. Cette dernière ne peut fonctionner qu'à partir d'une température extérieure supérieure à la température d'arrêt.

Pour éviter ce problème, la PAC sera dimensionnée en deux étapes :

- dans un premier temps, la PAC est dimensionnée avec les conditions précédentes ;
- si, pour la température d'arrêt de la PAC, la puissance calorifique fournie est supérieure aux besoins, la PAC sera re-dimensionnée pour fournir 100 % du besoin pour cette température d'arrêt (cf. figure 5.3).

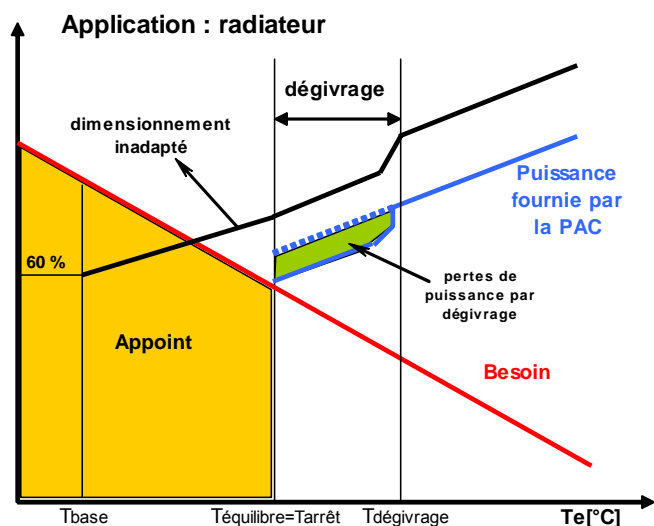


Figure 5.3- Fonctionnement de la PAC mono-étagée pour une application radiateur en région froide

Figure 5.3- Fonctionnement de la PAC mono-étagée pour une application radiateur en région froide

- La température de dégivrage -

Les conditions de givrage (température et humidité de l'air) dépendent des machines. Néanmoins, de manière générale le givrage apparaît pour des températures d'air inférieures à $+7\text{ }^{\circ}\text{C}$ et pour des humidités relatives supérieures à 50 %.

Pour prendre en compte les pertes dues au dégivrage de la batterie, la puissance calorifique moyenne fournie pour le chauffage est diminuée d'une certaine proportion en fonction de la température extérieure.

Dans une étude récente sur les pompes à chaleur inversables avec plancher chauffant-rafraîchissant [Flach, 2004], la réduction moyenne de la puissance calorifique due au dégivrage varie entre 5 et 17 % de la puissance calorifique sans dégivrage pour des températures extérieures entre $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ (cf. figure 5.4).

Dans la présente étude, on a fixé la réduction de puissance due au dégivrage de la manière suivante.

- Pour une température extérieure entre $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, la réduction de la puissance moyenne varie linéairement de 5 % à 16 %.
- Pour une température extérieure entre $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$, la réduction de la puissance moyenne est de 16 %.
- Pour une température extérieure entre $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $+7\text{ }^{\circ}\text{C}$, la réduction de la puissance moyenne diminue linéairement de 16 % à 5 %.

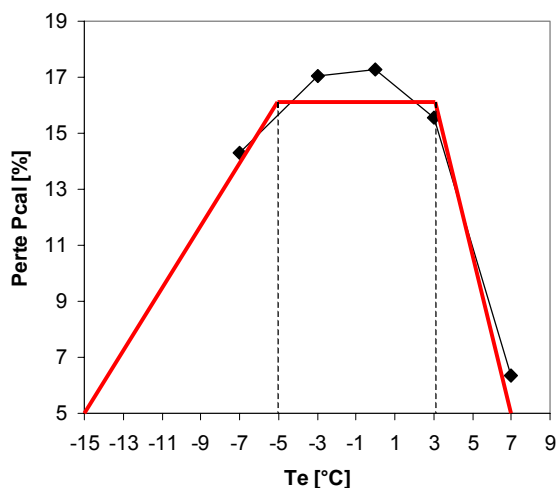


Figure 5.4- Perte de puissance calorifique en fonction de la température extérieure [Flach, 2004]

➤ Consommations d'une PAC air/eau mono-étagée

L'énergie consommée par une PAC usuelle mono-étagée est divisée en une énergie d'appoint électrique, une énergie de compression, une énergie de veille et une énergie d'auxiliaires.

$$E_{PAC} = E_{ap} + E_{comp} + E_v + E_{aux} \quad [5.5]$$

- Energie d'appoint électrique -

L'appoint électrique fournit 100 % des besoins du logement pour des températures extérieures inférieures à la température d'arrêt de la PAC et il est combiné à la puissance calorifique fournie par la PAC pour des températures extérieures plus élevées et inférieures à la température d'équilibre. L'énergie consommée par l'appoint électrique sur la saison de chauffe est exprimée par :

$$E_{ap} = (E_{ap,seul} + E_{ap,PAC}) / N_{ap} \quad [5.6]$$

Le rendement d'appoint électrique (N_{ap}) est supposé constant, ici $N_{ap} = 95\%$

L'énergie consommée pour le fonctionnement « appoint seul » est calculée par :

$$E_{ap,seul} = \sum_{T_e = -15^{\circ}C}^{T_e = T_{arr\acute{e}t}} B_{(T_e)} \times NbH_{(T_e)} \quad [5.7]$$

et l'énergie consommée pour le fonctionnement combiné « PAC et appoint »

$$E_{ap,PAC} = \sum_{T_e = T_{arr\acute{e}t}}^{T_e = T_{\acute{e}quilibre}} (B_{(T_e)} - P_{cal(T_e)}) \times NbH_{(T_e)} \quad [5.8]$$

avec ($E_{ap,PAC} = 0$) pour le cas de la figure 5.3.

- Energie absorbée par le compresseur -

La PAC fonctionne sans arrêt pour des températures extérieures inférieures à la température d'équilibre et en cycle marche/arrêt pour des températures extérieures supérieures.

Cette énergie est exprimée par:

$$E_{comp} = \sum_{T_e = T_{arr\acute{e}t}}^{T_e = +15^{\circ}C} P_{comp(T_e)} \times NbH_{comp(T_e)} \quad [5.9]$$

pour $T_e \leq T_{\acute{e}quilibre}$ (fonctionnement sans arrêt)

$$NbH_{comp(T_e)} = NbH_{(T_e)} \quad [5.10]$$

et pour $T_e > T_{\acute{e}quilibre}$ (fonctionnement en cyclage)

$$NbH_{comp(T_e)} = B_{(T_e)} / P_{cal(T_e)} \times NbH_{(T_e)} \quad [5.11]$$

($NbH_{comp(T_e)}$) est le nombre d'heures de fonctionnement du compresseur pour la classe de température extérieure (T_e).

- Energie de veille -

Cette énergie est introduite pour prendre en compte la dégradation des performances liées à la consommation pendant l'arrêt du compresseur.

$$E_v = P_v \times \sum_{T_e = T_{arr\acute{e}t}}^{T_e = +15^{\circ}C} NbH_{v(T_e)} \quad [5.12]$$

avec

P_v : la puissance consommée à l'arrêt de la PAC, ici $P_v = 50 \text{ W}$

et

$$NbH_{v(Te)} = NbH_{(Te)} - NbH_{comp(Te)} \quad [5.13]$$

où le nombre d'heures de fonctionnement du compresseur ($NbH_{comp(Te)}$) est calculé par les équations (5.10) et (5.11) en fonction de la température extérieure.

L'énergie consommée en cyclage augmente avec l'augmentation du temps d'arrêt de la PAC. L'intérêt du contrôle et de la régulation de la puissance de chauffage se traduit alors par un temps d'arrêt de la PAC plus court et une énergie consommée (E_v) plus faible.

- Energie des auxiliaires -

Les auxiliaires sont principalement constitués par le circulateur d'eau de chauffage et le ventilateur de la batterie ailetée.

Le circulateur d'eau de chauffage fonctionne sur toute la période de production de chauffage (appoint seul, appoint + PAC, PAC seul). Quant au ventilateur, il fonctionne au même instant que le compresseur sauf en période de dégivrage.

L'énergie consommée par les auxiliaires de la PAC est calculée par :

$$E_{aux} = E_{circ} + E_{vent} \quad [5.14]$$

avec

$$E_{circ} = P_{circ} \times \sum_{Te=-15^{\circ}\text{C}}^{Te=+15^{\circ}\text{C}} NbH_{(Te)} \quad [5.15]$$

$$E_{vent} = P_{vent} \times \sum_{Te=arrêt^{\circ}\text{C}}^{Te=+15^{\circ}\text{C}} NbH_{comp(Te)} \quad [5.16]$$

Pour une installation avec des ventilo-convecteurs, les consommations des ventilateurs de ces derniers doivent aussi être introduites dans le calcul des coûts. L'énergie consommée sur la saison de chauffe est exprimée par :

$$E_{conv} = P_{conv} \times \sum_{Te=-15^{\circ}\text{C}}^{Te=+15^{\circ}\text{C}} NbH_{(Te)} \quad [5.17]$$

où P_{circ} , P_{vent} et P_{conv} sont les puissances du circulateur, du ventilateur et du convecteur respectivement.

5.2.2.2 - Dimensionnement et consommations d'une PAC air/eau bi-étagée

Pour une PAC bi-étagée, l'énergie consommée se divise en une énergie de compression, une énergie de veille et une énergie des auxiliaires. L'énergie d'appoint électrique est nulle, la totalité des besoins du logement est assurée par la PAC.

$$E_{PAC} = E_{comp} + E_v + E_{aux} \quad [5.18]$$

Le calcul des différentes consommations est divisé en deux étapes. Un calcul des consommations en configuration bi-étagée et un autre en configuration mono-étagée.

La PAC bi-étagée sans appoint électrique est dimensionnée pour fournir 100 % du besoin pour la température extérieure la plus faible (T_{min}) (cf. figure 5.5).

La température extérieure « $T_{passage}$ » correspond à la température de basculement de la configuration bi-étagée à la configuration mono-étagée. Pour des températures extérieures

supérieures à la température de passage, la configuration mono-étagée doit assurer les besoins de chauffage. Cette température dépend du corps de chauffe utilisé et est déterminée en fonction de l'application.

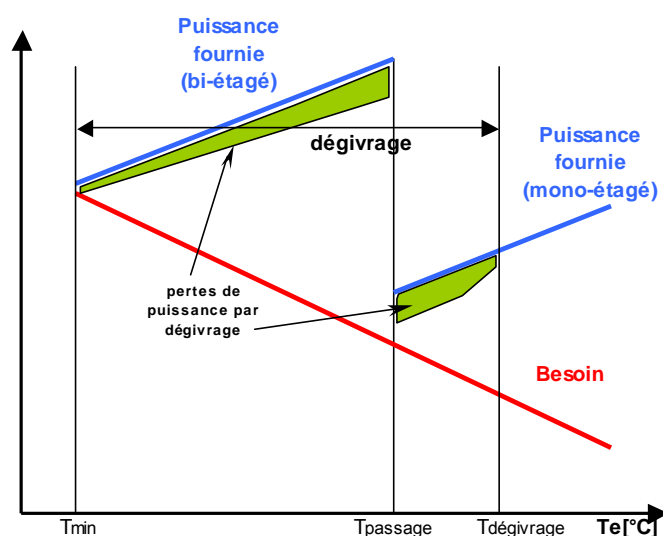


Figure 5.5- Fonctionnement de la PAC bi-étagée

Pour prendre en compte les pertes par dégivrage et les gains par la régulation de puissance (temps d'arrêt de la PAC plus faible), la température (T_{passage}) sera déterminée de manière à optimiser le COP saisonnier.

L'énergie consommée par les compresseurs se divise alors en deux parties : une énergie consommée lors du fonctionnement en configuration bi-étagée et une autre consommée lors du fonctionnement en configuration mono-étagée :

$$E_{\text{comp}} = E_{\text{comp (bi-étagé)}} + E_{\text{comp (mono-étagé)}} \quad [5.19]$$

soit :

$$E_{\text{comp (bi-étagé)}} = \sum_{T_e=T_{\text{min}}}^{T_e=T_{\text{passage}}} P_{\text{comp (bi-étagé, } T_e)} \times \text{NbH}_{\text{comp (bi-étagé, } T_e)} \quad [5.20]$$

avec

$$\text{NbH}_{\text{comp (bi-étagé, } T_e)} = B_{(T_e)} / P_{\text{cal (bi-étagé, } T_e)} \times \text{NbH}_{(T_e)} \quad [5.21]$$

et

$$E_{\text{comp (mono-étagé)}} = \sum_{T_e=T_{\text{passage}}}^{T_e=+15^\circ\text{C}} P_{\text{comp (mono-étagé, } T_e)} \times \text{NbH}_{\text{comp (mono-étagé, } T_e)} \quad [5.22]$$

avec

$$\text{NbH}_{\text{comp (mono-étagé, } T_e)} = B_{(T_e)} / P_{\text{cal (mono-étagé, } T_e)} \times \text{NbH}_{(T_e)} \quad [5.23]$$

Pour chaque température extérieure, la puissance calorifique et les puissances absorbées par les compresseurs sont déterminées à partir des régressions (cf. chapitre 4) de la configuration de fonctionnement correspondante (mono-étagée ou bi-étagée).

Pour le calcul des consommations de veille et des auxiliaires, les équations (5.12) à (5.17) sont utilisées. La température d'arrêt est remplacée par la température la plus faible (T_{min}) et les différentes grandeurs sont calculées en fonction de la configuration correspondante à chaque classe de température extérieure.

5.2.2.3 - Consommations d'une chaudière

L'énergie consommée par une chaudière est composée d'une énergie de combustion et d'une énergie électrique des auxiliaires.

- Energie de combustion -

Le rendement utile en % PCI dépend de la technologie de chaudière et est fonction de la température d'eau à l'entrée de la chaudière (température de retour d'eau). Le débit d'eau de chauffage, la puissance calorifique délivrée et le choix du corps de chauffe permettent de calculer le rendement utile en fonction de la température extérieure. L'énergie totale consommée est exprimée par :

$$E_{\text{comb}} = \sum_{T_{\text{e}}=-15^{\circ}\text{C}}^{T_{\text{e}}=+15^{\circ}\text{C}} B_{(T_{\text{e}})} \times \text{Nb}H_{(T_{\text{e}})} / N_{\% \text{PCI}(T_{\text{e}})} \quad [5.24]$$

- Energie des auxiliaires -

Les auxiliaires sont constitués par le circulateur d'eau de chauffage et le convecteur :

$$E_{\text{aux}} = (P_{\text{circ}} + a \times P_{\text{conv}}) \times \sum_{T_{\text{e}}=-15^{\circ}\text{C}}^{T_{\text{e}}=+15^{\circ}\text{C}} \text{Nb}H_{(T_{\text{e}})} \quad [5.25]$$

avec

a = 0 pour une installation avec radiateur ou plancher chauffant.

a = 1 pour une installation avec ventilo-convecteur.

5.2.3 - Les coûts totaux d'une installation de chauffage

Les coûts totaux d'une installation de chauffage au bout de N ans se divisent en deux catégories:

- les coûts d'investissement incluant le prix de fourniture et de pose du système de chauffage (PAC ou chaudière), des émetteurs de chaleur et de la régulation ;
- les coûts saisonniers dus à la consommation électrique des PAC et à la consommation électrique et de combustible des chaudières.

Dans cette étude, l'inflation et les coûts dus aux maintenances ne sont pas pris en compte. Nous supposons aussi que les performances des systèmes de chauffage ne se dégradent pas au cours des années (avec l'ancienneté).

Ces coûts sont calculés par :

$$\text{Coûts}_{\text{tot}(N \text{ ans})} = \text{Coûts}_{\text{inve}} + \sum_{i=1}^{i=N} \text{Coûts}_{(\text{année } i)} \quad [5.26]$$

Pour une PAC, les coûts saisonniers sont exprimés par :

$$\text{Coûts}_{(\text{PAC}, \text{année } i)} = E_{\text{PAC}} \times \text{Prix}_{\text{élec}(\text{année } i)} \quad [5.27]$$

et pour une chaudière :

$$\text{Coûts}_{(\text{chaudière}, \text{année } i)} = \text{Coûts}_{\text{chaud}(\text{élec}, \text{année } i)} + \text{Coûts}_{\text{chaud}(\text{comb}, \text{année } i)} \quad [5.28]$$

$$\text{Coûts}_{\text{chaud}(\text{élec}, \text{année } i)} = E_{\text{aux}} \times \text{Prix}_{\text{élec}(\text{année } i)} \quad [5.29]$$

$$\text{Coûts}_{\text{chaud}(\text{comb}, \text{année } i)} = E_{\text{comb}} \times \text{Prix}_{\text{comb}(\text{année } i)} \quad [5.30]$$

Les coûts saisonniers varient d'une année à une autre. Plusieurs scénarios d'évolution du prix des énergies peuvent être étudiés pour une meilleure évaluation des gains d'une solution par rapport à une autre. Les temps de retour des différentes solutions peuvent alors être déterminés en fonction de la solution de chauffage, de la région climatique, du corps de chauffe des scénarios de prix des énergies.

5.2.4 - Les émissions totales d'une installation de chauffage

Les émissions calculées sont les émissions dues à la consommation d'énergie pour faire fonctionner l'équipement et pour le cas des PAC, les émissions dues aux fuites de fluides frigorigènes pendant le fonctionnement et en fin de vie.

- Cas d'une PAC -

Les émissions totales (fonctionnement + récupération) d'une PAC au bout de N ans sont constituées par des émissions indirectes (COP, performances), par des émissions directes (GWP) et par des émissions dues à la récupération des fluides frigorigènes en fin de vie de la PAC.

$$Em_{\text{tot (PAC, N ans)}} = N \times Em_{\text{ind}} + \sum_{i=1}^{i=N} Em_{\text{dir (année i)}} + Em_{\text{réc}} \quad [5.31]$$

Pour les émissions indirectes durant la saison de chauffe :

$$Em_{\text{ind}} = E_{\text{PAC}} \times Em_{\text{elec}} \quad [5.32]$$

avec Em_{elec} la teneur en CO_2 d'1 kWh électrique.

Pour les émissions directes durant la saison de chauffe :

$$Em_{\text{dir (année i)}} = \text{Charge}_{(\text{année i})} \times \text{GWP} \times \text{Taux}_{\text{ém}} \quad [5.33]$$

$$\text{Charge}_{(\text{année i})} = \text{Charge}_{(\text{année i-1})} \times (1 - \text{Taux}_{\text{ém}}) \quad [5.34]$$

Pour les émissions de récupération au bout de N ans :

$$Em_{\text{réc (N ans)}} = \text{Charge}_{(\text{année N})} \times \text{GWP} \times (1 - \text{Taux}_{\text{réc}}) \quad [5.35]$$

- Cas d'une Chaudière -

Les émissions totales d'une chaudière au bout de N ans sont calculées par :

$$Em_{\text{tot (Chaudière, N ans)}} = N \times (Em_{\text{pri}} + Em_{\text{sec}}) \quad [5.36]$$

Les émissions de CO_2 des chaudières durant la saison de chauffe se divisent en émissions primaires dues à la consommation des combustibles et en émissions secondaires dues à la consommation électrique des auxiliaires. Ces émissions sont exprimées par :

$$Em_{\text{prim}} = E_{\text{comb}} \times Em_{\text{comb}} \quad [5.37]$$

avec Em_{comb} la teneur en CO_2 d'1 kWh combustible.

$$Em_{\text{sec}} = E_{\text{aux}} \times Em_{\text{elec}} \quad [5.38]$$

5.3 - Quantification des gains

5.3.1 - Gains du nouveau concept par rapport à un système classique

Pour les villes étudiées et selon le type de corps de chauffe utilisé, les PAC ont été dimensionnées pour un logement ayant un coefficient de déperditions GV de 350 W/K. La méthode de dimensionnement utilisée est décrite au § 5.2.2.

Les performances obtenues avec le nouveau concept bi-étagé sont ensuite comparées aux performances du système mono-étagé usuel.

Note : Les performances de la configuration compresseur HP seul du nouveau concept seront utilisées pour la caractérisation du système mono-étagé usuel.

5.3.1.1 - Exemple de dimensionnement

L'exemple ci-après présente le dimensionnement d'une PAC mono-étagée et d'une PAC bi-étagée (nouveau concept) pour la ville de Nancy avec comme mode d'émission de chaleur les radiateurs. L'ensemble des résultats pour toutes les villes et tous les corps de chauffe étudiés est présenté en annexe 8.

➤ Pour le dimensionnement d'une PAC air/eau mono-étagée

Pour Nancy, la température de base est de -15 °C . Pour un réseau de chauffage équipé de radiateurs, la température d'arrêt de la PAC mono-étagée est de -1 °C .

La température de base étant inférieure à -10 °C , le dimensionnement est donc réalisé pour que la PAC fournisse 60 % des besoins pour une température extérieure de -10 °C . Dans ces conditions, la PAC est légèrement surdimensionnée (cf. figure 5.6, courbe C1). La puissance délivrée est supérieure à la puissance demandée. On reprend donc le dimensionnement pour qu'elle fournisse exactement 100 % des besoins à la température d'arrêt de -1 °C (cf. figure 5.6, courbe C2).

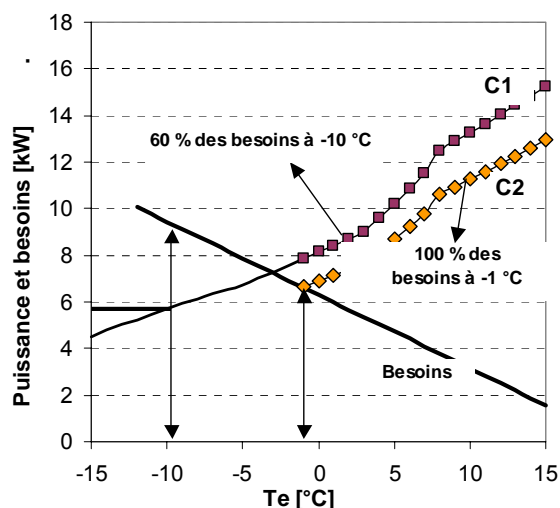


Figure 5.6- Dimensionnement de la PAC mono-étagée

Les résultats obtenus sont présentés au tableau 5.1.

Tableau 5.1 - Résultats du dimensionnement d'une PAC mono-étagée sur radiateur pour la ville de Nancy

T_{base} [°C]	$T_{\text{arrêt}}$ [°C]	$T_{\text{équilibre}}$ [°C]	V_{bal} [m ³ /h]	Demande [kWh]	E_{appoint} [kWh]	$E_{\text{compresseur}}$ [kWh]
-15	-1	-1	10,2	26496	4243	9047
E_{veille} [kWh]	$E_{\text{circulateur}}$ [kWh]	$E_{\text{ventilateur}}$ [kWh]	$E_{\text{convecteur}}$ [kWh]	$E_{\text{auxiliaires}}$ [kWh]	E_{PAC} [kWh]	$\text{COP}_{\text{saisonnier}}$
128	473	697	0	1171	14590	1,81

➤ Pour le dimensionnement d'une PAC air/eau bi-étagée

Pour Nancy, la température la plus basse est de -12 °C . La PAC bi-étagée est donc dimensionnée pour fournir 100 % des besoins à -12 °C (cf. figure 5.7).

La température de passage de la configuration bi-étagée à la configuration mono-étagée est déterminée de manière à optimiser le COP saisonnier. Dans le cas de Nancy et avec un chauffage par radiateur, la température trouvée est de 8 °C (cf. figure 5.8).

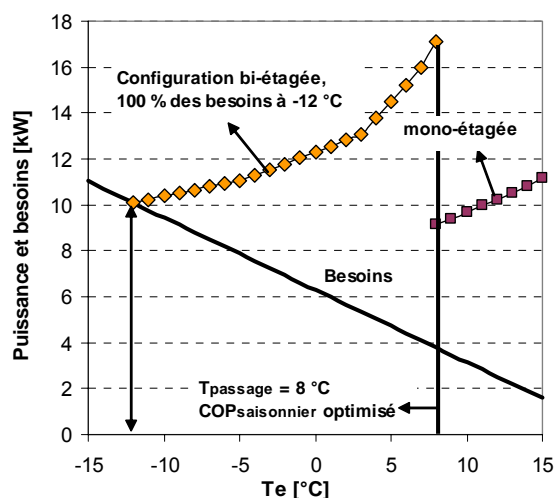


Figure 5.7- Dimensionnement de la PAC bi-étagée

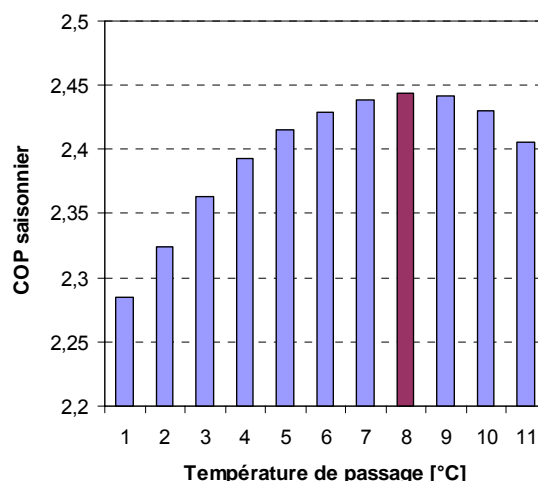


Figure 5.8- Optimisation de COP saisonnier par le choix de la température de passage entre les deux configurations bi-étagée et mono-étagée

Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau 5.2.

Tableau 5.2 - Résultats du dimensionnement d'une PAC bi-étagée sur radiateur pour la ville de Nancy

T_{\min} [°C]	T_{passage} [°C]	$V_{\text{bal BP}}$ [m ³ /h]	$V_{\text{bal HP}}$ [m ³ /h]	Demande [kWh]	E_{appoint} [kWh]	$E_{\text{compresseur}}$ [kWh]
-12	8	18,6	8,7	26496	0	9676
E_{veille} [kWh]	$E_{\text{circulateur}}$ [kWh]	$E_{\text{ventilateur}}$ [kWh]	$E_{\text{convecteur}}$ [kWh]	$E_{\text{auxiliaires}}$ [kWh]	E_{PAC} [kWh]	$\text{COP}_{\text{saisonnier}}$
172	450	544	0	994	10843	2,44

5.3.1.2 - Comparaison en terme d'efficacité énergétique

Quel que soit le type d'émetteur de chaleur utilisé, un gain sur les performances énergétiques est observé. Les résultats pour les trois zones climatiques sont présentés dans les tableaux 5.3 et 5.4. Les gains relatifs de COP saisonnier du nouveau concept par rapport à une PAC usuelle mono-étagée sont reproduits sur la figure 5.9.

Tableau 5.3 - Comparaison du COP saisonnier du nouveau concept par rapport à une PAC usuelle mono-étagée

PAC mono-étagée / concept bi-étagée	NANCY	TRAPPES	NICE
Radiateur	1,8 / 2,4	2,3 / 2,7	3,1 / 3,2
Ventilo-convecteur	2,7 / 3,0	3,1 / 3,3	3,8 / 3,9
Plancher	3,1 / 3,4	3,5 / 3,7	4,1 / 4,2

Tableau 5.4 - Gain relatif de COP saisonnier du nouveau concept par rapport à une PAC usuelle mono-étagée

Gain de COP [%]	NANCY	TRAPPES	NICE
Radiateur	34,5	18,6	4,7
Ventilo-convecteur	11,3	6,0	1,0
Plancher	10,2	6,5	0,9

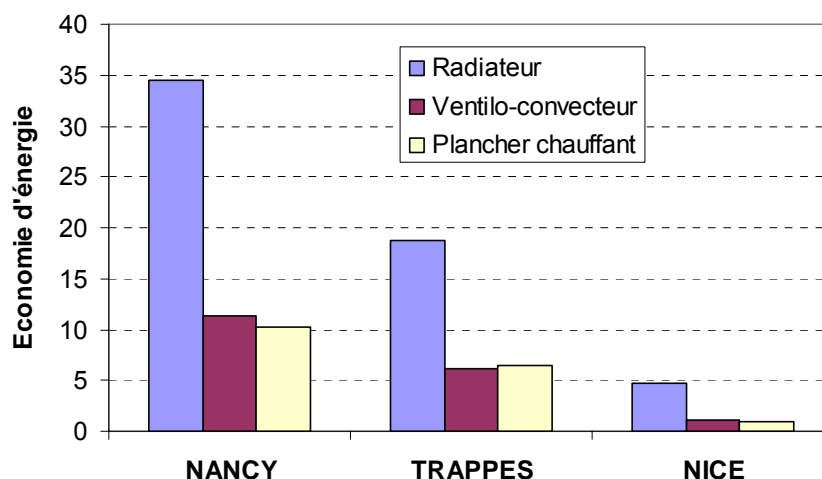


Figure 5.9- Gain énergétique du nouveau concept par rapport au système mono-étagé

Avec une installation sur radiateur, le gain le plus important est pour la ville froide de Nancy avec 34,6 %. Pour la ville de Trappes, il est de 18,7 % et de 4,7 % pour la ville de Nice.

L'intérêt du nouveau concept diminue pour les régions à climat tempéré et surtout avec les émetteurs de chaleur à basse température. Les gains observés pour la ville de Nice avec une installation sur plancher chauffant ou sur ventilo-convecteur sont faibles.

Plus le nouveau concept est installé dans un climat froid et avec un émetteur de chaleur à température élevée, plus le gain sur le COP saisonnier est important. L'origine de l'économie d'énergie réalisée est principalement due à :

- l'absence d'appoint électrique,
- l'introduction de la configuration bi-étagée.

Il reste maintenant à voir si les économies d'énergie réalisées sur le nouveau concept peuvent compenser les coûts additionnels d'investissement. Cette question est analysée dans le paragraphe 5.3.2. Le nouveau concept sera comparé en terme de coûts totaux sur la durée de vie de l'équipement, soit 20 ans.

5.3.1.3 - Comparaison en terme des émissions de CO₂

Le nouveau concept permet une réduction significative des émissions de CO₂ par comparaison au système mono-étagé. La part des émissions indirectes (COP saisonnier) étant la plus grande, la réduction des émissions la plus importante correspond toujours au gain énergétique le plus élevé.

Les émissions saisonnières en kg de CO₂ sont présentées dans le tableau 5.5. C'est seulement pour le cas de Nice et pour des émetteurs de chaleur basses températures que les émissions du nouveau concept sont proches de celles d'une PAC air/eau usuelle.

Tableau 5.5 - Comparaison des émissions saisonnières de CO₂ du nouveau concept par rapport à une PAC usuelle mono-étagée

PAC mono-étagé / concept bi-étagé	NANCY (kg CO ₂)	TRAPPES (kg CO ₂)	NICE (kg CO ₂)
Radiateur	2670 / 2020	2050 / 1760	830 / 810
Ventilo-convecteur	1970 / 1810	1690 / 1620	800 / 800
Plancher	1570 / 1460	1360 / 1290	630 / 630

La figure 5.10 présente la réduction des émissions saisonnière de CO₂ du nouveau concept par rapport au système mono-étagé. Avec une installation sur radiateur, la réduction la plus

importante est pour la ville de Nancy avec 24,3 %. Pour la ville de Trappes, elle est de 14,5 % et de 3,4 % pour la ville de Nice.

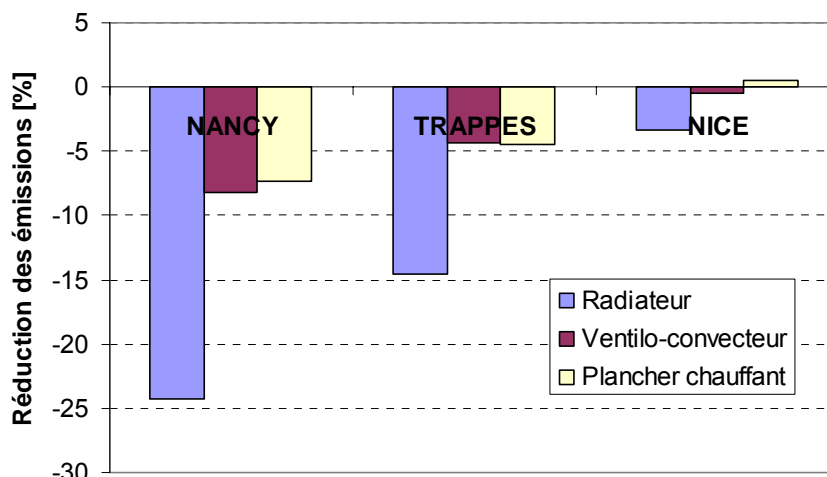


Figure 5.10- Réduction des émissions de CO₂ (directes + indirectes) du nouveau concept par rapport au système mono-étagé

5.3.2 - Réduction des émissions de CO₂ avec les mélanges à faible GWP

Dans le chapitre 1, dans la partie « évaluation des émissions de CO₂ évitées », le calcul de la puissance installée des PAC en remplacement des chaudières est basé sur des hypothèses qui correspondent plus à des climats froids. Pour des climats chauds, ce calcul amène à surestimer la puissance installée et donc la charge en fluide frigorigène et la part des émissions directes.

L'évaluation actuelle montre la part des émissions directes peut atteindre une valeur maximale égale à 15,9 %. Cette valeur correspond au fonctionnement avec le nouveau concept sur un plancher chauffant dans la région de Nice et avec le R-407C comme fluide frigorigène. L'intérêt d'utiliser des fluides frigorigènes à faible GWP dépend des conditions climatiques. Lorsqu'il fait chaud, le COP devient élevé et la part des émissions directes augmente. La diminution du GWP dans ce cas permet de réduire efficacement les émissions de CO₂ totales (directes + indirectes).

La figure 5.11 présente les réductions des émissions totales de CO₂ par rapport à un fonctionnement avec le R-407C du nouveau concept et d'une PAC usuelle installés sur radiateurs.

Pour Trappes et Nancy, là où le nouveau concept est le plus efficace, la réduction des émissions totales est de 4,2 % pour le mélange Mix4 (très peu inflammable ou non inflammable) et s'élève à 7,4 % pour le mélange Mix6 (modérément inflammable). Cette réduction est intéressante mais reste à évaluer économiquement.

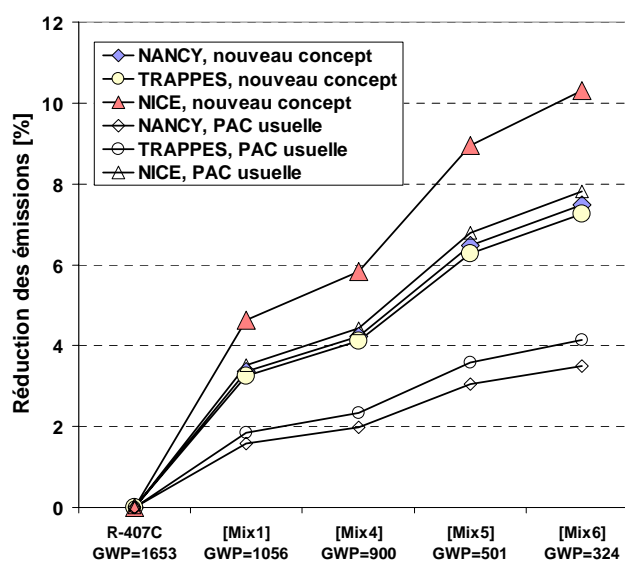


Figure 5.11- Réduction des émissions de CO₂ par comparaison au R-407C avec des mélanges à faible GWP

Note : pour le calcul précédent, nous avons considéré que les mélanges possèdent des performances égales. Cependant, les résultats d'essais ont montré que le mix4 présente un gain de COP variant de 0 et 10 % en fonction de la température extérieure. Les émissions de CO₂ sont alors réduites d'au moins de 4,2 % en remplaçant le R-407C par le Mix4.

5.3.3 - Comparaison des solutions de chauffage pour la réhabilitation

5.3.3.1 - Les niveaux de la réhabilitation

La réhabilitation du parc des chaudières anciennes avec comme mode d'émission les radiateurs, peut s'effectuer en trois niveaux.

- Une réhabilitation **simple** qui consiste à conserver les radiateurs et à remplacer la chaudière ancienne par une des solutions suivantes : une PAC air/eau mono-étagée, une PAC air/eau bi-étagée, une chaudière standard ou une chaudière à condensation.
- Une réhabilitation **moyenne** qui consiste à remplacer les radiateurs par des ventilo-convecteurs et à remplacer la chaudière ancienne par une des solutions suivantes : une PAC mono-étagée, une PAC bi-étagée ou une chaudière à condensation.
- Une réhabilitation **lourde** qui consiste à remplacer les radiateurs par un plancher chauffant et à remplacer la chaudière ancienne par une des solutions suivantes : une PAC mono-étagée, une PAC bi-étagée, une chaudière à condensation.

Ces trois niveaux de réhabilitation des chaudières anciennes seront analysés pour Nice, Trappes et Nancy pour les deux scénarios d'évolution de prix. Les coûts d'investissement utilisés dans l'étude sont présentés dans le tableau 5.6.

Tableau 5.6 - Coûts d'investissements des solutions de chauffage (année 2006)

HT : hors taxe, TTC : tout taxe compris (19,6 %)			Min euros TTC	Max euros TTC
Fourniture d'une chaudière standard au sol, chauffage seul (24 à 27 kW)				
^a Chaudière à fioul	cheminée	fonte	2600	3250
		acier	2100	2200
	ventouse	fonte ou acier	3200	3650
^b Chaudière à gaz	cheminée	fonte ou acier	1600	2550
		fonte ou acier	2500	3700
Fourniture d'une chaudière murale, chauffage seul (24 à 27 kW)				
^c Chaudière gaz à basse température	cheminée	acier	1700	2700
^d Chaudière gaz à condensation	cheminée ou ventouse	acier ou fonte	3500	4200
^eFourniture d'une PAC air/eau inversable, chauffage seul				
PAC air/eau inversable mono-étagée pour plancher chauffant (8 < P _{cal} < 9 kW à T _e = 7 °C)			5500	7500
^fFourniture et pose des ventilo-convecteurs (45°C-35°C)				
Carrossé au sol	unité de 2000 W	447 euros HT/unité	534 euros TTC/unité	
	unité de 3200 W	487 euros HT/unité	582 euros TTC/unité	
	unité de 4300 W	542 euros HT/unité	648 euros TTC/unité	
^fFourniture et pose de plancher chauffant eau chaude sur panneau isolant (35 W/m²)				
25 à 35 euros/m ² HT			30 euros/m ² TTC	42 euros/m ² TTC
^fFourniture et pose de la régulation en fonction de la température extérieure et de l'ambiance				
Régulateur + sondes			500	1000
^fPose PAC ou chaudières, chauffage seul				
Chaudière murale gaz		157 euros HT	188 euros TTC	
Chaudière sol 14 à 35 kW		282 euros HT	337 euros TTC	
PAC mono-bloc		326 euros HT	390 euros TTC	
a - CHAUFFAGE FRANCAIS, CHAPPEE, DE DIETRICH, FRANCO BELGE, IDEAL STANDARD, GEMINOX, RIELLO. b - CHAUFFAGE FRANCAIS, CHAPPEE, DE DIETRICH, ELM LEBLANC, FRANCO BELGE, FRISQUET, IDEAL STANDARD, RIELLO. c - CHAPPEE, FRISQUET. d - CHAPPEE, DE DIETRICH, ELM LEBLANC, GEMINOX, RIELLO. e - ACE, ADLER, DIMPLEX, STIEBEL ELTRON, TECHNIBEL. f - Batitel.Com, CD ROM Batitel. Office des prix du bâtiment.				

Pour la fourniture des chaudières pour le chauffage seul (< 27 kW), une marge de prix a été fixée à partir des prix observés chez plusieurs fournisseurs. La limite inférieure est choisie pour le calcul.

Pour la fourniture des PAC air/eau mono-étagées, les prix choisis correspondent à des PAC air/eau inversables avec une puissance calorifique proche de 8 kW pour une température extérieure de 7 °C. Pour cette puissance, les volumes balayés des compresseurs sont de l'ordre de 8 m³/h. La valeur choisie pour le calcul est le prix le plus bas de 5 500 euros TTC.

Pour déterminer le prix d'une autre PAC mono-étagée avec un volume balayé différent, nous avons choisi comme hypothèse le prix variant proportionnellement au volume balayé (pour des puissances proches). Par exemple, une PAC air/eau inversable avec un compresseur scroll de 10 m³/h aura un prix approximatif de 10/8 x 5 500 = 6 875 euros TTC.

Pour le prix d'une PAC bi-étagée, on a considéré qu'il est supérieur de 30 % au prix de la PAC mono-étagée dimensionnée pour la même région. Cette augmentation est principalement due aux coûts ajoutés d'un compresseur, d'un échangeur économiseur, d'un détendeur et de deux clapets. Le tableau suivant présente les prix des PAC dimensionnées selon les régions pour un logement de GV égal à 350 W/K.

Tableau 5.7 - Prix approximatifs considérés pour le calcul

Prix en euros TTC	Valeur moyenne du V _{bal} pour une PAC mono-étagée [m ³ /h]	PAC mono-étagée	PAC bi-étagée
Nancy	9,9	6800	8850
Trappes	8,6	5950	7750
Nice	6,1	4150	5400

5.3.3.2 - Les impacts économiques et environnementaux

Les résultats obtenus pour la ville de Nancy sont montrés dans les figures 5.12, 5.13 et 5.14. Pour les résultats des autres villes, se reporter à l'annexe 9.

➤ Pour Nancy

- Comparaison PAC / PAC -

- Toutes les solutions de chauffage par PAC, à l'exception de la réhabilitation simple avec une PAC mono-étagée, présentent des coûts proches au bout de 20 ans (cf. figure 5.12). La moins coûteuse restera la solution de la réhabilitation simple avec le nouveau concept.
- Pour des radiateurs nécessitant des températures de départ d'eau très élevés (>70 °C), une réhabilitation moyenne avec des ventilo-convecteurs peut être appliquée. L'installation d'une PAC air/eau inversable sera donc possible et les gains apportées par un fonctionnement à des températures de départ d'eau plus faibles compenseront les coûts additionnels de fourniture et de pose des ventilo-convecteurs. Cependant la sensation de confort reste bien en retrait par rapport au plancher chauffant.
- Pour la réhabilitation simple, l'enjeu du nouveau concept par rapport à un système mono-étagé est estimé à 7 000 euros au bout de 20 ans. Ce gain sera aussi plus élevé si le prix d'électricité augmente au cours des années, les économies d'énergie saisonnières étant de 34,55 % (cf. tableau 5.4). Si on suppose que le prix de l'électricité n'augmente pas (ce qui est peu probable), les coûts additionnels à l'installation du nouveau concept seront compensés au bout de 5 ans.
- En terme des émissions de CO₂ et du confort, la réhabilitation forte avec un plancher chauffant et une PAC bi-étagée est la plus attrayante (cf. figure 5.14). Mais pour une réhabilitation simple et rapide, la solution PAC bi-étagée avec radiateur doit être choisie.

- Comparaison PAC / chaudière -

- De grandes économies peuvent être obtenues si une chaudière ancienne à fioul est remplacée par une PAC air/eau (cf. figure 5.12). Pour une croissance plus forte des prix du fioul par rapport au prix de l'électricité (scénario 2), les coûts peuvent être réduits d'un facteur au moins égal à 2 (cf. figure 5.13).

L'enjeu de l'utilisation du nouveau concept dépend de l'évolution des prix. Il est estimé entre 21 000 et 47 000 euros pour le remplacement de la chaudière ancienne et de 8 000 à 26 000 par comparaison à une réhabilitation simple avec une chaudière à fioul plus performante.

Note : il est très probable que la crise pétrolière apparaîtra entre les années 2025 et 2040. En France, le prix de l'électricité produite par le nucléaire croîtra moins fortement que les prix du gaz et du fioul.

- Pour le gaz, le cas est différent. La solution la plus économique est la réhabilitation simple par un générateur de même typologie plus performant (cf. figure 5.12). Pour le scénario 1, conserver la chaudière ancienne restera une solution moins coûteuse que celle de remplacer cette chaudière par une PAC air/eau (sauf dans le cas où de fortes réductions du prix à l'installation sont appliquées : crédits d'impôts ou aides financières pour les énergies renouvelables etc.).

Si on s'attend à une croissance du prix du gaz selon le scénario 2 (cf. figure 5.13), les solutions par PAC regagneront leur place pour des coûts similaires à des chaudières à gaz performantes.

- En terme des émissions de CO₂, les enjeux de l'utilisation des PAC sont substantiels (cf. figure 5.14). Les émissions sont réduites d'au moins un facteur de 6 pour le remplacement d'une chaudière ancienne à fioul ou à gaz. Sur 20 ans, cela correspond à une réduction de 250 tonnes de CO₂ à des quantités inférieures à 40 tonnes (Nancy, logement GV = 350 W/K, chauffage seul).

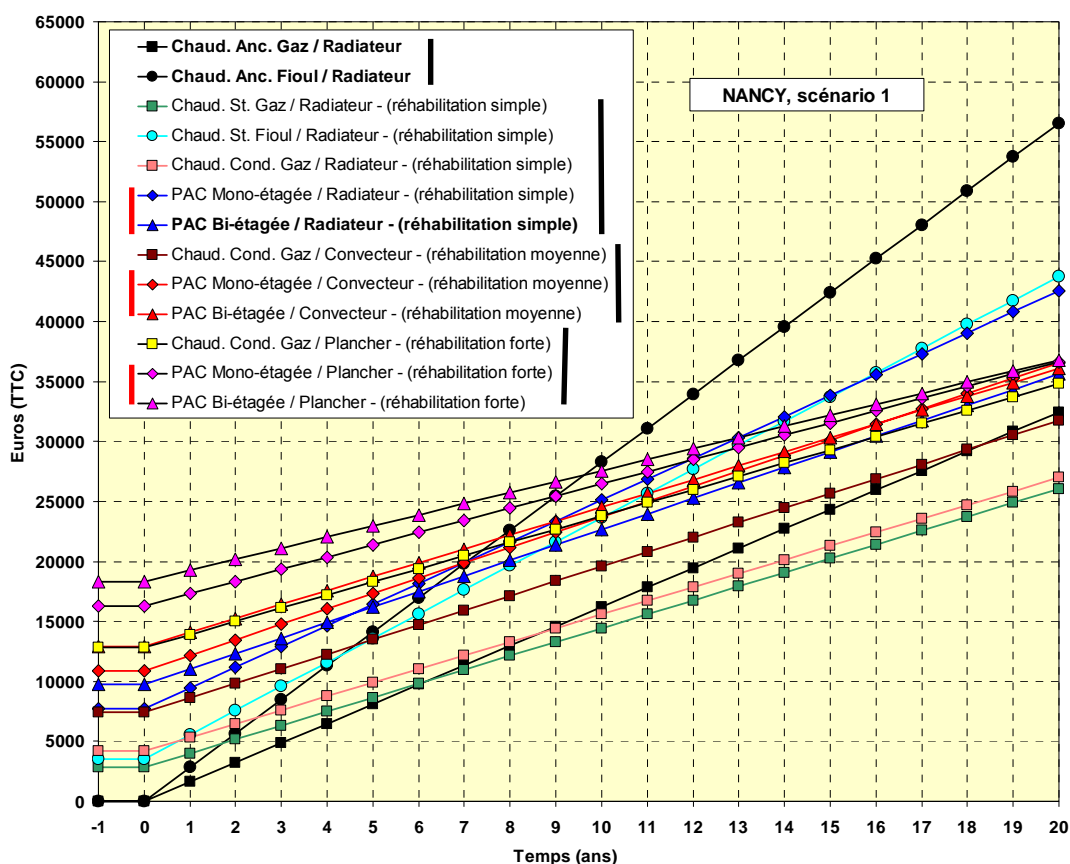


Figure 5.12- Evolution des coûts des solutions de chauffage pour la réhabilitation des chaudières anciennes, Nancy, scénario 1

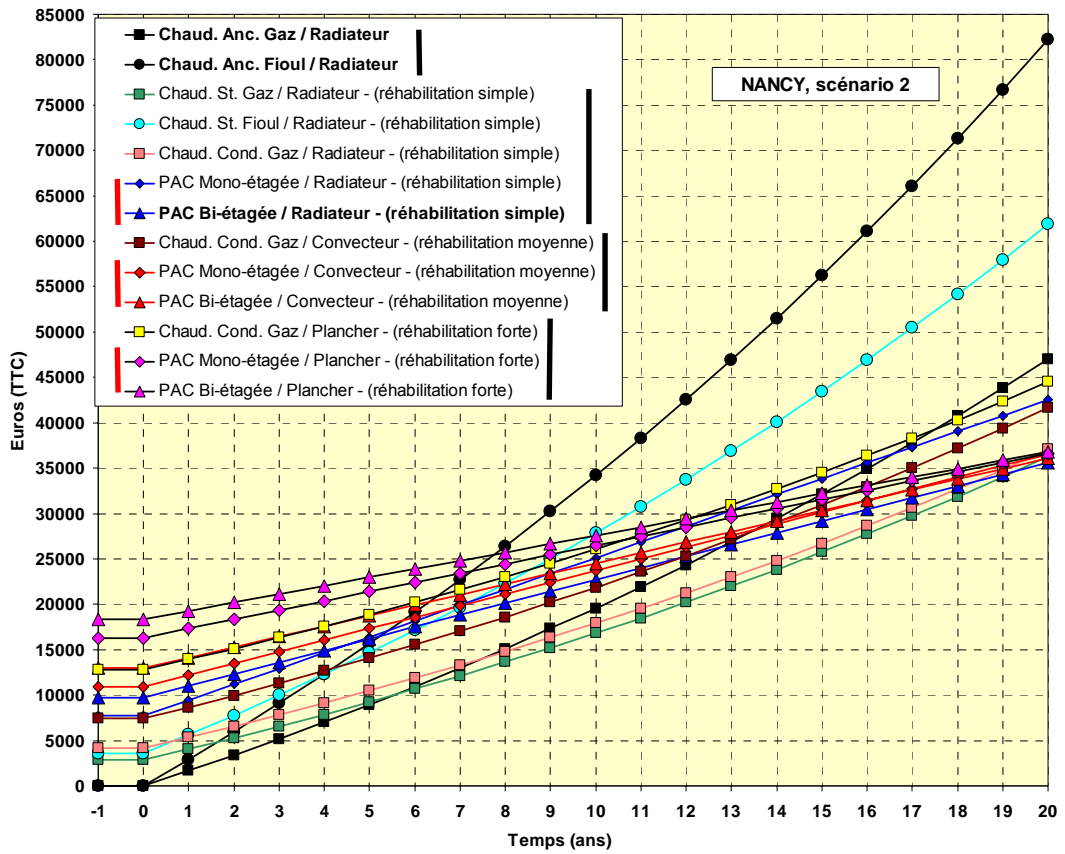


Figure 5.13- Evolution des coûts des solutions de chauffage pour la réhabilitation des chaudières anciennes, Nancy, scénario 2

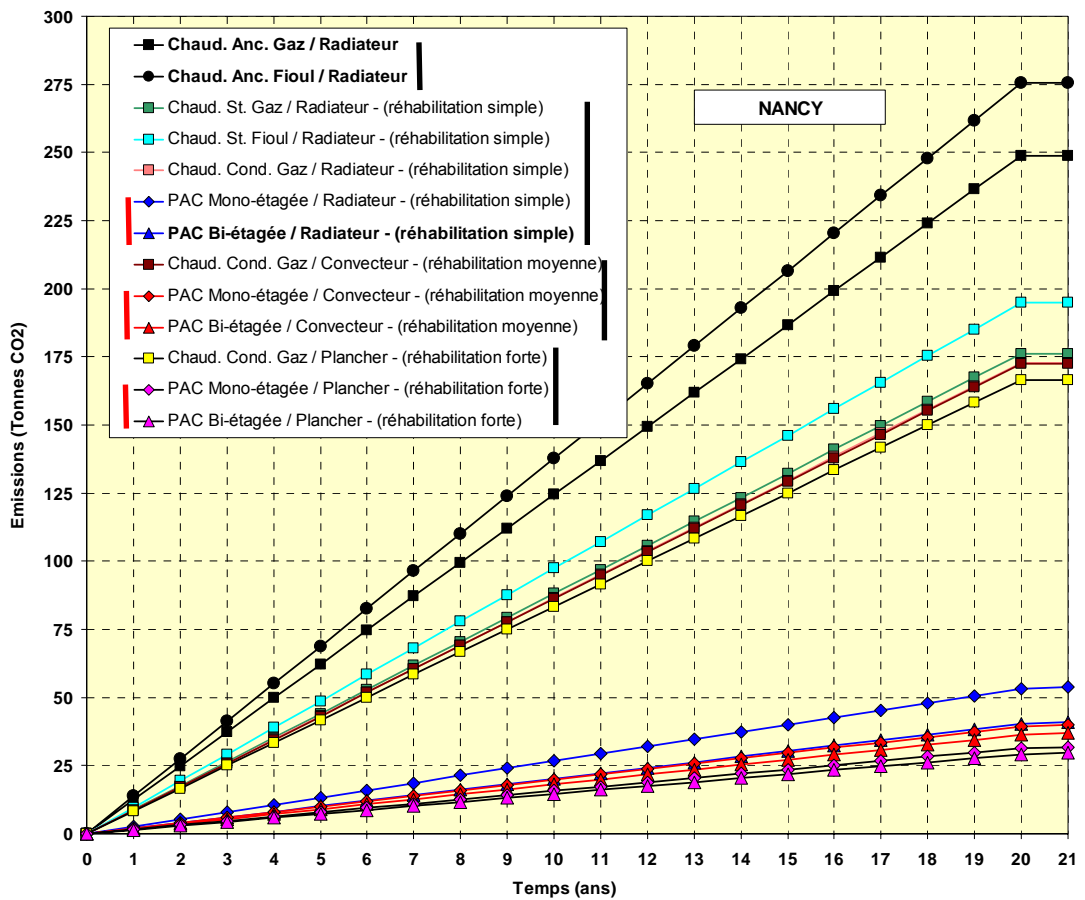


Figure 5.14- Evolution des émissions de CO₂ des solutions de chauffage pour la réhabilitation des chaudières anciennes, Nancy

➤ Pour Trappes

- Comparaison PAC / PAC -

- Plus le climat est clément, plus l'intérêt du cycle bi-étagé sans appoint électrique devient faible par comparaison à un cycle mono-étagé simple. Pour la ville de Trappes, similairement à Nancy, toutes les solutions de chauffage par PAC présentent des coûts similaires au bout de 20 ans. Même les coûts de la réhabilitation simple par une PAC mono-étagée se rapprochent des coûts des autres réhabilitations par PAC.
- Les économies par l'introduction du nouveau concept sont plus faibles comparées à celles pour la ville de Nancy. Elles sont estimées à 2 500 euros. Toutefois, ces gains peuvent devenir plus élevés si le prix de l'électricité augmente au cours des années. Pour cette ville, les économies d'énergies saisonnières sont de 18,69 % (cf. tableau 5.4).
- Comme c'est le cas pour la ville de Nancy, le prix faible à l'installation peut jouer en faveur de la réhabilitation moyenne avec des ventilo-convecteurs. La possibilité de fournir le chauffage en hiver et le rafraîchissement en été est aussi un plus pour ce mode d'émission comparé aux radiateurs classiques. Toutefois le niveau de confort thermique et sonore est dégradé.
- Pour les émissions, c'est toujours la réhabilitation lourde avec un plancher chauffant et le nouveau concept qui restera en avance.

- Comparaison PAC / chaudière -

- Là aussi, comme pour la ville de Nancy, de grandes économies peuvent être obtenues si une chaudière ancienne à fioul est remplacée par une PAC air/eau. Pour le scénario 1, l'enjeu de la réhabilitation simple avec le nouveau concept est de 23 000 euros. Cet enjeu est de 11 000 euros par rapport à la réhabilitation simple par une chaudière standard efficace.
- Pour le gaz, la solution la plus économique reste la réhabilitation simple par une chaudière plus performante. Mais pour une croissance du prix selon le scénario 2, le nouveau concept présente un coût total inférieur avec une économie de 4 500 euros au bout de 20 ans.
- Pour les émissions de CO₂, là aussi, l'enjeu du nouveau concept et de la PAC en général est d'au moins 130 tonnes de CO₂ évitées par rapport aux chaudières les plus performantes (Trappes, logement GV = 350 W/K, chauffage seul).

➤ Pour Nice

- Pour les régions méditerranéenne, à l'exemple de Nice, la demande de chauffage est faible et les économies d'énergie apportées par le nouveau concept le sont aussi (moins de 5 %, cf. tableau 5.4).
- Pour des réhabilitations fortes ou moyennes, les coûts d'investissement à l'installation, présentant une grande partie des coûts totaux, n'amènent pas à considérer ce type de solution. Pour le gaz, la réhabilitation simple, en remplaçant juste la chaudière par une PAC ou une chaudière, est la plus efficace (cf. figure 5.15). Pour le fioul, la solution PAC est à choisir.
- Pour la ville de Nice, le nouveau concept ne présente pas d'intérêt. Une PAC air/eau usuelle restera plus avantageuse même en réhabilitation simple avec radiateur. Pour les émissions de CO₂, ces deux solutions sont comparables.

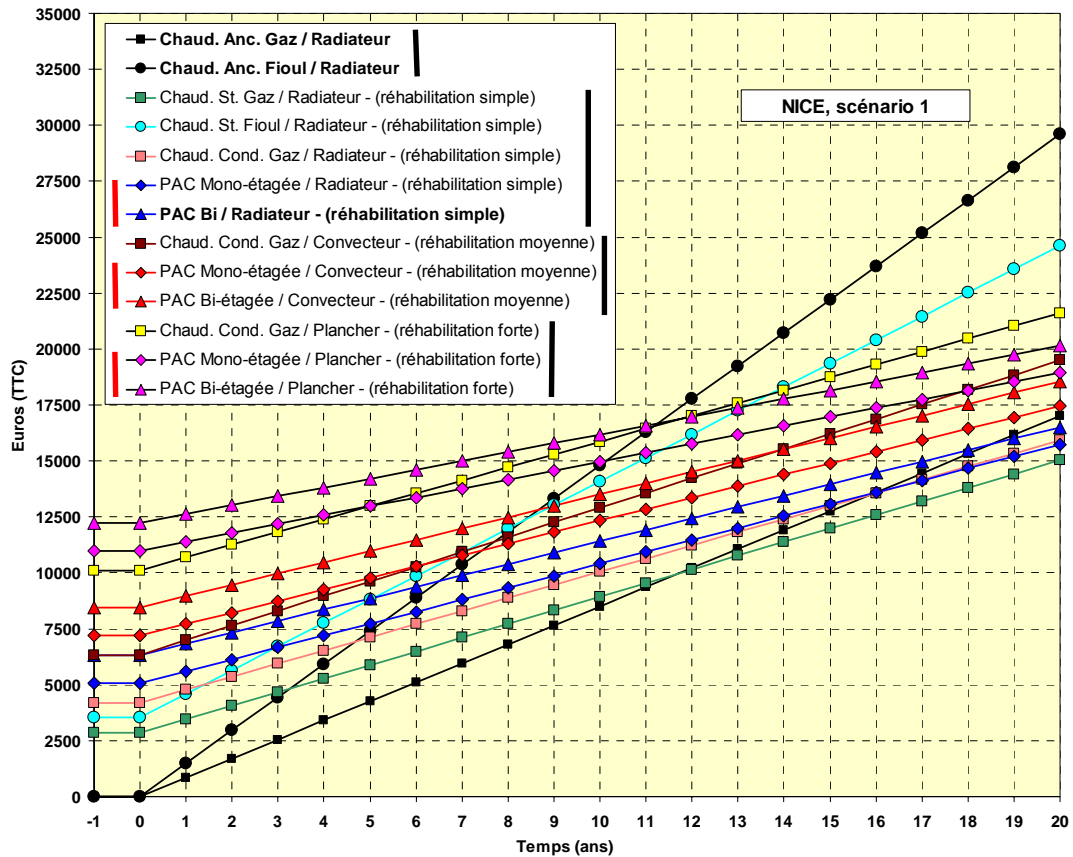


Figure 5.15- Evolution des émissions de CO₂ des solutions de chauffage pour la réhabilitation des chaudières anciennes, Nice

5.3.4 - Gisement des émissions de CO₂ évitées par l'introduction du nouveau concept

On se propose d'évaluer les émissions de CO₂ évitées sur 20 ans d'une introduction plutôt **modeste** du nouveau concept sur le marché.

Données et hypothèses de base

- Nombre de PAC pour le chauffage vendues en France en 2004 : **17300** unités [EHPA, 2004].
- La croissance du marché est fixe de **5 000** unités (une valeur de l'augmentation des ventes de 26 % est observée entre 2003 et 2004 [EHPA, 2004])
- La part du nouveau concept sur le marché est de **10 %**.
- Le remplacement des chaudières s'effectue à **30 %** pour le gaz et à **70 %** pour le fioul.
- Le remplacement s'effectue pour l'habitat individuel avec un GV moyen de **350 W/K**.
- Le remplacement se fait à **50 %** pour un climat modéré (type Trappes) et à **50 %** pour un climat froid (type Nancy).
- Le rendement des chaudières remplacées est de **60 %** PCI.
- Le fluide frigorigène utilisé est le **R-407C**.

Les PAC installées dans la N^{ème} année seront alors évaluées sur (20 – N) ans en terme des émissions de CO₂ évitées. Les détails du calcul sont présentés en annexe 10.

Le nombre d'unités du nouveau concept vendu d'ici 20 ans est estimé à 129 000 dont 90 720 unités sont en réhabilitation des chaudières au fioul et 38 880 unités en réhabilitation des chaudières à gaz.

Au total, on peut estimer les émissions évitées par cette introduction à **11,5** millions de tonnes de CO₂ sur les 20 ans qui viennent.

5.4 - Conclusions

Ce dernier chapitre de la thèse a permis la quantification des gains du nouveau concept par rapport à une PAC air/eau usuelle. Il a été démontré que l'intérêt du concept bi-étagé avec contrôle de puissance par configuration des compresseurs, est d'autant plus fort que le climat est froid.

En fonction du niveau de la température de départ d'eau, le gain du nouveau concept par rapport à un système mono-compresseur classique varie comme suit :

- pour des climats méditerranéens (Nice), de 0,8 à 4,7 %.
- pour des climats tempérés (Trappes), de 6,5 à 18,7 %.
- pour des climats froids (Nancy), de 10,2 à 34,5 %,

le gain étant plus élevé pour les émetteurs de chaleur à haute température.

Il en est de même pour les émissions de CO₂. Pour des climats froids et pour un mode d'émission sur radiateurs, le nouveau concept émet jusqu'à 24 % moins de CO₂ qu'une PAC air/eau usuelle.

Le nouveau concept présente donc des économies d'énergie saisonnières significatives, mais pour définir le mode de chauffage, il faut tenir compte de l'investissement qu'il nécessite (achat et pose) et de son coût à l'usage (consommation d'énergie) ainsi que de sa durabilité, du mode de vie et des exigences de confort des utilisateurs. Pour cela, les coûts sur la durée de vie de plusieurs solutions de chauffage ont été estimés pour trois niveaux de réhabilitation. Les résultats peuvent se résumer comme suit.

➤ **Pour la réhabilitation d'une chaudière ancienne à fioul**

La solution PAC est la plus efficace. Elle émet moins de CO₂ et est la plus économique. Cette solution doit être privilégiée. En fonction du niveau de confort souhaité, une réhabilitation simple, moyenne ou une réhabilitation lourde sur plancher chauffant peut être effectuée.

- Pour Nancy et Trappes, en réhabilitation simple ou moyenne, le nouveau concept est à choisir. Pour une réhabilitation lourde avec un plancher chauffant, une PAC usuelle est à installer.
- Pour Nice, pour le chauffage seul, une PAC classique mono-étagée est exigée. Si la production d'ECS est à introduire, le nouveau concept sera indispensable.

➤ **Pour la réhabilitation d'une chaudière ancienne à gaz**

Le choix de la solution dépend des exigences environnementales et économiques. Si les prix des énergies n'évoluent pas au cours des années (hypothèse du scénario 1), la valorisation du CO₂ évité en installant le nouveau concept par rapport à une chaudière à gaz très efficace (à condensation) est de 65 euros/tonnes évitées pour Nancy et de 40 euros/tonnes évitées pour Trappes. Ces valeurs sont élevées et n'amènent pas à choisir la solution PAC air/eau par rapport à la solution chaudière. Cependant, si on s'attend à une forte croissance du prix de gaz par rapport au prix de l'électricité (condition probable en France), la solution PAC redeviendra la plus attractive.

D'une manière générale, le nouveau concept est gagnant pour Nancy et Trappes en réhabilitation simple ou moyenne et pour Nice si la production d'ECS est intégrée.

La figure 5.16 montre la répartition géographique des zones climatiques. Une température de base inférieure à -7°C est observée comme suit.

- Pour les zones chaudes A et B, à partir d'une altitude de 600 m.
- Pour la zone C, à partir d'une altitude de 400 m.
- Et pour les zones restantes (D, E, F, G, H et I) à partir de 0 m. Ces zones regroupent 76 % de la population française, soit 44,8 millions habitants [INSEE, 2004].

Sur la grande majorité du territoire français, le climat est aussi froid ou plus froid que celui de Trappes. Ceci accroît l'intérêt du nouveau concept étant donné qu'il est d'autant plus efficace que le climat est plus froid.

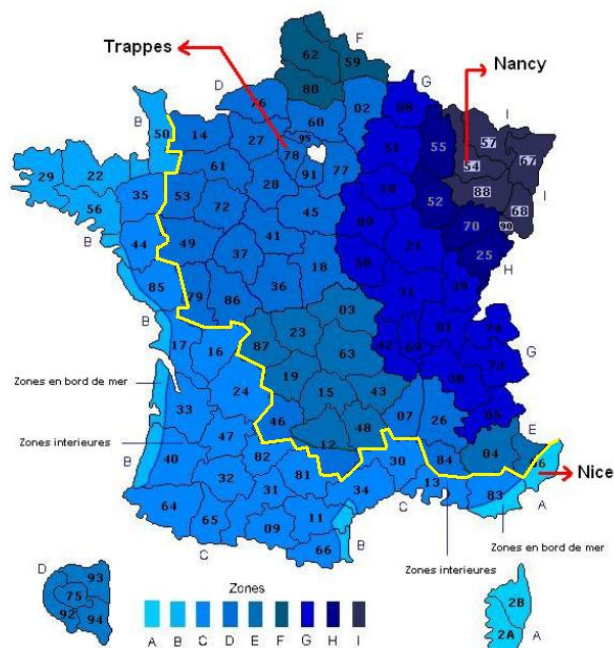


Figure 5.16- Répartition géographique des zones climatiques [Int Passion]

CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES

L'analyse du parc des chaudières anciennes a mis en évidence l'intérêt substantiel de développer des unités de PAC air/eau efficaces pour la réhabilitation d'installations de chauffage existantes. Le marché présente un très grand potentiel, le nombre de chaudières anciennes est estimé à **4 millions** d'unités et l'enjeu de la substitution à grande échelle des chaudières à gaz et à fioul est évalué entre **22 et 25 millions** de tonnes de CO₂ évitées par an.

La nouvelle PAC en réhabilitation des chaudières doit fournir l'eau de chauffage durant la saison de chauffe et l'ECS sur toute l'année. L'analyse des contraintes liées au réseau hydraulique et aux conditions climatiques a permis de définir le cahier des charges. Le parc concerné dans cette thèse est celui des émetteurs de chaleur nécessitant des températures de départ d'eau jusqu'à **65 °C**.

Afin de s'affranchir du problème des hautes températures de départ de chauffage et d'ECS, le **cycle bi-étagé** à économiseur à injection partielle modifiée a été choisi après analyse. Les solutions techniques disponibles pour la **production d'ECS** ont été ensuite comparées et la production d'ECS **en série** avec le chauffage a été choisie.

Pour accentuer davantage la pénétration des PAC air/eau sur le terrain et contribuer au développement durable de l'industrie électrique, plusieurs voies d'amélioration ont été étudiées. Les fonctions retenues permettent :

- le rafraîchissement en été, ce qui est possible par l'utilisation d'une vanne 4 voies ;
- le fonctionnement sans appoint électrique. La PAC fournit 100 % des besoins pour la température extérieure la plus basse ;
- le contrôle de puissance par configuration des compresseurs. En bi-passant chacun des compresseurs par un clapet anti-retour, la PAC peut fonctionner en configuration bi-étagée lorsqu'il fait froid et en configuration mono-étagée avec un seul compresseur pour des températures extérieures plus élevées.

Le dégivrage par inversion de cycle et la gestion de retour d'huile par une ligne d'égalisation reliant les deux carters des deux compresseurs ont été choisis. Ces solutions sont les plus simples et les plus économes pour un tel système et une telle gamme de puissance.

Un prototype groupant les meilleures solutions a été dimensionné avec le fluide de référence, le R-407C, puis il a été instrumenté et chargé.

En France, la part des émissions directes associées aux niveaux d'émissions et au GWP du fluide est non négligeable. Pour cela, une méthode de sélection de mélanges de fluides frigorigènes à faible GWP a été développée. Elle prend en compte la classification par degré d'inflammabilité. L'indice RF-number a été utilisé. Cette méthode appliquée à la PAC air/eau pour le marché de rénovation a montré que les mélanges présentant des gains par rapport au R-407C sont principalement composés de R-32 et de R-152a. Plusieurs mélanges ayant une puissance calorifique égale à celle du R-407C et des degrés d'inflammabilité différents entre eux ont été choisis pour être testés sur le prototype.

Les tests se sont déroulés comme suit.

- Avec le mélange R-407C, pour la production de chauffage
 - en configuration mono-étagée avec le compresseur basse pression,
 - en configuration mono-étagée avec le compresseur haute pression,
 - en configuration bi-étagée avec les deux compresseurs en série.
- Avec le mélange R-407C, en mode combiné de production de chauffage et d'ECS.

- Avec les mélanges candidats, pour la production de chauffage en configuration mono-étagée et en configuration bi-étagée.

Un dispositif simple pour le contrôle de puissance par variation de la composition circulante a été aussi testé sur le prototype. L'objectif était d'augmenter la puissance calorifique pour des températures extérieures faibles.

Enfin, pour vérifier les performances, d'autres tests ont été menés sur un deuxième prototype industrialisable.

Les essais ont démontré les résultats suivants.

- La faisabilité de la production de rafraîchissement.
- Le domaine d'application de la PAC air/eau a été élargi par l'introduction de la configuration bi-étagée. Les températures de refoulement restent au-dessous des limites imposées par le constructeur.
- Le nouveau concept peut fonctionner sans appoint électrique pour fournir 100 % des besoins à la température extérieure la plus basse.
- Les essais en mode chauffage seul ont permis de caractériser la PAC prototype en fonction de la température de départ d'eau, des conditions climatiques et des configurations de fonctionnement mono-étagée et bi-étagée.
- L'intérêt du contrôle de la puissance par configuration des compresseurs a été démontré. Pour maintenir un COP élevé sur toute la saison de chauffe, il faut basculer de la configuration bi-étagée à celle mono-étagée en fonction de la température extérieure. La température extérieure de passage dépend du corps de chauffe utilisé.
- Les essais en mode combiné (ECS + chauffage) ont permis de clarifier les modes de fonctionnement pendant la saison de chauffe. Les limitations de ce mode ont été identifiées.
- Les essais avec les mélanges candidats ont montré que les émissions directes peuvent être diminuées d'au moins 45 % en utilisant des fluides très peu inflammables tel que le Mix4 (R-32/R-134a/R-152a, 37,5/52,5/10,0 massique; GWP = 900).
- Les essais effectués avec le dispositif de séparation, pour une température extérieure de - 5 °C, ont montré une possibilité d'accroître la puissance calorifique de l'ordre de 5 à 6 %.
- Les performances du nouveau concept ont été vérifiées sur un prototype industrialisable compact. Une légère différence a été observée pour des températures extérieures faibles. Celle-ci est liée à la mauvaise distribution du débit d'air sur l'évaporateur du prototype CEP qui a amené à fixer le débit à des valeurs plus faibles.

Pour introduire le nouveau concept sur le marché, la quantification des gains par rapport à un système de PAC classique et la comparaison avec des installations de chauffage traditionnelles avec chaudière ont été nécessaires. Une méthode pour le dimensionnement des PAC et pour le calcul des consommations, des émissions et des coûts saisonniers a été élaborée.

Les résultats obtenus sont :

- En fonction du niveau de la température de départ d'eau, le gain du nouveau concept par rapport à un système mono-compresseur classique varie comme suit :
 - pour des climats méditerranéens (Nice), de 0,8 à 4,7 %,
 - pour des climats tempérés (Trappes), de 6,5 à 18,7 %,
 - pour des climats froids (Nancy), de 10,2 à 34,5 %.Le gain le plus élevé étant pour les émetteurs de chaleur à haute température.
- Pour des climats tempérés ou froids et pour la réhabilitation simple (remplacement de la chaudière ancienne seulement) avec le nouveau concept, l'utilisation des mélanges candidats testés permet une réduction des émissions de CO₂ par comparaison au R-407C d'une valeur minimale de :

- 3,4 % avec le Mix1 (R-32/R-134a, 32,5/67,5 massique; GWP = 1056, non inflammable)
 - 4,2 % avec le Mix4 (R-32/R-134a/R-152a, 37,5/52,5/10,0 massique; GWP = 900, très peu inflammable)
 - 6,4 % avec le Mix5 (R-32/R-134a/R-152a, 47,5/15,0/37,5 massique; GWP = 501, modérément inflammable)
 - 7,4 % avec le Mix6 (R-32/R-152a, 47,5/52,5 massique; GWP = 324, modérément inflammable)
- Pour des climats froids et pour un mode d'émission sur radiateurs, le nouveau concept émet jusqu'à 24 % de CO₂ de moins qu'une PAC air/eau usuelle.
 - Pour la réhabilitation d'une chaudière ancienne à fioul, la solution PAC est la plus efficace. Elle émet moins de CO₂ et est la plus économique. Cette solution doit être privilégiée.
 - Pour la réhabilitation d'une chaudière ancienne à gaz, le choix de la solution dépend des exigences environnementales et économiques. La valorisation du CO₂ évité en installant le nouveau concept par rapport à une chaudière à gaz très efficace (à condensation) est de 65 euros/tonnes évitées pour Nancy et de 40 euros/tonnes évitées pour Trappes. Ces valeurs sont élevées et n'amènent pas à choisir la solution PAC air/eau par rapport à la solution chaudière. Cependant, si on s'attend à une forte croissance du prix de gaz par rapport au prix de l'électricité (condition probable en France), la solution PAC redeviendra la plus attractive.
 - Sur la grande majorité du territoire français (regroupant plus de 76 % de la population française) le climat est aussi « froid » ou plus froid que celui de Trappes, ce qui accroît l'intérêt du nouveau concept étant donné qu'il est d'autant plus efficace que le climat est plus froid.

Enfin, l'étude appelle un certain nombre d'améliorations et des études plus poussées

- Les rendements des compresseurs mesurés sur le prototype sont faibles. Des performances plus élevées sont accessibles avec des compresseurs plus efficaces.
- Dans la thèse, les pertes de dégivrage par inversion de cycle ont été estimées à l'aide des données expérimentales sur une PAC air/eau mono-étagée sur plancher chauffant-rafraîchissant. Ces pertes dépendent toutefois du type d'émetteur utilisé, de la configuration des compresseurs en dégivrage et de la régulation etc. Ce cycle nécessite donc une étude d'optimisation plus approfondie.
- Les essais de la production combinée d'ECS et de chauffage ont été menés pour des températures de départ d'eau de chauffage vérifiant une seule loi d'eau. Pour mieux caractériser ce mode en fonction du type de corps de chauffe, des essais supplémentaires pour d'autres températures de départ d'eau sont nécessaires.
- Pour calculer d'une manière plus précise les gains apportés par le nouveau concept en chauffage et en production d'ECS (combinée et seul), un module de calcul de COP saisonnier intégrant les dynamiques est nécessaire. Outre les modèles dynamiques du bâtiment, du corps de chauffe et de la PAC, des scénarios d'utilisation de l'ECS heures par heures sur toute l'année doivent être définies.
- La comparaison entre les solutions de chauffage pour des réhabilitations simples, moyennes et lourdes a seulement pris en compte le réseau hydraulique (les émetteurs) et le système de chauffage (PAC ou chaudière). Cependant, l'état de l'isolation du logement peut fortement influencer le choix de la solution de chauffage et le dimensionnement du système. Une étude plus poussée peut analyser ce facteur. Les coûts d'investissement à ajouter sont principalement ceux de la fourniture et de la pose de l'isolant. Deux cas peuvent être considérés : une nouvelle isolation ou un renforcement de l'isolation.
Le passage d'une maison non isolée ou mal isolée à une maison bien isolée peut diminuer le coefficient volumique de déperditions G de l'ordre de 20 à 25 %. En

moyenne, les valeurs de G sont comprises entre 0,9 et 1,1 $W/(m^3.K)$ pour un logement ancien isolé et sont supérieures à 1,2 $W/(m^3.K)$ pour un logement ancien mal isolé ou non isolé. Les conséquences sont :

- les besoins sont plus faibles, ce qui retentit sur le dimensionnement et le prix du système ;
- les températures de départ d'eau sont plus faibles. Le COP (rendement pour une chaudière) augmente et les coûts d'exploitation diminuent.

Pour une PAC, des besoins plus faibles et un COP plus élevé impliquent une diminution des émissions indirectes. D'autre part, une puissance installée plus faible implique une charge de frigorigène plus faible et une réduction des émissions directes.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- ADEME, 2005** Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie, Janvier 2005, "Note de cadrage sur le contenu CO₂ du kWh par usage en France".
- 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, ANSI/ASHRAE Standard 34-2001. "Designation and Safety Classification of Refrigerants", Atlanta: American Society of Heating, refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Calm, 1998** Calm. J.M, 1998, "Property, Safety, and Environmental data for Alternative refrigerants". In earth Technologies forum, Washington DC.
- Ciucasu, 2000** Ciucasu C., Kerherve B., Clodic D., Pougin A.M., 2000, "Etude bibliographique orientée sur les arguments économiques et environnementaux des Pompes à Chaleur inversables ou non en chauffage résidentiel et tertiaire", Centre énergétique et procédés, Ecole des Mines de Paris.
- Copeland 5** "Copeland selection software", version 5.
- COSTIC, 1985** "L'état de la régulation du chauffage des bâtiments existants", Septembre 1985.
- COSTIC, 1999** "Les installations de chauffage à eau chaude utilisant le gaz ou le fioul, Evolution des techniques au cours des 15 dernières années", Rapport d'étude, Juin 1999.
- COSTIC, 2005** "Typologie des installations de chauffage à eau chaude dans l'habitat existant", Rapport d'étude, Janvier 2005.
- DGEMP, 2006** La Direction Générale de l'Énergie et des Matières Premières, 2006, "la consommation d'énergie du secteur résidentiel par usage et par énergie".
- Didion, 2000** Didion D. A., Brown J. S., 2000, "Challenges In Developing Environmentally Safe Heat Pumping Systems", Proceedings of The ASME-ZSITS International Thermal Science Seminar, Bled, Slovenia.
- Di Nicola, 2005** Di Nicola G., Giuliani G., Polonara F., Stryjek R., 2005, "Blends of carbon dioxide and HFCs as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating systems", International Journal of Refrigeration 28, 130-140
- Directive, 2002** Directive 2002/91/CE du Parlement européen et du Conseil, du 16 décembre 2002, sur la performance énergétique des bâtiments. Journal officiel L 001, du 04.01.2003.
- Dominique, 2003** Dominique H., Colomines F., 2003, "Test procedure and seasonal performances calculation for residential heat pumps with combined space and domestic hot water heating, Task 1: systems to be investigated", International Agency of Energy, CETIAT, EDF, Annex 28.
- Duminil, 1996** Duminil M., 1996, "Théorie des machines frigorifiques, machine à compression mécanique", Techniques de l'ingénieur, Doc. B 9 730.
- DuPont, 2006** Barbara H., DuPont, Juin 2006, "DuPont Next Generation Refrigerant MAC Global Industry Solution".

- EHPA, 2004** European Heat Pump Association, "Sales 2004".
[<http://ehpa.fiz-karlsruhe.de/en>].
- Eurostat, 2006** Statistique européenne, Environnement et énergie.
[<http://epp.eurostat.ec.europa.eu>].
- Flach, 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", Thèse en énergétique, Ecole Des Mines De Paris, France.
- GFCC, 2002** Groupement des fabricants de matériels de chauffage central par l'eau chaude et de production d'eau chaude sanitaire, Ministère de l'Industrie.
[<http://www.finances.gouv.fr>].
- Gilli, 1999** Gilli P., Halozan H., Streicher W., Breembroek G., 1999, "Environmental benefits of Heat Pumping Technologies", Analysis report HPC-AR6. Technical report, IEA Heat Pump Centre.
- Honeywell, 2006** Mark W. Spatz, Honeywell, Mars 2006, "Ultra-Low GWP Refrigerant For Mobile Air Conditioning Applications", JSAE Automotive Air-Conditioning Conference, Tokyo, Japan.
- IEA, 2004** International Energy Agency IEA, Septembre 2004, "Monthly electricity survey". [<http://www.iea.org>].
- IEA, 2006** International Energy Agency IEA, Avril 2006, "Monthly electricity survey". [<http://www.iea.org>].
- Industrie, 2005** Le crédit d'impôt dédié au développement durable (économies d'énergie, énergies renouvelables). [<http://www.industrie.gouv.fr>].
- INSEE, 2004** INSEE, 2004, "Enquêtes annuelles de recensement 2004. France en faits et en chiffres, population". [<http://www.insee.fr>].
- Int Passion** Int Passion, [<http://www.interieur-passion.com/temp-base-1.html>].
- IPCC, 1996** Intergovernmental Panel on Climate Change, "Revised 1996 Guidelines for national Greenhouse Gas Inventories", OECD/IEA Paris.
- Jabbour, 2004** Jabbour T., 2004, "Burning Velocity and refrigerant Flammability Classification, ASHRAE Annual Meeting 2004", Centre for Energy and Processes-Paris, Ecole des Mines de Paris.
- Kataoka, 2001** Kataoka O., 2001, "Flammability indices for refrigerants", Transaction of the JSRAE 18(3) (Oct.): 289-298.
- Kondo, 2002** Kondo S., Takahashi A., Tokuhashi K., Sekiya A., 2002, "RF-number as a new index for assessing combustion hazard of flammable gases", Journal of Hazardous Materials, A93: 259-267.
- Kondo, 2004** Kondo S., Takizawa K., Takahashi A., Tokuhashi K., Sekiya A., 2004, "Assessing combustion Hazard of Flammable gases: revision of RF-number", ASHRAE Annual Meeting 2004, Flourine Chemistry Center, National Institute of Advanced Industrial Science and Technology, Tsukuba, Ibaraki, Japan.
- Leg, 2005** Les arrêtés du 9 février 2005 et du 12 décembre 2005.
[<http://www.legifrance.gouv.fr>].

- Lemmon, 2002** Lemmon E., McLinden M., Huber M., 2002, "NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP", Version 7.0. National Institute of Standards and Technology.
- Lois, 2005** LOI n° 2005-781 du 13 juillet 2005 de programme fixant les orientations de la politique énergétique. [<http://www.legifrance.gouv.fr>] et [<http://www.energie-plus.com>].
- Molnarne, 2005** Molnarne M., Mizsey P., Schröder V., 2005, "Flammability of gas mixtures, Part 2: Influence of inert gases", Journal of Hazardous Materials A121, 45-49.
- MSI, 2003** MSI Marketing Research for industry, MSI Panorama, Novembre 2003, "Les marchés du chauffage central et du chauffage électrique dans le secteur résidentiel en France".
- NF EN, 2004** NF EN 14511-3, 2004, "Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling - Part 3: Test methods".
- Plan, 2004** Plan climat 2004. [<http://www.effet-de-serre.gouv.fr>].
- PRO, 2004** PRO 1102-2, Juillet 2004, PROMOPTTELEC, "Cahier des charges des générateurs thermodynamiques".
- PRO, 2005** PRO 1080-22, Juillet 2005, PROMOPTTELEC, "Liste des générateurs thermodynamiques".
- Rached, 2003** Rached W., 2003, "Etude et conception des pompes à chaleur air/eau utilisant des mélanges à grand glissement de température et à faible GWP", Centre énergétique et procédés, Ecole des Mines de Paris.
- Règlement, 2000** Règlement (CE) n° 2037/2000 du Parlement européen et du Conseil du 29 juin 2000 relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone.
- RT, 2005** Décret relatif aux caractéristiques thermiques et à la performance énergétique des constructions (D 2006-525) et Arrêté relatif aux caractéristiques thermiques des bâtiments nouveaux (Arrêté du 24-05-2006). [<http://www.energie-plus.com>].
- Stefan, 2004** Stefan S., Eckhard A., David B., William J., 2004, "Review of Air-source heat pumps for low temperature climates", Global advances in heat pump technology, applications and markets, 8th IEA heat pump conference 2005, Las Vegas, Nevada, USA.
- Syndicat, 2003** Syndicats des énergies renouvelables. [<http://www.enr.fr>].
- Takizawa, 2005** Takizawa K., Takahashi A., Tokuhashi K., Kondo S., Sekiya A., 2005, "Burning Velocity Measurement Of Fluorinated Compounds by spherical-vessel method", Combustion and Flame, Vol.141, p. 298-307.
- TDI, 1998** TDI, BE 9020-1, 1998, Technique de l'ingénieur, "Maîtrise de l'énergie dans les bâtiments, Définitions, Usages, Consommations".
- Zehnder, 2004** Zehnder M., 2004, "Efficient air/water heat pumps for high temperature lift residential heating, including oil migration aspects", Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL) Switzerland.
- Zhao, 2004** Zhao Y., Bin L., Haibo Z., 2004, "Experimental study of the inert effect of R-134a and R-227ea on explosion limit of the flammable refrigerants", Experimental Thermal and fluid Science 28 (2004) 557-563.

ANNEXES

Annexe 1 : Liste des principaux composants du prototype CEP

Circuit frigorigène	Marque	type	Qt
Compresseur BP	Copeland	ZR72KCE-TFD522	1
Compresseur HP	Copeland	ZR34K3E-TFD522	1
Evaporateur tubes-ailettes(8c/3n/6t-n)	ACE	L910/D10-19,6/25	1
Ventilateur	Radio Relais	S2D300AP0231	2
Condenseur à plaques - chauffage	Alfa Laval	CB52-H34	1
Condenseur à plaques - ECS	Alfa Laval	CB26-H34	1
Economiseur à plaques	Alfa Laval	AC10-H14	1
Détendeur principal mode chaud	Saginomiya	EKV-24D30	1
Détendeur secondaire mode froid	Saginomiya	DKV-18D15	1
Détendeur d'injection	Saginomiya	DKV-14D14	1
V4V d'inversion et de séparation	Ranco	V10	2
Bouteille anti-coup liquide - séparateur	Carly	LCY24S	1
Réservoir liquide haute pression	Heatcraft	(2,5 dm ³)	1
Vannes d'arrêt	Danfoss	(max 3,5 MPa)	5
Filtre déshydrateur	Alco	BFK-084S	1
Voyants liquides	Carly	(max 3,5 MPa)	7

Circuit d'eau

Pompes à eau - chauffage	Wilo	MHIE203-1	1
Pompe à eau - ECS	Wilo	TOP-S25/7	1
Ballon ECS	ACE	(50 litres)	1
Vase d'expansion - chauffage	Flexcon	(5 litres)	1
Vase d'expansion - ECS	Zilmet	(5 litres)	1
Echangeur à plaques – Eau/eau	Alfa Laval	CB14-H14	2
Batterie tubes-ailettes - Air/eau	Ciat	BSCN75EC	1
Robinets de régulation	Eau et vapeur		5
Vannes d'arrêt	Eau et vapeur		6

Instrumentation, sécurité et commande

Débitmètre frigorigène - débit à l'évaporateur	Krohne	MFS3000	1
Débitmètre frigorigène - débit injecté	Rheonik	RHM04	1
Débitmètre eau - chauffage	Krohne	IFM1010K	1
Débitmètre eau - ECS	Danfoss	MAG1100	1
Wattmètre	JM Concept s.a	WK6400	2
PT100 intrusives	Atexis	(-40 à 200 °C)	28
PT100 extrusives	Atexis	(-40 à 200 °C)	6
Capteurs de pression	Keller	(3 à 4 MPa)	10
Convertisseur de signal pour détendeur	Saginomiya	LNE-ZN20	2
Pressostat	Danfoss	KP5	1
Module de communication PC/ Capteur keller	Keller	K-107	1

Field point

FP-1601	National Instruments		1
FP-RTD-124	National Instruments		4
FP-RTD-122	National Instruments		1
FP-AO-200	National Instruments		1
FP-AI-110	National Instruments		1

Annexe 2 : Exemple de régulateur de courbe de chauffe

Un exemple de diagramme de courbes de chauffe est illustré dans la figure suivante. Pour un mode de fonctionnement fixé par le sélecteur (**S**), le choix des grandeurs **A**, **B** et **C** permet de calculer la température de départ d'eau en fonction de la température extérieure et de la température ambiante. Le régulateur possède une horloge de programmation qui permet d'abaisser automatiquement la température des locaux lorsqu'ils ne sont pas utilisés pour économiser l'énergie.

Le sélecteur de mode « **S** » a les positions suivantes.

-*Auto* : commutation automatique du mode confort/économie selon l'horloge du régulateur.

-*Confort* : mode confort permanent, aucune influence de l'horloge.

-*Economie* : mode économie permanent, pas d'influence de l'horloge.

Le bouton « **A** » permet un réglage approprié de la courbe de chauffe en adaptant le régulateur aux caractéristiques de l'installation. Le diagramme des courbes de chauffe représente la relation entre la température extérieure et la température de départ d'eau de la "loi d'eau". A chaque installation correspond une courbe de chauffe spécifique. La courbe de chauffe est d'autant plus plate que les surfaces de chauffe sont surdimensionnées.

Le bouton « **B** » permet d'effectuer un décalage parallèle de la courbe choisie en °C de température de départ. En effectuant ce décalage, c'est en fait le réglage de la température ambiante qui est modifié.

Le bouton « **C** » sert à afficher la valeur de l'abaissement de température souhaité. Lors de la commutation par l'horloge, il y a automatiquement un décalage de la courbe de chauffe en °C de température de départ. Ce bouton évite toute émission de chaleur inutile pendant la nuit ou l'absence des occupants.

Exemple

A = 5 : correspond à la courbe de chauffe I

B = 8 °C : correspond à un décalage jusqu'à la courbe II

C = - 5 °C + S='économie' : correspond à la courbe III

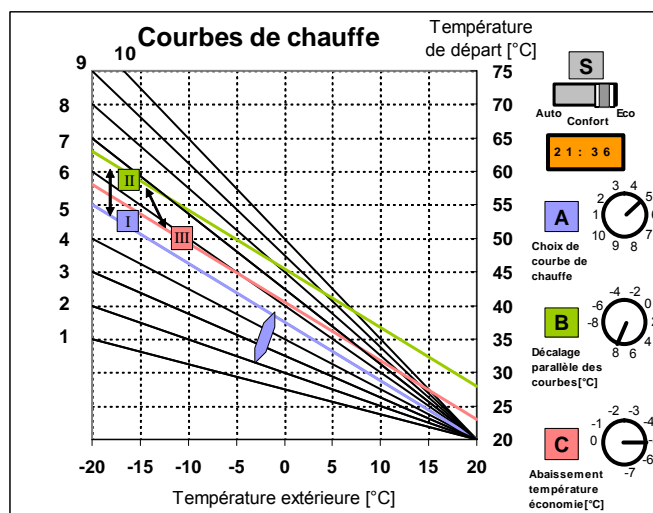
Une température ambiante qui varie en fonction de la température extérieure implique un faux réglage du régulateur. Il suffit alors de procéder comme suit.

La température du local est trop basse, en ambiance il fait trop froid :

- quelle que soit la température extérieure : « **A** » toujours constante, augmenter « **B** »
- pour des températures extérieures douces : diminuer « **A** » et augmenter « **B** »
- pour de très basses températures : augmenter « **A** », « **B** » toujours constante.

La température du local est trop élevée : en ambiance il fait trop chaud :

- quelle que soit la température extérieure : « **A** » toujours constante, diminuer « **B** »
- pour des températures extérieures douces : augmenter « **A** » et diminuer « **B** »
- pour de très basses températures : diminuer « **A** », « **B** » toujours constante.



Annexe 3 : Corrélations utilisées dans le modèle numérique

Nomenclature pour l'annexe 3

A	aire, surface	[m ²]
C _p	capacité calorifique	[J/K]
D	diamètre	[m]
f	facteur de perte de charge	
F _p	Pas d'ailette	[m]
G	vitesse massique	[kg/(m ² .s)]
g	accélération de la pesanteur	[m/s ²]
j	module de Colburn	
L	longueur	[m]
L _v	chaleur latente	[J/kg]
M	masse molaire	[g/mol]
N	nombre de rangs	
P	pression	[Pa]
P _l	pas longitudinal de tube	[m]
P _t	pas transversal de tube	[m]
q	flux de chaleur	[W/m ²]
T	température	[K ou °C]
x	titre de vapeur	

Lettres grecques

α	coefficient d'échange	[W/(m ² .K)]
ε	taux de vide	
μ	viscosité dynamique	[Pa.s]
ρ	masse volumique	[kg/m ³]
λ	conductivité thermique	[W/(m.K)]
Δ	variation	

Indices

a	accélération
air	air
c	collet
crit	critique
e	entrée
éb	ébullition
f	frottement
h	hydraulique
H	Hughmark
l	liquide, longitudinal
ln	logarithmique népérien
mél	mélange
min	minimale
r	rosée
t	totale, transversal
s	sortie
v	vapeur

Nombres adimensionnels

$$Fr = \frac{G^2}{\rho^2 \cdot g \cdot D} \quad \text{nombre de Froude}$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{\lambda} \quad \text{nombre de Prandtl}$$

$$Re = \frac{G.D}{\mu} \quad \text{nombre de Reynolds}$$

$$Re_{D_c} = \frac{G.D_c}{\mu} \quad \text{nombre de Reynolds avec pour longueur caractéristique le diamètre au collet } D_c$$

$$Re_l = \frac{G.(1-x).D}{\mu_l} \quad \text{nombre de Reynolds pour le liquide}$$

$$Re_v = \frac{G.x.D}{\mu_v} \quad \text{nombre de Reynolds pour la vapeur}$$

$$Re_{l_0} = \frac{G.D}{\mu_l} \quad \text{nombre de Reynolds pour le liquide (tout le débit est considéré en phase liquide)}$$

$$Re_{v_0} = \frac{G.D}{\mu_v} \quad \text{nombre de Reynolds pour la vapeur s'écoulant seul (tout le débit est considéré en phase vapeur)}$$

$$We = \frac{G^2.D}{\rho.\sigma} \quad \text{nombre de Weber}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,5} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \quad \text{paramètre de Martinelli}$$

➤ Corrélations utilisées dans le modèle des échangeurs tubes-ailettes (évaporation)

A- Lois d'échange interne aux tubes (tube horizontale lisse)

- Écoulement monophasique

α_l et α_v sont évalués à partir de la corrélation de Dittus-Boelter :

$$\alpha_l = 0,023 \times Re_l^{0,8} \times Pr_l^{0,4} \times \frac{\lambda_l}{D_h} \quad [a3.1]$$

$$\alpha_v = 0,023 \times Re_v^{0,8} \times Pr_v^{0,4} \times \frac{\lambda_v}{D_h} \quad [a3.2]$$

- Écoulement diphasique (évaporation)

La corrélation de Bivens pour les mélanges est utilisée:

$$\alpha_{mél} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{id}} + \frac{F}{q}} \quad [a3.3]$$

avec

$$F = 0,175 (T_r - T_b) \left[1 - e^{-\frac{q}{1,3 \times 10^{-4} \rho_l \times L_v}} \right] \quad [a3.4]$$

$$\text{et } \alpha_{id} = (\alpha_{éb}^{2,5} + \alpha_{éc}^{2,5})^{\frac{1}{2,5}} \quad [a3.5]$$

où

$\alpha_{\text{éb}}$ est le coefficient de transfert d'ébullition calculé par l'équation de Cooper:

$$\alpha_{\text{éb}} = 55 \text{Pr}^{0,12} (-\log_{10} \text{Pr})^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad [\text{a3.6}]$$

et

$\alpha_{\text{éc}}$ est le coefficient d'évaporation convective relié au nombre de Froude par :

$$\alpha_{\text{éc}} = 2,838 \times \alpha_l \times \text{Fr}^{0,2} \left(0,29 + \frac{1}{X_{\text{tt}}} \right)^{0,85} \quad \text{pour } \text{Fr} \leq 0,25 \quad [\text{a3.7}]$$

$$\alpha_{\text{éc}} = 2,15 \alpha_l \left(0,29 + \frac{1}{X_{\text{tt}}} \right)^{0,85} \quad \text{pour } \text{Fr} > 0,25 \quad [\text{a3.8}]$$

α_l est évalué à partir de la corrélation de Dittus-Boelter pour le liquide s'écoulant seul.

$$\alpha_l = 0,023 \times \text{Re}_l^{0,8} \times \text{Pr}_l^{0,4} \times \frac{\lambda_l}{D_h} \quad [\text{a3.9}]$$

B- Lois de pertes de pression internes aux tubes

• Écoulement monophasique

Les pertes de pressions sont calculées par la corrélation de Blasius :

Pour la phase liquide

$$\Delta P_f = 4f_l \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho_l} \quad [\text{a3.10}]$$

avec le facteur de frottement $f_l = 0,046 \text{Re}_l^{-0,2}$

Pour la phase vapeur :

$$\Delta P_f = 4f_v \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho_v} \quad [\text{a3.11}]$$

avec le facteur de frottement $f_v = 0,079 \text{Re}_v^{-0,25}$

• Écoulement diphasique (évaporation)

La force due à la pesanteur est négligée. Seules les pertes de pression par accélération et par frottement sont considérées.

$$\Delta P = \Delta P_a + \Delta P_f \quad [\text{a3.12}]$$

Les pertes de pressions par accélération sont calculées par :

$$\Delta P_a = G^2 \left[\frac{x^2}{\varepsilon_H \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon_H) \rho_l} \right]_e \quad [\text{a3.13}]$$

Le taux de vide ε_H de Hughmark est utilisé.

$$\varepsilon_H = K_H \times \varepsilon^* \quad \text{avec} \quad [\text{a3.14}]$$

$$\varepsilon^* = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x_{\text{moy}}}{x_{\text{moy}}} \right) \times \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad \text{avec } x_{\text{moy}} = \frac{x_e + x_s}{2} \quad [\text{a3.15}]$$

$$\text{et } K_H = 0,7266477 - 0,0003481988 Z_K - \frac{0,845427}{Z_K} + 0,0601106 Z_K^{1/3} \quad [\text{a3.16}]$$

avec

$$Z_K = \frac{Re_H^{1/6} Fr^{1/8}}{(1-\varepsilon^*)^{1/4}} \quad \text{où} \quad [a3.17]$$

$$Re_H = \frac{GD_h}{\mu_l + \varepsilon^* (\mu_v - \mu_l)} \quad [a3.18]$$

$$\text{et } Fr = \frac{1}{gG} \left(\frac{Gx}{\varepsilon^* \rho_v} \right)^2 \quad [a3.19]$$

Pour les pertes de pression par frottement, la corrélation de Lockart et Martinelli est utilisée:

$$\Delta P_f = \Phi_{lo}^2 \Delta P_{f_{lo}} \quad [a3.20]$$

$$\text{avec } \Delta P_{f_{lo}} = 4f_{lo} \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho_l} \quad [a3.21]$$

$$\text{et } f_{lo} = 0,046 Re_{lo}^{-0,2} \quad [a3.22]$$

Note : L'indice 'l' correspond à la phase liquide avec un débit massique G(1-x). l'indice 'lo' correspond à la phase liquide avec un débit massique G.

$$\Phi_{lo}^2 = E + \frac{3,23 F H}{Fr^{0,045} We^{0,035}} \quad [a3.23]$$

avec:

$$E = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \left(\frac{f_{vo}}{f_{lo}} \right) \quad [a3.24]$$

$$F = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \quad [a3.25]$$

$$H = \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,7} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \quad [a3.26]$$

Fr est le nombre de Froude et We est le nombre de Weber:

$$Fr = \frac{G^2}{gD\rho_m^2} \quad [a3.27]$$

$$We = \frac{G^2 D_h}{\rho_m \sigma} \quad [a3.28]$$

$$\text{où } \rho_m = \frac{\rho_l \rho_v}{x\rho_l + (1-x)\rho_v} \quad [a3.29]$$

Les coefficients de frottement sont calculés par:

$$f_{lo} = 0,046 Re_{lo}^{-0,2} \quad [a3.30]$$

$$\text{et } f_{vo} = 0,079 Re_{vo}^{-0,25} \quad [a3.31]$$

C- Lois externes (ailettes planes)

- Loi d'échange sur l'air

$$\alpha_{air} = j \times G \times Cp \times Pr^{-2/3} \quad [a3.32]$$

La vitesse massique G est calculée avec la vitesse maximale (sur la surface minimale de passage) et avec pour longueur caractéristique le diamètre au collet D_c qui est le diamètre apparent des tubes.

Le module de Colburn 'j' est calculé par la corrélation de Wang, Chi and Chang (2000) pour les ailettes planes :

Pour $N=1$

$$j=0,108Re_{D_c}^{-0,29} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{j_1} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{-1,084} \left(\frac{F_p}{D_h}\right)^{-0,786} \left(\frac{F_p}{P_t}\right)^{j_2} \quad [a3.33]$$

avec

$$j_1=1,9-0,23 \ln(Re_{D_c}) \quad [a3.34]$$

$$j_2=-0,236+0,126 \ln(Re_{D_c}) \quad [a3.35]$$

Pour $N \geq 2$

$$j=0,086Re_{D_c}^{j_3} N^{j_4} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{j_5} \left(\frac{F_p}{D_h}\right)^{j_6} \left(\frac{F_p}{P_t}\right)^{-0,93} \quad [a3.36]$$

avec

$$j_3=-0,361-\frac{0,042 N}{\ln(Re_{D_c})}+0,158 \ln \left[N \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{0,41} \right] \quad [a3.37]$$

$$j_4=-1,224-\frac{0,076 \left(\frac{P_t}{D_h}\right)^{1,42}}{\ln(Re_{D_c})} \quad [a3.38]$$

$$j_5=-0,083+\frac{0,058 N}{\ln(Re_{D_c})} \quad [a3.39]$$

$$j_6=-5,735+1,21 \ln \left(\frac{Re_{D_c}}{N}\right) \quad [a3.40]$$

- Loi de pertes de pression sur l'air

La perte de pression totale à travers la batterie est la somme des pertes de pression des tubes et ailettes :

$$\Delta P_{totale} = \Delta P_{tubes} + \Delta P_{ailettes} \quad [a3.41]$$

Pour les tubes

$$\Delta P_{tubes} = f_{tubes} N_{rangs} \frac{G^2}{2\rho} \quad [a3.42]$$

Pour le facteur de frottement, la corrélation de Gray est utilisée :

$$f_{tubes} = \frac{2,17}{(P_t/D_c)^{1,08}} - \frac{0,174 \ln(Re_{D_c})}{(P_t/D_c)^{1,24}} \quad [a3.43]$$

La vitesse massique G et le nombre de Reynolds Re_{D_c} sont calculés avec la vitesse maximale (sur la surface minimale de passage) et avec pour longueur caractéristique le diamètre au collet D_c qui est le diamètre apparent des tubes. P_t est le pas des tubes transversal à l'écoulement d'air.

Pour les ailettes

$$\Delta P_{\text{ailettes}} = f \frac{G^2 A_t}{2\rho A_{\min}} \quad [\text{a3.44}]$$

A_t et A_{\min} sont respectivement la surface totale d'échange et la surface minimale d'écoulement de l'air. La masse volumique de l'air est une moyenne entre l'entrée et la sortie de la batterie.

Le facteur frottement 'f' est calculé par la corrélation de Wang, Chi and Chang (2000) pour les ailettes planes :

$$f = 0,0267 \text{Re}_{D_c}^{f_1} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{f_2} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{f_3} \quad [\text{a3.45}]$$

avec

$$f_1 = -0,764 + 0,739 \frac{P_t}{P_l} + 0,177 \frac{F_p}{D_c} - 0,00758/N \quad [\text{a3.46}]$$

$$f_2 = -15,689 + 64,021/\ln(\text{Re}_{D_c}) \quad [\text{a3.47}]$$

$$f_3 = 1,696 - 15,695/\ln(\text{Re}_{D_c}) \quad [\text{a3.48}]$$

➤ **Corrélations utilisées dans le modèle des échangeurs à plaques**

Dans ce qui suit, les facteurs C_h , n , K_p et m sont calculés par le tableau suivant :

Angle de corrugation	Lois d'échange			Lois de pertes de pression		
	Re	C_h	n	Re	K_p	m
<30	<10	0,718	0,349	<10	50	1
	>10	0,348	0,663	10-100	19,4	0,589
				>100	2,99	0,183
45	<10	0,718	0,349	<15	47	1
	10-100	0,4	0,598	15-300	18,29	0,652
	>100	0,3	0,663	>300	1,441	0,206
50	<20	0,63	0,333	<20	34	1
	20-300	0,291	0,591	20-300	11,25	0,631
	>300	0,13	0,732	>300	0,772	0,161
60	<20	0,562	0,326	<40	24	1
	20-400	0,306	0,529	40-400	3,24	0,457
	>400	0,108	0,703	>400	0,76	0,215
>65	<20	0,562	0,326	50	24	1
	20-500	0,331	0,503	50-500	2,8	0,451
	>500	0,087	0,718	>500	0,639	0,213

A- Lois d'échange

• Écoulement monophasique

α_l et α_v sont évaluées à partir de la corrélation de Dittus-Boelter

$$\alpha_l = C_h \times \text{Re}_l^n \times \text{Pr}_l^{0,33} \times \frac{\lambda_l}{D_h} \quad \text{et} \quad [\text{a3.49}]$$

$$\alpha_v = C_h \times \text{Re}_v^n \times \text{Pr}_v^{0,33} \times \frac{\lambda_v}{D_h} \quad [\text{a3.50}]$$

- Écoulement diphasique (condensation)

$$\alpha = C_h \times Re_{lo}^n \times Pr_l^{0.4} \times \frac{\lambda_l}{D_h} \times F \times E \quad [a3.51]$$

avec

$$F = \left[(1-x)^{0.8} + \left[3,8x^{0.76} (1-x)^{0.04} \right] / \left(\frac{P}{P_{crit}} \right)^{0.38} \right] \quad [a3.52]$$

et le facteur de correction de Bivens $E = 0,787 + 6187 \times G^{-2}$ [a3.53]

Les facteurs C_h et n sont calculés par le tableau ci-dessus.

- Écoulement diphasique (évaporation)

Les corrélations pour les tubes sont utilisées. Dans le calcul des coefficients d'échange 'α', les facteurs C_h et n sont utilisés.

B- Lois de pertes de pression

- Écoulement monophasique

Les pertes de pressions sont calculées par la corrélation de Blasius:

Pour la phase liquide:

$$\Delta P_f = 4f_l \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho_l} \quad \text{avec} \quad f_l = \frac{K_p}{Re_l^m} \quad [a3.54]$$

Pour la phase vapeur :

$$\Delta P_f = 4f_v \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho_v} \quad \text{avec} \quad f_v = \frac{K_p}{Re_v^m} \quad [a3.55]$$

- Écoulement diphasique

Pour la perte de pression les corrélations pour les tubes sont utilisées. Dans le calcul des coefficients de frottement 'f', les facteurs K_p et m sont utilisés.

Annexe 4 : Choix des détendeurs électroniques installés sur le prototype

Le détendeur électronique fixe la différence de température entre la température des vapeurs à la sortie de l'évaporateur et celle du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur en réglant le débit de fluide frigorigène en fonction de la charge thermique à l'évaporateur. Il comporte trois parties principales :

- ✓ un régulateur
- ✓ une vanne commandée par un servomoteur
- ✓ deux ou trois sondes de températures

Le détendeur est placé juste à l'entrée de l'évaporateur et est commandé (ouvertures et fermetures) par le régulateur (calculateur) en fonction :

- ✓ des écarts de températures mesurées par les sondes de températures placées sur les tuyauteries de fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur,
- ✓ de la valeur de consigne prééglée, fonction du fluide frigorigène utilisé,
- ✓ de la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur, mesurée par une sonde.

Grâce aux fonctions intégrées dans le régulateur (action proportionnelle intégrale «PI» ou action proportionnelle intégrale dérivée « PID »), la vanne se positionne rapidement et sans pompage pour la régulation de la différence de températures.

Le détendeur électronique permet des économies d'énergie électrique sur la consommation du compresseur avec un remplissage optimal de l'évaporateur et le maintien d'une surchauffe minimale stable.

Deux détendeurs électroniques de type SAGINOMIYA sont choisis pour le fonctionnement de la PAC prototype avec régulation de puissance.

- Mode chaud : EKV-24D30
- Injection : DKV-14D14

Le tableau suivant montre les spécifications des détendeurs de type SAGINOMIYA aux conditions moyennes de 5 °C à l'évaporateur et de 38 °C au condenseur. La surchauffe et le sous-refroidissement sont considérés nuls.



Détendeur électronique type EKV et DKV (Saginomiya)

Spécifications des détendeurs SAGINOMIYA

TYPE	Puissance frigorigère (kW) R-407C	Différentiel de pression admissible (MPa)	Pression de service (MPa)
DKV-10D12	1,72	0 à 2,3	3
DKV-14D13	5,4	0 à 2,3	3
DKV-18D15	10,8	0 à 2,3	3
EKV-24D30	18,0	0 à 2,3	3
EKV-30D32	27,0	0 à 2,3	3
EKV-32D33	36,0	0 à 2,2	3

Basée sur T_{evap} = 5 °C, T_{cond} = 38 °C, Surchauffe = 0 K, Sous-refroidissement = 0 K

D'après les données de puissance frigorigère et les conditions de fonctionnement, la constante Kv des détendeurs est déterminée par l'équation suivante :

$$k_v = \frac{M}{\rho_1 \cdot \text{Ouv.} \cdot \sqrt{\Delta P}} \quad [a4.1]$$

avec :

ρ_1 , masse volumique du fluide à l'entrée du détendeur

Ouv , ouverture du détendeur qui varie de 0 à 1

ΔP , différentiel de pression amont/aval

M , débit liquide à l'entrée du détendeur

Le détendeur est ensuite sélectionné pour les conditions limites qui correspondent à un différentiel de pression faible ou/et une puissance frigorifique élevée. Trois cas sont considérés :

- Le premier cas est le point de passage de la configuration bi-étagée à la configuration mono-étagée. Le différentiel de pression est relativement faible au niveau des deux détendeurs (principal et à injection), la puissance frigorifique est élevée.
- Le deuxième cas est le point de fonctionnement en configuration mono-étagée correspondant à une température d'air de 15 °C limite de la saison de chauffe. Là aussi, le différentiel de pression est faible (en se basant sur une loi d'eau) et la puissance frigorifique est élevée.
- Le troisième cas est considéré pour la sélection du détendeur à injection. Ce cas correspond au pic des besoins de chauffage à -15 °C/58 °C. A ce point, le différentiel de pression est élevé ainsi que la puissance à l'économiseur.

Les résultats de sélection sont présentés dans les tableaux suivants. Pour le choix du détendeur principal, on suppose que 80 % de la détente est effectuée dans le détendeur, le reste dans le distributeur de l'évaporateur.

Détendeur principal, puissance frigorifique			
Puissance à pleine ouverture (le détendeur est ouvert à 100 %)			
	Cas1	Cas2	Cas3
	Bi-étagé	Mono-étagé	Bi-étagé
	2 °C /42 °C	15 °C /28 °C	- 15 °C /58 °C
Puissance à échanger (kW)	14,72	11,74	8,16
DKV-10D12	1,86	1,29	2,71
DKV-14D13	5,85	4,05	8,53
DKV-18D15	11,7	8,11	17,0
EKV-24D30	19,5	13,5	28,4
EKV-30D32	29,2	20,2	42,6
EKV-32D33	39,0	27,0	56,8

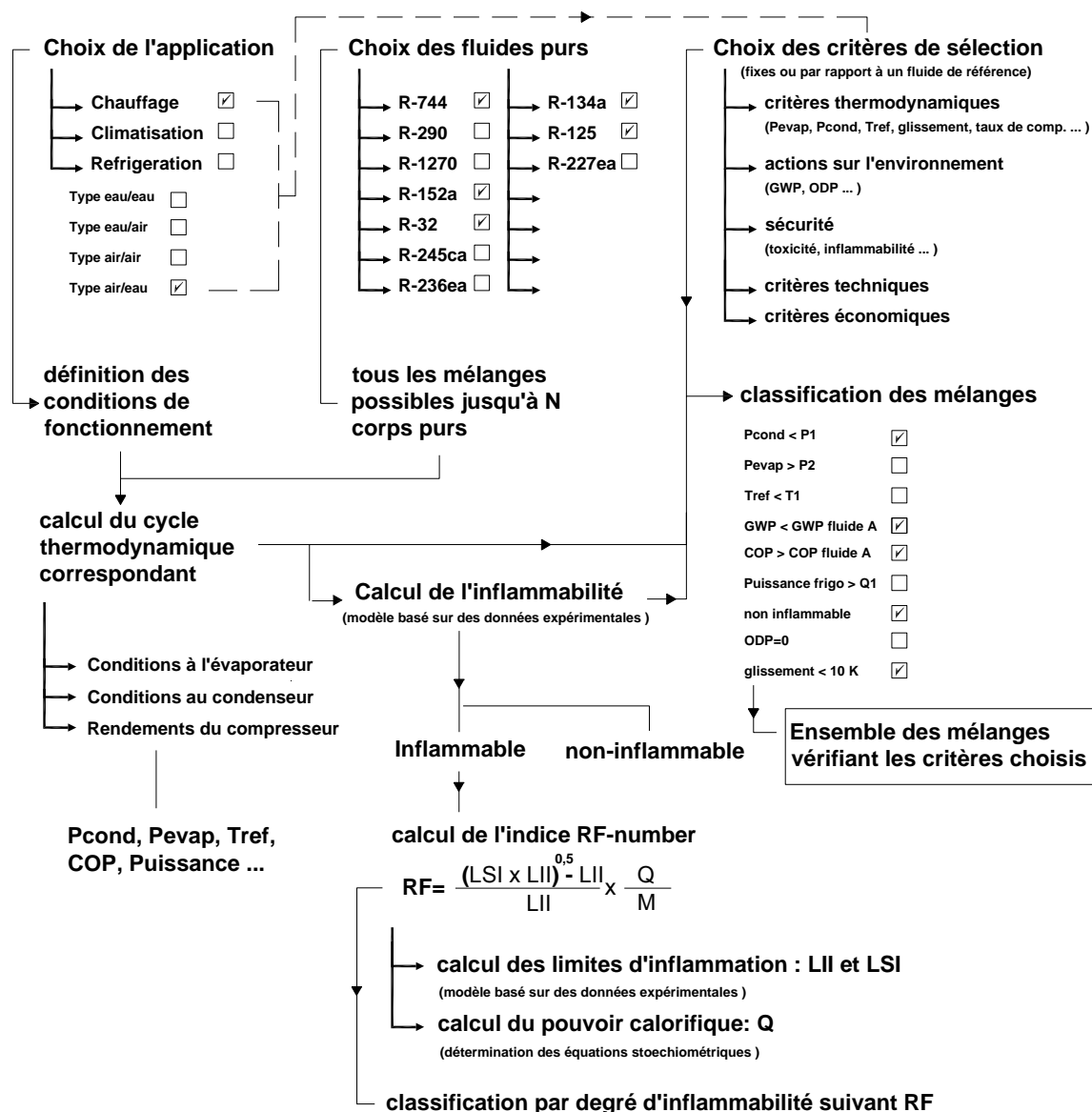
Détendeur à injection, puissance frigorifique			
Puissance à pleine ouverture (le détendeur est ouvert à 100 %)			
	Cas1	Cas2	Cas3
	Bi-étagé	Mono-étagé	Bi-étagé
	2 °C /42 °C	15 °C /28 °C	- 15 °C /58 °C
Puissance à échanger (kW)	1,05	xx	2,53
DKV-10D12	0,38	xx	1,61
DKV-14D13	1,20	xx	5,05
DKV-18D15	2,41	xx	10,1
EKV-24D30	4,02	xx	16,8
EKV-30D32	6,03	xx	25,2
EKV-32D33	8,05	xx	33,6

Seuls les types EKV-24D peuvent fournir la puissance demandée dans les 3 cas de calcul. Pour obtenir une meilleure régulation à charge partielle, le type **EKV-24D** est choisi. Ce détendeur correspond à la plus proche valeur de puissance frigorifique à échanger. Pour le détendeur d'injection, presque tous les types sont capables de fournir la puissance demandée. Le type **DKV-14D**, correspondant à la plus proche valeur de puissance frigorifique à échanger, est choisi pour une meilleure précision de régulation.

Annexe 5 : Algorithme simplifié de la méthode de sélection des fluides frigorigènes

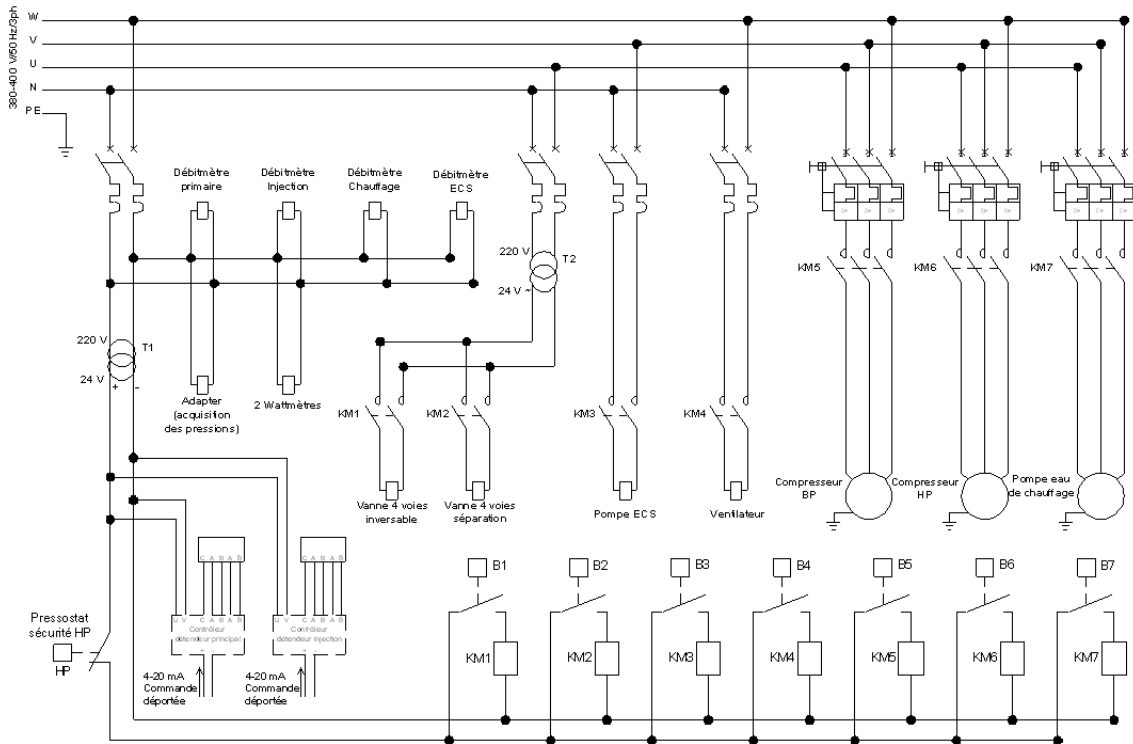
La méthode de sélection des fluides frigorigènes permet, à partir d'un certain nombre de fluides purs de base, le calcul et la classification de tous les mélanges possibles (jusqu'à N corps purs) sur toute la plage de composition.

Une fois l'application est choisie et les critères de sélection fixés, la méthode de sélection permet de classer les mélanges dans des groupes contenant la liste des fluides vérifiant le chemin de caractérisation choisis.

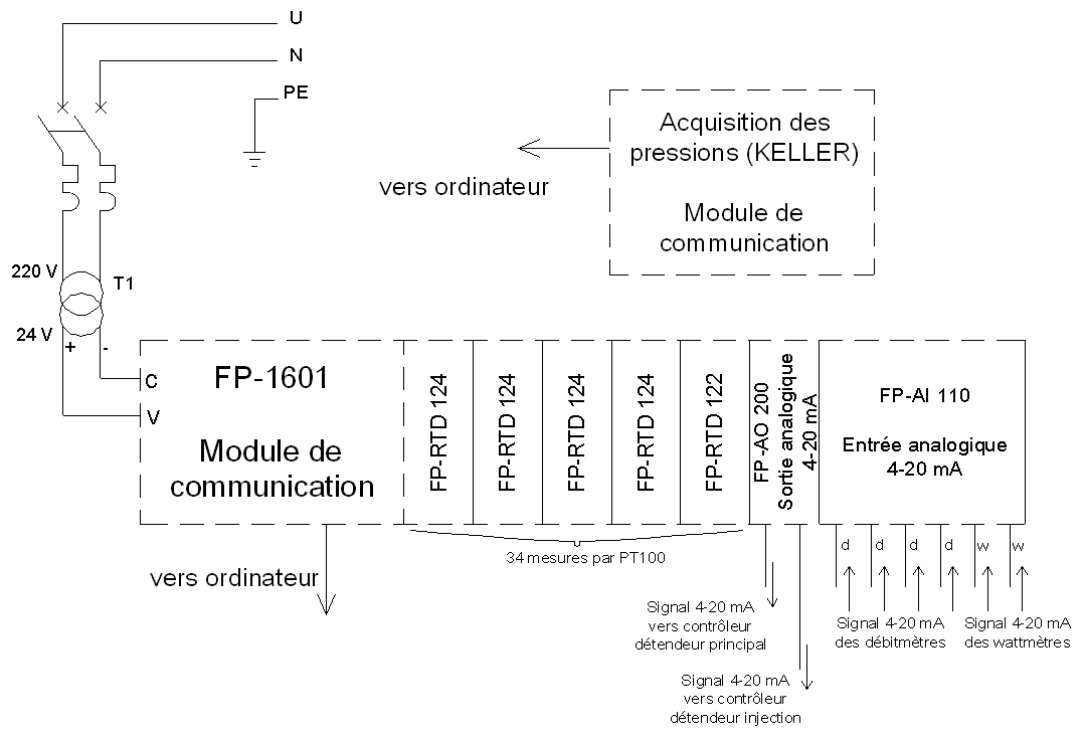


Annexe 6 : Schémas électriques de puissance et de commande

➤ Le schéma électrique de puissance contenu dans le boîtier électrique



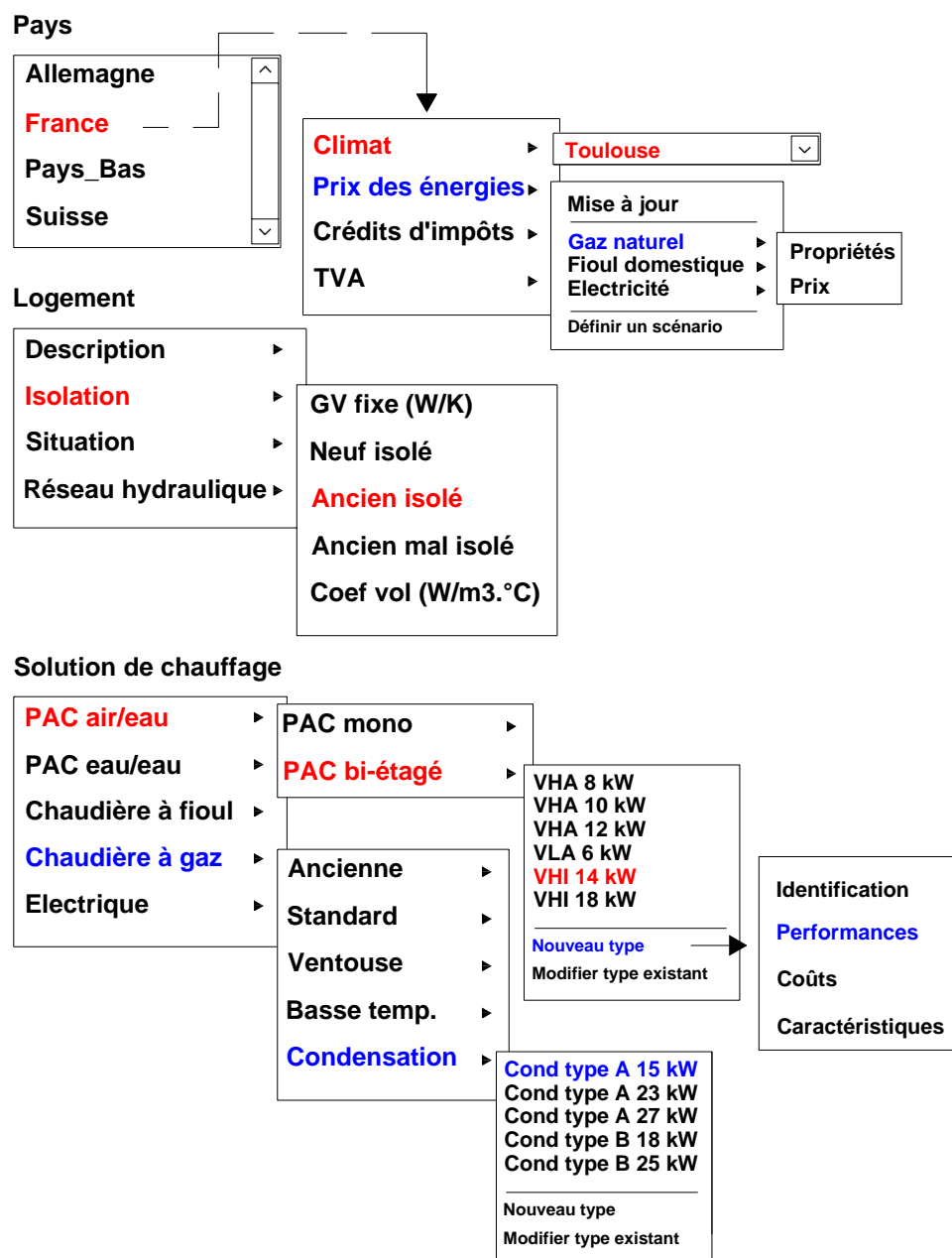
➤ Le schéma du circuit de commande et d'acquisition



Annexe 7 : Concept de logiciel de dimensionnement/sélection de solution de chauffage

La figure suivante montre une interface simple et explicative du logiciel.

La sélection du pays permet de fixer les différentes variables correspondantes. Les prix des énergies utilisées peuvent être modifiés ou mis à jour automatiquement. Eventuellement, des scénarios d'évolution de prix peuvent être définis pour comparer plusieurs solutions de chauffage. Les crédits d'impôts, le TVA et les aides financières peuvent être aussi inclus dans l'estimation des coûts. Enfin, le choix du pays permet de connaître les valeurs moyennes du mix d'énergie pour le calcul des émissions de CO₂.



Le choix de la région permet ensuite de définir les saisons de chauffe et de connaître les occurrences des températures extérieures.

Une fois la région précisée, le logement est décrit. La superficie et la hauteur sous-plafond peuvent être des entrées ou des variables à calculer en fonction de la solution de chauffage et le produit choisis. On peut, par exemple sélectionner un type de produit et calculer la superficie maximale du logement où ce produit peut être installé.

Le réseau hydraulique du logement sera décrit par une loi d'eau. Des lois d'eau prédéfinies ou des nouvelles lois d'eau définies par l'utilisateur peuvent être utilisés.

L'état de l'isolation doit être aussi précisé pour pouvoir calculer les déperditions. Des états d'isolation prédéfinis ou des valeurs du coefficient de déperditions fixes peuvent être choisis.

Le calcul peut être ensuite réalisé de telle manière à trouver les types de produits les plus adaptés en terme de puissance. Les produits sous dimensionnés ou très surdimensionnés seront exclus de la comparaison (par exemple les boutons de sélection des produits non adaptés seront désactivés et on ne pourra plus les sélectionner).

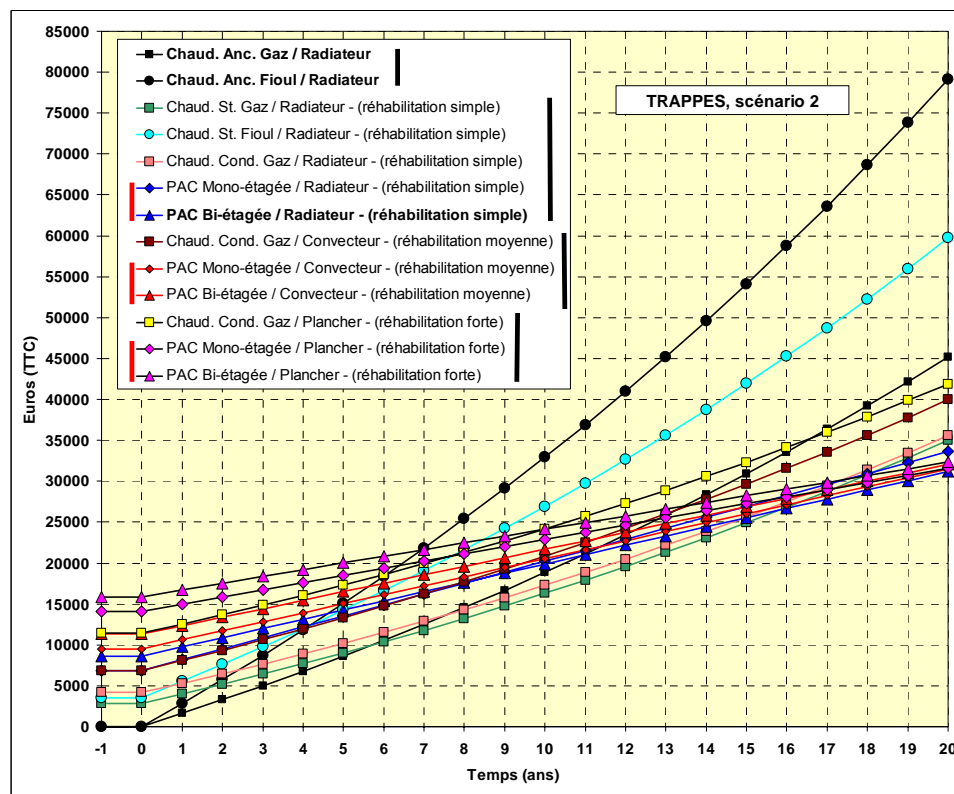
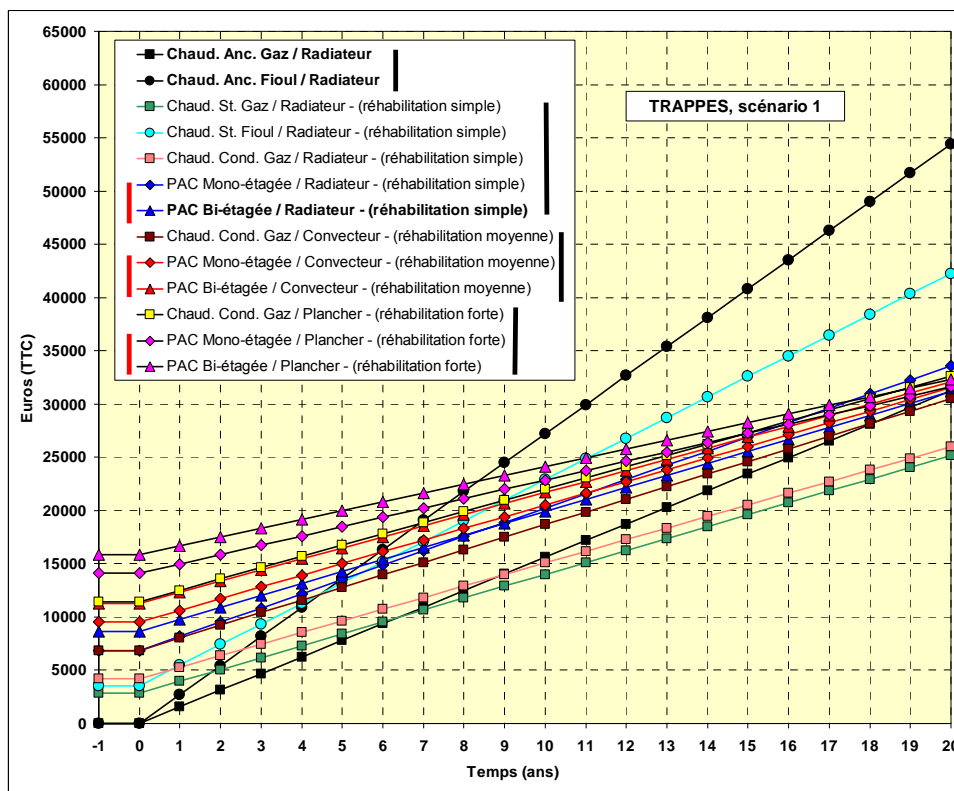
Le logiciel permet alors le calcul des performances et des coûts saisonniers des solutions de chauffage sélectionnées.

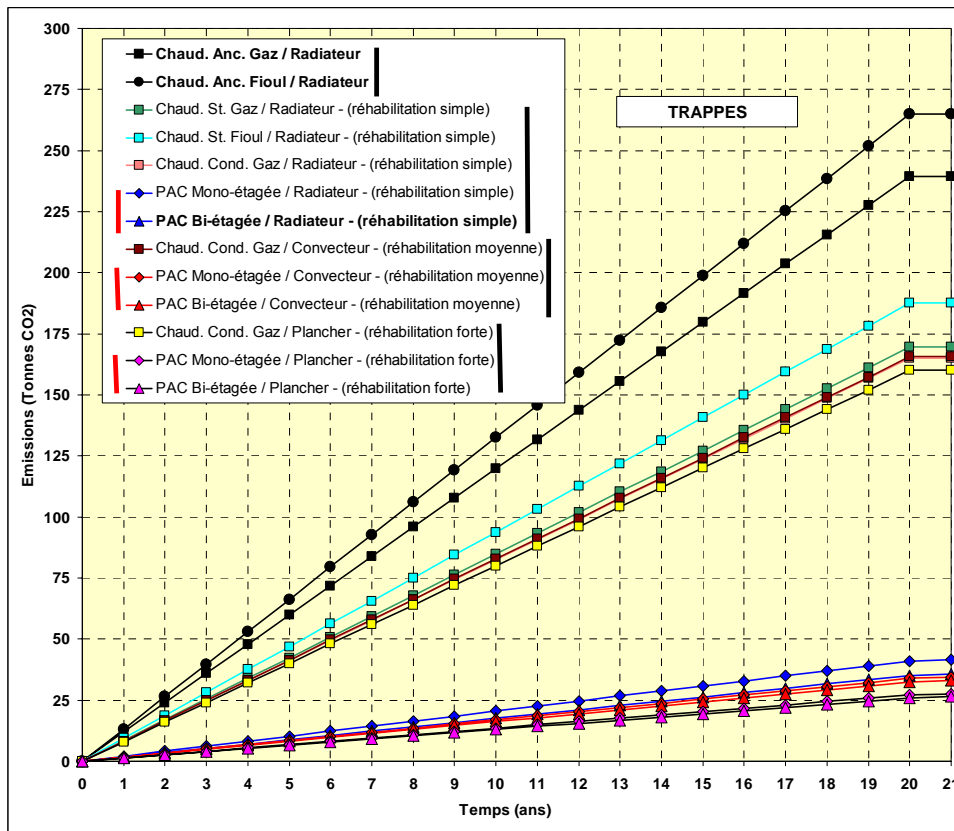
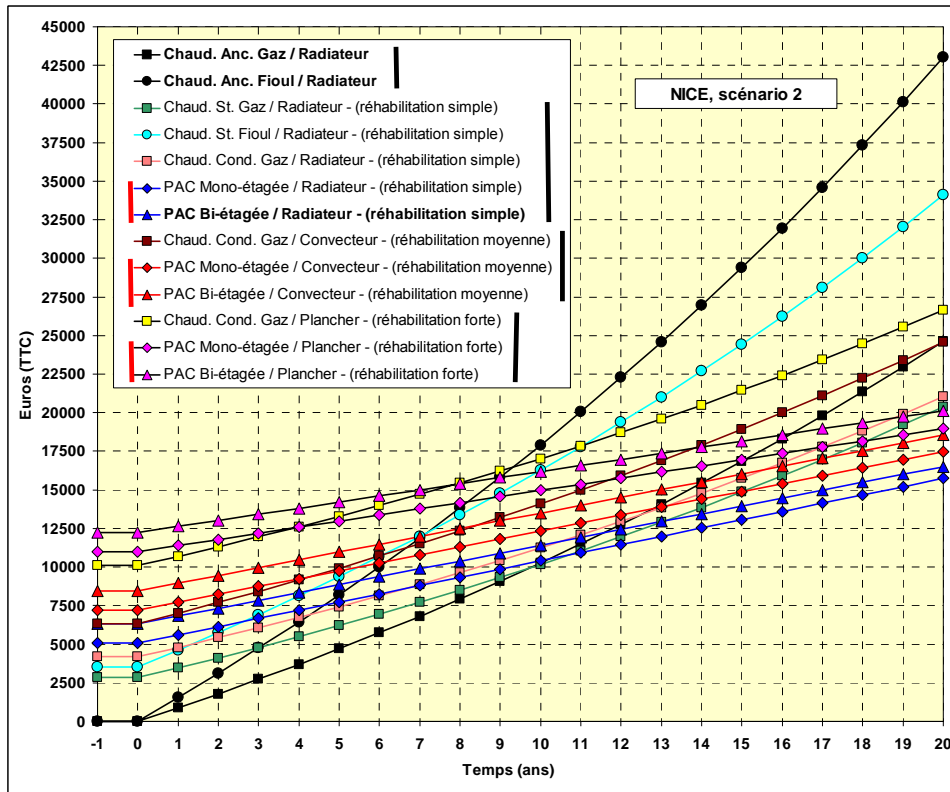
Des nouveaux produits peuvent être inclus dans la liste. Leurs performances et leurs consommations seront introduites en fonction des températures d'air, des températures d'eau etc. Les performances peuvent être calculées à l'aide de simples régressions ou à partir d'un fichier contenant les données des performances sous forme matricielle.

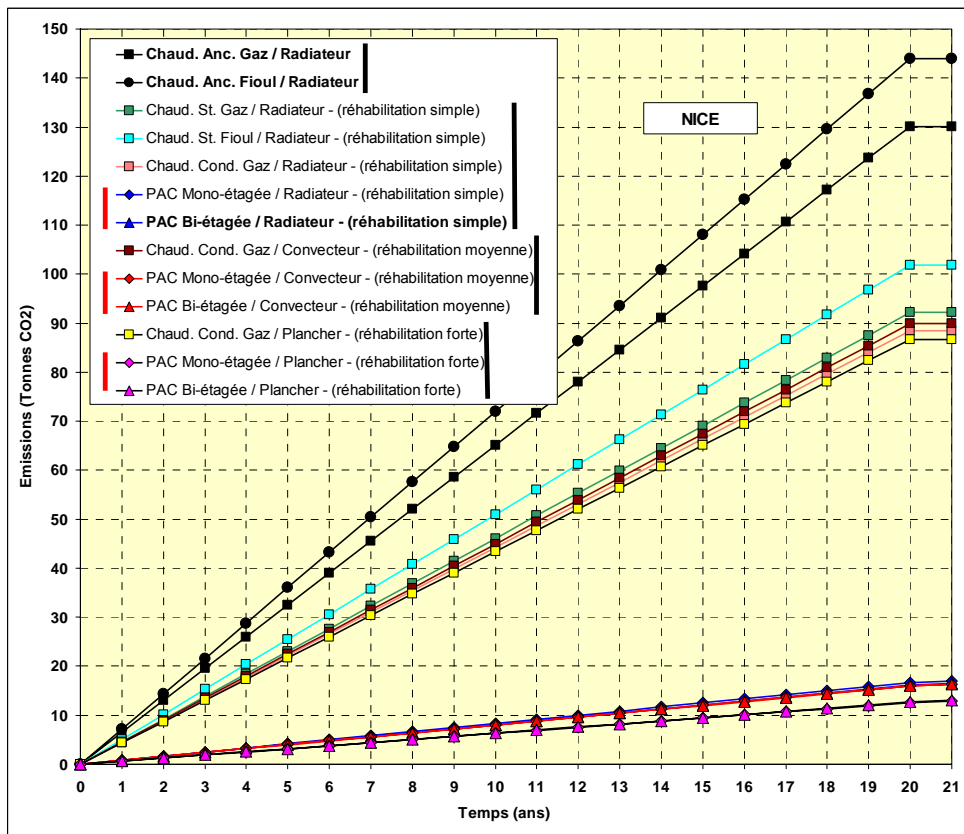
Annexe 8 : Dimensionnement des PAC en fonction des villes et du type d'émetteur

PAC usuelle mono-étagée									
	Plancher Nancy	Plancher Trappes	Plancher Nice	Convecteur Nancy	Convecteur Trappes	Convecteur Nice	Radiateur Nancy	Radiateur Trappes	Radiateur Nice
T_{base} [°C]	-15	-7	-2	-15	-7	-2	-15	-7	-2
T_{arrêt} [°C]	-12	-12	-12	-7	-7	-7	-1	-1	-1
T_{équilibre} [°C]	-2	0	4	-3	0	3	-1	-1	3
V_{bal} [m³/h]	9,3	7,8	5,6	10,2	8,5	6,0	10,2	9,7	6,6
Demande [kWh]	26496	25499	13844	26496	25499	13844	26496	25499	13844
E_{appoint} [kWh]	551	281	39	750	228	33	4243	912	29
E_{compresseur} [kWh]	6539	5772	2611	7711	6748	2895	9047	9086	3766
E_{veille} [kWh]	131	151	115	138	159	120	128	168	124
E_{circulateur} [kWh]	473	459	275	473	459	275	473	459	275
E_{ventilateur} [kWh]	820	668	298	774	640	285	697	583	275
E_{convecteur} [kWh]	0	0	0	888	983	689	0	0	0
E_{auxiliaires} [kWh]	1294	1127	573	1248	1099	561	1171	1042	551
E_{PAC} [kWh]	8516	7333	3339	9849	8235	3610	14590	11209	4471
COP_{saisonnier}	3,11	3,47	4,14	2,69	3,09	3,83	1,81	2,27	3,09
PAC bi-étagée, nouveau concept									
	Plancher Nancy	Plancher Trappes	Plancher Nice	Convecteur Nancy	Convecteur Trappes	Convecteur Nice	Radiateur Nancy	Radiateur Trappes	Radiateur Nice
T_{base} [°C]	-15	-7	-2	-15	-7	-2	-15	-7	-2
T_{min} [°C]	-12	-7	2	-12	-7	2	-12	-7	2
T_{passage} [°C]	1	3	8	3	4	8	8	9	11
V_{bal} BP [m³/h]	17,8	13,9	8,0	17,8	14,2	8,0	18,6	14,6	8,2
V_{bal} HP [m³/h]	8,4	6,5	3,7	8,4	6,6	3,8	8,7	6,9	3,8
Demande [kWh]	26496	25499	13844	26496	25499	13844	26496	25499	13844
E_{compresseur} [kWh]	6396	5649	2607	7557	6548	2868	9676	8338	3608
E_{veille} [kWh]	131	136	79	141	144	78	172	183	106
E_{circulateur} [kWh]	450	436	262	450	436	262	450	436	262
E_{ventilateur} [kWh]	747	663	362	697	633	364	544	485	291
E_{convecteur} [kWh]	0	0	0	843	934	655	0	0	0
E_{auxiliaires} [kWh]	1197	1099	624	1147	1069	627	994	921	554
E_{PAC} [kWh]	7726	6886	3311	8846	7762	3573	10843	9443	4268
COP_{saisonnier}	3,42	3,70	4,18	2,99	3,28	3,87	2,44	2,70	3,24

Annexe 9 : Coûts et émissions totaux des solutions de chauffage







Annexe 10 : Gisement des émissions de CO₂ évitées sur 20 ans

Estimation du nombre des unités vendues du nouveau concept

année	Augmentation de la vente des PAC de 5000 unités	Part du nouveau concept	Remplacement chaudière à fioul	Remplacement chaudière à gaz
		10 %	70 %	30 %
2004	17 300	1 730	1 211	519
2005	22 300	2 230	1 561	669
2006	27 300	2 730	1 911	819
2007	32 300	3 230	2 261	969
2008	37 300	3 730	2 611	1 119
2009	42 300	4 230	2 961	1 269
2010	47 300	4 730	3 311	1 419
2011	52 300	5 230	3 661	1 569
2012	57 300	5 730	4 011	1 719
2013	62 300	6 230	4 361	1 869
2014	67 300	6 730	4 711	2 019
2015	72 300	7 230	5 061	2 169
2016	77 300	7 730	5 411	2 319
2017	82 300	8 230	5 761	2 469
2018	87 300	8 730	6 111	2 619
2019	92 300	9 230	6 461	2 769
2020	97 300	9 730	6 811	2 919
2021	102 300	10 230	7 161	3 069
2022	107 300	10 730	7 511	3 219
2023	112 300	11 230	7 861	3 369
	1 296 000 unités	129 600 unités	90 720 unités	38 880 unités

Evaluation sur	Emissions évitées par unité en tonnes de CO ₂				Emissions totales évitées en tonnes de CO ₂			
	NANCY fioul/PAC	TRAPPES fioul/PAC	NANCY gaz/PAC	TRAPPES gaz/PAC	NANCY fioul/PAC	TRAPPES fioul/PAC	NANCY gaz/PAC	TRAPPES gaz/PAC
20 ans	235,04	229,94	208,55	204,44	142 319	139 229	54 118	53 052
19	223,29	218,44	198,12	194,22	174 279	170 495	66 271	64 966
18	211,54	206,95	187,69	184,00	202 126	197 737	76 860	75 347
17	199,79	195,45	177,27	173,77	225 860	220 955	85 885	84 194
16	188,04	183,95	166,84	163,55	245 480	240 150	93 346	91 508
15	176,28	172,46	156,41	153,33	260 987	255 320	99 243	97 288
14	164,53	160,96	145,98	143,11	272 381	266 466	103 575	101 536
13	152,78	149,46	135,56	132,89	279 662	273 589	106 344	104 250
12	141,03	137,96	125,13	122,66	282 829	276 687	107 548	105 430
11	129,27	126,47	114,70	112,44	281 883	275 762	107 189	105 078
10	117,52	114,97	104,27	102,22	276 823	270 812	105 265	103 192
9	105,77	103,47	93,85	92,00	267 651	261 839	101 777	99 772
8	94,02	91,98	83,42	81,78	254 365	248 841	96 725	94 820
7	82,27	80,48	72,99	71,55	236 966	231 820	90 108	88 334
6	70,51	68,98	62,56	61,33	215 453	210 775	81 928	80 315
5	58,76	57,49	52,14	51,11	189 828	185 706	72 184	70 762
4	47,01	45,99	41,71	40,89	160 089	156 612	60 875	59 676
3	35,26	34,49	31,28	30,67	126 236	123 495	48 003	47 057
2	23,50	22,99	20,85	20,44	88 271	86 354	33 566	32 905
1	11,75	11,50	10,43	10,22	46 192	45 189	17 565	17 219
	11,55 millions de tonnes de CO₂ évitées							