



HAL
open science

Intégration d'une pompe à chaleur dans un procédé agroalimentaire : simulation, expérimentation et intégration

Khattar Assaf

► **To cite this version:**

Khattar Assaf. Intégration d'une pompe à chaleur dans un procédé agroalimentaire : simulation, expérimentation et intégration. Autre. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2010. Français. NNT : 2010ENMP0052 . pastel-00573010

HAL Id: pastel-00573010

<https://pastel.hal.science/pastel-00573010>

Submitted on 2 Mar 2011

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.

Ecole doctorale n° 432 : « Sciences des Métiers de l'Ingénieur »

Doctorat ParisTech

THÈSE

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité "Énergétique"

présentée et soutenue publiquement par

Khattar ASSAF

le 10 décembre 2010

**Intégration d'une pompe à chaleur dans un procédé agroalimentaire -
Simulation, expérimentation et intégration**

Directeur de thèse : **Denis CLODIC**

Co-encadrement de la thèse : **Assaad ZOUGHAIB**

Jury

M. Pierre NEVEU, Professeur des universités, Université de Perpignan
M. Daniel FAVRAT, Professeur, EPFL / LENI - ISE - STI
M. Michel FEIDT, Professeur des universités, LEMTA, Université de Nancy
M. Jean-Louis PEUREUX, Chef de projet, EDF R&D
M. Assaad ZOUGHAIB, Docteur, Mines ParisTech
M. Denis CLODIC, Directeur de recherche, Mines ParisTech

Rapporteur
Rapporteur
Président
Examineur
Examineur
Examineur

REMERCIEMENTS

Cette thèse est le fruit de multiples discussions et de réflexions scientifiques et techniques dans le cadre d'une collaboration académique et industrielle entre le Centre Energétique et Procédés (CEP) de MINES ParisTech et Electricité de France Recherche et Développement (EDF R&D). Assurer à la fois une rigueur scientifique et un pragmatisme industriel n'aurait pas été possible sans un cadre de travail intellectuel et matériel favorable. Je tiens donc à remercier quelques personnes.

M. Denis Clodic, mon directeur de thèse et responsable du CEP-Paris, pour m'avoir donné l'opportunité de faire cette thèse, pour sa confiance en moi et pour sa bonne orientation de mes travaux.

Mon maître de thèse Dr. Assaad Zoughaib pour son suivi et ses conseils.

Le staff du département Eco-efficacité et Procédés Industriels (EPI) à EDF R&D pour le soutien financier et matériel, notamment M. Jean-Louis Peureux, chef de projet, pour ses conseils techniques et sa vision industrielle pragmatique et M. Cyril Bethenod, chef de groupe, pour son écoute et ses conseils.

M. Daniel Favrat, professeur à l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne et M. Pierre Neveu, professeur des universités à Perpignan, pour avoir accepté d'être les rapporteurs de la thèse.

M. Michel Feidt, professeur des universités à LEMTA-Nancy, pour avoir accepté d'être examinateur pour ce travail.

Dr. Khalil El Khoury qui m'a donné l'opportunité de poursuivre mes études d'ingénieur généraliste à MINES ParisTech.

Mme Anne-Marie Bonnet, directrice administrative du CEP-Paris, pour ses conseils et sa disponibilité.

Mes collègues à EDF R&D et au CEP-Paris pour leur soutien durant ces trois années de thèse, notamment Wassim Nehme, Eugénio Sapora, Ismael Zaid et Elias Zoughaib.

Enfin, mon amie Kathleen pour son soutien et sa patience durant toute la durée de la thèse ainsi que ma famille et en particulier mon oncle Norman pour son soutien, ses conseils et son amitié tout au long de mon cursus académique.

SOMMAIRE

Nomenclature.....	1
Introduction générale.....	5
CHAPITRE 1 LES POMPES A CHALEUR A HAUTE TEMPERATURE POUR LA RECUPERATION DE CHALEUR DANS L'INDUSTRIE	7
1.1 Contexte général et enjeux.....	7
1.1.1 L'énergie dans l'industrie.....	7
1.1.2 Amélioration de l'efficacité énergétique dans l'industrie	9
1.1.2.1 Généralités	9
1.1.2.2 Récupération de la chaleur fatale.....	10
1.2 Potentiel des pompes à chaleurs dans les procédés industriels.....	12
1.2.1 Besoins de chaleur dans l'industrie par niveau de température	12
1.2.1.1 Analyse détaillée du potentiel technique en France.....	12
1.2.1.2 Analyse du potentiel technique en Allemagne	14
1.2.1.3 Estimation du potentiel technique au Japon.....	15
1.2.2 Process puits de chaleur dans l'industrie agroalimentaire	16
1.2.3 Rejets sources de chaleur dans l'industrie agroalimentaire.....	16
1.2.4 Principe de chauffage par pompe à chaleur dans l'industrie	17
1.2.5 Critères de performance de la pompe à chaleur industrielle.....	17
1.2.5.1 Performance énergétique	17
1.2.5.2 Performance économique	18
1.2.5.3 Performance exergétique	19
1.3 Etat de l'art des pompes à chaleur industrielles.....	21
1.3.1 Généralités	21
1.3.2 Parc des pompes à chaleur industrielles.....	21
1.3.2.1 A l'international	21
1.3.2.2 En France	24
1.3.2.3 Synthèse.....	25
1.3.3 Aspects technologiques des pompes à chaleur industrielles.....	26
1.3.3.1 Généralités	26
1.3.3.2 Groupes moto-compresseurs	27
1.3.3.3 Echangeurs diphasiques	29
1.3.3.4 Fluides frigorigènes	31
1.3.3.5 Verrous technologiques.....	33
1.4 Intégration des pompes à chaleur dans les procédés selon la méthode de pincement .	35
1.4.1 Principe de base de la méthode de pincement	35
1.4.2 Intégration des PAC dans les procédés industriels.....	36
1.4.2.1 Généralités	36
1.4.2.2 Formulation analytique de l'intégration.....	37
1.4.3 Analyse et optimisation de l'intégration des PAC industriels	39
1.4.3.1 Critère énergétique	40
1.4.3.2 Critère économique	40
1.4.3.3 Critère du temps de retour sur investissement.....	41
1.4.4 Conclusions	42
1.5 Conclusions générales	43
1.6 Références	45

CHAPITRE 2 SIMULATION EXPERIMENTALE ET ANALYSE DE L'INTEGRATION D'UN SYSTEME DE RECUPERATION THERMIQUE A POMPE A CHALEUR DANS LES PROCEDES INDUSTRIELS AGRO-ALIMENTAIRES 47

2.1	Fonctionnalités du simulateur expérimental	47
2.1.1	Démonstrateur du principe de pompage de chaleur dans l'industrie.....	47
2.1.2	Simulateur expérimental de scénarios de courbes composites.....	47
2.1.3	Cahier des charges fonctionnel de la pompe à chaleur.....	48
2.2	Description du simulateur expérimental	48
2.2.1	Les circuits hydrauliques.....	48
2.2.1.1	Composants.....	48
2.2.1.2	Supervision et régulation.....	49
2.2.2	La Pompe à chaleur industrielle.....	52
2.2.2.1	Composants.....	52
2.2.2.2	Supervision et régulation.....	53
2.3	Résultats des essais avec le R-134a	57
2.3.1	Scénarios d'intégration de la PAC sans possibilité d'échangeur récupérateur.....	57
2.3.2	Scénarios d'intégration de la PAC avec possibilité d'échangeur récupérateur.....	59
2.3.3	Conclusion.....	60
2.4	Analyse des essais selon le deuxième principe de la thermodynamique	61
2.4.1	Le principe de la méthode d'analyse exergétique.....	61
2.4.1.1	Les équations de base de l'analyse exergétique.....	61
2.4.1.2	Analyse exergétique appliquée au système de la pompe à chaleur.....	61
2.4.2	Analyse exergétique des résultats des essais.....	64
2.4.2.1	Sélection de scénarios typiques d'intégration de la PAC.....	64
2.4.2.2	Analyse exergétique des scénarios sélectionnés.....	64
2.4.2.3	Analyse exergétique des scénarios avec possibilité d'échangeur récupérateur.....	67
2.4.3	Potentiel théorique des mélanges de fluides à grand glissement de température pour la réduction des pertes exergétiques.....	70
2.4.3.1	Généralités.....	70
2.4.3.2	Equations théoriques de base.....	71
2.4.3.3	Résultats de la comparaison théorique fluide pur/mélange.....	72
2.4.4	Conclusions.....	74
2.5	Conclusions générales	75
2.6	Références	76

CHAPITRE 3 MODELISATION ET SIMULATION DES EVAPORATEURS TUBES-CALANDRE A DETENTE SECHE FONCTIONNANT AVEC DES MELANGES ALTERNATIFS ZEOTROPES DE FLUIDES FRIGORIGENES 77

3.1	Résumé en français	77
3.2	Introduction	78
3.3	Modelica-based model	79
3.4	Model development	80
3.4.1	Governing equations.....	81
3.4.2	Generic flow arrangement.....	82
3.4.3	Tube side heat transfer coefficient.....	83
3.4.4	Shell side heat transfer coefficient.....	83
3.4.5	Global performance and irreversibility analysis equations.....	84
3.5	Model validation	85
3.5.1	Experimental evaporator description.....	85
3.5.2	Experimental validation.....	86
3.6	Model applications	87

3.7	Conclusion	93
3.8	References	94

CHAPITRE 4 SIMULATION NUMERIQUE ET OPTIMISATION DE LA PAC INDUSTRIELLE 97

4.1	Revue des méthodes de modélisation des pompes à chaleur	97
4.1.1	Introduction	97
4.1.2	Modélisation sans tenir compte des caractéristiques des échangeurs	98
4.1.2.1	Cycle théorique.....	98
4.1.2.2	Cycle simple du fluide frigorigène	99
4.1.3	Modélisation tenant compte des caractéristiques des échangeurs.....	99
4.1.3.1	Modélisation zonale.....	99
4.1.3.2	Modélisation discrétisée ou à paramètres distribués	100
4.1.3.3	Modélisation incrémentale ou à éléments finis	101
4.2	Modèle numérique de PAC industrielles liquide / liquide	102
4.2.1	Introduction	102
4.2.2	Modèle de l'évaporateur	102
4.2.3	Modèle du condenseur	102
4.2.4	Modèle du moto-compresseur.....	105
4.2.5	Modèle de l'organe de détente	106
4.2.6	Modèle des mélanges de fluides frigorigènes	106
4.2.7	Modèle du système complet.....	106
4.3	Mélanges de fluides frigorigènes.....	108
4.3.1	Fluides purs pour PAC industrielle à haute température	108
4.3.2	Méthode de sélection des mélanges de fluides frigorigènes	110
4.4	Résultats des simulations et discussions	111
4.4.1	Scénarios des simulations.....	111
4.4.2	Résultats et discussions	112
4.4.2.1	Résultats avec variation du rendement isentropique du compresseur	112
4.4.2.2	Résultats avec rendement isentropique constant du compresseur	115
4.5	Conclusions	117
4.6	Références	118
	Conclusions générales et perspectives.....	121
	Annexes.....	125
	Annexe 1 : Détails supplémentaires des circuits hydrauliques	125
	Annexe 2 : Détails supplémentaires de la pompe à chaleur.....	126

Nomenclature

Symboles

C_p	chaleur massique	$[J\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
C	coût	$[€]$
D	diamètre	$[m]$
e	exergie	$[J\ kg^{-1}]$
E	énergie primaire	$[J]$
Ex	perte d'exergie	$[W]$
f	facteur de frottement	
g	accélération gravitationnelle	$[m\ s^{-2}]$
G	flux massique	$[kg\ s^{-1}\ m^{-2}]$
h	enthalpie	$[J\ kg^{-1}]$
h	heure	$[s]$
I	investissement	$[€]$
I	irréversibilité	$[W]$
K_H	facteur du taux de vide	
L	distance entre deux chicanes	$[m]$
m	nombre de volumes de contrôles dans l'évaporateur	
M	matrice de correspondance de l'évaporateur	
M	débit massique des courbes composites	$[kg\ s^{-1}]$
\dot{m}	débit massique	$[kg\ s^{-1}]$
n	nombre de chicanes dans l'évaporateur	
N	nombre de tubes, rotation du moteur	$[tour\ min^{-1}]$
P	pression	$[Pa]$
\dot{Q}	capacité thermique	$[W]$
S	surface	$[m^2]$
S	glissement de vitesse	
T	température	$[°C\ ou\ K]$
T_0	température ambiante	$[°C\ ou\ K]$
U	coefficient global de transfert thermique	$[W\ m^{-2}\ K^{-1}]$
W	puissance électro-mécanique	$[W]$
x	titre de vapeur diphasique	

Symboles grecs

α	coefficient convectif de transfert thermique	$[W\ m^{-2}\ K^{-1}]$
Δ	variation, différence	
ε	taux de vide en diphasique	
φ	pente de l'évaporateur	$[deg]$
ϕ_o^2	coefficient de perte de charge de frottement	
η	rendement	
μ	viscosité dynamique	$[kg\ m^{-1}\ s^{-1}]$
ρ	densité	$[kg\ m^{-3}]$
τ	taux de compression	

Indices

a	accélération
asp	aspiré

bal	balayé
c	chaude
ce	centrale électrique
ch	chaudière
comp	compresseur
cond	condenseur
e	entrée
elec	électrique
evap	évaporateur
ex	exergétique
ext	extérieur
f	fluide, froide, frottement
g	gravité
glob	global
i	indice de discrétisation
in	inside, inlet (entrée)
int	intérieur
is	isentropique
j	indice de discrétisation
k	indice de discrétisation
l	liquide
l ₀	liquide seul
max	maximal
min	minimal
mot	moteur
moy	moyenne
out	outside, outlet (sortie)
pinc	pincement
ref	refoulé, réfrigérant (fluide frigorigène)
s	sortie
sh	superheat (surchauffe)
sr	Sous-refroidissement
sat	saturé
tot	total
u	utilité
v	vapeur, volumétrique
var	variable
w	water (eau)

Abréviations

CEE	Certificat d'Economie d'Energie
CF	Counter Flow (contre-courant)
CFC	ChloroFluoroCarbure
CFD	Computational Fluid Dynamics
CMV	Compression mécanique de vapeur
COP	Coefficient Of Performance (Coefficient de performance)
Ech	Echangeur de chaleur
ECS	Eau Chaude Sanitaire
EEV	Electronic Expansion Valve (détendeur électronique)
Ex	Expansion (détente)
GCC	Grande Courbe Composite
GES	Gaz à Effet de Serre
GWP	Global Warming Potentiel (pouvoir de réchauffement global)
HC	HydroCarbures

HCFC	HydroChloroFluoroCarbures
HFC	HydroFluoroCarbures
HPP	Heat Pump Program
HT	Haute Température
HTC	Heat Transfer Coefficient (coefficient de transfert thermique)
HX	Heat Exchanger (échangeur de chaleur)
IAA	Industries Agro-Alimentaires
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference (différence logarithmique moyenne de température)
MF	Mixed Flow (mixte co-contre-courant)
MFR	Mass Flow Rate (débit massique)
MTD	Mean Temperature Difference (différence moyenne de température)
ODP	Ozone Depletion Potential (PAOS)
ORC	Organic Rankine Cycle
PAC	Pompe à Chaleur
PC	Personal Computer (ordinateur)
PF	Parallel Flow (co-courant)
PID	Proportionnel Integral Dérivé
PMI	Petites et Moyennes Industrie
PNAQ	Plan National d'Allocation des Quotas d'émission de CO ₂
R&D	Recherche et Développement
RF	RF-number
RMV	Recompression Mécanique de Vapeur
TFP	Thermo Frigo-Pompe
TRI	Temps de Retour sur Investissement
VFR	Volume Flow Rate (débit volumique)

Sigles

CEP	Centre Energétique et Procédés
CEREN	Centre d'Etude et de Recherches Economiques sur l'Energie
ECLEER	European Center and Laboratories for Energy Efficiency Research
EDF	Electricité de France
EPI	Eco-efficacité et Procédés Industriels
HPTCJ	Heat Pump Technology Center of Japan
IEA	International Energy Agency
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
UE	Union Européenne

Introduction générale

L'industrie européenne a subi dernièrement un renchérissement des énergies fossiles et le démarrage du système de permis d'émissions négociables. L'énergie a commencé à devenir une préoccupation majeure des entreprises mais avec des stratégies économiques de court terme. De véritables tensions sur les ressources fossiles existent à des temps proches, un pic de production d'énergie pétrolière (peak-oil) et des contraintes sur les émissions de CO₂ qui ne peuvent que se renforcer.

Le contexte énergétique global imposera durablement aux grands industriels ainsi qu'aux PME-PMI la poursuite des efforts en matière d'efficacité énergétique, auxquels l'optimisation et le déploiement de nouveaux procédés contribueront. Un des axes de recherche engagés par EDF R&D et ECLEER (European Center and Laboratories for Energy Efficiency Research) est la valorisation de la chaleur fatale perdue dans les procédés industriels en développant des technologies efficaces de récupérations thermiques comme les pompes à chaleur industrielles. Cette thèse fait partie des travaux de cet axe de recherche.

Dans le premier chapitre, le principe de chauffage industriel par pompes à chaleur ainsi que les critères de performances sont introduits. Le potentiel des pompes à chaleur est estimé en fonction des niveaux de températures des besoins thermiques industriels pour plusieurs pays. Les procédés puits de chaleur et les rejets sources de chaleur typiques de divers procédés sont identifiés. Un état de l'art sur les installations existantes des pompes à chaleur industrielles ainsi que sur les technologies de composants est présenté. A la fin du chapitre, l'intégration des pompes à chaleur selon la méthode du pincement est analysée suivant différents critères d'optimisation.

Le deuxième chapitre, alimenté par les enjeux de l'intégration des pompes à chaleur industrielles présentés dans le premier chapitre, a permis de définir le cahier des charges et les fonctionnalités du simulateur expérimental. Dans ce chapitre, les deux parties du banc d'essais sont décrites en détail : les circuits hydrauliques et la pompe à chaleur. Les résultats des essais expérimentaux de plusieurs scénarios d'intégration des pompes à chaleur sont analysés selon les premier et deuxième principes de la thermodynamique. En effet, l'analyse exergétique des résultats des essais a permis d'identifier des voies d'amélioration pour réduire les pertes d'exergie des composants (évaporateur, condenseur, moto-compresseur et détendeur) et améliorer les performances du système. Dans cette optique, le potentiel théorique des mélanges zéotropes de fluides frigorigènes pour la minimisation des pertes exergétiques a été démontré à condition que les échangeurs de la pompe à chaleur soient à contre-courant.

Cependant, les configurations disponibles sur le marché pour condenseur et l'évaporateur du banc d'essais ne sont pas à contre-courants. Ces configurations complexes (co-courant/contre-courants) des échangeurs en épingles peuvent remettre en cause le potentiel de minimisation des pertes exergétiques des mélanges de fluides frigorigènes utilisables pour des pompes à chaleur industrielles. La comparaison de l'efficacité de ces échangeurs diphasiques ayant des configurations mixtes co-courants/contre-courants par rapport à des échangeurs à configurations contre-courants parfaits fait l'objet du chapitre trois. Dans ce chapitre, un modèle numérique des évaporateurs tubes-calandre à détente sèche de configuration générique est développé. Ce chapitre constitue un article présenté à comité de lecture de l'International Journal of Refrigeration.

Le quatrième et dernier chapitre présente une revue des méthodes de modélisation des pompes à chaleur et justifie le niveau de complexité intermédiaire des modèles des échangeurs (discrétisation en volumes finis) nécessaire pour simuler le fonctionnement avec des mélanges de fluides à glissement de température (non-azéotropes). Par conséquent, un

modèle complet de pompe à chaleur industrielle liquide/liquide est développé intégrant le modèle de l'évaporateur établi dans le chapitre trois. Les critères de sélection des fluides frigorigènes purs pour PAC à haute température ainsi que la méthodologie du choix d'un mélange « sur mesure » sont aussi présentés. Des mélanges de fluides déjà optimisés et un scénario industriel typique avec une variation de température du liquide du procédé de l'ordre de 20 K sont proposés pour effectuer les simulations numériques. Finalement, les résultats des simulations avec un fluide pur et avec des mélanges utilisés avec des configurations originales des échangeurs ont permis d'établir une comparaison entre les différents scénarios en termes de COP et de rendement exergetique.

CHAPITRE 1 Les pompes à chaleur à haute température pour la récupération de chaleur dans l'industrie

1.1 Contexte général et enjeux

1.1.1 L'énergie dans l'industrie

L'utilisation de l'énergie dans le secteur industriel est très diversifiée. Il existe plusieurs types d'industries et chacun possède ses propres procédés qui lui sont spécifiques. Ainsi, il est plus difficile de généraliser dans ce secteur que dans d'autres secteurs comme l'habitat résidentiel ou les transports.

En se basant sur l'histoire industrielle, après les deux premiers chocs pétroliers de 1973 et 1982, le secteur industriel s'était progressivement réaccoutumé à une énergie peu chère, souvent gaspillée et non suffisamment valorisée. La nouvelle donne énergétique change profondément l'approche de la consommation énergétique. Les facteurs politiques (les menaces géopolitiques sur la sécurité de nos approvisionnements, le rééquilibrage des marchés énergétiques vers les pays producteurs), environnementaux (protocole de, la lutte contre le changement climatique et la mise en application du protocole de Kyoto visant à réduire les gaz à effet de serre, etc.) et économiques (les prix du pétrole et du gaz, et le coût de l'énergie élevés) imposent dorénavant aux acteurs, notamment industriels, une réponse tournée vers la recherche systématique d'économies d'énergie, dans ce contexte qui va perdurer. Au cours de ces dernières années, les Pouvoirs Publics ont renforcé leur action notamment pour diminuer les émissions de GES, en élaborant des nouveaux mécanismes institutionnels (PNAQ, CEE), qui vont se compléter et se renforcer dans les prochaines années.

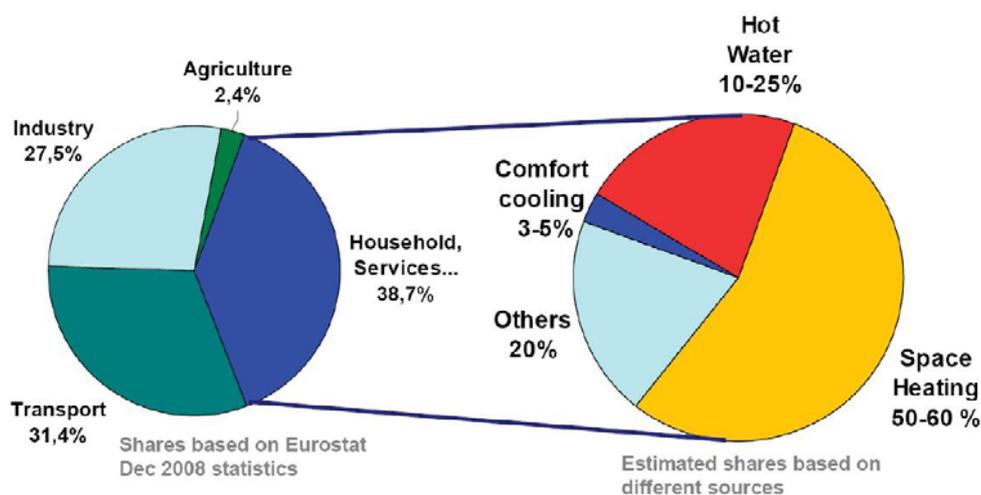


Figure 1.1 : Consommation énergétique finale des UE 27 par secteur (2008)

En décembre 2008 le parlement européen a mis en place le « EU's climate change package », appelé aussi « 20-20-20 ». Le principal objectif de ce package est d'atteindre à l'horizon 2020 les objectifs suivants : une réduction de 20 % des émissions de gaz à effet de serre, une amélioration de 20 % de l'efficacité énergétique et une part de 20 % d'énergies renouvelables dans le mix énergétique.

Le secteur industriel est très énergivore et représente autour de 28 % de la consommation en énergie finale et 21 % des émissions de gaz à effet de serre dans l'Europe des 27, (voir Figure 1.1). Contrairement aux secteurs résidentiel et tertiaire, des données sur la sous-répartition précise de cette consommation selon l'utilisation finale ne sont pas faciles à déterminer ; par contre une répartition par sous-secteur industriel est disponible.

L'ensemble des sous-secteurs « Energy Intensive Industries » est présent dans l'industrie européenne avec des disparités et spécificités d'un pays à l'autre qui peuvent induire des stratégies différentes en termes d'efficacité énergétique. Ainsi dans les grands pays industriels (Allemagne, Italie, France, Royaume-Uni et Suède) la consommation finale d'énergie par sous-secteur industriel est schématisée dans la Figure 1.2. Les industries métallurgiques, de la chimie et agro-alimentaires sont les plus gros consommateurs d'énergie.

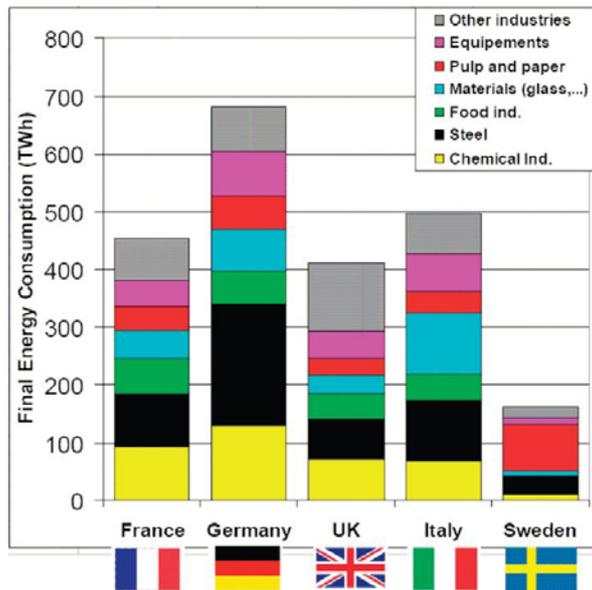


Figure 1.2 : Consommation énergétique de l'industrie en Europe (2005) (700 TWh = 2520 PJ)

L'électricité représente environ 1/3 de cette consommation et le pétrole et le gaz représentent les 2/3 restants.
Source (EDF R&D, 2010)

En France la consommation d'énergie et les émissions de CO₂ se déclinent comme présenté dans la Figure 1.3 et la Figure 1.4.

Consommations totales d'énergie finale 1885 TWh

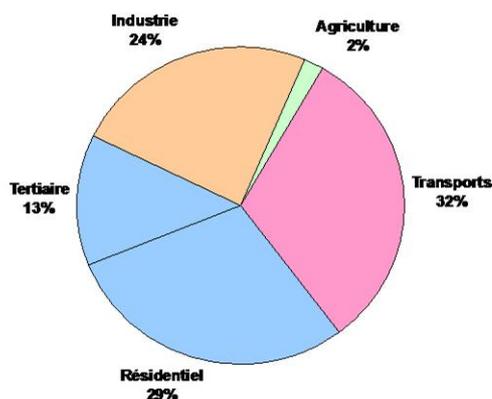


Figure 1.3 : Consommation totale d'énergie en France

Emissions totales (hors puits) 525 Mt CO₂

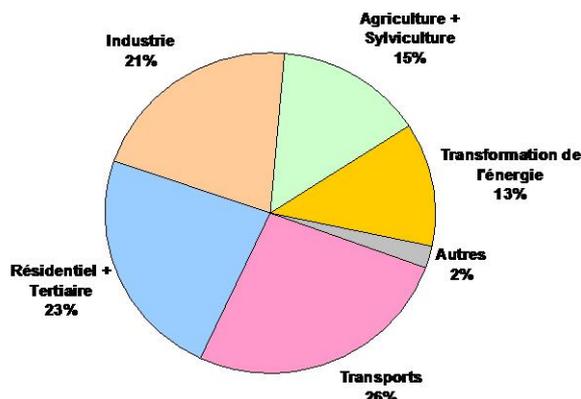


Figure 1.4 : Emissions totales en CO₂ en France

La consommation énergétique de l'industrie française représente autour de 456 TWh (hors utilisation en tant que matière première) et sa répartition par sous-secteur est donnée par la Figure 1.5.

En France (comme en Europe) cette énergie est composée d'un tiers d'électricité et de deux tiers de combustion de fossiles (gaz, pétrole et charbon).

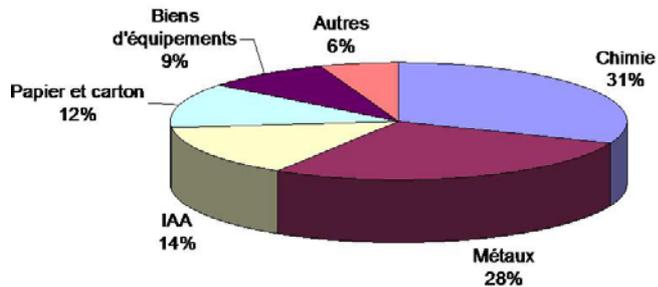


Figure 1.5 : Répartition de la consommation énergétique des secteurs industriels en France

L'indicateur ODEX¹ montre que l'efficacité énergétique dans l'industrie s'est améliorée de 1 à 1,5 % de 1990 à 2002 pour l'Europe des 15. Ce niveau d'amélioration montre un relâchement par rapport à la période précédente du fait du faible coût relatif des énergies. De nouveaux efforts sont entrepris aujourd'hui, des solutions nouvelles doivent être trouvées et d'anciennes solutions revisitées dans ce nouveau contexte. L'efficacité énergétique est une source de compétitivité mais identifier les opportunités est complexe.

1.1.2 Amélioration de l'efficacité énergétique dans l'industrie

1.1.2.1 Généralités

Un potentiel important d'amélioration de l'utilisation de l'énergie est accessible dans l'industrie. L'IAE estime que pour les pays de l'OCDE l'industrie peut encore améliorer son efficacité énergétique de 18 à 26 % en énergie primaire (par rapport à 2004) notamment en utilisant les meilleures technologies disponibles.

Deux facteurs principaux permettent de baisser les consommations d'énergie et d'améliorer les émissions de CO₂ :

- les industriels sont de plus en plus motivés à investir dans l'efficacité énergétique de leur production, ce qui améliore leur compétitivité
- le renouvellement des équipements dans l'industrie est relativement élevé (5 à 10 % par an), ce qui permet l'introduction progressive des meilleures techniques disponibles.

Autour de 70 % de l'énergie dans l'industrie sont utilisés pour des besoins de chaleur (~ 300 TWh) et 20 % de l'énergie consommée est transformée en énergie mécanique.

En France 34 % de l'énergie sont utilisés pour des chaudières, 23 % par des fours, 4 % pour le séchage et l'évaporation, 9 % dans des moteurs (électricité), 8 % pour le conditionnement d'ambiance des locaux (pompage, ventilation), 4 % pour le froid et l'air comprimé et 18 % pour les réactions chimiques.

Avec une bonne gestion de l'énergie et en utilisant les meilleures technologies disponibles on estime que les gisements d'économie d'énergie sont répartis selon la Figure 1.6 (EDF R&D, 2010).

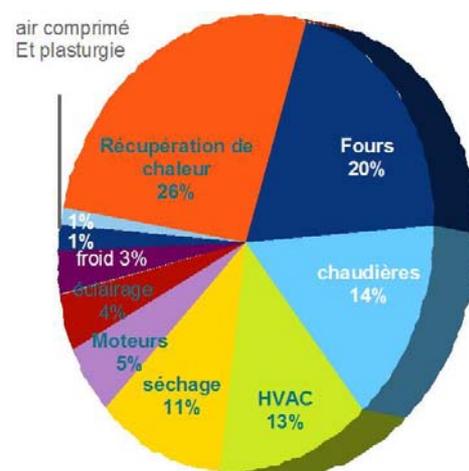


Figure 1.6 : Répartition du gisement d'économie d'énergie dans l'industrie en France

¹ ODEX est construit pour le secteur industriel sur l'unité de consommation exprimée en énergie utilisée par unité production

L'analyse technico-économique des gisements d'économies d'énergie dans l'industrie (base France) permet de dégager, dans la complexité et la diversité des procédés industriels, les grandes cibles techniques de l'efficacité énergétique : production de chaleur (chaudières, 34 % des consommations et 14 % des gisements), usages thermiques (fours et séchage, 28 % consommations et 31 % gisements), et conditionnement d'ambiance des locaux (seulement 8 % des consommations mais 13 % des gisements). La récupération de chaleur dite fatale (rejetée par les chaudières et les groupes froid) avec les technologies classiques représente déjà 26 % des gisements (**Levacher et al., 2009**).

1.1.2.2 Récupération de la chaleur fatale

Toute activité industrielle absorbe ou génère, à une étape donnée, de l'énergie sous diverses formes, le plus souvent de la puissance mécanique ou de la chaleur. Cette énergie est utilisée pour le transport et la transformation des flux de matières et d'énergie, nécessaires aux procédés ou aux utilités, intervenant dans ces activités. Par ailleurs, selon le premier principe de la thermodynamique, toutes les opérations unitaires de transformation de matière ou d'énergie transforment tout ou partie de l'énergie utilisée en chaleur. Une partie importante de cette énergie est donc perdue à travers des rejets à basses températures, soit sous forme gazeuse à l'atmosphère (à travers par exemple des tours aéroréfrigérantes), soit sous forme liquide qui finissent à l'égout. Cette énergie perdue constitue ce qu'on appelle la chaleur fatale.

Les récupérations d'énergie alimentées par ces rejets peuvent être envisagées en interne ou en externe au site de leur production. Dans ce dernier cas, leur valorisation nécessite une adéquation particulière entre disponibilités et besoins. Jusqu'à présent, le volume de ces récupérations est fortement limité en milieu industriel par des préoccupations de rentabilité à court terme, et par les limites des technologies utilisées.

En adoptant cette approche, la valorisation de la chaleur fatale représente des gisements d'efficacité énormes, à condition de disposer de technologies adaptées. Trois technologies de récupération de chaleur fatale doivent être améliorées :

- échangeurs de chaleur performants en milieu encrassant
- pompe à chaleur (PAC) et compression mécanique de vapeur (CMV),
- cycles de Rankine organiques (ORC) ou à basse pression de vapeur d'eau.

Les CMV et PAC présentent un potentiel de diffusion sur leurs applications actuelles en IAA et parachimie, avec des potentiels d'économie d'énergie en France de plusieurs TWh (**Dupont et Sabora, 2009**).

Dans le domaine du séchage et de la concentration, les différentes variantes de CMV offrent aussi de forts potentiels, certains pouvant d'ailleurs être couplés avec des PAC pour des étages de températures définis. Grâce à la CMV, la consommation d'énergie finale peut être diminuée d'un facteur 10 à 20, selon qu'elle est ou non implantée sur des applications déjà performantes (concentrateur multi-effets). Les développements de cette technologie mature portent sur les nouvelles applications. La principale est la concentration des effluents, en raison des contraintes environnementales par exemple pour l'industrie mécanique. La standardisation des matériels est nécessaire pour conduire à des gains sur l'investissement significatifs et constitue le verrou principal.

Pour les PAC, au-delà de leurs applications actuelles, leur véritable intérêt est la valorisation de la chaleur fatale dans les procédés industriels. Leur nombre implanté dans l'industrie aujourd'hui est encore faible et sur des besoins à basses températures. Cependant, en prenant en compte les coûts des énergies et les contraintes environnementales, il apparaît

que le temps de retour sur investissement des PAC se réduit considérablement, devenant un élément de compétitivité des industriels.

Dans ce contexte, les PAC méritent d'être analysées et développées (**Favrat, 2008**) pour relever le niveau énergétique des effluents thermiques liquides et gazeux: valorisation des chaleurs perdues dont le niveau se situe entre 30 et 50 °C vers des niveaux se situant entre 60 et 100 °C. Selon les niveaux de température des sources et des puits, les coefficients de performance (COP) atteignables varient pour la majorité des cas entre 3 et 5.

1.2 Potentiel des pompes à chaleur dans les procédés industriels

1.2.1 Besoins de chaleur dans l'industrie par niveau de température

Une PAC prélève de la chaleur d'une source à basse température et la restitue à un puits à plus haute température. D'où l'importance du niveau de température demandé du besoin calorifique du procédé pour évaluer le potentiel technique des PAC. Pour estimer le gisement des PAC dans l'industrie, analysons dans un premier temps la répartition du besoin de chaleur industrielle par niveau de température process demandé.

Dans l'UE15, le besoin de chaleur de l'industrie européenne est de l'ordre de 2 700 TWh. L'utilisation de cette chaleur se trouve principalement soit dans des usages basse température <300 °C (comprenant notamment les chaudières et des secteurs comme l'IAA ou la chimie), soit dans des usages très haute température

> 1000 °C (comprenant notamment la métallurgie).

Un besoin considérable existe entre 60 °C et 140 °C constituant le gisement principal des PAC industrielles à condition d'une viabilité économique et technologique. (voir Figure 1.7)

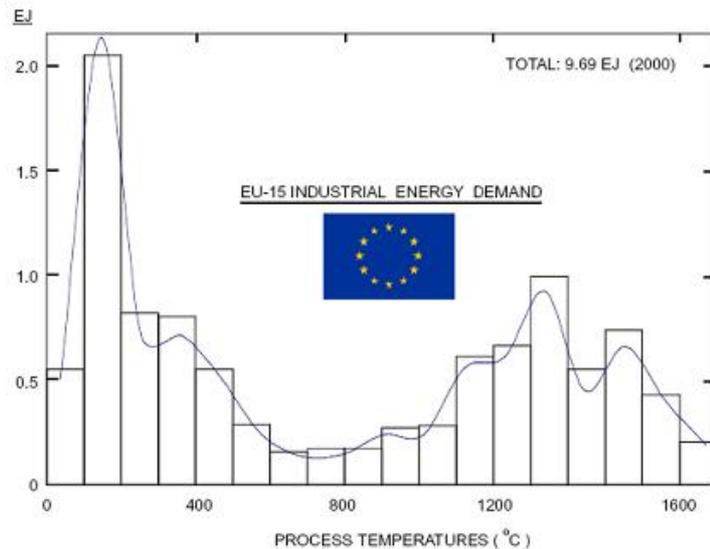


Figure 1.7 : Consommation énergétique de l'industrie de l'UE15 en fonction du niveau de température process (E = Exa = 10¹⁸)

1.2.1.1 Analyse détaillée du potentiel technique en France

Une étude réalisée par le CEREN en 2007 dresse les histogrammes du besoin de chaleur

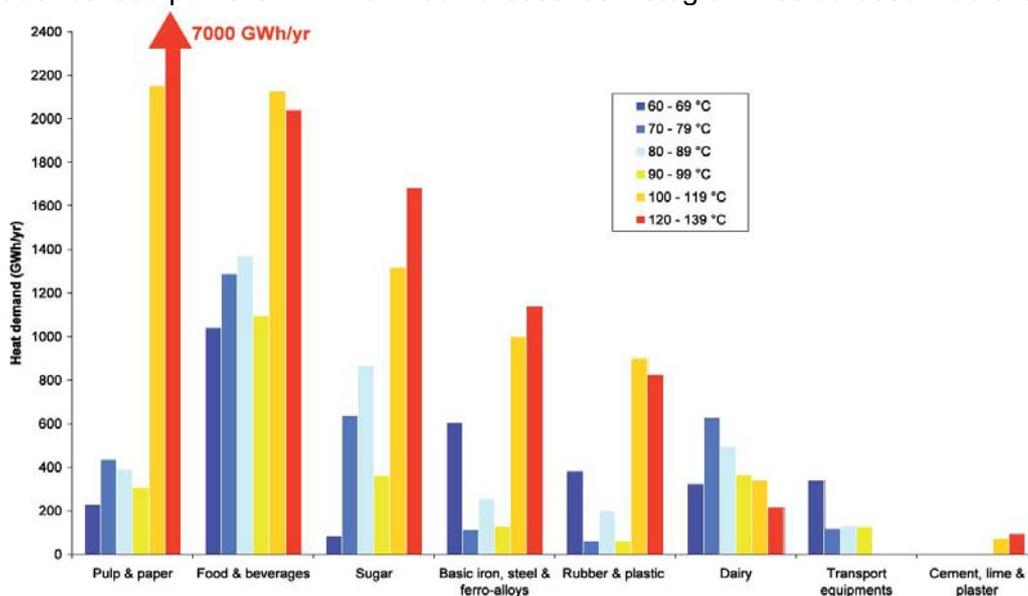


Figure 1.8 : Distribution du besoin de chaleur par secteur industriel en fonction des températures process en France

entre 60 °C et 140 °C par secteur industriel dans la Figure 1.8 et par usage dans la Figure 1.9 en France (Dupont et Sapora, 2009).

Note : les besoins entre les niveaux 100 °C et 140 °C étant pour des PAC très haute température, ils sont hors du périmètre de cette thèse mais présentés à titre indicatif.

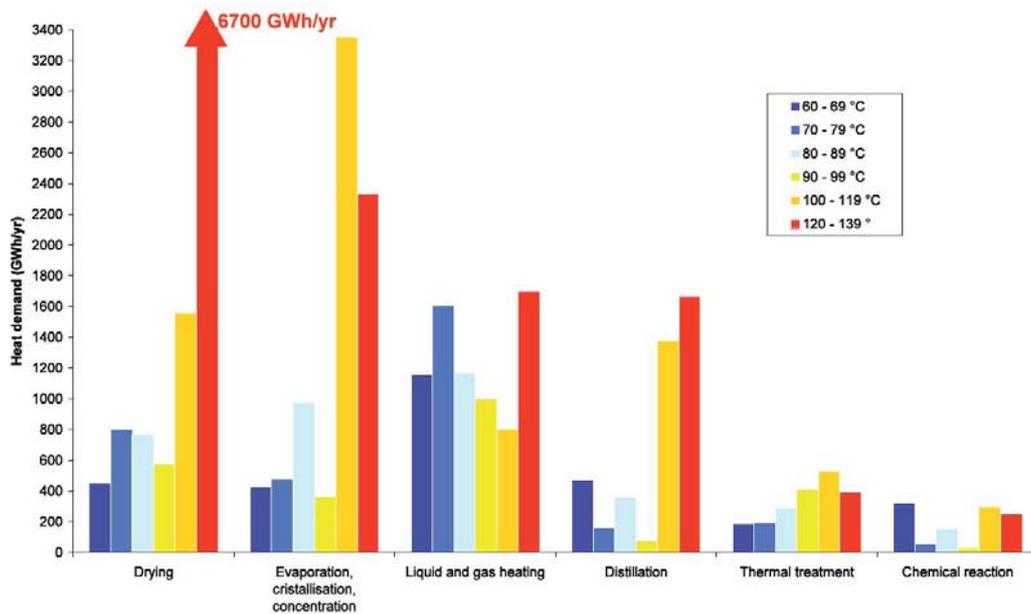


Figure 1.9 : Distribution du besoin de chaleur par usage industriel en fonction des températures process en France

En regroupant dans le secteur agroalimentaire (IAA) « Food Industry » les industries de production de sucre, les produits laitiers, les boissons et autres IAA, on obtient la répartition jusqu'au niveau de 100 °C (voir Figure 1.10) accessible à court terme par PAC. On remarque que le secteur des IAA est le plus grand consommateur de la chaleur industrielle basse température (44 % du besoin total au-dessous de 100 °C) et constitue le gisement principal.

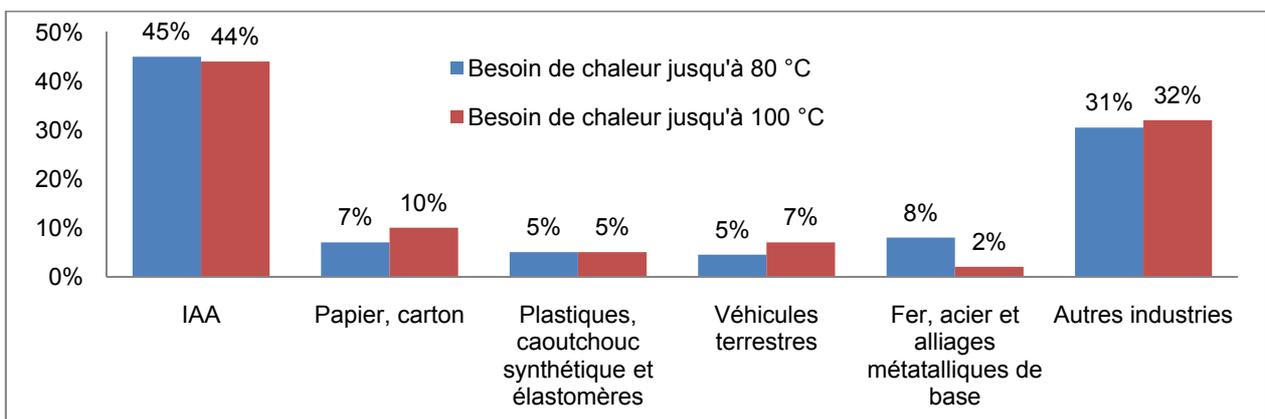


Figure 1.10 : Répartition du besoin de chaleur entre les secteurs industriels en France jusqu'aux niveaux de température process de 80 °C et 100 °C respectivement

Il est aussi intéressant de dresser la répartition entre les usages industriels jusqu'à la température de 100 °C. La Figure 1.11 montre que le chauffage des liquides et des gaz (des fluides en général) est de loin le besoin prédominant au-dessous de 80 °C (41 % du besoin total en dessous de 80 °C), voire au-dessous de 100 °C (avec 35 % du besoin de chaleur), suivi par le séchage industriel. Cette constatation indique qu'une partie importante des puits de chaleur a une grande variation de température, ce qui constitue une particularité essentielle des PAC industrielles par rapport aux PAC utilisées dans d'autres secteurs.

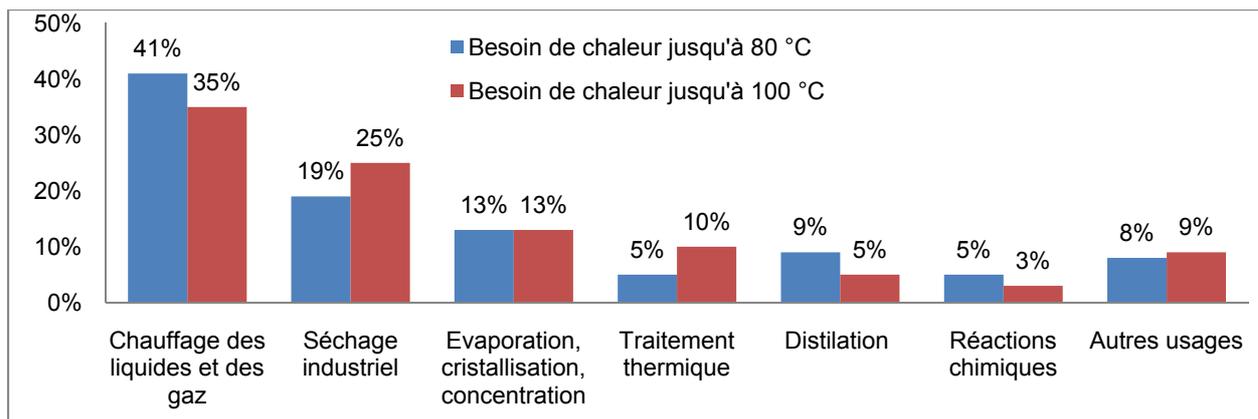


Figure 1.11 : Répartition du besoin de chaleur entre les usages industriels en France jusqu'aux niveaux de température process de 80 °C et 100 °C respectivement

1.2.1.2 Analyse du potentiel technique en Allemagne

Une étude similaire du besoin de chaleur dans l'industrie en Allemagne (Lambauer et al., 2008) montre qu'avec la technologie des PAC actuelles (jusqu'à 70 °C de température de sortie) un besoin thermique de 14,6 PJ annuel en ECS industrielle peut être assuré, autour de 55 PJ/a pour des besoins de chauffage de locaux et environ 161,4 PJ/a de chaleur process, soit un total de 231 PJ/a. En augmentant le niveau de température jusqu'à 80 °C, un gisement supplémentaire de 11 PJ/a est ajouté. En remontant progressivement le niveau jusqu'à la valeur de 100 °C, le potentiel technique augmente de 148 PJ/a.

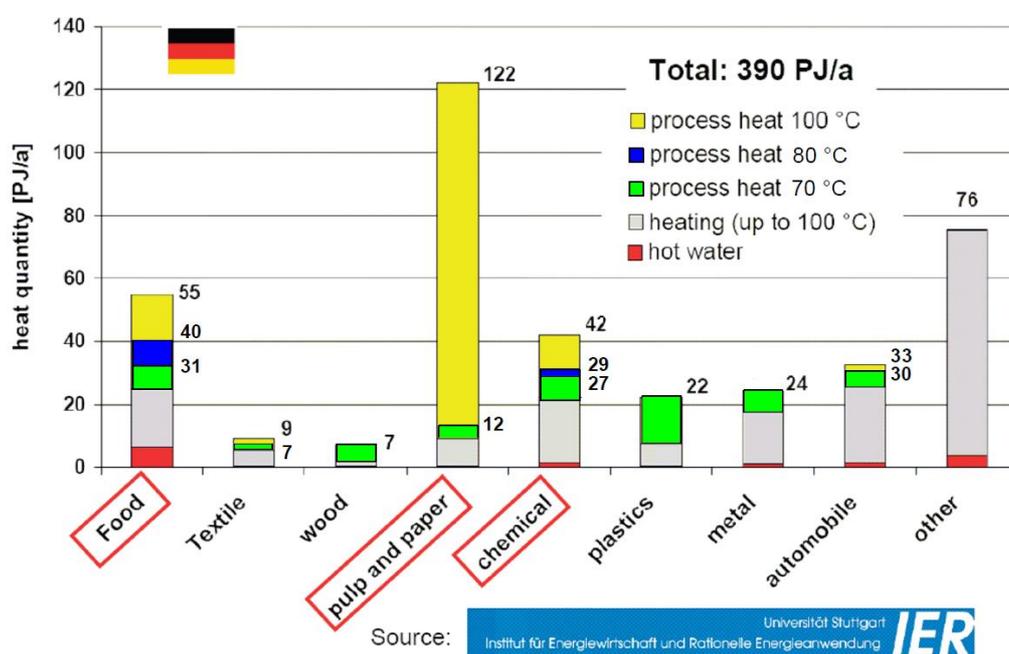


Figure 1.12: Distribution du besoin de chaleur par secteur industriel en Allemagne pour trois niveaux de température process (70 °C, 80 °C et 100 °C)

La Figure 1.12 montre l'évolution de la distribution du besoin calorifique par secteur industriel en Allemagne en passant du niveau de température process de 70 °C jusqu'à 100 °C. D'après les résultats de cette étude, on peut conclure que le potentiel technique des PAC jusqu'à une température de sortie de 100 °C est évalué à 390 PJ/a, ce qui correspond à 16 % de la totalité de la consommation énergétique industrielle en Allemagne en 2005.

1.2.1.3 Estimation du potentiel technique au Japon

Une étude sur les opportunités des PAC dans les IAA au Japon (**HPTCJ, 2010**) utilise une méthode différente des deux précédentes études pour l'estimation du potentiel technique des PAC dans ce secteur industriel. Elle se base sur l'expérience des industriels et des constructeurs. Elle a pour avantage la simplicité mais pour inconvénient d'être empirique et moins précise que les méthodes précédentes. La méthode comporte deux étapes.

- La première consiste à estimer, pour un secteur industriel donné, la part des consommations provenant des chaudières de production de vapeur par rapport à la totalité des énergies fossiles consommées dans l'usine. Ce pourcentage est estimé selon le secteur industriel et le type d'énergie fossile en se basant sur le document « the structural survey of oil consumption in 2001 » par le ministère de l'économie, du commerce et de l'industrie au Japon. (**HPTCJ, 2010**)
- La deuxième étape consiste à estimer la part des énergies fossiles consommées par les chaudières à vapeur pour des applications de chauffage ou de process inférieures à 100 °C et donc potentiellement substituables par des PAC. Ce pourcentage est estimé en collectant des informations auprès des constructeurs des équipements, des sous-utilisateurs (relatifs à la consommation d'énergie fossile totale de l'usine) et des utilisateurs industriels (relatifs à la consommation d'énergie fossile de la chaudière à vapeur) au Japon qui possèdent une certaine expertise des procédés industriels et de la structure de la consommation thermiques des chaudières à vapeur. La Figure 1.13 présente les résultats obtenus pour cinq branches industrielles des IAA relativement très énergivores ayant des besoins de chaleur process à basse température (stérilisation, pasteurisation, fermentation, nettoyage, etc.). La valeur moyenne retenue par HPTCJ est de l'ordre de 60 %, ce qui implique que le potentiel technique des PAC dans les IAA au Japon est estimé à 60 % du besoin calorifique total de ce secteur (~11,3 TWh en appliquant cette méthode pour les IAA en France).

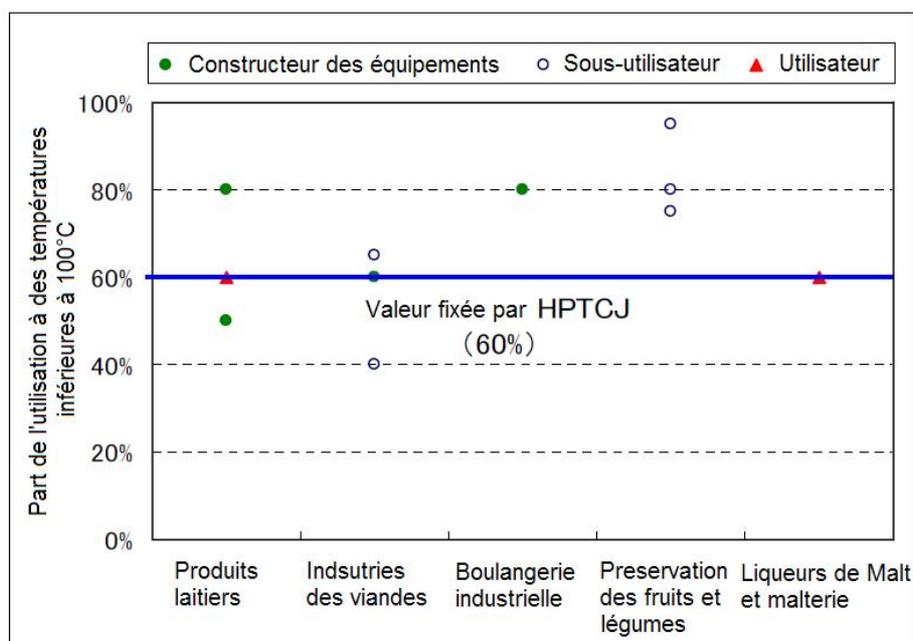


Figure 1.13 : Part d'utilisation de l'énergie calorifique de plusieurs branches des IAA pour des besoins inférieurs à 100 °C selon les différents acteurs industriels au Japon (HPTCJ, 2010)

1.2.2 Process puits de chaleur dans l'industrie agroalimentaire

Les IAA ont un besoin significatif en eau tiède/chaude de process et en eau chaude pour des besoins de nettoyage et de lavage sanitaire dans l'intervalle de température de 40 °C à 90 °C. En outre, il existe une demande de chauffage des flux process à une température déterminée par le process de production.

Le Tableau 1.1 fournit des exemples de quelques procédés industriels représentant des puits ou besoins de chaleur de différentes branches du secteur agro-alimentaire avec le niveau de température process associé (**EDF R&D, 2010**). Le niveau de température du process dépend de la variété du produit et de l'industriel.

Branche / Activité	Process	T [°C]
Production de jus de fruits	Pasteurisation	75 - 95
Produits laitiers - Production du lait	Pasteurisation	75 - 95
Produits laitiers - Production de fromage	Pasteurisation	63 - 75
Brasseries - Fabrication de bière	Pasteurisation	67
	Moût	80
Abattoirs - Industrie des viandes	Eau tiède	40 - 60
	Eau chaude	80
Produits agroalimentaires en général	Eau de nettoyage / lavage	50 - 90

1.2.3 Rejets sources de chaleur dans l'industrie agroalimentaire

La nature des transformations des produits alimentaires offre plusieurs opportunités pour les PAC dans ces industries. Les rejets de chaleur des procédés sont les sources de chaleur des PAC. Les flux de rejets sont généralement des effluents liquides chauds, des eaux usées, de la chaleur latente ou la chaleur fatale de condensation des groupes froids. Ces rejets thermiques sont généralement de basse température et leur niveau moyen varie typiquement entre 30 °C et 50 °C.

Le Tableau 1.2 montre quelques exemples de sources de rejets thermiques dans les IAA considérées comme chaleur fatale avec le niveau de température correspondant (**EDR R&D, 2010**). Le débit des rejets ainsi que leur niveau de température initial déterminent la quantité disponible de la source de chaleur pour la PAC.

Sources de rejets de chaleur	T [°C]
Refroidissement des compresseurs d'air industriels	25 - 50
Refroidissement des condenseurs des groupes frigorifiques	30 - 45
Divers effluents / eaux usées des systèmes de nettoyage	30 - 50
Eau de refroidissement des tours aéroréfrigérantes en général	25 - 35

1.2.4 Principe de chauffage par pompe à chaleur dans l'industrie

Le moyen conventionnel pour la production de chaleur dans l'industrie est la chaudière ou la chaufferie utilisant la chaleur de combustion des énergies fossiles (gaz, fioul,...). Les chaudières peuvent chauffer directement des liquides à la température du besoin process ou utiliser la vapeur à différents niveaux de pression avec un réseau de distribution pour fournir le besoin de chaleur à plusieurs niveaux désirés de température à différents endroits de l'usine. Le principe de chauffage par PAC est différent de celui des chaudières.

Plusieurs types de PAC existent : les éjecteurs, les transformateurs de chaleur (ou à absorption type II) et les PAC à compression mécanique ou électrique. Les travaux de cette thèse portent sur les PAC à compression électrique. Leur principe de fonctionnement est le même qui est utilisé pour le conditionnement d'air ou la production du froid industriel par les systèmes frigorifiques à compression de vapeur (appelés aussi groupes froid).

Avec les groupes frigorifiques, la capacité frigorifique est valorisée à l'évaporateur (eau glacée à un niveau de température inférieur à l'environnement) et l'énergie thermique est rejetée au condenseur (autour de la température de l'environnement).

Dans le cas des PAC utilisées pour le chauffage industriel, la chaleur fatale des rejets thermiques à basse température est récupérée par l'évaporateur et revalorisée à haute température dans le condenseur selon la Figure 1.14.

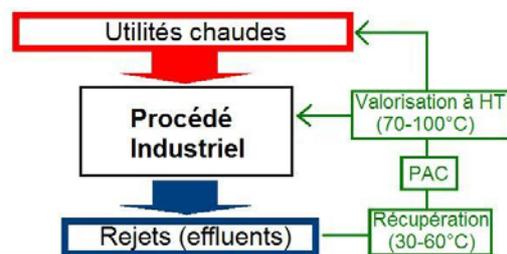


Figure 1.14 : Schéma du principe de valorisation de la chaleur fatale par PAC

Cependant, les critères d'évaluation des performances énergétiques et économiques des PAC industrielles sont différents de ceux des systèmes frigorifiques puisqu'il faut justifier les intérêts par rapport aux moyens conventionnels de production de chaleur (chaudières). Le coefficient de performance (COP), qui est le rapport de la puissance calorifique délivrée sur la puissance électrique consommée, possède une valeur particulièrement importante. En effet, d'une part le but est l'économie d'énergie par rapport au moyen de chauffage classique et d'autre part la rentabilité financière est nécessaire pour justifier l'investissement supplémentaire.

1.2.5 Critères de performance de la pompe à chaleur industrielle

L'intérêt du chauffage industriel par PAC par rapport à une chaudière à énergie fossile peut être évalué sur trois critères : énergétique, économique et exergétique. Pour chaque critère, l'expression analytique du seuil de performance minimal (COP_{min}) de la PAC nécessaire pour justifier son intérêt est dérivée.

1.2.5.1 Performance énergétique

L'énergie primaire E_{PAC} consommée par une PAC pour fournir une certaine puissance calorifique Q_{cond} est fonction de son COP et du rendement de la centrale η_{ce} de production de la puissance électrique consommée W_{elec} . Elle est donnée par l'équation 1.1 :

$$E_{PAC} = \frac{W_{elec}}{\eta_{ce}} = \frac{Q_{cond}}{COP \eta_{ce}} \quad 1.1$$

L'énergie primaire E_{ch} consommée par une chaudière pour fournir la même puissance calorifique Q_{cond} est fonction de son rendement η_{ch} (par rapport au pouvoir calorifique supérieur du combustible):

$$E_{ch} = \frac{Q_{cond}}{\eta_{ch}} \quad 1.2$$

Pour économiser l'énergie primaire, il faut que l'énergie primaire consommée par la PAC E_{PAC} soit inférieure à celle consommée par la chaudière E_{ch} , ce qui donne l'expression du COP_{min} de la PAC dans l'équation 1.3.

$$COP_{min \text{ énergétique}} = \frac{\eta_{ch}}{\eta_{ce}} \quad 1.3$$

La Figure 1.15 trace les valeurs de COP_{min} en fonction du rendement de la centrale de production électrique et des deux valeurs typiques de rendement d'une chaudière industrielle.

On déduit qu'en France ou η_{ce} est égale à 38 % (EDF R&D, 2010), le COP_{min} doit être supérieur à 2,5 pour justifier un intérêt énergétique par rapport à une chaudière performante ayant un rendement de 95 %.

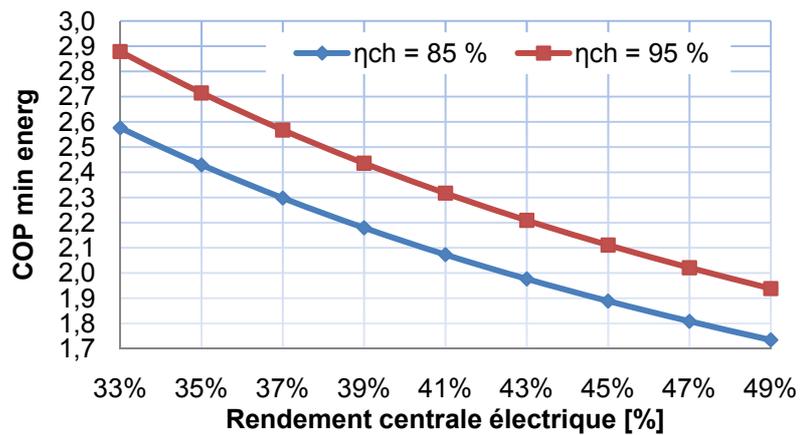


Figure 1.15 : Courbes de COP_{min} en fonction du rendement de la centrale pour deux valeurs typiques du rendement des chaudières industrielles

1.2.5.2 Performance économique

Pour les industriels, le critère économique est primordial pour justifier la rentabilité financière des coûts d'exploitation des PAC noté par C_{PAC} par rapport aux coûts d'exploitation des chaudières noté C_{ch} . Les expressions des deux coûts d'exploitation sont fonction des coûts de l'électricité consommée C_{elec} en [€/MWh] et du fioul utilisé par la chaudière C_{fioul} en [€/MWh] (le fioul est souvent le gaz naturel) et s'écrivent respectivement :

$$C_{PAC} = W_{elec} C_{elec} = \frac{Q_{cond}}{COP} C_{elec} \quad 1.4$$

$$C_{ch} = \frac{Q_{cond}}{\eta_{ch}} C_{fuel} \quad 1.5$$

Ainsi le COP minimal économique pour que la PAC soit plus rentable à l'exploitation que la chaudière pour un même besoin thermique Q_{cond} est donné par l'équation 1.6 :

$$COP_{min \text{ économique}} = \frac{C_{elec}}{C_{fuel}} \eta_{ch} \quad 1.6$$

La Figure 1.16 montre les valeurs de COP_{min} en fonction du rapport du coût de l'électricité sur celui du gaz naturel et des deux valeurs typiques de rendement de chaudière industrielle. L'intervalle de variation du rapport des coûts [1.25 - 2.2] possède une valeur minimale

correspondant à un scénario économiquement favorable pour les PAC en France et une valeur maximale correspondant à un scénario économiquement défavorable pour les PAC aussi en France selon les prévisions d'EDF R&D jusqu'à l'année 2015 (2010).

Comme première impression, on pourrait déduire qu'en France une PAC industrielle est presque toujours rentable pour un COP supérieur à deux grâce au faible coût de l'électricité par

rapport à celui du gaz naturel. Mais en réalité la formulation de l'aspect économique est plus complexe, puisque le gain en exploitation doit être suffisant pour justifier le temps de retour sur investissement de la PAC, et ce dernier est considérable. Ce point sera traité en détail dans la section 1.4 de ce chapitre.

1.2.5.3 Performance exergetique

La PAC nécessite de l'énergie électrique W_{elec} ou exergie pure pour pomper une source de chaleur à basse température vers un puits de chaleur à une température supérieure. Sa capacité à détruire le moins d'exergie possible dans son fonctionnement est mesurée par son rendement exergetique noté par $\eta_{ex PAC}$. L'exergie détruite par la PAC s'écrit alors :

$$EX_{PAC\ seule} = (1 - \eta_{ex PAC})W_{elec} \quad 1.7$$

L'énergie électrique est produite par la centrale de production électrique ayant un rendement exergetique considéré égal à son rendement énergétique η_{ce} (Favrat, 2008). En négligeant les pertes du réseau de transmission électrique, l'exergie détruite par la centrale pour produire W_{elec} s'écrit :

$$EX_{ce} = (1 - \eta_{ce}) \frac{W_{elec}}{\eta_{ce}} \quad 1.8$$

En sommant les deux valeurs d'exergie détruite des équations on obtient la destruction totale d'exergie pour produire une certaine puissance calorifique Q_{cond} par une PAC industrielle en fonction de son COP:

$$EX_{PAC} = \frac{Q_{cond}}{COP} \left(\frac{1}{\eta_{ce}} - \eta_{ex PAC} \right) \quad 1.9$$

Dans le cas de production de la même puissance calorifique Q_{cond} par une chaudière industrielle, il existe deux sources de dissipation d'exergie. Le pouvoir exergetique du combustible étant assimilé à son pouvoir calorifique supérieur, la première destruction d'exergie pure contenue dans le combustible à cause du rendement de la chaudière η_{ch} est donnée par :

$$EX_{ch1} = (1 - \eta_{ch}) \frac{Q_{cond}}{\eta_{ch}} \quad 1.10$$

La deuxième source de destruction d'exergie est par transfert de chaleur entre les flammes de combustion de la chaudière et le fluide chauffé ayant une température moyenne notée

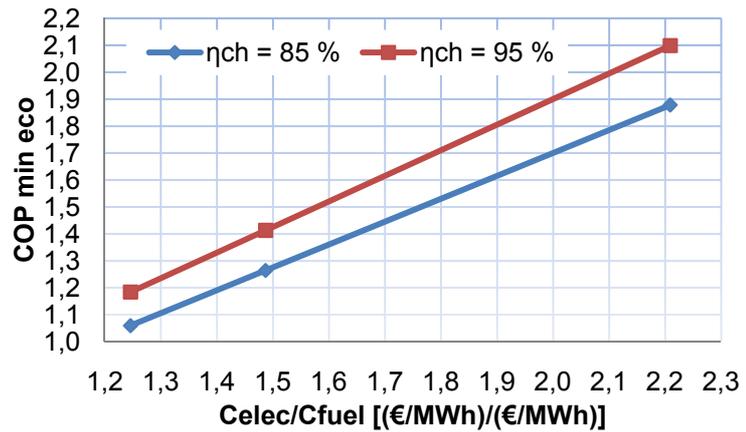


Figure 1.16 : Courbes de COP_{min} en fonction du rapport coût elec/fioul pour 2 valeurs typiques du rendement des chaudières industrielles

par $T_{process}$. La valeur de la température des flammes étant assimilée à l'infini, l'expression de cette perte d'exergie est donnée par la formule suivante (**Szargut, 2005**) où T_0 est la température ambiante en K :

$$EX_{ch2} = Q_{cond} \frac{T_0}{T_{process}} \quad 1.11$$

Les pertes totales d'exergie par une chaudière industrielle s'obtiennent en fonction de η_{ch} et de $T_{process}$ en sommant les deux sources de pertes exergetiques :

$$EX_{ch} = EX_{ch1} + EX_{ch2} = Q_{cond} \left(\frac{1}{\eta_{ch}} - 1 + \frac{T_0}{T_{process}} \right) \quad 1.12$$

Pour que le chauffage par PAC détruise moins d'exergie que le chauffage par chaudière il faut que EX_{ch} soit supérieure à EX_{PAC} . Cette condition fournit l'expression du COP minimal exergetique de l'équation 1.13 qui est en fonction des différents paramètres évoqués ci-dessus :

$$COP_{\min \text{ exergetique}} = \frac{\frac{1}{\eta_{ce}} - \eta_{ex \text{ PAC}}}{\frac{1}{\eta_{ch}} - 1 + \frac{T_0}{T_{process}}} \quad 1.13$$

La Figure 1.17 trace les courbes de COP min en fonction de $T_{process}$ pour les valeurs typiques de rendement chaudières (85 % et 95 %) et de rendement centrales électriques (36 % et 50 %). Pour ces courbes, la valeur de T_0 est fixée à 25 °C et celle de $\eta_{ex \text{ PAC}}$ fixée à 45 %.

On observe bien que le COP minimal est de loin plus sensible au rendement de la centrale qu'au rendement de la chaudière. Il est relativement moyennement sensible à $T_{process}$.

Un calcul non présenté ici montre que sa sensibilité à $\eta_{ex \text{ PAC}}$ est très proche de celle à $T_{process}$.

On remarque que dans certains scénarios ($\eta_{ce} = 36\%$ et $\eta_{ch} = 95\%$) pour des températures process élevées la valeur d'un COP minimal de 2,7 est atteinte.

A noter que l'interprétation de ce critère de performance n'est pas évidente pour un industriel qui se base souvent sur le critère de performance économique pour juger l'intérêt de l'installation d'une PAC pour produire son besoin de chaleur.

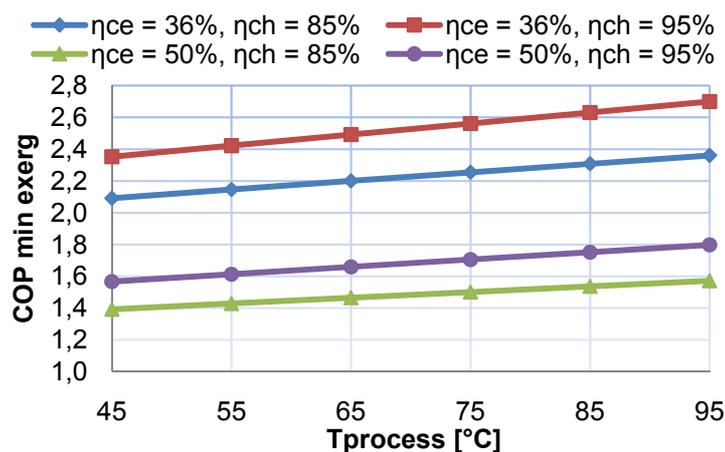


Figure 1.17 : Courbes de COP_{min} en fonction de Tprocess pour des valeurs typiques de rendements chaudières et centrales électriques (T0 = 298 K et ηex PAC = 45 %)

1.3 Etat de l'art des pompes à chaleur industrielles

1.3.1 Généralités

On entend par PAC industrielles, les PAC de moyenne et grande puissances thermiques (des centaines de kW à plusieurs MW) utilisées dans les procédés industriels, dans le secteur tertiaire ou pour le chauffage urbain. Les PAC à haute température pour les applications industrielles sont depuis longtemps négligées. Le coût de l'énergie était bas pour les industriels pendant les deux dernières décennies et donc les investissements pour accroître la capacité de production de l'usine étaient prioritaires sur les investissements pour l'économie d'énergie. En outre, l'augmentation de la consommation énergétique était considérée jusqu'à un certain point comme une indication d'une croissance économique (**Jakobs et al., 2010**). Le contexte actuel change profondément cette vision de l'énergie dans l'industrie et redonne de l'intérêt aux développements des PAC industrielles à haute température. Le concept d'intensité énergétique permet lui de découpler croissance économique et utilisation de l'énergie.

Si le marché des PAC pour le chauffage des bâtiments résidentiels et la production d'eau chaude sanitaire peut être satisfait par des produits et des installations standards, la plupart des applications industrielles des PAC présente des conditions spécifiques qui dépendent strictement du procédé industriel, exigeant un haut niveau d'expertise.

L'étude internationale (**IEA HPP, 1995**) a montré un potentiel énorme et des opportunités considérables pour les PAC dans les applications industrielles pour récupérer la chaleur fatale particulièrement dans le secteur agroalimentaire. En comparant les pompes à chaleur industrielles et résidentielles pour le chauffage des bâtiments, les premières ont dans la plupart des cas les avantages suivants:

- un COP élevé grâce à de petites différences de températures entre sources/puits ou à des sources de chaleur ayant un niveau relativement élevé de température
- les rejets et besoins de chaleur apparaissent souvent simultanément
- les durées de fonctionnement annuel sont relativement longues (8 000 h)
- un coût d'investissement relativement faible, par rapport aux budgets industriels.

Cependant, relativement peu de PAC sont installées dans l'industrie par rapport aux nombres potentiels de PAC qui sont techniquement et économiquement faisables. Les principales barrières sont :

- des barrières technologiques (verrous technologiques) pour certains niveaux de températures
- peu de démonstrateurs de référence pour promouvoir ce principe
- un manque d'expériences et donc un manque d'acceptation de cette technologie pour les industriels et des opérateurs
- une mauvaise maîtrise de l'intégration des PAC dans les procédés industriels.

1.3.2 Parc des pompes à chaleur industrielles

1.3.2.1 A l'international

L'installation mondiale des pompes à chaleur a augmenté considérablement pendant les années 80 grâce aux prix élevés des énergies fossiles à la suite du second choc pétrolier. Cette section présente le retour d'expérience sur les pompes à chaleur industrielles installées dans les huit plus grands pays industriels (Angleterre, Canada, France, Japon,

Pays-Bas, Norvège, Suède et Etats-Unis) basé sur une enquête faite par L'AIE 'Programme Pompe à Chaleur' en 1995 (IEA HPP, 1995).

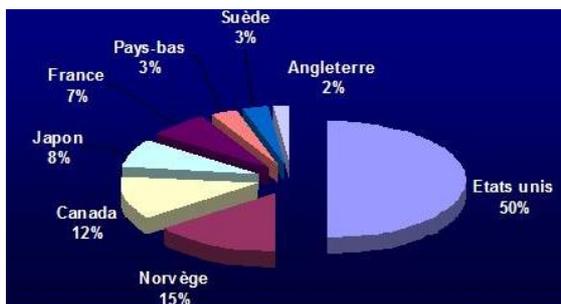


Figure 1.18 : Répartition mondiale des PAC industrielles installées

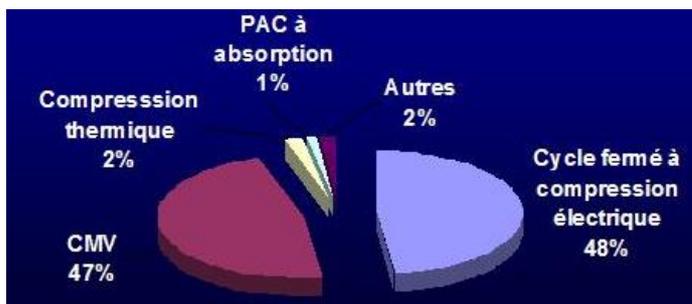


Figure 1.19 : Répartition mondiale des PAC industrielles installées par type

Le parc actuel des PAC industrielles est estimé à 4 600 unités installées dans les huit pays cités ci-dessus. La Figure 1.18 et la Figure 1.19 présentent les répartitions de ces PAC par pays et par type de technologie. On remarque d'une part que la moitié du parc se trouve aux Etats Unis. D'autre part, environ 330 PAC industrielles sont installées en France, la majorité étant des RMV ou CMV principalement utilisées dans l'évaporation dans les industries agroalimentaires et chimiques. Le nombre d'applications des PAC à compression électrique dans l'industrie française est incertain et probablement très petit.

Les PAC les plus répandues sont les systèmes à compression électrique et les RMV (Re-compression Mécanique de la Vapeur). Bien que le nombre de PAC de types RMV et celui des PAC à cycles fermés soient similaires, la puissance chaude totale installée des RMV est 15 fois plus grande que celle des PAC à cycles fermés. Cela revient à quelques installations de RMV de très grande capacité calorifique (plus de 100 MW thermique).

La Figure 1.20 montre la totalité des installations des PAC industrielles en les regroupant selon le secteur industriel d'application. On remarque que le principal secteur d'application est celui des industries agroalimentaires IAA (à savoir : la production de sucre, de produits laitiers, de fromages, la bière, les industries des viandes et volailles, la préservation des fruits et légumes, le séchage du malt, etc.) avec environ 44 % des unités installées.

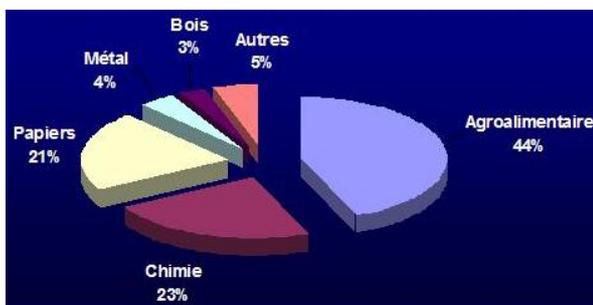


Figure 1.20 : Répartition des PAC industrielles installées par secteur industriel

Les industries de la chimie/ pétrochimie (procédés de production d'éthanol, d'éthylène et de chlore/soude caustique, raffinage du pétrole (séparation et distillation), etc.) et les industries des papiers (bois, pâtes et papiers (process d'évaporation)) sont aussi des secteurs importants avec respectivement 23 % et 21 % des installations existantes. Les autres 5 % incluent entre autres les industries des textiles qui offrent des opportunités considérables aux PAC dans les procédés de finissage des produits.

Concernant les conditions de fonctionnement des PAC de ces différents secteurs, la Figure 1.21 montre trois histogrammes de fréquence pour la différence de températures entre sources et puits, la température de condensation et la puissance calorifique produite pour tous les secteurs industriels de la Figure 1.20.

Une attention particulière est donnée au secteur de l'agroalimentaire, représentant 44 % de l'ensemble des installations existantes, qui mérite d'être analysé en tant que tel. Ce secteur représente 30 % de la puissance calorifique totale installée, avec une dominance des PAC de type RMV bien que les nombres d'installations de RMV et de PAC soient identiques. Les principales applications sont en évaporation, distillation, séchage et récupération de chaleur sur les rejets. La température typique de condensation est d'environ 70 °C, une différence de températures source / puits de 30 K et une puissance calorifique de l'ordre de 1 MW.

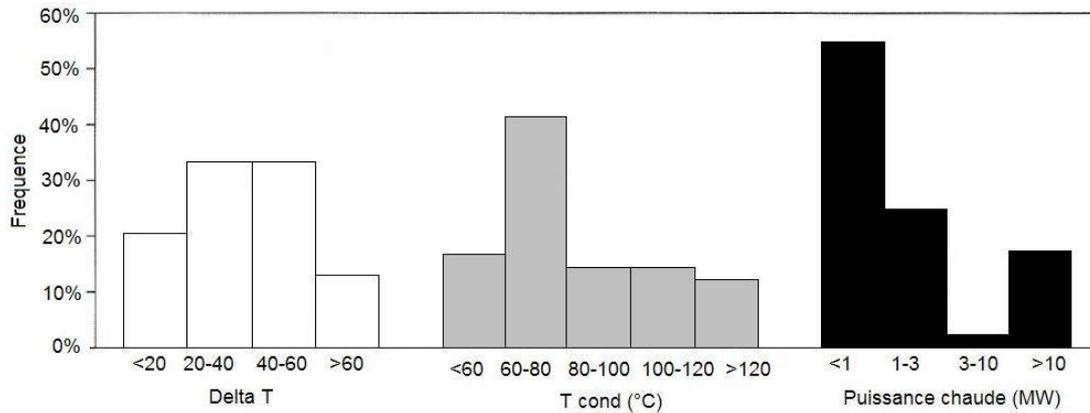


Figure 1.21 : Répartition des valeurs de températures de condensation, différences entre sources/puits et puissance calorifique pour toutes les PAC dans tous les secteurs industriels étudiés.

La Figure 1.22 résume l'ensemble des données par trois histogrammes de fréquence (la différence de températures entre sources et puits, la température de condensation et la puissance calorifique produite) pour le secteur des IAA.

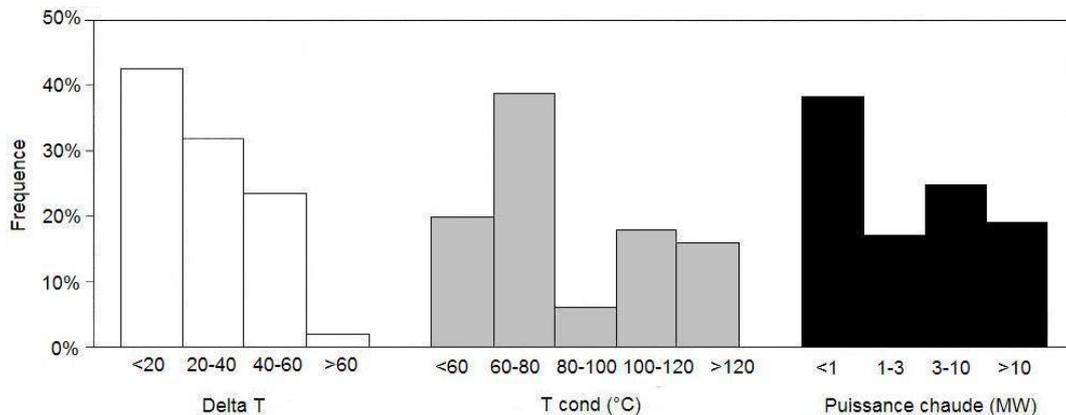


Figure 1.22 : Répartition des valeurs de températures de condensation, différences entre sources/puits et puissance calorifique pour toutes les PAC du secteur des IAA

A l'instar du secteur industriel agroalimentaire, qui est le plus intéressant de tous les secteurs, les PAC à cycle fermé et à compression électrique sont les plus répandues au niveau mondial. C'est sur ce type de PAC que porte la thèse. La Figure 1.23 montre la répartition des niveaux de température de condensation des PAC installées. La grande majorité présente une température de condensation inférieure à 100 °C, voire à 80 °C.

L'expérience générale des PAC industrielles à moyenne température semble comparable à celle des PAC de grande puissance dans le secteur tertiaire. Leur disponibilité est élevée et globalement elles fonctionnent avec les COP attendus. La Figure 1.24 présente le COP d'installations existantes pour des PAC à cycle fermé et à compression électrique en fonction

de la différence des niveaux de températures et en fonction de la température de condensation. Elle fournit aussi la tendance globale du COP. Un COP moyen entre 3 et 4 peut être relevé. Puisque le calcul de ce graphe inclut plusieurs types de fluides frigorigènes (R-114, R-12 et R-22) et de compresseurs (à pistons, à vis et centrifuge), les valeurs obtenues ne peuvent pas être strictement comparées entre elles.

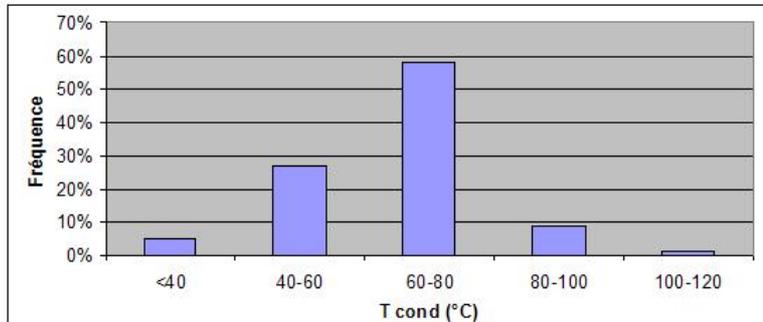


Figure 1.23 : Répartition des différents niveaux de températures de condensation des PAC à compression électrique

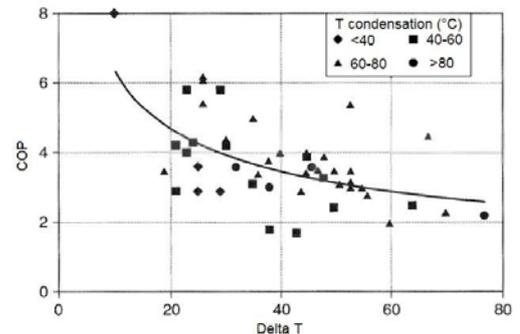


Figure 1.24 : COP des PAC à compression électrique en fonction de leurs températures de condensation et d'évaporation

Cependant, selon les résultats de l'enquête (**IEA HPP, 1995**), les principaux problèmes rencontrés avec ces installations sont :

- l'endommagement rapide du compresseur (courte durée de vie pour les points de fonctionnement non validés à l'avance)
- les fuites de fluides frigorigènes, qui peuvent atteindre 30 % annuellement sur certaines anciennes installations. De nos jours, il est possible de limiter le taux de fuites de fluides frigorigènes à des valeurs inférieures à 3 % en masse ou charge (**Clodic, 1997**)
- la conception mal adaptée de l'installation (souvent surdimensionnée par manque d'expertise)
- des problèmes de fonctionnement et de régulation des équipements surtout au niveau l'interface avec le process (manque d'expérience).

1.3.2.2 En France

En excluant les CMV, quelques installations isolées de pompes à chaleur à compression électrique sont identifiées dans l'industrie française qui datent des années 80 et 90 (**Dutto et al., 1988 ; CFE, 1996**). Elles peuvent être classées selon les trois applications présentées ci-après.

1. Séchage industriel

Plusieurs types de séchoirs avec PAC existent sur le marché français (notamment le séchage de bois). La principale différenciation réside dans le rejet ou non de l'air de séchage. Ainsi, de nombreux séchoirs ne sont pas équipés de clapet de rejet de l'air ; on parle alors de circuit fermé. A l'heure actuelle, une forte majorité des séchoirs (par déshumidification) utilisés en France sont des séchoirs à moyenne température présentant des températures de fonctionnement de l'ordre de 40 à 60 °C dès le début du cycle.

2. En agroalimentaire et en chimie (par récupération de chaleur sur rejets ou en thermo-frigopompe). Voir le Tableau 1.3.

Applications	Caractéristiques de la PAC
Thermovinification	PAC à pistons produisant 840 kW thermique d'eau tiède à 45 °C avec le R-22
Production d'eau tiède pour la fabrication de dragées en chocolaterie	PAC à pistons produisant 510 kW thermique d'eau tiède à 55 °C dans un condenseur multitubulaire avec le R-22
Production d'eau chaude en chocolaterie	PAC à vis produisant 200 kW thermique d'eau chaude à 80 °C avec le R-142b
Production d'eau chaude pour les blancheurs en production de jus	PAC à pistons produisant 170 kW thermique d'eau chaude à 95 °C avec le R-114
Production d'eau chaude en chimie	PAC à pistons produisant 787 kW thermique d'eau chaude à 46 °C dans un condenseur multitubulaire avec le R-22
Thermo-frigopompe en salaisonnerie	PAC à vis avec des échangeurs multitubulaire produisant 535 kW thermique d'eau tiède à 54 °C et 450 kW frigorifique à -8 °C avec le R-12

3. Autres applications dans le Tableau 1.4

Applications	Caractéristiques de la PAC
Thermo-frigopompe pour le traitement d'air	PAC à turbocompresseurs (3 étages) produisant 8 200 kW thermique d'eau chaude à 85 °C dans un condenseur multitubulaire et 5 200 kW frigorifique à 5 °C avec le R-12 (ayant subi un 'retrofit' au R-134a plus tard)
Thermo-frigopompe dans les industries électroniques (semi-conducteurs)	PAC centrifuge produisant 8 MW thermique d'eau chaude à 85 ° et 5 MW frigorifique d'eau glacée à 4 °C avec le R-134a

1.3.2.3 Synthèse

Le retour d'expérience de l'étude internationale montre que le potentiel des applications des PAC (cycles fermés à compression électrique) est assez important. L'intervalle de température process de la plupart des applications se trouve à des températures inférieures à 100 °C (une très grande partie entre 60 °C et 80 °C) pour les PAC à compression électriques et supérieures à 100 °C pour les CMV/RMV. La plupart des applications montre une capacité thermique de l'unité installée inférieure à 1 MW pour tous les types de PAC.

L'intégration des PAC dans les procédés industriels tels que l'agroalimentaire et la chimie offre un grand potentiel. Cependant, on ne trouve pas beaucoup d'applications en substitution de production de vapeur, ce qui peut paraître étonnant car la vapeur d'eau est un des moyens les plus utilisés pour la production de chaleur dans l'industrie.

Concernant les divers problèmes évoqués avec les installations, ils sont attendus dans de nouvelles applications tels que les procédés industriels et ne remettent pas en cause les intérêts énergétiques, économiques et environnementaux des PAC industrielles. Au contraire, ils doivent être surmontés pour bénéficier de tous ces avantages.

D'autre part, des quelques applications de PAC dans l'industrie française, on peut tirer les conclusions ci-après.

- La plupart des unités installées dans l'industrie sont utilisées dans des opérations unitaires (ex : le séchage de bois) et donc souffre d'une vision d'intégration énergétique globale du site industriel.
- Les fluides frigorigènes à haute température utilisés étaient majoritairement des CFC (R-12 et R-114) ou des HCFC (R-22 et R-142b), produits chlorés interdits par le protocole de Montréal. Le HFC utilisé (R-134a) présente de bonnes performances thermodynamiques mais un GWP assez élevé (1430). On est donc à la recherche de nouveaux fluides frigorigènes à faible impact environnemental (faible GWP).
- Les niveaux de température de condensation atteints ne sont pas assez élevés, (95 °C avec le R-114 interdit) et maximum 85 °C avec le R-134a. Le nouveau contexte des PAC est plus exigeant, il demande des niveaux plus élevés pour exploiter les potentiels et ce avec de nouveaux fluides de travail.

1.3.3 Aspects technologiques des pompes à chaleur industrielles

1.3.3.1 Généralités

La machine frigorifique et la pompe à chaleur présentent de nombreux points communs :

- du point de vue théorique, ces deux machines fonctionnent selon le même cycle
- du point de vue pratique, la technologie des machines frigorifiques est à la base de la technologie des pompes à chaleur.

La différence essentielle entre machine frigorifique et pompe à chaleur réside dans le but recherché. Une machine frigorifique (frigo-pompe) valorise l'énergie extraite à la source froide, et une pompe à chaleur (thermopompe) valorise l'énergie délivrée au puits de chaleur. Une machine qui valorise les deux niveaux est appelée une thermo-frigo-pompe.

D'après (**Thevenot, 1979**), c'est Oliver EVANS en 1805 qui décrit le premier dans un livre le principe d'une machine frigorifique à compression. Et c'est Jacob PERKINS qui breveta le premier une machine à compression en 1834. Sa machine fut construite en 1835. Le fluide de travail était l'éther éthylique, et la machine produisait de la glace à l'évaporateur. A partir de 1880, l'essor des machines frigorifiques à compression est très lié aux progrès réalisés dans les compresseurs. En 1930, l'utilisation des fluides halogénés est également un facteur de développement important. C'est au milieu du XIX^{ème} siècle que débute la grande aventure de la pompe à chaleur. En effet, l'idée de valoriser l'énergie délivrée au puits chaud d'une machine à cycle inverse a été émise pour la première fois par William Thomson (1824-1907), mieux connu en tant que Lord KELVIN, en 1852, mais la première application ne fut réalisée qu'en 1927 par T.G.N. HALDANE.

Après la première guerre mondiale, des progrès sur les composants des groupes frigorifiques sont apparus ainsi que la compréhension de leur fonctionnement. Dans le même temps, l'industrie de la pétrochimie a conçu des fluides frigorigènes à base d'hydrocarbures, en substituant des atomes d'hydrogène par des atomes de chlore ou de fluor. La découverte de champs pétroliers importants et le coût très faible de l'énergie n'ont pas permis un

développement significatif des pompes à chaleur. Il a fallu attendre le premier choc pétrolier de 1973 pour voir naître un intérêt pour la pompe à chaleur et ses applications.

Le développement des applications de pompe à chaleur est très faible comparativement au développement des machines frigorifiques. Ceci s'explique par le fait que les machines frigorifiques répondent à des besoins qu'elles sont seules à pouvoir satisfaire, tandis que les pompes à chaleur sont en concurrence avec tous les procédés de chauffage existants. Le développement des pompes à chaleur est donc lié au prix de l'énergie.

1.3.3.2 Groupes moto-compresseurs

Le compresseur représente le principal organe mécanique mobile d'une pompe à chaleur. Il élève le niveau de pression du fluide frigorigène en phase gazeuse. C'est le composant le plus complexe et critique de la pompe à chaleur sur lequel de nombreux progrès ont été réalisés ces dernières années. Dans la plupart des cas, le compresseur est entraîné par un moteur électrique (à courant continu ou alternatif). Trois types de configurations sont possibles et résumés ci-dessous.

- Le compresseur hermétique (ou hermétique non accessible)

Ce compresseur est utilisé dans le domaine des petites puissances électriques (0,1 à 50 kW). Dans cette configuration, le moteur et le compresseur sont installés dans une même enveloppe métallique soudée non démontable. Le frigorigène circulant autour du moteur et du compresseur permet de les refroidir.

- Le compresseur dit semi-hermétique (ou hermétique accessible)

Le moteur et compresseur sont toujours dans la même enveloppe, mais l'enveloppe est démontable pour permettre d'éventuelles réparations. Le gaz refroidit donc également le moteur. Les puissances des moteurs s'étendent jusqu'à plusieurs centaines de kilowatts.

- Le compresseur ouvert

Les compresseurs dans le domaine industriel sont souvent conçus pour être couplés à un moteur indépendant. Le fonctionnement à haute température impose des compresseurs ouverts car le refroidissement du moteur ne peut plus être assuré par le fluide frigorigène (refroidissement extérieur par air forcé généralement). Leur puissance peut atteindre plusieurs mégawatts.

Pratiquement on distingue deux grands groupes de compresseurs (**Clodic et Duminil, 1999**) : les compresseurs volumétriques et les turbo-compresseurs.

- 1- Les compresseurs volumétriques dans lesquels la réduction du volume contenant le gaz à comprimer provoque la compression

En règle générale, ce qui distingue les compresseurs volumétriques des turbocompresseurs, en dehors du principe même de la compression, c'est d'une part le taux de compression plus élevé par étage, le débit volumique plus faible, et d'autre part, la présence usuelle d'une huile assurant la lubrification, l'étanchéité et parfois le refroidissement des gaz.

Il existe plusieurs technologies, dont les principales sont présentées ci-après.

- Le compresseur à pistons alternatifs

Utilisé depuis longtemps dans beaucoup de PAC de petites et moyennes puissances, il comporte un ou plusieurs cylindres dans lesquels se déplace un piston. Chaque cylindre est muni de clapets pour empêcher le frigorigène comprimé de revenir vers l'aspiration (voir la Figure 1.25).

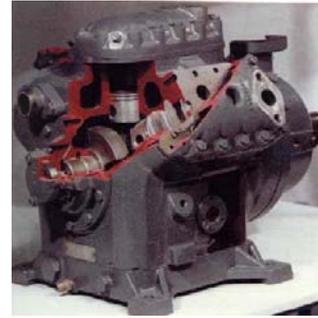


Figure 1.25 : Vue éclatée d'un compresseur à pistons

Ils sont souvent assemblés en centrale frigorifique associant plusieurs groupes sur la même structure.

- Le compresseur spiro-orbital (scroll)

Ce compresseur possède deux spirales emboîtées l'une dans l'autre. L'une des spirales est fixe, l'autre est mobile et animée d'un mouvement orbital. (Figure 1.26). Il est disponible en groupe hermétique unique ou centrale multi-compresseurs selon la puissance calorifique demandée. Les puissances électriques disponibles sont de l'ordre de quelques dizaines de kW.

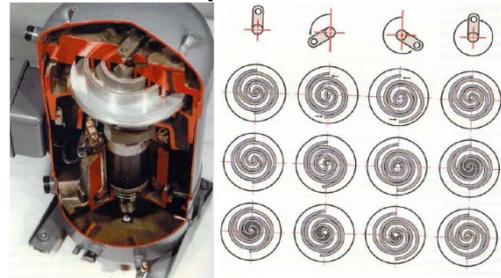


Figure 1.26 : Compresseur scroll – source Trane

- Le compresseur à vis

La compression du frigorigène résulte de l'engrènement d'une vis sur une autre (double-vis) ou sur une roue satellite (mono-vis) (Figure 1.27). Ces compresseurs ne comportent pas de clapets. C'est un film d'huile qui assure l'étanchéité entre basse et haute pressions en comblant les jeux mécaniques très réduits. Le groupe peut être multi-compresseurs aussi bien qu'un seul gros compresseur

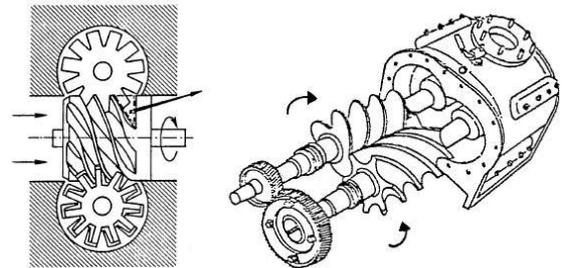


Figure 1.27 : Schéma de principe d'un compresseur à vis

2- Les Turbocompresseurs

Utilisés pour des PAC de grande et très grande puissances. Selon la direction moyenne de la vitesse donnée au fluide, on distingue deux types de turbocompresseurs ou compresseurs dynamiques :

- Le compresseur centrifuge (vitesse radiale) qui couvre une plage de débits pouvant aller jusqu'à 200 000 m³/h
- Le compresseur axial qui sera sans doute peu employé dans le domaine des pompes à chaleur car son débit volumique à faible taux de compression ne correspond pas aux applications usuelles de pompes à chaleur. Par rapport aux compresseurs centrifuges ils ont un taux de compression supérieur.

En règle générale, les turbocompresseurs sont calculés et réalisés pour des conditions de fonctionnement bien déterminées : le rendement maximum correspond à une zone restreinte de débit et de taux de compression. La modification de la puissance du compresseur entraîne des complications techniques (aubes de pré-rotation réglables, vitesse variable, etc) coûteuses. Ils sont surtout utilisés en CMV où le fluide comprimé est souvent la vapeur d'eau extraite d'un système de séchage.

Choix des compresseurs pour les PAC industrielles

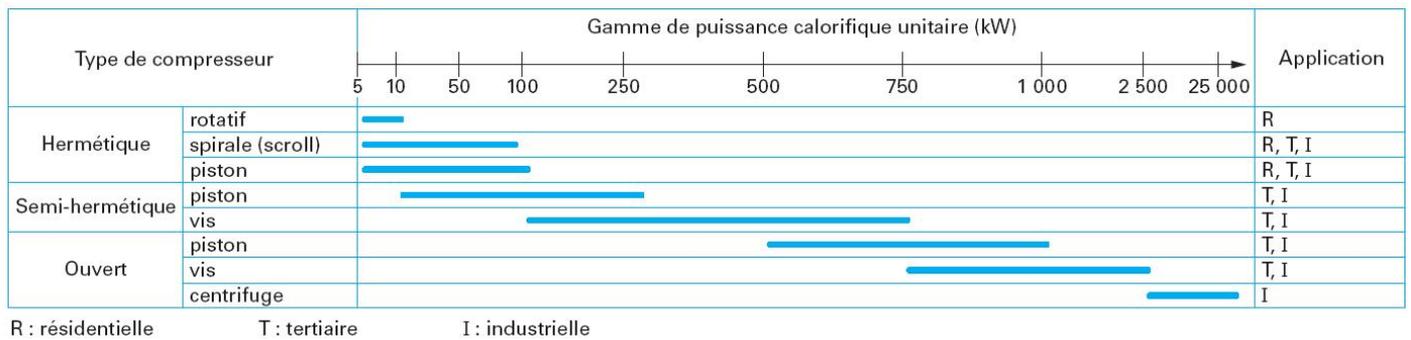


Figure 1.28 : Technologies de compresseurs disponibles par gamme de puissance calorifique (Clerc-Renaud et Auzenet, 2008)

La Figure 1.28 présente les différentes technologies de compresseurs disponibles chez les constructeurs en fonction de la gamme de puissance calorifique fournie au condenseur. On a vu que dans les applications industrielles, le besoin en puissance calorifique est souvent de l'ordre de plusieurs centaines de kW jusqu'à 1 MW, ce qui écarte pour notre application le type scroll dédié aux petites puissances de quelques dizaines de kW (à moins que plusieurs compresseurs soient utilisés en parallèle). Parallèlement, on écarte le type centrifuge conçu pour de grandes puissances de plusieurs MW chaud et n'est utilisé que dans des applications particulières.

Le compresseur ouvert étant plus adapté à l'échelle industrielle, le choix se limite au compresseur à pistons et à vis. La gamme des compresseurs à vis (entre 750 kW et 2 500 kW de puissance calorifique) étant plus étendue que celle des compresseurs à pistons (entre 500 kW et 1 000 kW), le compresseur à vis sera privilégié. De plus, récemment les constructeurs ont introduit sur le marché des compresseurs à vis pour des puissances calorifiques inférieures à 750 kW. D'autres avantages des compresseurs à vis, tels qu'un meilleur rendement volumétrique et relativement une faible température de refoulement du fait du refroidissement de l'huile dans un échangeur ad hoc ainsi que la possibilité de variation du rapport de volume interne et de la vitesse de rotation, justifient ce choix technologique.

1.3.3.3 Echangeurs diphasiques

Ils assurent le transfert de chaleur entre le fluide frigorigène et les sources/puits extérieurs. Ils ont des caractéristiques qui dépendent de plusieurs paramètres (nature des sources, nature de l'application, fluide frigorigène, etc.). Dans une pompe à chaleur (eau/eau) les échangeurs diphasiques sont (**Clodic et Duminil, 1999**) :

1- Le condenseur frigorigène dans lequel l'énergie thermique accumulée par le fluide frigorigène est cédée à un circuit d'utilisation extérieur par condensation. Cette énergie constitue la chaleur utile. Les technologies les plus usuelles des condenseurs à eau regroupent les condenseurs suivants :

- les condenseurs multitubulaires, de très loin les plus courants dans les PAC moyenne, grande et très grande puissances.
- les condenseurs à plaques, dont l'usage se développe dans les PAC de moyenne puissance mais qui est encore très minoritaire
- les condenseurs à double tubes, pour les PAC de petite puissance.

2- L'évaporateur frigorifique qui permet de puiser de la chaleur à la source de chaleur grâce au fluide frigorigène sous forme diphasique qui doit être complètement évaporé, voire surchauffé à la sortie. Les technologies les plus usuelles des évaporateurs à eau regroupent :

- les évaporateurs refroidisseurs d'eau « sec » ou « à surchauffe » (Dry-Ex), utilisés avec les compresseurs volumétriques. Les plus courants sont du type multitubulaire, souvent à épingle (tubes en U). Cette technologie est la plus souvent employée dans la PAC de type industriel (voir Figure 1.29)
- les évaporateurs refroidisseurs d'eau du type « noyé », utilisés essentiellement dans les PAC à eau de forte puissance à turbocompresseur
- les évaporateurs à film tombant en développement grâce à leur efficacité et leur charge en fluide réduite
- les évaporateurs à plaques se développent également.



Figure 1.29 : Photo d'un évaporateur multitubulaire à eau à « détente sèche » ou dry ex (source AlfaLaval)

Encrassement des échangeurs

En général, l'encrassement des échangeurs est un problème majeur pour l'utilisation des PAC pour la récupération d'énergie sur des effluents industriels.

Le phénomène d'encrassement se produit à la longue, par l'accumulation sur les surfaces d'échange des dépôts laissés par le passage des effluents liquides formant ce qu'on appelle un biofilm. Il peut s'agir de résidus, de dépôts minéraux ou résultants de la corrosion chimique. Les applications potentielles de la pompe à chaleur dans l'industrie sont confrontées à l'incertitude de pouvoir récupérer efficacement la chaleur au niveau de l'évaporateur. Les effluents industriels possédant des propriétés mal connues, un travail de caractérisation de ces fluides est nécessaire ainsi que la connaissance des technologies d'échangeur permettant de les traiter.

Pour résoudre ce problème, le contrôle de la croissance du biofilm dans les canaux de passage des effluents de l'évaporateur est indispensable pour la fiabilité et l'efficacité de cet échangeur ainsi que d'autres types d'encrassement.

1.3.3.4 Fluides frigorigènes

Généralités

Les fluides frigorigènes ont pour rôle d'assurer le transfert d'énergie thermique de la source de chaleur à basse température vers le puits de chaleur à haute température. Ils prélèvent l'énergie à la source en s'évaporant et la cèdent au puits en se condensant. Ils circulent dans un circuit fermé qui doit être le plus étanche possible.

Il y a longtemps le CO₂, le SO₂ et le butane étaient des gaz couramment utilisés. De nos jours, les fluides frigorigènes les plus utilisés dans l'industrie sont l'ammoniac (NH₃) et les hydrocarbures halogénés.

Les hydrocarbures sont des constituants ou dérivés du pétrole et du gaz naturel, contenant des atomes de carbone et d'hydrogène. Le méthane CH₄ et l'éthane C₂H₆ sont à la base de la fabrication de ces fluides. Dans les hydrocarbures halogénés, les atomes d'hydrogène du méthane ou de l'éthane sont remplacés, en tout ou partie, par les halogènes (principalement Cl, F, Br) à l'exception de l'iode dont la liaison avec le carbone est trop faible et induit une décomposition du fluide iodé avec la température.

Donc on distingue deux familles de fluides frigorigènes :

- les composés inorganiques comme l'ammoniac (R-717), le dioxyde de carbone CO₂ (R-744) et l'eau (R-718)
- les composés organiques comme les HC (hydrocarbures), les CFC (chlorofluorocarbures), les HCFC (hydrochlorofluorocarbures) et les HFC ou (hydrofluorocarbures).

Cependant, deux enjeux environnementaux sont venus brusquement remettre en cause l'utilisation massive de la presque totalité de fluides frigorigènes : l'appauvrissement de la couche d'ozone et l'augmentation de l'effet de serre. 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 en 1998 (**EDF R&D, 2010**). Une révolution technologique majeure a commencé au début des années 90 et qui n'est pas encore terminée.

Une solution à court terme était de travailler avec les HCFC, proches des CFC sur le plan chimique et moins nocif pour la couche d'ozone, mais tous ces fluides ayant un ODP (Ozone Depletion Potential) non nul sont interdits d'utilisation dans les installations neuves en Europe depuis 2000 (réglementation EU 2037/2000).

Sur le plus long terme, les seuls dérivés halogénés acceptables vis-à-vis de la couche d'ozone sont les HFC (à ODP nul). Ils ont été proposés comme molécules de substitution aux CFC et HCFC. Le HFC-134a en particulier a réussi à s'imposer en quelques années comme une bonne solution alternative pour un assez grand nombre d'installations (surtout en climatisation automobile). Pour les pompes à chaleur à températures de condensation ne dépassant pas 80 °C, le HFC-134a est le fluide frigorigène préféré, particulièrement pour les installations de grandes capacités (**Montreal Protocol, 2006**). A titre indicatif, on estime pour les installations neuves une charge de 0,6 kg de HFC-134a par kW chaud produit.

Le principal inconvénient des HFC est que malgré leur ODP nul, leur GWP (Global Warming Potential) est très élevé. Depuis la mise en place du Protocole de Kyoto en 1997, les HFC sont dans la liste des gaz à effet de serre car ils participent au réchauffement climatique. Cette nouvelle contrainte entraîne non seulement la mise en place de politiques de

confinement et de récupération systématique des fluides frigorigènes (règlement européen 842/ 2006), mais amène aussi à choisir des fluides ayant le plus faible GWP possible. D'où les efforts considérables des chimistes (**Leck, 2010**) durant ces dernières années pour trouver des HFC à très faible GWP comme le R-1234yf.

Choix des fluides frigorigènes pour les PAC à haute température

Le Tableau 1.5 dresse l'historique des fluides frigorigènes traditionnels des PAC selon l'intervalle de la température de condensation et leurs alternatifs à court et long termes. Pour les PAC à moyenne température (inférieure à 80 °C), le fluide traditionnel était le CFC-12. Son premier remplaçant (HFC-134a) présente un GWP de 1 430 kg eq. CO₂ et son deuxième (HFC-152a) possède un caractère inflammable. Le nouveau fluide R-1234yf qui a un GWP de 4 et une durée d'extinction dans l'atmosphère inférieure à 14 jours, est considéré comme le remplaçant direct du HFC-134a (en tout cas dans les applications de climatisation automobile à partir de 2011).

Intervalle de température de condensation [°C]	Fluides traditionnels	Alternatifs traditionnels	Alternatifs HFC	Alternatifs à très faible GWP
80 -120	CFC-114	HCFC-123 HCFC-124 HCFC-142b	HFC-227ea HFC-236fa HFC-245fa HFC-365mfc	HFC-1234ze(Z) <i>Eau</i> <i>Butane</i>
60 - 80	CFC-12		HFC-134a HFC-152a	HFC-1234yf CO ₂ <i>Ammoniac</i> <i>Propane / Butane</i>
40 - 60	HCFC-22	HCFC-22	HFC-407C	<i>Ammoniac</i> <i>Propane</i>

Pour les PAC à haute température (supérieure à 80 °C voire à 75 °C) le fluide traditionnel était de CFC-114 et ses alternatifs traditionnels interdits aujourd'hui étaient (HCFC-123, HCFC-124 et HCFC-142b). Les HFC aptes à les remplacer présentent tous les handicaps suivants : l'inflammabilité (HFC-365mfc) ou des GWP élevés comme le HFC-245fa (GWP = 1030), voire excessivement élevés comme le HFC-227ea (GWP = 3220) et HFC-236fa (GWP = 9400). De plus le HFC-227ea, est très limité pour des applications à haute température à cause de sa température critique relativement basse (101,8 °C). Cependant le HFC-1234ze(Z) possédant des propriétés thermodynamiques très proches du CFC-114 est en cours de développement et d'expérimentation (**Brown et al, 2009**).

Le Tableau 1.7 présente les propriétés des fluides frigorigènes potentiellement alternatifs pour les PAC à haute température.

La légende des groupes de sécurité est présentée dans le Tableau 1.6.

	Faible toxicité	Haute toxicité
Inflammable	A3	B3
Faiblement inflammable	A2	B2
Non inflammable	A1	B1

En parallèle, des développements sont en cours pour utiliser des fluides inorganiques comme l'eau, le CO₂ ou l'ammoniac ou des hydrocarbures comme le butane ou le propane, qui n'ont aucun effet négatif sur la couche d'ozone et dont le GWP est très faible mais leur utilisation ne va pas sans inconvénients.

- L'ammoniac est inflammable et toxique.
- Les hydrocarbures sont très facilement inflammables et explosifs.
- L'eau ne peut pas être utilisée facilement pour des températures inférieures à 100 °C, compte tenu de sa très faible masse volumique à la basse pression qui entraîne des volumes inacceptables de compresseur.
- Le CO₂ a une température critique de 31 °C et impose donc un fonctionnement supercritique aux températures typiques d'utilisation des pompes à chaleur entraînant des pressions de fonctionnement élevées et des surcoûts associés.

Tableau 1.7 : Propriétés des fluides purs potentiels pour PAC à haute température					
Nom du fluide	Composition chimique	Pression critique [bar]	Température critique [°C]	GWP	Groupe de sécurité
Hydrofluorocarbures HFC/HFO					
HFC-134a	C2H2F4	40.6	101	1430	A1
HFC-152a	C2H4F2	45.2	113.5	124	A2
HFC-1234yf	C3H2F4	32.7	94.8	4	A2 (low)
HFC-227ea	C3HF7	29.2	101.8	3220	A1
HFC-236fa	C3H2F6	32	124.9	9810	A1
HFC-245fa	C3H3F5	36.5	154.1	1030	B1
HFC-365mfc	C4H5F5	32.7	186.9	910	A2
HFC-1234ze(Z)	C3H2F4	39.7	153.5	6	?
Fluides inorganiques et hydrocarbures					
R-744 (Dioxyde de Carbone)	CO ₂	73	31	1	A1
R-718 (Eau)	H ₂ O	220	374	<1	A1
R-717 (Ammoniac)	NH ₃	113	133	<1	B2
R-290 (propane)	C3H8	42.5	96.8	20	A3
R-600 (butane)	C4H10	38	152	20	A3

1.3.3.5 Verrous technologiques

Les verrous technologiques des pompes à chaleur industrielles proviennent essentiellement des températures de fonctionnement élevées désirées. Les nouvelles conditions de fonctionnement imposées par les pompes à chaleur à haute température de condensation (entre 75 °C et 100 °C) ne permettent plus l'emploi des fluides utilisés classiquement dans l'industrie frigorifique (**IEA HPP, 1990**). A partir des températures d'évaporation et de condensation, on peut distinguer trois zones représentées sur la Figure 1.30.

La première zone (jusqu'à environ 75 °C de température de condensation) correspond à des pompes à chaleur commercialisées par les constructeurs de groupes frigorifiques. Ce matériel directement dérivé des machines frigorifiques classiques ne pose pas de problèmes techniques particuliers, excepté ce qui relève du choix de nouveaux fluides frigorigènes règlementés et de l'intégration thermique dans les procédés.

La deuxième zone (température de condensation entre 75 °C et 100 °C) est celle des machines dérivées du matériel frigorifique classique mais spécialement adaptées à des températures de fonctionnement plus élevées.

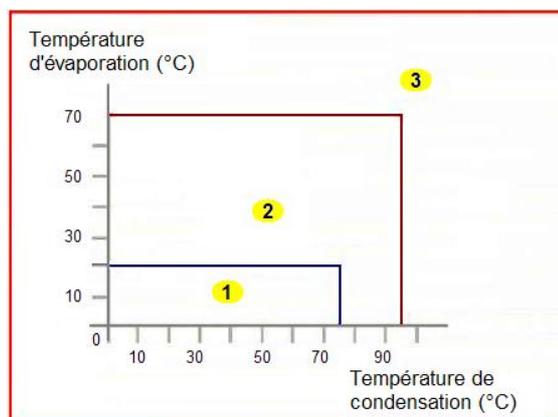


Figure 1.30 : Zones des limites technologiques des PAC à haute température

Les machines développées dans ce domaine de températures sont couramment appelées «pompes à chaleur à haute température» (PAC HT).

Enfin, la troisième zone n'est pas directement accessible au matériel dérivé des techniques frigorifiques classiques (les températures de condensation de 100 °C constituent une barrière technologique). Cette zone correspond à d'autres technologies telles que la compression mécanique de vapeur d'eau (CMV) qui est appliquée surtout aux opérations de concentration et de distillation.

Selon les constructeurs, les principales difficultés des PAC HT avec des compresseurs lubrifiés sont les suivantes :

- réduction des jeux mécaniques, en limitant la température de refoulement, liés aux dilatations de rotors..., ce qui est d'ailleurs contradictoire avec une nécessité d'une surchauffe importante au refoulement pour une bonne séparation d'huile
- adaptation du lubrifiant (changement de l'indice de viscosité d'huile) au niveau de la température de condensation et vérifier sa compatibilité avec les joints. A noter une interaction complexe entre température, miscibilité et viscosité d'huile (quadrature du cercle) pour le choix des lubrifiants en températures élevées
- validation de la fiabilité du compresseur avec les combinaisons (température / fluide / huile)

Ces difficultés nécessitent les adaptations technologiques ci-après.

1- Lubrification convenable des compresseurs et contrôle de la température de refoulement

La viscosité des lubrifiants étudiés pour les usages frigorifiques est nettement insuffisante à température élevée. De plus, le frigorigène atteint au refoulement du compresseur une température bien supérieure à la température de condensation entraînant un accroissement de la température du carter qui s'accompagne d'une chute de viscosité de l'huile. La sanction de cette trop faible viscosité est la diminution de la durée de vie de la PAC HT (par grippage rapide des paliers et risque de destruction des pièces rotatives du compresseur).

Un refroidissement extérieur du compresseur n'est pas toujours souhaitable car, d'une part il provoque une perte thermique supplémentaire qui diminue l'efficacité de la PAC et d'autre part il entraîne le risque d'une dilution importante de frigorigène dans le lubrifiant. D'où la nécessité d'adaptation du lubrifiant au niveau des températures de fonctionnement souhaitées.

2- Etude de la stabilité chimique et de la compatibilité fluide/huile à haute température

La recherche et l'expérimentation de fluides frigorigènes et des huiles possédant les caractéristiques physiques et chimiques convenables à ce domaine de température est une nécessité. En effet, la stabilité chimique des frigorigènes en présence d'huile, des métaux et des joints composant l'installation diminue très rapidement lorsque la température augmente. Une élévation de température d'une vingtaine de degrés multiplie environ par un facteur 10 la vitesse de décomposition des frigorigènes (**EDF R&D, 2010**). Des couples frigorigènes/huiles très stables dans les conditions d'emploi de l'industrie frigorifique peuvent se dégrader très rapidement s'ils sont employés dans une pompe à chaleur à haute température. L'huile entraînée dans le circuit doit donc faire preuve d'une stabilité chimique suffisante pour ne pas se décomposer en présence des catalyseurs que représentent le frigorigène et les métaux constituant l'installation (fer, cuivre, aluminium).

En conclusion, le développement des PAC HT passe obligatoirement par la recherche de fluides frigorigènes et de lubrifiants présentant les caractéristiques thermodynamiques et chimiques requises pour des fonctionnements à haute température. Une piste alternative existe dans le développement des compresseurs sans huile.

1.4 Intégration des pompes à chaleur dans les procédés selon la méthode du pincement

Pour intégrer les pompes à chaleur dans les procédés industriels, les caractéristiques des flux énergétiques du procédé en question, en plus des caractéristiques de la PAC, doivent être prises en compte (Wallin et Berntsson, 1994). Dans cette optique, la méthode du pincement est un outil puissant dans l'analyse des procédés industriels.

1.4.1 Principe de base de la méthode du pincement

La Méthode du Pincement (MP) a été structurée en 1979 par (Linnhoff et al., 1982). Cette méthode a pour but l'optimisation des échanges thermiques au sein d'un site industriel et permet de viser des réductions de consommation d'énergie réalistes. Elle fait la synthèse des besoins de chauffage (appelés flux froids) et des besoins de refroidissement (appelés flux chauds) pour optimiser l'échange entre ces différents flux selon un critère économique optimisé entre coûts d'exploitation et coûts d'investissement. L'étude thermo-économique est basée sur les courbes composites.

Les courbes composites représentent l'évolution des flux d'énergie, chauds et froids dans un diagramme (Température, Puissance thermique) montré dans la Figure 1.31. D'après les courbes composites, il est possible de transférer la chaleur des flux chauds vers les flux froids quand on obtient une intersection horizontale. La distance verticale minimale entre les deux courbes représente le pincement de température qui est optimisé selon des critères thermo-économiques en fonction de la chaleur maximale échangée et les coûts du réseau des échangeurs associés.

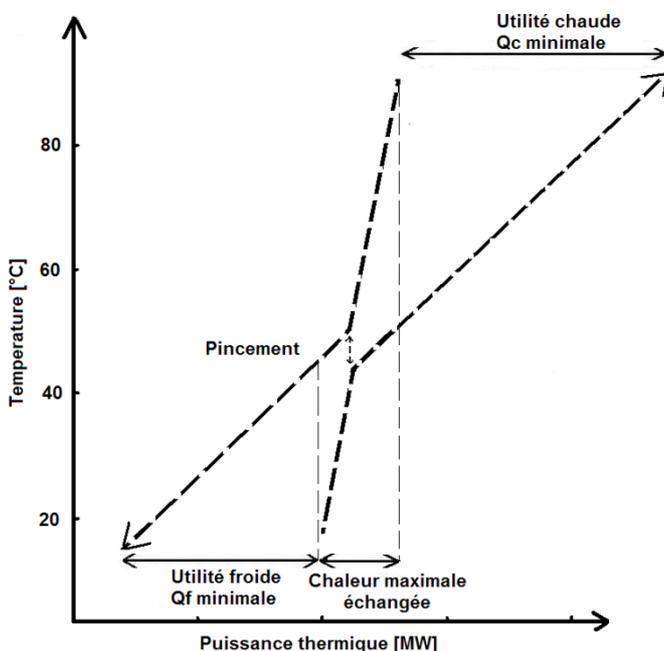


Figure 1.31 : Schéma de principe des courbes composites

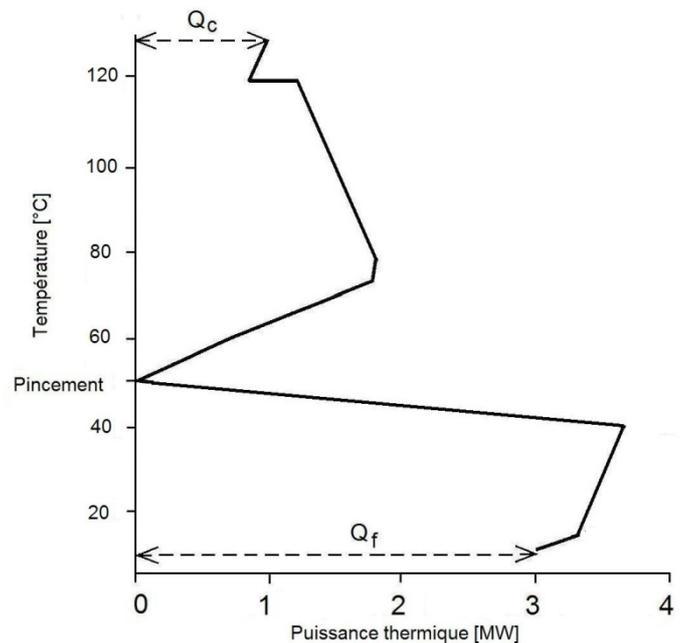


Figure 1.32 : Exemple d'une grande courbe composite (GCC) typique d'un site industriel des IAA

Ce pincement dans le procédé permet de diviser le système des flux en deux parties séparées. La partie au-dessus du pincement est une zone en déficit de chaleur qui a besoin d'une utilité chaude pour fournir la chaleur souhaitée. Par analogie, la partie au-dessous du pincement est une zone en excès de chaleur qui a besoin d'une utilité froide pour enlever cette chaleur.

La Grande Courbe Composite (GCC) est une autre représentation des courbes composites chaude et froide. Elle sert à simplifier l'optimisation des utilités multiples. Elle représente les besoins et les disponibilités en chaleur nette pour chaque intervalle de température [(besoin en chaleur dans tous les flux chauds) – (chaleur disponible dans tous les flux froids)]. La température des flux est ajustée en se basant sur la différence minimale de températures demandée pour l'échange de chaleur dans le procédé. La moitié de ΔT_{\min} est soustraite des flux chauds et l'autre moitié est ajoutée aux flux froids.

La Figure 1.32 montre un exemple typique d'une GCC. A la température de pincement, le besoin net en chaleur est zéro. Au-dessus du pincement, la distance entre l'axe vertical et la courbe représente le besoin net en chaleur pour chaque niveau de température et la distance au niveau de la température maximale correspond à l'utilité chaude Q_c . Au-dessous du pincement, la distance horizontale représente la disponibilité nette en chaleur pour chaque niveau de température et également la distance au niveau de la température minimale correspond à l'utilité froide Q_f .

1.4.2 Intégration des PAC dans les procédés industriels

1.4.2.1 Généralités

Les règles de placement d'une pompe à chaleur dans un procédé industriel ont été introduites par Linnhoff et Townsend (1983). La Figure 1.33 montre trois façons d'intégration d'une pompe à chaleur dans un procédé industriel selon la position par rapport au pincement.

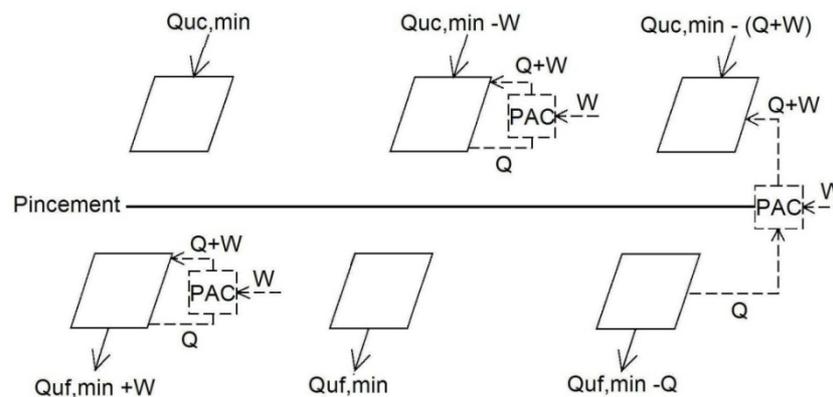


Figure 1.33 : Placement relatif d'une PAC par rapport au pincement du procédé

Selon le principe de la GCC, si la PAC fonctionne intégralement au-dessus du point de pincement du procédé, elle transforme tout simplement un travail mécanique W en chaleur, ce qui n'est ni efficace ni rentable. De même, si elle est placée complètement au-dessous du point de pincement, la situation est encore pire car le travail mécanique W du compresseur est transformé en chaleur qui doit être évacuée par l'utilité froide du système. La seule possibilité d'intégrer efficacement une PAC dans un procédé est de l'installer de part et d'autre du pincement. Ainsi dans cette configuration elle absorbe de la chaleur Q en dessous du pincement où il y a une disponibilité de chaleur et fournit $(Q+W)$ au-dessus du point de pincement où il y a un besoin de chaleur.

L'avantage de cette approche est la vision système de l'intégration de la PAC pour induire des gains globaux et non pas locaux. Cependant, elle ne tient pas compte des contraintes pratiques et des coûts associés à cette intégration qui peuvent influencer l'optimum sur le plan thermo-économique. Dans ce sens, Berntsson (2002) mentionne que bien que le fait de placer une PAC entièrement au-dessus ou au-dessous du point de pincement soit douteux

de point de vue thermodynamique, il pourrait être plus économique dans certains cas (contraintes terrains, longue distance entre les flux, échange de chaleur entre flux très coûteux, etc....).

1.4.2.2 Formulation analytique de l'intégration

Les conséquences de l'intégration des PAC peuvent être analysées à l'aide des courbes composites comme le montre la Figure 1.34. En puisant de la chaleur au-dessous du pincement du flux rejet, on diminue d'une part le besoin de refroidissement de l'utilité froide (d'une quantité Q_{evap}) et d'autre part, en fournissant de la chaleur au flux process, on réduit le besoin de chaleur de l'utilité chaude (d'une quantité Q_{cond}). De plus, on rapproche les deux courbes l'une de l'autre, ce qui améliore l'efficacité exergétique puisque les pertes par différences de températures sont réduites.

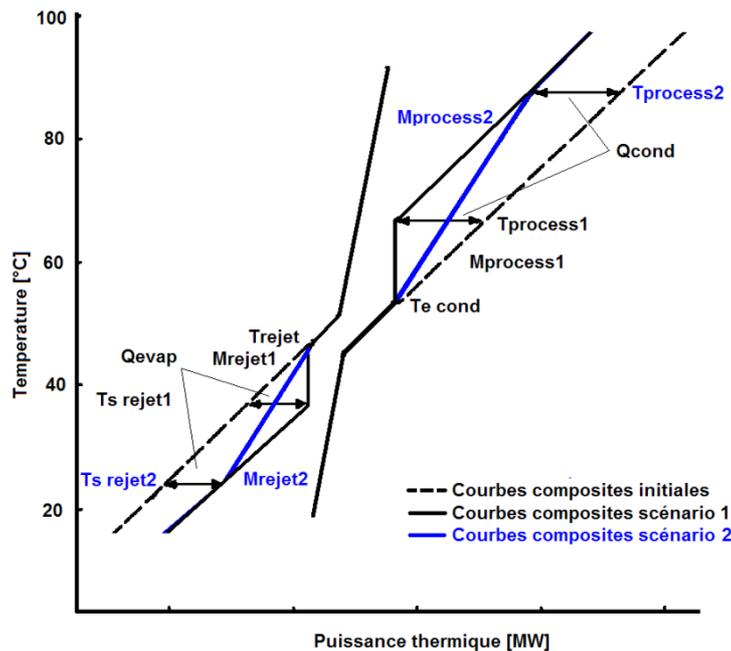


Figure 1.34 : Schémas qualitatifs des courbes composites avant et après l'intégration d'une PAC selon deux scénarios

D'autre part, il est connu que la performance de la PAC dépend de l'écart entre les températures des sources/puits auxquelles elle fonctionne. En effet, son COP ne dépend pas que des profils des courbes composites du procédé industriel mais plutôt des flux choisis. Le choix de ces flux peut être complexe et laisse présager une optimisation de nature thermo-économique (Wallin et al., 1990).

La Figure 1.34 schématise, pour un même profil de courbes composites, deux scénarios d'intégration d'une PAC fournissant une même puissance calorifique (Q_{cond}).

- Dans le scénario 1, la PAC utilise tous les débits disponibles (M_{process1} et M_{rejet1}) et donc l'écart de températures entre lesquelles elle fonctionne (T_{process1} et $T_{\text{s,rejet1}}$) diminue augmentant son COP.
- Dans le scénario 2, la PAC utilise une partie des débits disponibles (M_{process2} et M_{rejet2}) et donc l'écart de températures entre lesquelles elle fonctionne (T_{process2} et $T_{\text{s,rejet2}}$) augmente par rapport au scénario 1 diminuant ainsi son COP.

Pour fournir un outil d'analyse à la problématique précédente, les équations de performances des PAC sont formulées ci-après en fonction des profils des composites, des flux choisis et des différents paramètres impliqués.

La puissance calorifique fournie par la PAC au niveau du condenseur s'écrit :

$$Q_{cond} = (MCp)_{process}(T_{process} - T_{e,cond}) \quad 1.14$$

La puissance récupérée par l'évaporateur sur les rejets s'écrit :

$$Q_{evap} = (MCp)_{rejet}(T_{rejet} - T_{s,rejet}) \quad 1.15$$

Le COP est donné par la formule en fonction des deux puissances :

$$COP = \frac{Q_{cond}}{Q_{cond} - Q_{evap}} \quad 1.16$$

Le COP peut s'écrire aussi en fonction du COP théorique de Carnot, c'est-à-dire en fonction des températures de condensation et d'évaporation et du rendement de Carnot (équivalent au rendement exergétique, voir chapitre 2). En prenant les pincements en sortie au condenseur et à l'évaporateur comme paramètres, son expression en fonction des températures process et sortie rejet devient :

$$COP = \eta_{ex} \frac{T_{cond}}{T_{cond} - T_{evap}} = \eta_{ex} \frac{T_{process} + pinc_{cond}}{(T_{process} + pinc_{cond}) - (T_{s,rejet} - pinc_{evap})} \quad 1.17$$

Une manipulation algébrique des quatre équations précédentes explicite la formule du COP en fonction de tous les paramètres accessibles pour un scénario d'intégration donné (notamment le profil des courbes composites et le niveau de température process). Sa formule est la suivante :

$$COP = \frac{(MCp_{process}/MCp_{rejet})(T_{process} - T_{e,cond}) + \eta_{ex}(T_{process} + pinc_{cond})}{(MCp_{process}/MCp_{rejet})(T_{process} - T_{e,cond}) + (T_{process} + pinc_{cond}) - (T_{rejet} - pinc_{evap})} \quad 1.18$$

Finalement, on peut écrire l'expression de la fonction précédente du COP (équation 1.18) en regroupant les variables en trois types :

- les variables du profil des courbes composites (dépendent du procédé industriel)
- les variables du choix de la puissance de la PAC (dépendent du « designer »)
- les variables intrinsèques caractérisant la PAC (dépendent du constructeur de la PAC)

$$COP = f[(MCp_{process}/MCp_{rejet}, T_{rejet}), (Q_{cond} \text{ ou } T_{process}), \text{ et } (\eta_{ex} \text{ et pincements})]$$

$$COP = \text{fonction}(\text{profils composites}, \text{puissance PAC et caractéristiques PAC}) \quad 1.19$$

1.4.3 Analyse et optimisation de l'intégration des PAC industriels

Théoriquement, l'existence du pincement des courbes composites rend l'intégration d'une PAC toujours faisable sur le plan thermodynamique parce qu'il existe toujours un certain excès et un certain déficit de chaleur dans le système en dépit de l'intégration d'un réseau d'échangeurs le plus efficace possible. Pratiquement, des contraintes technologiques (un niveau de température de condensation élevée) et économiques (coût d'investissement, prix des énergies fossiles et électriques,...) limitent le potentiel des PAC. Dans ce contexte, les courbes composites construites par la méthode du pincement constituent un outil crucial d'analyse de l'intégration des PAC dans un procédé industriel comme on a vu précédemment.

L'analyse qui suit est valable à condition de fixer les hypothèses suivantes :

- un régime permanent est assumé : les flux de chaleur sont constants dans le temps, il n'y a pas de disparité temporelle des flux. L'intégration des PAC dans des procédés discontinus est traitée dans la thèse (Murr, 2010) et étend la méthode d'intégration des PAC en dynamique en intégrant du stockage thermique ;
- le choix des flux chauds et froids de la PAC constitue une donnée de départ dans cette étude. L'optimisation thermo-économique du choix des flux selon leurs disparités géographiques ou des considérations technologiques est traitée dans une autre thèse en cours (Becker, 2011).

L'analyse de l'intégration d'une PAC pour le chauffage industriel par rapport à une autre utilité chaude telle qu'une chaudière à énergie fossile peut être évaluée sur trois critères: énergétique, économique et temps de retour sur investissement (TRI). Pour chaque critère, l'expression analytique du paramètre correspondant est donnée en fonction de la puissance thermique et du COP (qui dépend aussi de la puissance thermique selon l'équation 1.18) de la PAC.

Tableau 1.8 : Données de départ du scénario d'intégration de la PAC dans un procédé industriel	
Profils composites	
$M_{process}$ [m ³ /h]	18
$T_{e,cond}$ [°C]	45
M_{rejet} [m ³ /h]	25,2
T_{rejet} [°C]	30
Caractéristiques PAC	
Pincement condenseur [°C]	2
Pincement évaporateur [°C]	2
η_{ex} [%]	50

L'optimisation selon chaque critère porte sur la puissance thermique de la PAC à installer selon les données de départ du scénario d'intégration (scénarios composites et caractéristiques de la PAC) présentés dans le Tableau 1.8.

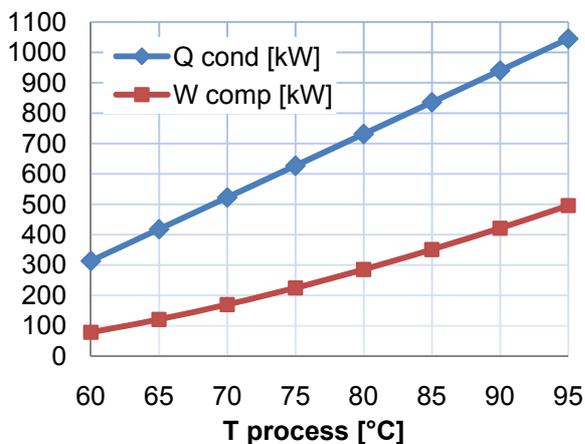


Figure 1.35 : Puissances thermique et électrique de la PAC en fonction du niveau $T_{process}$ fourni

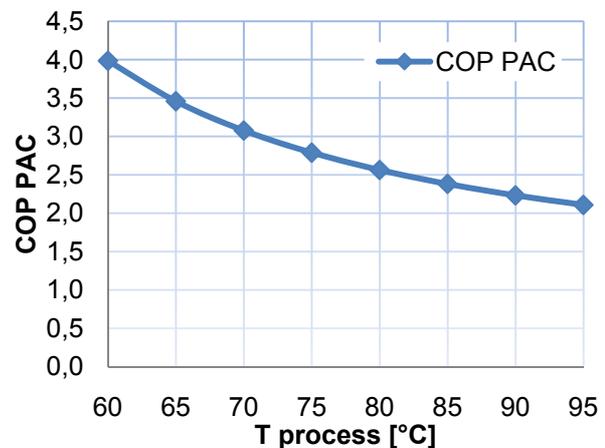


Figure 1.36 : Variation du COP de la PAC en fonction du niveau $T_{process}$ fourni

Les variations de la puissance thermique à installer, la puissance électrique consommée et du COP sont tracées dans la Figure 1.35 et Figure 1.36 en fonction du niveau $T_{process}$ choisi pour l'intégration de la PAC.

1.4.3.1 Critère énergétique

Le gain en énergie primaire pour fournir une même puissance calorifique Q_{cond} produite par une PAC au lieu d'une chaudière est fonction de son COP, du rendement de la centrale η_{ce} et du rendement de la chaudière η_{ch} . L'expression du gain en énergie primaire par unité temporelle (en kW) est donnée par l'équation 1.20 qui est dérivée des équations 1.1 et 1.2.

$$\Delta E = Q_{cond} \left(\frac{1}{\eta_{ch}} - \frac{1}{COP \eta_{ce}} \right) \quad 1.20$$

La courbe de la Figure 1.37 trace les valeurs du gain en énergie primaire en fonction du niveau $T_{process}$ choisi pour un rendement moyen d'une chaudière industrielle de 90 % et un rendement central de production de 40 %.

Graphiquement, on peut remarquer que le choix optimal de la puissance de la PAC selon le critère de conservation d'énergie primaire est autour d'une valeur de température process de 65 °C correspondant à une puissance thermique installée de 420 kW avec un COP de 3,5.

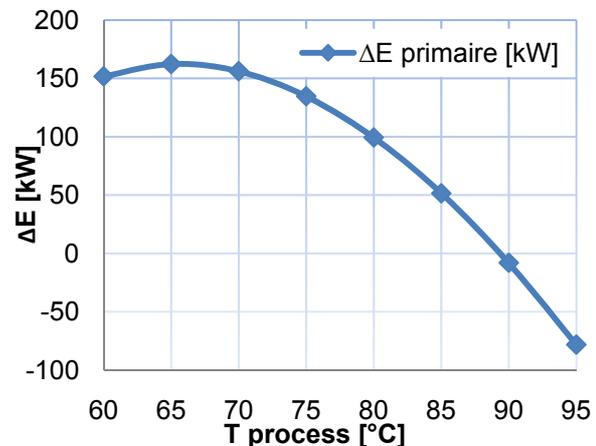


Figure 1.37 : Gain en énergie primaire en fonction de $T_{process}$

1.4.3.2 Critère économique

Le gain en coûts d'exploitation des PAC par rapport aux coûts d'exploitation des chaudières pour produire une même puissance calorifique Q_{cond} est fonction des coûts de l'électricité consommée C_{elec} en [€/MWh] et du combustible utilisé par la chaudière C_{fuel} en [€/MWh] ainsi que du rendement de chaudière η_{ch} . Son expression, en € par heure de fonctionnement, est donnée par l'équation 1.21 qui est dérivée des équations 1.4 et 1.5.

$$\Delta C = Q_{cond} C_{fuel} \left(\frac{1}{\eta_{ch}} - \frac{C_{elec}/C_{fuel}}{COP} \right) \quad 1.21$$

Les valeurs du gain économique en fonction du niveau $T_{process}$ choisi pour un rendement moyen d'une chaudière industrielle de 90 % sont présentées dans la Figure 1.38.

Les valeurs des coûts des énergies se basent sur un scénario réaliste :
 $C_{fuel} = 39$ €/MWh et $C_{elec}/C_{fuel} = 1.7$

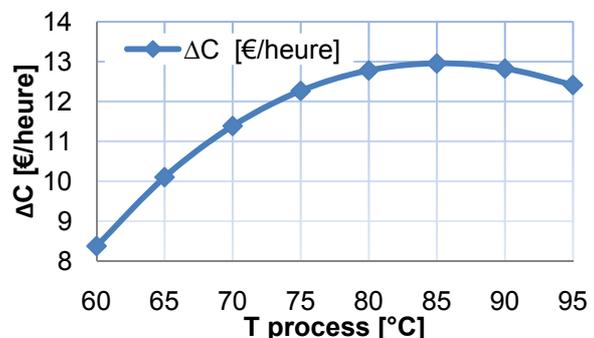


Figure 1.38 : Gain économique en fonction de $T_{process}$

D'après la courbe de la Figure 1.38, le maximum de rentabilité économique est obtenu autour d'une valeur de température process de 85 °C correspondant à une puissance thermique installée de la PAC d'environ 840 kW avec un COP de 2,4.

1.4.3.3 Critère du temps de retour sur investissement

Un choix basé sur le critère économique uniquement n'est pas, en général, accepté par les industriels puisque le gain en exploitation doit être suffisant pour justifier le temps de retour sur investissement de la PAC (TRI). L'estimation du TRI (en années) donnée par l'équation 1.22 est fonction du gain économique de l'équation 1.21, du nombre d'heures annuel de fonctionnement et de l'investissement initial (amortissement pas pris en compte).

$$TRI = \frac{I}{\Delta C * h} = \frac{I_{fixe} + I_{variable}}{Q_{cond} C_{fuel} \left(\frac{1}{\eta_{ch}} - \frac{C_{elec}/C_{fuel}}{COP} \right) h} \quad 1.22$$

Où :

I_{fixe} intègre les travaux auxiliaires liés à l'intégration en usine et la partie coût fixe de la PAC.

$I_{variable}$ intègre la partie coût variable de la PAC en fonction de la puissance électrique installée.

La courbe de la Figure 1.39 trace les valeurs du TRI (annuel) en fonction du niveau $T_{process}$ choisi pour un rendement moyen d'une chaudière industrielle de 90 %. Les valeurs des coûts des énergies se basent sur le scénario réaliste suivant :

$C_{fuel} = 39 \text{ €/MWh}$ et $C_{elec}/C_{fuel} = 1.7$

De plus, on considère un nombre d'heures de fonctionnement maximal de 8 000 h/an et les coûts d'investissement fixes et variables sont estimés d'après les données d'EDF R&D (2010):

$I_{fixe} \approx 150\,000 \text{ [€]}$

$I_{variable} \approx 500 * W_{comp} \text{ [€/kW]}$

avec W_{comp} la puissance électrique installée du moto-compresseur de la PAC.

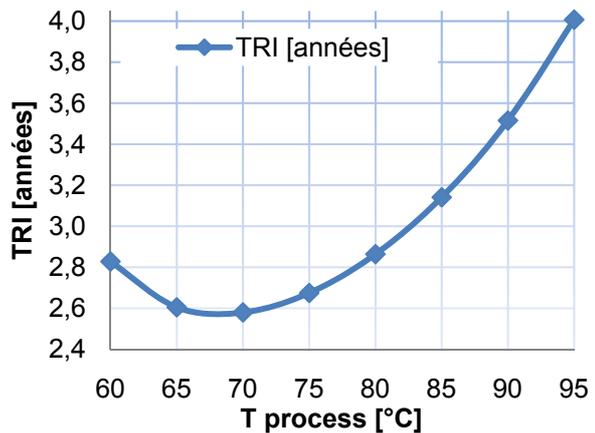


Figure 1.39 : TRI en fonction de T_{process}

Si le maximum de rentabilité économique est obtenu autour d'une valeur de température process de 85 °C (correspondant à un TRI de 3,15), le TRI minimal (de 2,6 années) est obtenu autour d'une valeur différente égale à 70 °C correspondant à une puissance calorifique installée de la PAC d'environ 525 kW avec un COP de 3,1.

Cet écart entre l'optimum économique et celui du TRI montre bien la différence entre ces deux critères. Le critère du TRI dépend énormément des coûts d'investissement qui sont liés au prix de la PAC et aux spécificités de l'usine.

Cependant, l'impact du COP de la PAC (qui est fonction de son rendement exergetique η_{ex}) n'est pas négligeable sur le TRI. La Figure 1.40 et Figure 1.41 montrent respectivement les valeurs du COP et du TRI pour trois valeurs du η_{ex} (50 %, 60 % et 70 %) en gardant inchangées les autres valeurs du Tableau 1.8. On remarque bien que, quand le rendement exergetique de la PAC passe de 50 % à 70 %, l'optimum du TRI passe de 2,6 années (pour $T_{process} \approx 70 \text{ °C}$) à 1,8 années (pour $T_{process} \approx 80 \text{ °C}$) pour le même profil des courbes composites.

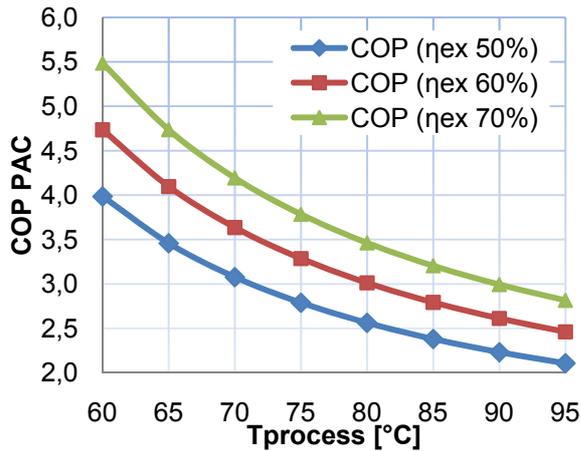


Figure 1.40 : COP de la PAC intégrée pour différentes valeurs du rendement exergetique

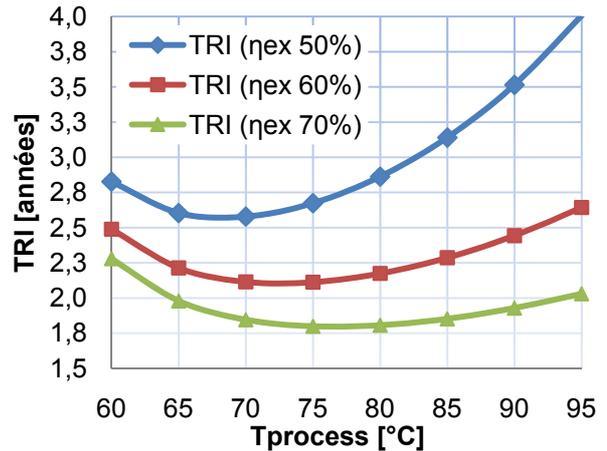


Figure 1.41 : TRI de la PAC intégrée pour différentes valeurs du rendement exergetique

1.4.4 Conclusions

L'intégration d'une PAC dans un procédé industriel peut être évaluée et optimisée par rapport à une chaudière à énergie fossile sur trois critères : énergétique, économique et temps de retour sur investissement (TRI). Pour chaque critère, l'optimisation est fonction du COP de la PAC qui dépend du scénario industriel, des caractéristiques intrinsèques de la PAC et de la puissance thermique choisie. Les courbes composites de la méthode du pincement sont un outil essentiel dans cette analyse.

Pour un scénario industriel fixé (flux des courbes composites fixés), chaque critère donne un optimum différent qui correspond à un certain niveau de température du procédé et une puissance calorifique installée. La performance intrinsèque de la PAC liée à son rendement exergetique joue un rôle primordial puisqu'elle entraîne un impact significatif sur la valeur de cet optimum.

En conclusion, l'analyse de l'intégration des PAC dans l'industrie exige une bonne connaissance du procédé de transformation industrielle visé complémentirement aux caractéristiques de la PAC afin d'évaluer la faisabilité technico-économique de manière pertinente.

1.5 Conclusions générales

Le secteur industriel est un grand consommateur d'énergie et 70 % de l'énergie consommée par l'industrie en France est utilisée pour des besoins de chaleur. L'efficacité énergétique de ce secteur est donc une source de compétitivité mais identifier les opportunités est complexe. La récupération de chaleur fatale sur des rejets et effluents industriels à basse température avec des PAC industrielles représente un potentiel d'amélioration significatif de l'efficacité énergétique.

En comparaison avec les PAC destinées au conditionnement d'ambiance, les PAC dans l'industrie ont l'avantage de présenter des niveaux de performance bien supérieurs. Ceci est dû généralement aux écarts de températures sources/puits plus faibles et/ou aux niveaux de température élevés des sources de chaleur (effluents chauds). De plus, les températures des sources thermiques sont souvent moins variables qu'en conditionnement d'air où les conditions intérieures et extérieures varient en fonction du jour et de la saison. En effet la variation de température des rejets thermiques est généralement faible et le besoin de chaleur est souvent constant dans l'industrie. De ce fait, les PAC industrielles réalisent des performances énergétiques annuelles intéressantes. De plus, l'intérêt économique de la PAC dans l'industrie est d'autant plus grand que celle-ci peut avoir un fonctionnement continu de l'ordre de 8 000 h/an. Enfin, la taille des systèmes industriels joue en la faveur des systèmes à haute performance énergétique compte tenu de la valeur absolue de l'économie d'énergie.

Malgré le grand potentiel de la PAC pour la récupération de la chaleur fatale dans l'industrie, il est très peu exploité aujourd'hui. Le nombre de PAC implantées dans l'industrie reste encore faible : 4 600 installations dans le monde en 1995, dont 330 en France, principalement des compressions mécaniques de vapeur CMV (le nombre de PAC traditionnelles à cycle fermé est estimé à quelques unités). Le principal secteur concerné par l'utilisation actuelle des PAC installées est celui des IAA suivi par le secteur de l'industrie chimique. La principale barrière, souvent évoquée, est le temps de retour sur investissement qui est trop long pour ce type d'équipement industriel. Une autre barrière constatée est le manque d'expériences et l'absence de démonstrateurs de référence pour promouvoir ce principe à travers cette technologie. Toutefois, avec les évolutions actuelles des coûts des énergies, le frein économique perd sa pertinence et il n'y a aucun doute sur l'intérêt énergétique, économique et environnemental en faveur du développement de la PAC dans l'industrie.

Cependant la technologie actuelle des PAC limite la température de relevage aux alentours de 70/75 °C ; or les besoins de chaleur les plus intéressantes semblent se situer jusqu'à 95 °C dans les IAA et jusqu'à 120 °C dans les industries chimiques et papetières. Pour atteindre ces niveaux de températures, les nouvelles PAC doivent fonctionner avec de nouveaux fluides frigorigènes d'une part, et utiliser des compresseurs adaptés d'autre part. Ce dernier point est essentiel et représente un vrai verrou technologique. Il s'agit en effet de trouver des compresseurs adaptés aux nouvelles conditions des fluides et de températures : problèmes d'étanchéité et de résistance mécanique du compresseur aux hautes températures (lubrification notamment) ainsi qu'à la compatibilité entre huile et fluide frigorigène en plus de leurs stabilités chimiques. D'autre part, les fluides frigorigènes acceptables aujourd'hui sont en général des HFC seuls ou en mélange (dont le HFC-134a). Compte tenu de leurs propriétés thermodynamiques, ces fluides sont bien adaptés pour des températures de condensation jusqu'à 75 °C. On est donc à la recherche de nouveaux fluides frigorigènes efficaces et à très faible impact environnemental (ODP = 0 et un GWP le plus faible possible, de préférence inférieur à 500 voire à 150), adaptés aux hautes températures, ce qui constitue un défi technologique, car les contraintes réglementaires s'ajoutent aux difficultés techniques. En effet, le fluide doit présenter des propriétés thermodynamiques convenables pour construire des PAC à hautes performances technico-

économiques (capacité, coefficient de performance, etc.). En outre, il doit être non toxique et non ou très modérément inflammable.

L'intégration des PAC dans les procédés industriels demande une bonne connaissance du procédé lui-même complémentairement aux caractéristiques de la PAC pour analyser sa faisabilité technico-économique. La méthode du pincement appliquée au site industriel est un outil essentiel pour cette analyse. Cette intégration peut être évaluée et optimisée par rapport à une chaudière à énergie fossile en fonction du COP de la PAC qui dépend du procédé industriel, des caractéristiques intrinsèques de la PAC et de la puissance thermique choisie. Pour un scénario industriel fixé (flux des courbes composites fixés), selon le critère choisi (énergétique, économique ou TRI) un optimum différent est obtenu. Cet optimum correspond à un certain niveau de température du procédé mais aussi à la puissance calorifique à installer. La performance intrinsèque de la PAC liée à son rendement exergétique joue un rôle primordial puisqu'elle entraîne un impact significatif sur la valeur de cet optimum.

En résumé afin de contribuer au développement des pompes à chaleur à haute température, les points suivants doivent être abordés :

- la réalisation d'installations expérimentales et de démonstrateurs d'intégration de PAC pour différents types d'IAA afin de tester la fiabilité du système, ainsi que sa performance réelle ;
- l'amélioration du COP de la PAC (en diminuant ses pertes exergétiques) afin de faciliter sa faisabilité technico-économique ;
- la recherche d'un fluide frigorigène ou d'un mélange de fluides frigorigènes efficace à haute température pour l'augmentation du niveau de la température de restitution de la chaleur, afin d'étendre son domaine d'application.

1.6 Références

- Becker, H., 2011. Methodology and thermo-economic optimization of integration of industrial heat pumps. PhD thesis LENI-EPFL, Lausanne, Switzerland.
- Berntsson, T., 2002. Heat sources – technology, economy and environment. *International journal of Refrigeration*, 25, 428-438.
- Brown, J.S., Zilio, C., Cavallini, A., 2009. The fluorinated olefin R-1234ze(Z) as a high temperature heat pumping refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1412-1422.
- CFE, 1996. Les pompes à chaleur dans l'industrie. Dossier Thématique. Centre Français de l'Electricité.
- Clerc-Renaud, M., Auzenet, E., 2008. Pompe à chaleur : système à compression de vapeur. *Techniques de l'ingénieur*.
- Clodic, D. 1997. Zéro fuite – limitation des émissions de fluides frigorigènes. Pyc Editions, Juin 1997.
- Clodic, D., Duminil, M., 1999. Le froid efficace dans l'industrie. ADEME Editions, Centre d'Angers.
- Dupont, M., Sabora, E., 2009. The heat recovery potential in the French industry: which opportunities for heat pump systems? ECEEE Summer Study, La Colle sur Loup, Côte d'Azur, France, p. 1115-1123.
- Dutto, T., Blaise, J.C., Feuga, J.R., 1988. Applications industrielles des pompes à chaleur. Note interne EDF R&D - HE 14 T 556.
- EDF R&D, 2010. EDF-R&D-EPI. Communications et documents internes.
- Favrat, D., 2008. Progress and perspective in heat pump technologies and applications. In: 9th International IEA Heat Pump Conference, Zurich, Switzerland.
- HPTCJ, 2010. Survey of availability of heat pumps in the food and beverage fields. Heat Pump & Thermal Storage Technology Center of Japan, march 2010. <http://www.hptcj.or.jp/e/publication/pdf/survey.pdf>
- IEA, Heat Pump Programme, 1990. Annex 9: High temperature industrial heat pumps.
- IEA, Heat Pump Programme, 1995. Annex 21: Industrial heat pumps - experiences, potential and global environmental benefits.
- Jakobs, R., Cibis, D., Laue, H.J., 2010. Status and outlook: Industrial heat pumps. In: 13th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.
- Lambauer, J., Fahl, U., Ohl, M., Blesl, M., 2008. Large scale industrial heat pumps - Market analysis, potentials, barriers and best-practice examples. In: 9th International IEA Heat Pump Conference, Zurich, Switzerland.

Leck, T.J., 2010. New high performance, low GWP refrigerants for stationary AC and refrigeration. In: 13th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.

Levacher, L., Clodic, D., Marechal, F., 2009. Efficacité pour l'industrie : des technologies existantes aux solutions innovantes. SFT Congrès, Vannes, mai 2009.

Linnhoff, B., et al., 1982. A users guide on process integration for the efficient use of energy. Inst. Chem. Engineers, 92-95.

Linnhoff, B., and Townsend, D.W., 1983. Heat and power networks in process design. Part 1: Criteria for placement of heat engines and heat pumps in process networks. *AIChE Journal*, vol. 29, no. 5: p. 742–748.

Montreal Protocol, 2006. Report Of The Refrigeration, Air Conditioning And Heat Pumps. Technical Options Committee.

Murr, R., 2010. Gains globaux par intégration d'une PAC avec un système de stockage dans un procédé de fabrication de fromage. Thèse de doctorat Mines ParisTech, Paris, France.

Szargut, J., 2005. Exergy Method : Technical and ecological applications. WITPress Southampton, Boston, UK.

Thevenot, R., 1979. A history of refrigeration throughout the world. International Institute of Refrigeration, Paris.

Wallin, E., Franck, P.A, Berntsson, T., 1990. Heat pumps in industrial processes – an optimization methodology. *Heat Recovery Systems & CHP*, 10 (4), 437-446.

Wallin, E., Berntsson, T., 1994. Integration of heat pumps in industrial processes. *Heat Recovery Systems & CHP*, 14 (3), 287-296.

CHAPITRE 2 Simulation expérimentale et analyse de l'intégration d'un système de récupération thermique à pompe à chaleur dans les procédés industriels agro-alimentaires

2.1 Fonctionnalités du simulateur expérimental

L'intérêt de la construction d'un simulateur expérimental de l'intégration des PAC dans l'industrie a été discuté au premier chapitre. Les fonctionnalités demandées à ce simulateur expérimental sont la démonstration du principe, la génération de courbes composites et un ensemble de caractéristiques de la PAC industrielle. Ces fonctionnalités sont détaillées ci-après.

2.1.1 Démonstrateur du principe de pompage de chaleur dans l'industrie

Les deux principales barrières non technologiques de l'utilisation des PAC dans l'industrie sont (Jakobs et al. 2010) :

- un manque d'expérience avec les PAC industrielles et peu de démonstrateurs pour promouvoir le principe de pompage de la chaleur dans l'industrie
- une mauvaise maîtrise de l'intégration des PAC dans les procédés industriels.

Le simulateur a pour but de démontrer le principe de « pomper la chaleur » dans un procédé industriel en fonction des profils des courbes composites tout en respectant les lois de la méthode d'intégration des procédés.

2.1.2 Simulateur expérimental de scénarios de courbes composites

Le simulateur doit être doté d'une grande flexibilité pour générer des profils variés de courbes composites chaudes et froides reproduisant les conditions réelles de fonctionnement dans les procédés des industries agroalimentaires. Il doit également utiliser les technologies d'intégration des procédés (dans cette thèse une pompe à chaleur et un échangeur récupérateur) et doit fonctionner selon le principe de la méthode du pincement (voir Figure 2.1). Les plages de variation des débits volumiques et des niveaux de températures process et rejets de la Figure 2.1 sont telles qu'identifiées dans le chapitre 1.

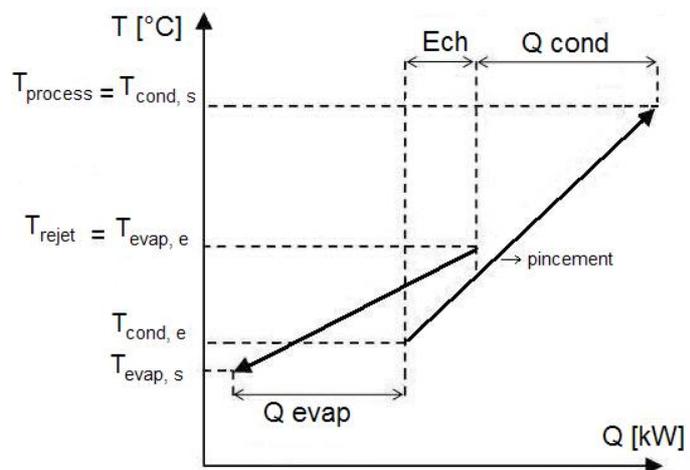


Figure 2.1 : Principe de la méthode du pincement simplifié pour l'intégration de la pompe à chaleur dans un procédé

2.1.3 Cahier des charges fonctionnel de la pompe à chaleur

La PAC du simulateur a été l'objet d'un appel d'offres commerciales répondant à des spécifications et de contraintes établies dans un CDC (cahier des charges). Ci-dessous les principaux critères du CDC envoyé aux différents constructeurs de pompes à chaleur susceptibles de répondre à l'appel d'offres :

- PAC à compression électrique, eau-eau, de puissance calorifique nominale de l'ordre de 650 kW à 80 °C de température de condensation et pour une source froide aux alentours de 30 °C avec modulation de capacité
- fluide frigorigène fiable pour des applications de haute température, non toxique, non inflammable et possédant le plus faible PRG (Pouvoir de Réchauffement Global) possible
- température de sortie eau chaude côté condenseur pouvant aller jusqu'à 95 °C
- PAC disponible commercialement et avec un coût raisonnable.

2.2 Description du simulateur expérimental

2.2.1 Les circuits hydrauliques

2.2.1.1 Composants

Comme déjà expliqué dans le paragraphe 2.1, les circuits hydrauliques ont pour rôle de simuler les courbes composites d'un certain scénario industriel. La Figure 2.2 présente un schéma des circuits hydrauliques dans le laboratoire expérimental. Ils contiennent deux circuits d'eau fermés et contrôlés.

Le premier circuit dit d'«eau chaude», simulant un certain besoin de chaleur dans un procédé industriel, comprend les composants suivants :

- une pompe de circulation d'eau chaude pour simuler le débit d'eau process
- un aéroréfrigérant sec combiné avec un réchauffeur électrique pour contrôler finement la température désirée de retour d'eau process
- un réservoir d'eau chaude pour créer une certaine inertie thermique sur le circuit eau chaude.

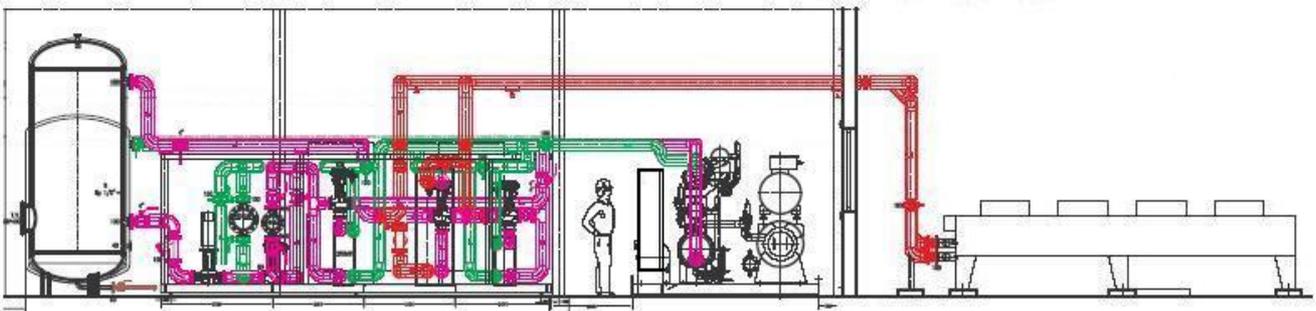


Figure 2.2 : Schéma de l'implantation des circuits hydrauliques dans le laboratoire (la PAC se trouve au milieu du schéma)

Le deuxième circuit dit d'«eau froide» simulant un certain rejet de chaleur dans un procédé industriel inclut les composants suivants :

- une pompe de circulation d'eau froide pour simuler le débit d'eau de rejet

- un réchauffeur électrique (thermoplongeur) eau froide pour contrôler la température désirée des rejets simulés
- un réservoir d'eau froide pour créer une certaine inertie thermique sur le circuit eau froide.

Un échangeur de chaleur, qui est connecté sur les deux circuits, est important au niveau du principe puisqu'il représente l'échangeur récupérateur schématisé dans la Figure 2.1.

Un autre échangeur est aussi connecté sur les deux circuits dit échangeur économiseur. Il n'a aucun rôle à jouer au niveau d'un scénario industriel. Sa présence est importante pour le bon déroulement des essais ainsi que pour réduire la consommation d'énergie du laboratoire.

Les caractéristiques des différents composants des deux circuits d'eau ainsi que des deux derniers échangeurs sont fournies dans le Tableau 1 en annexe 1.

Un schéma de principe complet des circuits hydrauliques est présenté dans la Figure 2.3.

2.2.1.2 Supervision et régulation

Un automate équipé d'un écran tactile (Schneider Electric M340 - XBT GT) permet les fonctionnalités suivantes:

- la marche/arrêt des circuits hydrauliques
- le paramétrage de toutes les régulations PID
- la commande et la régulation des composants : pompes, réchauffeurs électriques, aëroréfrigérant et vannes modulantes
- l'acquisition des valeurs analogiques des températures et des débits.

L'automate communique avec l'ordinateur de supervision par une liaison série dite Modbus.

La supervision via l'ordinateur permet:

- le choix de toutes les consignes des circuits hydrauliques
- l'acquisition et la sauvegarde de toutes les mesures des températures et des débits
- l'affichage du synoptique des circuits hydrauliques avec les valeurs des consignes et des mesures ainsi que certains bilans de puissances (voir le synoptique sur la Figure 2.3).

Instrumentation

Pour la mesure des températures et des débits les capteurs suivants sont installés sur les circuits hydrauliques :

- des sondes de température PT100 (EMERSON) avec une précision de $\pm 0,5$ K dans la plage 0 -150 °C
- deux débitmètres électromagnétiques (EMERSON - modèle 8732EMAG) avec une précision de $\pm 0,25$ % dans la plage de fonctionnement des conditions expérimentales.

Le Tableau 2 de l'annexe 1 fournit la légende des différentes mesures et consignes présentes sur le schéma de supervision de la Figure 2.3.

Chaque régulation d'une consigne fonctionne d'une manière indépendante des autres. En mode manuel, les valeurs des pourcentages d'ouverture des vannes modulantes ainsi que les valeurs des fréquences de sortie des variateurs de vitesses et des thermoplongeurs sont choisies directement.

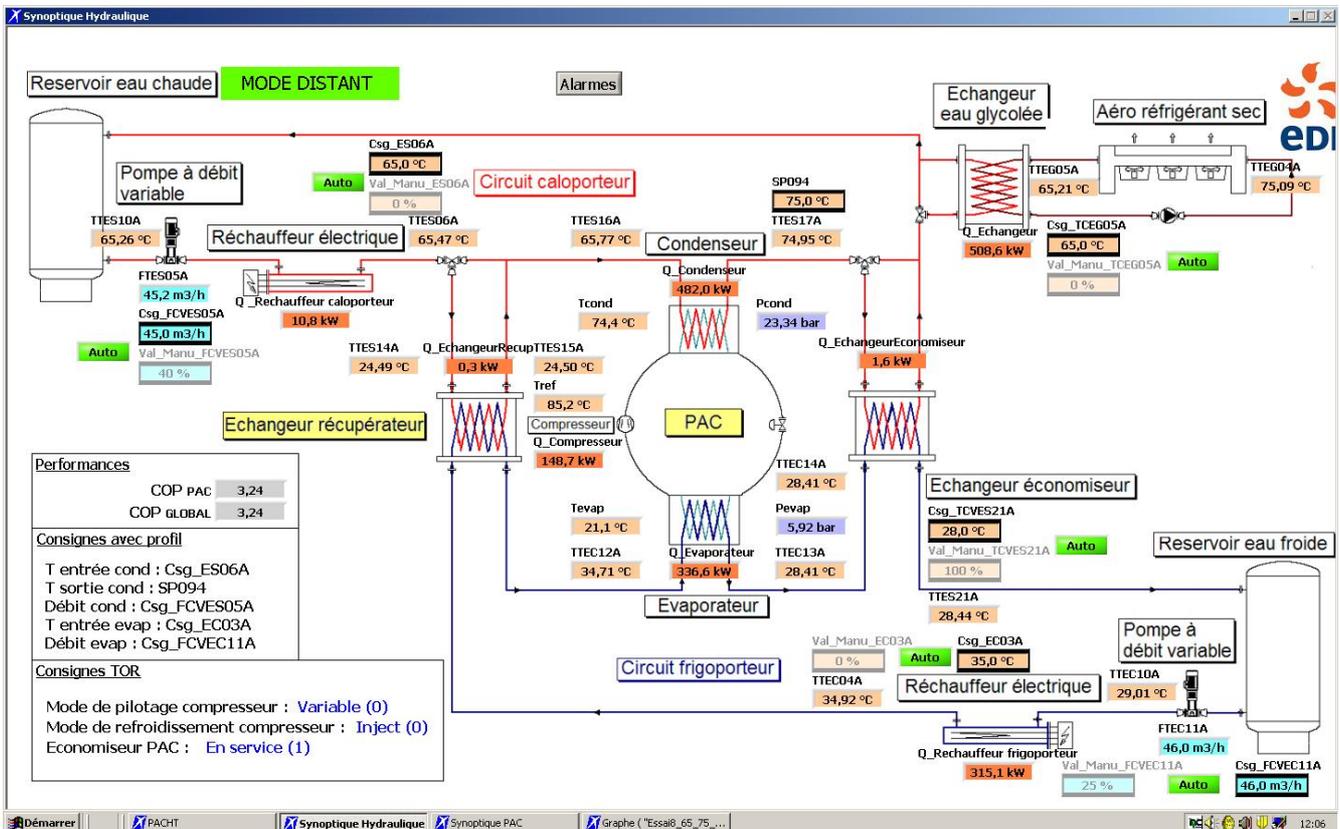


Figure 2.3: Schéma de principe pour la supervision des circuits hydrauliques

En mode automatique, une consigne de débit ou de température est choisie selon les cas ci-après.

1- Régulation du débit circuit chaud

Une vanne modulante (SART) qui se trouve au refoulement de la pompe de circulation du circuit chaud permet de réguler le débit (FTES05a). Les paramètres de la régulation PID sont ceux recommandés par le fournisseur.

2- Régulation du débit circuit froid

Une vanne modulante qui se trouve au refoulement de la pompe de circulation du circuit froid permet de réguler le débit (FTEC11a). Les paramètres de la régulation PID sont ceux recommandés par le fournisseur.

3- Régulation de chauffe circuit chaud

Un gradateur de puissance (Epower) permet de réguler la puissance de chauffe du thermoplongeur circuit chaud via un variateur à thyristor. La régulation se fait sur la température de sortie du réchauffeur (TTES06a). Les paramètres de la régulation PID sont ceux recommandés par le fournisseur.

4- Régulation de chauffe circuit froid

Un gradateur de puissance (Epower) permet de réguler la puissance de chauffe du thermoplongeur circuit froid via un variateur à thyristor. La régulation se fait sur la

température de sortie du réchauffeur (TTEC04A). Les paramètres de la régulation PID sont ceux recommandés par le fournisseur.

5- Régulation du refroidissement circuit chaud

Un variateur de vitesse de rotation des ventilateurs permet de réguler la puissance de refroidissement de l'aéroréfrigérant. La régulation se fait sur la température de sortie de l'aéroréfrigérant (TTEG05a). Les paramètres de la régulation PID sont ceux recommandés par le fournisseur.

6- Régulation de l'échange économiseur

Une vanne modulante trois voies électropneumatique (SART) située à la sortie de l'échangeur économiseur côté circuit chaud permet de contrôler le débit qui circule dans l'échangeur. La régulation se fait sur la température sortie économiseur côté circuit froid (TTES21a). Les paramètres de la régulation PID sont ceux recommandés par le fournisseur.

7- Mode échangeur récupérateur

Une vanne trois voies électropneumatique (tout ou rien) située entre la sortie du réchauffeur chaud et l'arrivée sur le condenseur permet d'activer/désactiver l'échangeur récupérateur.

2.2.2 La Pompe à chaleur industrielle

2.2.2.1 Composants

Comme expliqué dans le paragraphe 2.1, le choix de la technologie de la pompe à chaleur était imposé par la disponibilité commerciale des proposants ayant répondu au CDC. La proposition sélectionnée a été celle de Johnson Controls Industries (YORK) dont le matériel est basé sur un compresseur à vis faisant partie de leur offre commerciale standard. Selon le constructeur c'est la machine la plus flexible de toutes ses gammes avec des applications très variées de très basse température (-70 °C) jusqu'aux applications de pompes à chaleur et elle est utilisée aussi bien avec de l'ammoniac qu'avec des HFC.



Figure 2.4 : Photo du simulateur expérimental intégrant la pompe à chaleur dans le laboratoire

Une photo de la pompe à chaleur connectée aux circuits hydrauliques dans le laboratoire est présentée dans la Figure 2.4. Elle est conçue autour de la plate-forme suivante :

- groupe moto-compresseur industriel à vis (Frick), avec « Vi variable » et tiroir de réduction de puissance
- évaporateur multitubulaire de technologie « Dry-Ex ».
- condenseur multitubulaire.

Cependant, pour répondre aux critères du CDC concernant la capacité de la machine d'évoluer vers les hautes températures et sa fiabilité dans ces conditions, le constructeur a choisi d'inclure dans son offre les adaptations suivantes par rapport à la machine standard :

- condenseur spécial avec sous-refroidisseur de liquide intégré permettant d'améliorer les performances de la machine en puissance et en COP. A noter qu'il peut être « désactivé » en le vidant de son liquide par une simple réduction de la charge de fluide ;
- économiseur à surface destiné à améliorer les performances ; son intérêt est de plus en plus marqué lorsque l'on s'approche de la température critique du fluide ;
- pompe à huile, nécessaire à la bonne tenue mécanique du compresseur pour les pressions d'aspiration élevées correspondant à des températures d'évaporation élevées selon le fluide ;
- refroidisseur d'huile pour étendre la plage de bon fonctionnement mécanique en termes de lubrification et de refroidissement du compresseur aux températures élevées ;
- surchauffeur de gaz à l'aspiration ; il s'agit d'un échangeur entre le liquide sortant du condenseur et le gaz aspiré au compresseur. Inutile au R-134a, il sera nécessaire

éventuellement pour de futures utilisations avec d'autres fluides frigorigènes où les courbes de compression isentropique ont tendance à se rapprocher des courbes de saturation vapeur incompatibles avec le bon fonctionnement du séparateur d'huile. Une grande surchauffe est nécessaire dans ces cas ;

- vannes motorisées de sectionnement automatique à l'aspiration et au refoulement du compresseur ; elles sont indispensables afin d'éviter les risques de condensations parasites du fluide frigorigène dans le compresseur ou le séparateur d'huile à l'arrêt de la machine en cas de circulation de liquides chauds dans les échangeurs, le compresseur et le séparateur d'huile devenant alors les points froids du système..

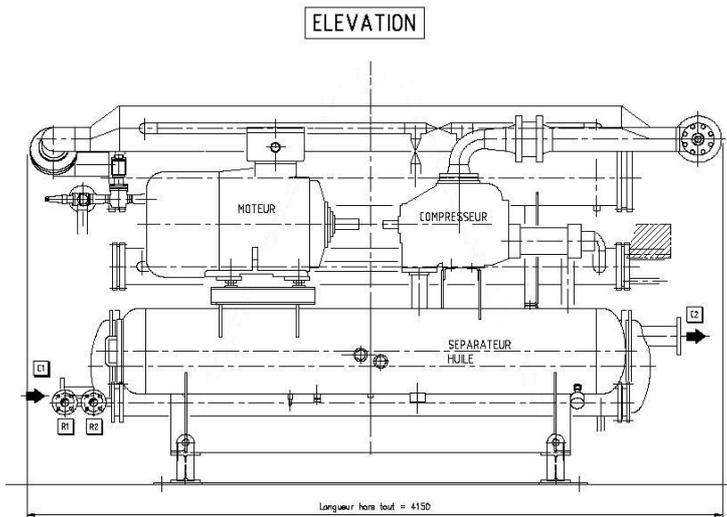


Figure 2.5 : Schéma de la vue en élévation de la pompe à chaleur

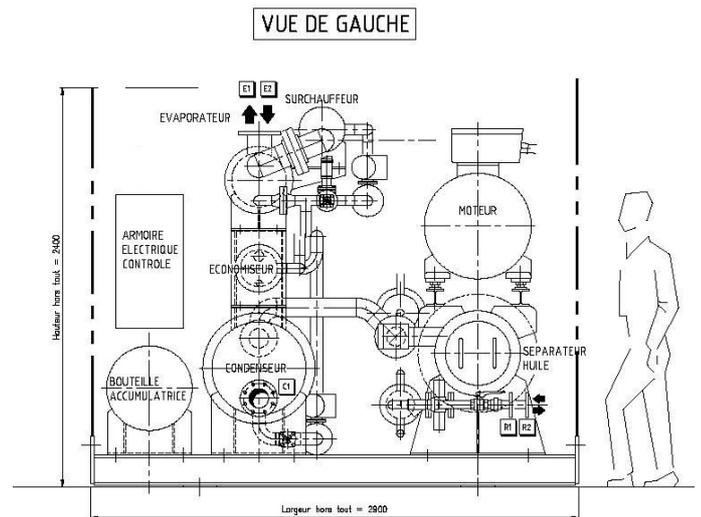


Figure 2.6 : Schéma de la vue de gauche de la pompe à chaleur

La Figure 2.5 et la Figure 2.6 schématisent la pompe à chaleur avec ses composants en deux vues (élévation et de gauche). Les caractéristiques de ses principaux composants sont détaillées dans le tableau 1 en Annexe 2.

2.2.2.2 Supervision et régulation

Le contrôle/commande de la PAC est assuré par un automate industriel (Siemens S7 300 CPU 314 avec un écran tactile TP 177 B). Les séquences, sécurité et boucles de régulation sont intégrées dans l'automate. L'acquisition des différentes mesures prises sur la PAC est également assurée par l'automate.

Comme l'automate des circuits hydrauliques, l'automate de la PAC communique avec le même ordinateur de supervision par une liaison série Modbus.

La supervision via l'ordinateur permet :

- le choix de la consigne « principale » de la PAC (température de sortie eau chaude)
- l'acquisition et la sauvegarde de toutes les mesures de la PAC
- l'affichage du synoptique de la PAC avec les valeurs des consignes et des mesures ainsi que certains bilans de puissances (voir le synoptique sur la Figure 2.7).

Instrumentation

Différents capteurs sont installés sur les circuits frigorifiques de la PAC. Ils ont les caractéristiques suivantes :

- transmetteurs de pression (Danfoss AKS 33, 4-20 mA) avec une précision pleine échelle $\pm 0,8 \%$
- transmetteurs de température PT100 (Chauvin Arnoux Classe A avec convertisseur intégré en tête, 4 - 20 mA) avec une précision pleine échelle de $\pm 0,5 \text{ K}$ dans la plage $0 - 100 \text{ }^\circ\text{C}/0 - 150 \text{ }^\circ\text{C}$
- deux transmetteurs de débit R-134a liquide (Endress Hauser Promass 80F40 coriolis) avec une précision de $\pm 2 \%$ dans la plage de fonctionnement des conditions expérimentales. Le premier sur sortie liquide condenseur et le second en amont de la détente principale
- un wattmètre (Enerium 50 Chauvin Arnoux, 4-20 mA) mesurant la puissance absorbée par le moteur avec une précision de $\pm 0,5 \%$ dans les conditions expérimentales.

Détendeurs électroniques

La détente principale et celle pour l'économiseur sont assurées par des vannes motorisées. Une troisième vanne existe pour l'injection du fluide frigorigène liquide dans le compresseur afin d'assurer son refroidissement. En amont de chacun des détendeurs est installée une vanne à boule TOR électro-pneumatique. Les détendeurs ont les caractéristiques suivantes :

- une vanne de détente motorisée pour l'évaporateur (Danfoss ICM 50 A + Icad 900, 4 - 20 mA).
- une vanne de détente motorisée pour l'économiseur (Danfoss ICM 20A + Icad 900, 4 - 20 mA).
- une vanne de détente motorisée pour injection frigorigène liquide compresseur (Danfoss ICM 20A + Icad 600, 4 - 20 mA).

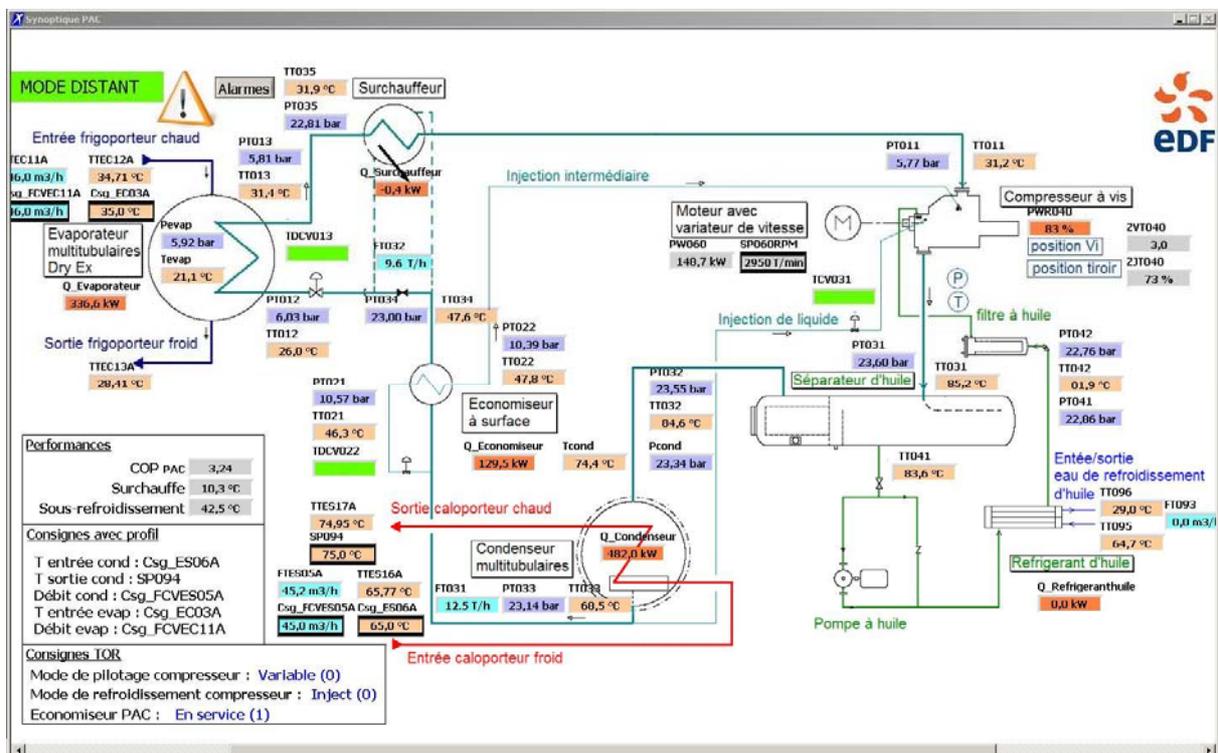


Figure 2.7 : Schéma de principe pour la supervision de la pompe à chaleur

Le Tableau 2 de l'annexe 2 fournit la légende des différentes mesures et consignes présentes sur le schéma de supervision de la Figure 2.7.

En plus de la régulation de température en sortie d'eau du condenseur, la PAC possède plusieurs consignes et leurs boucles de régulation correspondantes sont intégrées dans l'automate pour un fonctionnement fiable et optimisé. Chaque régulation fonctionne d'une manière indépendante des autres. Les paramètres des régulations sont définis conformément aux recommandations du constructeur de la PAC. Les différentes boucles de régulation sont brièvement décrites ci-après.

1- Régulation de la température de sortie eau chaude (Température Process)

Le but est que la valeur de la température TTES17A atteigne sa consigne SP094. Le choix (effectué à l'arrêt de la PAC) de réguler la puissance de fait selon deux modes.

- Régulation en cascade via le tiroir du compresseur et la vitesse du moteur
Une augmentation du signal du régulateur provoque dans un premier temps l'ouverture du tiroir de puissance, jusqu'à la pleine puissance du compresseur (Point de split tiroir Compresseur / Vitesse moteur), puis, augmentation de la vitesse du moteur compresseur. Réciproquement, une augmentation de température d'eau en sortie condenseur provoque la baisse du signal du régulateur principal, avec dans un premier temps, réduction de la vitesse du moteur compresseur jusqu'à sa vitesse minimum, (Point de split), puis réduction de la puissance au compresseur en refermant le tiroir.
(NB : recouvrement possible, au point de split, entre le tiroir de puissance maximum et la vitesse moteur minimum.)
- Régulation avec le tiroir du compresseur uniquement, en fixant une consigne de la vitesse du moteur.

La régulation au niveau du compresseur est assurée par un tiroir dont le déplacement permet de faire varier le volume du gaz aspiré par le compresseur. Le déplacement du tiroir est assuré par la pression d'huile appliquée de part et d'autre d'un piston pilote, par l'intermédiaire d'un distributeur hydraulique à commande par électrovannes agissant par top dans le sens de l'augmentation de puissance ou de la diminution de puissance.

Le moteur du compresseur est équipé d'un variateur de vitesse, dans sa propre armoire de puissance. La consigne de vitesse est pilotée au travers de l'automate.

Chaque mode possède sa propre régulation qui est de type PID.

2- Régulation de la surchauffe de l'évaporateur

La mesure de la différence calculée par l'automate entre la température réelle à l'aspiration du compresseur TT013 et la température saturante d'évaporation, issue du capteur de pression d'aspiration PT013, doit suivre la consigne de surchauffe (5 K minimum recommandés par le constructeur). Le sens d'action de la régulation est le suivant : une baisse de surchauffe à l'évaporateur provoque la fermeture de la vanne de régulation TDCV013.

3- Régulation de la surchauffe de l'économiseur

La mesure de la différence calculée par l'automate entre la température réelle à l'injection dans le compresseur TT022 et la température saturante d'injection, issue du capteur de pression d'injection PT013, doit suivre la consigne de surchauffe (5 K minimum recommandés par le constructeur). Le sens d'action de la régulation est le suivant : une

baisse de surchauffe à l'évaporateur provoque la fermeture de la vanne de régulation TDCV022.

4- Régulation du refroidissement de l'huile du compresseur par injection de liquide

Dans le but de refroidir les gaz refoulés au compresseur, la mesure de la température de refoulement TT 031 doit suivre la consigne de la température refoulement (recommandée par le constructeur à 10 K minimum au-dessus de la température saturante de condensation). Le sens d'action de la régulation est le suivant : Une augmentation de la température de refoulement provoque la l'ouverture de la vanne de régulation TCV 031.

NB : dans le cas où le mode de refroidissement de l'huile est au travers du refroidisseur d'huile, cette régulation est désactivée et la vanne TCV 031 reste fermée.

5- Régulation du Vi (rapport des Volumes Internes) du Compresseur

Dans le but d'adapter l'installation aux conditions effectives de fonctionnement, le compresseur est équipé d'un tiroir de variation de Vi dont le déplacement libère plus ou moins l'orifice radial de refoulement, l'orifice axial restant fixe. Le déplacement de ce tiroir est assuré par la pression d'huile appliquée de part et d'autre d'un piston pilote, par l'intermédiaire d'un distributeur hydraulique à commande par électrovannes agissant par tops dans le sens de l'augmentation de puissance ou de la diminution de Vi.

2.3 Résultats des essais avec le R-134a

2.3.1 Scénarios d'intégration de la PAC sans possibilité d'échangeur récupérateur

Les essais se sont déroulés dans le laboratoire d'EDF R&D – Département EPI aux Renardières sur le banc d'essais décrit dans la section 2.2.

La supervision des essais et le choix des différents scénarios ainsi que la sauvegarde de toutes les mesures des capteurs ont été réalisés sur un ordinateur dédié pour le banc d'essais sur lequel est installé le logiciel Labview de National InstrumentsTM.

Un point de fonctionnement n'est validé et sauvegardé que lorsque le régime permanent est atteint pendant au moins 15 minutes. Chaque essai est répété deux fois.

La grande plage de variation de la température des rejets à l'évaporateur fait varier la température d'évaporation également, affectant la masse volumique des gaz aspirés et donc le débit massique du fluide et par suite la puissance calorifique de la PAC. Dans une première série d'essais, la puissance calorifique a été fixée entre 500 et 600 kW et la modulation de puissance de la PAC a alors été effectuée par adaptation de la vitesse variable du moto-compresseur.

A noter que le surchauffeur des gaz à l'aspiration, la pompe et le refroidisseur d'huile n'étaient pas activés pendant tous les essais dans le cadre de la thèse.

Les essais de cette série s'assurent que la température d'entrée au condenseur de l'eau process est supérieure à la température des rejets disponibles à l'évaporateur de la PAC.

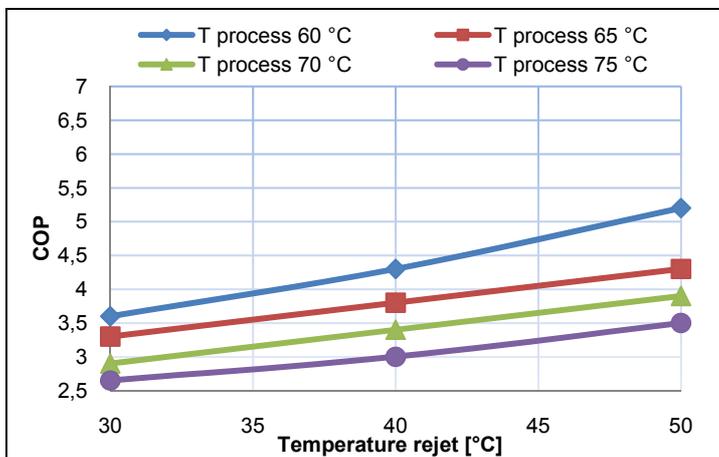


Figure 2.8 : COP en fonction du niveau de température des rejets pour 4 valeurs de température process (Débit volumique rejet 15 m³/h)

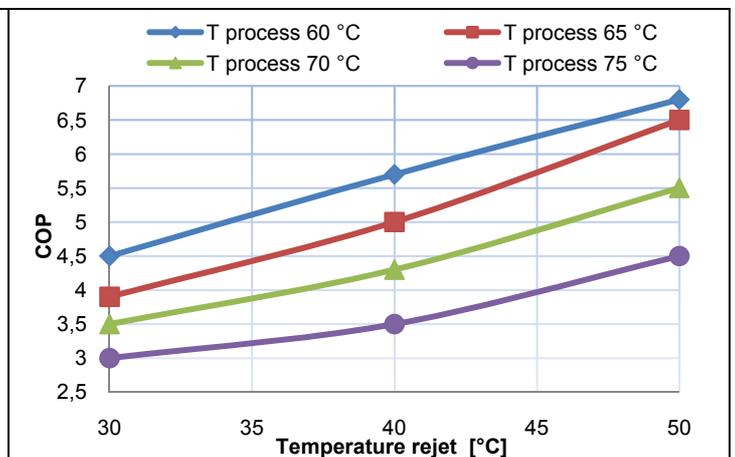


Figure 2.9 : COP en fonction du niveau de température des rejets pour 4 valeurs de température process (Débit volumique rejet 46 m³/h)

Le Figure 2.8 montre le COP de la PAC obtenu expérimentalement en fonction des températures des rejets à l'évaporateur pour 4 niveaux de la température process demandée pour une puissance chaude autour de 500 kW. Comme attendu la variation observée du COP est proportionnelle à la température des rejets et inversement proportionnelle à la température du process.

La Figure 2.9 montre les mêmes scénarios mais avec un débit volumique des rejets trois fois supérieurs à la précédente. C'est remarquable comment le COP est plus ou moins sensible à la variation du débit des rejets en fonction du point de fonctionnement.

L'explication de cette variation est la suivante : pour assurer la puissance chaude requise à partir d'une certaine source de chaleur à l'évaporateur, la température d'évaporation diminue autant que le débit de la source est faible. Cette diminution augmente l'écart source/puits et entraîne la dégradation du COP de la PAC.

Etant donné qu'en réalité le débit des rejets est imposé par le procédé industriel (on peut le déduire également des courbes composites du procédé) et ne constitue pas une variable de conception, il est intéressant de mieux comprendre le phénomène précédent. Les Figure 2.10 jusqu'à la Figure 2.13 montrent la variation du COP pour trois valeurs différentes du débit des rejets (15, 25 et 46 m³/h) en fixant à chaque fois la température process à (60, 65, 70 et 75 °C) respectivement pour isoler l'effet du débit à l'évaporateur.

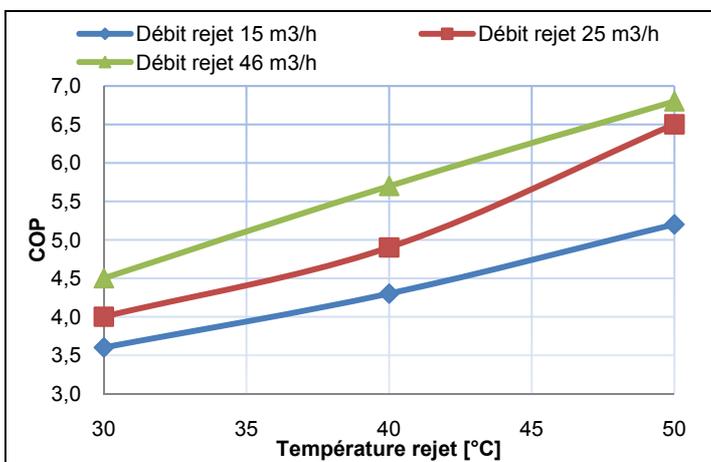


Figure 2.10 : COP en fonction du niveau de température des rejets pour 3 valeurs du débit volumique (T process 60 °C)

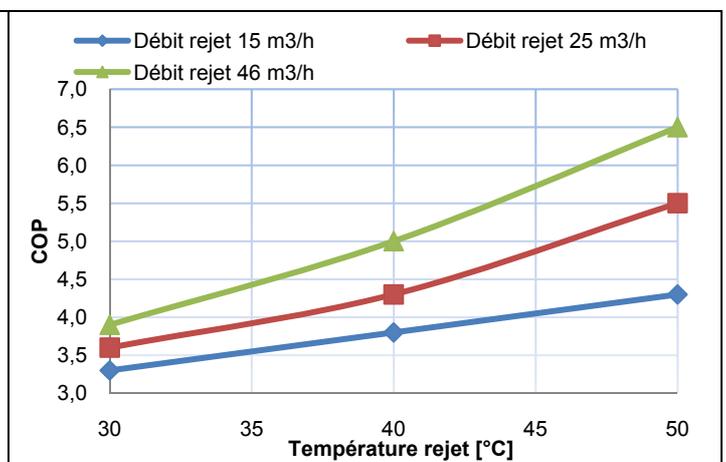


Figure 2.11 : COP en fonction du niveau de température des rejets pour 3 valeurs du débit volumique (T process 65 °C)

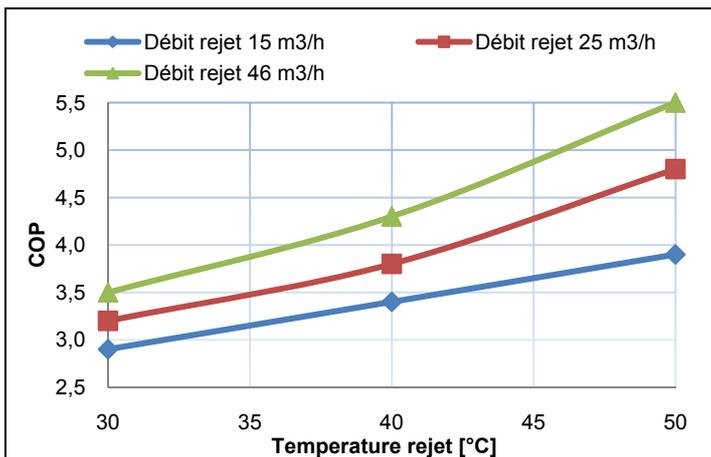


Figure 2.12 : COP en fonction du niveau de température des rejets pour 3 valeurs du débit volumique (T process 70 °C)

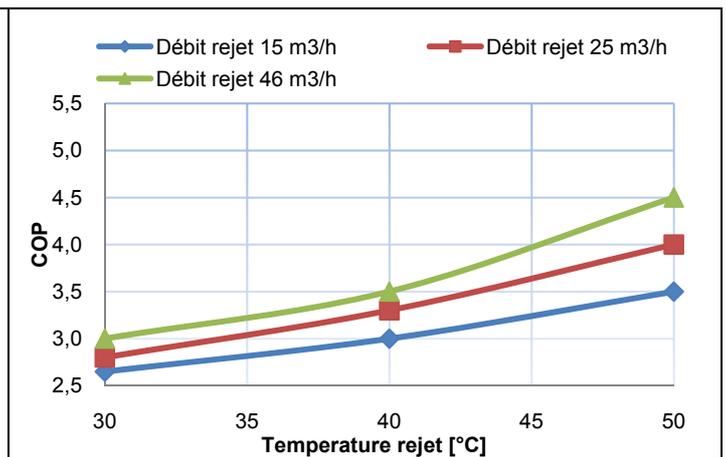


Figure 2.13 : COP en fonction du niveau de température des rejets pour 3 valeurs du débit volumique (T process 75 °C)

On observe bien que l'effet de la variation du débit des rejets sur le COP est d'autant plus marqué que la différence entre $T_{process}$ et T_{rejet} est faible puisque la variation relative de la température d'évaporation est plus prononcée dans ce cas.

N.B : la variation du débit process au condenseur de la PAC pour $T_{process}$ fixé n'est pas étudiée dans cette partie. Son impact sur le COP de la PAC est considéré négligeable. En effet puisque $T_{process}$ est proche de $T_{condensation}$ à un pincement près et c'est la température entrée de l'eau process qui change pour un débit process donné, son effet n'est pas direct sur le COP de la PAC. Par contre, elle affecte le COP idéal de la PAC qui concerne l'amélioration possible des performances et sera traitée dans la partie suivante 2.4 par l'analyse exergetique de la PAC.

Essai en thermo-frigo-pompe (TFP)

Toutes les PAC des essais précédents sont considérées comme de simples thermo-pompes où seule la puissance chaude est valorisée. Dans le cas où les deux puissances sont valorisées simultanément en chauffage et production de froid (production d'eau chaude process et d'eau glacée process), le fonctionnement est dit thermo-frigo-pompe et son COP est défini par la relation suivante :

$$COP_{TFP} = \frac{(\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{evap})}{\dot{W}_{elec}} \quad 2.1$$

Tableau 2.1 : Résultats des essais pour trois scénarios de fonctionnement en TFP						
Scénario	Q calorifique [kW]	Q frigorifique [kW]	W compresseur [kW]	T eau chaude process [°C]	T eau glacée process [°C]	COP TFP
TFP1	323	207	126	65	8	4,2
TFP2	316	193	142	70	8.6	3,6
TFP3	304	150	157	74	7	2,9

Le Tableau 2.1 présente les résultats de trois scénarios différents en TFP. L'interprétation de la valeur du COP_{TFP} intègre deux formes de puissances (calorifiques et frigorifiques). On vérifie que le COP_{TFP} diminue (de 4,2 à 2.9) d'autant plus que l'écart entre les besoins process en chaud et en froid augmente.

2.3.2 Scénarios d'intégration de la PAC avec possibilité d'échangeur récupérateur

Ce type de scénario est rencontré typiquement lors de l'existence d'un besoin de chauffage d'eau de ville ayant une température d'entrée relativement basse (15 à 25 °C en fonction de la saison) par rapport au niveau requis pour son utilisation (eau chaude sanitaire, eau de lavage, eau de process, etc.). Un grand écart de températures est demandé sur l'eau et peut atteindre 40 à 50 K. Dans ce genre de scénario, la température des rejets peut être supérieure à la température de l'eau de ville offrant une possibilité de chauffage direct de l'eau avant de servir comme une source de chaleur pour la PAC.

Deux configurations sont alors investiguées. La première appelée « PAC+Ech » permet un échange de chaleur direct (eau de ville /eau de rejet) via un échangeur récupérateur avant d'assurer le reste du besoin de chauffage de l'eau de ville par la PAC (voir la Figure 2.1). Dans cette configuration, on distingue deux COP différents, le premier est le COP thermodynamique de la PAC défini dans l'équation 2.2 et le deuxième appelé $COP_{systeme}$ défini dans l'équation 2.3.

$$COP_{PAC} = \frac{\dot{Q}_{PAC}}{\dot{W}_{elec}} \quad 2.2$$

$$COP_{\text{Système}} = \frac{\dot{Q}_{PAC} + \dot{Q}_{Ech}}{\dot{W}_{elec}}$$

2.3

La deuxième configuration dite « PAC » interdit l'échange de chaleur direct entre les deux flux et utilise les rejets directement à l'évaporateur de la PAC. Dans la dernière configuration, l'eau de ville est complètement chauffée uniquement par le condenseur de la PAC.

Deux scénarios sont simulés expérimentalement en appliquant les deux configurations décrites ci-dessus. Les résultats sont résumés dans le Tableau 2.2.

Tableau 2.2 : Résultats des essais pour deux scénarios des niveaux de température besoin/rejet (débit volumique de l'eau de ville et de l'eau de rejet 16 m³/h et 41,5 m³/h respectivement)									
Configuration	T eau de ville [°C]	T rejet [°C]	T besoin [°C]	Q Ech [kW]	Q PAC [kW]	Q syst [kW]	W elec [kW]	COP PAC	COP Système
Scénario 1									
PAC + Ech	26.8	34	55	87	432	520	89	4.85	5.85
PAC	26.8	34	55	0	520	520	104	5	5
Scénario 2									
PAC + Ech	28.8	44	65	187	482	670	103	4.6	6.5
PAC	28.8	44	65	0	670	670	140	4.85	4.85

Les résultats des deux scénarios montrent que malgré le fait que le COP_{PAC} augmente dans le cas où on 'by-passe' l'échangeur récupérateur et diminue quand on l'active, le COP_{système} augmente quand la PAC et l'échangeur sont simultanément activés et il est de loin plus grand que le COP_{PAC}. En effet, moins de puissance électrique est demandée par le compresseur quand l'échangeur récupérateur récupère la première partie de la chaleur, ce qui fait augmenter la performance du système pour une même quantité de chaleur fournie par ce système.

2.3.3 Conclusion

Différents scénarios de courbes composites correspondant à des conditions de fonctionnement réels dans les industries agro-alimentaires sont générés par un simulateur expérimental construit dans ce but. L'intégration d'un système de récupération thermique à pompe à chaleur est testé expérimentalement pour plusieurs combinaisons de valeurs de températures process et rejets. Les performances de la PAC et du système sont mesurées dans ces scénarios.

Dans certains cas, le COP de la PAC tend à diminuer ce qui peut remettre en cause l'intérêt énergétique voire économique de la PAC dans les applications de récupération de chaleur. En effet, quand la valeur du COP est inférieure au seuil de rentabilité de la PAC, les scénarios correspondants deviennent des gisements non accessibles pour les industriels.

Le premier principe de la thermodynamique utilisé pour l'analyse dans cette partie est insuffisant pour bien comprendre ces variations du COP. Le deuxième principe est indispensable pour analyser la déviation des performances par rapport à celles d'un système idéal et repérer les sources d'irréversibilités. Il permet également d'identifier des solutions possibles pour améliorer la performance de la PAC et par conséquent la performance du système de récupération. C'est le sujet de la section suivante.

2.4 Analyse des essais selon le deuxième principe de la thermodynamique

2.4.1 Le principe de la méthode d'analyse exergetique

Le premier principe de la thermodynamique ne prend pas en compte la qualité de l'énergie. Il considère l'énergie mécanique et l'énergie calorifique au même niveau. L'exergie différencie bien ces deux types d'énergies. Elle est l'outil privilégié pour comparer et optimiser les systèmes thermodynamiques en général et les pompes à chaleur en particulier grâce au bilan exergetique. Ce dernier permet d'étudier la répartition des irréversibilités dans un système et de comptabiliser la contribution de chaque composant dans les pertes exergetiques globales de ce système (**Borel et Favrat, 2004**).

2.4.1.1 Les équations de base de l'analyse exergetique

Le calcul des irréversibilités ou des dissipations exergetiques associées à un processus thermodynamique combine le premier et le deuxième principes de la thermodynamique. En régime permanent, la quantité des irréversibilités notée I est définie par la formule suivante :

$$I = \sum_{i \in e-s} \dot{m}_i e_i + \dot{W} + \sum_{Sources} \dot{Q}_s \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{Source}} \right) \quad 2.4$$

Où :

\dot{m}_i est le débit massique fluide qui traverse le système

e est l'exergie physique du fluide traversant le système. Les exergies cinétique et potentielle liées à l'écoulement sont négligées. Le processus n'étant pas réactif, l'exergie chimique liée à la combustion ou au mélange de gaz est considérée nulle. e est définie alors par l'équation suivante :

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad 2.5$$

T_0 étant une température de référence souvent assimilée à l'environnement (cette valeur est ici fixée à 300 K)

\dot{W} est le travail utile fourni au système

\dot{Q}_s la quantité de chaleur échangée avec une source de chaleur externe au système

La température moyenne logarithmique ; cette source de chaleur ayant une capacité calorifique C_p finie et constante s'écrit en fonction de la température d'entrée et de sortie de l'eau (T_e et T_s respectivement) :

$$\bar{T}_{Source} = \frac{T_s - T_e}{\ln(T_s/T_e)} \quad 2.6$$

2.4.1.2 Analyse exergetique appliquée au système de la pompe à chaleur

Les composants responsables de la destruction de l'exergie dans la PAC pris en compte sont : le condenseur, l'évaporateur, le détendeur et le groupe moto-compresseur.

Destruction d'exergie au condenseur et à l'évaporateur

Au niveau des échangeurs de chaleur, le travail est nul ($W = 0$) et l'équation des pertes exergétiques 2.4 devient, pour le condenseur et l'évaporateur de la PAC, respectivement :

$$I_{cond} = \dot{m}_{ref} (e_e - e_s) + \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{puits}} \right) \quad 2.7$$

$$I_{evap} = \dot{m}_{ref} (e_e - e_s) + \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{source}} \right) \quad 2.8$$

Les irréversibilités de trois zones d'échanges de chaleur distinguées au condenseur (désurchauffe, condensation et sous-refroidissement comme on peut le voir sur la Figure 2.14) sont calculées séparément. La perte exergétique totale au condenseur est la somme de ces trois derniers termes.

Pour l'évaporateur, la Figure 2.14 montre les deux zones d'échange de chaleur qui y prennent place (évaporation et surchauffe). La perte exergétique totale à l'évaporateur est la somme de ces deux derniers termes.

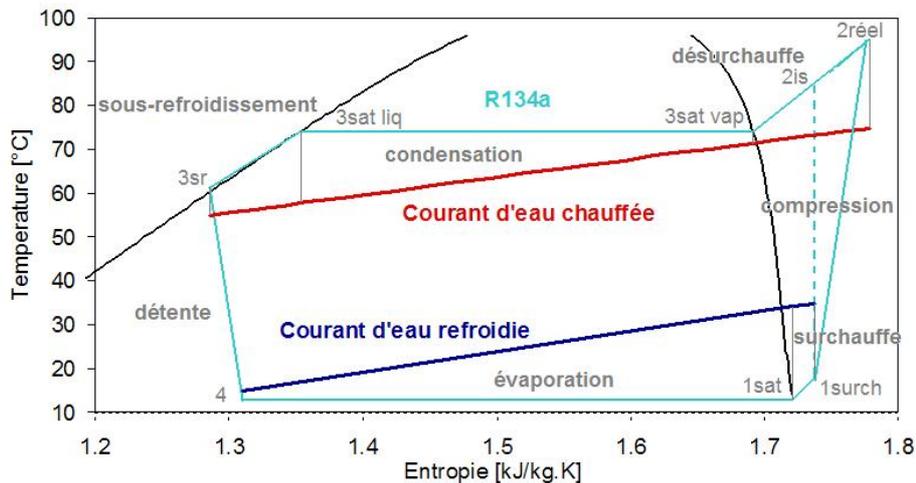


Figure 2.14 : Exemple d'un cycle thermodynamique sur le diagramme (T, S) du R-134a d'un point de fonctionnement de la PAC qui est à la base du calcul exergétique

Destruction d'exergie du groupe moto-compresseur

Le compresseur est considéré adiabatique ($Q_s = 0$) et fonctionnant en cycle simple (sans économiseur). Les pertes exergétiques au niveau de la compression sont alors calculées en appliquant la formule suivante :

$$I_{comp} = \dot{m}_{ref} (e_e - e_s) + \dot{W}_{comp} \quad 2.9$$

Où W_{comp} est le travail utile reçu par le fluide pendant le processus de compression.

Une partie des pertes exergétiques liée au moteur électrique du compresseur est à l'extérieur du cycle thermodynamique du fluide mais elle est prise en compte puisqu'elle affecte le calcul des performances de la PAC (au niveau du COP). Elle est fonction du rendement électrique du moteur :

$$I_{mot} = (1 - \eta_{mot}) \dot{W}_{mot} = \dot{W}_{mot} - \dot{W}_{comp} \quad 2.10$$

Destruction d'exergie de l'organe de détente

Le détendeur est pris pour un processus adiabatique sans transfert de chaleur ni de travail ($W = 0$ et $Q_s = 0$) et ses irréversibilités sont calculées par l'équation :

$$I_{\text{det}} = \dot{m}_{\text{ref}} (e_e - e_s) \quad 2.11$$

En outre, pour une détente isenthalpique ($h_e = h_s$) l'équation est simplifiée et devient :

$$I_{\text{det}} = \dot{m}_{\text{ref}} T_0 (s_e - s_s) \quad 2.12$$

Rendement exergetique de la PAC

Les pertes exergetiques totales de la PAC peuvent être calculées en sommant toutes les destructions exergetiques de ses composants. Un autre moyen pour estimer ces pertes est de la considérer au niveau système entier et d'appliquer la formule de l'équation 2.4.

$$I_{\text{PAC}} = \dot{W}_{\text{elec}} - \dot{Q}_{\text{cond}} \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{\text{puits}}} \right) + \dot{Q}_{\text{evap}} \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{\text{source}}} \right) \quad 2.13$$

En prenant comme approximation que la température de l'environnement (T_0) est très proche de la température moyenne de la source de chaleur à l'évaporateur, le dernier terme à droite peut être négligé par rapport aux autres termes de l'équation. Dans ce cas, la seule source d'exergie délivrée à la PAC est égale à la puissance fournie par le moto-compresseur \dot{W}_{elec} .

Le rendement exergetique est défini comme le rapport des utilisations exergetiques aux ressources exergetiques et s'écrit :

$$\eta_{\text{ex}} = 1 - \frac{I_{\text{PAC}}}{\dot{W}_{\text{elec}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{W}_{\text{elec}}} \left(1 - \frac{\bar{T}_{\text{source}}}{\bar{T}_{\text{puits}}} \right) \quad 2.14$$

De plus, moyennant quelques manipulations algébriques, l'équation 2.14 peut être mise sous la forme suivante :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{W}_{\text{elec}}} \left/ \left(\frac{\bar{T}_{\text{puits}}}{\bar{T}_{\text{puits}} - \bar{T}_{\text{source}}} \right) \right. \quad 2.15$$

On peut identifier les expressions de deux COP. Le premier le COP réel de la PAC qui est le rapport entre la puissance chaude délivrée et la puissance électrique absorbée :

$$COP_{\text{PAC}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{W}_{\text{elec}}} \quad 2.16$$

Le deuxième est le COP théorique idéal de Carnot qui devient pour des sources/puits avec des variations de température le COP de Lorenz donné par l'expression suivante :

$$COP_{\text{Lorenz}} = \frac{\bar{T}_{\text{puits}}}{\bar{T}_{\text{puits}} - \bar{T}_{\text{source}}} \quad 2.17$$

Et donc finalement on vérifie bien que le rendement exergetique de la PAC peut aussi se calculer par le rapport du COP réel de la PAC sur le COP de Lorenz en prenant les

températures moyennes logarithmiques des source/puits. Il peut être aussi nommé rendement de Carnot ou rendement de Lorenz.

$$\eta_{ex} = COP_{PAC} / COP_{Lorenz} \quad 2.18$$

2.4.2 Analyse exergetique des résultats des essais

2.4.2.1 Sélection de scénarios typiques d'intégration de la PAC

De l'ensemble des essais d'intégration de la PAC sans possibilité d'échangeur récupérateur, six essais sont retenus pour l'analyse exergetique dans cette partie. Ils correspondent à des scénarios typiques qui se différencient du point nominal pour lequel la PAC a été conçue par une certaine caractéristique principale, à savoir faible écart source/puits, grand écart source/puits, grand ΔT process, grand ΔT rejet et TFP.

Les principales valeurs des mesures expérimentales essentielles pour le calcul exergetique de leurs cycles thermodynamiques sont données par le Tableau 2.3.

Désignation Essai	Débit rejet [m ³ /h]	T rejet (e/s) [°C]	Débit process [m ³ /h]	T process (e/s) [°C]	Q cond [kW]	Q evap [kW]	W comp [kW]	COP	T cond [°C]	T evap [°C]	SR [K]	SH [K]
Point nominal	46	39,7/30,3	55	55,4/65	614	503	125	4,9	67	27,9	9,8	5
Faible écart source/puits	46	49,7/40,4	55	51/60	564	499	84	6,7	62,3	38,5	9,6	5
Grand écart source/puits	45,5	20/15	40	55,7/64	381	261	132	2,9	65,8	12,2	9,3	5
Grand ΔT process	46	39,7/29,6	24,5	40,5/64	667	541	127	5,3	65,5	26,5	16	5
Grand ΔT rejet	15	50/23	55	55,5/64,7	586	470	141	4,2	67	22,5	9,6	5
TFP	12	17,8/7	30	65,3/74	304	150	157	1,93	75,5	6,8	8,3	5

2.4.2.2 Analyse exergetique des scénarios sélectionnés

En appliquant les équations de destructions exergetiques appliquées pour le système de pompe à chaleur et présentées dans le paragraphe 2.4.1.2, on obtient les résultats de l'analyse exergetique pour les essais sélectionnés. Le Tableau 2.4 présente la répartition des utilisations exergetiques en kW et en % de chaque composant (condenseur, évaporateur, détendeur, compresseur et moteur) ainsi que l'exergie utile au système pour les six scénarios sélectionnés.

La Figure 2.15 présente les résultats de la répartition de l'utilisation d'exergie sous forme d'histogrammes empilés pour faciliter la comparaison visuelle entre les différents scénarios.

On remarque bien que les pertes exergetiques dans le compresseur augmentent pour les scénarios (faible écart source/puits (36 %) et grand écart source/puits (35,4 %)) par rapport au point nominal (25,7 %), puisque ces conditions ne correspondent pas au point de fonctionnement optimisé du compresseur.

Tableau 2.4 : Répartition des utilisations exergetiques pour les six scénarios sélectionnés (T ₀ = 300 K)														
Désignation Essai	Totale		Condenseur		Evaporateur		Détendeur		Compresseur		Moteur		Utile	
	[kW]	[%]	[kW]	[%]	[kW]	[%]	[kW]	[%]	[kW]	[%]	[kW]	[%]	[kW]	[%]
Point nominal	125	100	13,5	10,8	11,3	9	11	8,8	32	25,7	9,9	8	46,2	37
Faible écart source/puits	84	100	12,3	14,6	9,5	11,3	3,74	4,4	30,3	36	8,4	10	20,2	24
Grand écart source/puits	132	100	10,2	7,7	4,7	3,6	12,5	9,4	46,7	35,4	13,2	10	45	34
Grand ΔT process	127	100	27	21,3	14,5	11,4	8,5	6,7	29,2	23	12,6	10	34,4	27
Grand ΔT rejet	141	100	13,7	9,7	20,6	14,6	13,9	9,8	36	25,5	14	9,9	42,3	30
TFP	157	100	12,6	8	3	1,9	16,2	10,3	66	42	15,8	10	44,1	28

Le scénario (grand ΔT process) engendre dans le condenseur la perte exergetique la plus élevée (21,3 %) relativement à tous les autres scénarios compte tenu des grandes différences de températures entre l'eau process et la température de condensation de ce scénario.

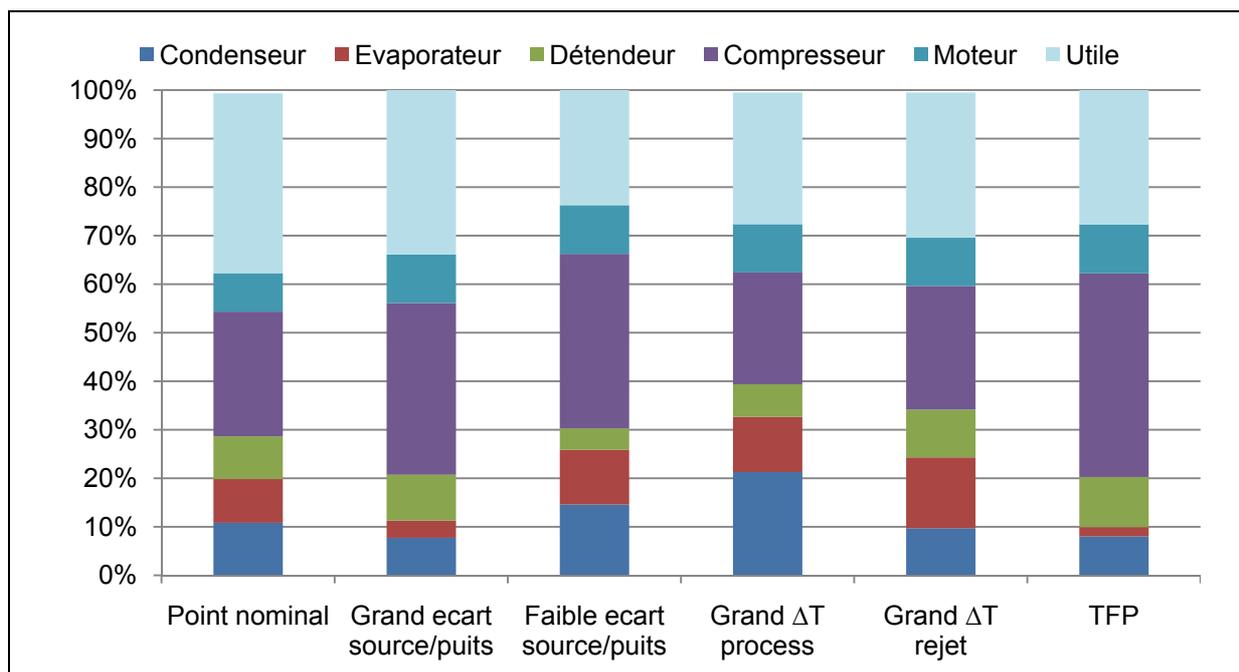


Figure 2.15 : Répartition de la consommation d'exergie pour les six scénarios sélectionnés

Par analogie, le scénario (grand ΔT rejet) engendre dans l'évaporateur la perte exergetique la plus élevée (14,6 %) relativement à tous les autres scénarios compte tenu des grandes différences de températures entre l'eau des rejets et la température d'évaporation de ce scénario.

Le scénario (TFP) est plutôt semblable au scénario (grand écart source/puits) avec une destruction d'exergie dans le compresseur un peu plus accentuée (42 %) à cause d'un écart source/puits plus prononcé du au fonctionnement en thermo-frigo-pompe.

D'après l'analyse des six scénarios précédents, on peut déduire clairement que le pourcentage de la consommation exergetique dans le compresseur augmente généralement quand on s'écarte du point de fonctionnement nominal dû essentiellement à une mauvaise performance du compresseur dans le scénario considéré qui se traduit par une diminution du rendement isentropique.

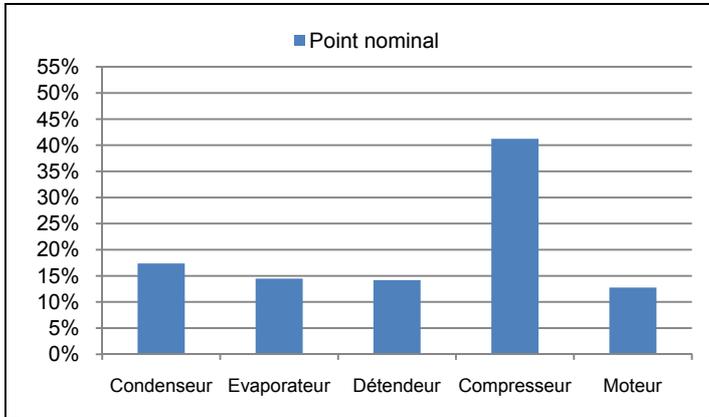


Figure 2.16 : Répartition des destructions exergetiques dans les composants de l'essai point nominal

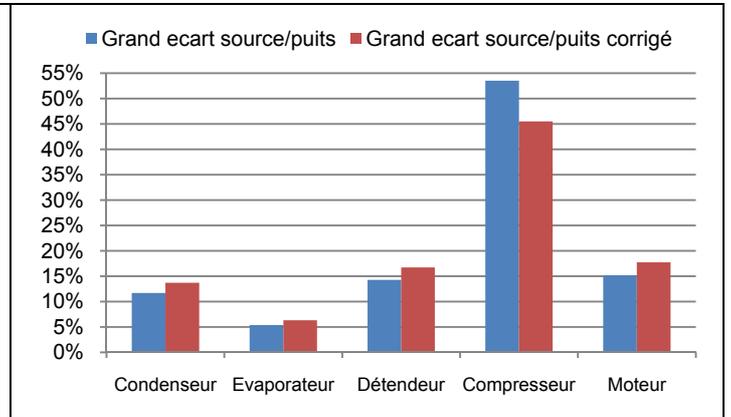


Figure 2.17 : Répartition des destructions exergetiques dans les composants du scénario grand écart source/puits

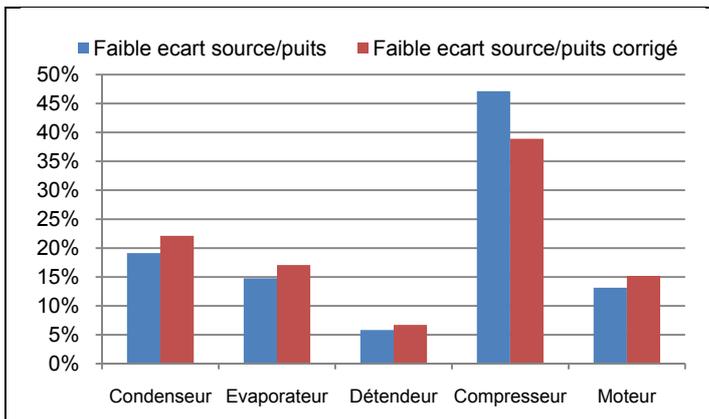


Figure 2.18 : Répartition des destructions exergetiques dans les composants du scénario faible écart source/puits

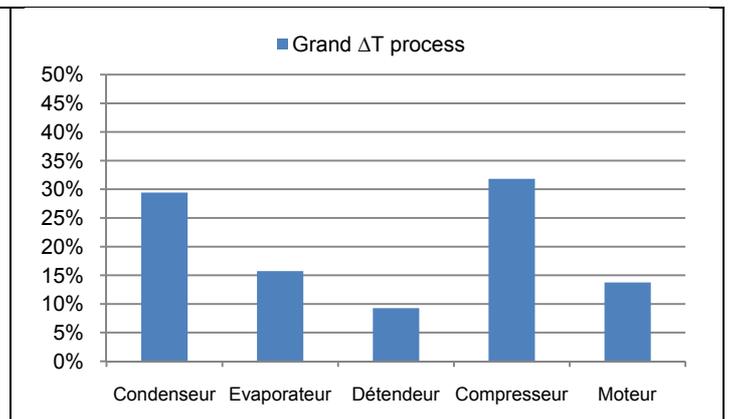


Figure 2.19 : Répartition des destructions exergetiques dans les composants du scénario grand ΔT process

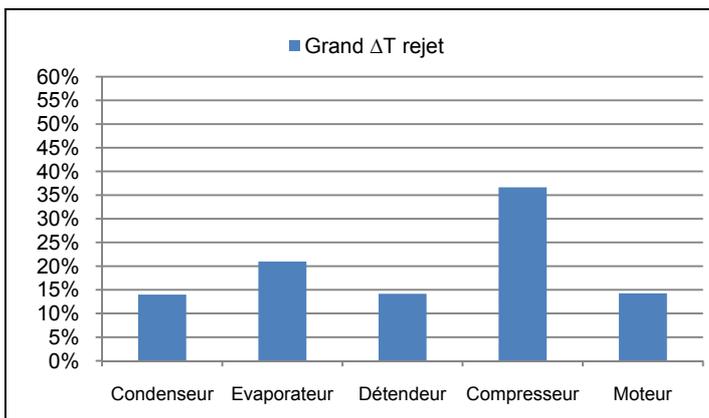


Figure 2.20 : Répartition des destructions exergetiques dans les composants du scénario grand ΔT rejet

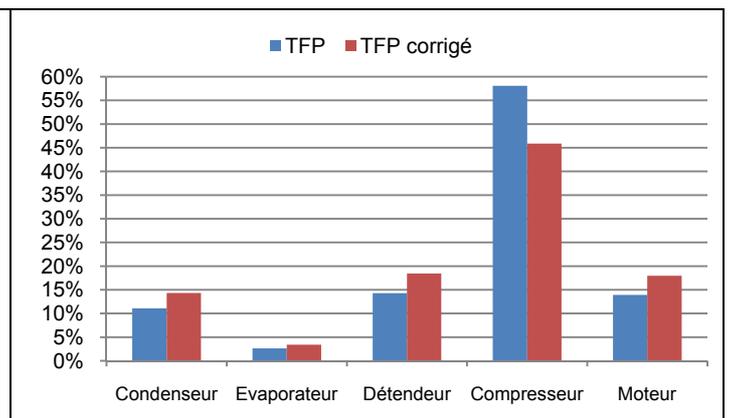


Figure 2.21 : Répartition des destructions exergetiques dans les composants du scénario TFP

Afin d'éliminer l'aspect d'un mauvais dimensionnement du compresseur pour un scénario donné, et garder une performance du compresseur sensiblement constante (rendement isentropique constant), une correction de la consommation exergetique du compresseur est suggérée pour chaque scénario selon les cas ci-après.

- Si le pourcentage 'p' de la consommation exergétique dans le compresseur pour un scénario est supérieur à celui du point de fonctionnement nominal 'p₀', la valeur de p est corrigée et sera égale à p₀.
- Si le pourcentage 'p' de la consommation exergétique dans le compresseur pour un scénario est inférieur ou égal à celui du point de fonctionnement nominal 'p₀', la valeur de p ne sera pas corrigée.

Cette correction du rendement exergétique du compresseur induit à la fois, une diminution de la destruction exergétique totale et une augmentation de la consommation exergétique utile (augmentant le rendement exergétique). En outre, elle met en lumière la part des destructions exergétiques dans les autres composants de la PAC.

La Figure 2.16 jusqu'à la Figure 2.21 montrent sous forme d'histogrammes la répartition des destructions exergétiques dans les composants de la PAC pour les six scénarios avant et après la correction précédente s'il y a lieu. Comme attendu les scénarios où les écarts source/puits s'éloignent de l'écart du point nominal nécessitent une correction. Cette correction augmente significativement la part des pertes exergétiques dans le condenseur et l'évaporateur.

On peut conclure (après que le processus de correction soit appliqué) que les pourcentages des dissipations exergétiques dans les échangeurs de chaleur de la PAC sont assez importants. Ils peuvent atteindre 30 % des destructions exergétiques totales dans le condenseur du scénario (grand ΔT process) et 21 % de la destruction totale d'exergie dans l'évaporateur du scénario (grand ΔT rejet).

Enfin, Il est intéressant de noter que l'ensemble des échangeurs de chaleur (condenseur et évaporateur) constitue autour de 45 % des pertes exergétiques totales du scénario (grand ΔT process).

2.4.2.3 Analyse exergétique des scénarios avec possibilité d'échangeur récupérateur

L'analyse exergétique dans cette partie est appliquée aux essais d'intégration de la PAC avec possibilité d'échangeur récupérateur qui sont présentés dans le paragraphe 2.3.2.

Tableau 2.5 : Principales mesures relatives à la PAC dans les différentes configurations												
Désignation essai selon configuration	Débit rejet [m ³ /h]	T rejet (e/s) [°C]	Débit process [m ³ /h]	T process (e/s) [°C]	Q cond [kW]	Q evap [kW]	W comp [kW]	COP PAC	T cond [°C]	T evap [°C]	SR [K]	SH [K]
Scénario 1												
PAC + Ech	41,4	32,2/24,9	16	31,5/55	432	347	87	4,9	60,2	23,2	16	5
PAC	41,4	34/25,3	16	26,8/55	520	420	104	5	60,2	24	16	5
Scénario 2												
PAC + Ech	41,7	40,3/32,3	16	38,9/65	482	387	103	4,7	67,9	30,6	14	5
PAC	41,7	44/32,9	16	28,8/65	670	541	140	4,8	67,9	31,3	14	5

Les principales valeurs des mesures expérimentales essentielles pour le calcul exergétique de leurs cycles thermodynamiques sont données par le Tableau 2.5 pour chaque scénario et configuration.

Dans le Tableau 2.6 et la Figure 2.22 sont présentées les répartitions des utilisations exergetiques de la PAC dans les différentes configurations en kW et en % respectivement. Dans le scénario 1, bien que le COP de la PAC soit plus élevé dans la configuration « PAC » que dans celle « PAC+Ech », le rendement exergetique est nettement moins élevé dans la configuration « PAC » (15 % contre 19,6 %). La remarque précédente est également valable dans le scénario 2 où le rendement exergetique de la configuration « PAC » est de 11 % contre 19,7 % pour la configuration « PAC+Ech ».

Désignation essai selon configuration		Totale	Cond	Evap	Dét	Comp	Mot	Utile PAC
		[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
1	PAC + Ech	89	24	6,3	4,45	27,6	8,9	17,5
	PAC	104	32,5	9	5,4	30,6	10,3	15,6
2	PAC + Ech	103	24,5	7,8	6	34	10,3	20,3
	PAC	140	45,7	12,2	8,2	45	14	15,4

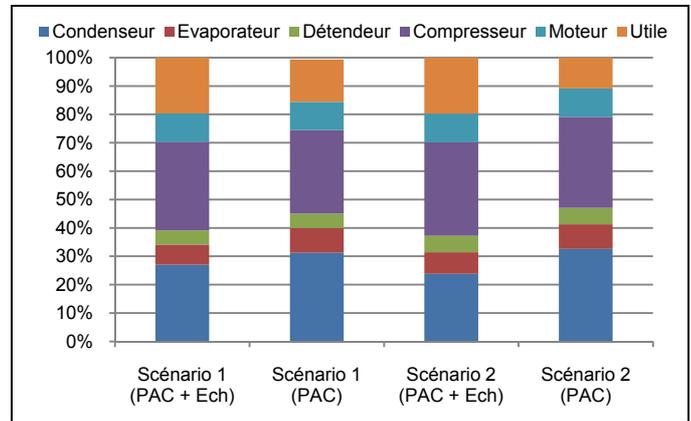


Figure 2.22 : Répartition des utilisations exergetiques de la PAC dans les différentes configurations en % ($T_0 = 300\text{ K}$)

La même procédure de correction du rendement exergetique du compresseur décrite dans le paragraphe précédent, est appliquée aux deux configurations des deux scénarios pour éliminer l'effet de la dégradation de la performance du compresseur hors de son taux de compression et de sa plage de débits optimaux (ce qui peut être maîtrisé par le concepteur de la PAC).

Dans le Tableau 2.7 et la Figure 2.23 sont présentées les répartitions des utilisations exergetiques du système (PAC et échangeur récupérateur) dans les différentes configurations pour les deux scénarios considérés en kW et en % respectivement après correction du rendement exergetique du compresseur. L'expression de la destruction exergetique au récupérateur est explicitée dans l'équation 2.19.

Désignation essai selon configuration		Totale	Perte PAC	Perte Ech récupérateur	Utile Système
		[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
1	PAC + Ech	89	66.5	1	21.5
	PAC	104	83.9	0	20.1
2	PAC + Ech	103	7	4.8	23.2
	PAC	140	116	0	24

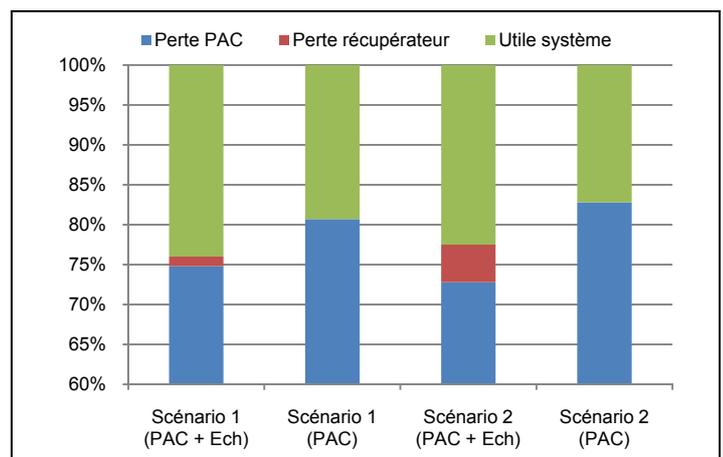


Figure 2.23 : Répartition des utilisations exergetiques en % du système (PAC et échangeur récupérateur) dans chaque configuration selon le scénario (η_{ex} compresseur corrigé et $T_0 = 300\text{ K}$)

La supériorité du $COP_{\text{système}}$ de la configuration «PAC+Ech» par rapport à la configuration «PAC» est observée dans les deux scénarios étudiés (voir valeurs dans le Tableau 2.2). Ce fait peut être expliqué par le rendement exergetique du système (PAC et échangeur récupérateur) qui est significativement supérieur dans «PAC+Ech» que dans «PAC» respectivement (24 % et 19,3 % pour le scénario 1) et (22,5 % et 17,2 % pour le scénario 2). Cette différence est principalement due à des pertes exergetiques supérieures non nécessaires dans «PAC» comparativement à «PAC+Ech» pour satisfaire le même besoin de chauffage.

$$I_{\text{récupérateur}} = \dot{Q}_{\text{récupérateur}} T_0 \left(\frac{1}{\bar{T}_f} - \frac{1}{\bar{T}_c} \right)$$

2.19

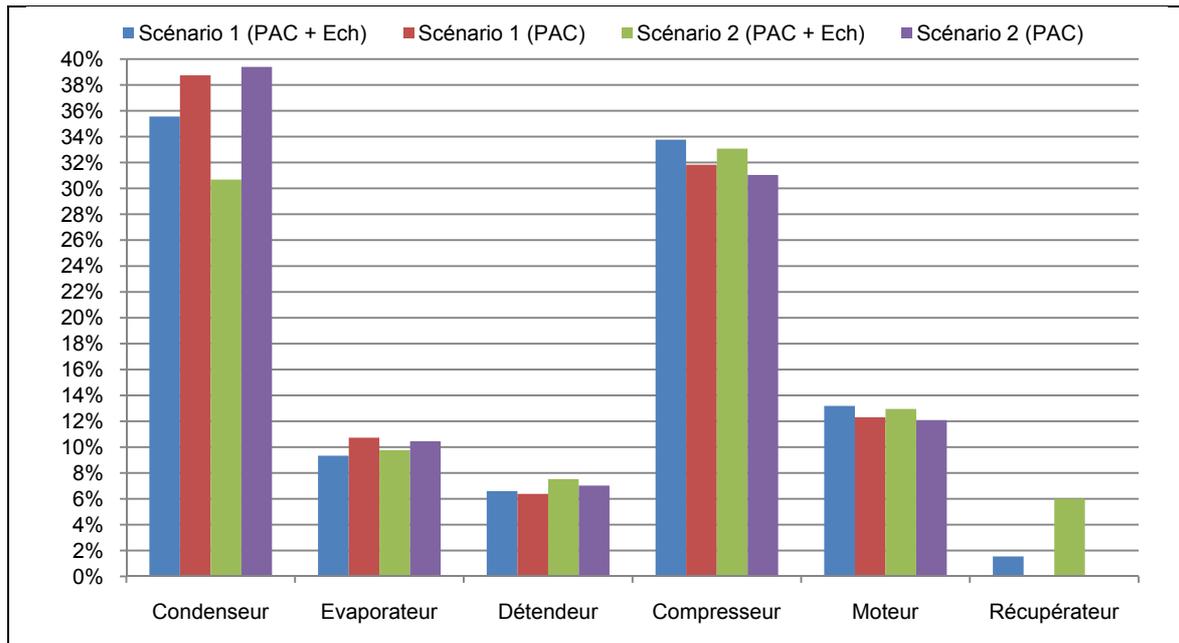


Figure 2.24 : Répartition des destructions exergetiques dans les tous composants du système (PAC et récupérateur) de chaque configuration pour les deux scénarios envisagés (η_{ex} compresseur corrigé et $T_0 = 300 \text{ K}$)

La répartition des destructions exergetiques dans tous les composants du système (PAC et récupérateur) de chaque configuration pour les deux scénarios étudiés est présentée dans la Figure 2.24 après correction du rendement exergetique du compresseur. Le grand écart de températures process demandé dans ces scénarios contribue à l'augmentation significative de la part des destructions exergetiques du condenseur (entre 30 % et 40 %) et cela pour les deux configurations.

Pour les deux scénarios, bien que dans la configuration «PAC+Ech» le pourcentage des dissipations exergetiques du condenseur soit relativement atténué par rapport à la configuration «PAC», il reste cependant la principale source d'irréversibilité du système et par conséquent offre une piste d'amélioration possible des performances de la PAC et du système entier.

2.4.3 Potentiel théorique des mélanges de fluides à grand glissement de température pour la réduction des pertes exergétiques

2.4.3.1 Généralités

Théoriquement il est possible de réduire les pertes exergétiques dans les échangeurs de chaleur en minimisant les différences de températures entre les deux fluides. Dans les échangeurs diphasiques des PAC, ayant des fluides secondaires aux sources/puits avec de grands écarts de température, cette minimisation des différences de températures n'est pratiquement pas possible avec un fluide frigorigène pur qui garde une température constante pendant la condensation et l'évaporation. La seule possibilité de minimisation des différences de température réside dans l'utilisation de mélanges de fluides frigorigènes à grand glissement de température, dits mélanges non-azéotropiques, qui peuvent présenter des profils de température pendant le changement de phase (appelés glissements de température) parallèles aux profils de température des fluides process et rejets.

Dans cette optique, **Didion et Bivens (1990)** expliquent que les mélanges de fluides frigorigènes de type HFC jouent un rôle d'alternative aux fluides interdits CFC/HCFC, mais offrent également un potentiel d'amélioration de performance et d'économie d'énergie des systèmes frigorifiques et pompes à chaleur si leur composition est choisie de manière à ce que le glissement corresponde au profil de température des fluides sensibles secondaires dans des condenseurs et évaporateurs à contre courants.

Plusieurs publications existent dans la littérature sur le potentiel des mélanges non-azéotropiques pour l'amélioration des performances des systèmes de PAC par correspondance du glissement au profil de température des fluides secondaires. **Domanski et al. (1994)** ont montré via des simulations numériques que, pour un même point de fonctionnement, le COP de la PAC est maximal quand le mélange de fluide choisi minimise les irréversibilités dans l'évaporateur, correspondant à un glissement de température parallèle au fluide secondaire.

Mulroy et al. (1994) ont conduit une étude expérimentale sur les mélanges binaires et ternaires de fluides frigorigènes et ont mesuré une amélioration du COP allant jusqu'à +28 % par rapport au fluide frigorigène pur R-22 pour un point de fonctionnement fixé.

Zhao et al. (2003) ont sélectionné des mélanges binaires et ternaires en se basant sur la méthode de minimisation des pertes exergétiques dans les échangeurs des PAC pour des applications géothermiques (15 K d'écart de températures entrée/sortie condenseur et 10 K d'écart à l'évaporateur). Ils ont simulé les cycles théoriques de ces mélanges en prenant un rendement isentropique du compresseur constant sur REFPROP V.8 (**Lemmon et al., 2008**) et ont obtenu en moyenne, pour des mélanges binaires et ternaires respectivement, un COP supérieur de 18 % et de 15 % par rapport au COP moyen d'un fluide pur.

De nombreuses autres études ont été publiées dans la littérature sur l'intérêt des mélanges non-azéotropiques pour la réduction des pertes exergétiques dans les échangeurs et l'amélioration des performances des PAC. Ce potentiel peut être plus ou moins important en fonction du scénario source/puits (ou rejet/process) c'est-à-dire des variations de température du liquide de la source et du puits ainsi que de l'écart de températures entre source et puits.

2.4.3.2 Equations théoriques de base

Sans rentrer dans le détail du choix des fluides frigorigènes et de leurs mélanges, faisons une comparaison idéale théorique (corps pur/mélange) en utilisant le cycle de Carnot pour un fluide pur et le cycle de Lorenz pour un mélange de fluides comme montré sur la Figure 2.25.

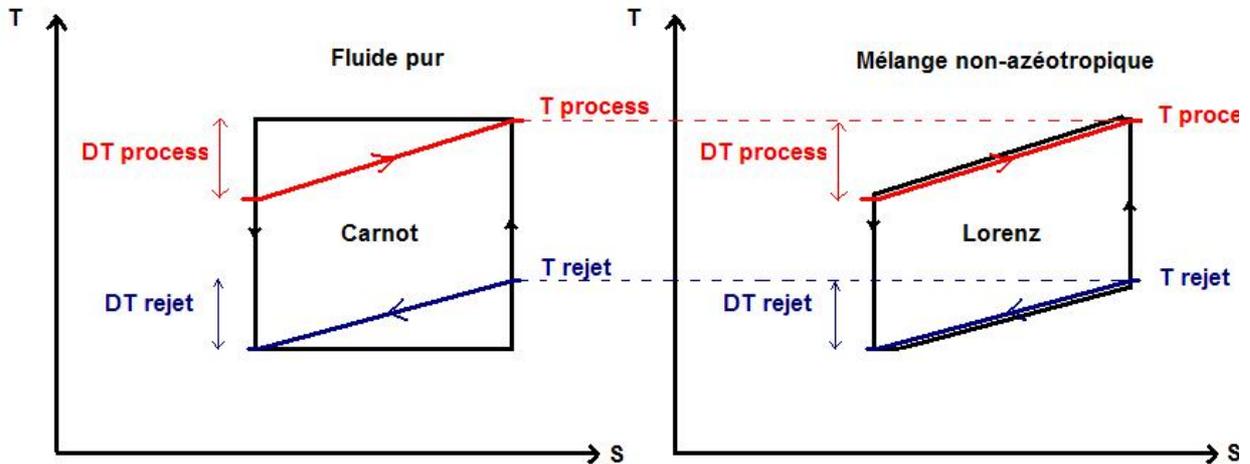


Figure 2.25 : Comparaison des cycles théoriques de Carnot pour un fluide pur et de Lorenz pour un mélange à glissement de température

L'expression du cycle de Carnot (compression et détente isentropiques, condensation et évaporation isothermes) pour un corps pur est donnée par la formule classique suivante :

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{puits}}{T_{puits} - T_{source}} \quad 2.20$$

Où les températures T sont en Kelvin.

En prenant comme hypothèse un pincement nul à l'évaporateur et au condenseur (surface échangeur infinie) par souci de simplicité, selon la Figure 2.25, on peut substituer les températures de l'équation 2.20 par :

$$\begin{aligned} T_{puits} &= T_{process} \\ T_{source} &= T_{rejet} - \Delta T_{rejet} \end{aligned} \quad 2.21$$

L'expression du cycle de Lorenz (compression et détente isentropiques, condensation et évaporation avec un changement de température linéaire au changement d'enthalpie) s'écrit:

$$COP_{Lorenz} = \frac{\bar{T}_{puits}}{\bar{T}_{puits} - \bar{T}_{source}} \quad 2.22$$

L'évaporateur et le condenseur sont supposés des échangeurs à contre-courants parfaits pour profiter du glissement de température et ayant un pincement nul (surface infinie) pour simplifier le calcul. Les glissements de température du mélange à l'évaporation et à la condensation sont considérés égaux respectivement aux variations de températures de la source et du puits de chaleur. En rajoutant aux hypothèses précédentes que les capacités

calorifiques (C_p) des puits/sources sont constantes, les équations de leurs températures moyennes logarithmiques seront respectivement :

$$\bar{T}_{\text{puits}} = \frac{\Delta T_{\text{process}}}{\ln(T_{\text{process}} / (T_{\text{process}} - \Delta T_{\text{process}}))}$$

$$\bar{T}_{\text{source}} = \frac{\Delta T_{\text{rejet}}}{\ln(T_{\text{rejet}} / (T_{\text{rejet}} - \Delta T_{\text{rejet}}))}$$

2.23

Finalement, afin d'établir une formule analytique comme moyen de comparaison, par analogie à la formulation de **Cavallini (1996)** qui a effectué une comparaison des COP théoriques d'une machine frigorifique fonctionnant avec un corps pur/mélange, l'expression du gain théorique idéal du $\text{COP}_{\text{Lorenz}}$ relativement au $\text{COP}_{\text{Carnot}}$ pour une pompe à chaleur s'obtient par une simple manipulation algébrique des équations 2.20 à 2.23 et s'écrit :

$$\Delta \text{COP} / \text{COP}_{\text{Carnot}} = (\Delta T_{\text{source}} + \frac{T_{\text{source}}}{T_{\text{puits}}} \Delta T_{\text{puits}}) / (\bar{T}_{\text{puits}} - \bar{T}_{\text{source}})$$

2.24

Où les différences entre les températures des puits et les températures des sources des deux cycles peuvent être approchées (développement limité d'ordre 1) respectivement par les expressions suivantes :

$$\Delta T_{\text{puits}} = T_{\text{puits}} - \bar{T}_{\text{puits}} = \Delta T_{\text{process}} / 2$$

$$\Delta T_{\text{source}} = \bar{T}_{\text{source}} - T_{\text{source}} = \Delta T_{\text{rejet}} / 2$$

2.25

2.4.3.3 Résultats de la comparaison théorique fluide pur/mélange

En appliquant l'équation 2.20 pour calculer le $\text{COP}_{\text{Carnot}}$ pour un fluide pur, l'équation 2.22 pour calculer le $\text{COP}_{\text{Lorenz}}$ pour un mélange et l'équation 2.24 pour estimer le gain théorique relatif, les résultats, en fonction d'une température de rejet entre 30 °C et 50 °C en prenant comme paramètre quatre niveaux typiques de T_{process} (65 °C, 75 °C, 85 °C et 95 °C) et cela pour plusieurs valeurs de $\Delta T_{\text{process}}$ et ΔT_{rejet} , sont présentés dans la Figure 2.26 jusqu'à la Figure 2.33.

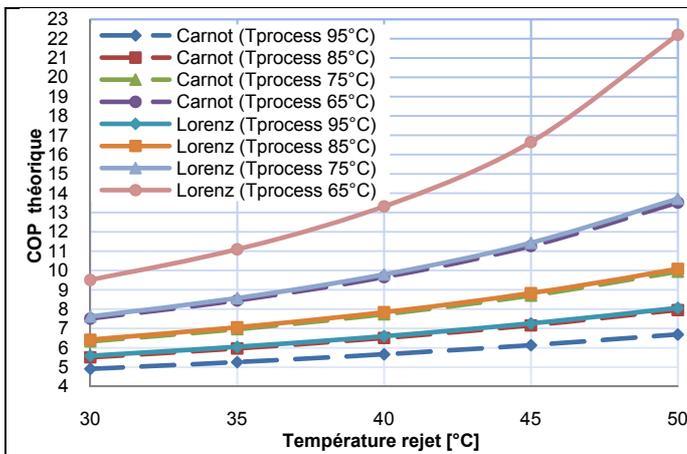


Figure 2.26 : COP de Carnot et Lorenz en fonction de la température de rejet pour plusieurs niveaux de T_{process} ($\Delta T_{\text{process}} = 10 \text{ K}$ et $\Delta T_{\text{rejet}} = 10 \text{ K}$)

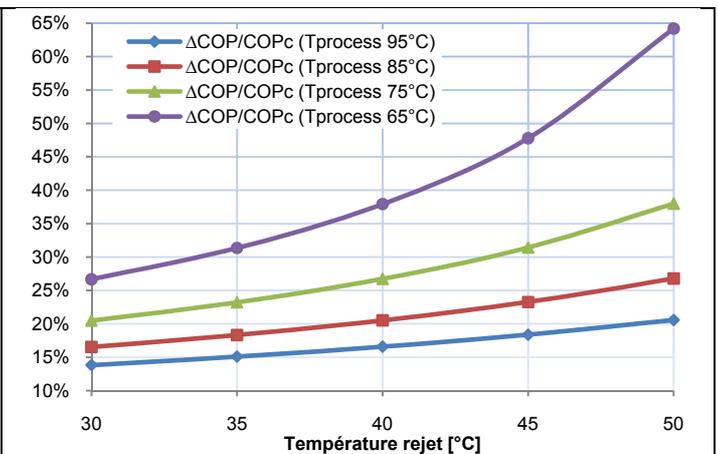


Figure 2.27 : Gain théorique relatif en COP en fonction de la température de rejet pour plusieurs niveaux de T_{process} ($\Delta T_{\text{process}} = 10 \text{ K}$ et $\Delta T_{\text{rejet}} = 10 \text{ K}$)

Les valeurs des deux COP théoriques ainsi que le gain relatif sont toujours proportionnels à la température des rejets mais inversement proportionnels à la température process. Pour des valeurs de ΔT process et ΔT rejet de l'ordre de 10 K, le gain varie entre 14 % et 26 % selon T process pour une valeur de température rejet de 30 °C et entre 20 % et 65 % pour une valeur de température rejet de 50 °C.

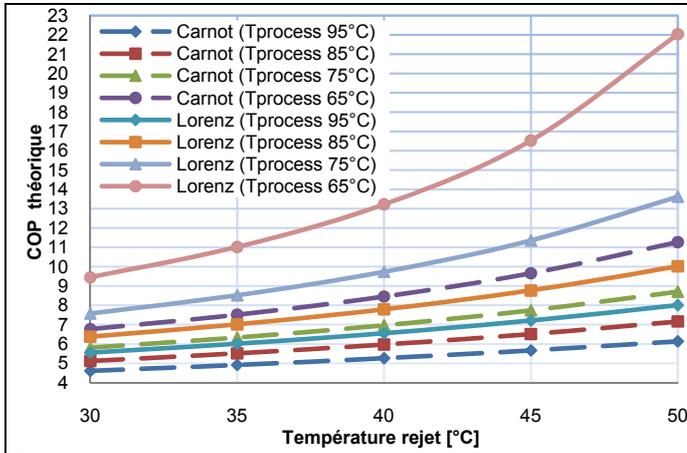


Figure 2.28 : COP de Carnot et Lorenz en fonction de la température de rejet pour plusieurs niveaux de T process (ΔT process = 15 K et ΔT rejet = 15 K)

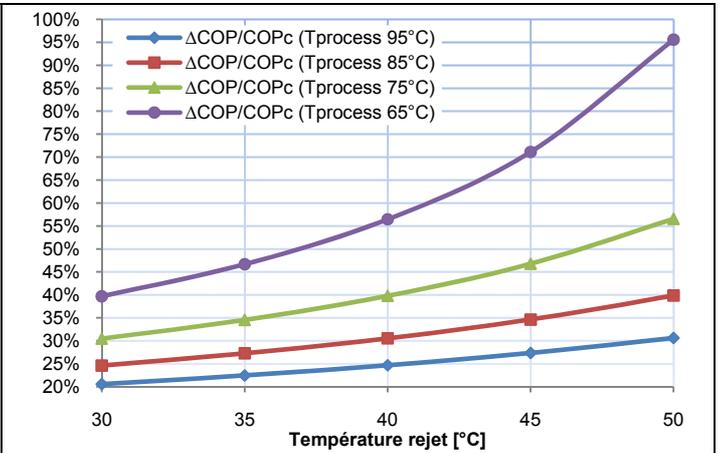


Figure 2.29 : Gain théorique relatif en COP en fonction de la température de rejet pour plusieurs niveaux de T process (ΔT process = 15 K et ΔT rejet = 15 K)

En prenant des valeurs de ΔT process et ΔT rejet de l'ordre de 15 K, le gain varie entre 20 % et 40 % selon T process pour une valeur de température rejet de 30 °C et entre 30 % et 95 % pour une valeur de température rejet de 50 °C.

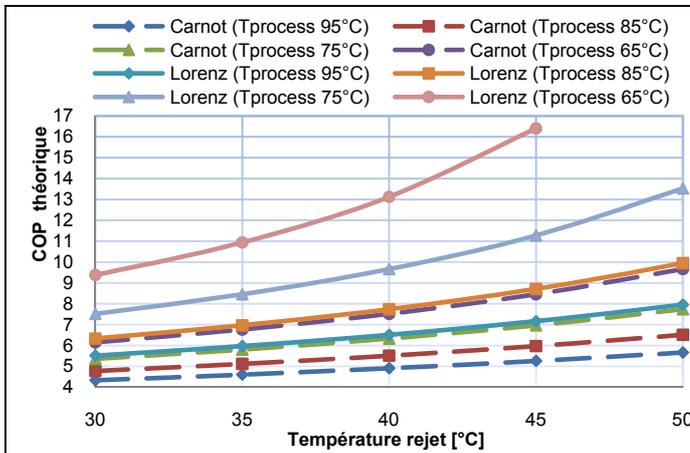


Figure 2.30 : COP de Carnot et Lorenz en fonction de la température de rejet pour plusieurs niveaux de T process (ΔT process = 20 K et ΔT rejet = 20 K)

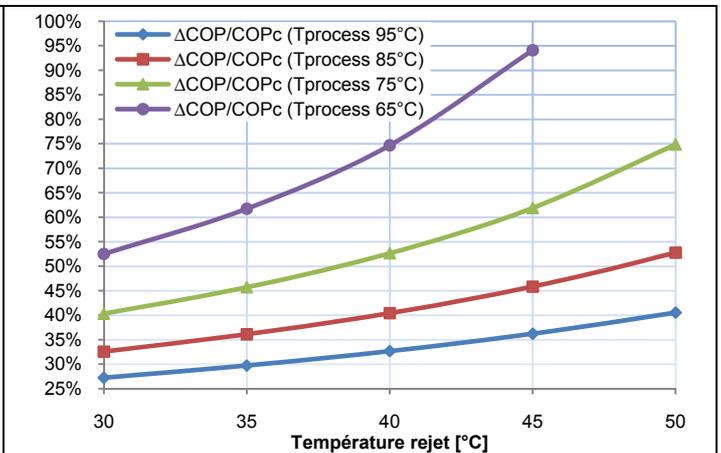


Figure 2.31 : Gain théorique relatif en COP en fonction de la température de rejet pour plusieurs niveaux de T process (ΔT process = 20 K et ΔT rejet = 20 K)

En augmentant les valeurs de ΔT process et ΔT rejet de jusqu'à 20 K, le gain varie entre 27 % et 53 % selon T process pour une valeur de température rejet de 30 °C, entre 36 % et 95 % pour une valeur de température rejet de 45 °C et entre 40 % et 75 % pour une valeur de température rejet de 50 °C.

Des scénarios industriels avec des valeurs de ΔT process et ΔT rejet de 25 K ne sont pas rares dans les industries agroalimentaires comme montré dans le chapitre 1. Dans ce cas,

même pour une $T_{process}$ fixée à 95 °C le gain varie entre 34 % et 50 % selon la température des rejets (voir Figure 2.33).

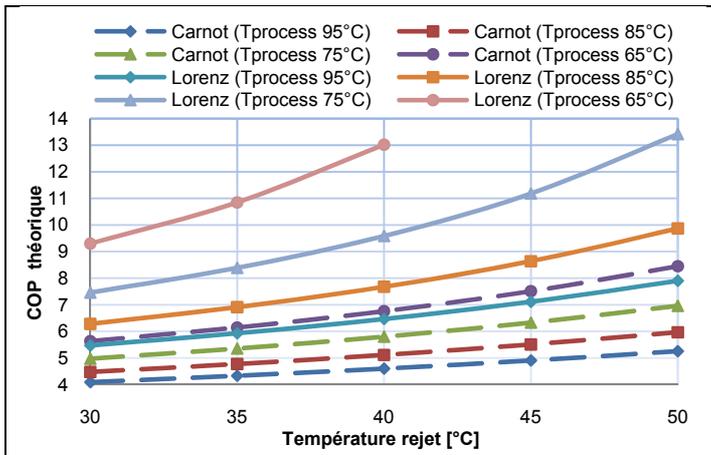


Figure 2.32 : COP de Carnot et Lorenz en fonction de la température de rejet pour plusieurs niveaux de $T_{process}$ ($\Delta T_{process} = 25$ K et $\Delta T_{rejet} = 25$ K)

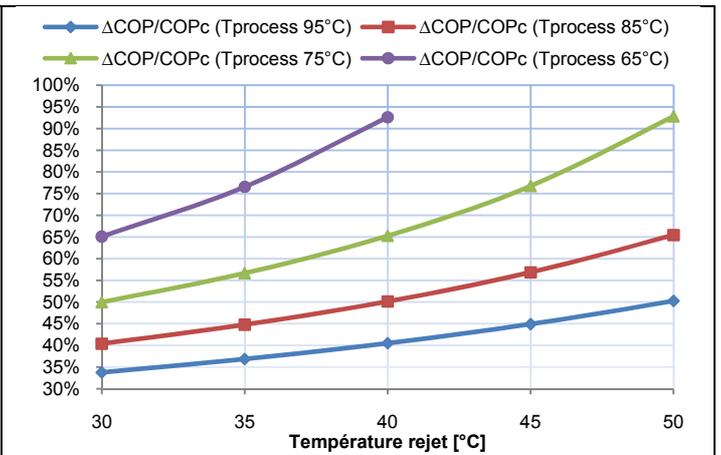


Figure 2.33 : Gain théorique relatif en COP en fonction de la température de rejet pour plusieurs niveaux de $T_{process}$ ($\Delta T_{process} = 25$ K et $\Delta T_{rejet} = 25$ K)

2.4.4 Conclusions

Le bilan exergétique permet ce que le premier principe de la thermodynamique ne prend pas en compte, à savoir étudier la répartition des irréversibilités dans une PAC et comptabiliser la contribution de chaque composant dans les pertes exergétiques globales.

Une quantité significative de la destruction exergétique prend place dans les échangeurs des PAC (condenseur et évaporateur) surtout dans des applications industrielles où les sources/puits présentent une grande variation de température. La part de la dissipation d'exergie dans le condenseur ou l'évaporateur seul peut atteindre 30 à 40 % de la dissipation totale selon le scénario, et constitue une piste d'amélioration possible des performances des PAC industrielles.

L'utilisation des mélanges de fluides frigorigènes ayant un glissement de température parallèle au profil des liquides des sources/puits, est un moyen de diminuer les irréversibilités et de réduire les pertes exergétiques dans les échangeurs des PAC. Le potentiel minimal du gain théorique du COP des mélanges par rapport au COP des fluides purs est estimé autour de 15 % pour un glissement de 10 K et environ 25 % pour un glissement de 20 K.

Pratiquement, ce potentiel théorique nécessite le choix d'un mélange de fluides sur mesure par rapport au scénario industriel et des condenseurs/évaporateurs bien dimensionnés et possédant des configurations à contre-courants parfaits.

2.5 Conclusions générales

Un simulateur expérimental de l'intégration d'un système de récupération thermique à pompe à chaleur dans les procédés industriels agro-alimentaires a été conçu et construit. Il constitue un générateur de courbes composites et son but est de démontrer le principe pompage de la chaleur dans l'industrie tout en respectant les lois de la méthode du pincement. Le choix de la technologie de la pompe à chaleur intégrée dans le simulateur expérimental a été imposé par la disponibilité commerciale respectant un cahier des charges défini.

Un ensemble de scénarios industriels correspondants à des températures process et rejets variées a été testé sur le simulateur avec ou sans intégration d'un échangeur récupérateur en amont de la PAC. Les résultats des essais expérimentaux avec le fluide pur R-134a ont été analysés selon le premier principe de la thermodynamique.

Ensuite, une analyse exergétique complète des essais expérimentaux a été établie pour étudier la répartition des irréversibilités dans les composants et identifier les sources d'amélioration possibles des performances de la PAC et du système. Le condenseur et l'évaporateur de la PAC constituent une part importante de la destruction exergétique surtout dans des scénarios où les sources/puits présentent une grande variation de température. Dans cette optique, l'utilisation des mélanges de fluides frigorigènes avec glissement de température offre un potentiel de réduction de ces pertes exergétiques associées aux échangeurs de la PAC. Concrètement, des mélanges de fluides choisis sur mesure et des échangeurs à contre-courants sont nécessaires pour exploiter correctement ce potentiel.

Cependant, comme décrits plus haut dans ce chapitre, la technologie du condenseur et de l'évaporateur de l'offre commerciale disponible ne sont pas à contre-courants. Dans la PAC testée, l'évaporateur est de technologie tubes calandre Dry Ex avec deux passes côté tubes et le condenseur est de technologie tubes et calandre également avec trois passes côté eau. Les échangeurs sont normalement multitubulaires pour les PAC industrielles à grande puissance puisqu'ils sont conçus et construits sur des critères économiques de fabrication (minimisation du coût) et/ou de maintenance (facilité de nettoyage etc.).

Les configurations complexes du condenseur et de l'évaporateur imposés par la technologie disponible sur le marché peuvent remettre en cause le potentiel de minimisation des pertes exergétiques des mélanges de fluides frigorigènes utilisables pour des pompes à chaleur industrielles. La comparaison de l'efficacité de ces échangeurs diphasiques ayant une configuration mixte co-courants/contre-courants par rapport à des échangeurs à configuration contre-courants parfaits nécessite une analyse plus approfondie.

L'évaporateur (tubes en U et calandre) de la pompe à chaleur fera l'objet d'une étude détaillée dans le chapitre 3.

2.6 Références

Assaf, K., Sapora, E., Peureux, J.L., Zoughaib, A., Clodic, D., 2010. Experimental simulation of a heat recovery heat pump system in food industries. In: 13th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.

Borel, L., Favrat, D., 2004. Thermodynamique et énergétique, Tome1 : De l'énergie à l'exergie. Editeur : Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, Suisse.

Cavallini, A., 1996. Working fluids for mechanical refrigeration – invited paper presented at the 19th International Congress of refrigeration, The Hague, August 1995. International Journal of Refrigeration 19 (8), 485-496.

Didion, D.A., Bivens, D.B., 1990. Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs. International Journal of Refrigeration 13 (3), 163-175.

Domanski, P.A., Mulroy, W.J, Didion, D.A., 1994. Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerants mixtures. Part 2: A computer simulation. International Journal of Refrigeration 17.

Jakobs, R., Cibis, D., Laue, H.J., 2010. Status and outlook: Industrial heat pumps. In: 13th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.

Lemmon, E.W., McLinden, M.O., Huber, M.L., 2008. NIST Standard Reference Database 23 (Refprop), Version 8.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.

Mulroy, W.J, Domanski, P.A., Didion, D.A., 1994. Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerants mixtures. Part 1: An experimental study. International Journal of Refrigeration 17.

Zhao, P.C., Zhao, L., Ding, G.L., Zhang, C.L. 2003. Temperature matching method of selecting working fluids for geothermal heat pumps. Applied Thermal Engineering 23, 179-195.

CHAPITRE 3 Modélisation et simulation des évaporateurs tubes-calandre à détente sèche fonctionnant avec des mélanges alternatifs zéotropes de fluides frigorigènes

Khattar Assaf, Assaad Zoughaib, Denis Clodic.

(Article envoyé au Journal International du Froid)

3.1 Résumé en français

Une nouvelle méthode ayant un niveau de complexité intermédiaire est développée pour modéliser les évaporateurs tubes-calandre à détente sèche largement utilisés dans les systèmes frigorifiques et les pompes à chaleur industrielles. La configuration de l'évaporateur étant mixte co-courant/contre-courant, un modèle par discrétisation en volumes finis est développé utilisant le langage Modelica dans l'environnement DymolaTM. Ce niveau de détails est indispensable pour simuler son fonctionnement avec les mélanges à glissement de température pendant l'évaporation. La flexibilité du modèle donne un échangeur de configuration générique. Les configurations contre-courant, co-courant et mixte co-contre-courant sont analysées avec le même modèle. Le modèle développé est validé expérimentalement avec le R-134a.

Trois fluides : le R-134a, le mélange standard R-407C et un mélange zéotrope sur mesure, sont simulés pour une même puissance thermique fournie avec les différentes configurations des tubes-calandres. Différentes valeurs de surchauffe sont aussi prises en compte. L'analyse et la comparaison des performances des différentes configurations sont établies selon le calcul des irréversibilités ou la destruction totale d'exergie pendant le phénomène de transfert de chaleur.

Les résultats montrent que l'effet du profil des températures d'un mélange de fluides frigorigènes à glissement de température est substantiel sur la performance d'une configuration quelconque des échangeurs tubes-calandres relativement à la configuration à contre-courant. Par conséquent, tous les paramètres du modèle développé dans cet article doivent être analysés avant de faire une approximation d'une configuration d'un échangeur par un contre-courant.

Mots clés : Echangeur tubes-calandre, configuration d'échangeur mixte, mélanges zéotropiques de fluides, Modelica, modélisation, simulation numérique, volumes finis, destruction d'exergie

Modelica-based modelling and simulation of dry expansion shell-and-tube evaporators working with alternative refrigerant mixtures

Khattar Assaf, Assaad Zoughaib, Denis Clodic.

(Paper submitted to International Journal of Refrigeration)

3.2 Introduction

Shell-and-tube evaporators are widely used in chillers, industrial refrigeration, and heat pumping applications. For small-to-medium evaporation capacity, the dry-expansion type is commonly used especially with volumetric compressors. For economic reasons U-tube bundle type (also referred as 1-2 heat exchangers) are widely used. Besides the U-shaped design of the tube bundle allows thermal expansion between tubes and the shell without any mechanical stress and it can also be extracted from the shell for mechanical cleaning of the exterior tube surfaces. Plate baffles support the tube bundle during assembly and operation and also direct the shell-side flow back and forth across the tubes. Single segmental baffles are used most frequently because they can produce relatively a maximum shell-side heat-transfer coefficient in a minimum amount of space.

From a flow arrangement point of view, the flow configuration is complex (see Figure 3.1). The fluid in one tube pass is in parallel flow with the shell fluid, and in the second tube pass the tube fluid is in counter-flow with the shell side. The flow arrangement is a combined parallel and counter flow. Thus, the performance of this configuration is expected to be between performances of a pure counter-flow and a pure parallel-flow arrangement. Consequently, the boundary between the evaporation zone and the superheating zone is not simple to identify making the modeling of these heat exchangers relatively complex.

Shell-and-tube heat exchangers are the most used heat transfer equipment in industrial processes, particularly in chemical industry and a large part of them operates with single-phase fluids. Thus, the design and optimization of shell-and-tube heat exchangers are a major issue in industrial processes. They are classified and constructed in accordance with the widely used Tubular Exchanger Manufacturers Association standards (**TEMA, 1988**), DIN and other standards in Europe and elsewhere. For designing and rating multi-pass shell-and-tube heat exchangers, a simple and well known method is to use the correction factors applied to the LMTD equations (**Nagle, 1933, Underwood, 1934, Bowman, 1936**). But this method is restricted practically to single-phase fluids having among other assumptions: constant overall heat transfer coefficient and specific heat of fluids through the heat exchanger. Accordingly, this approach cannot be applied correctly to evaporators.

It is worth mentioning the existence of commercial software packages marketed by companies such as HTRI Xchanger Suite (Heat Transfer Research, Inc.) and HTFS Suite (Aspen Technology, Inc). These packages use proprietary methods developed by their respective research organizations and handle most shell-and-tube geometries. They provide a fully 3D incremental calculation of local heat transfer and pressure drops for single and two-phase fluids and can be used for designing, rating, and simulation of shell-and-tube heat exchangers. These software packages are mainly dedicated to professional users like equipment manufacturers and they also include advanced features like flow induced vibration analysis and mechanical design calculations.

Few detailed models of U-type shell-and-tube dry-expansion evaporators exist in the open literature and often the simple zonal method is used to model this heat exchanger. Fu et al. (**2003**) presented a model of the heat pump system and decomposed the dry expansion shell-and-tube evaporator into different zones each one having a pure counter-flow configuration. Navarro-Esbri et al. (**2010**) neglected the superheat and took one zone to

model the shell-and-tube (1-2) evaporator using the counter-current equation in his overall system model. Vera-Garcia et al. (2010) developed simplified models for his shell-and-tube heat exchangers (1-2) and he took as an assumption an overall co-current mode for his evaporator. In fact, because the working fluid is usually a pure refrigerant, the evaporation temperature is constant during the phase change and hence, in the two-phase zone, the parallel or the counter-flow arrangement has little or no impact on the heat transfer. Although the zonal approach is a reasonable method when dealing with pure refrigerants, it can lead to misleading results when the evaporator works with alternative refrigerants that do not respect the condition of constant evaporation temperature, mainly the non-azeotropic refrigerant mixtures. The latter refrigerants have a temperature glide during the phase change and they are affected significantly by the flow arrangement of the evaporator.

The dry expansion shell-and-tube heat exchanger analyzed in this work is an evaporator of an industrial-scale heat pump system designed for waste heat recovery applications in industry (Assaf et al., 2010). The main aim of this paper is to evaluate by means of modeling and numerical simulations the performance of this type of evaporator when working with alternative non-azeotropic refrigerant mixtures. On the one hand, as discussed above the zonal or lumped parameter approach does not take into account the mixed parallel counter-flow configuration of the heat exchanger and therefore is not adopted. On the other hand, the finite element or fully incremental approach is obviously the most accurate but it is time consuming, it adds complexities and needs the use of proprietary software packages. An intermediate complexity level is chosen to model this evaporator using the finite volume method. A distributed parameter model that automatically captures the complex circuiting effect of the shell-side fluid flow is developed.

3.3 Modelica-based model

Steady state models are not time dependent and can be solved as a system of non-linear algebraic equations. Mathematical iterations are needed to find the solution of the system and require intensive calculations. Generally the Newton-Raphson method or successive substitution methods are used. Research to reduce calculation time and complexity are ongoing. Recently Winkler (2008) compared three types of non-linear solver algorithms for steady-state applications and Wang (2007) presented a novel iteration method to reduce computation time for spatial distributed dynamic system simulation. Ding (2007) made a review of recent developments in simulation techniques for refrigeration systems and suggested as a promising future technique to include knowledge engineering methodology in simulation. One way to interpret this is to distinguish between the system to be modeled, the computational methods, and the implementation language. A concept is closely related to this issue, the object-oriented non-causal approach.

Today most of simulators are based on a block diagram description of the model or on one direction data flow algorithm with causal interactions. This means that the input variables for the system must be decided a priori, which leads to certain rigidity in the application of the model. Besides, the conceptual link with equations representing the physical processes is lost. Non-causal simulators only need a model described by a system of equations and constraints, and do not necessarily predefine the computation causality of the system. When modeling physical systems, these equations represent simply physical laws. The model obtained is hence very flexible because not linked to a certain choice of inputs and outputs, and the object-oriented approach assures its modularity.

During the last decade a new advanced object-oriented modeling language Modelica (Modelica Association, 2007) has been developed for the modeling of complex physical systems. It is a component-based equation solver, and its non-causal approach enables the modeler to write physical equations independent from their numerical solutions. This is useful in thermal systems modeling when modularity and flexibility characteristics are needed, such as a heat exchanger model with a generic topology.

Few refrigeration system models or thermodynamic system models exist now in the open literature. But it begins to gain interest, and some papers are published for mobile air-conditioning systems (Pfafferott and Schmitz, 2004; Prolss et al., 2006; Dietl et al., 2008), for ORC (Organic Rankine Cycle) system (Wei et al., 2008), and more recently for adsorption chillers (Schicktanz and Nunez, 2009) and air-cooled chillers (Zhang and Zhang, 2006; Zhang et al., 2009).

The evaporator model in this paper is developed using the Modelica language and it uses the commercial simulation environment and system solver Dymola™ (Dynasim, 2008).

3.4 Model development

The shell-and-tube dry-expansion or direct-expansion evaporator is often used for liquid cooling with screw compressor and in general with volumetric compressors. In this type of evaporator, two-phase refrigerant flows inside the tubes through several passes (two passes in this paper), and is completely vaporized and superheated to a certain degree before reaching the exit and entering the suction line of the compressor. In modern control technology, usually an electronic expansion valve (EEV) measures the evaporator outlet temperature and pressure, and regulates the degree of outlet superheat at a desired set-point value. Water flows in the shell, outside the tubes through one pass guided by plate baffles to provide optimum velocity and a higher rate of heat transfer on the water side. Figure 3.1 shows the schematic diagram of the evaporator modeled in this paper.

Control volumes are chosen as a function of the geometric configuration of the evaporator. Each control volume is composed of the tube bundle of the same pass along the distance (L) between two plate baffles, hence the total number of control volumes is:

$$m = 2*(n+1) \quad (1)$$

Where n is the number of baffles.

In order to simplify the calculation, the following assumptions are made to model the evaporator:

- Steady state conditions, time-independent equations
- No heat losses to the environment
- Axial heat conduction and conduction along the tube wall and fins are neglected
- Water pressure drop is neglected, due to its negligible contribution to heat transfer and its heat capacity is considered constant
- Kinetic and potential energy variations are neglected
- One-dimensional flow inside the tube bundle where the vapor and liquid phases are in thermal equilibrium condition

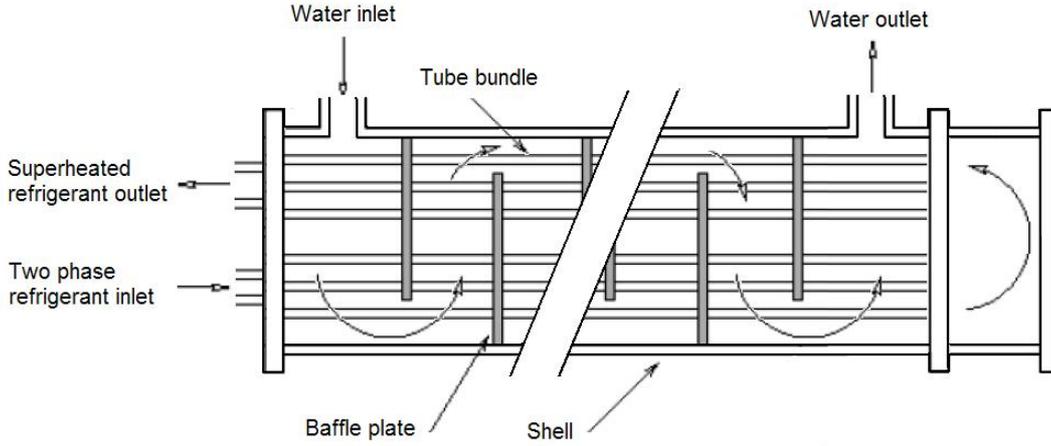


Figure 3.1: Shell-and-tube dry expansion evaporator schematic.

3.4.1 Governing equations

On the basis of the above assumptions and considering constant transport and thermodynamic properties of the refrigerant, and the secondary fluid in each control volume, the discretized governing equations using mass and energy conservation are the following:

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,j} - T_{w,j+1}) = \dot{m}_{ref} (h_{ref,i+1} - h_{ref,i}) \quad (2)$$

The fundamental expression of the heat transfer rate in each control volume is given by:

$$\dot{Q}_i = U_i S_i (T_{w,j} - T_{ref,i}) \quad (3)$$

Where the overall heat transfer coefficient U_i is based on the outside effective finned area S_i in Equation (5) of the tube bundle in the control volume i . The expression of U_i is given by the fundamental Equation (4):

$$U_i = \frac{\alpha_{ref,i} \alpha_{w,j}}{\alpha_{ref,i} + \alpha_{w,j} \frac{S_{out}}{S_{in}}} \quad (4)$$

$$S_i = S_{out} L N_{tubes,i} \quad (5)$$

Taking into account the steady state assumption of the model, the momentum conservation equation is substituted by the pressure drop Equation (6) for the two-phase refrigerant flow in the tubes. It is composed of three terms involving gravity, acceleration, and friction.

$$\left[\frac{\Delta P}{\Delta L} \right]_{ref,i} = \left[\frac{\Delta P}{\Delta L} \right]_{g,i} + \left[\frac{\Delta P}{\Delta L} \right]_{a,i} + \left[\frac{\Delta P}{\Delta L} \right]_{f,i} \quad (6)$$

Where

$$\left[\frac{\Delta P}{\Delta L} \right]_{g,i} = (\rho_v \varepsilon_i + (1 - \varepsilon_i) \rho_l) g \sin \varphi \quad (7)$$

$$\left[\frac{\Delta P}{\Delta L} \right]_{a,i} = G_i^2 \frac{\Delta}{\Delta L} \left[\frac{x_i^2}{\rho_v \varepsilon_i} + \frac{(1-x_i)^2}{(1-\varepsilon_i)\rho_l} \right] \quad (8)$$

$$\left[\frac{\Delta P}{\Delta L} \right]_{f,i} = \phi_{10}^2 \frac{4f_{10}G_i^2}{2\rho_l D_{in}} \quad (9)$$

The term of gravity in Equation (7) is considered equal to zero, because of the horizontal geometry of tubes in the evaporator. The acceleration pressure drop term in Equation (8) is function of the void fraction (ε_i) of the refrigerant in the considered control volume, given in Equation (10). Different void fraction correlations have been developed and presented; we choose the correlation of Zivi (**1964**) in Equation (11) suitable for steady-state condition. For the friction pressure loss term in Equation (9), the correlation of Martinelli and Nelson (**1948**) is employed to calculate (ϕ_{10}^2) as a function of the Lockart and Martinelli parameter, and the classical correlation of Blasius to estimate the second part of the equation.

$$\varepsilon_i = \frac{K_H}{1 + S \frac{1-x_i}{x_i} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)} \quad (10)$$

$$K_H = 1 \text{ and } S = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1/3} \quad (11)$$

All transport and thermodynamic properties of the refrigerant, mixture of refrigerants, and water as the secondary fluid are evaluated by using the REFPROP Database of NIST version 8.0 (**Lemmon et al., 2008**).

3.4.2 Generic flow arrangement

In Equations (1), (2) and (3) there are two discrete steps “i” for the refrigerant-side passes along the tube bundle and “j” for the water-side pass through the shell outside the tubes. The two steps take independently values from 1 to “m”, which is the total number of control volumes in the evaporator. It is obvious that equations containing both steps “i” and “j” are not valid with any combination of values of these two steps. The complex circuit of the shell-side water flow causes a non-continuous distribution of the water temperature along the two tube bundle passes. Therefore a corresponding square matrix M is created. If the element ($M(i,j) = M_{i,j}$) of the matrix is equal to 1, that means the discrete step “i” of the tubes pass corresponds to the discrete step “j” of the water pass. If the element $M_{i,j}$ of the matrix is equal to 0, no correspondence exists.

The matrix M for the U-tube bundle shell-and-tube heat exchanger depends on the flow configuration and on the number of baffles installed in the shell. By recurrence, the corresponding matrix computational algorithm is constructed and is shown in Figure 3.2. It has as inputs the number of baffles and the configuration of water entering the shell at the beginning or the end of the first or the second pass (four configurations are possible). For example, Figure 3.1 shows the configuration D of the shell-and-tube heat exchanger.

The flow configuration of the heat exchanger being a major issue, in this paper it is interesting to notice that the corresponding matrix plays the main role in arranging the control volumes depending on the flow arrangement. Accordingly, the equivalent pure parallel-flow or pure counter-flow configuration of the heat exchanger can be directly modelled by taking the matrix M as the diagonal or anti-diagonal identity matrix respectively.

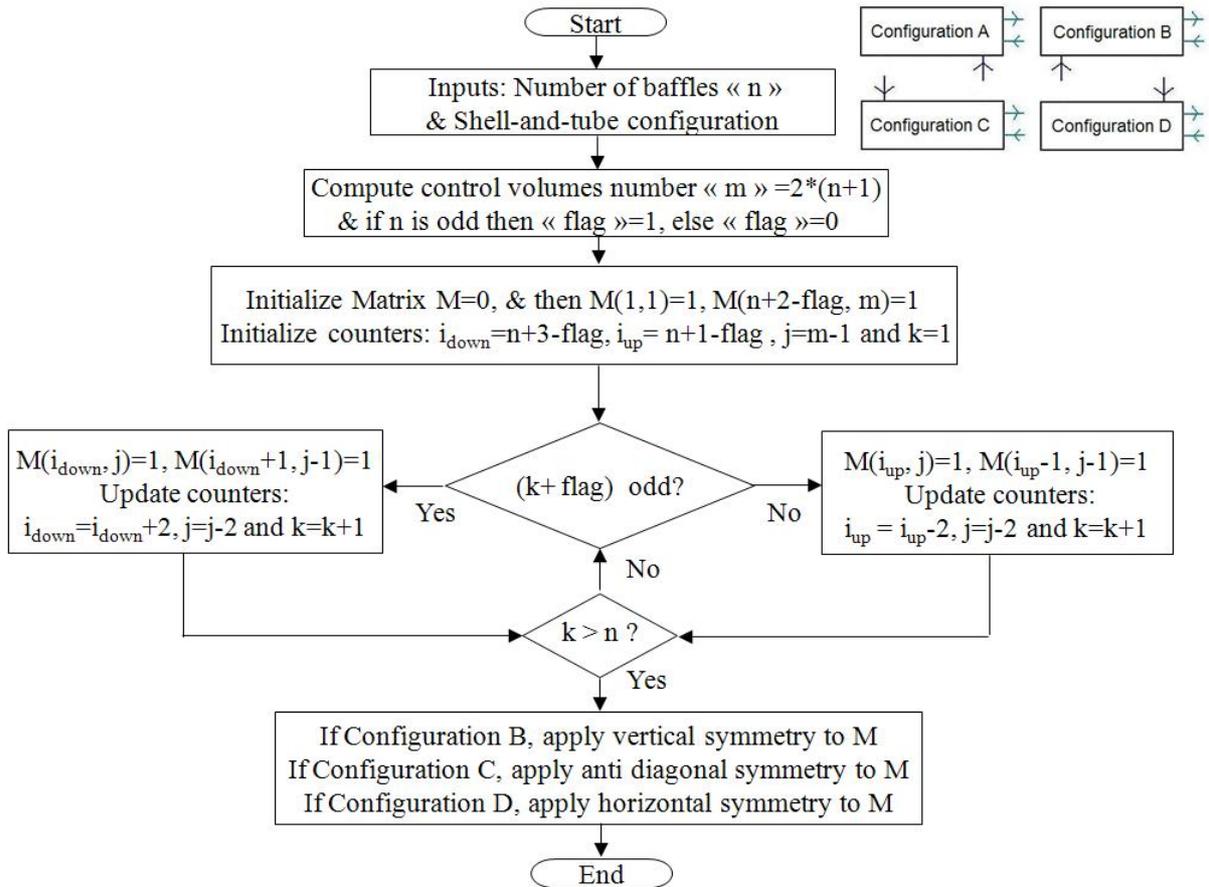


Figure 3.2: Corresponding matrix computational algorithm.

3.4.3 Tube-side heat transfer coefficient

In Equation (3), the local heat transfer coefficient $\alpha_{ref,i}$ is evaluated by empirical correlations taken from the literature. In the two-phase boiling region of the refrigerant, the correlation of Gungor and Winterton (1987) is used for a pure refrigerant. It is based on an additive model for nucleate and convective boiling terms and has the advantages of accuracy and simplicity. For the superheat region, the conventional Dittus-Boelter correlation for forced convection is used.

For a refrigerant mixture, it is well known that the rate of heat transfer of nucleate boiling is lower than that of pure refrigerants. To account for the mixture effect, the correction factor proposed by Thome and Shakir (1987), which includes the boiling range parameter, is adopted. Therefore the correlation of Gungor and Winterton (1987) is modified as suggested by Thome et al. (1994) to include the Thome and Shakir boiling correction factor.

3.4.4 Shell-side heat transfer coefficient

The ideal flow pattern in the shell is a sinuous motion both perpendicular and parallel to the tube bundle. But in reality, the presence of bypass streams between different zones and various leakage paths make the shell-side flow rather complicated. The most common correlation based approaches for analysing the shell-side are the Kern method (Kern, 1950)

and Bell-Delaware method (1963). Other more rigorous methods are available using alternative software packages such as HTRI Xchanger Suite (Heat Transfer Research, Inc.) and HTFS Suite (Aspen Technology, Inc.) briefly described in the introduction, but the latter methods remain proprietary.

In this study, the Bell-Delaware method is chosen to compute the shell-side heat transfer coefficient because it is the most accurate method available in the public domain (Serth, 2007) and it is employed by a large number of researchers. Besides, a recent CFD analysis of the shell-side of a small shell-and-tube heat exchanger showed that, for properly designed baffle geometric characteristics, the difference between Bell-Delaware and CFD predictions of the total heat transfer rate are below 2% for most of the cases (Ozden et Tari, 2010).

3.4.5 Global performance and irreversibility analysis equations

Global heat transfer rate, which is the capacity of the heat exchanger, is given by summing all heat transfer rates of the different control volumes and is given in Equation (12).

$$\dot{Q}_{glob} = \sum_i \dot{Q}_i = \sum_i \sum_j M_{ij} U_i S_i (T_j - T_i) \quad (12)$$

The global overall heat transfer coefficient is defined in the following equation:

$$U_{global} = \frac{\sum_i U_i S_i}{\sum_i S_i} = \frac{\sum_i U_i S_i}{S_{global}} \quad (13)$$

Accordingly, the effective mean temperature difference in the heat exchanger is calculated using the fundamental equation:

$$\Delta T_M = \frac{\dot{Q}_{glob}}{U_{global} S_{global}} \quad (14)$$

The amount of irreversibility is defined as the exergy losses due to the temperature difference during the heat transfer process between the two fluids in each control volume. The local expression of these losses is given by Equation (15).

$$Ex_i = \dot{Q}_i T_0 \left(\frac{1}{T_i} - \frac{1}{T_j} \right) \quad (15)$$

Consequently the total amount of irreversibilities in the heat exchanger is computed by adding all the exergy losses in the control volumes. Equation (16) is used to compute the total exergy losses corresponding to the global heat transfer rate calculated in Equation (12).

$$Ex_{global} = \sum_i Ex_i \quad (16)$$

3.5 Model validation

3.5.1 Experimental evaporator description

The evaporator is a shell-and-tube heat exchanger (1-2) with one shell pass and two tube passes. It is a dry-expansion type controlled by an EEV, working with the pure HFC-134a as a refrigerant and water as a secondary fluid. The main geometric characteristics of this evaporator are reported in Table 3.1.

Table 3.1 : Geometric characteristics of the shell-and-tube evaporator.	
Number of tube passes	2
Bundle tube count for first pass	47
Bundle tube count for second pass	67
Number of baffles	23
Tube pitch [m]	0.024
Tube inside diameter [m]	0.0158
Tube outside diameter with fins [m]	0.0188
Outside effective surface per tube meter, S_{out} [m ² /m]	0.11
Inside effective surface per tube meter, S_{in} [m ² /m]	0.089
Tube useful length [m]	2.92

Several sensors are installed on different spots of the experimental apparatus (cf. Figure 3.3) mainly pressure and temperature sensors at the inlet and outlet of the EEV, and the evaporator respectively. The used sensors have the following characteristics:

- Pressure transducers with an accuracy of $\pm 0.8\%$ in the operating range of 0-2.5 MPa
- Temperature transducers PT100 with an accuracy of $\pm 0.5K$ in the operating range of 0-100 °C.
- A Coriolis type mass flow-meter installed on the liquid line of HFC-134a at the inlet of the EEV, calibrated to an accuracy of $\pm 2\%$ in the operating range of the experimental conditions.
- An electromagnetic flow-meter installed at the water inlet, with an accuracy of 0.25% in the operating range of the experimental conditions.

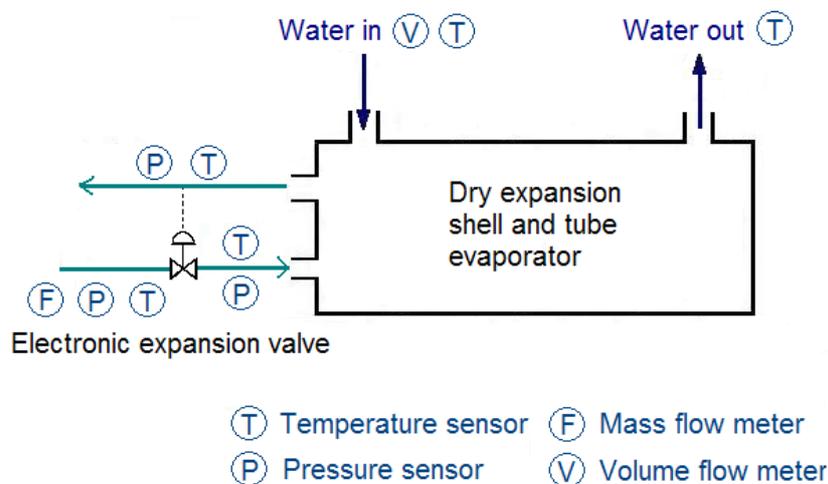


Figure 3.3: Schematic diagram of the experimental set-up.

3.5.2 Experimental validation

Experimental tests were carried out at EDF R&D - EPI Department at the Renardières laboratory. As mentioned in the introduction, the evaporator is part of an industrial-scale screw heat pump system destined to waste heat recovery applications in industry (**Assaf et al., 2010**). Therefore a specially designed hydraulic loop ensures the desired heat source operating condition by controlling water temperature and volume flow rate at the inlet of the evaporator. All sensor measurements related to the evaporator validation were collected at steady state conditions using a dedicated PC via convenient data acquisition software.

The chosen input/output variables to validate the developed numerical model are presented in Table 3.2 where the variation range of the tested operating conditions is also reported.

Table 3.2: Input/output variables and range of operating conditions.		
Input variables	Variation range	
Water VFR	3.34 - 12.8	[kg/s]
Water inlet temperature	18 - 50	[°C]
Refrigerant MFR	1.45 - 3.65	[kg/s]
Refrigerant enthalpy	255 - 300	[kJ/kg]
Degree of superheat	5 (constant)	[K]
Output variables		
Capacity [kW]		
Suction pressure [bar]		

Comparisons between the experimental and predicted output variables are shown in Figure 3.4 and Figure 3.5. The predicted evaporator capacity is in a very good agreement with the measured capacity as one can see in Figure 3.4. Although the model tends to slightly over predict the values at lower capacities, the maximum relative deviation is about $\pm 3\%$.

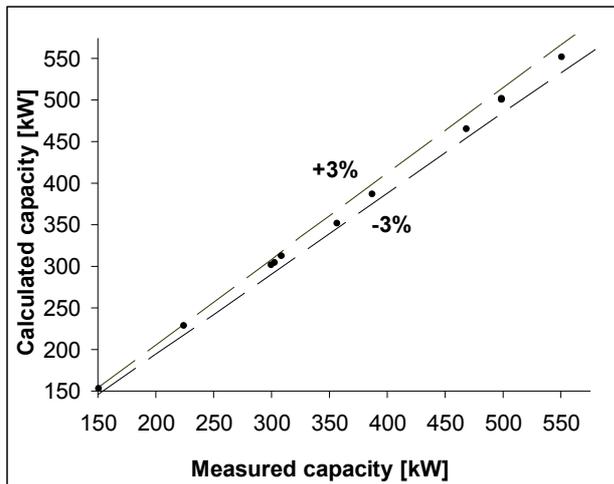


Figure 3.4: Simulated versus measured evaporator capacity.

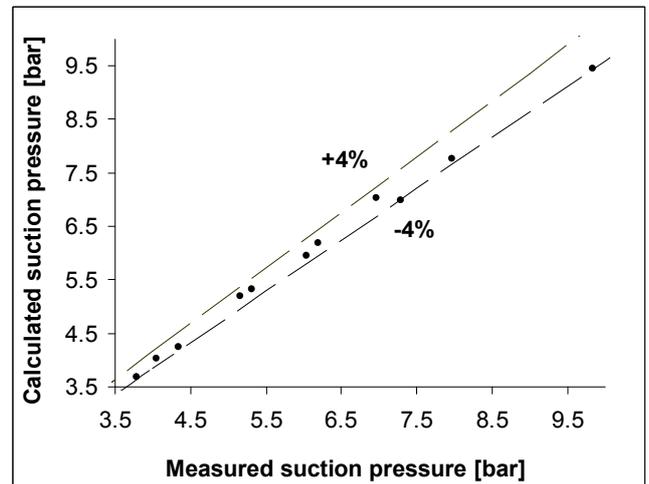


Figure 3.5: Simulated versus measured evaporator outlet pressure.

Figure 3.5 reports a comparison between the simulated and experimental evaporator absolute outlet pressure, which is the compressor suction pressure. Figure 3.5 also represents implicitly an equivalent qualitative comparison for the outlet evaporation saturation temperature. Results are in a satisfactory agreement since the maximum relative deviation is within $\pm 4\%$.

3.6 Model applications

In shell-and-tube configurations A and D in Figure 3.2, the first tube pass is in parallel flow with the shell fluid, and the second tube pass is in counter-flow with the shell fluid. Therefore only one configuration is considered and will be noted as mixed flow one (MF1). Similarly, in configurations B and C in Figure 3.2, the first tube pass is in counter-flow with the shell fluid, and the second tube pass is in parallel flow with the shell fluid. This configuration will be noted as mixed flow two (MF2). The pure counter flow (CF) and pure parallel flow (PF) configurations have a single tube pass and can be simulated by unfolding the tubes of the MF1 and the MF2 respectively. Figure 3.6 illustrates the four different configurations considered in this simulation work.

In dry expansion evaporators, the amount of superheat is an important parameter. Some compressor manufacturers recommend up to 10 K of gas superheat before entering the compressors especially with halogenated refrigerants. Therefore the impact of the degree of superheat on the performance of the different configurations will be taken into account.

A constant evaporation capacity of 500 kW is taken for all simulated cases and corresponding heat source conditions are:

- Water inlet VFR 12.8 kg/s
- Water inlet temperature 40°C (outlet temperature around 30°C)

The refrigerant MFR is calculated to meet the required duty depending on the desired amount superheat. The two-phase vapor inlet quality is fixed at 0.2. Refrigerants and refrigerant mixtures pressure drop is neglected for simplicity.

The thermal performance of the considered HX configurations will be assessed on an exergy basis.

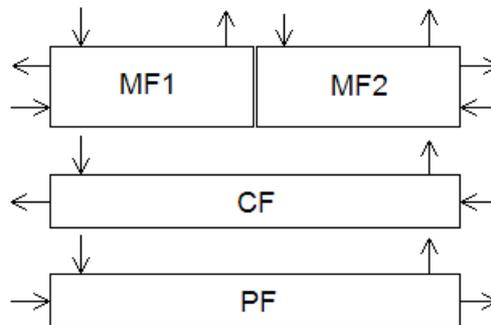


Figure 3.6: Different heat exchanger configurations.

Three working fluids are considered to satisfy the same heat duty stated above. The first is HFC-134a that is one of the state-of-the-art refrigerants for high temperature heat pumps. The second is the standard R-407C, which is a non-azeotropic refrigerant mixture (R-134a, R-125, R-32; 0.52, 0.25, 0.23; by mass) used for many applications such as a HCFC-22 replacement in chillers equipped with dry expansion evaporators. The third is a glide matching refrigerant mixture having an evaporation temperature glide around 10 K in the range of the considered heat source application. It is a ternary non-azeotropic mixture with the following composition (R-245fa, R-134a, R-152a; 0.55, 0.25, 0.2; by mass) and will be noted as Mix 1. Detailed selection of components and compositions of Mix 1 is beyond the scope of this paper, but considerations in addition to the glide matching effect such as high critical temperature, low GWP constraint, and non flammability are taken into account.

Table 3.3 summarizes the simulation results on energy performances and irreversibility analysis. The calculated evaporation pressure, overall heat transfer coefficient, mean

temperature difference, and exergy losses are reported for each working fluid with the simulated heat exchanger configuration as a function of the superheat.

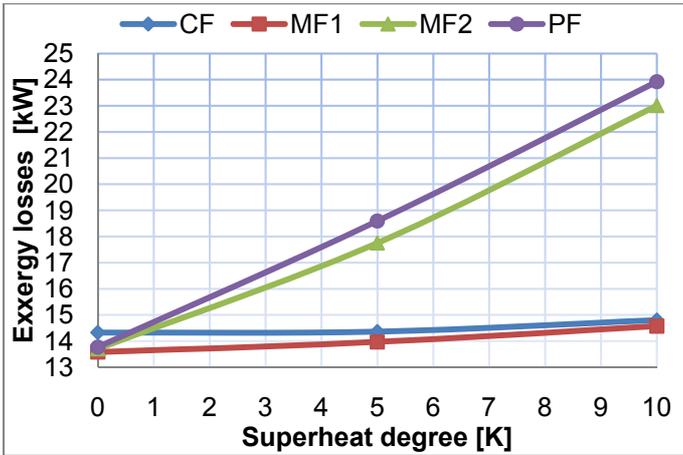


Figure 3.7: Exergy losses for different HX configurations with HFC-134a.

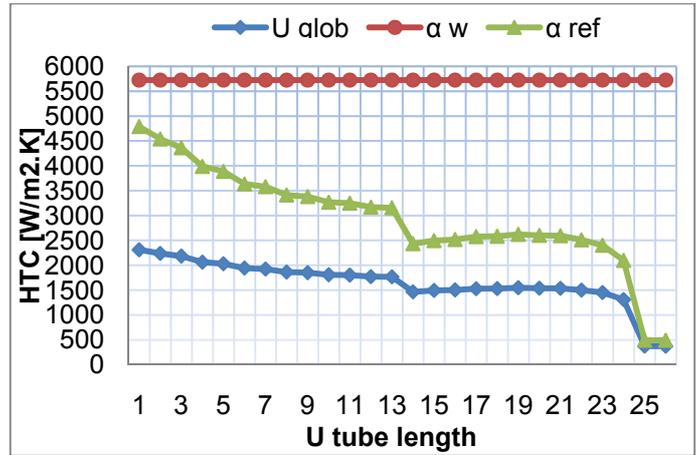


Figure 3.8: Local HTC of MF1 with HFC-134a (10 K superheat).

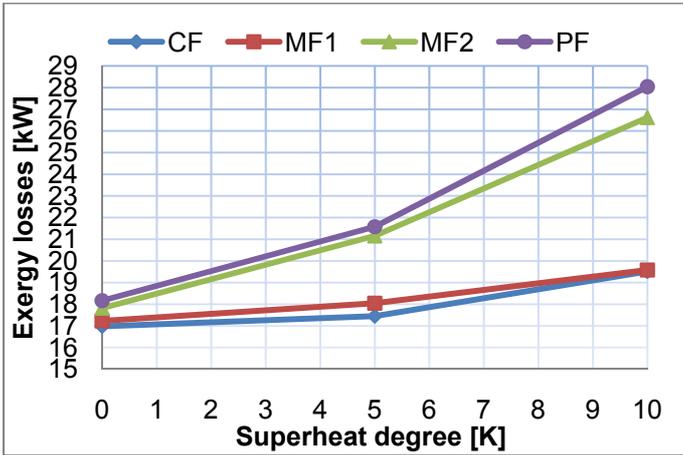


Figure 3.9: Exergy losses for different HX configurations with HFC-407C.

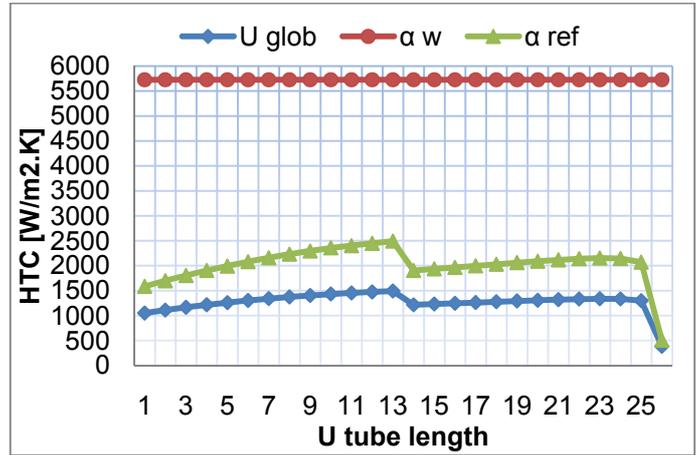


Figure 3.10: Local HTC of MF1 with HFC-407C (5 K superheat).

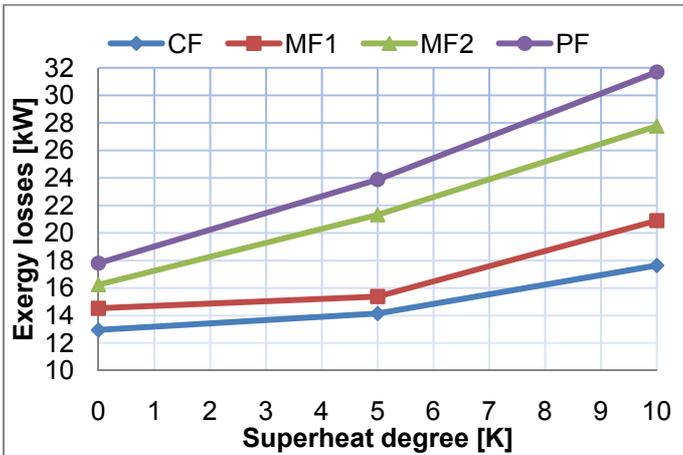


Figure 3.11: Exergy losses for different HX configurations with Mix 1.

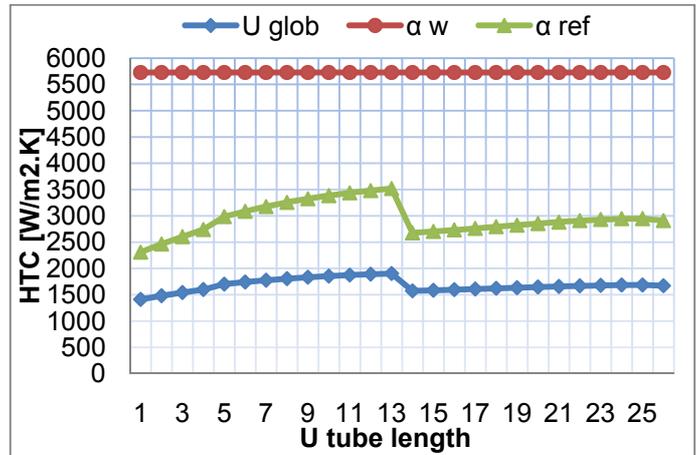


Figure 3.12: Local HTC of MF1 with Mix 1 (0 K superheat).

Figure 3.7 through Figure 3.12 show the local tube side, shell side, and overall HTC of the MF1 working with the selected refrigerants. The shell-side coefficient has a constant value around $5750 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ through the heat exchanger and for all simulations because a constant water VFR is taken. On the contrary, the tube-side HTC varies significantly through the heat exchanger. In the two-phase region as the refrigerant goes through the first pass the heat transfer coefficient varies depending on the heat flux and the vapor quality variations; however when the refrigerant enters the second pass there is a drop in HTC due to an increase in the tube number, thus a decrease in mass flux. As the vapor quality increases and the dry-out quality is reached, the heat transfer coefficient drops sharply and converges to single-phase heat transfer coefficient for all gas flow. Another observation is that HTC of refrigerant mixtures is in general lower than HTC of pure refrigerant in the simulated cases.

HFC-134a temperature profile and its correspondent water temperature profile are presented in Figure 3.13 through Figure 3.16 for the four HX configurations at a common value of 5 K superheat. In PF and MF2 configurations, the pinch point occurs at the tube outlets and a large part of the tube surface is used for superheating the refrigerant vapor. Temperature cross risk is identified in MF2 configuration for high superheat values. In CF the pinch point occurs at the tube inlets and in MF1 it occurs at the shell flow exit either at the end of the first pass or at the beginning of the second pass. Unlike PF and MF2, in CF and MF1 only a small part of the tube surface is used for superheating the refrigerant vapor and hence the latter two configurations are potentially more efficient.

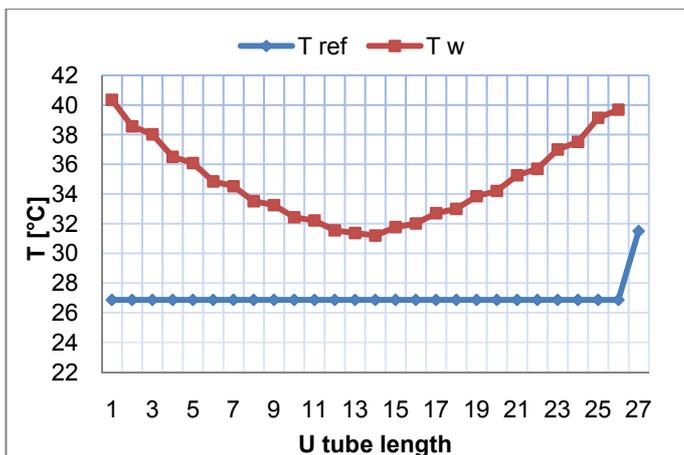


Figure 3.13: Temperature profile of MF1 with HFC-134a (5 K superheat).

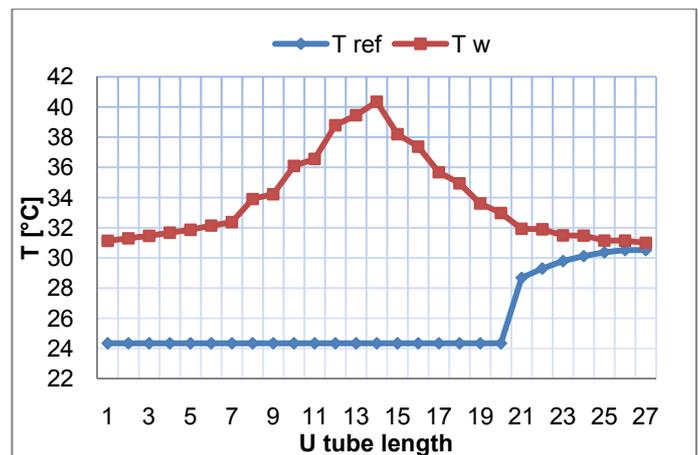


Figure 3.14: Temperature profile of MF2 with HFC-134a (5 K superheat).

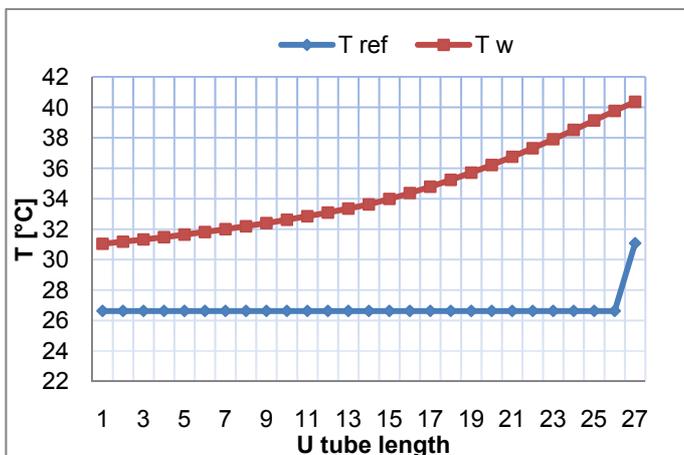


Figure 3.15: Temperature profile of CF with HFC-134a (5 K superheat).

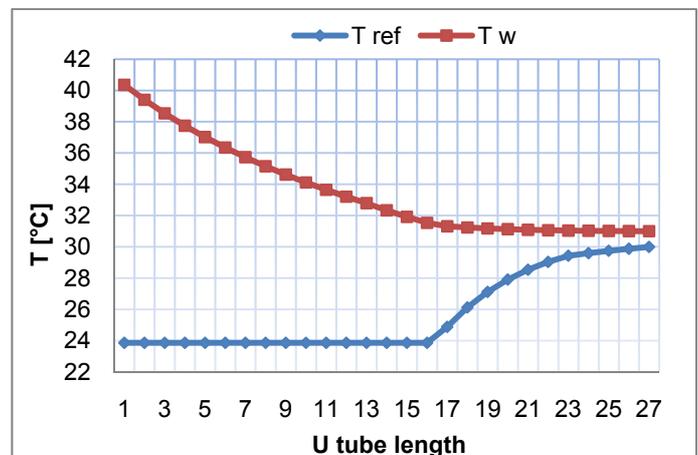


Figure 3.16: Temperature profile of PF with HFC-134a (5 K superheat).

To evaluate the relative performance of the different shell-and-tube configurations, irreversibility analysis is calculated for each simulated case, which is represented by the total exergy losses due to the temperature difference during the heat transfer process. Figure 3.7 plots the exergy losses with the working fluid HFC-134a as a function of superheat. At 0 K superheat the difference is relatively small and it is attributed to the global HTC varying with the heat flux distribution specific to each HX configuration. With increasing superheat two trends are clearly identified, the first trend grouping PF and MF2 configurations, which are very sensitive to the vapour superheat and the second trend grouping CF and MF1 configurations, and is less sensitive to the superheat. However PF presents slightly higher exergy losses than MF2 with a difference of around 5% and similarly CF presents around 3% more exergy losses than MF1. It is surprising to see that for a given evaporation capacity, MF1 configuration produces the lower irreversibility for any superheat value up to 10 K. It shows that this configuration is originally designed and well adapted to a pure refrigerant.

Figure 3.9 illustrates a similar comparison with the working fluid R-407C. Curves present qualitatively the same tendencies like those with HFC-134a. Two trends are also identified grouping the same couple of configurations with a slight difference in relative exergy losses. The main difference is that the CF configuration produces the lower irreversibility for all tested superheat values. This result can be attributed to the temperature glide (~5 K) of this mixture, which makes the counter-flow arrangement factor the most dominant and favourable factor for heat transfer.

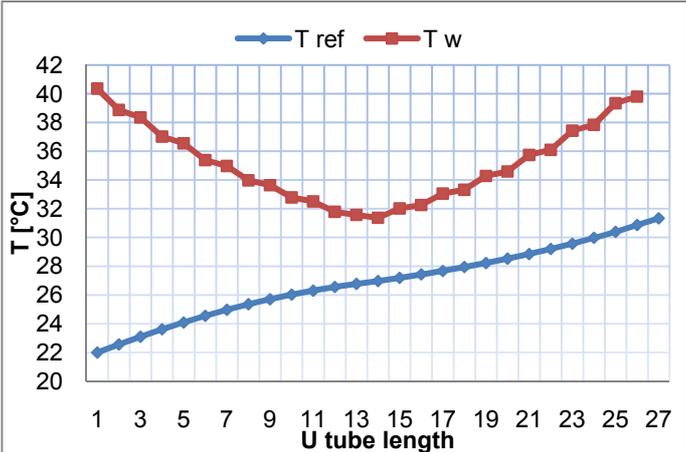


Figure 3.17: Temperature profile of MF1 with Mix 1 (0 K superheat).

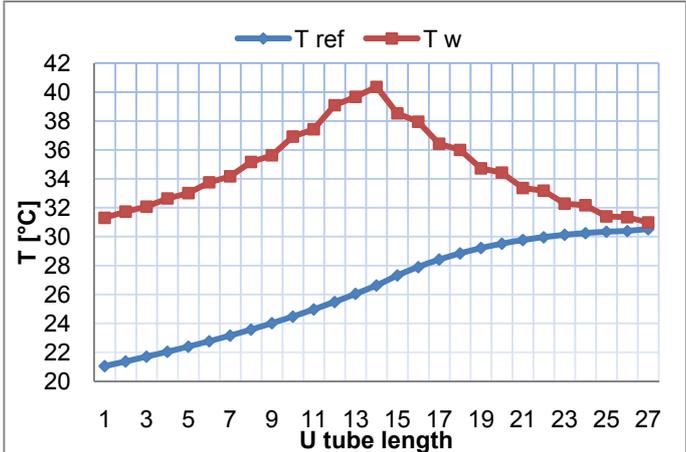


Figure 3.18: Temperature profile of MF2 with Mix 1 (0 K superheat).

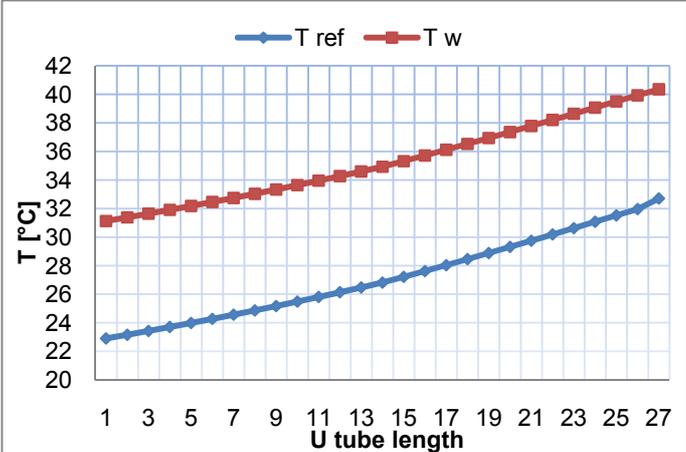


Figure 3.19: Temperature profile of CF with Mix 1 (0 K superheat).

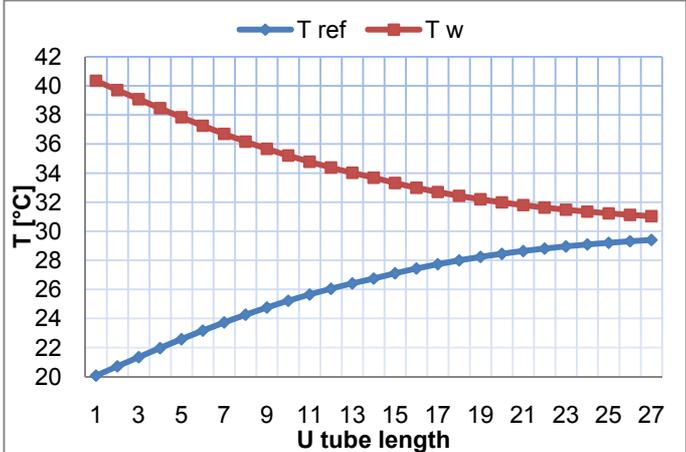


Figure 3.20: Temperature profile of PF with Mix 1 (0 K superheat).

Mix 1 refrigerant temperature distribution along the HX and its correspondent shell-side temperature are presented in Figure 3.17 through Figure 3.20 for the four configurations. The tube outlet condition is set to saturated vapour (0 K superheat) to isolate the temperature glide matching effect. In PF and MF2 configurations the pinch point occurs at the tube outlets and the temperature approach of MF2 is smaller than that of PF. Therefore temperature cross risk exists in MF2 configuration even with small vapour superheat values. In MF1 pinch point occurs at the shell flow exit either somewhere in the middle of the U tube length. Furthermore in MF1, a change in the non-linear tendency of the refrigerant temperature is observed when crossing the pinch point due to the change from parallel flow pattern before reaching the pinch to the counter-flow pattern. It reflects a non-uniform distribution of the heat flux along the HX. CF configuration is rather interesting because it shows the potential benefit of Mix 1 glide matching effect. Figure 3.20 shows almost two parallel temperature profiles with virtually no pinch point, but a constant temperature difference around 8.5 K very closed to the calculated MTD (cf. Table 3.3). Therefore the heat flux is almost uniformly distributed along the HX. As a result further improvements are possible in CF configuration by increasing the HX surface for example.

Figure 3.11 reports exergy losses curves with the working fluid Mix 1 as a function of superheat for the considered configurations. A clear difference in performance exists between the configurations for all superheat values. At 0 K superheat, supplementary exergy losses are added when simulating configurations CF, MF1, MF2, and PF respectively. With increasing superheat MF2 curve tends to follow PF curve and MF1 curve tends to follow CF curve. But still an average relative difference of 14% persists between MF2 and PF, and similarly an average relative difference of 11% between MF1 and CF.

Table 3.3: Simulation results for different HX configurations working with the three refrigerants.

Refrigerant HFC-134a

Superheat [K]	CF				MF1				MF2				PF			
	Pevap [bar]	Uglob [kW/m2.K]	MTD [K]	Exglob [kW]	Pevap [bar]	Uglob [kW/m2.K]	MTD [K]	Exglob [kW]	Pevap [bar]	Uglob [kW/m2.K]	MTD [K]	Exglob [kW]	Pevap [bar]	Uglob [kW/m2.K]	MTD [K]	Exglob [kW]
0	6.96	1.65	8.3	14.32	7.05	1.73	7.85	13.57	7.04	1.725	7.9	13.7	7.01	1.72	7.94	13.77
5	6.95	1.62	8.4	14.36	7	1.68	8.1	13.96	6.5	1.37	9.9	17.74	6.4	1.29	10.57	18.59
10	6.91	1.50	9.1	14.8	6.9	1.58	8.58	14.57	5.85	1.15	11.6	23	5.78	1.08	12.60	23.92

Refrigerant R-1407C

Superheat [K]	CF				MF1				MF2				PF			
	Pevap [bar]	Uglob [kW/m2.K]	MTD [K]	Exglob [kW]	Pevap [bar]	Uglob [kW/m2.K]	MTD [K]	Exglob [kW]	Pevap [bar]	Uglob [kW/m2.K]	MTD [K]	Exglob [kW]	Pevap [bar]	Uglob [kW/m2.K]	MTD [K]	Exglob [kW]
0	9.94	1.25	10.76	16.97	9.9	1.31	10.38	17.22	9.8	1.3	10.43	17.81	9.74	1.35	10.1	18.16
5	9.8	1.21	11.1	17.44	9.72	1.25	10.84	18.04	9.2	1.13	12.17	21.15	9.18	1.15	11.87	21.37
10	9.45	1.14	12.05	19.51	9.42	1.18	11.54	19.57	8.3	0.36	14.64	26.61	8.1	0.93	14.74	28.04

Refrigerant Mix 1

Superheat [K]	CF				MF1				MF2				PF			
	Pevap [bar]	Uglob [kW/m2.K]	MTD [K]	Exglob [kW]	Pevap [bar]	Uglob [kW/m2.K]	MTD [K]	Exglob [kW]	Pevap [bar]	Uglob [kW/m2.K]	MTD [K]	Exglob [kW]	Pevap [bar]	Uglob [kW/m2.K]	MTD [K]	Exglob [kW]
0	3.1	1.59	8.46	12.94	3	1.67	8	14.52	2.90	1.68	8.25	16.23	2.80	1.75	7.77	17.80
5	3	1.49	9.10	14.14	2.92	1.60	8.4	15.38	2.60	1.22	11.33	21.31	2.45	1.21	11.30	23.87
10	2.76	1.26	10.75	17.63	2.57	1.28	10.60	20.90	2.25	1.03	13.36	27.75	2.05	0.96	14.17	31.68

3.7 Conclusion

A new methodology of intermediate complexity level is developed to model the dry expansion shell-and-tube evaporators widely used in heat pumps and chillers. The model has a reasonable level of accuracy and uses fundamental physical principles in a finite volume approach capable of detecting the complex circuit of the shell-side flow.

The non-causal component based equation solver Modelica language is used to develop the model. No special effort is made to solve the highly non-linear system of equations resulting from the distributed parameter model of the heat exchanger. The simulation environment and solver used to compile Modelica language is Dymola™. The flexibility of the model gives a heat exchanger with a generic topology. Counter flow, parallel flow, and mixed parallel counter flow arrangements can be analyzed using the same model. The model is experimentally validated using the global performance of a standard dry expansion shell-and-tube evaporator working with HFC-134a in a heat pump system.

Three distinct working fluids, pure HFC-134a, the standard mixture R-407C, and a specially selected glide matching non-azeotropic refrigerant mixture are simulated in the same heat source duty with different shell-and-tube configurations. Three different gas superheat values are also taken into account. To evaluate the relative performance of the different shell-and-tube configurations for each working fluid satisfying the same cooling duty, the total amount of irreversibilities is considered by calculating the total exergy losses.

It is shown that for a pure refrigerant PF and MF2 configurations show closed performance and are very sensitive to the vapour superheat; on the contrary CF and MF1 configurations show also closed performance but are less sensitive to the superheat. For a balanced shell-and-tube heat exchanger using non-azeotropic refrigerant mixture, at 0 K superheat, a constant increase in exergy losses exists between configurations CF, MF1, MF2, and PF respectively. Furthermore, a significant difference in performance between the four configurations persists for all superheat values.

As a general conclusion, the effect of the temperature profile of any refrigerant mixtures can be substantial on the relative performance of a particular heat exchanger configuration compared to counter-flow configuration. Therefore, all the specific parameters studied in this paper must be investigated before considering the counter-flow arrangement as a closed approximation to the mixed-flow arrangement.

3.8 References

- Aime, M.L., Maffezzoni, C., 2000. Modelling and simulation of combined lumped and distributed systems by an object-oriented approach. *Mathematics and Computers in Simulation* 53, 345-351.
- Assaf, K., Sapora, E., Peureux, J.L., Zoughaib, A., Clodic, D., 2010. Experimental simulation of a heat recovery heat pump system in food industries. In: 13th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.
- Bell, K. J., 1963. Final Report of the Cooperative Research Program on Shell-and-tube Heat Exchangers; Bulletin No. 5; University of Delaware, Engineering Experimental Station, Newark, DE.
- Bell, K. J. 1981. Delaware method for the shell side design. In *Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*; Kakac, S., Bergles, A.E., Mayinger, F., 1981. Hemisphere, Washington, DC.
- Bowman, R.A., 1936. Mean temperature difference correction in multipass exchangers. *Ind Eng Chem* 28, 541- 544.
- Dietl, K., Vasel, J., Schmitz, G., 2008. Numerical simulation of a new cooling system for commercial aircrafts. In: 12th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.
- Ding, G.L., 2007. Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 30, 1119-1133.
- Dynasim, A.B., 2008. *Dynamic Modeling Laboratory : Dymola Users's Manual*. Sweden, Version 7.1. Lund: <http://www.dynasim.se/>.
- Fu, L., Ding, G., Zhang, C., 2003. Dynamic simulation of air-to-water dual-mode heat pump with screw compressor. *Applied Thermal Engineering* 23, 1629-1645
- Gungor, K.E., Winterton, R.H.S., 1987. Simplified general correlations for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data, *The Canadian Journal of Chemical Engineering Research & Design* 65, 148-156.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (sixth ed.), John Wiley & Sons, Inc, New York.
- Kern, D.Q. 1950. *Process heat transfer*, McGraw-Hill, New York.
- Lemmon, E.W., McLinden, M.O., Huber, M.L., 2008. NIST Standard Reference Database 23 (Refprop), Version 8.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
- Modelica Association, 2007. *Modelica Specification, version 3.0*. <http://www.modelica.org/documents>.
- Martinelli, R.C., Nelson, D.B., 1948. Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water. *Trans. ASME* 70, 695.
- Nagle, W.M., 1933. Mean temperature differences in multi pass heat exchangers. *Ind Eng Chem* 25, 604–609.
- Navarro-Esbrí, J., Ginestar, D., Belman, J.M., Milián, V., Verdú, G., 2010. Application of a lumped model for predicting energy performance of a variable-speed vapour compression system. *Applied Thermal Engineering* 30, 286-294.

- Ozden, E., Tari, I., 2010. Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management* 51, 1004-1014.
- Pfafferoth, T., Schmitz, G., 2004. Modelling and transient simulation of CO₂-refrigeration systems with Modelica. *International Journal of Refrigeration* 27, 42-52.
- Proß, K., Schmitz, G., Limperich, D., Braun, M., 2006. Influence of refrigerant charge variation on the performance of an automotive refrigeration system. In: 2008 International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.
- Schick Tanz, M., Nunez, T., 2009. Modelling of an adsorption chiller for dynamic system simulation. *International Journal of Refrigeration* 32, 588-595.
- Serth, R.W., 2007. *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. (Elsevier Science and Technology Publications), pp. 245–326
- TEMA, 1988. *Standards of the Tubular Heat Exchanger Manufacturers Association*, 7th ed., Tubular Heat Exchanger Manufacturers Association, New York.
- Thome, J.R., Shakir, S., 1987. A new correlation for nucleate boiling of aqueous mixtures. *AIChE Symposium Series* 83, (257), 46-51.
- Thome, J.R., Kattan, N., Favrat, D., 1994. Boiling of two zeotropic mixture and R-502 inside a plain horizontal tube. *Proc. Int. Conf. "CFCs, The day after"*, Padova, 565-574.
- Underwood, A.J.V., 1934. The calculation of the mean temperature difference in multi pass heat exchangers. *J Inst Petroleum Tech* 20, 145–158.
- Vera-García, F., García-Cascales, J.R., González-Maciá, J., Cabello, R., Llopis, R., Sanchez, D., Torrella, E., 2010. A simplified model for shell-and-tubes heat exchangers: Practical application. *Applied Thermal Engineering* 30, 1231–1241.
- Wang, F.Q., Maidment, G.G., Missenden, J.F., Tozer, R.M., 2007. A novel special distributed method for dynamic refrigeration system simulation. *International Journal of Refrigeration* 30, 887-903.
- Wei, D., Lu, X., Lu, Z., Gu, J., 2008. Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering* 28, 1216-1224.
- Winkler, J., Aute, V., Radermacher, R., 2008. Comprehensive investigation of numerical methods in simulating a steady-state vapour compression system. *International Journal of Refrigeration* 31, 930-942.
- Zivi, S.M., 1964. Estimation of steady state steam void fraction by means of the principle of minimum entropy production. *Journal of Heat Transfer* 86c, 247-252.
- Zhang, W.J., Zhang, C.L., 2006. A generalized moving-boundary model for transient simulation of dry-expansion evaporators under larger disturbances. *International Journal of Refrigeration* 29 (7), 1119-1127.
- Zhang, W.J., Zhang, C.L., Ding, G.L., 2009. Transient modeling of an air-cooled chiller with economized compressor. Part I: Model development and validation. *Applied Thermal Engineering* 29, 2396-2402

CHAPITRE 4 Simulation numérique et optimisation de la PAC industrielle

4.1 Revue des méthodes de modélisation des pompes à chaleur

4.1.1 Introduction

Le meilleur moyen de mesurer et comparer les performances des pompes à chaleur, ou les systèmes thermodynamiques en général, est par expérimentation sur un banc d'essais dédié. Mais les essais expérimentaux sont souvent complexes, coûteux et consommateurs en temps. La modélisation et la simulation numérique permettent de réduire les coûts, de gagner du temps et de faciliter la compréhension des phénomènes physiques liés aux problématiques étudiées (**Browne et Bansal, 1998a**).

Les applications de la modélisation numérique des pompes à chaleur peuvent être divisées en deux types de simulation :

- simulations « temps réel » dans la boucle de contrôle/commande ou du diagnostic des défauts de fonctionnement en régime transitoire. Le modèle est souvent dynamique dans ce cas (**Koury et al., 2001; Browne et Bansal, 2002 ; Haberschill et al., 2007**)
- simulations pour des besoins de conception et d'optimisation d'un système à construire ou d'analyse des performances d'un système existant. Le modèle est souvent statique dans ce cas, en régime permanent ou permanent glissant (**Browne et Bansal, 1998b; Jin et Spitler, 2002; Sarkar et al., 2006 ; Slim et al., 2008**).

Un système de PAC contient au moins quatre composants : un compresseur, un condenseur, un évaporateur et un détendeur. Généralement, une approche simplifiée est adoptée pour le modèle du compresseur qui est souvent empirique, basée sur des courbes caractérisant ses performances globales en fonction du point de fonctionnement. Cependant plusieurs niveaux de complexité de modélisation existent, selon le niveau de détails choisis des échangeurs, groupés en deux catégories:

- modélisation sans tenir compte des caractéristiques des échangeurs
- modélisation tenant compte des caractéristiques des échangeurs avec les trois niveaux suivants (complexité croissante) :
 - zonal : exemples dans (**Fu et al., 2002; Le et al., 2004**)
 - eiscrétisé : exemples dans (**Jia et al., 1995, 1999; Mithraratne et al., 2000; Beghi and Cecchinato, 2009**).
 - incrémental : exemple dans (**Karlsson and Vamling, 2005**)

Chacune des catégories et des sous-catégories de modélisation sont présentées et discutées dans les paragraphes suivants.

4.1.2 Modélisation sans tenir compte des caractéristiques des échangeurs

4.1.2.1 Cycle théorique

Selon le type des sources/puits (isotherme ou avec variation de température) le cycle théorique de Carnot ou de Lorenz est utilisé respectivement (voir Figure 4.1). Ni les propriétés du fluide, ni les caractéristiques des échangeurs ne sont prises en compte. La seule différentiation prise en compte est celle de la nature du fluide soit il est pur, soit c'est un mélange zéotrope avec un glissement de température.

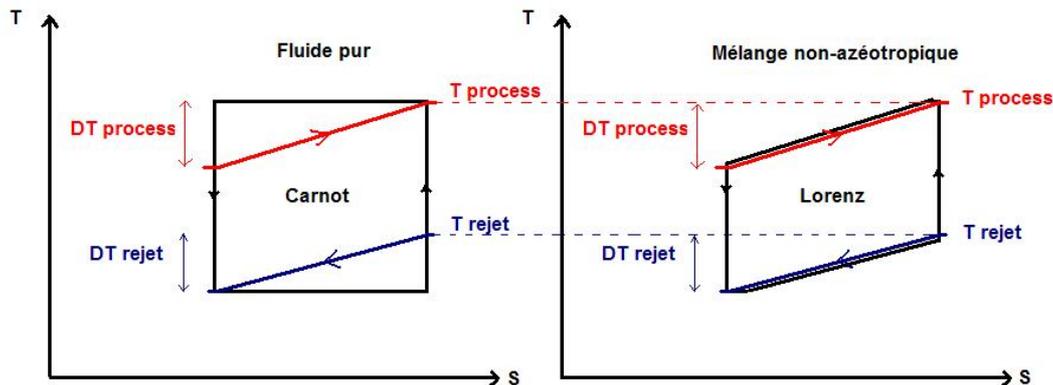


Figure 4.1 : Cycles théoriques de Carnot et de Lorenz

L'expression du cycle de Carnot (compression et détente isentropiques, condensation et évaporation isothermes) pour un corps pur est donnée par la formule classique suivante :

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{puits}}{T_{puits} - T_{source}} \quad 4.1$$

Où les températures T sont en Kelvin.

Selon la Figure 4.1 on peut substituer les températures de l'équation 4.1 par :

$$\begin{aligned} T_{puits} &= T_{process} \\ T_{source} &= T_{rejet} - \Delta T_{rejet} \end{aligned} \quad 4.2$$

Par analogie, l'expression du cycle de Lorenz (compression et détente isentropiques, condensation et évaporation avec un changement de température linéaire au changement d'enthalpie) s'écrit :

$$COP_{Lorenz} = \frac{\bar{T}_{puits}}{\bar{T}_{puits} - \bar{T}_{source}} \quad 4.3$$

En prenant comme hypothèse que les capacités calorifiques (C_p) des sources/puits sont constantes, les équations de leurs températures moyennes logarithmiques seront respectivement :

$$\bar{T}_{\text{puits}} = \frac{\Delta T_{\text{process}}}{\ln(T_{\text{process}} / (T_{\text{process}} - \Delta T_{\text{process}}))}$$

$$\bar{T}_{\text{source}} = \frac{\Delta T_{\text{rejet}}}{\ln(T_{\text{rejet}} / (T_{\text{rejet}} - \Delta T_{\text{rejet}}))}$$

4.4

Les valeurs des COP obtenus sont idéales correspondant aux valeurs maximales théoriquement atteignables pour un scénario sources/puits donné.

4.1.2.2 Cycle simple du fluide frigorigène

Dans ce cycle, les propriétés des fluides sont prises en compte dans le diagramme thermodynamique température/entropie (T, s) (voir Figure 4.2) ou température/enthalpie (T, h) avec des hypothèses simplificatrices. Les données d'entrée du modèle sont les suivantes:

- Surchauffe à la sortie de l'évaporateur
- Sous-refroidissement à la sortie du condenseur
- Pincement minimal au condenseur (fixe la température ou pression de condensation)
- Pincement minimal à l'évaporateur (fixe la température ou pression d'évaporation)
- Rendement isentropique du compresseur
- Rendement électromécanique du moteur

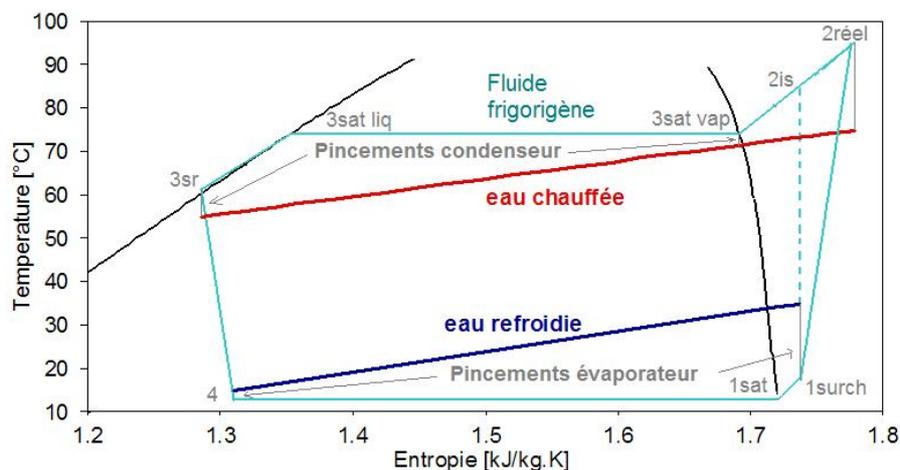


Figure 4.2 : Cycle simple d'un fluide frigorigène pur dans le diagramme thermodynamique (T, S)

Dans ce modèle, les caractéristiques des échangeurs ne sont pas prises en compte. En effet, le fait de fixer un pincement revient à assumer une surface d'échangeur variable selon le fluide (pur/mélange de fluides) et selon son coefficient d'échange correspondant. De plus, pour certaines configurations complexes d'échangeur, le pincement n'est ni à l'entrée, ni à la sortie de l'échangeur et il est difficile de le localiser a priori (voir échangeur du chapitre 3).

4.1.3 Modélisation tenant compte des caractéristiques des échangeurs

4.1.3.1 Modélisation zonale

Ce premier niveau de détail, modélise le condenseur en le découpant en trois zones :

- zone de désurchauffe
- zone de condensation
- zone de sous-refroidissement

Et l'évaporateur en le découpant en deux zones :

- zone d'évaporation
- zone de surchauffe

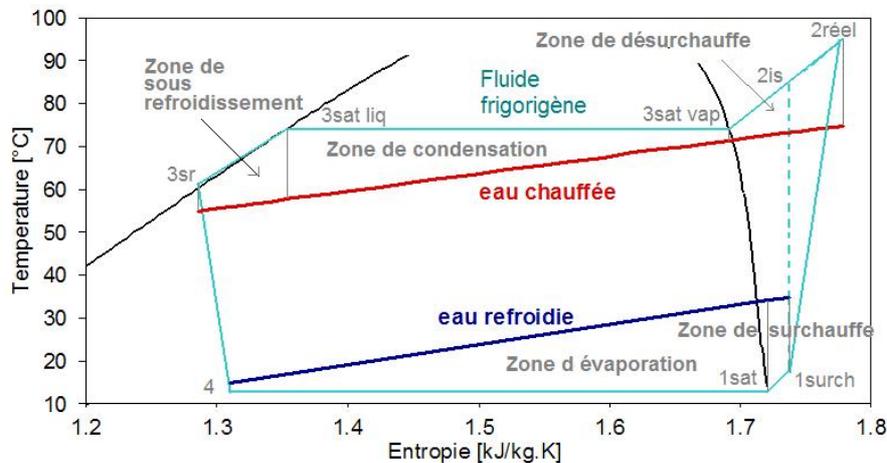


Figure 4.3 : Représentation de la modélisation zonale dans le diagramme thermodynamique (T, S)

Dans chaque zone le coefficient d'échange global (noté U) est supposé constant et les équations classiques des échangeurs monophasiques sont appliquées. Un calcul itératif sur la température (ou pression) de condensation et d'évaporation est nécessaire pour répartir les puissances selon les surfaces de chaque zone.

Tableau 4.1 : Spécificités de la modélisation zonale
Points faibles
Cas d'un fluide pur Manque de précision : hypothèse U est constant en diphasique alors qu'il est en fait très variable.
Cas d'un mélange avec glissement de température Manque de précision supplémentaire à cause de l'hypothèse Cp équivalente constante en diphasique, alors qu'il n'est pas forcément constant. En effet, la variation d'enthalpie n'est pas forcément linéaire avec la variation de la température.
Points forts
Temps de calcul de l'ordre des secondes sur un PC standard

Cette modélisation convient bien aux configurations d'échangeurs à co-courants ou contre-courants car les zones sont bien séparées (voir Figure 4.3).

Pendant pour les configurations quelconques, la modélisation convient au fluide pur seulement. En effet, une grande partie de l'échangeur est consacrée au changement de phase qui est isotherme et donc le résultat est indépendant de la configuration. La configuration globale peut être dans ce cas approchée par un contre-courant.

Le Tableau 4.1 résume les points forts et faibles de ce niveau de modélisation.

4.1.3.2 Modélisation discrétisée ou à paramètres distribués

Ce niveau de détail est de complexité intermédiaire. Chaque zone est discrétisée en un nombre de volumes finis unidimensionnels. Les propriétés locales du fluide sont calculées et

supposées constantes dans chaque volume. La variation de U en diphasique est donc prise en compte (à condition de choisir des corrélations bien adaptées à l'échangeur). De plus, la non linéarité de la température en fonction de l'enthalpie (cas général des mélanges à glissement de température) est prise en compte également grâce à la discrétisation.

Tableau 4.2 : Spécificités de la modélisation discrétisée
Points faibles
Temps de calcul de l'ordre de quelques minutes sur un PC standard
Compromis entre rapidité et précision
Points forts
Compromis entre précision et rapidité
Plus adapté pour mélange à glissement de température
Valide pour n'importe quelle configuration d'échangeur

Le Tableau 4.2 résume les points forts et faibles de ce niveau de modélisation. C'est ce niveau qui sera adopté par la suite pour modéliser les échangeurs de la PAC dans la section 4.2 de ce chapitre.

4.1.3.3 Modélisation incrémentale ou à éléments finis

Ce niveau de détail est le plus complexe. Cette modélisation relève des méthodes des éléments finis. Elle peut être pluridimensionnelle (2D ou 3D). Elle est implémentée dans des logiciels précis développés par des organismes de recherche spécialisés dont les plus utilisés sont brièvement présentés ci-dessous.

Fluent (ANSYS Inc.)

Logiciel régulièrement mis à jour et enrichi de nouvelles méthodes dont le cœur de calcul est la mécanique des fluides numérique (CFD) pour simuler les écoulements des fluides turbulents et les transferts thermiques monophasiques et diphasiques. Pour la modélisation des PAC, Fluent est particulièrement utile pour un calcul local précis du coefficient d'échange côté fluide secondaire dans les condenseurs/évaporateurs.

HTRI (Heat Transfer Research, Inc.) et HTFS (Aspen Technology, Inc)

Logiciels du commerce, utilisant des méthodes propriétaires développées par leurs organismes de recherche, non disponibles dans le domaine public. Ils fournissent un calcul complètement incrémental en 3D pour le calcul local de U et des pertes de charges. Ils sont utilisés pour la conception, modélisation et simulation des échangeurs monophasiques et diphasiques couplés aux calculs de vibrations induites et de résistance mécaniques. Ils sont reconnus particulièrement pour leur puissance de conception des échangeurs tubes calandres (Shell-and-tube heat exchangers).

Le Tableau 4.3 résume les points forts et faibles de ce niveau de modélisation.

Tableau 4.3 : Spécificités de la modélisation incrémentale
Points faibles
Modèle lourd à implémenter
Temps de calcul de l'ordre des dizaines de minutes sur un PC standard
Points forts
Plus de précision par rapport à tous les autres niveaux de modélisation
Tous types d'échangeurs et tous fluides

4.2 Modèle numérique de PAC industrielles liquide / liquide

4.2.1 Introduction

Un modèle numérique de PAC industrielles liquide / liquide est développé en régime permanent compte tenu des conditions généralement stables sur de longues périodes de temps pour l'exploitation des PAC dans le secteur industriel. Ce modèle s'adapte aussi au régime permanent glissant si la constante du temps de la PAC est largement inférieure à celle du changement des conditions opératoires du procédé industriel.

D'après la conclusion du deuxième chapitre, dans le but d'approfondir l'impact des différentes configurations des échangeurs multitubulaires sur les performances de la PAC avec des mélanges de fluides à grand glissement de température, la modélisation des échangeurs est choisie selon le niveau discrétisé (voir paragraphe 4.1).

Le langage Modelica (**Modelica, 2007**) est utilisé dans l'environnement Dymola™ version 7.1 (**Dynasim, 2008**). L'intégration dans l'environnement Dymola™ permet d'établir une stratégie cumulative facilitant la réalisation de bibliothèques de composants. De plus, grâce au solveur d'équation dynamique de Dymola™, la base du passage à un modèle transitoire de la PAC est bien établie pour un développement ultérieur.

4.2.2 Modèle de l'évaporateur

L'évaporateur est de type tubes-calandre Dry Ex (ou à détente sèche) avec deux passes pour le fluide frigorigène côté tubes et le fluide secondaire circule à l'extérieur des tubes guidé par des chicanes dans la calandre. Ce type d'évaporateur est très utilisé pour les PAC de petites et moyennes puissances industrielles. La configuration de l'évaporateur étant mixte co-courants/contre-courants, le niveau de complexité intermédiaire par discrétisation en volumes finis est indispensable pour simuler son fonctionnement avec les mélanges à glissement de température pendant l'évaporation. Cet évaporateur est décrit en détails dans le troisième chapitre. Son modèle numérique est développé, expliqué et validé expérimentalement dans le chapitre 3 également.

4.2.3 Modèle du condenseur

Le condenseur, de type multitubulaire aussi, est largement utilisé dans les systèmes frigorifiques et les pompes à chaleur industrielles pour les moyennes et grandes puissances. Les gaz chauds du fluide frigorigène se condensent à l'extérieur des tubes en cédant cette chaleur de condensation à l'eau circulant dans les tubes suivant deux passes. La Figure 4.4 montre le schéma de principe du condenseur de la PAC industrielle étudiée et le Tableau 4.4 fournit ses caractéristiques géométriques.

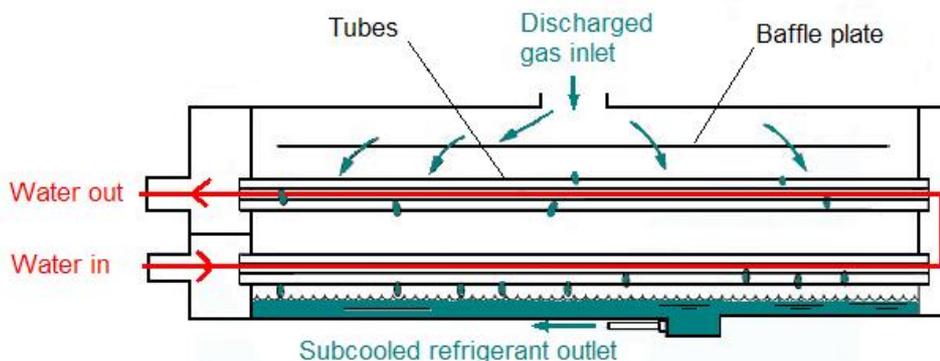


Figure 4.4 : Schéma de principe du condenseur tubes-calandre

La modélisation de ce condenseur est complexe. La condensation est affectée à la fois par les caractéristiques géométriques des tubes et par les forces de gravité et de tension de surface. D'autres facteurs, comme l'effet des contraintes de cisaillement de la vapeur et l'inondation par les condensats des tubes inférieurs, ont aussi un impact sur le transfert de chaleur.

Tableau 4.4 : Caractéristiques géométriques du condenseur	
Nombre de passes côté tubes	2
Nombre de tubes de la première passe	90
Nombre de lignes de tubes de la première passe	5
Nombre de tubes de la seconde passe	60
Nombre de lignes de tubes de la seconde passe	4
Pas [m]	0,02222
Diamètre intérieur des tubes [m]	0,01565
Diamètre extérieur des tubes avec ailettes [m]	0,0189
Surface extérieure effective par mètre de tube, S_{ext} [m ² /m]	0,2436
Surface intérieure effective par mètre de tube, S_{int} [m ² /m]	0,0845
Longueur utile des tubes [m]	2,92

Pour simplifier le modèle, le fluide frigorigène refoulé par le compresseur est considéré en état de vapeur saturée à l'entrée du condenseur. Cependant, bien que la désurchauffe des vapeurs ne soit pas modélisée, sa chaleur est comptée dans le bilan final du chauffage de l'eau traversant le condenseur. Cette hypothèse surdimensionne la surface de condensation car l'écart de températures plus élevé entre la vapeur et les tubes n'est pas pris en compte.

La structure géométrique des condenseurs tubes-calandre implique l'existence d'une surface libre liquide-vapeur qui ne peut être qu'à la température de saturation. Le sous-refroidissement du liquide ne peut donc provenir que de l'échange avec les derniers tubes et de la hauteur hydraulique dans la soute du condenseur. Cette faible hauteur entraîne un faible sous-refroidissement de l'ordre de 1 K selon « ASHRAE handbook » (**ASHRAE, 2000**). D'autre part, le sous-refroidisseur intégré n'est pas considéré dans le modèle, et donc pas de tubes submergés dans les condensats du fluide frigorigène. Par conséquent, le fluide à la sortie du condenseur possède un état de liquide saturé.

Outre les considérations ci-dessus, le modèle du condenseur est basé sur les hypothèses suivantes:

- régime permanent
- condenseur adiabatique, pas de pertes calorifiques vers l'environnement
- variations des énergies cinétiques et potentielles négligées
- conduction de chaleur axiale et à travers les surfaces des tubes négligées
- pertes des charges négligées côté tubes et côté calandre

Sur la base des hypothèses précédentes, les équations discrétisées, en utilisant la conservation de la masse et de l'énergie dans chaque volume de contrôle, s'écrivent :

$$\dot{Q}(i, j) = \dot{m}_{eau} c_p (T_{eau}(i, j + 1) - T_{eau}(i, j)) = \dot{m}_f (h_f(i, j) - h_f(i + 1, j)) \quad 4.5$$

$$\dot{Q}(i, j) = U(i, j) S(i, j) (T_f(i, j) - T_{eau}(i, j)) \quad 4.6$$

$$\dot{Q}_{tot} = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^k \dot{Q}(i, j) \quad 4.7$$

$U(i,j)$ est le coefficient d'échange global de chaque volume discrétisé (i,j) , basé sur la surface effective extérieure $S(i,j)$ donnée par l'équation 4.9 fonction de N_{tubes} horizontaux ayant une longueur discrétisée L_{tubes}/k suivant la direction de circulation de l'eau. L'expression de $U(i,j)$ est donnée par l'équation fondamentale 4.8 :

$$U(i,j) = \frac{\alpha_f(i,j)\alpha_{eau}}{\alpha_f(i,j)(S_{ext}/S_{int}) + \alpha_{eau}} \quad 4.8$$

$$S(i,j) = N_{tubes}S_{ext} \frac{L_{tubes}}{k} \quad 4.9$$

Pour chaque passe des tubes, l'échangeur est discrétisé selon deux indices, un indice horizontal selon j (allant de 1 à k) et un autre vertical selon i (allant de 1 à m)

Où :

- m correspond à une valeur physique qui est le nombre de lignes des tubes horizontaux de la passe correspondante
- N_{tubes} correspond au nombre de tubes horizontaux sur chaque ligne
- k est le nombre total de discrétisation horizontale selon la précision voulue.

Pour la 1^{ère} passe : $m = 5$ et $N_{tubes} = 18$ ($k = 20$) et pour la 2^{ème} : $m = 4$ et $N_{tubes} = 15$ ($k = 20$)

Les mêmes équations sont valables pour chaque passe de tubes, compte tenu des hypothèses suivantes :

- à la fin de la première passe, les débits d'eau des 90 tubes sont mélangés. Ils sont répartis dans les 60 tubes de la deuxième passe avec une seule température d'entrée : celle du mélange
- par analogie, le débit vapeur de fluide frigorigène, après avoir traversé perpendiculairement la seconde passe, est homogène caractérisé par une enthalpie et donc un titre.

α_{eau} est le coefficient d'échange côté eau de chaque volume discrétisé, calculé par la corrélation conventionnelle de Dittus-Boelter pour une convection forcée à l'intérieur des tubes. Sa valeur est constante par passe de tubes.

$\alpha_f(i,j)$ est le coefficient d'échange moyen côté calandre du film du fluide condensé dans chaque volume discrétisé (i,j) . Plusieurs corrélations sont présentées dans la littérature pour évaluer ce coefficient. La corrélation de Beatty et Katz (1948) pour des tubes améliorés est la plus employée (Browne and Bansal, 1998b; Le et al., 2004; Karlsson and Vamling, 2005). Mais selon Cavallini et al. (2003), la corrélation de Beatty et Katz ne prend pas en compte l'effet de la tension de surface. Pour simplifier le modèle, la corrélation de Dhir et Lienhard's (1971) pour un film laminaire de condensation autour d'un tube circulaire est adoptée. Pour un tube horizontal, le coefficient d'échange moyen s'écrit selon l'équation 4.10 (Incropera et al., 2007):

$$\alpha_f(i,j) = 0.729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h_{lv}}{\mu_l(T_{sat}(i,j) - T_{eau}(i,j))D} \right]^{1/4} \quad 4.10$$

D'après les chercheurs, le point faible de cette corrélation est qu'elle néglige le transfert de chaleur avec le film communiquant entre les tubes verticaux et le gain en quantité de mouvement causée par l'accélération gravitaire. De ce fait, elle sous-estime le transfert de chaleur de condensation par rapport aux résultats expérimentaux. Cependant, dans le modèle développé, cette sous-estimation du coefficient d'échange est relativement compensée par la surestimation de la surface de condensation (voir plus haut).

4.2.4 Modèle du moto-compresseur

Le modèle du compresseur de type volumétrique (à double vis) est empirique, basé sur les courbes de performance mesurées par le constructeur. Le modèle permet de calculer le débit massique du fluide frigorigène et la puissance mécanique du compresseur et électrique du moteur.

Le débit massique du fluide frigorigène aspiré par le compresseur est donné par l'expression :

$$\dot{m}_f = \rho_{asp} \dot{V}_{bal, N_0} \frac{N}{N_0} \eta_v \quad 4.11$$

Où η_v est le rendement volumétrique du compresseur fourni par le constructeur et exprimé comme une fonction (équation 4.12) du taux de compression τ et de la vitesse du moteur (noté N) en tours par minute (RPM) (N_0 étant la vitesse nominale égale à 2 950 RPM).

$$\eta_{vol}(N, \tau) = (10^{-9} * N^2 - 3 * 10^{-6} * N - 0,0196) * \tau + (-2 * 10^{-8} * N^2 + 10^{-4} * N + 0,7305) \quad 4.12$$

L'expression de la puissance isentropique de compression est donné par :

$$\dot{W}_{is} = \dot{m}_f (h_{is} - h_{asp}) \quad 4.13$$

La compression étant considérée adiabatique, la puissance réelle de compression est donnée dans l'équation 4.14. Elle se base sur le rendement nommé « isentropique » car il se réfère à l'évolution isentrope et qui est déterminé par les données du constructeur et exprimé comme une fonction du taux de compression τ et de la vitesse du moteur N en tours par minute (RPM) (voir l'équation 4.15). Cependant il s'agit plutôt d'un rendement indiqué car les pertes mécaniques internes au compresseur et associées à la lubrification sont prises en compte dans ce rendement « isentropique ». La Figure 4.5 illustre les courbes des rendements isentropiques pour trois valeurs de RPM.

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{W}_{is}}{\eta_{is}} = \dot{m}_f (h_{ref} - h_{asp}) \quad 4.14$$

$$\eta_{is}(N, \tau) = (-4 * 10^{-10} * N^2 + 2 * 10^{-6} * N - 0,0014) * \tau^2 + (5 * 10^{-9} * N^2 - 3 * 10^{-5} * N - 0,0185) * \tau + (-2 * 10^{-8} * N^2 + 10^{-4} * N + 0,6761) \quad 4.15$$

Le compresseur à vis étant doté d'un volume interne ajustable, l'expression du rendement isentropique de l'équation 4.15 assume que le rapport de volume interne optimal est établi selon les conditions de fonctionnement.

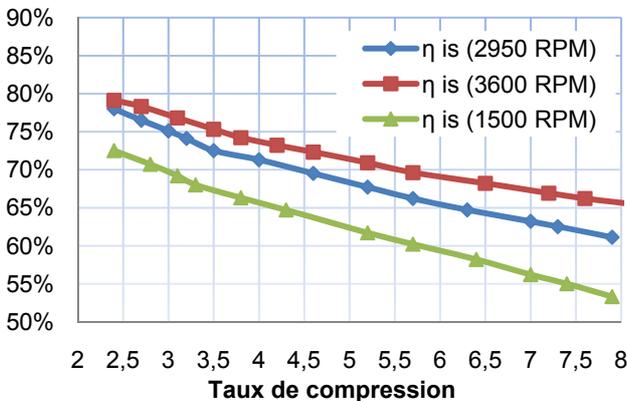


Figure 4.5 : Courbes des rendements isentropiques du compresseur

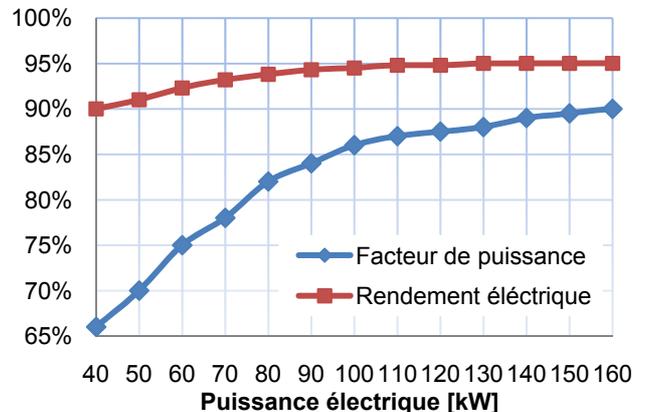


Figure 4.6 : Courbes caractéristiques du moteur électrique

D'après le constructeur, la courbe de variation du rendement du moteur est montrée dans la Figure 4.6, tenant compte des pertes électromécaniques. La puissance électrique absorbée par le moto-compresseur est exprimée alors par l'équation 4.16 :

$$\dot{W}_{mot} = \frac{\dot{W}_{comp}}{\eta_{mot}} \quad 4.16$$

A titre de validation expérimentale, la courbe des rendements isentropiques théoriques selon les données du constructeur est comparée à celle expérimentale (Figure 4.7) à partir des mesures des essais du chapitre deux, pour une vitesse moteur fixe de 2 950 RPM.

On remarque bien que la courbe de tendance des valeurs mesurées des rendements isentropiques est inférieure à celle théorique d'une valeur moyenne de 10 %.

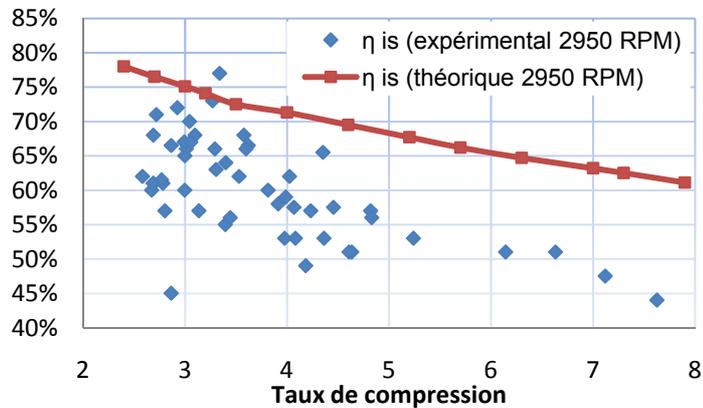


Figure 4.7 : Comparaison des rendements isentropiques théoriques et mesurés pour 2 950 RPM

Une observation expérimentale analogue montre que le rendement du moteur électrique dans la plage des essais effectués garde toujours une valeur constante autour de 90 %.

4.2.5 Modèle de l'organe de détente

L'organe de détente est considéré isenthalpique. Il n'est pas modélisé physiquement mais sa fonction est prise en compte à travers une surchauffe constante fixée à l'avance à la sortie de l'évaporateur et un titre vapeur à l'entrée. En régime permanent, le débit massique du fluide frigorigène qui le traverse est égal à celui aspiré par le compresseur.

4.2.6 Modèle des mélanges de fluides frigorigènes

Les propriétés thermodynamiques et de transports des mélanges de fluide frigorigènes sont adoptées selon les règles de mélange de REFPROP de NIST version 8.0 (Lemmon et al., 2008).

4.2.7 Modèle du système complet

Le modèle de chaque composant est écrit en utilisant le langage Modelica (Modelica, 2007) dans l'environnement Dymola™ version 7.1 (Dynasim, 2008) compte tenu de son caractère non-causal et modulaire adapté à la modélisation des systèmes physiques, ainsi que sa capacité à résoudre les systèmes d'équations fortement non linéaires « Equation Solver » résultants principalement des discrétisations des échangeurs.

L'assemblage des composants dans Dymola™ se modélise via des connecteurs simulant un contact physique et communiquant les trois variables (la pression, l'enthalpie et le débit massique du fluide frigorigène) comme montré dans la Figure 4.8.

De point de vue mathématique, le modèle global de la PAC est traduit par Dymola™ en un système d'équations non linéaires qui est résolu par les algorithmes internes de son solveur numérique.

Le Tableau 4.5 résume les variables d'entrées/sortie de simulation du modèle numérique global de la PAC. Les variables d'entrée du modèle sont principalement les températures d'entrée et les débits volumiques des (source/puits) ainsi que la surchauffe des gaz désirée à l'aspiration du compresseur. Les principaux résultats de simulation sont les profils des températures et les puissances thermiques au condenseur et à l'évaporateur ainsi que la puissance électrique du moteur. Ces résultats sont suffisants pour calculer le COP de la PAC et établir un bilan exergetique selon les équations du deuxième chapitre (section 2.4).

Tableau 4.5 : Variables d'entrées/sorties de la simulation numérique de la PAC	
Entrées de la simulation	
Température d'eau entrée condenseur [°C]	
Débit volumique d'eau entrée condenseur [m ³ /h]	
Température d'eau entrée évaporateur [°C]	
Débit volumique d'eau entrée évaporateur [m ³ /h]	
Température de sortie condenseur [°C]	
Surchauffe sortie évaporateur [K]	
Résultats de la simulation	
Pression/température de condensation [MPa/°C]	
Puissance calorifique du condenseur [kW]	
Pression/température d'évaporation [MPa/°C]	
Puissance frigorifique de l'évaporateur [kW]	
Vitesse de rotation du moteur [RPM]	
Débit massique du fluide frigorigène [kg/s]	
Puissance électrique absorbée du moteur [kW]	
COP de la PAC	

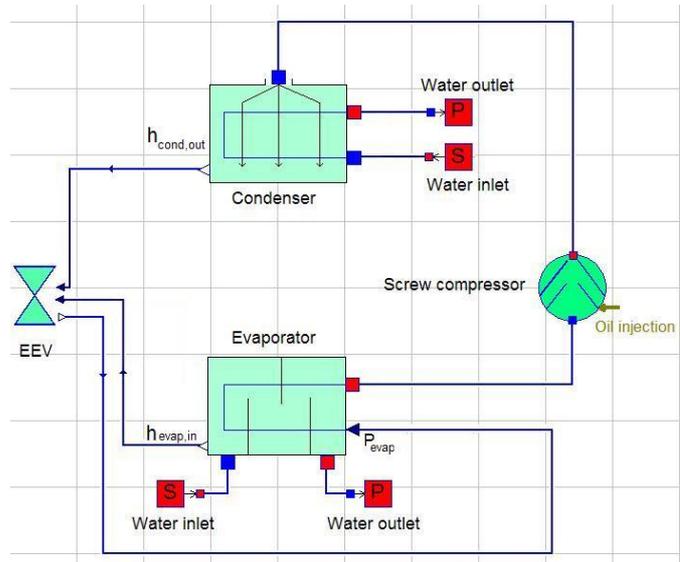


Figure 4.8 : Modèle global de la PAC assemblé dans l'environnement graphique (GUI) de Dymola™

4.3 Mélanges de fluides frigorigènes

Le potentiel des mélanges à grand glissement de température est discuté dans le deuxième chapitre. Toutefois une condition essentielle est le choix sur mesure du mélange en fonction des caractéristiques des sources/puits. Cette section aborde les critères de sélection des fluides purs et la méthodologie de choix d'un mélange pour PAC à haute température.

4.3.1 Fluides purs pour PAC industrielle à haute température

D'après le tableau 1.7 du chapitre 1 section technologie des fluides frigorigènes, une liste des fluides alternatifs pour PAC industrielle à haute température a été fournie. Ces fluides sont de types : HFC, fluides inorganiques et hydrocarbures. En tenant compte de cette liste, les fluides suivants ne sont pas considérés dans les mélanges :

- les hydrocarbures (propane, butane, etc.) sont éliminés car fortement inflammables : groupe A3
- l'Ammoniac (R-717), à la fois toxique et inflammable (groupe B2), est également éliminé pour des questions de sécurité
- le CO₂ (R-744) n'est pas considéré dans cette étude, car d'une part sa température critique est très basse (31 °C) et d'autre part il a été vérifié par Nehme (2009) qu'il se mélange mal avec les autres fluides à cause de sa haute volatilité
- Le R-1234ze(Z) est un fluide en phase de développement, ses propriétés thermodynamiques sont encore inconnues et donc il n'est pas considéré.

Cette première sélection donne une liste préliminaire de fluides potentiels pour un mélange et propriétés correspondantes dans le Tableau 4.6 par ordre de GWP décroissant.

Tableau 4.6 : Propriétés des fluides purs potentiels pour un mélange pour PAC à haute température					
Hydrofluorocarbures (HFC)					
Nom du fluide	Masse molaire [g/mol]	Pression critique [bar]	Température critique [°C]	GWP (4 AP IPCC)	Groupe de sécurité
R-236fa	152	32	124,9	9810	A1
R-227ea	170	29,2	101,8	3220	A1
R-125	120	36,2	66	3500	A1
R-134a	102	40,6	101	1430	A1
R-245fa	134	36,5	154,1	1030	B1
R-365mfc	148	32,7	186,9	910	A2
R-32	52	57,8	78	675	A2
R-152a	66	45,2	113,5	124	A2
R-1234yf	114	32,7	94,8	4	A2 (low)

La Figure 4.9 présente les courbes de saturation liquides et vapeurs des différents fluides sélectionnés dans le Tableau 4.6. Les courbes sont tracées dans le diagramme température entropie (T-s) avec une entropie adimensionnelle normalisée pour faciliter la comparaison. On remarque que le R-32 et le R-125 présentent des températures critiques relativement basses pour un fonctionnement en pompe à chaleur. Les R-134a, R-1234yf, R-227ea et R-152a présentent des températures critiques comparables autour de 100 °C. Les R-236fa, R-245fa et R-365mfc présentent des températures critiques progressivement plus élevées jusqu'à environ 187 °C pour le R-365mfc.

La pente de la courbe de saturation (dT/ds) est reliée aux propriétés thermodynamiques du fluide et à la capacité calorifique de sa molécule. Cette dernière est fonction de la complexité de la molécule et de la longueur de chaîne de sa molécule. Cette pente augmente autant

avec la complexité de la molécule. Un fluide présentant des pentes positives nécessite des adaptations pour ajuster son cycle thermodynamique tel qu'un échangeur liquide/vapeur pour augmenter la surchauffe à l'aspiration du compresseur afin d'éviter de refouler en liquide.

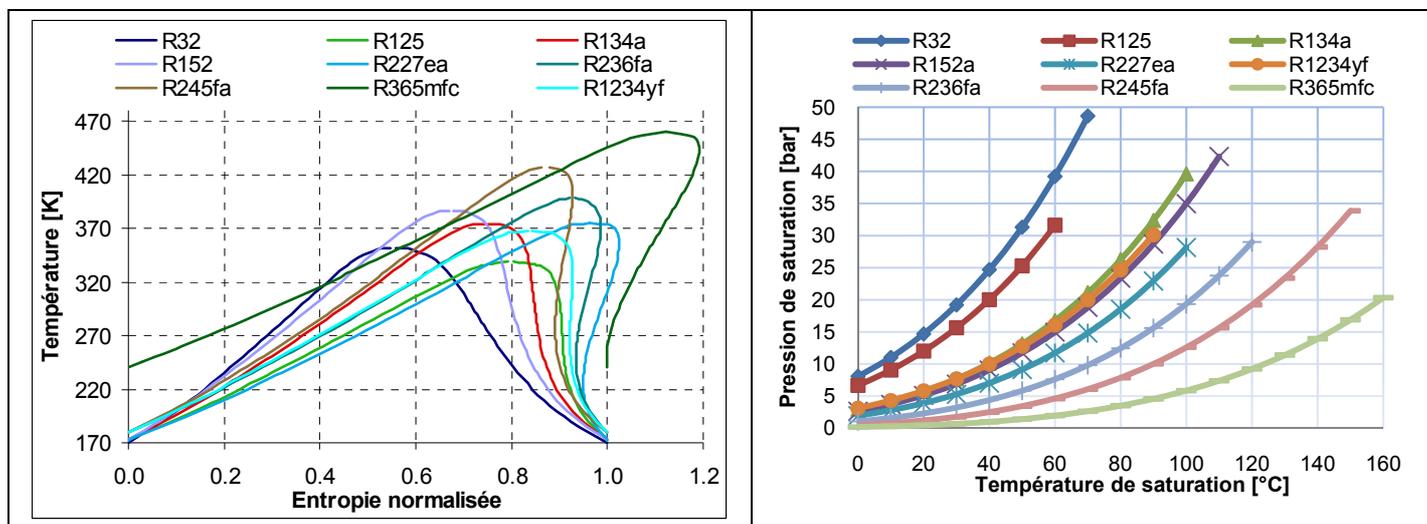


Figure 4.9 : Diagramme (T-S) normalisé des différents fluides purs sélectionnés

Figure 4.10 : Pression de saturation des différents fluides purs sélectionnés

Cependant, la température critique n'est pas le seul critère pour évaluer la capacité d'un fluide à fonctionner avec des températures de condensation élevées. La pression de condensation est aussi un critère de sélection d'un fluide à haute température à cause des limitations de pression. La Figure 4.10 montre les courbes de variations des pressions de saturation en fonction de la température. Elle montre bien les températures de condensation maximales utilisables pour chaque fluide à une valeur de pression fixée. Pour une limite d'un compresseur standard de 2,5 MPa, un premier groupe de fluide est intéressant pour une PAC à haute température (R-134a, R-1234yf et R-152a) possédant une température maximale de condensation à 80 °C. Un deuxième groupe de fluide (R-227ea, R-236fa, R-245fa et R-365mfc) dits à fluides « basse pression » s'adaptent facilement à des températures de condensation supérieures à 90 °C.

En résumé d'après cette analyse préliminaire du Tableau 4.6 et des Figure 4.9 et Figure 4.10 on peut tirer les points suivants.

- Le R-32 et le R-125 ne peuvent être utiles que dans un mélange pour augmenter la capacité calorifique volumique due à leurs relatifs faibles volumes massiques. Le μ R-125 possédant une température critique moins élevée que le R-32 et un GWP de loin plus élevé, sera éliminé de la liste des fluides potentiels pour un mélange. On ne gardera que la possibilité d'utiliser le R-32 dans un mélange.
- Les R-134, R-1234yf et R-152a possèdent des propriétés thermodynamiques similaires avec des différences en termes de GWP et d'inflammabilité. Ils sont utiles pour un mélange.
- Les fluides « basse pression » sont indispensables pour constituer un mélange pour un fonctionnement à haute température. Cependant, à cause des grandes valeurs de GWP du R-236fa et R-227ea (9810 et 3220 respectivement), ces deux frigorigènes sont éliminés de la liste des fluides. Et finalement entre le R-245fa et le R-365mfc possédant des GWP et propriétés thermodynamiques comparables, le R-245fa est préféré au R-365mfc puisqu'il est non inflammable.

4.3.2 Méthode de sélection des mélanges de fluides frigorigènes

La compatibilité des fluides avec les lubrifiants et les joints ainsi que leurs stabilités chimiques à haute température ont été discuté dans le chapitre 1. Ces propriétés indispensables des mélanges de fluides ne peuvent être validées qu'expérimentalement.

Les autres principales caractéristiques souhaitées pour les mélanges et qui peuvent être calculées sont les suivantes:

- faible GWP
- COP élevé (rendement exergétique élevé)
- puissance calorifique volumétrique élevée afin de réduire le volume balayé (le coût) du compresseur
- faible température de refoulement compresseur
- pression de condensation dans la limite des valeurs standards
- très modérément inflammable.

En effet, les fluides explosifs et hautement inflammables (groupe de sécurité A3) sont déjà éliminés de la liste des fluides. Cependant, il reste des fluides de classe A2 ou A2L (R-32, R-152a et R-1234yf) qui influencent le niveau d'inflammabilité du mélange. Pour classer les mélanges selon leurs niveaux d'inflammabilité, un indice désigné par RF-Number (**Kondo et al., 2002**) est utilisé, dont la formule est donnée par l'équation 4.17 :

$$RF = \frac{\sqrt{LFL * UFL} - LFL}{LFL} \times \frac{P_c}{M_m} \quad 4.17$$

Où,

RF:	RF-Number	[J/g]
LFL :	limite d'inflammabilité inférieure	[%]
UFL :	limite d'inflammabilité supérieure	[%]
Pc :	pouvoir calorifique ou chaleur de combustion molaire	[J/mol]
Mm :	masse molaire du fluide	[g/mol]

Après avoir calculé le RF-Number, les mélanges ayant un RF négatif ou nul sont classés non inflammable, un RF inférieur à 30 sont classés modérément inflammables et un RF supérieur à 30 hautement inflammables.

Compte tenu des caractéristiques précédentes, une méthode de sélection des mélanges de fluides frigorigènes basée sur une optimisation multi-objective a été développée et programmée en langage VISUAL BASIC par Rahhal (**2006**) au CEP de MINES ParisTech.

Dans cette thèse, un mélange de fluides non-azéotropiques pour PAC industrielle à haute température figurant dans une liste de mélanges déjà optimisés par Murr (**2010**) selon l'application (voir Tableau 4.7), est repris pour les simulations de la section suivante.

Application : $\Delta T_{process}$ [K]	Composition du mélange [% en masse]	Glissement au condenseur [K]	Glissement à l'évaporateur [K]
10	5 % R-32, 50 % R-245fa, 45 % R-134a	10 ±1	13 ±1
	20 % R-152a, 55 % R-245fa, 25 % R-134a	9 ±1	10 ±1
15	10 % R-32, 40 % R-245fa, 50 % R-1234yf	14 ±1	13 ±1
	15 % R-32, 50 % R-245fa, 35 % R-152a	15 ±1	16 ±1
20	20 % R-32, 40 % R-245fa, 40 % R-152a	19 ±1	16 ±1
	20 % R-32, 45 % R-245fa, 35 % R-152a	20 ±1	17 ±1

4.4 Résultats des simulations et discussions

4.4.1 Scénarios des simulations

Comme déjà mentionné au début du chapitre, le meilleur moyen d'analyser les performances des PAC est l'expérimentation. Cependant la simulation numérique s'avère capitale pour une investigation préliminaire et rapide. Pour analyser l'impact des différentes configurations des technologies des échangeurs tubes-calandre sur le potentiel de ces mélanges, les données des scénarios du Tableau 4.8 sont proposées. La variation de température du process étant de 20 K, un mélange optimisé avec un glissement de température de 20 K du Tableau 4.7 est choisi pour la simulation. Le modèle de la PAC développé dans la section 4.2 intègre des échangeurs avec un niveau de détail suffisant pour prendre en compte l'effet des mélanges à grand glissement de température.

Tableau 4.8 : données des scénarios de simulations	
Données du scénario d'intégration (profils des composites)	
M_{process} [m ³ /h]	21,5
$T_{\text{e cond}}$ [°C]	55
M_{rejet} [m ³ /h]	15,5
T_{rejet} [°C]	35
Donnée fixant la puissance thermique de la PAC (500 kW)	
T_{process} [°C]	75
Choix des composants de la PAC	
Fluide	R-134a
	Mélange (noté M1) (20 % R-32, 45 % R-245fa, 35 % R-152a) en masse
Condenseur tubes calandres	Configuration originale : croisée à tendance contre-courants
	Configuration modifiée : contre-courants pure
Evaporateur tubes calandres	Configuration originale : mixte co-courants/contre-courants
	Configuration modifiée : contre-courants pure
Compresseur	Courbes des différents rendements selon données constructeur
	Rendements isentropique et volumétrique constants (70 % et 90 % respectivement)

Le modèle développé des échangeurs tubes-calandre étant de configuration générique, la simulation de n'importe quelle configuration est possible. En effet, il suffit de faire correspondre les indices des volumes de contrôles discrétisés selon la configuration souhaitée (voir la matrice de correspondance du troisième chapitre) pour construire l'échangeur.

Concernant le modèle du moto-compresseur, les hypothèses suivantes sont prises :

- courbes des rendements du compresseur ne dépendent pas du fluide mais seulement du taux de compression et de la vitesse de rotation (RPM)
- rendement électrique du moteur constant, égal à 90 %.

Pour toutes les simulations, la puissance calorifique de 500 kW est assurée par la variation de vitesse du moteur électrique qui contrôle le volume balayé du compresseur. En effet, la masse volumique varie en fonction de la température à la sortie de l'évaporateur et, selon le

scénario, un volume balayé différent est demandé pour aspirer la quantité de fluide frigorigène nécessaire pour fournir cette puissance thermique (voir l'équation 4.11).

4.4.2 Résultats et discussions

4.4.2.1 Résultats avec variation du rendement isentropique du compresseur

Des simulations numériques selon les scénarios du Tableau 4.8 sont lancées. Première simulation avec le fluide pur (R-134a qui est utilisé dans la PAC du banc d'essais) qui est relativement indépendante de la configuration des échangeurs et donc valable pour toute configuration. Puis deux simulations avec le mélange et les deux configurations du condenseur et évaporateur (originales et modifiées). Et finalement les deux dernières simulations sont répétées avec les surfaces des échangeurs augmentées du double.

Le Tableau 4.9 résume les principaux résultats des simulations : les pressions du fluide/mélange dans les échangeurs, le volume balayé du compresseur, le débit massique qui circule dans le système en régime stabilisé et la puissance électrique absorbée par le moto-compresseur. On constate que le volume balayé (proportionnel à la vitesse du moteur N) peut augmenter jusqu'à 80 % de la valeur nominale selon les cas.

Simulation	P evap [bar]	P cond [bar]	V balayé [m ³ /h]	Débit fluide [kg/s]	W elec [kW]
R-134 (toute configuration)	4,72	22,06	512	2,83	149
M1 tubes-calandres	2,35	14,34	934	2,09	166
M1 tubes-calandres (S augmentée)	2,4	14,34	911	2,09	164
M1 tubes-calandres contre-courants	3	13,52	720	2,15	132
M1 tubes-calandres contre-courants (S augmentée)	3,59	13,04	600	2,21	110

Les résultats des simulations donnent les profils des températures dans les échangeurs qui sont représentés dans les diagrammes (T, s) pour quatre simulations dans la Figure 4.11 jusqu'à la Figure 4.14. Pour les mêmes variations de températures des source/puits, les variations de températures du fluide/mélange sont présentées selon les cas. Dans les simulations des mélanges, malgré la même valeur du glissement de température pendant les changements de phase, les caractéristiques des échangeurs (configuration et surface de l'échangeur) influencent significativement la température moyenne d'évaporation et de condensation.

Pour une étude plus approfondie, une analyse exergetique selon les équations du deuxième chapitre est appliquée aux résultats de simulations.

Le Tableau 4.10 présente les résultats de la répartition des usages de l'exergie entre exergie utile et exergie détruite dans les cinq composants de la PAC (condenseur, évaporateur, détenteur, compresseur et moteur).

On remarque bien qu'avec la configuration originale des tubes-calandre, le potentiel des mélanges pour la réduction des pertes exergetiques est atténué dans l'évaporateur (pertes diminuent de 9,2 % à 8,7 %). Dans le condenseur, l'effet des mélanges est inversé. En effet, les pertes exergetiques dans le condenseur augmentent de 7,6 % à 7,8 %. De plus, l'augmentation de la surface ne change pas le résultat du condenseur et améliore peu celui de l'évaporateur (8,7 % à 8,4 %).

Cependant, avec la configuration modifiée des tubes-calandres (contre-courants) le potentiel des mélanges est bien vérifié. En effet les pertes exergetiques diminuent de 7,6 % à 5,5 % au niveau du condenseur et de 9,2 % à 5,5 % au niveau de l'évaporateur.

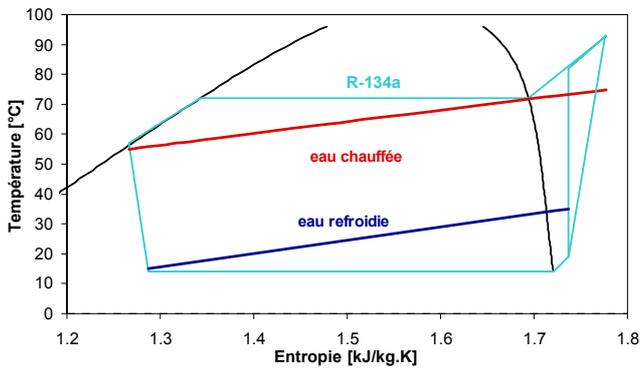


Figure 4.11 : Résultat de simulations du R-134a dans le diagramme (T, s) (toutes les configurations)

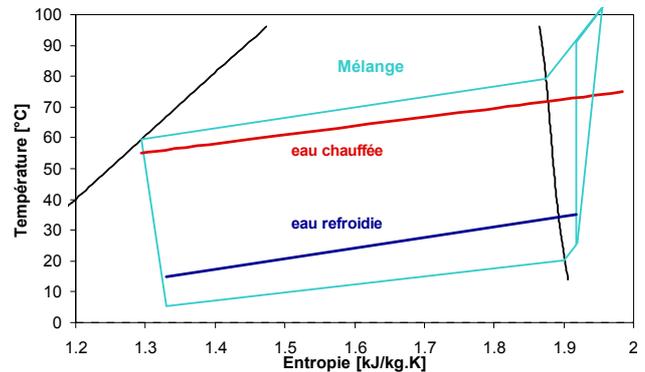


Figure 4.12 : Résultat de simulations du mélange M1 dans le diagramme (T, s) (configurations tubes calandre originales)

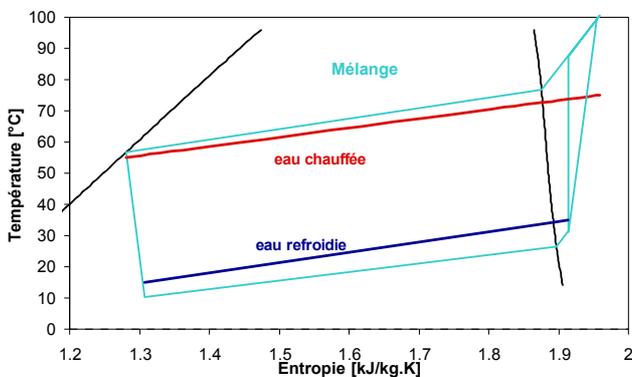


Figure 4.13 : Résultat de simulations du mélange M1 dans le diagramme (T, s) (configurations tubes calandre contre-courants)

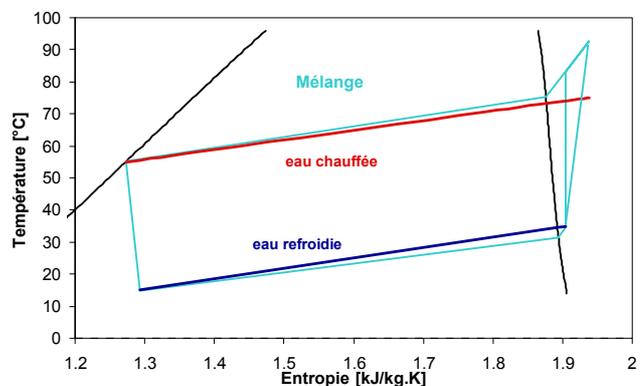


Figure 4.14 : Résultat de simulation du mélange M1 dans le diagramme (T, s) (configurations tubes calandre contre-courants avec surfaces augmentées du double)

De plus, les résultats des simulations pour la configuration à contre-courants se montrent très sensibles à l'augmentation de surface. En effet, les destructions exergetiques se réduisent dans le condenseur et dans l'évaporateur à 3,4 % et 1,1 % respectivement. Ces dissipations exergetiques étant proportionnelles à la surface entre les profils des températures des deux fluides de chaque échangeur, on vérifie bien que ces surfaces sont minimales dans le diagramme (T, s) de la Figure 4.14.

Et finalement ces variations des pertes au niveau des échangeurs vont influencer la quantité d'exergie utile correspondante au rendement exergetique du système.

Tableau 4.10 : Répartition des usages de l'exergie des différentes simulations ($T_0 = 300K$)

Simulation	Pertes condenseur	Pertes évaporateur	Pertes détenteur	Pertes compresseur	Pertes moteur	Utile
R-134 (toute configuration)	7,6 %	9,2 %	11,5 %	23,2 %	10 %	38,5 %
M1 tubes-calandres	7,8 %	8,7 %	13,9 %	25,3 %	10 %	34,4 %
M1 tubes-calandres (S augmentée)	7,8 %	8,4 %	13,8 %	25,3 %	10 %	34,8 %
M1 contre-courants	5,5 %	5,5 %	12,9 %	22,1 %	10 %	44,0 %
M1 contre-courants (S augmentée)	3,4 %	1,1 %	12,1 %	20,2 %	10 %	53,2 %

La Figure 4.15 présente la répartition des usages de l'exergie (pertes et utiles) sous forme des histogrammes empilés pour faciliter la comparaison visuelle entre les différentes simulations.

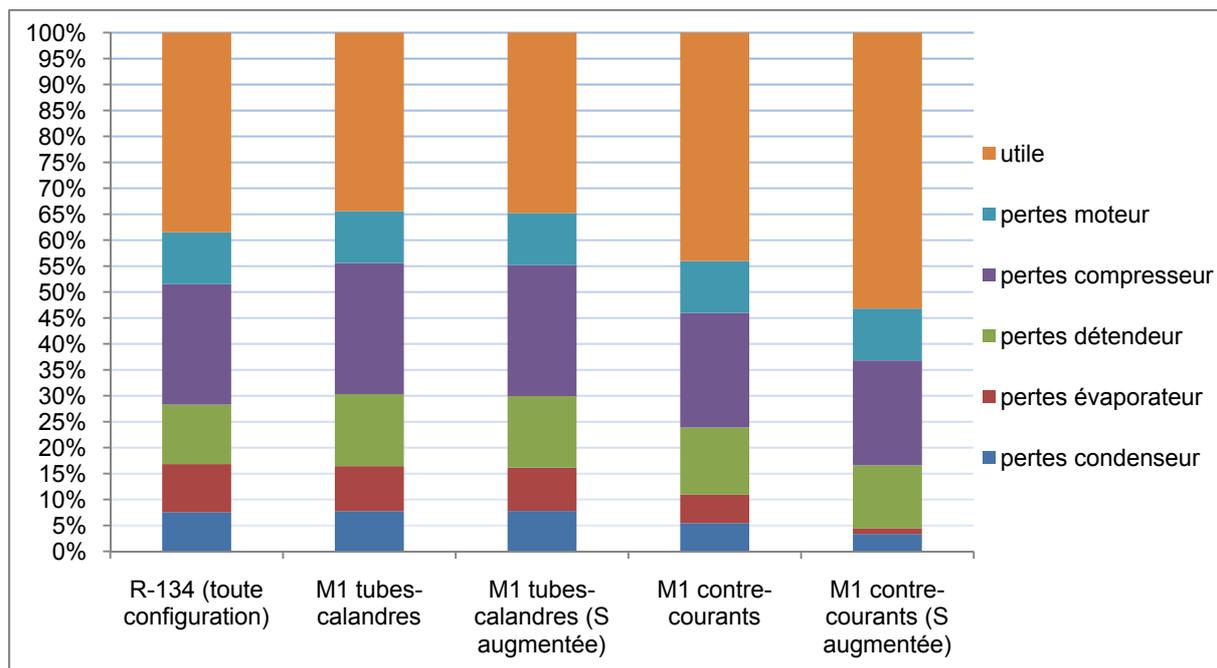


Figure 4.15 : Répartition des usages de l'exergie des différentes simulations

La Figure 4.16 ne traite que les pertes de l'exergie et montre la répartition des destructions exergetiques entre les composants de la PAC pour les différentes simulations. On peut constater que la part des deux échangeurs dans la perte totale d'exergie qui s'élève à 28 % pour le R-134a passe à 25 % avec (mélange + configuration originale) et diminue jusqu'à 9,5 % avec (mélange + configuration contre-courants à surface augmentée). La perte minimale au condenseur est supérieure à celle de l'évaporateur du fait qu'elle est limitée par le refroidissement (désurchauffe) inévitable des gaz refoulés par le compresseur.

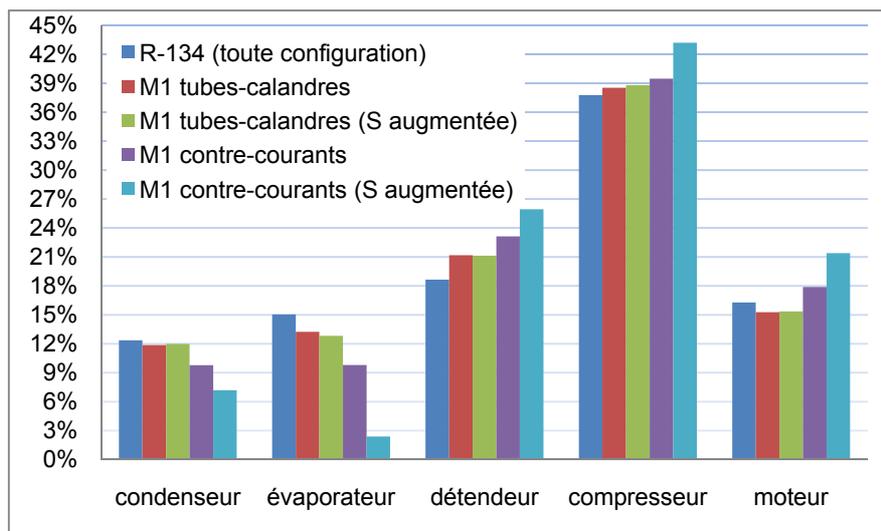


Figure 4.16 : Répartition des destructions exergetiques des différentes simulations

Finalement le Tableau 4.11 présente le COP obtenu de la PAC pour les différentes simulations. Il peut être aussi vérifié en utilisant le rendement exergetique et le COP Lorenz qui est constant pour un même scénario des courbes composites source/puits. Une augmentation du rendement exergetique signifie une diminution de la puissance du moto-compresseur pour une même puissance calorifique fournie.

On vérifie bien que le gain en terme de COP, par rapport au fluide pur, est négatif avec les tubes-calandre originaux mais il est toujours positif avec les contre-courants et arrive jusqu'à une valeur de l'ordre de 35 %.

Simulation	COP _{Lorenz}	$\eta_{\text{exergetique}}$	COP _{simulé}	$\Delta\text{COP}/\text{COP}$
R-134 (toute configuration)	8,44	38,5 %	3,36	0,0 %
M1 tubes-calandres	8,44	34,4 %	3,01	-10,6 %
M1 tubes-calandres (S augmentée)	8,44	34,8 %	3,04	-9,6 %
M1 tubes-calandres contre-courants	8,44	44 %	3,78	12,5 %
M1 tubes-calandres contre-courants (S augmentée)	8,44	53,2 %	4,53	34,7 %

4.4.2.2 Résultats avec rendement isentropique constant du compresseur

Les mêmes cinq simulations du paragraphe précédent sont répétées mais cette fois avec un rendement isentropique du compresseur fixé à une valeur constante de 70 % et un rendement volumétrique aussi fixé à 90 %. Ces simulations correspondent au cas d'une nouvelle installation de PAC où la conception du compresseur est maîtrisée par le constructeur et adaptée au taux de compression effectif (gardant le rendement isentropique au maximum).

Les résultats énergétiques et exergetiques sont résumés dans le Tableau 4.12 pour les cinq simulations. Les résultats concernant les pertes d'exergie dans l'évaporateur et le condenseur sont très similaires à ceux du paragraphe précédent. La seule différence se trouve dans les pertes exergetiques du compresseur qui sont relativement constantes (autour de 22 %) pour toutes les simulations compte tenu de l'hypothèse d'un rendement isentropique constant. La tendance en terme de gain en COP est aussi la même avec toutefois un certain lissage non significatif des résultats des côtés positif et négatif du gain.

Simulation	Pertes condenseur	Pertes évaporateur	Pertes détenteur	Pertes compresseur	Pertes moteur	$\eta_{\text{exergetique}}$	COP	$\frac{\Delta\text{COP}}{\text{COP}}$
R-134 (toute configuration)	7,6 %	9,4 %	11,7 %	22,3 %	10 %	38,9 %	3,4	0,0 %
M1 tubes-calandres	7,8 %	9,3 %	15 %	21,8 %	10 %	36,2 %	3,15	-7,2 %
M1 tubes-calandres (S augmentée)	7,8 %	8,9 %	14,9 %	21,8 %	10 %	36,6 %	3,19	-6,2 %
M1 contre-courants	5,6 %	5,6 %	13 %	22 %	10 %	43,7 %	3,75	10,5 %
M1 contre-courants (S augmentée)	3,5 %	1,1 %	11,6 %	22,3 %	10 %	51,4 %	4,38	28,9 %

La Figure 4.17 présente la répartition des utilisations de l'exergie reçue par le moto-compresseur (pertes et utiles) sous forme des histogrammes empilés pour faciliter la comparaison visuelle entre les différentes simulations.

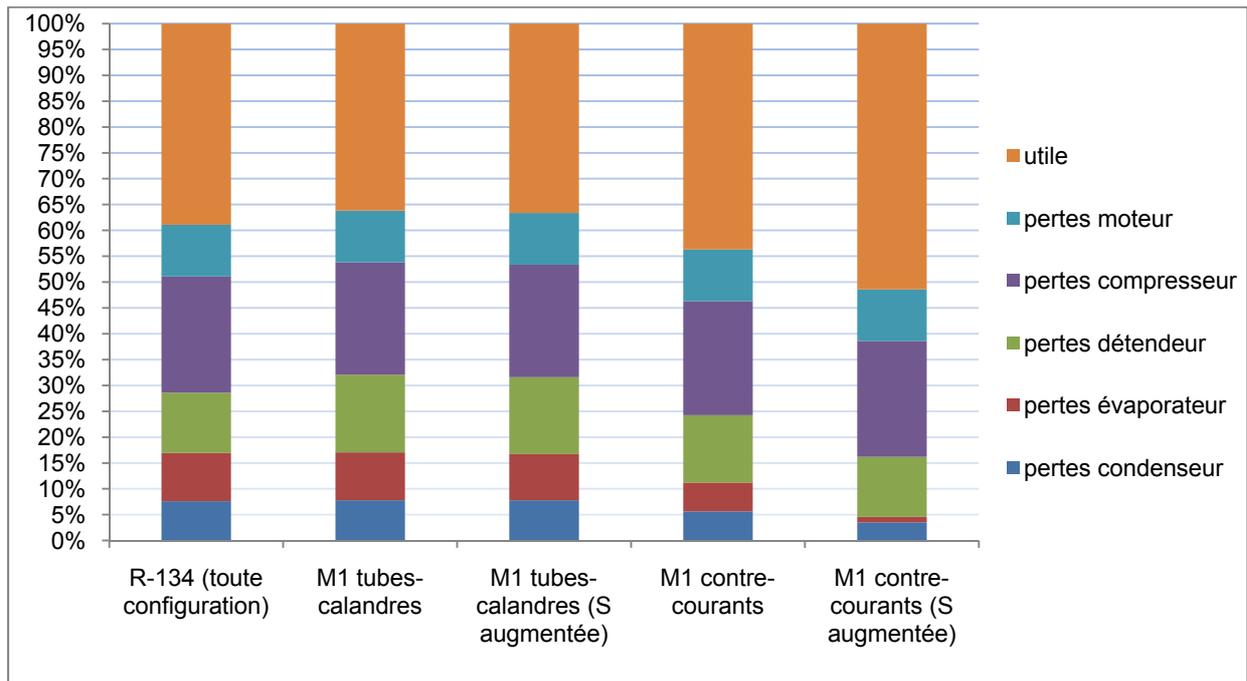


Figure 4.17 : Répartition des usages de l'exergie des différentes simulations avec un rendement isentropique compresseur constant

La Figure 4.18 ne traite que les pertes de l'exergie et montre la répartition des destructions exergetiques entre les composants de la PAC pour les différentes simulations. Les mêmes commentaires présentés pour la Figure 4.16 s'appliquent aux résultats de la figure 4.18. Cette figure souligne le fait que lorsque la part des pertes exergetiques des échangeurs est réduite au maximum (condenseur + évaporateur inférieure à 10 %) grâce à l'utilisation des mélanges et des échangeurs adaptés, une partie significative des pertes réside dans le compresseur qui peut aller jusqu'à la moitié des pertes totales (45 %) même s'il est bien dimensionné. Les pertes de l'organe de détente sont également importantes et atteignent 25 %. Ces résultats mettent en lumière d'autres pistes d'améliorations des performances exergetiques des PAC industrielles à haute température.

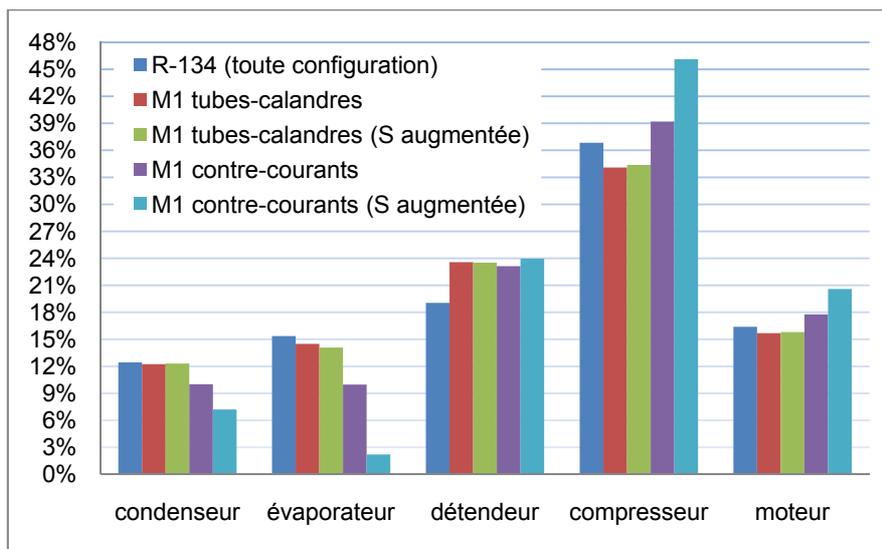


Figure 4.18 : Répartition des destructions exergetiques des différentes simulations avec un rendement isentropique compresseur constant

4.5 Conclusions

Dans ce chapitre, après une revue des méthodes de modélisation des pompes à chaleur, le niveau de détail adapté de modélisation des échangeurs est choisi pour prendre en compte l'effet des mélanges de fluides frigorigènes à grand glissement de température. Ce niveau de détail est de complexité intermédiaire et correspond à la discrétisation des échangeurs en volumes finis.

Un modèle numérique de la PAC industrielle a été développé en régime permanent utilisant le langage Modelica dans l'environnement Dymola™ version 7.1. Il intègre les modèles d'un évaporateur et d'un condenseur de type tubes-calandre avec des configurations génériques. Les meilleures corrélations existantes dans la littérature pour le calcul du transfert de chaleur sont incluses dans ces modèles. Le modèle du compresseur est empirique et basé sur des courbes de performances fournies par les constructeurs.

Les critères de sélection des fluides frigorigènes purs pour PAC à haute température ainsi que la méthodologie du choix d'un mélange sur mesure sont présentés. Parmi les principaux critères, il y a ceux concernant le respect de l'environnement (GWP), la sécurité industrielle (inflammabilité, toxicité), les performances (COP) et les coûts d'investissement associés (pression de condensation et volume balayé). Des mélanges de fluides déjà optimisés sont repris de travaux de thèses précédentes pour effectuer les simulations numériques.

Pour analyser l'impact des différentes configurations des technologies des échangeurs tubes-calandre sur le potentiel de ces mélanges, un scénario industriel typique est proposé avec une variation de température du procédé de l'ordre de 20 K. Des simulations avec un fluide pur et avec des mélanges utilisés avec des configurations originales et des configurations modifiées des échangeurs ont été effectuées. Les résultats obtenus montrent que les technologies des échangeurs tubes-calandre actuelles (courants croisés ou mixtes co-courants/contre-courants) neutralisent pratiquement le potentiel des mélanges de fluides pour la minimisation des pertes exergetiques dans les échangeurs. Cependant avec des tubes-calandre construits avec des configurations à contre-courants, les simulations numériques montrent des améliorations significatives en termes de COP et de rendement exergetique.

Finalement, même avec des compresseurs bien dimensionnés, les simulations indiquent que les pertes d'exergie dans ce composant sont les plus élevées et constituent une piste complémentaire d'amélioration de performance des PAC. Ce même commentaire s'applique également à l'organe de détente.

4.6 Références

ASHRAE, 2000. HVAC Systems and Equipment handbook, pp. 35.2-35.5.

Assaf, K., Sapora, E., Peureux, J.L., Zoughaib, A., Clodic, D., 2010. Experimental simulation of a heat recovery heat pump system in food industries. In: 13th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.

Beatty, K.O., Katz, D.L., 1948. Condensation of vapours on outside of finned tubes. *Chemical Engineering Progress* 44 (1), 55-70.

Beghi, A., Cecchinato, L., 2009. A simulation environment for dry-expansion evaporators with application to the design of autotuning control algorithms for electronic expansion valves. *International Journal of Refrigeration* 32, 1765-1775.

Browne, M.W., Bansal, P.K., 1998a. Challenges in modelling vapour compression chillers. *ASHRAE Transactions* 104 (1), 474-486.

Browne, M.W., Bansal, P.K., 1998b. Steady state model of centrifugal liquid chillers, *International Journal of Refrigeration* 21 (5), 343-358.

Browne, M.W., Bansal, P.K., 2002. Transient simulation of vapour-compression packaged liquid chillers, *International Journal of Refrigeration* 25, 597-610.

Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G.A., Rossetto, L., Zilio, C., 2003. Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes – a review of recent research. *International Journal of Refrigeration* 26, 373–392.

Dhir, V.K., Lienhard, J.H., 1971. Laminar film condensation on plane and axisymmetric bodies in nonuniform gravity, *ASME Journal of Heat Transfer* 93, 97-100.

Dynasim, A.B., 2008. Dynamic Modeling Laboratory : Dymola Users's Manual. Sweden, Version 7.1. Lund: <http://www.dynasim.se/>.

Fu, L., Ding, G., Su, Z., Zhao, G., 2002. Steady-state simulation of screw liquid chillers. *Applied Thermal Engineering* 22, 1731–1748.

Haberschill, P., Guitari, I., Lallemand, A., 2007. Dynamic behaviour of a CO₂ heat pump in subcritical and transcritical cycles. *International Journal of Refrigeration* 30, 732-743.

Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (sixth ed.), John Wiley & Sons, Inc, New York.

Jia, X., Tso C.P., Jolly P., Chia P.K., 1995. A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator. *International Journal of Refrigeration* 18, 336-342.

Jia, X., Tso, C.P., Jolly, P.G., Wong, Y.W., 1999. Distributed steady and dynamic modelling of dry-expansion evaporators. *International Journal of Refrigeration* 4, 126-136.

Jin, H., Spitler, J.D., 2002. A parameter estimation based model of water-to-water heat pumps for use in energy calculation programs. *ASHRAE Transactions* 108 (1), 1-17.

Le, C.V., Bansal, P.K., Tedford, J.D., 2004. Three-zone system simulation model of a multiple-chiller plant. *Applied Thermal Engineering* 24, 1995-2015.

Lemmon, E.W., McLinden, M.O., Huber, M.L., 2008. NIST Standard Reference Database 23 (Refprop), Version 8.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.

Mithraratne, P., Wijesundera, N.E., Bong, T.Y., 2000. Dynamic simulation of a thermostatically controlled counter-flow evaporator. *International Journal of Refrigeration* 23, 174-189.

Murr, R., 2010. Gains globaux par intégration d'une PAC avec un système de stockage dans un procédé de fabrication de fromage. Thèse de doctorat Mines ParisTech, Paris, France.

Modelica Association, 2007. Modelica Specification, version 3.0. <http://www.modelica.org/documents>.

Nehme, G., 2009. Etude et conception d'une pompe à chaleur à haute efficacité énergétique utilisant les eaux grises comme source de chaleur pour produire de l'eau chaude sanitaire. Thèse de doctorat (PhD), Mines ParisTech, Paris, France.

Karlsson, T., Vamling, L., 2005. Flow fields in shell-and-tube condensers: comparison of a pure refrigerant and a binary mixture. *International Journal of Refrigeration* 28, 706-713.

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* 93, 259-267.

Koury, R.N.N., Machado, L., Ismail, K.A.R., 2001. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 24, 192-200.

Rahhal, C., 2006. Conception d'une pompe à chaleur air/eau à haute efficacité énergétique pour la réhabilitation d'installations de chauffage existantes. Thèse de doctorat (PhD), Mines ParisTech, Paris, France.

Sarkar, J., Bhattacharyya, S., Gopal, M.R., 2006. Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *International Journal of Refrigeration* 29, 735-743.

Slim, R., Zoughaib, A., Clodic, D., 2008. Modeling of a solar and heat pump sludge drying system. *International Journal of Refrigeration* 31, 1156-1168.

Conclusions générales et perspectives

Le secteur industriel est un grand consommateur d'énergie et représente à peu près 28 % de la consommation en énergie finale et 21 % des émissions de gaz à effet de serre dans l'Europe des 27. Autour de 70 % de cette énergie consommée est utilisée pour des besoins de chaleur. La récupération de la chaleur fatale sur des rejets et effluents industriels à basse température avec des PAC industrielles représente un potentiel d'amélioration significatif de l'efficacité énergétique de ce secteur. Ce potentiel est estimé en France à une dizaine de TWh.

Malgré ce potentiel, les PAC à haute température pour les applications industrielles sont depuis longtemps négligées. La principale barrière est la rentabilité à court terme mais avec les évolutions actuelles des coûts des énergies, ce frein économique perd de sa pertinence. Cependant d'autres barrières subsistent, en particulier :

- des verrous technologiques pour des niveaux de températures supérieurs à 75 °C ; problèmes de fiabilité du compresseur aux hautes températures du fait des conditions de lubrification et de la nécessaire compatibilité entre huile et fluide frigorigène en plus de leurs stabilités chimiques ;
- le manque d'expériences et l'absence de démonstrateurs de référence pour promouvoir cette technologie.

L'analyse de l'intégration des PAC dans les procédés industriels selon la méthode du pincement a montré qu'une bonne connaissance du procédé lui-même complémentarément aux caractéristiques de la PAC est indispensable afin d'analyser la faisabilité technico-économique de manière pertinente. Cette intégration peut être évaluée et optimisée par rapport à une chaudière à énergie fossile en fonction du COP de la PAC qui dépend du procédé industriel, des caractéristiques intrinsèques de la PAC et de la puissance thermique choisie. Pour un scénario industriel fixé (flux des courbes composites fixés), selon le critère choisi (énergétique, économique ou TRI) un optimum différent est obtenu. Cet optimum correspond à un certain niveau de température du procédé mais aussi à la puissance calorifique à installer. La performance intrinsèque de la PAC liée à son rendement exergétique joue un rôle primordial puisqu'elle entraîne un impact significatif sur la valeur de cet optimum.

Le premier chapitre a permis de conclure que pour contribuer au développement des pompes à chaleur à haute température, les points suivants doivent être traités :

- la réalisation d'installations expérimentales et de démonstrateurs d'intégration de PAC pour différents types d'IAA afin de tester la fiabilité du système, ainsi que sa performance réelle,
- l'amélioration du COP de la PAC (en diminuant ses pertes exergétiques) afin de faciliter sa faisabilité technico-économique,
- la recherche d'un fluide frigorigène ou d'un mélange de fluides frigorigènes efficace à haute température pour l'augmentation du niveau de la température de restitution de la chaleur, afin d'étendre son domaine d'application.

Dans ce contexte, un simulateur expérimental de l'intégration d'un système de récupération thermique à pompe à chaleur dans les procédés industriels agroalimentaires a été conçu et construit au laboratoire d'EDF R&D. Le banc d'essais constitue un générateur de courbes composites et son but est de démontrer le principe de pompage de la chaleur dans l'industrie tout en respectant les lois de la méthode du pincement. Le choix de la technologie de la

pompe à chaleur intégrée dans le simulateur expérimental a été imposé par la disponibilité commerciale et selon un cahier des charges défini.

Un ensemble de scénarios industriels correspondant à des températures de procédés et de rejets variés a été testé sur le simulateur avec ou sans intégration d'un échangeur récupérateur en amont de la PAC. Les résultats des essais expérimentaux avec le fluide pur R-134a analysés selon le premier principe de la thermodynamique ont montré :

- une grande plage de variation du COP (entre 3 et 7) selon le scénario procédé/rejet
- une sensibilité remarquable aux valeurs des débits des rejets.

Pour étudier la répartition des irréversibilités dans les composants et identifier les sources d'amélioration possibles des performances de la PAC et du système, une analyse exergétique des résultats expérimentaux a été établie. Cette analyse a montré que le condenseur et l'évaporateur de la PAC constituent une part importante de la destruction d'exergie surtout dans des scénarios où les sources/puits présentent une grande variation de température :

- la part de l'évaporateur peut atteindre jusqu'à 22 % de la destruction totale d'exergie.
- la part du condenseur peut atteindre jusqu'à 30 % de la destruction totale d'exergie.

Dans cette optique, l'utilisation des mélanges de fluides frigorigènes avec glissement de température offre un potentiel de réduction de ces pertes exergétiques associées aux échangeurs de la PAC. Concrètement, des mélanges de fluides choisis sur mesure et des échangeurs à contre-courants sont nécessaires pour exploiter correctement ce potentiel.

Cependant les technologies du condenseur et de l'évaporateur de l'offre commerciale disponible ne sont pas à contre-courants. Les échangeurs sont normalement multitubulaires pour les PAC industrielles à moyenne et grande puissances puisqu'ils sont conçus et construits sur des critères économiques de fabrication (minimisation du coût) et/ou de maintenance (facilité de nettoyage etc.). En effet, dans la PAC testée :

- l'évaporateur est de technologie tubes-calandre à détente sèche avec une configuration mixte contre-courants/co-courants ;
- le condenseur est de technologie tubes-calandre également avec une configuration croisée à tendance contre-courants suivant deux passes côté tubes.

Les configurations complexes de ces technologies du condenseur et de l'évaporateur disponibles sur le marché peuvent remettre en cause le potentiel de minimisation des pertes exergétiques des mélanges de fluides frigorigènes utilisables pour des pompes à chaleur industrielles. La comparaison de l'efficacité de ces échangeurs diphasiques ayant une configuration mixte co-courants/contre-courants par rapport à des échangeurs à configuration contre-courants parfaits nécessite une analyse plus approfondie.

Le chapitre trois est dédié au développement d'un modèle numérique des évaporateurs tubes-calandre en épingle et à détente sèche de configuration générique. Une nouvelle méthode ayant un niveau de complexité intermédiaire est développée pour modéliser ces évaporateurs : discrétisation en volumes fins utilisant le langage Modelica dans l'environnement DymolaTM. Ce niveau de détails est indispensable pour simuler son fonctionnement avec les mélanges de fluides à glissement de température pendant l'évaporation. Le modèle est validé expérimentalement avec le R-134a. Les simulations des configurations contre-courants, co-courants et mixte co-contre-courants fonctionnant avec des mélanges de fluides zéotropes ont montré que les performances des configurations mixtes se situent entre celles des co-courants et contre-courants.

Dans le dernier chapitre, un modèle numérique flexible de PAC industrielles liquide/liquide a été développé en régime permanent utilisant le langage Modelica dans l'environnement Dymola™ version 7.1. Le modèle est couplé à la base de données REFPROP de NIST version 8.0 qui calcule les propriétés thermodynamiques et de transports des mélanges de fluides frigorigènes. Il intègre le modèle de l'évaporateur développé dans le chapitre trois et celui d'un condenseur de type tubes-calandre avec également une configuration générique. Ces modèles d'échangeurs sont alimentés par les meilleures corrélations existantes dans la littérature pour le calcul du transfert de chaleur côté mélanges des fluides frigorigènes et côté fluides secondaires. Le modèle du compresseur est empirique et basé sur des courbes de performances fournies par les constructeurs.

Des mélanges de fluides déjà optimisés et un scénario industriel typique (représenté par des profils de courbes composites typiques) avec une variation de température du liquide du procédé de l'ordre de 20 K sont proposés pour effectuer les simulations numériques. Des simulations avec un fluide pur et avec des mélanges utilisés avec des configurations originales et modifiées des échangeurs ont été effectuées. Les résultats obtenus montrent que :

- les technologies des échangeurs tubes-calandre actuelles (courants croisés ou mixtes co-courants/contre-courants) neutralisent pratiquement le potentiel des mélanges de fluides pour la minimisation des pertes exergétiques dans les échangeurs ;
- avec des tubes-calandre construits avec des configurations à contre-courants, des améliorations significatives en termes de COP et de rendement exergétique allant jusqu'à des gains moyens de 30 % sont possibles en fonction du scénario.

Enfin ces résultats appellent à un certain nombre d'améliorations et des études plus poussées :

- validation expérimentale des résultats de simulations numériques avec les mélanges de fluides. Cette validation de performance doit être accompagnée par les essais d'endurance (stabilité chimique du couple fluide/lubrifiant et résistance du compresseur à haute température) ;
- rendre le modèle numérique de la PAC dynamique pour simuler les régulations et les éventuels fonctionnements en régime transitoire (dans le cas de l'intégration avec des réservoirs de stockage thermique) ;
- tester la performance et la fiabilité d'autres technologies de compresseurs (tels que le centrifuge à paliers magnétiques sans huile) et étudier la possibilité d'une alternative aux mélanges de fluides pour les applications à haute température (tels que les fluides en fonctionnement supercritique) ;
- finalement, expérimenter l'intégration de la pompe à chaleur dans un vrai procédé industriel d'une usine et analyser les éventuels problèmes de récupération sur des rejets ou des effluents sur site (encrassement des échangeurs et pertes de performance associées).

Annexes

Annexe 1 : Détails supplémentaires des circuits hydrauliques

Composant	Capacité maximale	Matériaux / série	Marque
Thermoplongeur eau chaude	100 kW	Calandre en acier et épingle en inox 316L	CETAL
Thermoplongeur eau froide	450 kW	Calandre en acier et épingle en inox 316L	CETAL
Pompe eau chaude	70 m ³ /h	Série ALLHEAT (centrifuge monobloc)	ALLWEILER
Pompe eau froide	46 m ³ /h	Série TP (centrifuge monobloc)	GRUNDFOSS
Echangeur économiseur	300 kW	Plaques inox 304 et joints EPDM PRX	Kapp France
Echangeur récupérateur	200 kW	Plaques inox 304 et joints EPDM PRX	Kapp France
Réservoir eau chaude	5000 L	Acier P265 JH et isolation de 50 mm laine minérale finition tôle isoxal	PAUCHARD
Réservoir eau froide	4000 L	Acier S235 JR et isolation de 50 mm laine minérale finition tôle isoxal	CHAROT
Aéroréfrigérant sec	700 kW (T _{air} = 30 °C)	Tubes acier et ailettes aluminium	GEA

Désignation	Description des mesures
TTES10A	Température sortie réservoir circuit eau chaude
TTES06A	Température sortie réchauffeur électrique circuit eau chaude
FTES05A	Débit volumique circuit eau chaude
TTES16A	Température entrée condenseur
TTES17A	Température sortie condenseur
TTES14A	Température entrée échangeur récupérateur
TTES15A	Température sortie échangeur récupérateur
TTEG04A	Température entrée aéroréfrigérant
TTEG05A	Température sortie aéroréfrigérant
TTEC10A	Température sortie réservoir circuit eau froide
TTEC04A	Température sortie réchauffeur électrique circuit eau froide
FTEC11A	Débit volumique circuit eau froide
TTEC12A	Température entrée évaporateur
TTEC13A	Température sortie évaporateur
TTEC14A	Température entrée échangeur économiseur
TTES21A	Température sortie échangeur économiseur
Désignation	Description des consignes
Val_Manu_FCVES05A	Valeur manuelle de la vanne modulante du débit eau chaude
Csg_FCVES05A	Consigne de régulation du débit eau chaude
Val_Manu_FCVEC07A	Valeur manuelle de la vanne modulante du débit eau froide
Csg_FCVEC07A	Consigne de régulation du débit eau froide
Val_Manu_TCEG05A	Valeur manuelle de la puissance de l'aéroréfrigérant
Csg_TCEG05A	Consigne de régulation de la sortie de l'aéroréfrigérant
Val_Manu_ES06A	Valeur manuelle de la puissance de chauffe circuit eau chaude
Csg_ES06A	Consigne de régulation de chauffe circuit eau chaude
Val_Manu_EC037A	Valeur manuelle de la puissance de chauffe circuit eau froide
Csg_EC037A	Consigne de régulation de chauffe circuit eau froide
Val_Manu_TCVES21A	Valeur manuelle de la vanne économiseur circuit eau froide
Csg_TCVES21A	Consigne de régulation de la sortie économiseur circuit eau froide

Annexe 2 : Détails supplémentaires de la pompe à chaleur

Tableau 1 : Caractéristiques des principaux composants de la pompe à chaleur	
Fluide frigorigène	
Type	R-134a
Charge estimée [kg]	480
Compresseur	
Type	Double vis RWB 060 E (TDSH 163S)
Matériau du carter	Fonte
Puissance mécanique [kW]	120
Type d'accouplement	A disques flexibles avec protecteur
Méthode de refroidisseur d'huile	Injection de liquide / refroidissement externe à eau
Régime de contrôle	10 – 100 %
T _{refoulement} maximale [°C]	120
T _{huile} maximale [°C]	110
Pression maximale du carter [bar]	27,5
Moteur électrique principal	
Type	Asynchrone
Puissance absorbée à l'arbre [kW]	120
Puissance nominale de moteur [kW]	132
RPM	2950
Plage RPM admissible compresseur	2200 - 3600
Forme de montage	B3
Tension	400/3Ph/50Hz
Système de refroidissement	IC-411 auto-ventilé
Palier	Roulements graissés
Isolation thermique et acoustique	Deux couches laine de roche avec feuille de plomb
Séparateur d'huile	
Type	SH 20 Horizontal
Charge estimée d'huile [l]	200
Diamètre [mm]	508
Longueur T/T [mm]	2700
Matériau de la calandre	Acier Carbone P295GH / P265GH
Nombre de coalescers	2
Fluide	R-134a/huile
Condenseur	
Type	CS 22 10 - BXM
Puissance de condensation [kW]	650
Diamètre [mm]	558
Longueur des tubes [mm]	3000
Type de tubes	¾" BWG 22
Pas [mm]	22.22
Nombre de tubes	169 (dont 16 pour sous-refroidisseur intégré)
Nombre de passes	3
Matériau de la calandre	Acier carbone P265GH
Matériau du tube	cuivre
Matériau de la plaque tubulaire	Acier Carbone laminé P295GH /P265Gh
Facteur d'encrassement [K.m ² /W]	0,00017
Isolation thermique	Laine de roche sous tôle isoxal
Evaporateur	
Type	Dry Ex 12 10 C 114 2P 1C
Puissance d'évaporation	535
Diamètre [mm]	323

Longueur des tubes [mm]	3000
Type de tubes	¾" BWG 22
Pas [mm]	24
Nombre total de tubes	114
Nombre de passes	2
Matériau de la calandre	Acier carbone P265GH
Matériau du tube	cuivre
Matériau de la plaque tubulaire	Acier Carbone laminé P295GH /P265Gh
Facteur d'encrassement [K.m²/W]	0,00005
Economiseur à surface	
Type	Dry Ex 08 10 C 39 4P 1C
Puissance thermique	66
Diamètre [mm]	220
Longueur des tubes [mm]	3000
Type de tubes	¾" BWG 22
Pas [mm]	24
Nombre total de tubes	39
Nombre de passes	4
Matériau de la calandre	Acier carbone P265GH
Matériau du tube	cuivre
Matériau de la plaque tubulaire	Acier Carbone laminé P295GH /P265Gh
Facteur d'encrassement [K.m²/W]	0,00005

Tableau 2 : Légende de la supervision de la pompe à chaleur

Désignation	Description des mesures
PT011	pression d'aspiration compresseur
TT011	température d'aspiration compresseur
PT012	pression fluide en aval détente évaporateur
TT012	température fluide en aval détente évaporateur
PT013	pression fluide en aval évaporateur
TT013	température fluide en aval évaporateur
PT021	pression fluide en aval détente économiseur
TT021	température fluide en aval détente économiseur
PT022	pression fluide en aval économiseur (côté gaz)
TT022	température fluide en aval économiseur (côté gaz)
PT031	pression de refoulement compresseur
TT031	température de refoulement compresseur
PT032	pression fluide en amont condenseur
TT032	température fluide en amont condenseur
PT033	pression fluide en aval condenseur
TT033	température fluide en aval condenseur
PT034	pression fluide en amont surchauffeur (côté liquide)
TT034	température fluide en amont surchauffeur (côté liquide)
PT035	pression fluide en aval surchauffeur (côté liquide)
TT035	température fluide en aval surchauffeur (côté liquide)
PT041	pression d'huile en amont filtre
TT041	température d'huile dans le séparateur d'huile
PT042	pression d'huile dans le collecteur
TT042	température d'huile dans le collecteur
TT095	température d'eau entrée refroidisseur d'huile
TT096	température d'eau sortie refroidisseur d'huile
FT031	débit massique fluide sortie condenseur
FT032	débit massique fluide entrée évaporateur
FT093	débit volumique eau refroidisseur d'huile
PW060	puissance moto-compresseur
PWR040	puissance calculée compresseur
ZJT040	position du tiroir de puissance compresseur
ZVT040	position du tiroir de vi compresseur
TDCV022	position vanne de détente économiseur
TDCV013	position vanne de détente évaporateur
TCV031	position vanne d'injection de liquide
SP060RPM	vitesse moto-compresseur
Désignation	Description des consignes
SP094	consigne température sortie eau condenseur

Intégration d'une pompe à chaleur dans un procédé agroalimentaire – Simulation, expérimentation et intégration

RESUME : Les contextes énergétiques et environnementaux imposeront durablement au secteur industriel la poursuite des efforts en matière d'efficacité énergétique. La récupération de chaleur fatale sur des rejets et effluents industriels à basse température avec des pompes à chaleur industrielles représente un potentiel d'amélioration significatif de l'efficacité énergétique de ce secteur.

Un simulateur expérimental de l'intégration d'un système de récupération thermique à pompe à chaleur dans les procédés industriels agroalimentaires a été conçu et construit. Le banc d'essais constitue un générateur de courbes composites et son but est de démontrer le principe du pompage de la chaleur dans l'industrie tout en respectant les lois de la méthode du pincement. Un ensemble de scénarios industriels correspondant à des températures procédés et rejets variées a été testé sur le simulateur. L'analyse des résultats selon les premier et deuxième principes de la thermodynamique montre que l'amélioration de la performance de la pompe à chaleur est un défi pour augmenter son efficacité et sa rentabilité.

Un modèle numérique des évaporateurs tubes-calandre en épingle de configuration générique est développé et validé expérimentalement. Une nouvelle méthode ayant un niveau de complexité intermédiaire est élaborée pour modéliser ces évaporateurs : discrétisation en volumes finis utilisant le langage Modelica. Ce niveau de détail est indispensable pour simuler son fonctionnement avec les mélanges de fluides zéotropes.

Enfin, un modèle complet de pompe à chaleur industrielles liquide/liquide est développé intégrant le modèle de l'évaporateur. Des simulations numériques dans un scénario industriel typique avec des mélanges de fluides et des configurations originales et modifiées des échangeurs tubes-calandres ont été effectuées. Les résultats montrent qu'il est possible d'améliorer significativement les performances à condition d'utiliser les mélanges zéotropes avec des condenseurs et évaporateurs tubes-calandres à configuration contre-courants.

Mots clés : Récupération de chaleur, Pompe à chaleur industrielle, Simulation expérimentale, Analyse exergétique, Modélisation, Evaporateur tubes-calandre, Mélanges zéotropes, Volumes finis, Modelica.

Integration of a heat pump in a food industry process – Simulation, experimentation, and integration

ABSTRACT: Energy and environmental contexts will impose long term efforts in energy efficiency in industry. Heat pumps for high-temperature applications and industrial use have often been neglected though many opportunities exist for recovering the waste heat generated by industrial processes.

A laboratory industrial scale heat recovery system including a heat pump is designed and built to carry out experimental simulations by reproducing the operating conditions of real case applications in food industries. The system operates using pinch analysis principle. Several typical scenarios for low-temperature heat recovery and heat upgrading are experimentally simulated. First and second law of thermodynamics are applied to experimental results and show that improving heat pump performance is a major challenge to increase its efficiency and profitability.

A detailed numerical model of shell and U-tube evaporators with a generic flow arrangement is developed and experimentally validated. A new method of intermediate complexity level is developed to model these types of evaporators: distributed parameter model using Modelica language. This level of complexity is necessary to simulate accurately the zeotropic refrigerant mixtures evaporation.

An overall liquid-to-liquid industrial heat pump model is developed including the evaporator model. Numerical simulations in a typical industrial scenario with zeotropic mixtures, original and modified condensers, and flow arrangement of evaporators are performed. Results showed that it would be possible to improve the performance significantly with zeotropic mixtures if the heat pump heat exchangers had counter-flow arrangement.

Keywords: Heat recovery, Industrial heat pump, Experimental simulation, Second law analysis, Modeling, Distributed parameters, Shell-and-tube evaporator, Flow arrangement, Zeotropic mixtures, Simulation, Modelica.