



HAL
open science

Gains énergétiques globaux par installation de pompes à chaleur dans un procédé agro-alimentaire

Rabih Murr

► **To cite this version:**

Rabih Murr. Gains énergétiques globaux par installation de pompes à chaleur dans un procédé agro-alimentaire. Sciences de l'ingénieur [physics]. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2010. Français. NNT : 2010ENMP0031 . tel-01145456

HAL Id: tel-01145456

<https://pastel.hal.science/tel-01145456>

Submitted on 24 Apr 2015

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

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité "Énergétique "

présentée et soutenue publiquement par

Rabih MURR

le 21 octobre 2010

**GAINS ENERGETIQUES GLOBAUX PAR INSTALLATION DE POMPES A CHALEUR
DANS UN PROCEDE AGRO-ALIMENTAIRE**

CONFIDENTIELLE

Directeur de thèse : **Denis CLODIC**

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

Jury

M. Georges DESCOMBES, Professeur, CNAM
M. Jocelyn BONJOUR, Professeur des universités, INSA - CETHIL
M. Denis CLODIC, Directeur de recherche ENSMP, MINES ParisTech
M. François MARECHAL, Docteur, EPFL / LENI - IGM - STI
M. Noel PALLEZ, Directeur technique, Groupe BEL
M. Assaad ZOUGHAIB, Docteur, MINES ParisTech

Président
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur

MINES ParisTech
Centre Énergétique et Procédés
5 Rue Léon Blum 91120 Palaiseau

Remerciements

Un travail de thèse est le fruit de multiples discussions et réflexions scientifiques et techniques au cours de diverses collaborations. Pour cela, sa réalisation n'est pas possible sans un cadre de travail matériel et intellectuel favorable. Ma thèse était aussi une collaboration entre le CEP-Paris, EDF R&D et la fromagerie BEL.

C'est pourquoi je tiens à remercier tout particulièrement M. D. Clodic, mon directeur de thèse et responsable du CEP-Paris, qui m'a assuré d'excellentes conditions de travail et m'a guidé tout au long de mon parcours.

Je remercie M. A. Zoughaib, pour son soutien et sa supervision durant toute la durée du travail.

Je remercie également M. J. Bonjour et M. G. Descombes d'avoir accepté d'être rapporteurs de la thèse, je suis honoré par leur présence et M. F. Maréchal pour avoir accepté d'examiner mon mémoire et de faire partie de mon jury de thèse.

Je tiens à remercier EDF R&D et BEL pour avoir cru en ce projet et l'avoir soutenu financièrement et moralement. En particulier, je remercie M. J-L Peureux et M. N. Pallez pour avoir suivi ce travail et fait partie du jury.

Je remercie M. H. Thieriot pour son aide et sa contribution aux travaux.

Je remercie aussi Mme A-M. Pougin, responsable administrative du CEP-paris, pour son soutien, sa présence, son écoute et sa relecture attentive.

Enfin, je remercie mes parents, mes collègues au CEP et mes amis pour leur aide et soutien moral durant ces trois années.

Sommaire

Nomenclature.....	i
Introduction générale.....	1
Chapitre 1 - Impact Energétique Des Procédés Agro-alimentaires	3
1.1 Introduction	3
1.2 Le contexte économique, environnemental et réglementaire de l'énergie dans l'industrie	4
1.2.1 La consommation énergétique du secteur industriel.....	4
1.2.2 Le prix du pétrole, du gaz et de l'électricité.....	5
1.2.3 Les émissions de CO ₂ et des gaz à effet serre.....	8
1.2.4 Le contexte réglementaire de la consommation énergétique.....	10
1.3 Etat de l'art des procédés agro-alimentaires	10
1.3.1 La consommation énergétique	10
1.3.2 Valorisation de la chaleur fatale	11
1.4 Présentation des procédés de fabrication du fromage dans la fromagerie étudiée .	12
1.4.1 Description des opérations unitaires.....	12
1.5 Potentiel d'intégration de PAC.....	16
1.6 Conclusions et problématique à traiter	19
Références	21
Chapitre 2 - Optimisation thermo-économique d'un système de pompe à chaleur eau/eau avec des réservoirs de stockage	23
2.1 Introduction	23
2.2 Analyse énergétique et exergétique en dynamique	23
2.2.1 Analyse énergétique et exergétique de différents types de stockage d'énergie	24
2.2.2 Analyse énergétique et exergétique des autres composants	25
2.3 Temps de retour sur investissement simplifié	25
2.4 Application de la méthodologie à un cas d'étude (le besoin acide de la NEP de concentration).....	25
2.4.1 Options d'intégration de la pompe à chaleur.....	25
2.5 Résultats et discussion.....	26
Thermo economic method to design optimal scheme for water / water heat pump systems with storage tanks	27
Abstract	27
1. Introduction.....	27
2. Dynamic energy and exergy analyses	28
2.1 Energy and exergy analysis of heat storage options.....	30
2.2 Energy and exergy analysis of heat pump system.....	35
2.3 Energy and exergy analysis of heat exchangers	36
3. Simplified payback period (SPBP)	36
4. Application of the methodology to a case study	37
4.1 Heat pump integration options.....	38
4.2 Description of the Dymola model.....	40
5. Results and discussion	41

6. Conclusions	43
Références	45
Chapitre 3 - Conception de PAC eau /eau moyenne et haute températures et validation expérimentale.....	47
3.1 Introduction	47
3.2 Optimisation multicritère des pompes à chaleur	47
3.2.1 Comparaison entre les différentes options techniques pour les PAC.....	48
3.2.2 Méthode de sélection des fluides frigorigènes	50
3.3 Application de la méthodologie aux quatre postes.....	58
3.3.1 Résultats pour le poste 1.....	59
3.3.2 Résultats pour le poste 2.....	61
3.3.3 Résultats pour le poste 3.....	62
3.3.4 Résultats pour le poste 4.....	64
3.3.5 Synthèse des simulations.....	67
3.4 Etude expérimentale des choix technologiques définis.....	67
3.4.1 Réalisation du prototype de PAC.....	68
3.4.2 Réalisation des essais.....	73
3.5. Conclusions.....	80
Références	81
Chapitre 4 - Optimisation multi-objectifs d'un système de trois pompes à chaleur utilisant un algorithme génétique	83
4.1 Introduction	83
4.2 Système de trois pompes à chaleur	83
4.2.1 Sous-système PAC ECS.....	84
4.2.2 Sous-système PAC B.....	84
4.2.3 Sous-système PAC A.....	84
4.3 Le modèle thermodynamique	85
4.4 Le modèle économique	85
4.5 L'optimisation	85
4.5.1 Problématique.....	85
4.5.2 Elaboration de l'optimisation.....	85
4.6 Résultats	86
Multi-objective optimization of a multi water-to-water heat pump system using evolutionary algorithm	87
Abstract	87
1. Introduction.....	87
2. Multi-heat pump system.....	89
2.1 Heat pump sub-system of Hot Sanitary Water.....	91
2.2 Heat pump sub-system of basic solution B.....	92
2.3 Heat pump sub-system of acid solution A.....	92
3. The thermodynamic model.....	93
3.1 Heat pumps.....	93
3.2 Storage tanks.....	94
3.3 Heat exchangers	94
3.4 The exergy balance.....	95
4. The economic model.....	95

5. Optimization.....	96
5.1 Optimization problem	96
5.2 Optimization formulation.....	97
5.3 Implementation.....	99
6. Results	99
6.1 Carbon tax sensitivity analyses	102
7. Conclusions	102
Références	103
Conclusions générales et perspectives	105
Annexe A - La méthode du pincement.....	109
Annexe B - Calcul exergétique d'une pompe à chaleur	113

Nomenclature

Symboles	Grandeurs	Unités
A	Surface	m ²
C _p	Capacité calorifique à pression constante	J/kg.K
D	Diamètre	m
E	Emissions	kgeqCO ₂ /kWh
E	Energie	kJ
Ex	Exergie	kJ
e	Exergie massique	kJ/kg
ED	Destruction d'exergie	kWh
EI	Exergie Interne	kJ
H	temps de fonctionnement, Energie	h/an, kW
H	Pouvoir Calorifique Supérieur	J/kg
H	Hauteur	m
h	Enthalpie	kJ/kg
L	Longueur	m
l	Largeur	m
m	Masse	kg
M	Emissions	teqCO ₂ /an
<i>m</i>	Débit massique	kg/s
Mm	Masse molaire	g/mol
Pc	Pouvoir calorifique	J/mol
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur	kJ/kg
PCS	Pouvoir Calorifique Supérieur	kJ/kg
P	Puissance, Pression	kW, Pa
\dot{Q}	Puissance	kW
s	Entropie massique	kJ/kg.K
S	Entropie	kJ/K
T	Température	K, °C
t	Temps	s
T ₀ σ	taux de destruction d'exergie	W
\dot{W}	Travail	kW
U	Energie Interne	kJ
u	Energie Interne massique	kJ/kg
V	Volume	m ³
V _b	Volume Balayé	m ³ /h
DTLM	Différence de température logarithmique moyenne	K
X	Composition molaire	%

Variables économiques

C	Coût	€
CL	Encombrement	€
Em	Impact environnemental	€
IC	Coût d'investissement	€
OC	Coût opérationnel	€/an
OS	Gains	€/an
SPBP	Temps de retour sur investissement simplifié	an
T	Taxe	€/kgeqCO ₂

Lettres grecques

ε	Exergie chimique	W
Δ	Variation	

η	Rendement	
ρ	Masse volumique du fluide,	kg/m ³
Γ_c	Taux de Compression	
φ, μ, ϑ	Rendements	
σ	Taux de génération d'entropie,	kW/K

Indices

A	Acide
Asp	Aspiration
B	Base
b, c	chaudière, Carbone
BP	Basse Pression
C_i	Constante
Cond	Condenseur
Comp	Compresseur
E	Entrée, Eau, Effluents
Elec	Electrique
Eq	Equivalent
Evap	Evaporateur
Exp	Expérimental
F	facteur de conversion, Fioul
g	Global
Gliss	Glissement
H	Haut
HEX	Echangeur
HP	Haute Pression
Int	Intermédiaire
i	Entrée
IW	Boucle d'eau intermédiaire
Is	Isentropique
J	Nombre de couches
L	Bas
M	Mélange
MP	Moyenne Pression
min	Minimum
moy	moyenne
O	sortie
r	Réfrigérant
Ref	Réfrigération, Refoulement
S	Sortie
Sc	Composant
Sim	simulation
sys	Système
t	Réservoir
T	total
u	utile
Vol	Volumétrique

Abréviations

CAP	Volume Balayé
CEE	Certificat d'Economie d'Energie
CMV	Compression Mécanique de Vapeur
COP	Coefficient de performance
ECS	Eau Chaude Sanitaire
ENRT	Energie Renouvelable Thermique
ER	Eau de Refroidissement

GES	Gaz à Effet de Serre	
GIEC	Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evaluation du Climat, en anglais : IPCC "Intergovernmental Panel on Climate Change"	
GWP	pouvoir de réchauffement global de l'anglais "Global Warming Potential"	
HP	Pompe à chaleur	
HSW	Eau Chaude Sanitaire	
IAA	Industrie Agro-alimentaire	
LG	Lavage Grain	
LII	Limite Inférieure d'Inflammabilité	%
LSI	Limite Supérieure d'Inflammabilité	%
MAL	Machine à laver	
NEP	Nettoyage En Place	
ODP	Ozone Depletion Potential	
PAC	Pompe à chaleur	
PHX	Echangeur préchauffeur	
RF	RF-number	%
TBTS	Très Basse Teneur en Soufre	
TTC	Toute Taxe Comprise	

Introduction générale

La consommation énergétique mondiale pose actuellement plusieurs problèmes tels que l'accroissement de l'effet de serre, l'élévation régulière du prix de l'énergie ainsi que sa raréfaction.

Le mémoire de thèse porte sur les moyens de minimiser la consommation d'énergie spécifique dans un procédé agro-alimentaire. Il s'agit de récupérer l'énergie contenue dans les eaux de lavage et de remonter leur potentiel énergétique. Le besoin journalier d'eau chaude dans les procédés industriels à des niveaux de température variant entre 50 et 80 °C, est important, spécialement dans l'industrie laitière. Actuellement, ce besoin est assuré par des chaudières à fioul ou à gaz dont l'effet environnemental et le coût de fonctionnement amènent à l'utilisation de systèmes de production de chaleur plus efficaces et moins polluants comme les pompes à chaleur grâce à la récupération des énergies des effluents chauds rejetés aux égouts.

Dans les industries laitières, l'eau chaude et les solutions de lavage sont utilisées principalement pour le nettoyage, qui consiste essentiellement à éliminer les matières grasses, le lactose et les sels minéraux. Le procédé de nettoyage se compose de plusieurs étapes de lavage et des effluents tièdes sont rejetés à la fin du cycle. Ces effluents présentent un contenu exergétique qui peut être récupéré par les pompes à chaleur pour assurer les besoins de chauffage.

Ce travail de thèse est basé sur une approche système qui a pour objectif de concevoir et de développer des pompes à chaleur eau/eau moyenne et haute températures à hautes efficacités énergétique, économique et environnementale pour la production d'eau chaude et le chauffage de solutions de lavage dans le secteur agro-alimentaire.

Le chapitre 1 présente une évaluation des besoins de chaleur des postes de lavage de la fromagerie étudiée, ainsi que l'énergie récupérable des effluents rejetés. D'autre part, la méthode du pincement est appliquée aux procédés de lavage afin d'étudier le mode d'intégration des pompes à chaleur et d'échangeur de récupération utilisant les effluents comme source froide pour assurer les différents besoins thermiques à différents niveaux de température.

Lorsque la quantité d'effluents est insuffisante pour assurer les besoins en production instantanée, le recours au stockage d'énergie est nécessaire pour assurer les différents besoins tout en réduisant la taille des pompes à chaleur. Dans ce cas, le facteur temps joue un rôle important dans l'intégration et la méthode du pincement n'est plus suffisante. La méthode d'analyse énergétique et exergétique en dynamique est nécessaire pour le dimensionnement du système. Cette méthode est détaillée dans le chapitre 2 pour un besoin de chaleur particulier tout en optimisant le système par une optimisation multicritères se basant sur trois facteurs : économique, exergétique et environnemental.

D'autre part, le choix de l'architecture des pompes à chaleur et des fluides frigorigènes optimisés pour les différents besoins est détaillé dans le chapitre 3. Ce choix permet d'améliorer les performances des pompes à chaleur se traduisant par leur rendement exergétique et permet de réduire les émissions des GES surtout en utilisant des fluides frigorigènes à faible GWP. La méthode de sélection des fluides et des configurations convenables pour chaque besoin est basée sur plusieurs critères. Une pompe à chaleur prototype est réalisée. Elle est utilisée pour tester les différentes configurations définies et les différents fluides candidats choisis pour les différents régimes de fonctionnement.

Les gains apportés par les pompes à chaleur choisies pour les différents besoins comparativement à une chaudière à fioul sont quantifiés et présentés dans le chapitre 4. Une

méthode d'optimisation multi-objectifs est réalisée pour définir le positionnement des pompes à chaleur en termes de consommation énergétique, d'émissions de CO₂, d'investissement et de pertes exergétiques par rapport aux systèmes de chauffage traditionnels.

Chapitre 1 - Impact Energétique Des Procédés Agro-alimentaires

1.1 Introduction

Le coût des énergies fossiles a habitué le monde économique à une énergie peu chère qui ne permettait pas de justifier économiquement les efforts d'efficacité énergétique. La demande en énergie fossile a augmenté face à la raréfaction de cette ressource énergétique, ce qui s'est traduit par une hausse de prix. Par ailleurs, l'impact sur l'environnement de l'usage des énergies fossiles a renforcé le besoin d'une maîtrise de la consommation énergétique. Cette prise de conscience sur une modification structurelle de nos modes de consommations énergétiques est mondiale et se traduit par des accords internationaux comme le protocole de Kyoto.

L'industrie a été la première à s'engager dans l'amélioration de l'efficacité énergétique de ses procédés puisque les marges gagnées positionnent mieux les entreprises qui les prennent vis-à-vis de leurs concurrents. Le secteur industriel consomme un tiers de l'énergie en Europe. Le potentiel d'économie d'énergie avec les meilleures technologies disponibles est estimé entre 15 % et 20 % de la consommation énergétique de l'industrie. Pour obtenir des gisements d'énergie plus étendus, il faut analyser les procédés de transformation industriels représentés par la figure (1.1) en commençant par les matières premières jusqu'au produit final en prenant en compte les déchets, les émissions et les effluents.

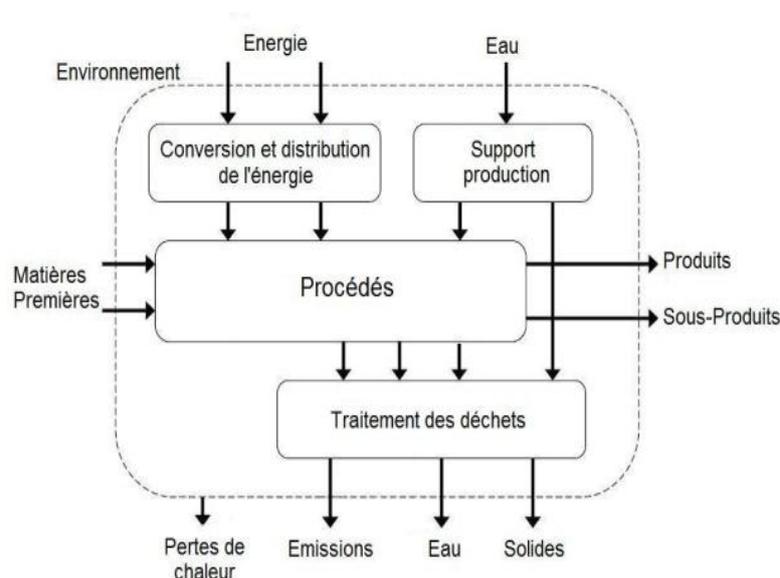


Fig.1.1 : Représentation d'un procédé de production [1]

Ce mode d'analyse se différencie complètement de l'analyse très fréquente qui porte uniquement sur l'amélioration de l'efficacité énergétique des seules utilités des procédés.

L'analyse porte sur le procédé de production qui peut être optimisé en tant que tel et doit faire l'objet d'analyses énergétiques et exergétiques en ayant recours à la méthode du pincement [2 - 4] qui permet d'obtenir une vue globale de la gestion énergétique du procédé en fonction des niveaux de température et des quantités de chaleur échangées. L'intégration de systèmes thermodynamiques comme les pompes à chaleur revalorisant les effluents

rejetés ne peut se faire qu'en utilisant cette méthode d'intégration en vue d'obtenir les gains énergétiquement optimaux.

Dans l'industrie agro-alimentaire, des effluents liquides (comme les condensats de concentrateurs et les eaux de lavage...) sont rejetés vers la station d'épuration à une température variant entre 30 °C et 50 °C. La valorisation de cette chaleur basse température permet a priori d'assurer une grande part des besoins de chaleur dans ces industries et demande à être étudiée.

Ce chapitre présente les aspects économiques, environnementaux et réglementaires de l'usage de l'énergie dans l'industrie en général et plus particulièrement dans l'industrie agro-alimentaire. Ensuite les différentes étapes du procédé de production dans la fromagerie sont étudiées ainsi que la méthode d'optimisation de chaque étape à l'aide de la méthode du pincement. L'intégration des pompes à chaleur et des échangeurs de chaleur sur les effluents en remplacement des systèmes actuels de production de chaleur comme les chaudières à fioul et à gaz est analysée selon la même méthodologie.

1.2 Le contexte économique, environnemental et réglementaire de l'énergie dans l'industrie

1.2.1 La consommation énergétique du secteur industriel

Le tiers de la consommation d'énergie dans le monde provient de l'activité industrielle. La demande de l'énergie dans ce domaine a augmenté d'environ 61 % entre 1971 et 2004.

En France, les principaux secteurs industriels utilisateurs de chaleur, hors sidérurgie, sont l'industrie agroalimentaire, le ciment, la chimie organique et le papier / carton.

En 2007, la chaleur consommée par l'industrie était 26,8 Mtep, soit près d'un tiers de la chaleur totale. La répartition de cette chaleur consommée entre les différents secteurs est représentée par la figure 1.2.

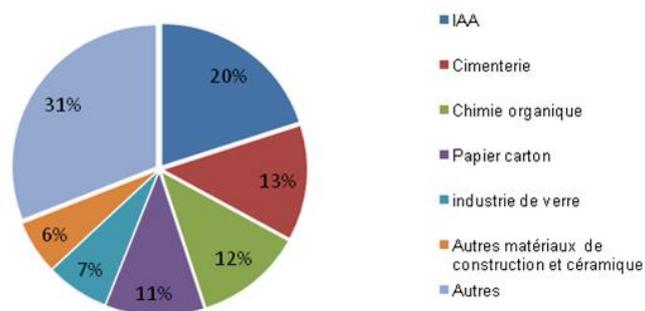


Fig. 1.2 : Répartition de la consommation de chaleur par secteurs d'activité [5]

L'industrie agro-alimentaire consomme à peu près 20 % de la chaleur totale consommée dans l'industrie.

Les besoins calorifiques des procédés industriels sont à des températures très variées. Les niveaux de température d'utilisation sont divisés en 6 classes pour les différents secteurs (0 °C à 99 °C, 100 °C à 199 °C, 200 °C à 399 °C, 400 °C à 599 °C, 600 °C à 799 °C et supérieurs à 800 °C). Les figures 1.3 et 1.4 représentent la répartition de la consommation énergétique sur les différents secteurs industriels et par tranche de température respectivement. La consommation énergétique totale est de 269 TWh.

Les procédés fonctionnant entre 100 et 200 °C comme le séchage dans l'industrie du papier et la concentration dans les procédés agroalimentaires sont environ 2,5 fois plus consommateurs que ceux en dessous de 100 °C comme la pasteurisation et le chauffage des liquides et des gaz surtout dans l'industrie agroalimentaire.

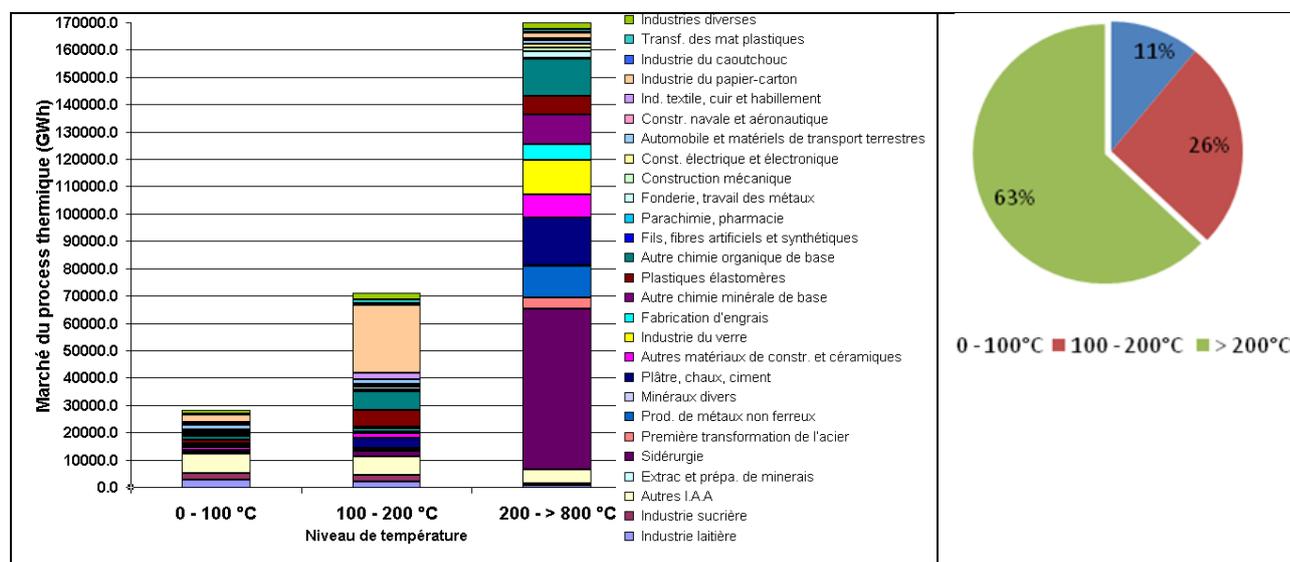


Fig. 1.3 – 1.4 : Répartition de la consommation énergétique sur les différents secteurs industriels et par tranche de température [6]

Dans l'industrie, la consommation des produits pétroliers est passée de 21,7 Mtep en 1973 à 5,9 Mtep en 2007. Le gaz et l'électricité les ont remplacés. Cependant, le pétrole est toujours l'énergie prépondérante, avec une part de la consommation finale énergétique de 43,8 % contre 44,6 % en 2006 ; le gaz et l'électricité ont des parts voisines, respectivement 21,6 et 23 % contre 21,5 et 22,8 % en 2006. La part des énergies renouvelables thermiques (ENRt) et déchets est de 7,5 % en 2007 contre 6,9 % en 2006.

Le gaz et l'électricité sont les énergies dont les consommations se sont le plus accrues. La part du gaz dans la consommation finale énergétique est passée de 4,6 % en 1970 à 21,6 % en 2007 et celle de l'électricité de 9,1 % à 23,0 %. A l'inverse, la part du pétrole diminue ; elle est passée de 59,4 % en 1970 à 43,8 % en 2007.

1.2.2 Le prix du pétrole, du gaz et de l'électricité

Dans l'industrie, la substitution du gaz et de l'électricité au fioul est due essentiellement à un rapport de prix souvent favorable au gaz et à une meilleure efficacité énergétique des cycles thermodynamiques consommant de l'énergie électrique. Le taux de croissance annuel et l'évolution des prix des énergies sont représentés par les figures 1.5 et 1.6.

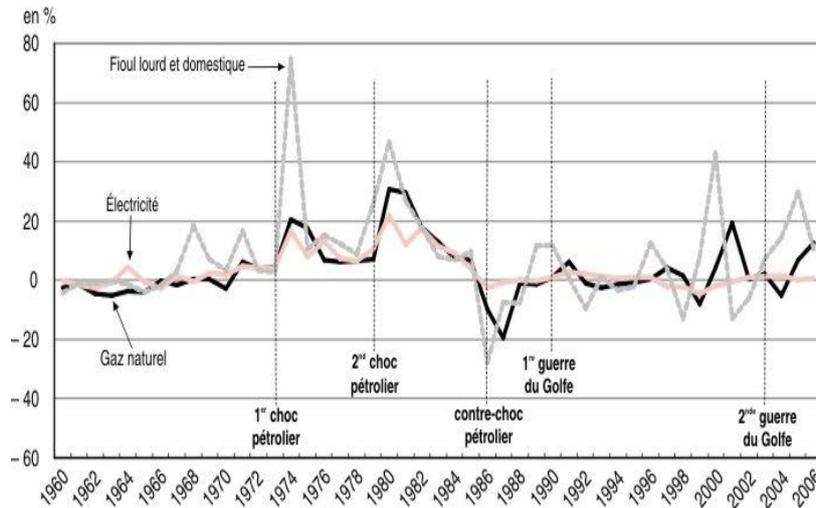


Fig.1.5 : Taux de croissance annuels des prix du fioul, du gaz naturel et de l'électricité [7]

La figure 1.6 montre que les prix du fioul et du gaz augmentent, ce qui justifie le remplacement des systèmes de chauffage au fioul et au gaz par des systèmes thermodynamiques comme les pompes à chaleur consommant de l'énergie électrique et ayant une efficacité énergétique élevée.

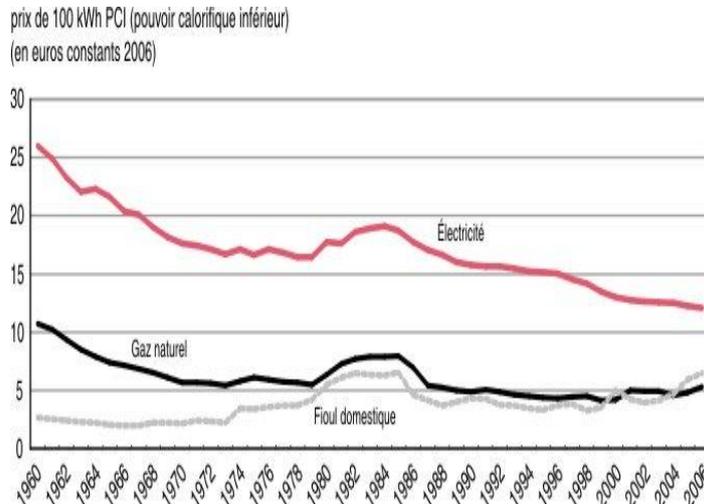


Fig.1.6 : Évolution des prix TTC du gaz, de l'électricité et du fioul [7]

L'énergie fossile est une énergie primaire. Dans le cas d'une chaudière, l'énergie primaire est déduite de l'énergie finale (l'énergie consommée) par l'intermédiaire de l'efficacité énergétique ou du rendement de la chaudière.

Pour l'énergie électrique, l'énergie primaire est déduite de l'énergie finale consommée en multipliant cette dernière par un coefficient multiplicateur qui est de 2,58 pour la France ; ce coefficient multiplicateur tient compte du rendement de conversion de l'énergie thermique en électricité ainsi que des pertes en ligne. Pour un système thermodynamique (une pompe à chaleur par exemple), l'énergie électrique finale consommée est liée à l'énergie calorifique produite multipliée par le coefficient de performance (COP) du système.

La figure 1.7 montre qu'une pompe à chaleur ayant un COP de 2,58 consomme une énergie primaire égale à l'énergie consommée par une chaudière ayant un rendement de 100 %. Donc, avec une pompe à chaleur ayant un COP supérieur à 2,58, on commence à économiser de l'énergie primaire par rapport aux chaudières idéales (ayant un rendement égal à 100 %).

Nota : cette valeur conventionnelle varie au cours de la journée et des saisons et varie aussi d'un pays européen à un autre. Elle est retenue dans les raisonnements présentés ici car elle structure les choix techniques pour les industries fonctionnant sur le territoire national.

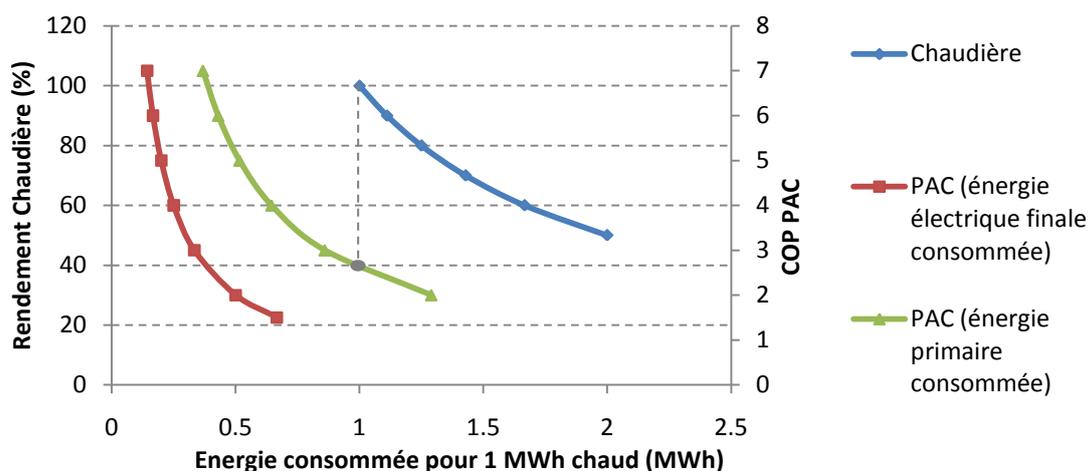


Fig. 1.7 : Energies consommées par différents systèmes de production de chaleur

La figure 1.7 présente une comparaison entre l'énergie consommée par une chaudière en fonction de son rendement et une pompe à chaleur en fonction de son COP pour produire un MWh chaud.

La figure 1.8 présente une comparaison entre le prix de l'énergie (données 2007 cf. tableau 1.1) consommée par une chaudière à fioul et une autre à gaz en fonction de leurs rendements et celui de l'énergie électrique finale consommée par une pompe à chaleur en fonction de son COP pour produire un MWh chaud.

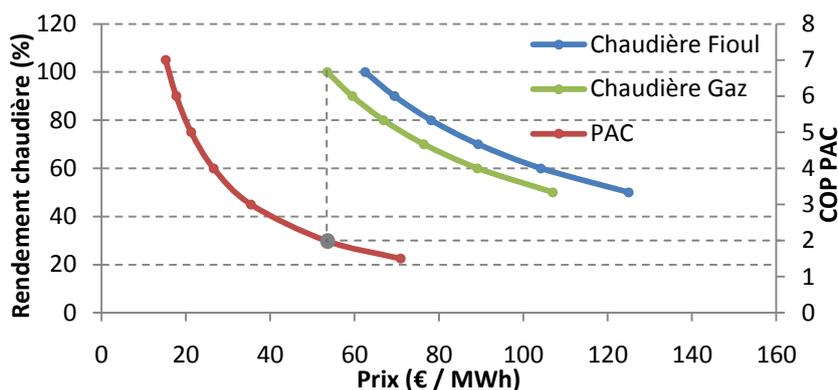


Fig. 1.8 : Prix de l'énergie consommée par différents systèmes de production de chaleur

Tableau 1.1 - Prix de différentes sources d'énergie en 2007.

Système de production de chaleur	Prix (€ / MWh)
Gaz	53.5
Fioul domestique	62.5
Electricité	106.4

Source: PEGASE, Ministère de l'industrie, coût moyen en 2007

La figure 1.8 montre que le prix de l'énergie électrique consommée par une pompe à chaleur ayant un COP de 2 est égal à celui de l'énergie consommée par une chaudière ayant un rendement de 100 %. Au-delà de ce COP, la PAC a un coût de fonctionnement inférieur à celui de la chaudière.

Le COP minimal rendant une PAC aussi rentable qu'une chaudière hors coût d'investissement est donné par l'équation suivante :

$$COP_{min} = \eta_c \frac{C_{elec}}{C_{fioul}} \quad (1.1)$$

Avec : η_c le rendement de la chaudière, C_{elec} le prix en € d'un kWh électrique et C_{fioul} le prix en € d'un kWh fioul ou gaz.

1.2.3 Les émissions de CO₂ et des gaz à effet serre

Dans son quatrième rapport d'évaluation, le GIEC a confirmé que les émissions mondiales des gaz à effet de serre ont augmenté en raison des activités humaines de 70 % entre 1970 et 2004 (figure 1.9).

La température de la terre pourrait augmenter entre 1,1 et 6,4 °C durant le 21^{ème} siècle [8]. Cette augmentation est due à l'augmentation de la concentration du CO₂ dans l'atmosphère. L'industrie est responsable au niveau mondial de 36 % des émissions de CO₂.

La figure 1.10 présente la contribution de différents secteurs aux émissions de GES en France, basé sur des données de 2007. La contribution résultant du secteur industriel est de 20 %.

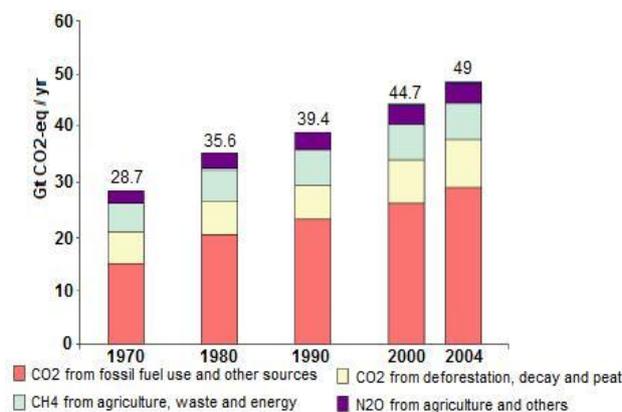


Fig. 1.9 : Emissions globales annuelles de GES entre 1970 et 2004

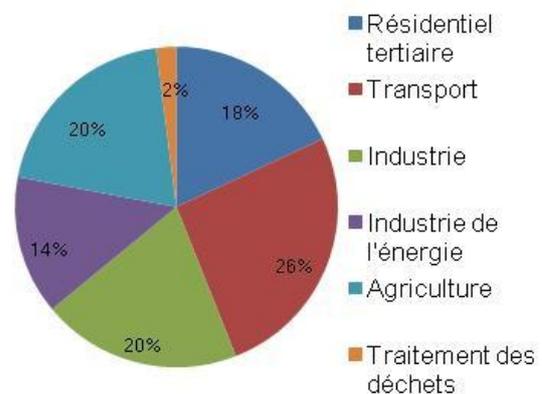


Fig. 1.10 : Emissions de GES (eq. CO₂) par secteur en France (2007) [9]

La France est un pays dont la quantité de CO₂ émise est relativement faible par comparaison à d'autres pays car près de 80 % de son énergie électrique est d'origine nucléaire. De ce fait, le remplacement des chaudières par des installations de PAC présente un gain substantiel en termes d'émissions de CO₂ évitées.

Le tableau 1.2 présente les émissions de CO₂ pour la production d'électricité suivant les modes de production. Ce tableau montre que la production d'électricité par les filières nucléaire et hydraulique n'est quasiment pas émettrice de CO₂.

Tableau 1.2 - g de CO₂ sur le cycle de vie par kWh produit [10]

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

Le bilan des émissions de GES en remplaçant une chaudière par une PAC est calculé par les formules suivantes :

$$M_{CO_2} = M_{Chaudière} - M + M_{fuites} \quad (1.2)$$

$$M_{CO_2} = f_c \frac{H_c P}{\eta_c} \cdot E_c - \frac{H_{PAC} P}{COP} \cdot E_{élec} + M_{fuites} \quad (1.3)$$

Avec :

f_c facteur de conversion entre MWh PCI et MWh PCS du fioul ou du gaz utilisé (1 pour le fioul et 1,1 pour le gaz)

H_c nombre annuel d'heures de fonctionnement de la chaudière

H_{PAC} nombre annuel d'heures de fonctionnement de la PAC. A noter que le nombre d'heures maximal de fonctionnement d'une PAC est fixé à 8 000 h (site industriel fonctionnant typiquement en rythme trois huit)

P puissance chaude requise (kW)

η_c rendement de la chaudière (intégrant les pertes de réseaux de distribution)

E_c émissions de GES en teq CO₂ par MWh PCS de fioul ou de gaz consommé

$E_{élec}$ émissions de GES en teq CO₂ par MWh électrique produit. Ce calcul est basé sur une valeur d'émission moyenne entre production de base (40 kg / MWh) et production de pointe (180 kg / MWh) du mix énergétique français, soit 68 kg / MWh.

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

Tableau 1.3 – g CO₂/kWh des différentes énergies

Fioul	Gaz naturel	Electricité (France)	Electricité (Mix européen)
266	198	68	460

Les émissions de fluides frigorigènes utilisés dans les PAC sont une source de GES à prendre en compte en plus des émissions indirectes liées à la consommation d'électricité. La charge en fluide frigorigène dans les circuits frigorifiques dépend de la puissance frigorifique (ou calorifique pour les PAC). Sur des systèmes de PAC moyenne température, la charge moyenne au point optimal de fonctionnement varie autour de 0,3 kg par kW chaud installé. Ces émissions à effet direct couvrent les émissions sur le cycle de vie de la PAC comme les émissions initiales à la charge, les émissions fugitives, les émissions lors de la maintenance et en fin de vie des équipements. Le taux annuel lié aux émissions directes est estimé à 5 % de la charge initiale [11].

La comparaison entre les émissions d'une chaudière et d'une pompe à chaleur est représentée par la figure 1.11 en fonction du rendement de la chaudière et du COP de la PAC. L'exemple étudiée considère une énergie produite de 1 MWh en considérant une PAC de 10 kW chaud et fonctionnant sur 100 heures par an.

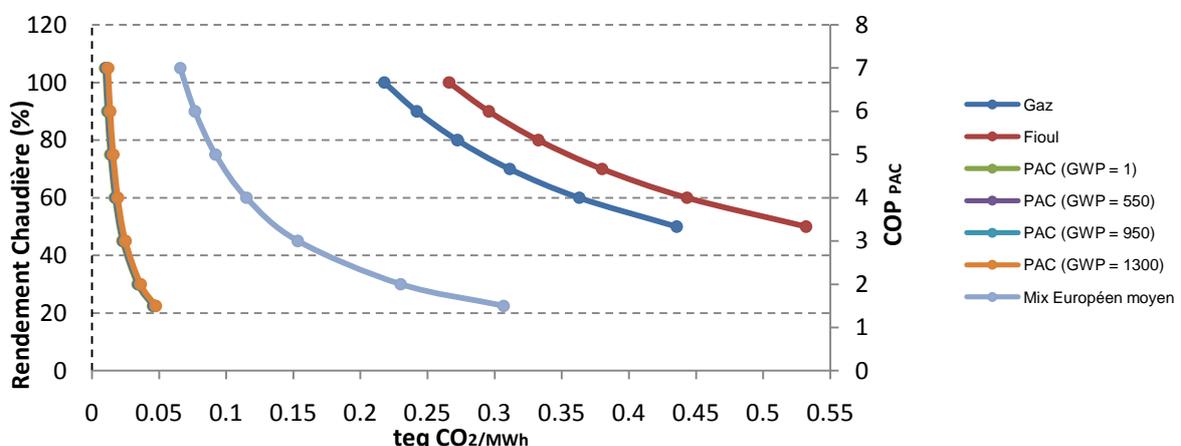


Fig. 1.11 : Emissions en CO₂ pour différents types de sources de chaleur pour 1 MWh

La réduction des émissions de CO₂ est très significative en remplaçant les chaudières par des pompes à chaleur. En France ceci est vrai quel que soit le COP.

En considérant le mix européen moyen de 460 g CO₂/kWh_{élec}, on remarque que les gains en émissions de CO₂ deviennent moins importants. Donc les gains en émissions de CO₂ en remplaçant les chaudières par des PAC dépendent du mix de chaque pays.

1.2.4 Le contexte réglementaire de la consommation énergétique

En France, des certificats d'économies d'énergie (CEE) ont été mis en place dans le but de limiter les émissions de CO₂ tout en limitant les dépenses publiques et en sensibilisant et en responsabilisant la société civile.

La loi de programme du 13 juillet 2005 impose aux personnes morales, qui vendent de l'électricité, du gaz, de la chaleur ou du fioul aux consommateurs finaux et dont les ventes annuelles excèdent un seuil fixé par décret, des obligations de réalisation d'économies d'énergie chez leurs clients sur une période donnée. Les fournisseurs d'utilités doivent justifier des investissements réalisés par leurs clients et démontrer l'effectivité des économies d'énergie à la fin de cette période.

D'autre part, la mise en œuvre d'un crédit d'impôt a augmenté le marché des pompes à chaleur à usage domestique d'environ 40 % en 2005 et 50 % en 2006. Pour les équipements de production d'énergie utilisant une source d'énergie renouvelable ou de pompes à chaleur dont la finalité est la production de chaleur, le crédit d'impôts est de 40 % du montant des équipements.

53,000 pompes à chaleur géothermiques et eau/air ont été vendues en 2006 ainsi que plusieurs milliers d'installations de chauffage de type air /air.

1.3 Etat de l'art des procédés agro-alimentaires

Durant les trente dernières années, la contribution de l'industrie agroalimentaire à la consommation énergétique et à l'émission de GES n'a cessé de croître par comparaison aux autres industries. Ceci est dû principalement à l'automatisation du processus de production et particulièrement à la demande croissante de sécurité alimentaire et aux hauts niveaux d'hygiène requis. Par conséquent, l'analyse de ces procédés permet de déterminer les gisements d'économie d'énergie.

En effet, les hauts niveaux d'hygiène mènent à une large consommation de froid et d'eau chaude aussi bien qu'un nombre accru de cycles de nettoyage lors de la production [12]. Généralement, ces opérations nécessitent de la chaleur dans la gamme de température entre 60 °C et 90 °C et génèrent des effluents à des températures variant entre 30 et 50 °C. La valorisation de l'énergie contenue dans ces effluents avec des systèmes thermodynamiques comme les pompes à chaleur permet des économies importantes d'énergie et des gains environnementaux significatifs.

Les sections suivantes présentent plus en détail cette industrie.

1.3.1 La consommation énergétique

Les opérations énergivores du secteur agroalimentaire sont divisées en cinq groupes.

- Le chauffage des liquides et des gaz : cette opération comprend la production d'eau chaude pour le nettoyage, le chauffage de produits liquides ou gazeux, la stérilisation, la pasteurisation et les traitements surfaciques (phosphatation, fluxage, anodisation, décapage, dégraissage).

- La distillation : la séparation par distillation, la séparation et l'extraction par solvant (en dehors de l'eau).
- L'évaporation et la concentration : le séchage de produits liquides ou pâteux ou la concentration de jus, lactosérum....
- Le séchage : c'est le séchage de produits solides et des produits pulvérulents (granulométrie < 5 mm).
- Les traitements thermiques : ils comprennent la décongélation par micro-ondes, les différents traitements surfaciques comme la phosphatation, le fluxage, l'anodisation, le décapage et le dégraissage, la cuisson de produits divers non alimentaires, le chauffage de produits solides non métalliques, et la cuisson de produits alimentaires.

La figure 1.12 montre que les besoins de chauffage des liquides et des gaz et les besoins pour l'évaporation et la concentration pour le niveau de température entre 0 °C et 120 °C sont dominants. La consommation totale en énergie pour cette plage de température est estimée à 12,38 TWh/an pour la France.

Pour la plage de température (0 – 100 °C), l'industrie agro alimentaire représente 44 % de la chaleur totale consommée par l'industrie française [13]. Cette valeur est due principalement à l'industrie laitière qui consomme 10 % de la chaleur totale. La figure 1.13 représente la distribution de la chaleur consommée par plage de température pour l'industrie agro alimentaire. Sa consommation totale est de 8,6 TWh/an.

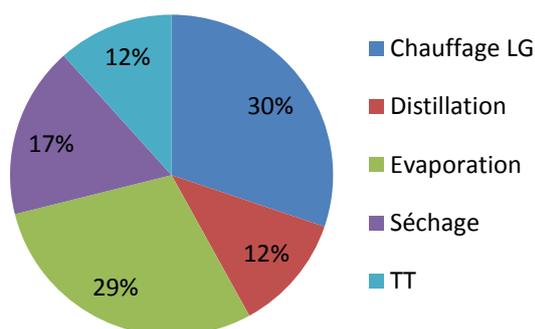


Fig. 1.12 : Distribution de la chaleur consommée par opération énergétique [13]

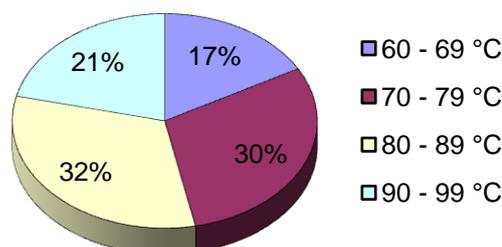


Fig. 1.13 : Distribution de la chaleur consommée par plage de température pour l'IAA [13]

1.3.2 Valorisation de la chaleur fatale

Les effluents industriels liquides et gazeux doivent être l'objet d'une vision intégrée de valorisation énergétique et de dépollution. On peut distinguer quatre grands types d'effluents :

- l'eau chaude à température dégradée ou la vapeur à plus basse pression après échange thermique lors du procédé (séchage et concentration)
- les effluents chauds : il s'agit des eaux de nettoyage et de stérilisation après utilisation, dont la température est en général comprise entre 30 °C et 50 °C mais ces effluents chargés présentent certaines contraintes liées à l'encrassement au niveau des échangeurs
- la chaleur fatale valorisable aux condenseurs des groupes de réfrigération. Le fluide au condenseur de ces groupes est à une température comprise entre 35 et 45 °C.
- Les fumées et les gaz de sorties des chaudières et des fours : elles sont à températures élevées et peuvent être utilisées en récupération directe de chaleur.

La valorisation de la chaleur perdue par les effluents thermiques, comme les effluents liquides chauds au niveau des évaporateurs des pompes à chaleur vers des niveaux de température plus élevés pour couvrir les besoins énergétiques, permet de substituer l'énergie fossile par une énergie disponible en utilisant le principe général du pompage de chaleur ; pour cette étude les pompes à chaleur seront à compression mécanique de vapeur et sont mues par des moteurs électriques. Selon les niveaux de température des sources et des puits, les coefficients de performance (COP) des PAC atteignables varient entre 2 et 5.

Cette thèse a pour objectif de présenter :

- une méthodologie pour l'intégration de PAC dans les procédés agroalimentaires (à fort caractère discontinu)
- une conception de PAC assurant la plus grande efficacité énergétique, une rentabilité économique et une réduction associée d'émissions de GES.

L'industrie laitière est choisie comme terrain d'application de cette méthodologie. Le procédé de fabrication de fromage est décrit dans la section suivante ainsi qu'une première identification du potentiel d'intégration de PAC.

1.4 Présentation des procédés de fabrication du fromage dans la fromagerie étudiée

1.4.1 Description des opérations unitaires

La production du fromage à pâte pressée par la fromagerie étudiée est organisée selon deux lignes de production.

En plus des étapes de la transformation en fromage, il y a les processus de réception et de prétraitement du lait qui forment la matière première utilisée.

La vapeur est la seule énergie calorifique utilisée dans l'usine. Cette vapeur d'eau est assurée par deux chaudières de 6,5 MW chacune, ayant un rendement énergétique de 94 % et elles utilisent un fioul lourd TBTS. Chaque chaudière produit 11 t/h de vapeur, l'une est en veille et l'autre est utilisée pour assurer les besoins. Le fioul est utilisé puisque les réseaux de gaz ne sont pas disponibles dans la région. La vapeur est produite à 1,4 MPa ; elle est utilisée sous cette pression dans l'atelier de concentration de lactosérum et pour le reste de l'usine, elle est utilisée à des pressions plus faibles. La figure 1.14 représente le synoptique des flux d'énergie dans la fromagerie.

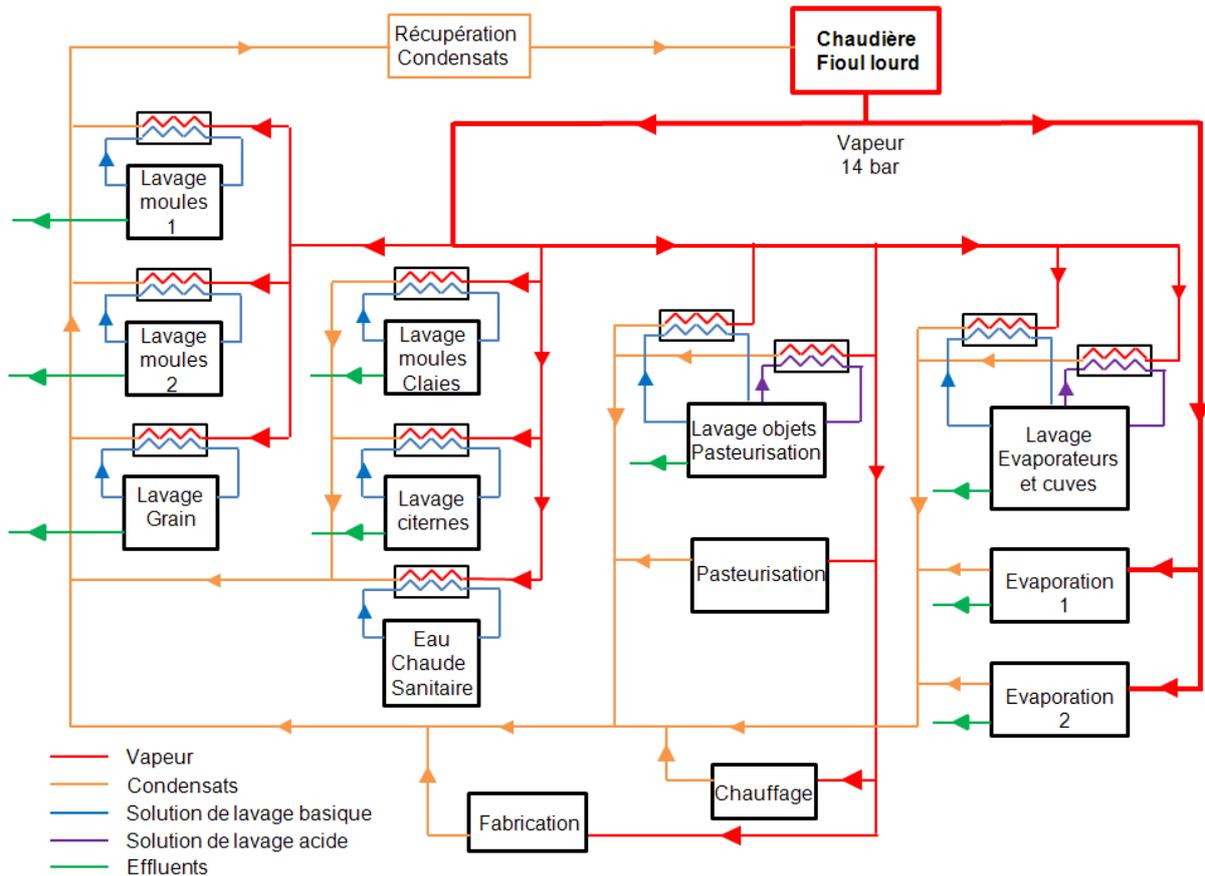


Fig1.14 : Synoptique des flux d'énergie dans la fromagerie

La figure 1.15 représente la distribution de la consommation de vapeur sur les différents postes pour l'année 2006. L'atelier de concentration et les opérations de lavage représentent les procédés les plus consommateurs d'énergie.

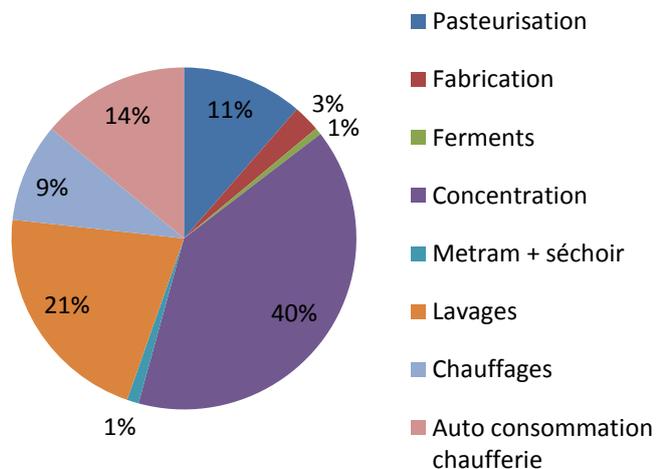


Fig. 1.15 : Distribution de la consommation de vapeur sur les différents postes [14]

L'amélioration énergétique globale de la fromagerie doit couvrir tous les postes. Mais l'étude du site n'a pas été exhaustive pour des raisons liées à la production et a seulement porté sur les procédés de lavage qui consomment 21 % de la vapeur totale produite. D'autres postes comme les concentrateurs de lactosérum (évaporations), qui consomment la plus grande part de l'énergie et la pasteurisation, n'ont pas été étudiés ; pourtant des améliorations peuvent être réalisées sur ces postes comme l'installation d'une CMV sur les concentrateurs et l'installation d'une thermo-frigo-pompe pour la pasteurisation.

Les opérations de lavage des équipements se font par des eaux froides et chaudes ; ces équipements sont détaillés par la suite pour identifier les besoins d'énergie et les chaleurs fatales rejetées aux égouts.

- Lavage des citernes

Après le dépotage du lait, les citernes sont lavées. Le lavage suit une démarche en trois étapes (un pré-lavage, un lavage par une solution acide à 65 °C et un rinçage final avec de l'eau froide).

Dans le fonctionnement actuel, seule la solution acide est recyclée et les autres flux de rinçage sont renvoyés à l'égout. Le fonctionnement de ce poste de lavage est très aléatoire et variable durant la journée ; en plus la température des eaux rejetées aux égouts est faible (~20 °C).

- Lavage des objets de traitement des liquides et de la fabrication du fromage

Ce lavage comprend celui des cuves, tanks et circuits de pasteurisation et de fabrication. Le procédé de lavage s'effectue en cinq étapes (un pré-lavage, un lavage avec de la soude, un rinçage intermédiaire, un lavage avec de l'acide et un rinçage final). La température de la solution basique doit être voisine de 80 °C, alors que celle de la solution acide doit être voisine de 65 °C.

Les eaux récupérées à la fin du pré-lavage et du premier rinçage ayant une température moyenne de 20 °C sont amenées à l'égout alors que l'eau du dernier rinçage est réutilisée pour le pré-lavage.

- Lavage des moules de la première ligne de fabrication

Après chaque moulage, les moules de fabrication subissent un lavage composé de trois étapes (un pré-lavage, un lavage basique à 70 °C et un rinçage avec de l'eau propre qui sera récupérée après le rinçage pour être utilisée pour le pré-lavage).

Comme dans les procédés précédents, l'eau récupérée à la fin du pré-lavage est rejetée à l'égout. Son débit est 5,5 m³/h et sa température moyenne est de 33 °C.

- Lavage des moules de la deuxième ligne de fabrication

Cette ligne de fabrication fonctionne actuellement pendant une durée moindre que celle de la première ligne.

Le lavage des moules est composé aussi de trois étapes (un pré-lavage, un lavage basique à 70 °C et un rinçage avec de l'eau propre qui sera récupérée après le rinçage pour être utilisée pour le pré-lavage). Là encore, l'eau récupérée à la fin du pré-lavage est rejetée à l'égout. Son débit est de 3,7 m³/h et sa température moyenne est de 33 °C.

- Lavage des évaporateurs et des cuves de stockage du lactosérum

L'atelier de concentration comprend deux évaporateurs à multiples effets dans le but d'augmenter la concentration du lactosérum de 42 g/l à 300 g/l ; il fonctionne 24 heures par jour du lundi au vendredi. Dans chaque effet, une quantité de l'eau contenue dans le lactosérum s'évapore jusqu'au dernier effet où il sort à la concentration voulue.

Chaque évaporateur est constitué d'un faisceau tubulaire dans lequel s'écoule le lactosérum, de haut en bas, et autour desquels circule la vapeur de chauffe.

Après évaporation, le lactosérum concentré circule par gravité. La vapeur d'eau est aspirée par le haut du séparateur pour être utilisée comme fluide chauffant pour l'effet suivant. Les buées du dernier effet sont condensées dans un échangeur avant d'être envoyées à l'extérieur. Les buées produites sur un effet d'évaporation servent comme vapeur pour l'effet suivant qui fonctionne à une pression plus faible. La consommation énergétique « primaire » est réduite en fonction du nombre d'effets installés.

A la sortie du deuxième effet, la quantité de buée est divisée en deux parties. Une partie entre dans le troisième effet sous forme de vapeur à basse pression et la deuxième est aspirée par un éjecteur et se mélange avec de la vapeur vive provenant de la chaudière pour former la vapeur à l'entrée du premier effet. L'éjecteur a pour rôle d'aviver la vapeur « molle » à la sortie du deuxième effet. La figure 1.16 représente le schéma de principe des évaporateurs.

La vapeur qui circule autour des tubes de lactosérum, se condense en cédant sa chaleur au produit et est récupérée sous forme de condensats. Les condensats des premiers effets des deux évaporateurs sont mélangés et retournent à la chaudière. Au niveau des effets suivants, comme le produit devient de plus en plus visqueux, parfois il y a des particules fines qui se présentent avec les condensats. Pour cette raison, une partie des condensats de ces effets servent au lavage des objets de l'atelier et des évaporateurs, et l'autre partie (ayant une température moyenne de 51 °C et un débit de 12,9 m³/h) est rejetée aux égouts.

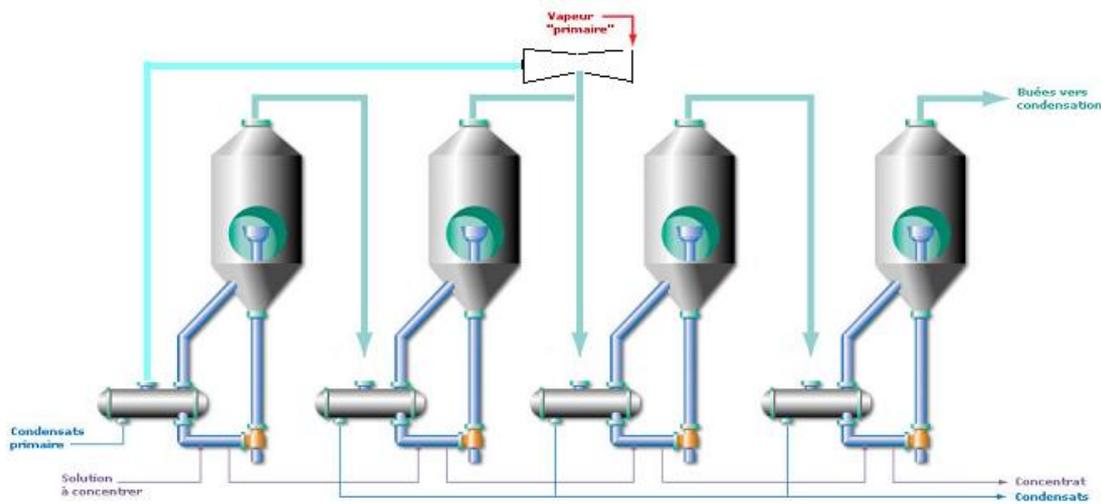


Fig. 1.16 : Schéma de principe des évaporateurs [15]

Le procédé de lavage est constitué de 5 étapes (un pré-lavage avec les condensats, un lavage avec de la soude à 80 °C, un rinçage intermédiaire, un lavage avec de l'acide à 65 °C et un rinçage final).

- Lavage des claies

Des moules de fabrication subissent un lavage composé de trois étapes (un pré-lavage, un lavage basique à 70 °C et parfois un lavage acide à 60 °C ainsi qu'un rinçage avec de l'eau propre qui sera récupérée après le rinçage pour être utilisée pour le pré-lavage).

Les effluents à la fin du premier lavage sont rejetés aux égouts à 20 °C.

- Lavage grain

C'est un poste de chauffage à basse température (35 °C). L'eau chauffée vient remplacer le lactosérum extrait des cuves. Le débit journalier est de 4 m³/cuve toutes les demi-heures. Le nombre journalier de cuves varie de 30 à 40 cuves selon les périodes.

- Lavage divers

C'est un poste de chauffage presque continu à la température de 60 °C. La consommation journalière est de 50 m³ sur 18 heures. L'eau de ville arrivant à une température moyenne de 10 °C est chauffée et stockée sous forme d'eau chaude sanitaire dans un réservoir de capacité 50 m³.

1.5 Potentiel d'intégration de PAC

Pour intégrer des PAC dans les étapes des opérations unitaires présentées dans les paragraphes précédents, la méthode du pincement est utilisée (la méthodologie est présentée en annexe A).

Les effluents récupérables dans la fromagerie proviennent de trois sources :

- les effluents (les condensats rejetés) de l'atelier de concentration ont un débit actuel de 12,9 m³/h. Leur température moyenne est voisine de 51 °C
- les effluents de la première machine à laver (les eaux du prélavage rejetées aux égouts) ont un débit de 5,5 m³/h et leur température moyenne est voisine de 33 °C
- les effluents de la deuxième machine à laver (les eaux du prélavage rejetées aux égouts) ont un débit de 3,7 m³/h et leur température moyenne est voisine de 33 °C.

La circulation de ces effluents dans l'usine doit être limitée pour des conditions d'hygiène et de propreté liées aux procédés de traitement du lait et de fabrication du fromage. Pour cela, en ayant les 3 sources d'effluents loin l'une de l'autre, il est donc nécessaire d'utiliser plusieurs PAC indépendantes sur les trois sources en fonction de l'emplacement des différents postes consommateurs d'énergie par rapport aux sources d'effluents.

Le tableau 1.4 présente les trois sources d'effluents avec les besoins voisinant chaque source.

Tableau 1.4 : Sources d'effluents avec les différents besoins de chaleur associés

Source	Utilisations U	Paramètres	Intégration
Source 1 condensats de l'atelier de concentration: – T _{moy} = 51 °C – \dot{m} = 3,58 kg/s	1 NEP Concentration basique	<ul style="list-style-type: none"> ▪ T° du bac de stockage = 80 °C ▪ T° retour après lavage = 65 °C ▪ \dot{m} = 12,78 kg/s ▪ P = 802 kW 	Nettoyage basique des tanks de l'atelier de concentration
	2 NEP Concentration acide	<ul style="list-style-type: none"> ▪ T° du bac de stockage = 65 °C ▪ T° retour après lavage = 55 °C ▪ \dot{m} = 12,78 kg/s ▪ P = 535 kW 	Nettoyage acide des tanks de l'atelier de concentration
	3 Eau chaude sanitaire ECS	<ul style="list-style-type: none"> ▪ T° du réservoir = 60 °C ▪ T° d'arrivée ~ 10 °C ▪ \dot{m} = 0,77 kg/s ▪ P = 162 kW 	Lavages divers dans l'atelier de concentration
Source 2 Effluents de la MAL 1 – T _{moy} = 33 °C – \dot{m} = 1,53 kg/s	4 Machine à laver 1	<ul style="list-style-type: none"> ▪ T° du bac de stockage = 70 °C ▪ T° entrée réchauffeur = 70 °C ▪ T° sortie réchauffeur = 85 °C ▪ \dot{m} = 1,72 kg/s ▪ P = 108 kW 	Nettoyage basique des moules de la ligne pâte pressée
	5 Lavage grain	<ul style="list-style-type: none"> ▪ T° de chauffage = 35 °C. ▪ T° arrivée ~ 10 °C ▪ \dot{m} = 3,35 kg/s ▪ P = 350 kW. 	Remplacement du lactosérum extrait sur les cuves par de l'EC à 35°C
Source 3 Effluents de la MAL 2 – T _{moy} = 33 °C – \dot{m} = 1,11 kg/s	6 Machine à laver 2	<ul style="list-style-type: none"> ▪ T° du bac de stockage = 70 °C ▪ T° entrée réchauffeur = 70 °C ▪ T° sortie réchauffeur = 86 °C ▪ \dot{m} = 1,6 kg/s ▪ P = 107 kW 	Nettoyage basique des moules de la ligne des bâchettes

Contrairement aux procédés continus, les besoins de chaleur sur les procédés de lavage sont fortement discontinus.

La figure 1.17-a présente les besoins de la NEP concentration basique, de la NEP concentration acide et de l'eau chaude sanitaire ECS sur 24 heures ; la figure 1.17-b représente les besoins de la machine à laver 1 et les besoins du lavage grain sur 24 heures ; la figure 1.17-c représente les besoins de la machine à laver 2.

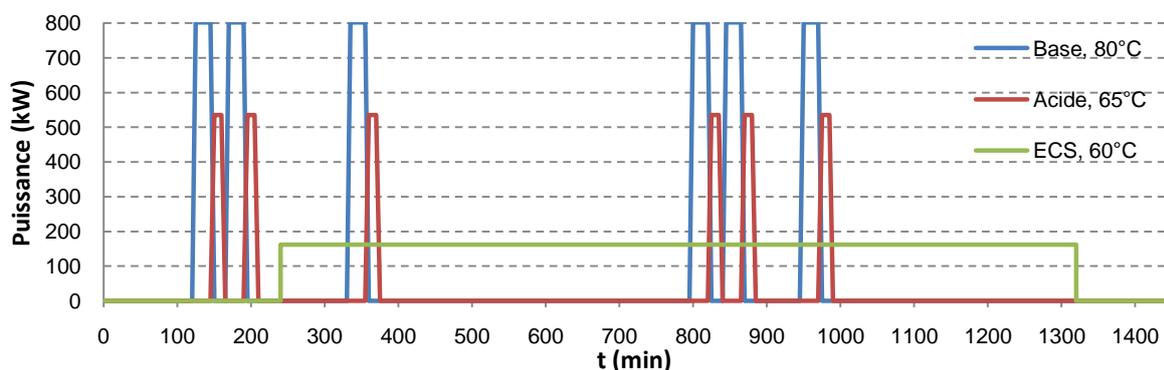


Fig. 1.17-a : Besoins de la NEP concentration basique, acide et de l'ECS

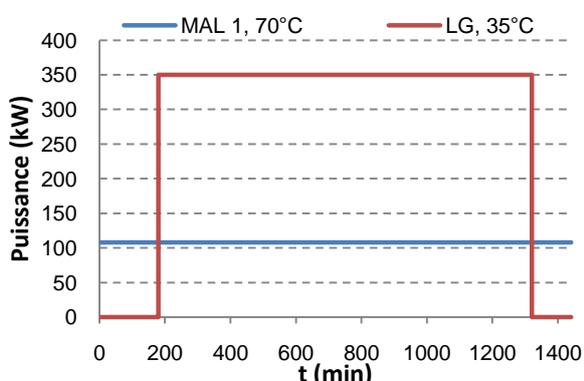


Fig. 1.17-b : Besoins de la machine à laver 1 et du lavage grain

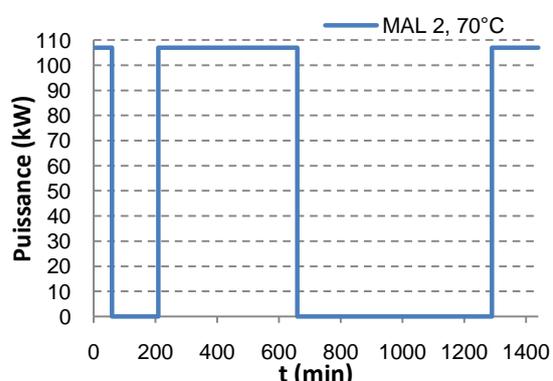


Fig. 1.17-c : besoins de la machine à laver 2

La méthode du pincement est appliquée pour les trois zones considérées. L'opportunité d'intégration d'une PAC associée à un échangeur de récupération est discutée pour chaque poste.

- Besoins de la NEP de concentrations acide et basique

Le tableau 1.4 montre que les besoins de chauffage des solutions basique et acide de la NEP de concentration sont à des niveaux de température plus élevés que les températures des effluents (les condensats) qui peuvent servir de sources froides pour les PAC.

- Besoins des machines à laver

Pour la machine à laver 1, le procédé de lavage est représenté par la figure 1.18 qui est également similaire à celui de la machine à laver 2. Le débit des solutions de lavage et la durée de chaque étape sont tels que les températures du matériel et de la solution sont égales à la fin de chaque étape. Cette forme d'échange est similaire à un échange à co-courant.

Le produit en se refroidissant durant la dernière étape du cycle, chauffe l'eau du dernier rinçage. Cette eau est réutilisée à la même température et par suite elle préchauffe le produit durant la première étape. Les courbes composites sont présentées dans la Figure 1.19. La figure 1.18 montre qu'un premier niveau d'intégration énergétique existe déjà dans cette machine à laver.

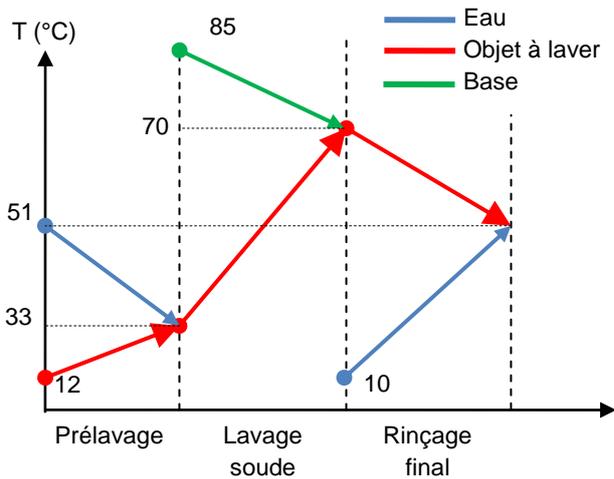


Fig. 1.18: Schéma d'échange thermique dans un cycle de lavage

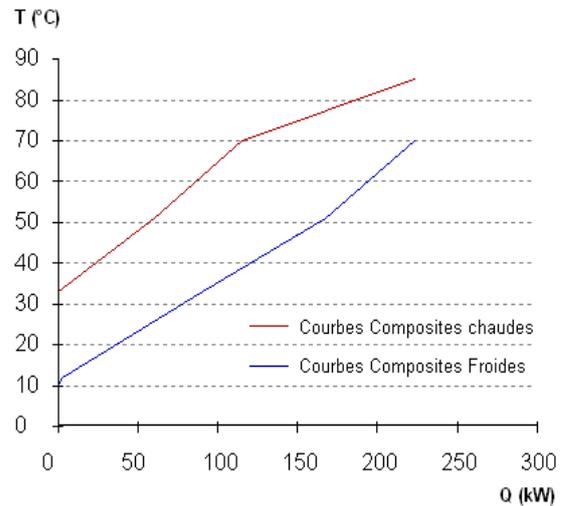


Fig. 1.19 : Courbes composites du procédé de lavage

La production de l'utilité (chauffage de la solution basique) représente le besoin en chauffage du procédé. Par ailleurs, l'eau du premier rinçage est rejetée à 33 °C et constitue l'utilité froide.

- Besoins de l'ECS et du lavage grain

Pour l'eau chaude sanitaire et le lavage grain, l'eau de ville arrive à une température moyenne de 10 °C. Normalement, cette température dépend de deux éléments :

- la température ambiante, c'est-à-dire la région et la saison.
- La profondeur d'enterrement des tuyaux à eau.

La figure 1.20 montre la variation de la température de cette eau dans une région proche de la fromagerie étudiée (Nancy).

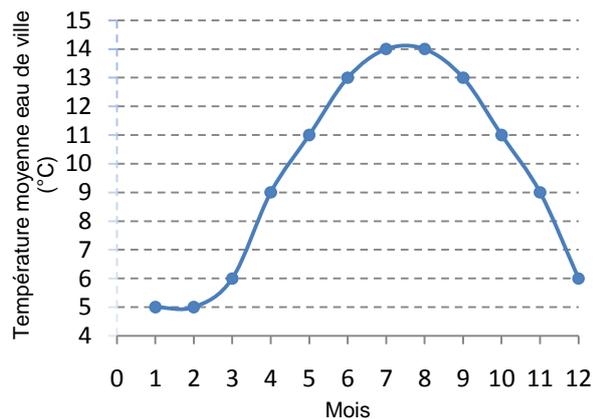


Fig. 1.20 : Variation mensuelle de la température de l'eau de ville à Nancy [16]

L'eau chaude sanitaire est stockée à 60 °C dans un réservoir de 50 m³. Les besoins journaliers sont de 50 m³ sur 18 heures. Les flux froids et chauds représentant les besoins (l'eau de ville qui va être chauffée de 10 °C à 60 °C) et les disponibilités (les effluents arrivant à 51 °C) sont représentés à la figure 1.21.

Dans la figure 1.21, les courbes composites (la zone grise) montrent qu'un échangeur de chaleur appelé échangeur préchauffeur peut être installé en association avec la pompe à chaleur pour produire la chaleur au niveau de température du besoin. Cet échangeur devrait être placé en amont de l'évaporateur de la pompe à chaleur [17]; l'eau de la ville est préchauffée avant l'entrée dans le condenseur. La figure 1.22 montre la pompe à chaleur avec l'échangeur préchauffeur.

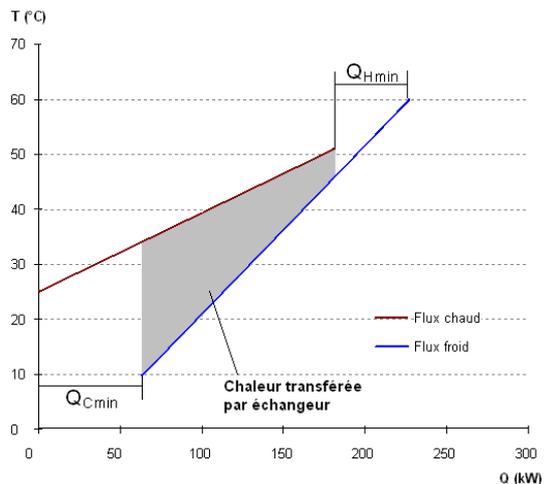


Fig. 1.21 : Courbes composites des besoins et disponibilité de l'ECS

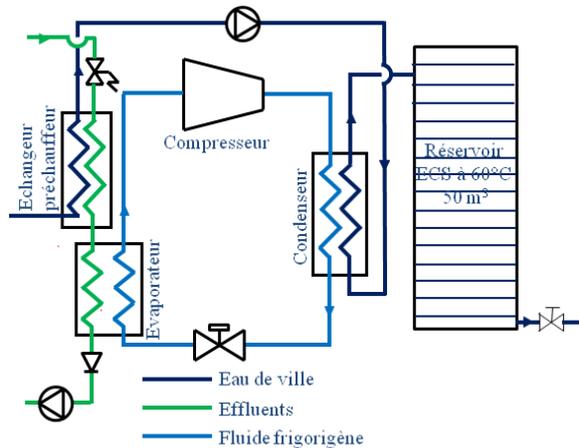


Fig. 1.22 : Pompe à chaleur avec l'échangeur récupérateur pour l'ECS

L'utilisation de l'échangeur influence la performance du système représentée par le $COP_{\text{système}}$, qui est le rapport de la capacité calorifique totale à la consommation d'énergie électrique totale.

$$COP = \frac{\text{Capacité calorifique totale}}{\text{Energie totale consommée}} \quad (1.4)$$

Dans un cas sans échangeur de récupération, la puissance calorifique totale (en kW) est représentée par la chaleur livrée au condenseur de la pompe à chaleur et la puissance totale consommée (en kW) est égale à la somme de la puissance absorbée par le compresseur de la pompe à chaleur et les composants électriques auxiliaires. Dans ce cas (figure 1.22) la puissance calorifique totale est égale à la puissance délivrée au condenseur de la pompe à chaleur et la puissance calorifique transférée par l'échangeur préchauffeur. Donc, le $COP_{\text{système}}$ est significativement plus élevé que le simple COP de la pompe à chaleur.

Pour le lavage grain, en dessinant les flux chauds (les effluents de la machine à laver entrant à 33 °C) et les flux froids (l'eau de ville entrant à 10 °C et qu'il faut chauffer à 35 °C), un échangeur préchauffeur peut être également installé en amont de la pompe à chaleur pour produire l'énergie nécessaire.

1.6 Conclusions et problématique à traiter

En France, l'industrie agro-alimentaire consomme à peu près 20 % de la chaleur totale consommée dans l'industrie. Cette énergie est assurée par les chaudières produisant de la vapeur. Les besoins de chauffage des liquides et des gaz et les besoins pour l'évaporation et la concentration pour le niveau de température entre 0 °C et 120 °C constituent à peu près 60 % de la consommation énergétique de l'IAA.

La récupération et la valorisation de la chaleur contenue dans les différents effluents industriels constituent un gisement important d'économie d'énergie. L'utilisation de ces effluents comme source de chaleur au niveau des évaporateurs des PAC permet de diminuer les factures énergétique et environnementale en remplaçant les chaudières par des systèmes thermodynamiques consommant de l'énergie électrique. Ceci est vrai en particulier en France puisque la teneur en CO₂ du kWh électrique produit est faible (à peu près 80 % de l'électricité est d'origine nucléaire). L'efficacité d'une PAC par rapport à une chaudière dépend du mix énergétique du pays et de son COP, et donc de la différence de températures entre la source et le puits.

L'application de la méthode d'Intégration des procédés (la théorie du pincement) aux procédés de lavage de la fromagerie étudiée permet d'optimiser la consommation énergétique et de réduire les coûts d'énergie en permettant de définir les conditions d'installation de PAC associées à des échangeurs de chaleur garantissant un gain énergétique global. Ces PAC vont puiser la chaleur sur les effluents liquides rejetés aux égouts et produire de l'eau chaude aux différents niveaux de température, et ce en remplacement de chaudières de production de vapeur.

Ce chapitre a identifié les besoins d'énergie des postes de lavage de la fromagerie étudiée ainsi que les disponibilités contenues dans les effluents rejetés. L'application de la méthode du pincement aux procédés de lavage a montré la possibilité d'installer des pompes à chaleur utilisant les effluents comme source froide associées à des échangeurs de chaleur pour assurer les besoins de chaleur aux niveaux d'utilisation requis.

Cependant, les besoins instantanés sont élevés comme ceux des trois premières utilisations (NEP concentration basique, acide et ECS) (tableau 1.4) et très discontinus. La source 1 d'effluents est insuffisante pour assurer les trois besoins en même temps en production instantanée. Le recours au stockage d'énergie qui permet d'assurer les différents besoins tout en réduisant la taille des PAC est nécessaire pour garantir la performance énergétique et l'intérêt économique. Dans ce cas, le facteur temps joue un rôle important dans l'intégration et la méthode du pincement n'est plus suffisante. La méthode d'analyse énergétique et exergetique en dynamique est nécessaire pour le dimensionnement du système de récupération de chaleur. Cette méthode est détaillée dans le chapitre 2 et elle est appliquée pour le besoin en lavage acide.

D'autre part, la différence de températures entre la source et le puits est importante pour certains postes, d'où la nécessité de choisir la bonne configuration des PAC (mono ou bi-étagée). De plus, le glissement de température est significatif aux niveaux des évaporateurs et des condenseurs des différentes PAC, ce qui amène à utiliser des mélanges de fluides frigorigènes à glissement de température pour réduire les pertes exergetiques et améliorer les performances. La méthode de sélection des mélanges de fluides et des configurations convenables pour chaque poste est détaillée au chapitre 3. Une PAC prototype est réalisée et est utilisée pour tester les différentes configurations définies.

La conception des systèmes de récupération de chaleur adaptés à chacun des postes associés à la première source est ainsi réalisée selon les méthodologies proposées aux chapitres 2 et 3. L'optimisation multi-objectifs (thermo-économique) de la solution d'intégration est réalisée au chapitre 4. Cette optimisation permet de choisir le nombre de PAC à installer, la répartition des débits des effluents entre les PAC et la sélection de la taille des PAC et des réservoirs de stockage de façon à réduire le coût d'investissement, le temps de retour sur investissement et les pertes exergetiques du système global.

Références

- [1] L. Levacher et al., Efficacité énergétique pour l'industrie : des technologies existantes aux solutions innovantes, SFT, 2009.
- [2] B. Linnhoff et al., A User's Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy. IChemE, UK, 1982.
- [3] K. M. Berntson et al., An introduction to pinch technology. Heat Transformers in Industrial Processes. CADDET Analyses Series No. 2, 1989.
- [4] J. P. Gourlia, la méthode de pincement ou exploitation des diagrammes température / enthalpie, Revue générale de Thermique, No. 327 (1989).
- [5] DGEMP, 2009 ; La Direction Générale de l'Énergie et des Matières Premières.
- [6] CEREN, 2006, Centre d'études et de recherches économiques sur l'énergie, *Le profil énergétique de tous les secteurs*.
- [7] Comptes nationaux, base 2000, Insee.
- [8] Intergovernmental Panel on Climate Change, 2007.
- [9] Ministère de l'Ecologie, de l'Énergie de développement durable et de l'Aménagement du territoire ; Inventaire d'émission des GES pour le périmètre Kyoto, 2007.
- [10] Syndicat, 2003 Syndicats des énergies renouvelables. [<http://www.enr.fr>].
- [11] Barrault S., Saba S., Clodic D., Inventaires des fluides frigorigènes et de leurs émissions - France, Année 2006. Rapport pour l'ADEME.
- [12] Dalsgaard, H., & Abbots, A. (2003). Improving energy efficiency. In B. Mattson & U. Sonesson (Eds.), Environmentally-friendly food processing. Boca Raton, USA: CRC Press.
- [13] M. Dupont, E.Sapora, 2009, The heat recovery potential in the French industry: which opportunities for heat pump systems? *ECEEE Summer Study, La Colle sur Loup, France, p. 1115-1123*.
- [14] EL HADDAD Joseph. Etude des gains énergétiques par installation de pompe à chaleur et de thermo frigo pompe en fromagerie, Mémoire de master recherche 2, UPMC/MINES ParisTech, 2007.
- [15] La fromagerie BEL. Cléry Le Petit, 2006.
- [16] Association des Ingénieurs en Climatologie, Ventilation et Froid – E.C.S. L'eau chaude sanitaire dans les bâtiments résidentiels et tertiaires, conception et calcul des installations – Collection des guides de l'AICVF – Première édition– 1991.
- [17] Nehme G., Etude Et Conception D'une Pompe A Chaleur A Haute Efficacité Energétique Utilisant Les Eaux Grises Comme Source De Chaleur Pour Produire De L'eau Chaude Sanitaire. Thèse en énergétique, Ecole des Mines de Paris, 2009.

Chapitre 2 - Optimisation thermo-économique d'un système de pompe à chaleur eau/eau avec des réservoirs de stockage

2.1 Introduction

Le chapitre 1 a montré que les besoins instantanés des trois premières utilisations (NEP concentration basique, acide et ECS) (tableau 1.4) sont élevés et très discontinus. La source n°1 d'effluents est insuffisante pour assurer les trois besoins en même temps en production instantanée. Ce chapitre, qui est présenté sous forme d'article soumis à Applied Energy, présente une optimisation exergétique et économique de l'intégration des pompes à chaleur associées à des réservoirs de stockage de chaleur.

Dans ce cas, le facteur temps joue un rôle essentiel dans l'intégration énergétique. La méthode statique du pincement n'est plus suffisante. L'analyse exergétique en régime dynamique, basée sur les premier et deuxième principes de la thermodynamique et intégrant le stockage d'énergie, est proposée comme méthodologie dans ce chapitre. Elle permet de calculer les pertes exergétiques du système, intégrées sur un cycle journalier, afin de déterminer la configuration qui les minimise.

D'autres facteurs peuvent être utilisés aussi pour le choix de la configuration optimale comme le facteur économique et le facteur environnemental. Le facteur économique tient compte du coût d'investissement et du coût de fonctionnement du système de pompe à chaleur considéré. Le facteur environnemental concerne les émissions de gaz à effet de serre.

La performance du stockage de chaleur est un paramètre clé pour l'efficacité énergétique et la rentabilité économique des pompes à chaleur intégrées aux procédés.

Pour cela, deux types de stockage sont étudiés en détail et comparés : le stockage à température constante et à volume variable et le stockage stratifié à volume constant. L'étude détaillée du stockage stratifié définit deux indicateurs le caractérisant : le rendement exergétique et le rendement volumétrique.

Une optimisation multi-objectif est ensuite réalisée : l'objectif thermodynamique est basé sur le calcul de la destruction d'exergie, l'objectif économique est basé sur le calcul du temps de retour sur investissement simplifié et l'objectif environnemental est monétarisé en considérant une taxe sur la quantité de CO₂ émise. Ainsi, l'objectif environnemental est intégré dans l'objectif économique.

Cette optimisation multi-objectif est détaillée dans la suite et elle est appliquée au besoin acide de la NEP concentration. Le système entier est modélisé avec Dymola dans lequel les équations économiques et thermodynamiques sont intégrées afin de calculer les objectifs en fonction des différentes variables.

2.2 Analyse énergétique et exergétique en dynamique

Cette analyse est basée sur les premier et second principes de la thermodynamique écrits en régime dynamique. Comme les besoins de chaleur sont décalés dans le temps par rapport aux rejets de chaleur, les pertes exergétiques du système sont intégrées sur un cycle journalier. Sur ce cycle journalier, les composants du système de récupération de chaleur sont modélisés en dynamique ou en une succession d'états quasi statiques.

Un système de récupération de chaleur est constitué essentiellement des réservoirs de stockage, de la pompe à chaleur et de des échangeurs de chaleur. Le modèle thermodynamique est détaillé pour chaque composant.

2.2.1 Analyse énergétique et exergétique de différents types de stockage d'énergie

L'eau est largement utilisée comme un moyen de stockage de chaleur puisqu'elle présente plusieurs avantages comme la non-toxicité, la disponibilité et une capacité calorifique élevée. Deux types de stockage d'énergie sont présentés et comparés tout en négligeant les pertes thermiques dans les réservoirs. L'analyse énergétique et exergétique est appliquée aux deux types.

2.2.1.1 Stockage d'énergie à température constante et à volume variable

Ce type de stockage aboutit à utiliser deux réservoirs de stockage pour les deux niveaux de température du système : température à laquelle la chaleur est fournie et la température de retour de l'eau après échange de chaleur. Si les pertes thermiques sont négligeables, cela entraîne des pertes exergétiques nulles. Le problème de ce type de stockage pourrait être économique dans certains cas puisqu'une partie des réservoirs est vide en permanence.

2.2.1.2 Stockage d'énergie stratifié à volume constant

Dans ce type de stockage, l'énergie thermique stockée est fournie en puisant l'eau chaude de la partie supérieure du réservoir qui sera remplacée par de l'eau moins chaude de la partie inférieure. Durant cette opération dynamique, le phénomène de stratification apparaît. En effet, l'eau chaude ayant la masse volumique la plus faible monte vers le haut tandis que l'eau froide, plus dense, reste au fond du réservoir et une couche intermédiaire de mélange apparaît. Ce phénomène de stratification a été largement étudié depuis les années 70. Toutes les études ont montré que la minimisation de l'épaisseur de la zone de mélange permet d'améliorer les performances du stockage.

La stratification dans un réservoir de stockage dépend de sa géométrie, du design des entrées et des sorties et des conditions de fonctionnement. De plus, la dégradation de la stratification dépend de quatre mécanismes : les pertes thermiques vers le milieu ambiant, la chaleur diffusée dans l'eau, la chaleur transférée par conduction axiale à travers les parois du réservoir et le type de l'écoulement (laminaire ou turbulent).

Une étude énergétique et exergétique analysant l'effet du débit d'eau, de la géométrie du réservoir et du facteur de forme (rapport H/D) sur le phénomène de stratification est détaillée dans cette partie pour des usages industriels où les débits d'eau instantanés de soutirage sont beaucoup plus importants que les besoins domestiques.

- Description du modèle du réservoir de stockage

Le modèle étudié est constitué d'un réservoir bidimensionnel, avec une seule entrée d'eau froide et une seule sortie d'eau chaude. Un faible écart de températures est considéré entre l'eau entrante et l'eau sortante; ce qui est typique des procédés agro-alimentaires. Le réservoir est supposé initialement à 70 °C et l'eau froide entre à 60 °C. Le modèle est développé dans Fluent. Un soutirage d'une quantité d'eau fixe est simulé.

L'analyse énergétique et exergétique des résultats a permis de définir trois rendements nécessaires pour caractériser le réservoir. Le rendement énergétique est défini comme étant le rapport de l'énergie thermique cumulée fournie sur l'énergie totale initiale stockée dans le réservoir. Le rendement exergétique est défini comme étant le rapport de l'exergie cumulée fournie sur l'exergie totale initiale stockée dans le réservoir. Le troisième rendement, appelé

rendement volumétrique, est défini comme étant le rapport du volume d'eau utile (70 °C) délivré sur le volume total de l'eau stockée dans le réservoir.

Les simulations sont réalisées avec Fluent pour différentes valeurs de (H/D) et de (V/m) afin d'étudier l'effet de ces facteurs sur les différents rendements. Ces simulations ont permis de proposer deux corrélations déterminant le rendement exergétique et le rendement volumétrique en fonction des facteurs étudiés. Ces corrélations sont valides pour un réservoir ayant un volume entre 4 et 50 m³, un rapport V/m entre 0 et 3 et un rapport H/D entre 2 et 45.

2.2.2 Analyse énergétique et exergétique des autres composants

Les premier et deuxième principes de la thermodynamique sont appliqués à la pompe à chaleur et à l'échangeur eau/eau. La pompe à chaleur est étudiée comme un simple composant ayant un rendement de cycle fixé.

2.3 Temps de retour sur investissement simplifié

Ce temps de retour sur investissement simplifié est le facteur économique utilisé pour l'optimisation. Il indique le nombre d'années nécessaires pour récupérer l'investissement original sans prise en compte d'une actualisation.

Le temps de retour sur investissement simplifié est calculé en fonction du coût d'investissement, de l'encombrement du système, du gain sur le coût de fonctionnement et de l'impact environnemental monétarisé.

Le coût d'investissement prend en compte le prix de la pompe à chaleur calculé en fonction de la puissance électrique de son compresseur, le prix des réservoirs de stockage, le prix des échangeurs auxiliaires, de l'automatisme et du coût de l'installation sur site. L'encombrement est le coût du foncier occupé par le système surtout par les réservoirs de stockage.

Le gain sur le coût de fonctionnement est calculé comme étant le gain monétaire obtenu en remplaçant le système de chauffage traditionnel (la chaudière à fuel) par la pompe à chaleur.

L'impact environnemental est monétarisé par une taxe CO₂ qui est considérée sur les émissions des GES.

2.4 Application de la méthodologie à un cas d'étude (le besoin acide de la NEP de concentration)

Le cas étudié est celui du besoin acide de la NEP de concentration. Un débit de 12.78 kg/s de la solution acide doit être chauffé de 55 °C à 65 °C. Un débit d'effluents de 0.43 kg/s à 51 °C utilisé.

2.4.1 Options d'intégration de la pompe à chaleur

Toutes les options possibles considèrent des réservoirs de stockage associés à la pompe à chaleur puisque le débit d'effluents est insuffisant pour assurer instantanément les besoins de chauffage. Trois options sont étudiées et comparées :

- la première utilise un réservoir de stockage à température uniforme sur les effluents
- la deuxième utilise deux réservoirs de stockage à température constante et à volume variable sur une boucle d'eau intermédiaire entre le condenseur de la pompe à chaleur et

- la solution acide. Le premier réservoir stocke l'eau produite par la pompe à chaleur et le deuxième stocke l'eau retournée après l'échange avec la solution acide
- la troisième utilise un réservoir de stockage stratifié à volume constant sur une boucle intermédiaire ayant deux entrées et deux sorties d'eau.

Une comparaison, basée sur le coût d'investissement entre les deux premières configurations de pompe à chaleur, montre que le cas avec un stockage d'énergie sur les effluents implique un coût d'investissement très élevé comparé à celui de la deuxième configuration.

Pour la troisième configuration, les conditions permettant d'installer un seul réservoir au lieu de deux réservoirs sont étudiées. L'étude a montré que le débit d'eau chaude fourni par la pompe à chaleur est faible par rapport au débit des besoins. Ainsi, ce réservoir peut être modélisé avec les corrélations obtenues par les simulations précédentes. En appliquant les deux équations des deux rendements, on conclut que le rapport (H/D) doit être très grand pour obtenir des rendements égaux à 1 et produire de l'eau chaude à 70 °C durant toute la période d'utilisation. Pour un rapport (H/D) raisonnable (~ 8), on remarque que le volume du réservoir doit être au moins le double de celui du réservoir utilisé avec la deuxième configuration. Cela aboutit à un coût d'investissement de réservoir identique mais à un rendement exergetique global du système plus faible à cause d'une perte exergetique importante dans le réservoir.

La configuration de la pompe à chaleur avec deux réservoirs de stockage est choisie.

2.5 Résultats et discussion

Une analyse de sensibilité est effectuée afin de définir la taille de la pompe à chaleur et celle des réservoirs de stockage. Cette analyse compare la destruction d'exergie et le temps de retour sur investissement pour chaque configuration.

Les résultats des simulations ont montré que la destruction d'exergie augmente avec la puissance électrique du compresseur, ce qui est attendu puisque le débit des effluents est fixe.

Cette analyse a permis de trouver deux valeurs optimales de puissance électrique (5 kW et 11 kW). La puissance de 5 kW correspond à la destruction d'exergie minimale et celle de 11 kW correspond au temps de retour sur investissement simplifié le plus faible.

Thermo economic method to design optimal scheme for water / water heat pump systems with storage tanks

Abstract

Substitution of boilers by heat pumps leads to important global economics and greenhouse gas emission reductions. Process integration techniques, especially the Pinch method, may be used to reach an overall efficient integration of heat pump in processes. However, the Pinch method is a static method used only for continuous processes. In case of batch and semi-batch processes, a dynamic methodology based on calculation of exergy destruction is proposed in this paper. This methodology allows optimizing heat pump integration in non-continuous processes using both thermodynamic and economic factors as objectives.

For batch and semi-batch processes, heat storage has to be used. Two configurations of heat storage are discussed: the variable volume at constant temperature storage and the constant volume stratified storage. The constant volume stratified storage is studied in detail using CFD simulations. The parametric study leads to determine correlations for evaluating exergy losses and the delivered useful hot water volumes for these storage tanks. Correlations are established as a function of ratio of mass flow rate to the storage volume and the tank aspect ratio.

The described methodology is finally applied to a cleaning process in the milk industry.

1. Introduction

The world energy demand increases continuously. Limited sources of fossil fuels and stringent environmental restrictions on thermal pollution have required a greater effort in developing more efficient energy systems.

The problem of industrial process design is to determine the optimal configuration which seeks to minimize capital expenses, operating costs and environmental impacts. Substitution of boilers by thermodynamic systems (e.g. heat pumps) is a way to reduce energy consumptions and emissions of greenhouse gases. Process integration is an efficient approach to achieve global gains and reach optimal configurations.

One of the most practical tools that emerged in the field of process integration is the Pinch method [1]. The Pinch method is used to represent the internal heat exchange between process streams (hot and cold streams) and to establish the minimum energy consumption targets for the process. This includes opportunities like reducing operating cost, improving efficiency, and reducing investment cost. The Pinch method is a static method, it can be used only when hot and cold streams are available at the same time. This method allows energy efficient integration of heat exchangers and thermodynamic systems in the process.

Another practical tool is the exergy analysis based on the first and second laws of thermodynamics; it is used to calculate the irreversibility or exergy destruction in the system in order to evaluate the most effective system design. Other factors can be used to choose the optimal configuration such as economic factors (e.g. capital expenses and operating expenses) and environmental factors.

Several methodologies have been applied to optimize systems. Single-objective analyses, either energetic or economic, would search only for one of two extremes, maximum exergy efficiency or minimum total cost rate.

In general, the optimization approach is based on multiples objectives [2]: economic (e.g. minimum cost per unit of time), environmental (e.g. minimum environmental impact) and thermodynamic (e.g. minimum fuel consumption, maximum efficiency) in order to choose the optimal system design. These objectives compete with each other, so that, in some cases, it is impossible to find a solution that simultaneously satisfies all of them.

A Pareto-based evolutionary algorithm [3] for multi-objective optimization was applied to the CGAM cogeneration plant [4] to find the optimal set of design variables. Also, other methodologies were applied for optimization of power plants based on these three parameters [5,6]. The economic model of Frangopoulos is based on the total revenue requirement (TRR) approach [7]. Multi-objective genetic algorithm in [8] is used to the thermodynamic Pareto optimization of turbojet engines. Kalyanmoy et al. [9] proposed a single-optimization procedure for solving different kinds of optimization problems often encountered in practice; this Omni-optimizer algorithm adapts itself to solve different single or multi-objective problems.

Using a multi-objective approach, the decision maker is able to choose from the entire set of solutions having the lowest costs or higher efficiencies.

The aim of the present work is to optimize the design of a heat pump system including storage tanks. The storage tanks are used for batch or semi batch processes. Two configurations of heat storage are compared. The first one, which is extensively studied, concerns the use of a stratified tank; and the second one is the use of a uniform temperature and variable volume storage tanks.

The design optimization is based on two objectives: exergy destruction and an economic factor named 'simplified payback period' to be minimized. The 'simplified payback period' is a function of investment cost, operating cost, total floor area, influence on environment, and maintenance cost [10]. The studied system is modeled in the Modelica language using DYMOLA in which the thermodynamic and economic equations of the problem are implemented and solved, returning values of the objectives for a given set of decision variables.

2. Dynamic energy and exergy analyses

Thermodynamic analysis is used to identify thermal irreversibility in a given design. It is based on the first and second laws of thermodynamics. The most used method in system optimization is the Pinch method, which is based on a graphical analysis of the composite curves and grand composite curve. This method may be used only when there is a static integration and the time factor is not taken into account. Therefore it cannot be applied to batch and semi-batch processes. For such processes, one must refer to the integrated exergy destruction minimization that should be used to optimize the system that can be determined by the use of the unsteady thermodynamic analysis.

Figures 1-a and 1-b show respectively examples of continuous and discontinuous processes.

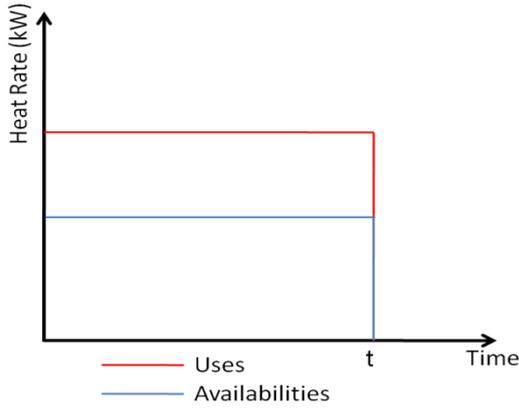


Fig. 1-a: Continuous process.

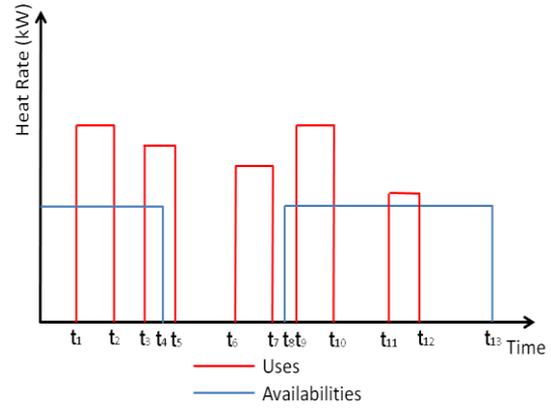


Fig. 1-b: Discontinuous process.

It is practical to apply the Pinch method to a continuous process (Fig.1-a). Hot and cold composite curves can be plotted to determine the minimum energy consumption target for the period $[0 - t]$.

In Fig.1-b, heat availabilities and heat uses are neither continuous nor synchronous. The use of heat storage is a technical option solving the problem of non-synchronous heat uses and heat availabilities. The usual Pinch method cannot be applied because process heat is required at period where heat recovery is not always available.

For thermodynamic optimization, the application of the unsteady second law of thermodynamics is an efficient tool to size and choose the best location of the heat storage (e.g. waste heat or high-temperature heat).

The mathematical formulation of the dynamic exergy balance is shown in its general form as a system S represented in Fig. 2. The energy balance for this system (first law of thermodynamics), by ignoring the changes in kinetic and potential energies, is expressed as:

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \sum \dot{m}_i \cdot h_i - \sum \dot{m}_o \cdot h_o - \dot{Q} + \dot{W} \quad (1)$$

The entropy balance (second law of thermodynamics) for this system is expressed as:

$$\frac{\partial S}{\partial t} = \sum \dot{m}_i \cdot s_i - \sum \dot{m}_o \cdot s_o - \frac{\dot{Q}}{T_{\text{sys}}} + \sigma \quad (2)$$

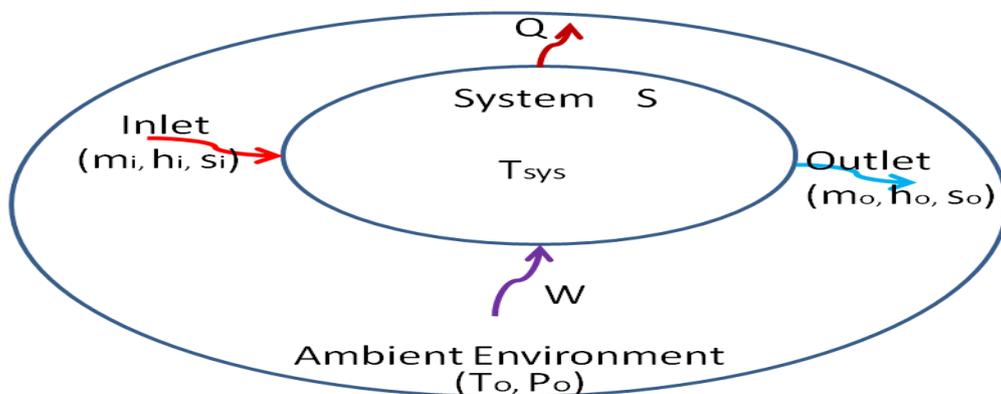


Fig. 2: Schematic representation of System S with its environment.

From Equations (1) and (2), we obtain the exergy balance of the system:

$$\frac{\partial(EI)}{\partial t} = \sum \dot{m}_i \cdot e_i - \sum \dot{m}_o \cdot e_o - \left(1 - \frac{T_0}{T_{sys}}\right) \dot{Q} + \dot{W} - T_0 \dot{\sigma} \quad (3)$$

e_i and e_o are the total exergy of mass flow rates at the inlet and the outlet of the system. EI represents the internal exergy of the system and $T_0 \dot{\sigma}$ represents the rate of exergy destruction in the system due to irreversibility.

$$e_i = h_i - T_0 \cdot s_i \quad (4)$$

$$e_o = h_o - T_0 \cdot s_o \quad (5)$$

In the heat recovery system, the major components are:

- heat storage
- heat exchangers
- heat pumping system.

In the following sections, general equations 1 and 3 are written specifically for each of these three components.

2.1 Energy and exergy analysis of heat storage options

Many options for heat storage are considered in the literature; these systems are more or less complex with some advantages and drawbacks (e.g. liquid heat storage, phase change material, chemical heat storage...). Liquid water offers several advantages: non-toxicity, availability, and high thermal capacity; that is why it is the most widely used energy storage system for residential uses or industrial processes. In this section, two options of heat storage using water tanks are presented and compared.

For both configurations, when neglecting heat losses, the dynamic energy balance equation of water within the tank can be written as follows:

$$\frac{d(m \cdot T)}{dt} = (\sum \dot{m}_i \cdot h_i - \sum \dot{m}_o \cdot h_o) / C_p \quad (6)$$

Where m and T are the mass and temperature of the water in the tank, \dot{m}_i and \dot{m}_o are the mass flow rates at the inlet and outlet of the tank and C_p is the heat capacity of water.

The rate of irreversibility in the tanks will depend on the chosen configuration and is detailed here after for each configuration.

2.1.1 Use of variable volume and uniform temperature heat storage tank

Variable volume option at uniform temperature leads to the use of a separate tank for each temperature. Therefore, the produced hot water is stored in a tank and the return water is collected in a second tank. By this design, if heat losses are negligible, Equation 3 will lead to zero exergy destruction. The main drawback of such a design is that part of the tank volume will remain empty, which may have an impact, in some cases, on its economic viability.

2.1.2 Constant volume stratified storage tanks

The thermal energy stored in the tank is recovered by drawing off hot water from the upper part of the tank, which is replaced by colder water entering at the bottom.

During the dynamic operation, thermal stratification of the water occurs inside the tank. Lower density hot water floats to the top of the tank, higher density cold water sinks to the bottom, and a mixing layer appears between the two water volumes. This mixing layer is named thermo cline [11]. It moves from the bottom to the top of the tank during its discharging / charging operation and behaves as a dynamic natural barrier that separates the warm water region from the cold one. The thermo-cline layer should be as narrow as possible. A thinner thermo cline leads to a great volume of hot water to avoid a fast mixing between the hot and cold water volumes.

The research on thermal stratification within the tank has been studied intensively since the 1970s [12,13,14] especially in solar storage tank. All these studies showed that thermal stratification can effectively improve the performance of the energy storage. Hollands and Lightstone [15] found that the performance is increased by about 37% if a solar tank is stratified.

The thermal stratification in a storage tank depends on the tank geometry, the inlet and outlet port designs, and the operating conditions [16]. Lavan and Thompson [17] determined experimentally the effect of geometric and dynamic parameters on thermal stratification in a vertical hot water storage tank. They found that the inlet location has more influence on thermal stratification than the outlet one.

Simon et al. [18] showed that higher aspect ratio of the storage tank leads to better thermal stratification and that high inlet/outlet mass flow rate had a negative effect on the stratification because high mass flow rate creates strong jets that strike the back wall of the tank before diffusing into a large area, which destroys thermal layers.

Al Najem and El-Refaee [19] showed that the turbulence by hydrodynamic disturbances at the inlet and outlet ports of storage tank plays an important role in the performance of thermal stratification.

Also, the degradation of the water stratification depends on four mechanisms, which are heat transfer to the surrounding ambient, heat diffusion in the water, heat transfer by axial conduction through the tank walls, and flow type (laminar or turbulent). Concerning heat losses to the ambient, Shyu et al. [20] show that they have a significant influence on the stratification degradation in a tank; however, Alizadeh [21] showed the opposite.

In the dynamic mode, the major contributor to the degradation of the thermal stratification is the heat transfer by mixing due to the water inflow and outflow [22,23].

Using obstacles in the storage tanks could influence the thermal stratification. Altuntop et al. [24] showed that using an obstacle having a gap in the center of solar energy storage tanks enhances the thermal stratification compared to a normal tank because obstacles minimize the mixing of hot and cold water, so that water may be supplied at high temperatures.

The purpose of this section is to analyze the impact of water mass flow rate and the geometrical structure of the storage tank including tank size and aspect ratio of the tank on the hot water outlet temperature in industrial usage conditions where more intensive charging and discharging can be observed compared to domestic usages. A detailed energy and exergy analysis is carried out to illustrate the impact of the stratification on the storage performance.

Description of the water storage tank model

A dynamic detailed numerical model is used to study the thermal stratification inside the tank

The model considers a two-dimensional tank with one water inlet port and one water outlet represented as a rectangle in Figure 3. H is the height of the tank and D is the width of the tank.

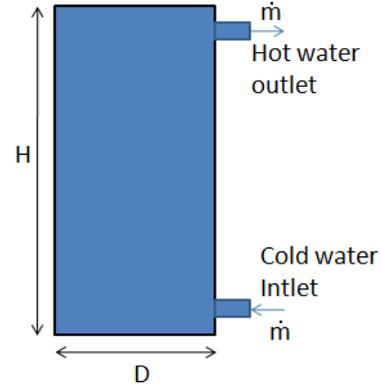


Fig. 3: Two-dimensional tank model.

In this study, a small temperature difference between the water inlet and outlet is considered, which is typical of industrial food processes. Hot water is delivered at 70°C at the top of the tank and cold water enters at 60°C at the bottom. Because of the very scattered use profile observed in industry compared to the recharging profile that can be smoothed, the model focuses only on the delivery phase.

The model is developed in the computational fluid dynamics program Fluent assuming negligible heat losses.

• Energy Analysis

The transient discharging energy efficiency is defined as the ratio of the cumulative thermal energy delivered by the water leaving the tank to the initial thermal energy stored in the tank. (Equation 7):

$$\mu_d(t) = \frac{E_{out}(t)}{E(0)} \quad (7)$$

The energy delivered by the water leaving the tank and the initial energy stored relative to the inlet water temperature are given in Equations (8) and (9) respectively ([ALTUNTOP ET AL., 2004](#)). To calculate the energy initially stored in the tank, it is divided into J layers considered each at uniform temperature.

$$E_{out}(t) = \int_0^t \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) dt \quad (8)$$

$$E(0) = \sum_{j=1}^J [(V \cdot \rho \cdot C_p)_j \cdot (T_j - T_{in})] \quad (9)$$

Where j is the layer subscript.

The discharging energy efficiency as defined above is a function of time.

• Exergy Analysis

The transient discharging exergy efficiency is defined as the ratio of the cumulative exergy delivered by the water leaving the tank to the initial exergy stored in the tank (Equation 10).

$$\varphi_d(t) = \frac{Ex_{out}(t)}{Ex(0)} \quad (10)$$

The exergy delivered by the draw-off water and the exergy initially stored in the tank are given in Equations 11 and 12.

$$Ex_{out}(t) = \int_0^t \dot{m} \cdot [(h_{out} - h_0) - T_0(s_{out} - s_0)] dt \quad (11)$$

$$Ex(0) = \sum_{j=1}^J [(V \cdot \rho)_j \cdot (u_j - u_0) - T_0(s_j - s_0)] \quad (12)$$

The delivery exergy efficiency is a function of time.

- **Volume recovery efficiency**

Another factor is used in dynamic mode to define the amount of useful water (at 70°C) delivered from the tank. This factor is called volume recovery efficiency and is equal to the useful volume of hot water over the total volume of the tank (Equation 13).

$$\vartheta_u = \frac{V_u}{V} \quad (13)$$

V_u is the useful volume; it is the volume of the delivered hot water at constant temperature.

- Model analysis

The water is stored in the tank at 70°C. The system has to ensure an outlet hot water at constant temperature (70°C) for a determined period of time.

Parametric simulations are done in order to calculate the discharging exergy efficiency and the volume recovery efficiency as a function of variables of the system, especially the aspect ratio of the tank, the volume of the tank, and the mass flow rate of the water at the tank inlet of the tank.

Temperature contours with Fluent of two different volumes (8 m³ and 16 m³) with the same (H/D = 2) and same mass flow rate (12.78 kg/s) is represented on Fig. 4. In this figure, it is seen when the volume is small for the same inlet/outlet mass flow rate and H/D, the water temperature at the outlet port (at the high position) is lower at the end of the cycle period.

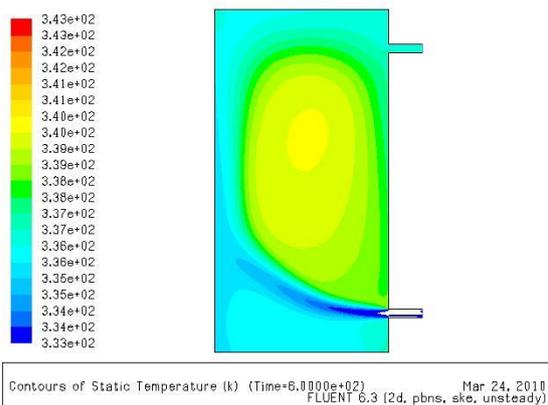


Fig. 4-a: Evolution of temperature contours of the 8-m³ tank.

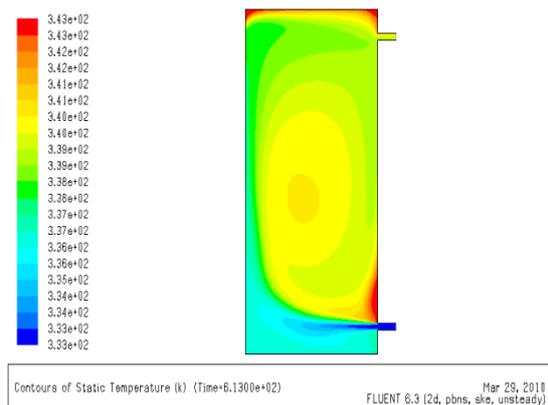


Fig. 4-b: Evolution of temperature contours of the 16-m³ tank.

Figure 5 shows the temperature contours for three cases with the same volume (8 m^3) and with the same mass flow rate (12.78 kg/s) and for three different aspect ratios (2, 8, and 32). This figure shows that the temperature at the outlet port is the lowest with the smallest (H/D) and it increases when H/D increases. However, the difference between cases (b) and (c) is small. Therefore, when the aspect ratio increases over a certain value, its influence becomes asymptotic.

For case (a), the average temperature in the tank is higher than the one at the outlet; it is due to the high velocity at the inlet and the height of the tank; then, the flow reaches the back side of the tank causing the hot water to curl around the sidewalls before leaving the tank at the outlet port.

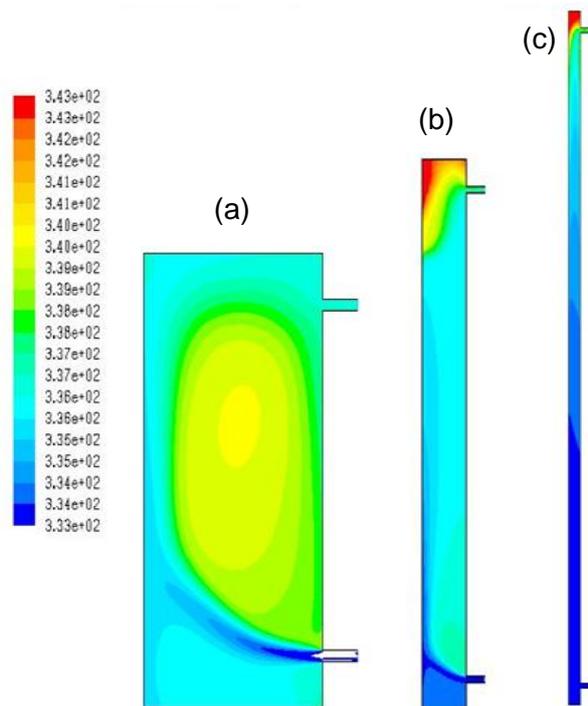


Fig. 5: Temperature contours of 8-m^3 tank with $H/D = 2$ (a), $H/D = 8$ (b) and $H/D = 32$ (c).

Variations of the exergy efficiency and volume recovery efficiency are represented in Figure 6 as a function of the volume to mass flow rate ratio for different aspect ratios (H/D).

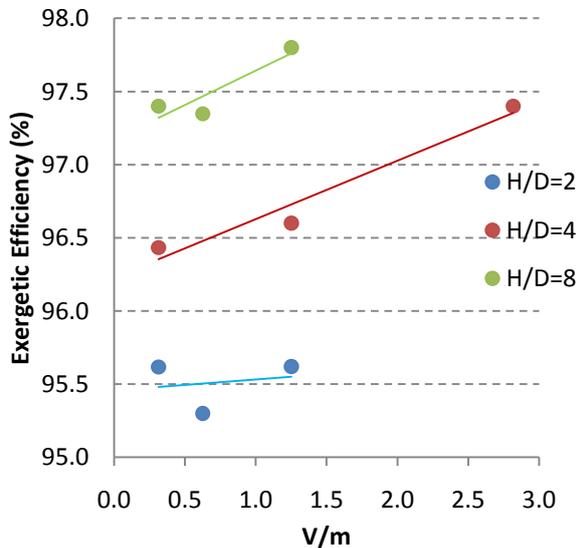


Fig.6-a: Exergetic efficiency as a function of the (volume/mass flow rate) ratio.

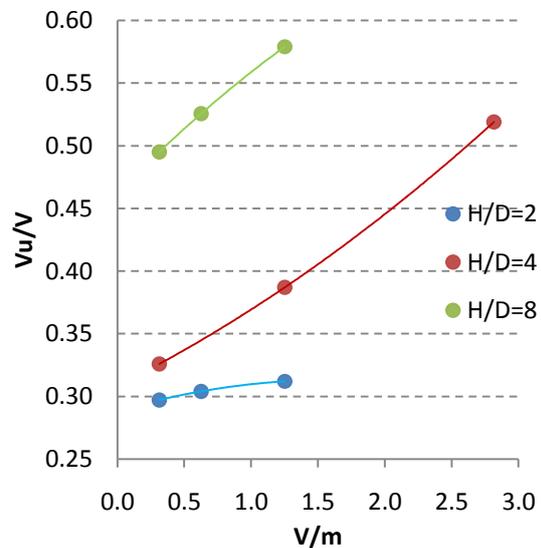


Fig.6-b: Volume recovery efficiency as a function of the (Volume/mass flow rate) ratio.

Figure 6 shows that the exergy efficiency and the volume recovery efficiency increase when the (volume/mass flow rate) ratio increases with different (H/D) ratios.

For small (H/D) ratios, the variation of the volume recovery efficiency as a function of the (V/m) ratio is less important than with large (H/D) ratio.

Variations of the exergy efficiency and volume recovery efficiency are represented in Figure 7 as a function of the aspect ratio (H/D) of the tank for different (volume/mass flow rate) ratios.

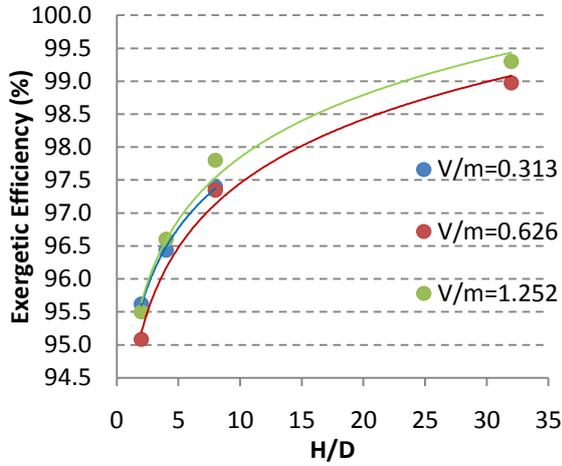


Fig.7-a: Exergy efficiency as a function of the aspect ratio.

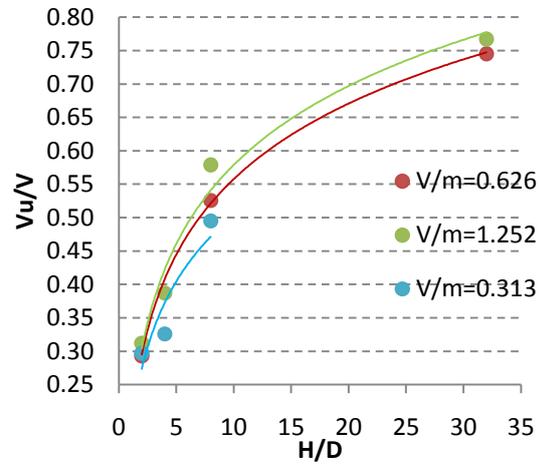


Fig.7-b: Volume recovery efficiency as a function of the aspect ratio.

Figure 7 shows that the impact of the tank aspect ratio is important on both the exergy efficiency and the volume recovery efficiency. The two efficiencies increase when the H/D (height/diameter) ratio increases for any (V/\dot{m}) ratio.

Two correlations (14 and 15) are obtained from these simulations allowing to calculate the exergy and volume recovery efficiencies as a function of the two identified ratios. These correlations are valid for a tank having a volume between 4 and 50 m^3 , V/\dot{m} between 0 and 3 and an aspect ratio varying between 2 and 45.

$$\varphi_d = (-0.44(V/\dot{m})^2 + 0.78(V/\dot{m}) + 1.08) \ln(H/D) + 2.45(V/\dot{m})^2 - 3.84(V/\dot{m}) + 93.6 \quad (14)$$

$$\vartheta_u = (0.027(V/\dot{m}) + 0.139) \ln(H/D) + 0.01(V/\dot{m}) + 0.17 \quad (15)$$

2.2 Energy and exergy analysis of heat pump system

The time constant of the heat pump (usually less than 1 min) is much lower than the process variations [25]. Therefore, the heat pump is modeled in a quasi steady state regime.

The energy balance of the heat pump can be expressed as follows:

$$P_E + \dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{cond} \quad (16)$$

Its exergy balance is expressed as follows:

$$T_0 \cdot \sigma_{HP} = \dot{m}_{Cond} \cdot (h_{Cond,in} - T_0 \cdot S_{Cond,in}) + \dot{m}_{Evap} \cdot (h_{Evap,in} - T_0 \cdot S_{Evap,in}) - \dot{m}_{Cond} \cdot (h_{Cond,out} - T_0 \cdot S_{Cond,out}) - \dot{m}_{Evap} \cdot (h_{Evap,out} - T_0 \cdot S_{Evap,out}) + P_{Elec} \quad (17)$$

Where \dot{m}_{cond} and \dot{m}_{evap} are the water mass flow rate at the condenser and the evaporator, P_E is the electric input power of the compressor, \dot{Q}_{evap} and \dot{Q}_{cond} are the cooling and heating capacities at the evaporator and condenser.

2.3 Energy and exergy analysis of heat exchangers

As for the heat pump, the time constant of heat exchangers can be neglected leading to a quasi-steady-state modeling.

The energy balance of a heat exchanger is therefore expressed as follows if its thermal efficiency is considered equal to 1:

$$\dot{m}_{hot} \cdot (h_{hot,in} - h_{hot,out}) = \dot{m}_{cold} \cdot (h_{cold,out} - h_{cold,in}) \quad (18)$$

Its exergy balance is expressed as follows:

$$T_0 \cdot \sigma_{HEX} = \dot{m}_{hot} \cdot (h_{hot,in} - T_0 \cdot S_{hot,in}) + \dot{m}_{cold} \cdot (h_{cold,in} - T_0 \cdot S_{cold,in}) - \dot{m}_{hot} \cdot (h_{hot,out} - T_0 \cdot S_{hot,out}) - \dot{m}_{cold} \cdot (h_{cold,out} - T_0 \cdot S_{cold,out}) \quad (19)$$

Where \dot{m}_{hot} and \dot{m}_{cold} are the mass flow rates of the hot and cold fluids.

3. Simplified payback period (SPBP)

The simplified payback period is the economic factor proposed for the optimization. It measures the profitability of an investment; and defines how many years are required to recover the original investment.

A shorter payback period means that one investment is more desirable than another. Schall et al. [26] report that more than 70% of firms investigated work with the payback criterion.

A simple equation is used for the simplified payback period without taking into account the interest of the initial capital used for invest the new system. It is expressed as:

$$SPBP_{(year)} = \frac{(IC + CL)}{(OS + Em)} \quad (20)$$

where

- IC is the investment cost ; it is the sum of the investment cost of equipment and the cost of mounting
- CL represents the cost of the total floor area occupied by equipment
- OS (operating saving) represents the monetary gain per year in energy consumed during operating time obtained by replacing the actual system by the new one
- Em (environmental impact) represents the equivalent monetary gain per year in environmental impact (pollutant emissions) obtained by replacing the actual system by the new one if a carbon tax on CO₂ production is considered as a penalty term [27].

The investment cost includes cost of the heat pump, storage tanks, heat exchangers, pipes, electricity and automatism, transporting, mounting, commissioning and handling on site. It is expressed as follows:

$$IC = 0.15 \cdot P_E^3 - 20 \cdot P_E^2 + 2212 \cdot P_E - 1254 + Nb_{tanks} \cdot 1000 \cdot V_{tank} + 11 * \sum (P_{HEX})_i + 88 \cdot L + M \quad (21)$$

Where P_E is the rated electric power of the electric components of the system (compressors...), Nb_{tanks} is the number of storage tanks, 1000 is the cost (in €) per m^3 of storage tank, V_{tank} is the capacity (in m^3) of one storage tank, 11 is the cost (in €) per kW of heat exchanger capacity, P_{HEX} is the capacity of the heat exchanger, i is the number of heat exchangers, 88 is the cost (in €) of pipes per linear meter, L is the length of pipes (in m), and M is the cost (in €) of electricity, automatism, transporting, mounting, commissioning and handling on site. These data are derived from a database of similar systems pricing. The investment cost of the heat pump is valid for heat pumps having an electric power between 3 kW and 120 kW.

Cluttering can be expressed as follows:

$$CL = 1000.A \quad (22)$$

Where 1000 is the cost (in €) per m^2 of floor area and A is the total floor area (in m^2).

The operating saving is expressed as follows:

$$OS = \frac{H.P}{\eta_b} . C_F - H_{HP} P_E . C_E \quad (23)$$

H is the operation time per year (h/yr), P is the instant heat demand (kW), η_b is the thermal efficiency of the fuel or the gas boiler and C_F is the cost of 1 kWh of energy produced by the fuel boiler (€/kWh).

H_{HP} is the annual operation time of the heat pump (h/yr), P_E is the electric power consumed by the compressor (kW) and C_E is the cost of 1 kWh of electric energy consumed by the heat pump (€/kWh).

The environmental impact is represented by the following equation:

$$Em = \left(\frac{H.P}{\eta_b} . E_F - H_{HP} P_E . E_E + D_E \right) . T_c \quad (24)$$

E_F is the mass of CO_2 released to the atmosphere for 1 kWh of energy produced by the fuel boiler (kgeq CO_2 /kWh), E_E is the mass of CO_2 released to the atmosphere for 1 kWh of electric energy consumed by the heat pump (kgeq CO_2 /kWh $_{Elec}$), D_E are the direct emissions due to refrigerant leaks (5% of the initial charge of refrigerant [28].) and T_c is the carbon tax on CO_2 production (€/kgeq CO_2).

4. Application of the methodology to a case study

The water mass flow rate has to be heated from 55°C to 65°C. The needed heating capacity is produced currently by a fuel boiler with thermal efficiency equal to 0.94. The heat demand for 1 kg/s of water is variable as a function of time; it is represented in diagram 1 (for 1 typical day). Liquid effluents at 51°C are available continuously with a flow rate of 0.43 kg/s. These effluents can be used as heat source for a heat pump to substitute the fuel boiler. The dynamic exergy analysis is used in this case to integrate a heat pump substituting the fuel boiler.

Table 1: variation of required power for 1 kg/s of water as a function of time per day (24 hours).

period (s) / day	0	600	2700	3300	14400	15000	44100	44700	46800	47400	53100	53700
	600	2700	3300	14400	15000	44100	44700	46800	47400	53100	53700	86400
Power needed (kW/(kg/s))	41.86	0	41.86	0	41.86	0	41.86	0	41.86	0	41.86	0

4.1 Heat pump integration options

A water-to-water heat pump equipped with storage tanks can be used to produce the needed heat. Three configurations are proposed and compared.

- The first uses a uniform temperature storage tank on effluents.
- The second uses two uniform temperature storage tanks on an intermediate loop between the condenser and the hot water: the first tank stores the hot water produced by the heat pump and the other stores the returned one.
- The third configuration uses a stratified storage tank on the intermediate loop having two inlets and two outlets.

In the last two configurations a heat exchanger is used between intermediate water and the process hot water; therefore, if a pinch of 5 K is considered for the intermediate heat exchanger, the water temperatures at the condenser inlet and outlet become 60°C and 70°C respectively instead of 55°C and 65°C for the first configuration. The heat pump uses R-134a as a refrigerant. The layout of the three configurations are shown in figures 8-a, 8-b, and 8-c respectively.

The capacity of the intermediate heat exchanger in figures 8-b and 8-c is 41.86 kW for 1 kg/s of water. For the second and third configurations, the heating capacity of the condenser as well as the compressor input power and volumes of storage tanks are linked such as the HP capacity decreases when the storage tank volumes increase.

In the first configuration, the condenser capacity is 41.86 kW for 1 kg/s of water because it produces instantly the needed heat.

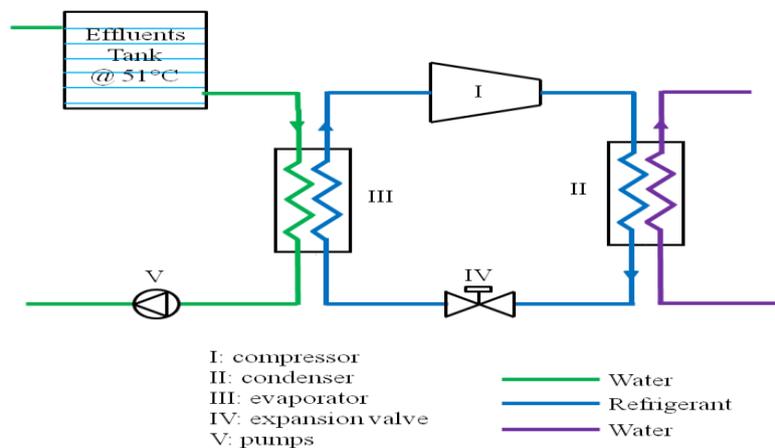


Fig. 8-a: Lay-out of heat pump with storage tank of effluents.

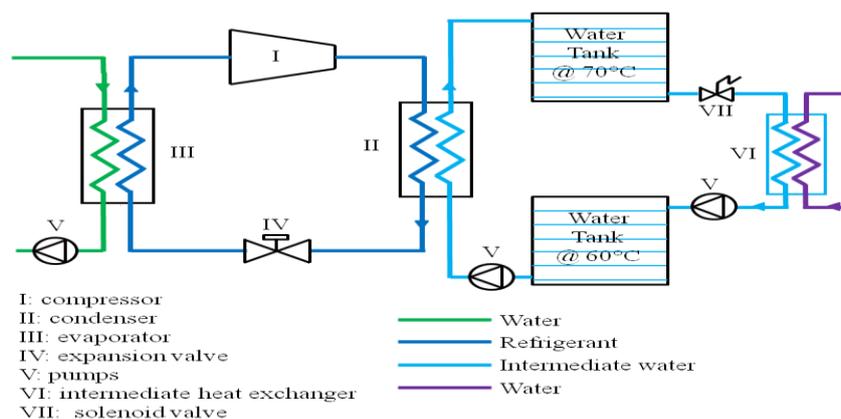


Fig. 8-b: Lay-out of heat pump with two storage tanks of intermediate water.

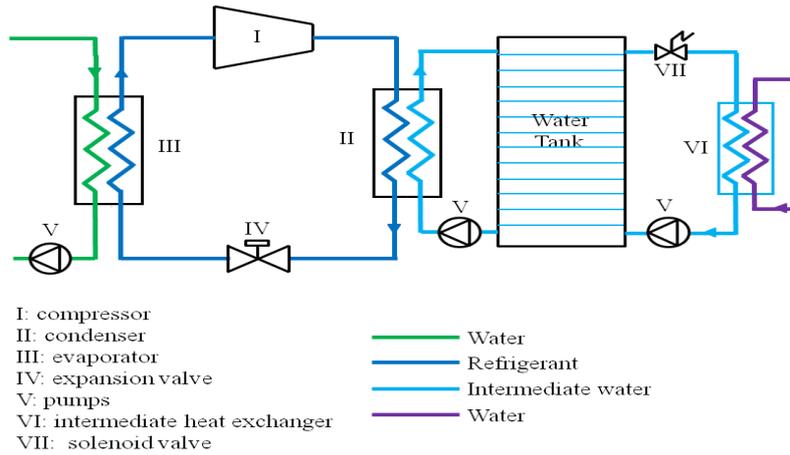


Fig. 8-c: Lay-out of heat pump with one storage tank of intermediate water.

A comparison based on investment cost given by Equation (21) between the first two configurations of heat pumps represented in Figures (8-a) and (8-b) shows that the heat pump with storage tank on effluents implies a very high investment cost compared to configuration 2 and can hardly be cost effective. Results of comparison are presented in Table 2. These results are obtained for M equal to 5000 € and for 1 kg/s of water.

Table 2: Investment cost of the two systems of heat pumps for 1 kg/s of water (configurations 1 and 2)

	Heat pump with storage tank on effluents (Fig. 8-a)	Heat pump with storage tanks on the intermediate water (Fig. 8-b)	
P_E (kW)	14 (the instant power needed to heat water from 55°C to 65°C)	0.43 (minimum value of the compressor electric power of the)	2.82 (maximum value of the compressor electric power)
IC (K€)	23.2	2.35	4.62

The minimum value of the electric power (0.43 kW/(kg/s) of water) tallies with the minimal value that satisfies the condition that the daily thermal energy produced by the heat pump should satisfy the daily needs.

The problem with the third configuration shown in Figure 8-c is the stratification. This tank is sized using results presented in Section 2.1. The flow rate of hot water produced by the heat pump is very small compared to the flow rate needed to heat the hot water at the intermediate heat exchanger, which permits to apply the proposed correlations. Applying Equations (14) and (15), allows defining the minimum volume and minimum aspect ratio of the tank necessary to ensure needs having a mass flow rate of 12.78 kg/s. Table 3 represents exergy and volume delivery efficiencies for different aspect ratios and volumes for the mass flow rate of 12.78 kg/s.

Table 3: Exergy and volume delivery efficiencies for different aspect ratios for 12.78 kg/s.

V (m ³)	8			13			26			39		
H/D	2	8	45	4	9	45	2	8	45	4	8	36
φ_d (%)	95.2	96.6	98.4	96.3	97.2	98.7	96.7	97.9	99.4	98.2	98.7	99.9
ϑ_u	0.28	0.5	0.77	0.41	0.55	0.81	0.33	0.6	0.93	0.51	0.67	1

Table 3 shows that H/D should be very large to obtain exergy and volume efficiencies equal to 1, which means to obtain a constant temperature of 70°C at the outlet port during the whole period of use of hot water. Otherwise, for reasonable aspect ratio (~8), the tank size is

calculated using the needed volume during the period of use and the volume delivery efficiency.

If a period of use of 10 min is considered, two storage tanks of 8 m³ are needed in case of use of variable volume and uniform temperature heat storage tank and the aspect ratio can be chosen randomly. For constant volume stratified storage tanks, Table 2 shows that the tank selection depends on the aspect ratio and that same volume (8 m³) with reasonable aspect ratio is not enough to meet the demands. In this case, the capacity of the storage tank is at least equal to the sum of the capacities of the two storage tanks of Figure 8-b. This leads to an identical investment cost for the tank and higher investment and operating costs because the heat pump is larger and the global exergy efficiency is smaller due to the partial destruction of the exergy in the tank.

Therefore, the heat pump with two storage tanks on the intermediate water loop (Figure 8-b) is the best configuration of the three configurations proposed. For this configuration, a sensitivity analysis is performed in order to propose both the size of the tanks and the heat pump capacity because of the relationship between those two design parameters. The sensitivity analysis compares for each tank size the exergy destruction rate and the SPBP. To perform this analysis, the system is modeled in Modelica language using Dymola.

4.2 Description of the Dymola model

The equations of thermodynamic and economic are implemented in a Dymola-Modelica model to simulate the system of heat pump with storage tanks. The Dymola model returns the values of the two objective functions (exergy destruction rate and the SPBP).

Each system component (the heat pump, storage tanks, and the heat exchanger) is modeled as a block that simulates the thermodynamic processes that happen inside as described in Section 2. These components are related by connectors. The components are defined by the mass flow rate, thermodynamic state variables (temperature and pressure), and physical constants. Other blocks are used to make the structure of the model as close as possible to the real operation. The model is shown in Figure 9.

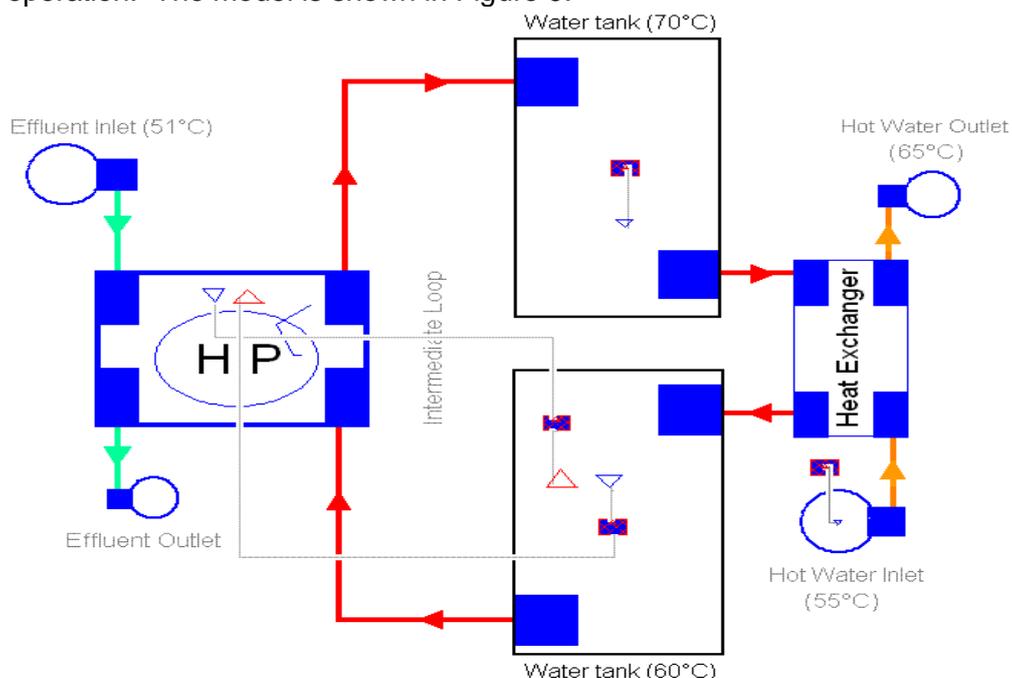


Fig. 9: Dymola implementation of the heat pump system.

5. Results and discussion

The system objective functions are $T_0\sigma_{sys}$ and $SPBP$, where $T_0\sigma_{sys}$ represents the rate of irreversibility and $SPBP$ the simplified payback period of the whole system. These parameters should be optimized because several couples of heat pumps and storage tanks with different capacities can meet operating conditions. Thus, the decision variable is the electric power of the heat pump. Figure 10 provides an illustration of the rate of irreversibility $T_0\sigma_{sys}$ as a function of the electric power of the heat pump compressor for 1 kg/s of water.

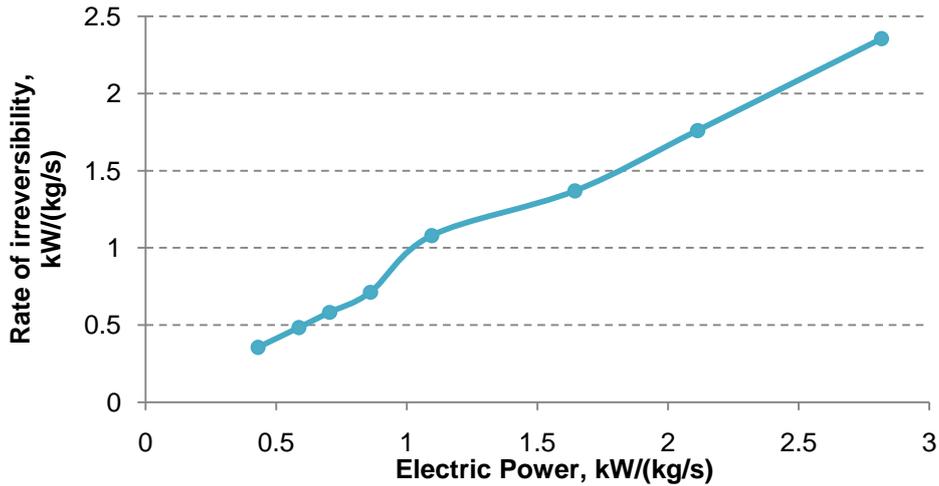


Fig. 10: Sensitivity of the irreversibility rate to the compressor electric power for 1 kg/s of water.

To obtain a rate of irreversibility increasing with the compressor electric power, the irreversibility rate in the storage tanks is considered as negligible.

$SPBP$ is a function of the investment cost, cluttering, operating savings, and environmental impact.

Sensitivity analyses are performed to evaluate the effect of individual changes on the performance of the system and its economics; especially the cost of fuel used for the actual system (fuel boiler), the tax related to CO_2 emissions, and the factor M in Equation (21) are varied. Variables in factor M are electricity, automatism, mounting, commissioning and handling on site. Figure 11-a shows the trends of the $SPBP$ increase with decrease of the cost of fuel as a function of the compressor electric power for 1 kg/s of water.

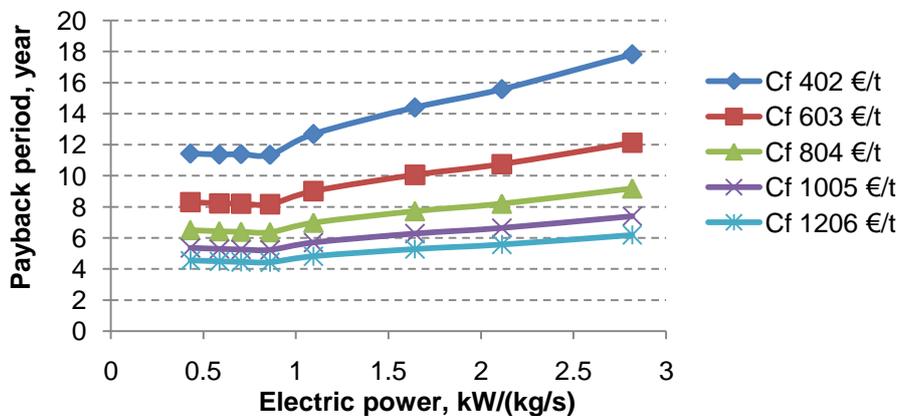


Figure 11-a: Sensitivity of the $SPBP$ to the fuel cost and the compressor electric power for 1 kg/s of water.

Figure 11-b shows the SPBP increasing with decrease in the tax related to CO₂ emissions as a function of the compressor electric power for 1 kg/s of water.

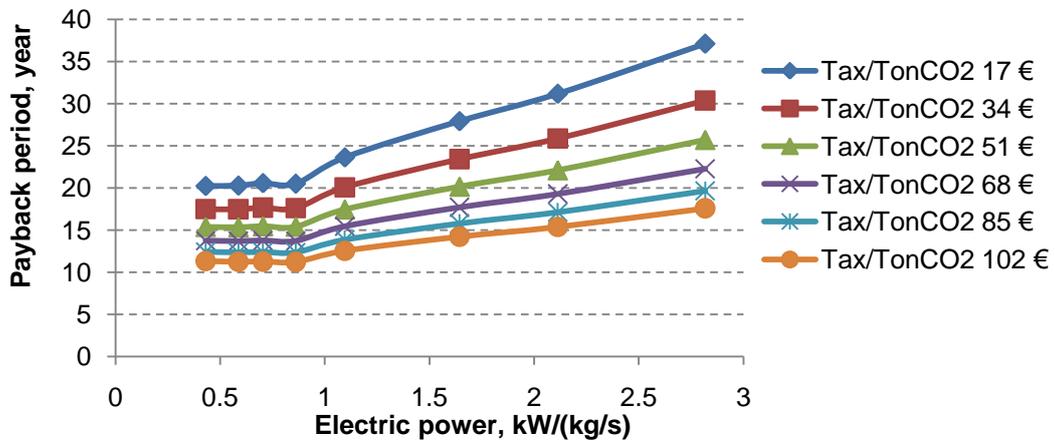


Figure 11-b: Sensitivity of the SPBP to the tax related to CO₂ emissions and the compressor electric power for 1 kg/s of water.

Figure 11-c shows increase in the SPBP with increase in the cost of installation of electricity and automatism, the cost of mounting, commissioning and handling on site as a function of the compressor electric power for 1 kg/s of water.

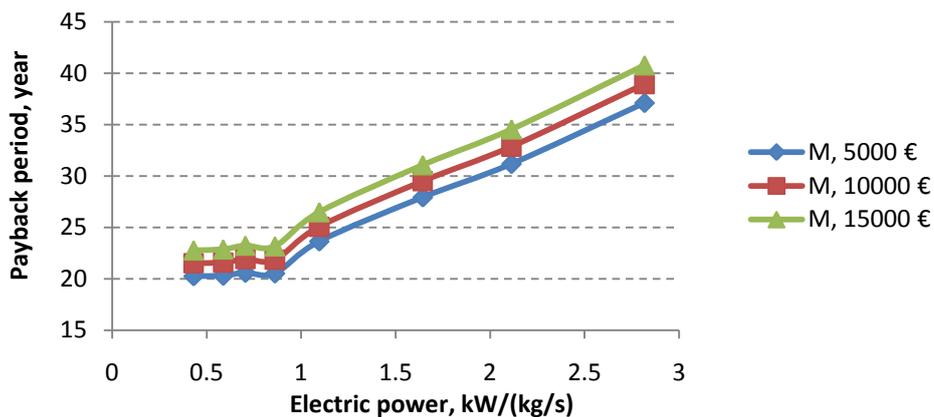


Figure 11-c: Sensitivity of the SPBP to the cost of installation of electricity and automatism, the cost of mounting, commissioning and handling on site and the compressor electric power for 1 kg/s of water.

Analysis of Figures 10 and 11 shows that the optimal solution, from an exergy efficiency point of view, is obtained when the compressor electric power is minimal. But the problem encountered in industries is the cluttering or the total floor area occupied by the system especially by the storage tanks. Figure 12 shows the variation of the capacity of storage tanks as a function of the compressor electric power for 1 kg/s of water.

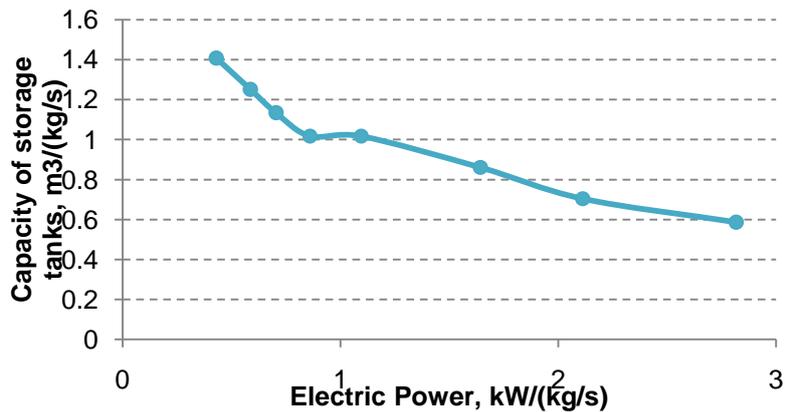


Fig. 12: Sensitivity of capacity of storage tanks to the compressor electric power for 1 kg/s of water.

Simulations lead to conclude that the optimal storage capacity is reached when the heat pump capacity is capable to fulfill the heating demand of the working period.

The optimum solution tallies with a compressor electric power of 0.43 kW/(kg/s) if the cluttering is not taken into consideration. When it is taken into account, we can remark that we have a minimum of SPBP in all figures (Figure 11) of the SPBP function for an electric power of 0.86 kW/(kg/s), which can be considered as the optimal solution of the problem from the economic point of view. Table 3 shows the characteristics of the system for the two optimal solutions.

Table 3: Characteristics of the system with and without cluttering.

	Electric power of the compressor (kW/(kg/s) of water)	Heating capacity (kW/(kg/s) of water)	Capacity of storage / tank (m ³ /(kg/s) of water)
Smallest SPBP	0.86	3.52	1.02
Highest exergy efficiency	0.73	2.11	1.41

6. Conclusions

Substitution of boilers by heat pumps reduces energy consumptions and emissions of greenhouse gases. Process integration is an efficient approach to reach their purposes.

One of the most practical tools to integrate heat pumps is the Pinch method. But, the Pinch method is a static method that can be used only when hot and cold streams are available at the same time. In the case presented in this paper, energy storage is needed because the process is a semi-batch one.

Exergy and energy analyses are applied for two options of heat storage using water tanks: variable volume and uniform temperature heat storage tank and the constant volume stratified storage tanks. A new methodology for optimization of heat pump system with storage tanks has been presented. The methodology combines thermodynamic (exergy analysis) and economic analysis.

The irreversibility or exergy destruction for the water-to-water heat pump components, storage tanks and auxiliaries (the intermediate heat exchanger) are determined based on the first and second laws of thermodynamics. An exergy-based comparison is made between the two options of heat storage for this case study and showed that the first option with two separated heat storage tanks for the two temperature levels is better than the second in terms of tank dimensions.

The economic model of the system is based on the SPBP; it compares the heat pump system to the actual system that produces hot water. A sensitivity analysis was applied to the model to study the effect of each parameter of the SPBP. The model of the system is developed in Modelica where the equations of the problem are implemented and solved.

The optimal solution is obtained always when the irreversibility and the SPBP are minimal independently of parameters of the payback factor. For the heat pump system with storage tanks, the optimal solution is obtained when the compressor electric power is 0.43 kW/(kg/s) when not taking into account the system cluttering and 0.86 kW/(kg/s) when the cluttering is taken into account.

Références

- [1] Linnhoff March – Introduction to Pinch Technology, 1998.
- [2] A. Lazzaretto, A. Toffolo, economy and environment as objectives in multi-criterion optimization of thermal systems design Department of Mechanical Engineering, University of Padova, Via Venezia, 1-35131 Padova, Italy, 2002
- [3] Frangopoulos CA, von Spakovsky MR. A global environomic approach for energy systems analysis and optimization. Proceedings of ENSEC'93, 1993, p. 123–44.
- [4] Valero A, Lozano MA, Serra L, Tsatsaronis G, Pisa J, Frangopoulos CA, et al. CGAM problem: definition and conventional solution. Energy 1994;19(3): 279–86.
- [5] Jussi Manninen and X.X. Zhu, Thermodynamic Analysis and Mathematical Optimisation of Power Plants Department of Process Integration, United Kingdom, Vol. 22, Suppl., pp. S537-S544, 1998.
- [6] Hoseyn Sayyaadi, Multi-objective approach in thermo environomic optimization of a benchmark cogeneration system - Faculty of Mechanical Engineering, Energy Division, K.N. Toosi University of Technology, Tehran 1999.
- [7] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. Thermal and design optimization. New York: John Wiley and Sons Inc; 1996.
- [8] S.M. Besarati, K. Atashkari, A. Jamali, A. Hajiloo, N. Nariman-zadeh, Multi-objective thermodynamic optimization of combined Brayton and inverse Brayton cycles using genetic algorithms Energy Conversion and Management, 2010, Pages 212-217.
- [9] Kalyanmoy Deb, Santosh Tiwari, Omni-optimizer: A generic evolutionary algorithm for single and multi-objective optimization, European Journal of Operational Research, 2008, Pages 1062-1087.
- [10] Guangcai Gong a, Wei Zeng a, Shijun Chang b, Jun He a, Kongqing Li, Scheme-selection optimization of cooling and heating sources based on exergy analysis a Civil Engineering College, Department of Building Environment Engineering, Hunan University, China, 2006.
- [11] I. Dincer, M.A. Rosen, Thermal Energy Storage, Systems and Applications, John Wiley & Sons, London, 2002.
- [12] Lavan Z, Thompson J. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. Solar Energy 1977; 19 (5):519–24.
- [13] Cabelli A. Storage tanks—a numerical experiment. Solar Energy 1977; 19:45– 54.
- [14] Wood RJ, Al-Muslahi SM, O'Callaghan PW, Probert SD. Thermally stratified hot water storage systems. Applied Energy 1981; 9(3):231–42.
- [15] Hollands K.G.T, Lightstone M.f, A review of low-flow stratified-tank solar water heating systems, Solar Energy, 1989
- [16] P.C. Eames, B. Norton, The effect of tank geometry on thermally stratified sensible heat storage subject to low Reynolds number flows, International Journal of Heat and Mass Transfer 41 (1998) 2131–2142.
- [17] Lavan Z, Thompson J. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. Solar Energy 1977; 19 (5):519–24.
- [18] Simon L., Wenxian L. Numerical simulation of three-dimensional flow dynamics in a hot water storage tank, Applied Energy, 2009.
- [19] Al-Najem NM, El-Refaae MM. A numerical study for the prediction of turbulent mixing factor in thermal storage tanks. Appl Therm Eng 1997; 17(12):1173–81.
- [20] Shyu R;J., Lin J.Y. and Fang L.J., Thermal analysis of stratified storage tanks. ASME J. Solar Energy Eng. 111, 54-61, 1989.
- [21] Alizadeh S, An experimental and numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage tank, Solar Energy 66 (6), pp. 409-421, 1999.
- [22] I. Dincer, M.A. Rosen, Thermal Energy Storage, Systems and Applications, John Wiley & Sons, London, 2002.
- [23] M.A. Rosen, Exergy of stratified thermal energy storages, Solar Energy 71 (2001) 173–185.

- [24] Altuntop N., Arslan M., Ozceyhan V., Kanoglu M., Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks, Applied Thermal Engineering, December 2004.
- [25] R. Slim, A. Zoughaib, D. Clodic, Modeling of a solar and heat pump sludge drying system, International Journal of Refrigeration, Volume 31, Issue 7, November 2008, Pages 1156-1168
- [26] Schall, L. D., Sundem. G. L. and Geijsbeek Jr.. W. R.. 1978. Survey and analysis of capital budgeting methods. J. Finance. 33(I): 281-288.
- [27] Vittorio Verda, Romano Borchiellini, Exergy method for the diagnosis of energy systems using measured data Energy, 2007, Pages 490-498.
- [28] Barrault S., Saba S., Clodic D., Inventaires des fluides frigorigènes et de leurs émissions-France, Année 2006.

Chapitre 3 - Conception de PAC eau /eau moyenne et haute températures et validation expérimentale

3.1 Introduction

Le chapitre 1 a montré que les besoins journaliers d'eau chaude à des niveaux de température supérieurs ou égaux à 60 °C dans les procédés laitiers est significatif. L'intégration de pompes à chaleur utilisant la chaleur des effluents est identifiée comme moyen d'amélioration de l'efficacité énergétique et de réduction d'émissions de gaz à effet de serre. L'intégration de ces pompes à chaleur a été optimisée sur le plan exergetique et économique au chapitre 2. L'introduction de stockages de chaleur et la puissance installée qui s'en déduit est possible grâce à la méthodologie développée.

Ces pompes à chaleur doivent être conçues pour répondre d'une façon optimale aux besoins et remplacer la puissance thermique fournie par les chaudières. L'optimisation a été menée en fonction du COP du système et de critères environnementaux. La conception des pompes à chaleur doit tenir compte des conditions opératoires telles que la différence entre les niveaux de températures d'eau à l'évaporateur et au condenseur et l'évolution de la température de l'eau entre l'entrée et la sortie de chaque échangeur ; celles ci auront un impact sur l'architecture de la PAC (mono ou bi-étagée ou autre) et le choix du fluide frigorigène ou du mélange de fluides frigorigènes.

Dans ce chapitre, les différentes PAC pour les différents niveaux de température identifiées aux chapitres précédents sont conçues d'une manière optimale en faisant le choix de l'architecture ainsi que le choix du fluide frigorigène. Cette optimisation est une optimisation multicritères. Les critères retenus sont soit des fonctions objectives à maximiser comme le COP et la puissance calorifique volumétrique, ou à minimiser comme le GWP, l'inflammabilité, la toxicité, soit des contraintes comme la pression de condensation, la température de refoulement du compresseur.

Un prototype intégrant les options techniques les plus efficaces est conçu et réalisé. Les objectifs de ce prototype sont:

- de vérifier le bon fonctionnement pour les différents régimes et en différents modes (mono et bi-étagé)
- de valider le choix des mélanges sélectionnés pour les quatre régimes de fonctionnement et les comparer avec des fluides purs.

3.2 Optimisation multicritère des pompes à chaleur

Les résultats des deux chapitres précédents permettent de spécifier les besoins d'eau chaude en termes de températures, débits et puissances. Ayant la température des effluents qui vont servir de sources de chaleur aux niveaux des évaporateurs des PAC, le but de l'optimisation est de définir, pour un débit et donc une température de sortie des effluents, la conception qui va répondre aux différents critères de sélection. La démarche est illustrée au diagramme 3.1.

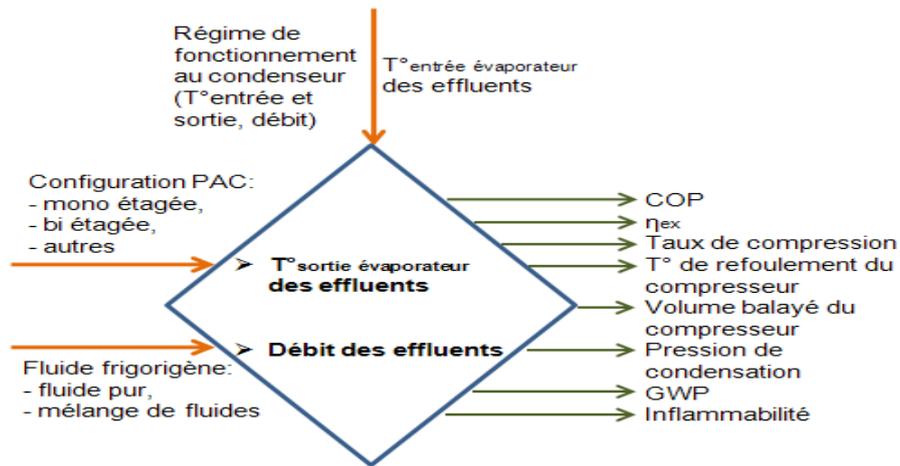


Diagramme 3.1 : Optimisation multicritère des PAC

3.2.1 Comparaison entre les différentes options techniques pour les PAC

Lorsque le taux de compression ainsi que la température de refoulement en fin de compression dépassent certaines limites imposées par les constructeurs des compresseurs, le recours à des systèmes bi-étagés adaptés aux besoins peut résoudre ces problèmes et améliorer le COP et les performances énergétiques du système. Les différentes architectures possibles sont présentées dans la figure 3.1.

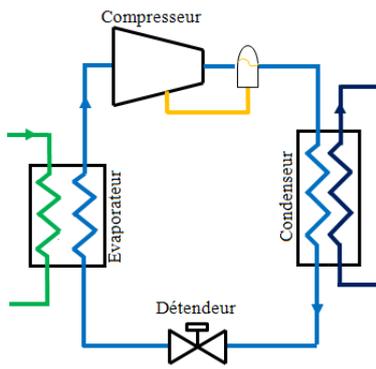


Figure 3.1-a : Cycle mono étagé

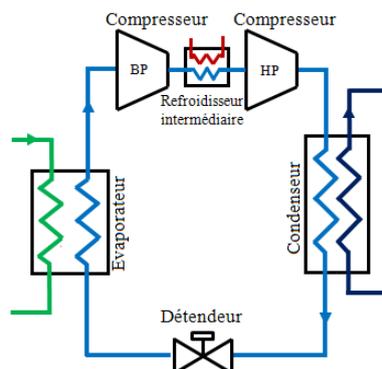


Figure 3.1-b : Cycle bi étagé avec refroidisseur intermédiaire

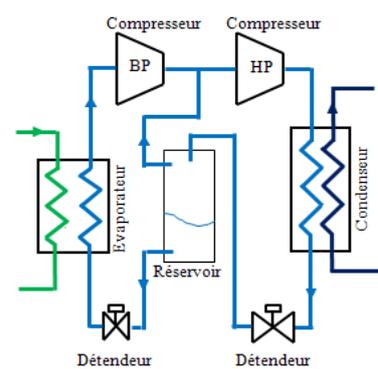


Figure 3.1-c : Cycle bi étagé à économiseur simple

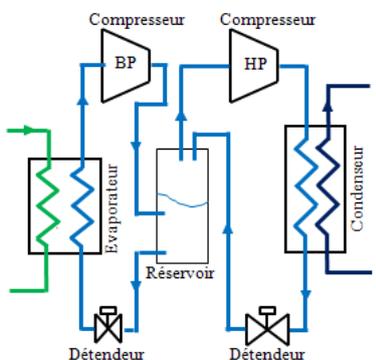


Figure 3.1-d : Cycle bi étagé à économiseur à injection totale

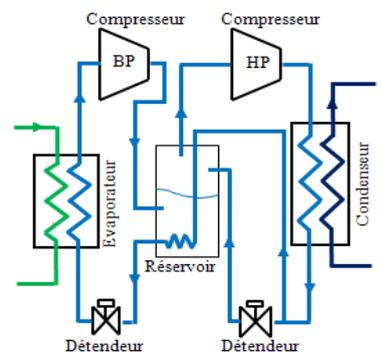


Figure 3.1-e : Cycle bi étagé à économiseur à injection partielle

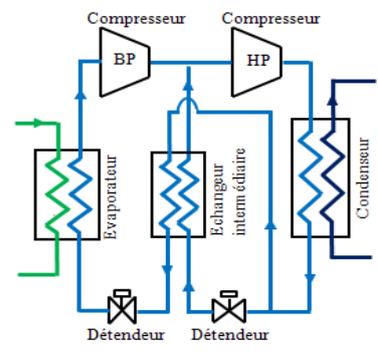


Figure 3.1-f : Cycle bi étagé à économiseur à injection partielle modifiée

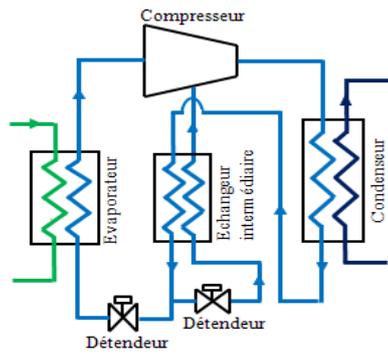


Figure 3.1-g : Cycle à injection intermédiaire avec un seul compresseur

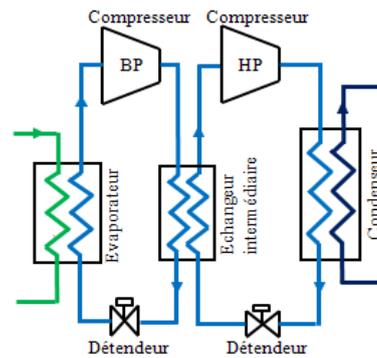


Figure 3.1-h : Cycle en cascade

Pour des taux de compression inférieurs à 7 (valeur donnée par les constructeurs des compresseurs), le cycle mono-étagé peut être adopté pour les pompes à chaleur à condition de ne pas dépasser la température de refoulement seuil, mais au-delà de ce seuil, les performances des compresseurs deviennent très faibles et les cycles bi-étagés deviennent plus avantageux.

Dans le cas du cycle bi-étagé avec un refroidisseur intermédiaire (fig. 3.1-b), le refroidissement de la vapeur refoulée par le compresseur à basse pression est assuré par l'échangeur intermédiaire. L'avantage de ce cycle bi-étagé est la simplicité du circuit frigorifique, la limitation de la charge et une meilleure gestion du retour d'huile.

L'injection intermédiaire entre les deux compresseurs sert également au refroidissement des vapeurs à l'aspiration du compresseur haute pression. Cette architecture présente comme inconvénients l'échauffement au cours de la compression et l'accumulation d'huile dans les bouteilles. De plus, l'utilisation des bouteilles risque de modifier la composition circulante en cas d'utilisation des mélanges à cause de la différence de volatilité des corps purs mélangés.

Le cycle en cascade (fig. 3.1-h) peut devenir plus performant que les autres lorsque la différence de températures entre la source froide et le puits chaud devient très importante.

Une étude sur des cycles de PAC [1] a comparé le cycle bi-étagé à injection intermédiaire avec un seul compresseur (fig. 3.1-g) et le cycle bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée (fig. 3.1-f). Cette étude a montré que le COP du cycle à deux compresseurs est supérieur à celui du cycle à injection intermédiaire avec un seul compresseur. Le tableau 3.1 présente une comparaison entre les différents cycles [2].

Tableau 3.1 : Comparaison entre les différents cycles

Cycle de PAC	Efficacité globale	Puissance fournie	Température de refoulement	Accumulation d'huile
Mono-étagé	+	+	Elevée	Non
Bi-étagé avec refroidisseur intermédiaire	+++	++++	Acceptable	Non
Bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée	+++	++++	Faible	Non
Bi-étagé à injection totale	++++	++++	Faible	Oui
Bi-étagé à injection partielle	+++	+++	Faible	Oui
Bi-étagé à injection intermédiaire avec un seul compresseur	++	++	Elevée	Non
En cascade	++++	++++	Faible	Non

Pour l'application étudiée, le cycle **mono-étagé** (fig. 3.1-a) est utilisé pour les trois premiers postes (tableau 3.2) puisque les différences de température entre les sources et les puits ne sont pas très grandes. Mais pour le quatrième poste, le cycle à économiseur **à injection**

partielle modifiée (fig. 3.1-f) semble être le plus adapté parmi les cycles bi-étagés puisque la différence de températures entre la source et le puits est très grande et que les problèmes liés à l'accumulation d'huile et la variation de la composition circulante des mélanges sont résolus en remplaçant le réservoir par un échangeur intermédiaire.

Tableau 3.2 : Caractéristiques de chaque poste

Poste	Effluents			Eau chaude		
	T_e (°C)	T_s (°C)	\dot{m} (kg/s)	T_e (°C)	T_s (°C)	\dot{m} (kg/s)
1	30	24	1.67	46	60	0.97
2	51	30	0.44	60	70	1.27
3	51	34	1.46	70	85	2.5
4	33	13	0.8	70	85	1.72

Les cycles thermodynamiques du système mono-étagé et du système bi-étagé à injection partielle modifiée sont représentés par les figures 3.2 et 3.3.

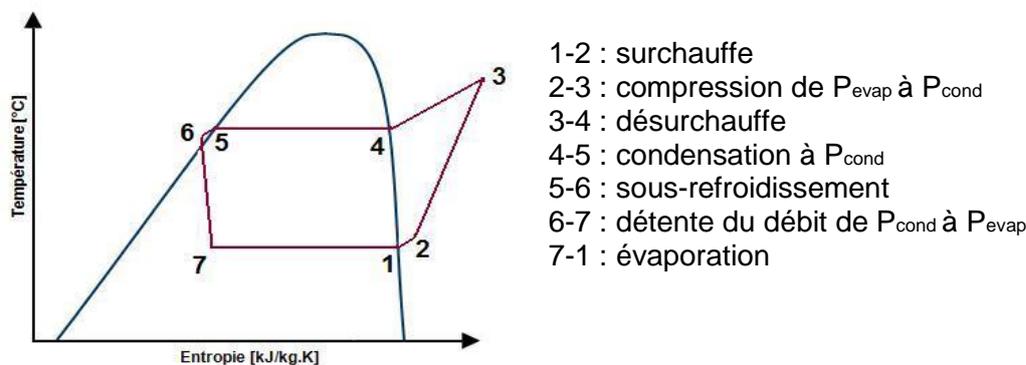


Fig. 3.2 : Cycle thermodynamique mono-étagé

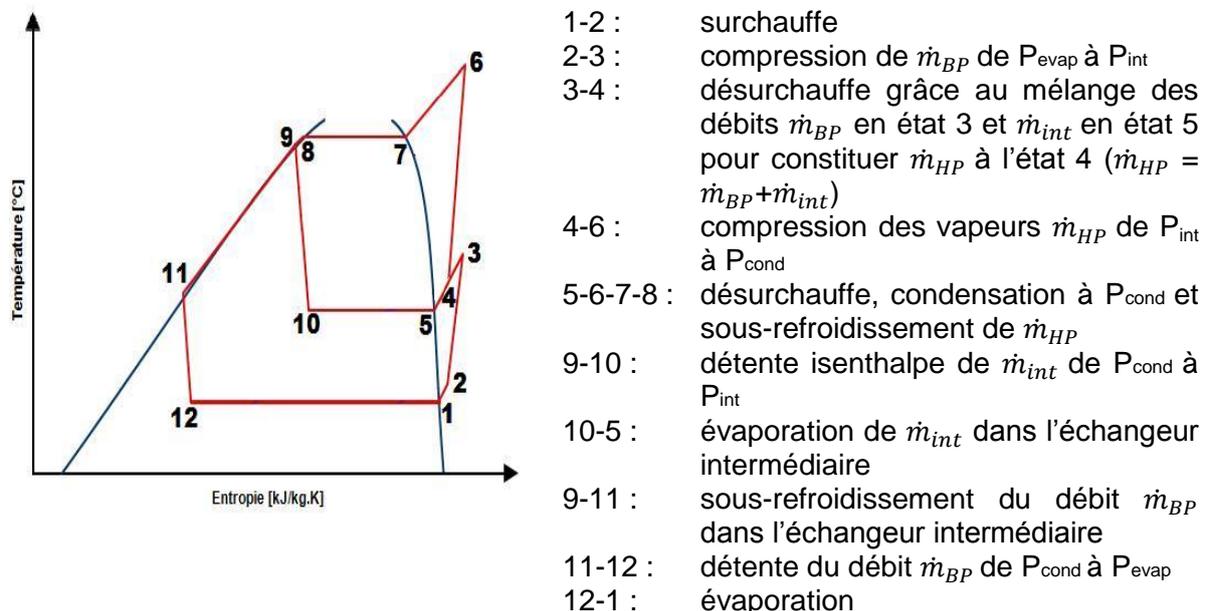


Fig. 3.3 : Cycle thermodynamique bi-étagé à injection partielle modifiée

3.2.2 Méthode de sélection des fluides frigorigènes

Le choix du fluide frigorigène pour un régime de fonctionnement donné permet d'améliorer les performances du cycle au niveau du COP, des pertes exergetiques, du coût d'investissement et du coût de fonctionnement liés à la taille des compresseurs et la

puissance électrique consommée. Les températures de l'eau chaude et des effluents aux condenseurs et aux évaporateurs des pompes à chaleur de tous les postes sont présentés dans le tableau 3.2. Ce tableau montre que les glissements de température de l'eau aux évaporateurs et aux condenseurs sont très importants. D'où l'intérêt d'utiliser des mélanges de fluides frigorigènes avec glissement de température pour réduire les pertes exergetiques dans les échangeurs et améliorer les performances du système.

D'autres propriétés des fluides influencent le choix du fluide. Plusieurs d'entre elles sont contradictoires; il faut donc trouver un compromis entre elles selon les différents besoins de chauffage.

3.2.2.1 Critères de sélection des fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes choisis pour assurer les différents besoins avec des hautes performances doivent répondre aux critères suivants.

- Les critères thermodynamiques

- La température normale d'ébullition, elle doit être inférieure à la température d'évaporation la plus basse. La totalité du circuit de la PAC doit être en surpression vis-à-vis de l'extérieur afin d'éviter le risque d'introduction d'air.
- La température de refoulement du compresseur, elle doit être inférieure à 130 °C. Une température élevée peut causer la décomposition des lubrifiants et raccourcir la durée de vie des compresseurs.
- La température critique, elle doit être supérieure à la température de condensation.
- Le taux de compression, il doit être inférieur à 7. Les taux de compression élevés causent la diminution des rendements globaux et volumétriques des compresseurs actuels et donc une augmentation de la consommation énergétique du compresseur et par suite la réduction des performances.
- La pression de condensation, elle doit être inférieure à 3 MPa. Le prix d'une installation s'accroît à partir de ce seuil de pression. Des pressions de condensation élevées nécessitent des matériels adaptés (compresseurs et échangeurs).
- La puissance calorifique volumétrique, elle est définie par la quantité de chaleur produite par unité de volume de fluide frigorigène aspiré par le compresseur. Elle est donc inversement proportionnelle au volume balayé du compresseur. Plus ce volume balayé est grand, plus le coût de l'installation est élevé ainsi que la taille du compresseur.

- Effet de la concentration du R-32 sur la pression de condensation et le volume balayé du compresseur

La figure 3.4 représente la variation de la pression de condensation en fonction de la concentration massique de R-32 dans des mélanges R-1234yf, R-245fa, R-32 pour le poste 1. C'est une courbe croissante en fonction de la composition du R-32. Dans ces calculs, la concentration massique du R-245fa est maintenue constante (28 %).

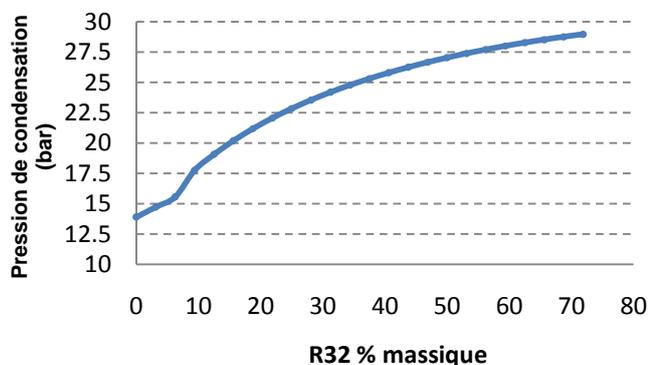


Fig.3.4 : Variation de la pression de condensation en fonction de la concentration en R-32

La figure 3.5 représente la variation du volume balayé du compresseur en fonction de la concentration du R-32 dans les mélanges (R-1234yf, R-245fa, R-32) pour le même poste. La présence du R-32 dans le mélange permet d'abaisser le volume balayé du compresseur et par suite baisser le coût de l'installation.

Le R-32 a un effet positif sur le volume balayé et négatif sur la pression de condensation. Il existe donc un compromis sur la concentration de R-32.

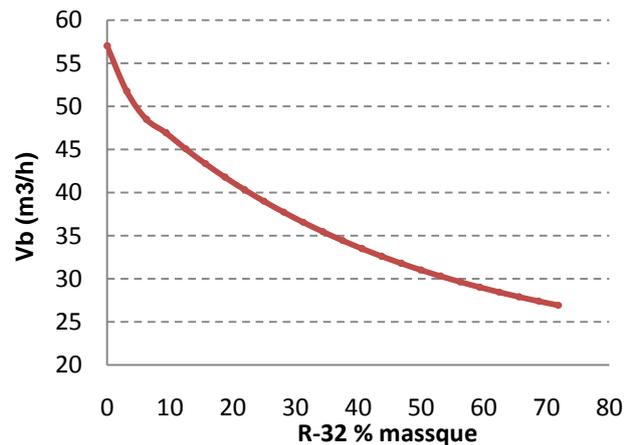


Fig.3.5 : Variation du V_b en fonction de la concentration en R-32

- Effet de la concentration du R-245fa sur la pression de condensation et le volume balayé du compresseur

La figure 3.6 représente la variation de la pression de condensation en fonction de la concentration du R-245fa dans les mélanges (R-1234yf, R-32, R-245fa) pour le poste 1. La composition du R-32 est maintenue constante (6,25 %).

C'est une courbe décroissante en fonction de la composition du R-245fa.

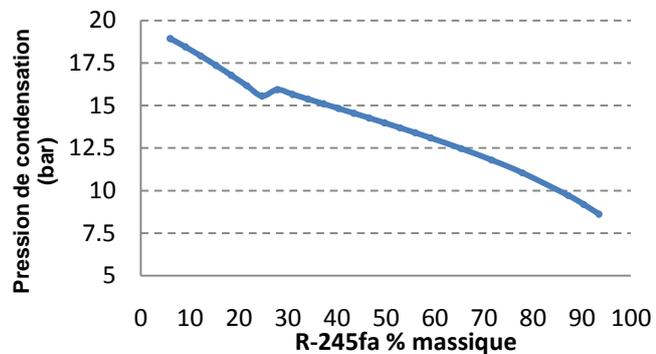


Fig.3.6 : Variation de la pression de condensation en fonction de la concentration en R-245fa

La figure 3.7 représente la variation du volume balayé du compresseur en fonction de la concentration du R-245fa dans les mélanges. Le volume balayé du compresseur augmente avec l'augmentation de la concentration du R-245fa dans le mélange. Le choix du pourcentage du R-245fa est un compromis entre les deux facteurs.

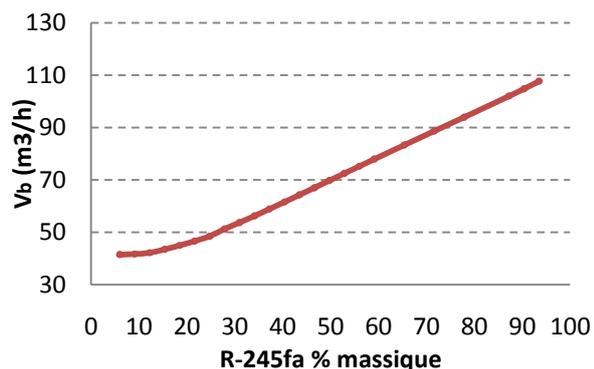


Fig.3.7 : Variation du V_b en fonction de la concentration en R-245fa

- Les pertes exergetiques

Ce sont les pertes exergetiques au niveau des échangeurs (évaporateurs et condenseurs), du compresseur et du détendeur. Les pertes exergetiques au niveau des échangeurs sont de deux natures, mécaniques (pertes de pression) et thermiques, proportionnelles à l'écart

de températures entre le fluide frigorigène et l'eau. Les pertes exergétiques au niveau du compresseur augmentent avec le taux de compression. La figure 3.8 montre une comparaison des pertes exergétiques thermiques (surfaces hachurées) au niveau des échangeurs entre les cas d'un fluide pur et d'un mélange avec un glissement de température à l'évaporateur et au condenseur d'un cycle thermodynamique.

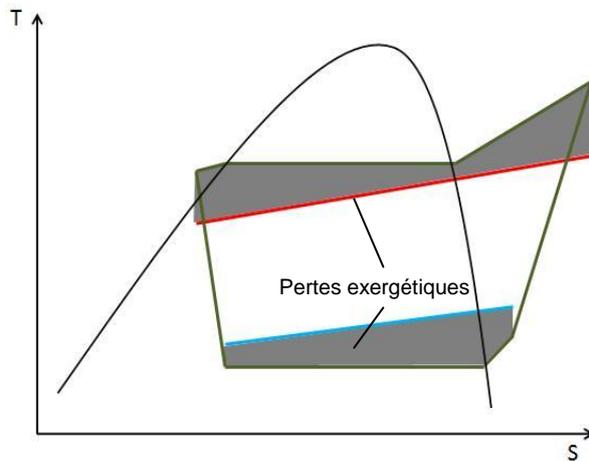


Fig. 3.8 (a) : Echangeur de chaleur avec un fluide pur

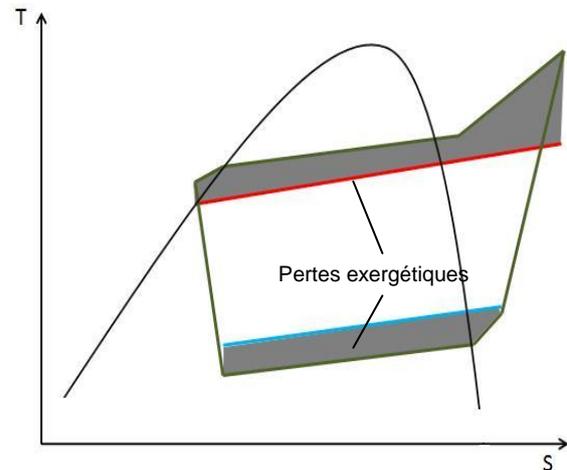


Fig. 3.8 (b) : Changeur avec un mélange avec un glissement de température

Sur le plan énergétique, les irréversibilités aux échangeurs sont pénalisantes en termes d'efficacité globale du système. Les mélanges de fluides frigorigènes permettent de réduire l'écart de températures dans les échangeurs si leur sélection est adéquate.

Le choix du glissement de température approprié à l'évaporateur augmente la température d'évaporation moyenne et indirectement réduit l'irréversibilité au compresseur. De même, le choix du glissement de température approprié au condenseur abaisse la température de condensation moyenne et par suite réduit l'irréversibilité au condenseur et au compresseur [3].

Par contre, la taille des échangeurs devient supérieure par rapport à un corps pur puisque l'écart de températures moyen entre le fluide frigorigène et l'eau est plus faible. Il faut donc trouver un compromis entre l'amélioration des performances et l'investissement.

Le cas idéal est de disposer de glissements appropriés au condenseur et à l'évaporateur pour réduire les deux irréversibilités à la fois.

Le glissement idéal dans un échangeur entre le fluide frigorigène (r) et le fluide extérieur (e) doit donc être le même dans chaque section de l'échangeur [4].

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_r = \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_e, \quad 0 < x < 1 \quad (3.1)$$

En appliquant l'équation de l'énergie dans un échangeur, l'équation (3.1) s'écrit de la façon suivante :

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_{P,r} = \text{constante} \quad (3.2)$$

Donc, pour un glissement idéal, l'enthalpie doit varier linéairement en fonction de la température, ce qui n'est pas le cas pour certains mélanges de fluides frigorigènes. En particulier, la zone de désurchauffe, si elle est importante, présente une pente sensiblement

plus importante que celle de la zone de condensation. Les pertes exergetiques générées par cette zone peuvent dans ce cas devenir importantes.

Des simulations des pertes exergetiques par composant de la PAC sont réalisées pour le régime de fonctionnement du poste 1 (les écarts de températures de l'eau à l'évaporateur et au condenseur sont 6 K et 14 K respectivement) en utilisant deux mélanges ayant des glissements de température différents le mélange M_1 (52 % R-1234yf, 6 % R-245fa, 42 % R-32), le mélange M_2 (3 % R-1234yf, 97 % R-245fa) et 3 corps purs les R-32, R-245fa et R-1234yf. Le calcul exergetique d'une pompe à chaleur est détaillé dans l'annexe B.

Le tableau 3.3 présente une comparaison entre les différents fluides frigorigènes (mélanges et corps purs). Le mélange M_1 ayant les glissements de température les plus élevés et similaires aux gradients de température de l'eau présente les pertes exergetiques totales minimales.

Tableau 3.3 : Comparaison entre différents fluides frigorigènes utilisés pour le poste 1

	Glissement Évaporateur (K)	Glissement condenseur (K)	Pertes exergetiques totales (kW)
M_1	5.86	4.48	8.2
M_2	1.72	4.55	7.35
R-245fa	0	0	8.13
R-1234yf	0	0	9.3
R-32	0	0	9.63

Les figures 3.9 et 3.10 représentent une comparaison des pertes exergetiques dans tous les composants de la PAC utilisée pour le poste 1 avec les deux mélanges M_1 et M_2 définis ci-dessus, le R-245fa, le R-1234yf et le R-32.

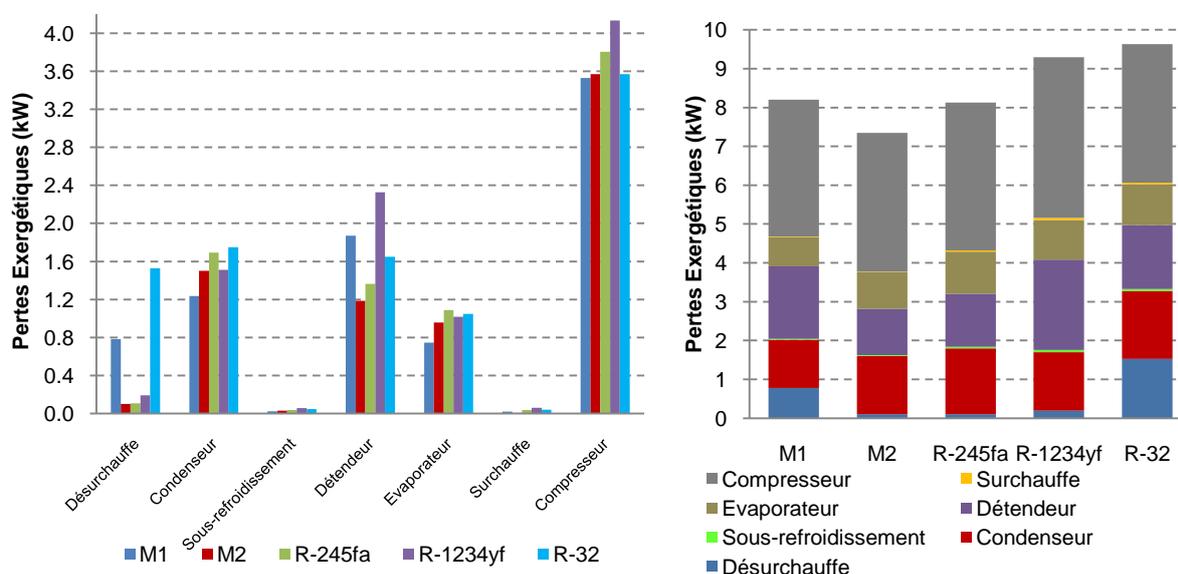


Fig. 3.9 et 3.10 : Comparaison des pertes exergetiques dans tous les composants de la PAC du poste 1 pour deux mélanges et trois corps purs

Les figures 3.9 et 3.10 permettent de tirer les conclusions suivantes.

Les pertes exergetiques les plus importantes sont au niveau du compresseur pour tous les fluides frigorigènes.

Le glissement de température au niveau de l'évaporateur est le plus grand avec le mélange M_1 , et les pertes exergetiques au niveau de l'évaporateur sont les plus faibles avec ce mélange.

- Les pertes exergetiques au niveau de la desurchauffe sont les plus elevees avec le R-32. Le melange M_1 contient 42 % de R-32 en composition massique, ce qui augmente les pertes exergetiques lors de la desurchauffe.
- Les pertes exergetiques au niveau du compresseur et du detendeur sont les plus elevees avec le R-1234yf. Le melange M_1 contient 52 % de R-1234yf en composition massique, ce qui augmente les pertes exergetiques au compresseur et au detendeur.
- Le melange M_1 contient du R-1234yf et du R-32, ce qui augmente les pertes exergetiques au compresseur, au detendeur et lors de la desurchauffe alors qu'elles diminuent au condenseur et a l'evaporateur grace aux glissements de temperature.
- Le melange M_2 ne contient pas de R-32, ce qui reduit les pertes au niveau de la surchauffe.
- En comparant les deux melanges M_1 et M_2 , le glissement de temperature au niveau du condenseur est presque identique pour les deux mais le glissement au niveau de l'evaporateur est plus grand pour M_1 . Pour cela, les pertes exergetiques au niveau de l'evaporateur sont plus faibles avec le melange M_1 alors que les pertes exergetiques globales sont plus faibles avec le melange M_2 .

La minimisation des pertes exergetiques globales est ainsi un compromis entre les differentes sources de destruction de l'exergie.

- Impacts sur l'environnement

L'impact des fluides frigorigenes sur l'ozone est represente par l'indice ODP (Ozone Depletion Potential). Le Protocole de Montreal a fixe un calendrier d'arret de production et d'utilisation des fluides frigorigenes contenant des atomes de chlore. En Europe, les CFC ne sont plus utilises dans les equipements neufs depuis le 1^{er} janvier 1995 et les HCFC ne sont plus utilises comme fluide vierge depuis le 1^{er} janvier 2010. Donc les seuls fluides utilisables dans les installations neuves doivent presenter un ODP nul.

Les HFC, les HC, l'ammoniac et le CO_2 sont proposes comme molecules de substitution aux CFC et HCFC. La plupart des HFC ont une longue duree de vie atmospherique et depuis la mise en place du Protocole de Kyoto en 1997, les HFC sont inclus dans la liste des gaz a effet de serre. L'Union Europeenne a interdit l'usage des HFC ayant des GWP superieurs a 150 en climatisation automobile a partir du 1^{er} janvier 2011 [5]. Par anticipation d'une generalisation de la limitation du GWP des fluides dans tous les domaines, les fluides candidats doivent alors avoir une courte duree de vie atmospherique et donc un faible GWP.

- Sécurité

La toxicite et l'inflammabilite sont les deux criteres de securite utilises. Un faible GWP et un ODP nul ne suffisent pas pour la selection des fluides comme dans le cas de l'ammoniac (R-717). Il est recommande d'utiliser les fluides non toxiques et non inflammables sauf dans certaines applications industrielles. Ceci a une consequence importante sur les couts de l'installation du fait des dispositifs de securite et d'une maintenance plus couteuse.

Dans notre etude, tous les fluides utilises sont non toxiques, mais le niveau d'inflammabilite sera apprecie en utilisant un coefficient appele **RF-number** [6] et calcule par l'equation (3.3).

$$RF = \frac{(LSI \times LII)^{1/2} - LII}{LII} \cdot \frac{P_c}{M_m}, \quad (3.3)$$

RF	RF-number (J/g);
LSI	limite superieure d'inflammabilite (%);
LII	limite inferieure d'inflammabilite (%);
P_c	pouvoir calorifique du fluide (J/mol);
M_m	masse molaire du fluide (g/mol).

Pour cette évaluation, un fluide est considéré non inflammable si son RF-number est nul, il est considéré modérément inflammable si son RF-number est inférieur à 30 et hautement inflammable si son RF-number est supérieur à 30 [7].

Pour un mélange de fluides frigorigènes, les limites d'inflammabilité sont estimées par la loi de **Le Chatelier** exprimée par l'équation (3.4).

$$\frac{1}{L} = \frac{x_1}{L_1} + \frac{x_2}{L_2} + \frac{x_3}{L_3} \quad (3.4)$$

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

- Compatibilité avec les lubrifiants et les matériaux

Tous les fluides utilisés doivent être non corrosifs et compatibles avec le cuivre, l'aluminium et les lubrifiants usuels. Si le fluide frigorigène et le lubrifiant ne sont pas miscibles, le lubrifiant peut rester dans le condenseur en aval du compresseur et cela réduit à la fois l'échange thermique dans l'échangeur et la lubrification du compresseur.

- Critère économique

Le prix de l'installation dépend du prix du fluide frigorigène, de sa disponibilité ainsi que du volume balayé du compresseur et des capacités thermiques des échangeurs. Un grand volume balayé implique un prix élevé.

3.2.2.2 Les fluides frigorigènes utilisés

Aucun fluide ne peut satisfaire tous les critères requis en même temps. De plus, le choix du fluide dépend des régimes de fonctionnement ; chaque application peut disposer d'une liste de fluides candidats. Les mélanges présentent l'avantage d'adapter finement leurs compositions à une application spécifique et optimiser ainsi l'efficacité énergétique en fonction des écarts de températures source et puits et des gradients de température sur les fluides extérieurs à la pompe à chaleur.

Les corps purs choisis pour l'optimisation des mélanges ne contiennent pas d'atomes de chlore. La liste de ces fluides est donnée au tableau 3.4.

Tableau 3.4 : Propriétés des fluides purs choisis

Symbole	Nom du fluide	M_m (g/mol)	T_{crit} (°C)	P_{crit} (MPa)	TB (°C)	GWP (kgeq CO ₂)
R-134a	1, 1, 1, 2-tetrafluoroethane	102.03	101.06	4.06	-26.1	1300
R-152a	1, 1-difluoroethane	66.05	113.26	4.52	-24	120
R-1234yf	2, 3, 3, 3-tetrafluoropropene	114.04	94.8	3.26	-29.2	4
R-245fa	1, 1, 1, 3, 3-Pentafluoropropane	134.05	154.1	4.43	15.1	950
R-32	Difluorométhane	52.02	78.1	3.64	-51.7	120
R-125	Pentafluoroéthane	120.020	66.02	3.45	-48.09	3500
R-744	Dioxyde de carbone	44.01	30.97	7.38	-78.4	1

M_m : masse molaire ; T_{crit} : température critique ; P_{crit} : pression critique ; TB : température d'ébullition ; GWP : global warming potential

Les courbes de saturation liquide et vapeur et l'évolution de la pression de saturation en fonction de la température sont représentées figures 3.11 a et b. Ces deux figures

présentent les caractéristiques d'un fluide frigorigène et montrent le domaine d'application de ce fluide.

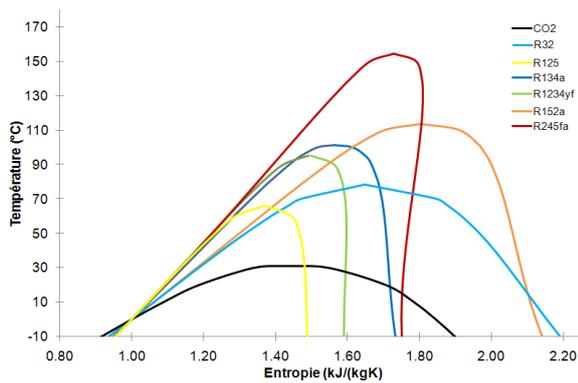


Fig.3.11-a : Courbe de saturation des différents fluides

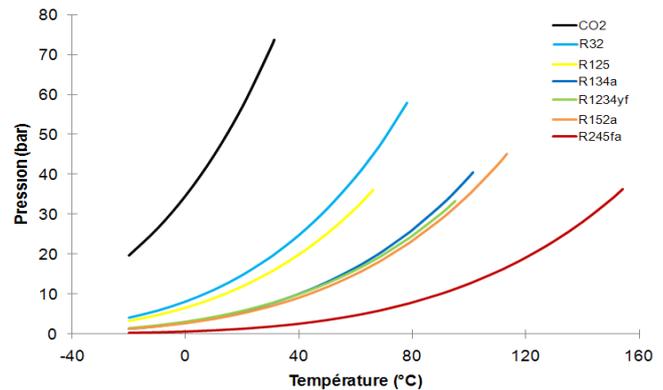


Fig.3.11-b : Pression de saturation des différents fluides

Le CO₂ ne peut pas être utilisé seul pour les quatre postes puisque sa température critique est plus faible que les quatre températures de condensation. Sa pression est très élevée, son GWP est très faible et sa température normale d'ébullition est très faible (c'est-à-dire que sa puissance calorifique volumétrique est très élevée); il peut être un composant de mélanges pour ces applications de pompes à chaleur.

Cependant, il a été vérifié expérimentalement [8] que le CO₂ se comporte comme un incondensable dans les mélanges à cause de sa volatilité élevée dès que sa composition est supérieure de 3 à 4 %. Cela aboutit à l'accumulation du CO₂ au condenseur, à abaisser le glissement de température du mélange et à augmenter la pression de condensation.

Le coefficient de performance (COP) est représenté en fonction du volume balayé du compresseur pour les différents postes (figure 3.12). Le COP est calculé en considérant un pincement de 5 K au condenseur et à l'évaporateur. Le volume balayé du compresseur est calculé pour chacun des corps purs en utilisant les propriétés du fluide à l'aspiration, la production calorifique volumétrique et la puissance calorifique par poste. Les rendements isentropiques et volumétriques des compresseurs utilisés pour ces calculs sont ceux obtenus à partir de données de fabricants pour des compresseurs scroll (cf § 3.4.1.2).

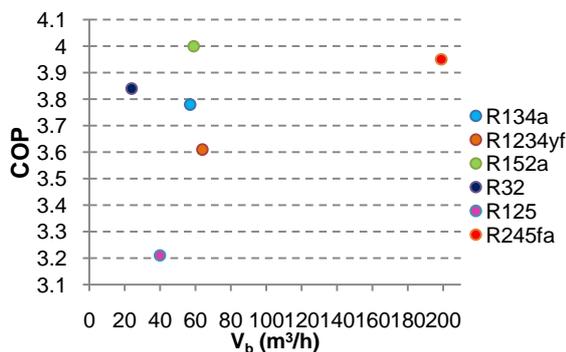


Fig.3.12-a : COP en fonction du volume balayé des différents fluides purs du poste 1

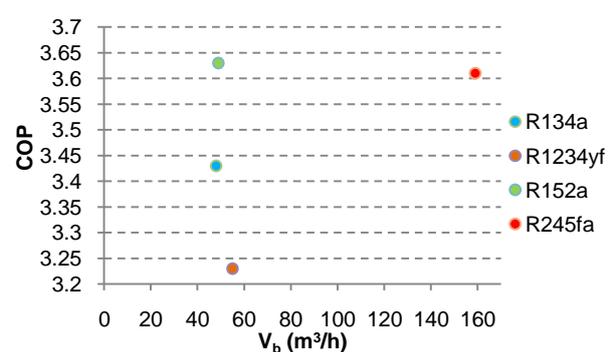


Fig.3.12-b : COP en fonction du volume balayé des différents fluides purs du poste 2

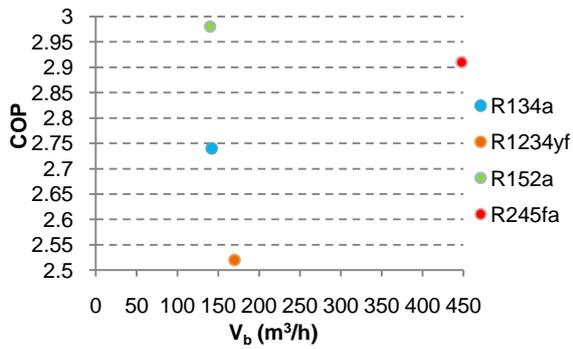


Fig.3.12-c : COP en fonction du volume balayé des différents fluides purs du poste 3

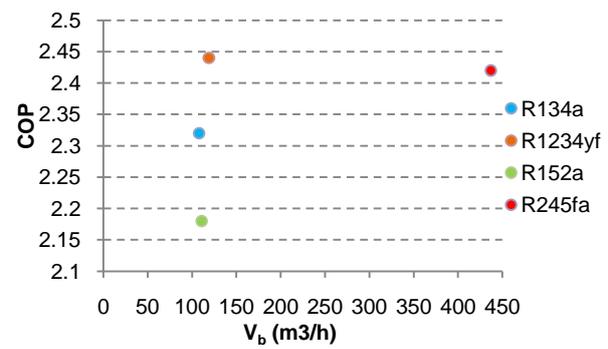


Fig.3.12-d : COP en fonction du volume balayé des différents fluides purs du poste 4

Les fluides R-32 et R-125 ne peuvent pas être utilisés seuls pour les trois derniers postes à cause de leurs températures critiques. Par contre, leurs puissances calorifiques volumétriques étant élevées, il est très intéressant de les utiliser dans les mélanges. Le R-125 a un GWP très élevé, donc il est préférable d'utiliser le R-32 puisque leurs courbes de saturation et de pression sont très similaires.

Les fluides R-1234yf, R-134a et R-152a ont des pressions de saturation proches. Ils sont caractérisés par leurs puissances calorifiques volumétriques supérieures à celle du R-245fa. A noter que le R-152a est modérément inflammable et le R-1234yf est encore moins inflammable alors que le R-134a est non inflammable. Par contre, le R-134a présente le GWP le plus élevé des trois.

Le R-245fa est caractérisé par sa température critique élevée et sa puissance calorifique volumétrique faible. Donc, l'utilisation du R-245fa dans le mélange permet d'abaisser la pression de condensation et d'atteindre des températures de sortie d'eau élevées.

3.3 Application de la méthodologie aux quatre postes

Le but de cette partie est de créer de nouveaux mélanges non azéotropiques avec les fluides purs proposés dans la partie précédente. Ces mélanges seront adaptés pour les besoins de chacun des quatre postes en faisant un compromis entre les différents critères de sélection cités dans la partie 3.2.2.

Les combinaisons de fluides peuvent être binaires et ternaires. Pour choisir un mélange ternaire optimal, la méthode des triangles, qui représentent le diagramme de concentration des fluides, peut être appliquée en se basant sur les critères de sélection (COP, P_{cond} , V_b , GWP, $T_{\text{ref,comp}}$, glissement au condenseur, glissement à l'évaporateur et RF-number).

Aucun fluide pur ou mélange de fluides frigorigènes n'est idéal et répond à tous les critères en même temps. Pour cela, on pourrait se baser sur quelques critères et les considérer comme prioritaires par rapport aux autres, c'est à dire commencer la sélection en comparant ces critères en priorité pour choisir le fluide optimal.

Une méthode est proposée dans cette partie pour la sélection des fluides frigorigènes pour les différents postes. Elle consiste à comparer les fluides suivant chaque critère et donner des points à chaque fluide frigorigène ayant le critère optimal, par exemple le COP le plus élevé, le volume balayé le plus faible, la pression de condensation la plus faible, la température de refoulement la plus faible, le GWP le plus faible, les pertes exergetiques les plus faibles et l'inflammabilité la plus faible. Dans cette étude, le COP est un facteur prioritaire et sa valeur est multipliée par 2. Des notes éliminatoires sont données aux fluides frigorigènes ayant des critères critiques comme la température de refoulement du

compresseur lorsqu'elle dépasse 130 °C, la pression de condensation lorsqu'elle dépasse 3 MPa, le GWP lorsqu'il est supérieur à 600 et l'inflammabilité lorsque le RF-number est supérieur à 10. Dans ce cas, le fluide est éliminé de la comparaison.

Le fluide qui totalise la note plus élevée est adopté pour l'application.

Les simulations sur la composition des fluides sont réalisées en considérant un pincement constant au niveau des échangeurs (5 K). Les régimes de débit d'eau aux niveaux de l'évaporateur et du condenseur sont ceux définis pour chacun des postes. Les propriétés thermodynamiques sont calculées avec REFPROP-8. Pour les mélanges proposés, ceux-ci n'étant pas pré-définis dans Refprop, les règles de mélanges par défaut de Refprop sont utilisées.

Les rendements volumétriques et globaux des compresseurs sont supposés dépendre uniquement du taux de compression. Dans les simulations, les courbes des compresseurs scrolls utilisés dans la partie expérimentale sont utilisés (cf. § 3.4.1.2).

Pour un mélange représenté sur le diagramme, la concentration en chaque composant est définie par la longueur de la perpendiculaire au côté opposé au sommet du triangle, chaque sommet représentant un corps pur. La zone acceptable pour chaque critère est limitée par des traits coloriés en fonction de chaque critère et la zone grise représente la zone admissible où tous les mélanges répondent à tous les critères.

3.3.1 Résultats pour le poste 1

La figure 3.13 représente les diagrammes de concentration pour le poste 1 avec les cinq fluides purs (R-245fa, R-134a, R-152a, R-1234yf et R-32).

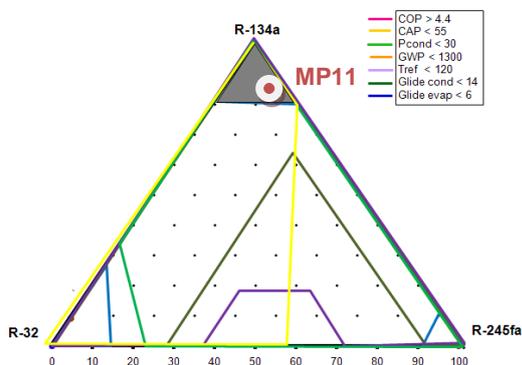


Fig.3.13-a : Diagramme de concentration : R-134a, R-245fa, R-32 pour le poste 1 ($T_{\text{cond e,s}} = 46 \text{ °C et } 60 \text{ °C}$)

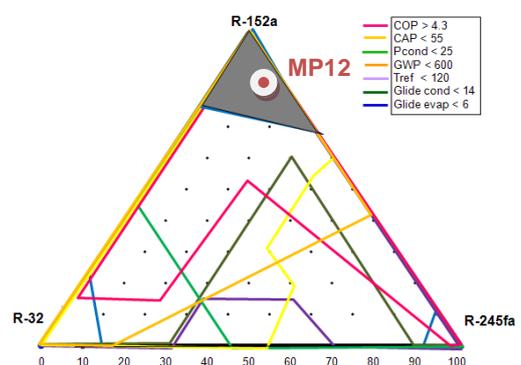


Fig.3.13-b : Diagramme de concentration : R-152a, R-245fa, R-32 pour le poste 1

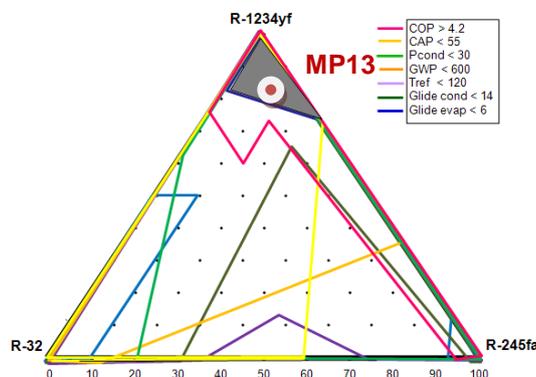


Fig.3.13-c : Diagramme de concentration : R-1234yf, R-245fa, R-32 pour le poste 1

Pour chaque mélange ternaire, un mélange totalise le maximum de points. Les trois mélanges MP11, MP12 et MP13 sélectionnés sur la figure 3.13 ont été comparés entre eux et avec les fluides purs. Les résultats sont donnés dans le tableau 3.5.

Tableau 3.5 : Propriétés thermodynamiques des différents mélanges et fluides purs pour le poste 1

	MP11	MP12	MP13	R-134a	R-152a	R-1234yf	R-245fa
Composition massique (%)	85% R-134a, 10% R-245fa, 5% R-32	85% R-152a, 10% R-245fa, 5% R-32	85% R-1234yf, 10% R-245fa, 5% R-32				
$T_{ee,s}$ (°C)	30 – 24						
$T_{ec,s}$ (°C)	46 – 60						
P_{cond} (MPa)	1,7	1,55	1,79	1,8	1,6	1,73	0,52
COP_{PAC}	4,24	4,26	4,27**	3,8	4	3,6	3,97
V_b (m ³ /h)	52	58	51***	57	59	63	196
$T_{ref,comp}$ (°C)	83	92	77	83	93	75***	76
GWP	1227,5*	224,5	126	1300*	120	4,0***	950*
Pertes Ex (kW)	7,63	7,42	7,27	8,86	8,44	9,30	8,13
Gliss Evap (k)	4,5	3,43	7,28	0	0	0	0
Gliss Cond (k)	4,37	3,23	5,26	0	0	0	0
RF-number	0,5	8,2	3,3***	0	16,6*	3,6	0

* Le fluide frigorigène est éliminé car le critère dépasse les limites mentionnées ci-dessus ;

** Le fluide frigorigène prend deux points car il a le COP le plus élevé ;

*** Le fluide frigorigène présente le critère optimal et il prend 1 point.

Tous les mélanges obtenus en appliquant la méthode du triangle sont modérément ou non inflammables.

En comparant le COP des différents fluides frigorigènes, le MP13 permet d'atteindre le COP le plus élevé.

Le diagramme 3.2 représente une comparaison des pertes exergetiques par composant des différents fluides.

Les pertes exergetiques du mélange MP13 sont les plus faibles.

Ses glissements de température au condenseur et à l'évaporateur sont les plus élevés, ce qui permet de réduire les pertes exergetiques au condenseur et à l'évaporateur.

Il est important de noter que la part la plus importante des pertes exergetiques se situe au niveau du compresseur.

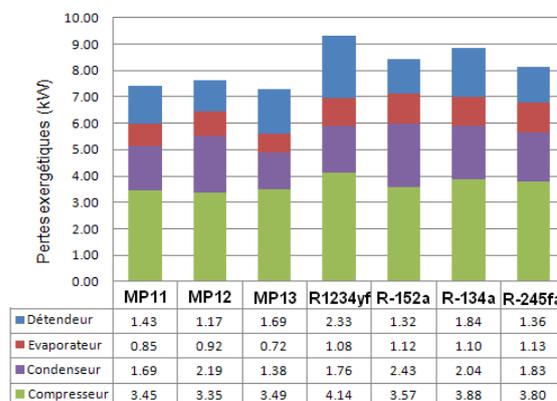


Diagramme 3.2 : Comparaison exergetique entre les différents fluides

Le volume balayé du compresseur avec le MP13 est le plus faible parmi tous les fluides frigorigènes. Son GWP n'est pas très élevé par comparaison au R-152a et au R-1234yf.

En appliquant la méthode des points utilisée pour la sélection, on conclut que:

- le mélange MP11, le R-245fa et le R-134a sont éliminés de la comparaison puisque leur GWP est supérieur à 600
- le MP12 n'a obtenu aucun point
- le MP13 a obtenu 4 points (2 pour le COP, 1 pour le V_b et 1 pour la non inflammabilité)
- le R-152a est éliminé de la comparaison puisque son RF-number est supérieur à 10
- le R-1234yf a obtenu 2 points, 1 pour la température de refoulement et 1 pour le GWP

Ainsi le MP13 est sélectionné pour ce poste.

3.3.2 Résultats pour le poste 2

La figure 3.14 représente les diagrammes de concentration pour le poste 2 avec les mêmes fluides purs.

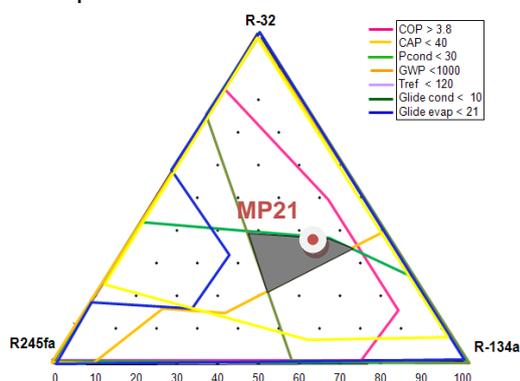


Fig.3.14-a : Diagramme de concentration: R-134a, R-245fa, R-32 pour le poste 2 ($T_{cond\ e,s}$: 60 °C et 70 °C)

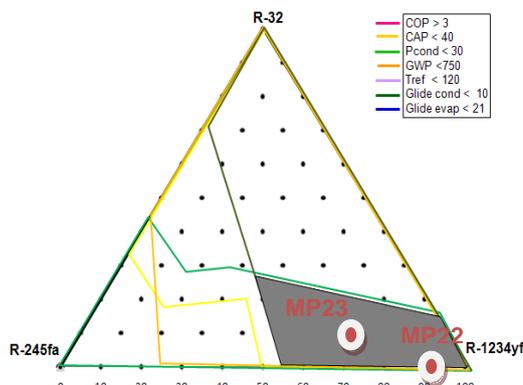


Fig.3.14-b : Diagramme de concentration: R-1234yf, R-245fa, R-32 pour le poste 2

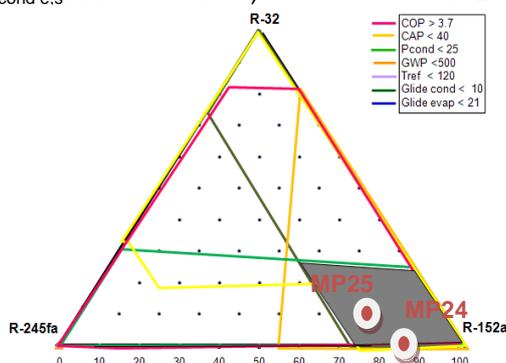


Fig.3.14-c : Diagramme de concentration: R-152a, R-245fa, R-32 pour le poste 2

Les cinq mélanges MP21, MP22, MP23, MP24 et MP25 sélectionnés sur la figure 3.14 ont été comparés et avec les fluides purs. Les résultats sont présentés dans le tableau 3.6.

Tableau 3.6 : Propriétés thermodynamiques des différents mélanges et fluides purs pour le poste 2

	MP21	MP22	MP23	MP24	MP25	R-134a	R-152a	R-1234yf	R-245fa
Composition massique (%)	42% R- 134a, 17% R- 245fa, 41% R-32	85% R- 1234yf, 15% R-245fa	75% R- 1234yf, 15% R- 245fa, 10% R32	85% R- 152a, 15% R- 245fa	75% R- 152a, 15% R- 245fa, 10% R-32				
Tee e, s (°C)					51 – 30				
Tec e,s (°C)					60 – 70				
P _{cond} (bars)	32*	19,4	25,1	18,2	20	22,7	20	21,5	6,84
COP _{PAC}	3,97	3,43	3,66	3,86	4,0**	3,43	3,56	3,19	3,55
V _b (m ³ /h)	27,7	56,6	40***	50	43	47,4	48	55	156
T _{ref comp} (°C)	110	85***	93,25	101,4	103	93	104	85***	84
GWP	929*	146	200	244,5	287,5	1300*	120	4,0***	950*
Pertes Ex (kW)	7,58	9,35	8,6	8,22	7,76	9,31	8,81	10	8,55
Gliss Evap (k)	10,1	2,5	7,7	2,7	5,2	0	0	0	0
Gliss Cond (k)	8,3	1,8	8,9	2,2	5,5	0	0	0	0
RF-number	0,88	2,8***	2,82	8,26	8,2	0	16,6*	3,6	0

* Le fluide frigorigène est éliminé car le critère dépasse les limites mentionnées ci-dessus ;

** Le fluide frigorigène prend deux points car il a le COP le plus élevé ;

*** Le fluide frigorigène a le critère optimal et il prend 1 point.

Tous les mélanges obtenus en appliquant la méthode du triangle sont modérément ou non inflammables.

En comparant le COP des différents fluides frigorigènes, le COP du MP25 est le plus élevé, permettant un gain de 8,5 % sur le MP23 et 0,8 % seulement sur le MP21.

Le GWP du MP21 est très élevé, par contre le volume balayé du compresseur est le plus faible.

La pression de condensation du MP21 est de 3,2 MPa. C'est une pression inacceptable pour les compresseurs standards.

Les glissements de température au niveau de l'évaporateur et du condenseur sont importants avec le MP23 et ils sont les plus proches des gradients de température de l'eau chaude et des effluents.

La méthode des points utilisée pour la sélection permet de tirer les conclusions suivantes:

- le mélange MP21 est éliminé de la comparaison puisque sa pression de condensation est supérieure à 3 MPa et son GWP est supérieur à 600
- le R-245fa et le R-134a sont éliminés de la comparaison puisque leurs GWP sont supérieurs à 600
- le MP22 a obtenu 2 points (T° de refoulement et RF-number)
- le MP23 a obtenu 1 point pour son V_b le plus faible
- le R-152a est éliminé de la comparaison puisque son RF-number est supérieur à 10
- le MP24 n'a obtenu aucun point
- le MP25 a obtenu 2 points (2 pour son COP qui est le meilleur)
- le R-1234yf a obtenu 2 points, 1 pour la température de refoulement et 1 pour le GWP.

Ainsi le MP25 est sélectionné pour ce poste puisque son COP est le plus élevé.

3.3.3 Résultats pour le poste 3

La figure 3.15 représente les diagrammes de concentration pour le poste 3 avec les cinq fluides purs choisis.

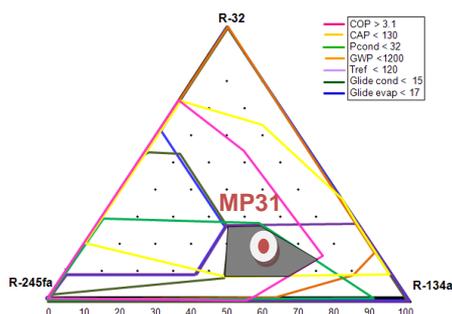


Fig.3.15-a : Diagramme de concentration : R-134a, R-245fa, R-32 pour le poste 3 ($T_{\text{cond e,s}}$: 70 °C et 85 °C)

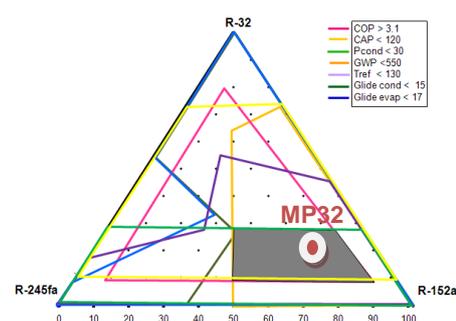


Fig.3.15-b : Diagramme de concentration : R-152a, R-245fa, R-32 pour le poste 3

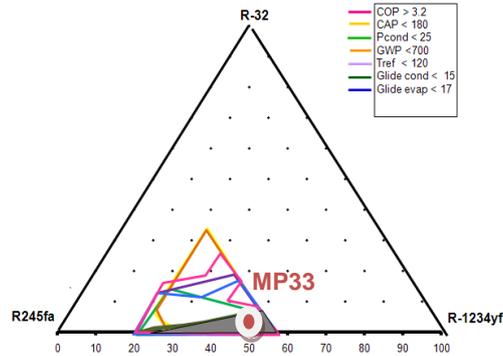


Fig.3.15-c : Diagramme de concentration : R-1234yf, R-245fa, R-32 pour le poste 3

Les trois mélanges MP31, MP32 et MP33 sélectionnés sur la figure 3.15 ont été comparés et avec les fluides purs. Les résultats sont représentés dans le tableau 3.7.

En comparant le COP obtenu avec les différents fluides frigorigènes, le MP31 a le COP le plus élevé avec un gain de 5 % sur le MP32 et de 8 % sur le MP33.

Le GWP du MP31 est très élevé ; par contre le volume balayé du compresseur est le plus faible.

En appliquant la méthode des points utilisée pour la sélection, on peut conclure que:

- le mélange MP31, le R-245fa et le R-134a sont éliminés de la comparaison puisque leurs GWP sont supérieurs à 600
- le MP32 a obtenu 4 points (1 pour la pression de condensation, 2 pour le COP et 1 pour le V_b)
- le MP33 a obtenu 2 points (1 pour le V_b et 1 point pour l'inflammabilité)
- le R-152a est éliminé de la comparaison puisque son RF-Number est supérieur à 10
- le R-1234yf a obtenu 2 points un pour la température de refoulement et 1 pour le GWP.

Ainsi le MP32 est sélectionné pour ce poste.

Tableau 3.7 : Propriétés thermodynamiques des différents mélanges et fluides purs pour le poste 3

	MP31	MP32	MP33	R-134a	R-152a	R-1234yf	R-245fa
Composition massique (%)	50% R-134a, 30% R-245fa, 20% R-32	63% R-152a, 27% R-245fa, 10% R-32	50% R-1234yf, 40% R-245fa, 10% R-32				
$T_{ee,s}$ (°C)	51 – 34						
$T_{ec,e,s}$ (°C)	70 – 85						
P_{cond} (bars)	29	25***	26	29,8	26,65	27,9	9,83
COP_{PAC}	3,43	3,26**	3,15	2,75	2,98	2,5	2,96
V_b (m ³ /h)	111	136***	136***	141	137	172	437
$T_{ref,comp}$ (°C)	114	118	111	107	119	98***	98
GWP	1045*	386	437	1300*	120	4,0***	950*
Pertes Ex (kW)	23	25	26,3	32,5	29	36,8	30
Gliss Evap (k)	12,25	6,8	13,6	0	0	0	0
Gliss Cond (k)	11,45	6,9	14,1	0	0	0	0
RF-number	1,49	8,1	3,0***	0	16,6*	3,6	0

* Le fluide frigorigène est éliminé car le critère dépasse les limites mentionnées ci-dessus ;

** Le fluide frigorigène prend deux points car il a le COP le plus élevé ;

*** le fluide frigorigène a le critère optimal et il prend 1 point.

3.3.4 Résultats pour le poste 4

Pour ce poste, le cycle bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée est comparé à un cycle mono-étagé. Pour chaque architecture, le fluide est optimisé d'abord et les deux solutions optimales sont comparées par la suite.

- Mode bi-étagé

La pression intermédiaire est choisie de façon à égaliser les deux valeurs de puissance des deux côtés de l'échangeur intermédiaire.

La figure 3.16 représente les diagrammes de concentration avec les cinq fluides purs choisis.

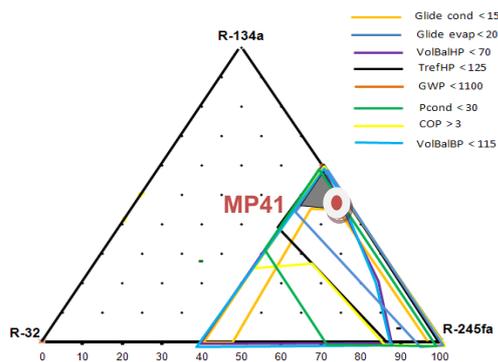


Fig.3.16-a : Diagramme de concentration : R-134a, R-245fa, R-32 pour le poste 4 ($T_{\text{cond e,s}} : 70 \text{ °C et } 85 \text{ °C}$)

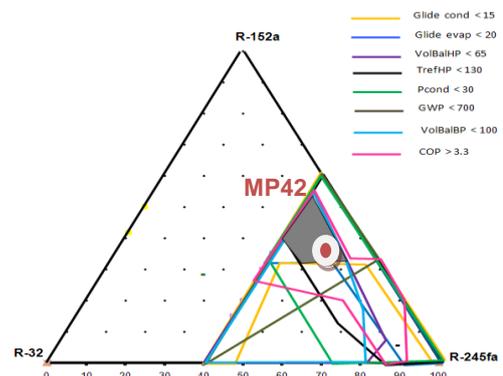


Fig.3.16-b : Diagramme de concentration : R-152a, R-245fa, R-32 pour le poste 4

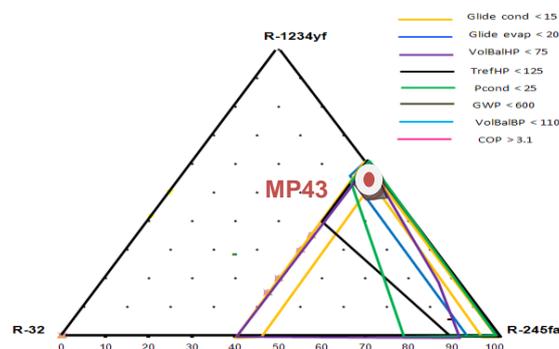


Fig.3.16-c : Diagramme de concentration : R-1234yf, R-245fa, R-32 pour le poste 4

Les trois mélanges MP41, MP42 et MP43 sélectionnés sur la figure 3.16 ont été comparés et avec les fluides purs. Les résultats sont présentés dans le tableau 3.8.

Le mélange MP42 a un GWP plus faible que celui du MP41. Son COP est le plus élevé avec un gain de 10 % par rapport à celui du MP43.

La méthode des points utilisée pour la sélection permet de tirer les conclusions suivantes:

- le mélange MP41, le R-245fa et le R-134a sont éliminés de la comparaison puisque leurs GWP sont supérieurs à 600
- le MP42 a obtenu 3 points (2 pour le COP et 1 pour le $V_{b,HP}$)
- le MP43 a obtenu 3 points (1 pour la pression de condensation, 1 pour le $V_{b,HP}$ et 1 point pour l'inflammabilité)
- le R-152a est éliminé de la comparaison puisque son RF-number est supérieur à 10

- le R-1234yf a obtenu 3 points, 1 pour le $V_{b, BP}$, 1 pour la température de refoulement et 1 pour le GWP.

Ainsi le MP42 est sélectionné pour ce poste puisque son COP est le plus élevé.

Tableau 3.8 : Propriétés thermodynamiques des différents mélanges et fluides purs pour le poste 4

	MP41	MP42	MP43	R-134a	R-152a	R-1234yf	R-245fa
Composition massique (%)	45% R-134a, 50% R-245fa, 5% R-32	35% R-152a, 50% R-245fa, 15% R-32	50% R-1234yf, 45% R-245fa, 5% R-32				
$T_{ee, e, s}$ (°C)				33 – 13			
$T_{ec, e, s}$ (°C)				70 – 85			
P_{cond} (bars)	20	23,6	22,33***	29,8	26,4	28	9,78
COP_{PAC}	2,74	2,75**	2,47	2,32	2,39	2,18	2,37
V_b BP (m^3/h)	148	120	123	108	119	111***	437
V_b HP (m^3/h)	74	60***	60***	64	61	80	190
$T_{ref\ comp, HP}$ (°C)	113	127	109	109	122	98***	99
GWP	1087,5*	600	478	1300*	120	4,0***	950*
Pertes Ex (kW)	17,6	18	18,9	21,3	19,2	24,4	19,2
Gliss Evap (k)	15	17	17,2	0	0	0	0
Gliss Cond (k)	13,5	14,4	13,5	0	0	0	0
RF-number	2,23	7,6	3,16***	0	16,6*	3,6	0

* Le fluide frigorigène est éliminé car le critère dépasse les limites mentionnées ci-dessus ;

** Le fluide frigorigène prend deux points car il a le COP le plus élevé ;

*** Le fluide frigorigène a le critère optimal et il prend 1 point.

▪ Mode mono-étagé

La figure 3.17 représente les diagrammes de concentration pour le poste 4 avec les cinq fluides purs. Le mode mono-étagé est utilisé dans ce cas alors que le mode bi étagé a été utilisé pour les simulations obtenues avec la figure 3.16.

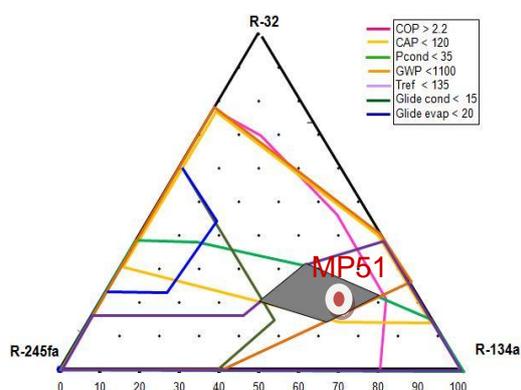


Fig.3.17-a : Diagramme de concentration : R-134a, R-245fa, R-32 pour le poste 4 ($T_{cond, e, s}$: 70 °C et 85 °C) en mode mono-étagé

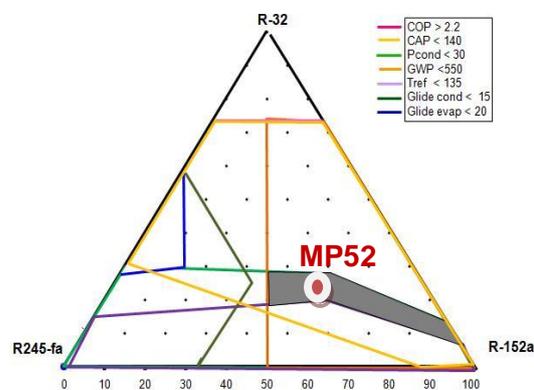


Fig.3.17-b : Diagramme de concentration : R-152a, R-245fa, R-32 pour le poste en mode mono-étagé

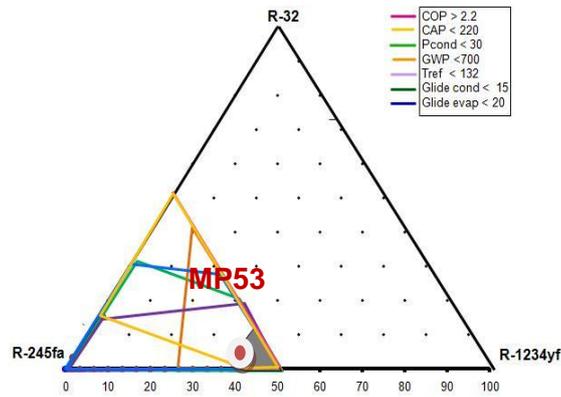


Fig.3.17-c : Diagramme de concentration : R-1234yf, R-245fa, R-32 pour le poste en mode mono-étagé

Les trois mélanges MP51, MP52 et MP53 sélectionnés sur la figure 3.17 ont été comparés avec les fluides purs. Les résultats sont représentés dans le tableau 3.9.

Le mélange MP51 a le plus faible volume balayé mais sa pression de condensation et son GWP sont élevés ; le MP52 a une température de refoulement élevée alors que son COP est le plus élevé et le MP53 présente une pression de condensation et un GWP acceptables.

La méthode des points utilisée pour la sélection permet de conclure que :

- le mélange MP51 et le R-134a sont éliminés de la comparaison puisque leurs GWP sont supérieurs à 600 et leurs pressions de condensation sont supérieures à 3 MPa
- le MP52 est éliminé puisque sa température de refoulement est supérieure à 130 °C
- le MP53 a obtenu 4 points (1 pour la pression de condensation, 2 pour le COP et 1 point pour l'inflammabilité)
- le R-152a est éliminé de la comparaison puisque son RF-number est supérieur à 10 et sa température de refoulement est supérieure à 130 °C
- le R-1234yf a obtenu 3 points, 1 pour le V_b , 1 pour la température de refoulement et 1 pour le GWP
- le R-245fa est éliminé de la comparaison puisque son GWP est supérieur à 600.

Tableau 3.9 : Propriétés thermodynamiques des différents mélanges et fluides purs pour le poste 4 (cycle mono-étagé)

	MP51	MP52	MP53	R-134a	R-152a	R-1234yf	R-245fa
Composition massique (%)	60% R-134a, 20% R-245fa, 20% R-32	45% R-152a, 30% R-245fa, 25% R-32	45% R-1234yf, 50% R-245fa, 5% R-32				
$T_{ee, s}$ (°C)				33 – 13			
$T_{ec, s}$ (°C)				70 – 85			
P_{cond} (bars)	31*	29	22***	30*	26	28	10
COP_{PAC}	2,33	2,42	2,25**	2	2,24	1,85	2,15
V_b (m ³ /h)	127	129	214	163	160	190***	608
$T_{ref, comp}$ (°C)	126	134*	114	113	131*	100***	102
GWP	1080*	477	504	1300*	120	4,0***	950*
Pertes Ex (kW)	23,5	22,5	26 ***	28,3	24	34	25,4
Gliss Evap (k)	8,9	10,8	12	0	0	0	0
Gliss Cond (k)	82	10,7	15	0	0	0	0
RF-number	1	5,8	2,8***	0	16,6*	3,6	0

* Le fluide frigorigène est éliminé car le critère dépasse les limites mentionnées ci-dessus

** Le fluide frigorigène prend deux points car il a le COP le plus élevé

*** Le fluide frigorigène a le critère optimal et il prend 1 point

Ainsi le MP53 est sélectionné pour ce poste.

- Comparaison entre les cycles mono-étagé et bi-étagé pour le poste 4

D'après la méthode des points, le mélange MP42 est sélectionné pour le fonctionnement en mode bi-étagé en comparaison aux autres candidats pour le même cycle. Par ailleurs, le MP53 a obtenu 4 points et il est le meilleur candidat pour le mode mono-étagé.

Le tableau 3.10 compare ces deux mélanges avec les deux cycles mono et bi-étagés, le MP42 (35 % R-152a, 50 % R-245fa, 15 % R-32) et le MP53 (30 % R1234yf, 55 % R245fa, 15 % R32) pour le poste 4.

Tableau 3.10 : Comparaison entre le MP42 (cycle bi-étagé) et le MP53 (cycle-mono étagé)

	MP42	MP53
Composition Massique (%)	35% R-152a, 50% R-245fa, 15% R-32	45% R-1234yf, 50% R-245fa, 5% R-32
Cycle	Bi-étagé	Mono-étagé
T _{ee,s} (°C)		33 – 13
T _{ec,s} (°C)		70 – 85
$\Gamma_c (P_{cond} / P_{evap})$	6,8	8
COP _{PAC}	2,75	2,25

La différence est claire entre les deux mélanges au niveau du COP et du taux de compression ; le mélange MP42, utilisé en mode bi-étagé, est le meilleur candidat.

3.3.5 Synthèse des simulations

Les simulations précédentes permettent d'obtenir les résultats ci-après.

- L'utilisation des fluides purs aboutit à un COP systématiquement plus faible que celui obtenu avec les mélanges pour les quatre pompes à chaleur étudiées.
- L'utilisation du R-245fa dans les mélanges permet d'abaisser la pression de condensation et l'inflammabilité du mélange mais augmente le volume balayé du compresseur.
- L'utilisation du R-32 dans les mélanges permet d'abaisser le volume balayé du compresseur.
- En se basant sur les critères de sélection cités ci-dessus, les conclusions suivantes sont tirées :
 - pour le poste 1, le mélange MP13 (85 % R-1234yf, 10 % R-245fa, 5 % R-32) semble être le mélange le plus compatible pour cette application (46 °C – 60 °C)
 - pour le poste 2, le mélange MP25 (75 % R-152a, 15 % R-245fa, 10 % R-32) est le meilleur mélange à utiliser pour le chauffage de l'eau de 60 °C à 70 °C
 - pour le poste 3, le mélange MP31 (63 % R-152a, 27 % R-245fa, 10 % R-32) semble être le mélange le plus compatible pour le régime (70 °C – 85 °C)
 - pour le poste 4, le mélange MP42 (35 % R-152a, 50 % R-245fa, 15 % R-32) utilisé avec le cycle bi-étagé avec injection partielle modifiée, semble être le meilleur candidat pour le niveau (70 °C – 85 °C)
 - le rendement exergétique des quatre pompes à chaleur ainsi optimisées est de 50 % pour le poste 1, 51 % pour le poste 2, 49 % pour le poste 3 et 54 % pour le poste 4.

3.4 Etude expérimentale des choix technologiques définis

Les mélanges de fluides frigorigènes définis dans la partie précédente sont des mélanges nouveaux dont les règles de mélange ne sont pas modélisées spécifiquement. De plus, les compresseurs existants ne sont pas conçus pour les fluides étudiés ni pour les conditions de fonctionnement des procédés étudiés.

L'objectif de cette section est de vérifier expérimentalement les choix techniques effectués dans la première partie de ce chapitre.

Les mesures se focalisent d'une part sur la comparaison entre le comportement des mélanges tels que calculé théoriquement avec les performances mesurées de la PAC et d'autre part sur le fonctionnement des compresseurs avec les fluides choisis et dans les conditions souhaitées.

3.4.1 Réalisation du prototype de PAC

3.4.1.1 Objectifs

Les deux options techniques choisies pour les quatre niveaux de température étudiés sont intégrées dans le prototype. Les objectifs qu'on vise à atteindre avec ce prototype sont :

- vérifier le bon fonctionnement du prototype pour les différents régimes et en différents modes (mono et bi-étagés).
- valider le choix des mélanges sélectionnés dans la partie précédente pour les quatre régimes et les comparer avec des fluides purs.

3.4.1.2 Conception du prototype de PAC eau / eau

Les besoins d'eau chaude se situent à quatre niveaux de température différents. Pour tester la fonctionnalité du prototype sur ces différents niveaux, il doit être bi-étagé pour produire l'eau chaude à 85 °C avec une source d'eau à l'évaporateur à 33 °C et mono-étagé pour les autres niveaux (60 °C, 70 °C et 85 °C) avec une source d'eau à l'évaporateur à 51 °C. Donc pour assurer les besoins à ces quatre niveaux, le prototype doit être flexible (mono et bi-étagé) c'est-à-dire passer d'un mode de fonctionnement à l'autre par l'ouverture et la fermeture manuelles de vannes.

Le circuit bi-étagé est à injection partielle modifiée puisqu'il a été choisi comme le meilleur cycle en mode bi-étagé.

Les détendeurs utilisés sont des détendeurs électroniques parce qu'ils sont plus efficaces que les détendeurs thermostatiques. De plus, les détendeurs électroniques apportent plus de souplesse pour contrôler la surchauffe de mélanges de fluides frigorigènes dans une large gamme de conditions de fonctionnement.

Les deux compresseurs basse pression BP et haute pression HP sont des compresseurs à spirales du constructeur Copland. Le compresseur BP est de type ZH38K4E-TFD, son volume balayé est de 14,37 m³/h ; le compresseur HP est de type ZH19K4E-TFD et son volume balayé est de 7,31 m³/h. Les rendements volumétriques et globaux des compresseurs sont supposés dépendre uniquement du taux de compression.

Généralement, le rendement volumétrique présente une décroissance quasi linéaire en fonction du taux de compression. Les rendements global et volumétrique du compresseur BP ayant un volume balayé de 14,37 m³/h sont déterminés à partir des données catalogue et sont représentés par la figure 3.18.

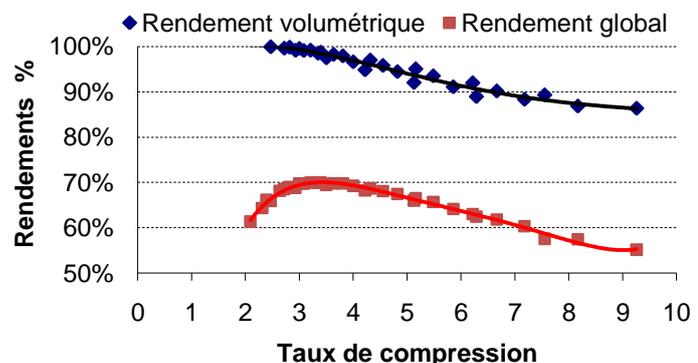


Figure 3.18 : Rendements global et volumétrique du compresseur BP

Les rendements volumétrique et global du compresseur HP ayant un volume balayé de 7,31 m³/h sont représentés figure 3.19.

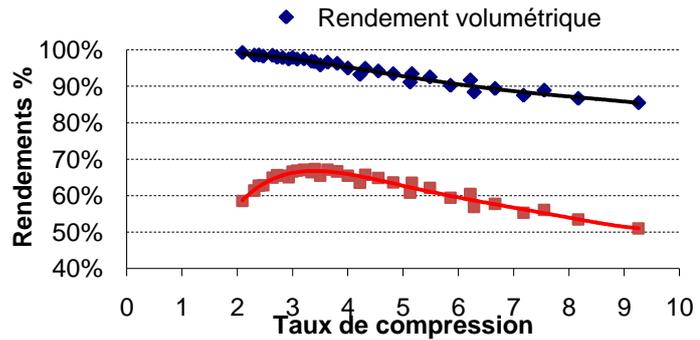


Figure 3.19 : Rendements volumétrique et global du compresseur HP

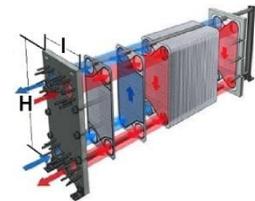
Les évaporateurs, le condenseur, l'économiseur et l'échangeur eau/eau sont des échangeurs à plaques brasées. Les avantages de ce type d'échangeurs sont un faible coût et une compacité élevée qui permet de limiter la quantité de fluide frigorigène.

Le système comprend deux évaporateurs à plaques identiques montés en série de façon à ce qu'un seul évaporateur fonctionne lorsque le circuit fonctionne avec un fluide pur et les deux fonctionnent en série lorsque le système fonctionne avec un mélange de fluides frigorigènes. Le but du fonctionnement en série est de conserver le même ordre de grandeur de pincement de température au niveau de l'évaporateur pour chaque régime de fonctionnement.

Les caractéristiques géométriques de chaque évaporateur et du condenseur sont présentées dans le tableau 3.11.

Tableaux 3.11 : Caractéristiques géométriques des évaporateurs et du condenseur

	Évaporateur	Condenseur
Largeur l (mm)	0,117	0,432
Hauteur H (mm)	0,287	0,072
Nombre de plaques	32	38
Épaisseur de la plaque (mm)	0,4	0,4
Nombre de canaux d'eau	16	18
Nombre de canaux du fluide frigorigène	15	19



La figure 3.20 représente le schéma de principe du prototype et la nomenclature est présentée dans le tableau 3.12.

Tableau 3.12 : Nomenclature du schéma de principe

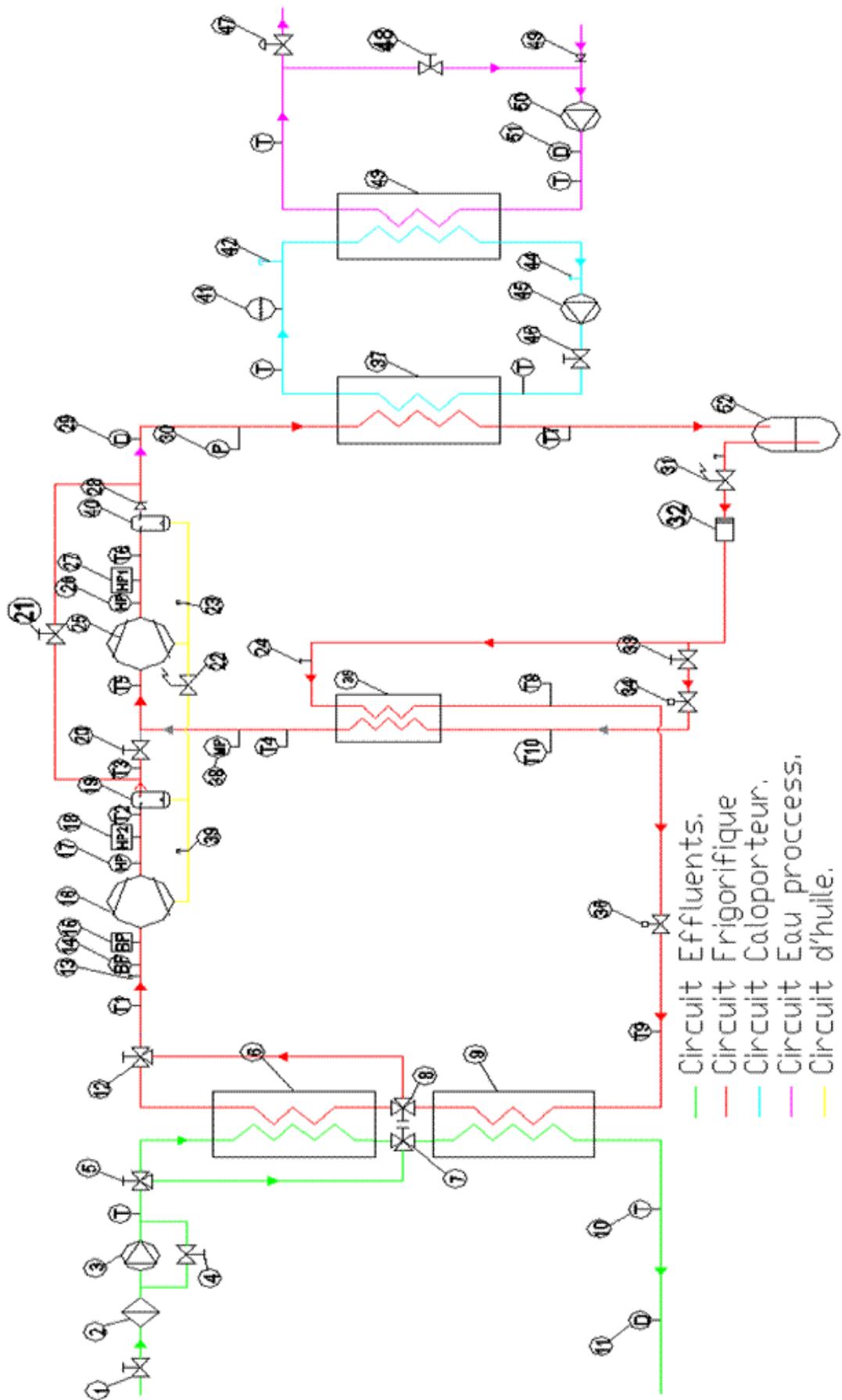
Numéro	Eléments	Numéro	Eléments
1	Vanne d'isolement	28	Clapet anti retour
2	Filtre à tamis	29	Débitmètre FF
3	Pompe effluents	30	Capteur de pression entrée condenseur
4	Vanne by-pass	31	Electrovanne liquide
5	Vannes 3 voies	32	filtre
6	Evaporateur à plaques 1	33	Vanne
7	Vannes 3 voies	34	Détendeur injection
8	Vannes 3 voies	35	Echangeur intermédiaire
9	Evaporateur à plaques 2	36	Détendeur principal
10	Capteur de température	37	Condenseur
11	Débitmètre effluents	38	Capteur de pression
12	Vannes 3 voies	39	Schrader
13	Schrader	40	Séparateur d'huile
14	Capteur de pression	41	Vase d'expansion
15	Pressostat BP	42	Schrader
16	Compresseur BP	43	Echangeur eau / eau
17	Capteur de pression	44	Schrader
18	Pressostat HP	45	Pompe caloporteur
19	Séparateur d'huile	46	Vanne de régulation
20	Vanne à main	47	Vanne de régulation
21	Vanne à main	48	Vanne de régulation
22	Electrovanne égalisation pression d'huile	49	Clapet anti retour.
23	Schrader	50	Pompe eau process
24	Schrader	51	Débitmètre eau process
25	Compresseur HP	52	Bouteille fluide frigorigène
26	Capteur de pression	Ti	Capteurs de température
27	Pressostat		

3.4.1.3 Réalisation du prototype

Le prototype a été réalisé au CEP. Le schéma de réalisation est conforme au schéma de principe de la figure 3.20. La PAC est instrumentée pour mesurer les différentes grandeurs nécessaires au calcul des performances. Les capteurs de température sont installés à l'entrée et à la sortie de chaque composant et les capteurs de pression sont installés à l'entrée et la sortie de chaque compresseur, à l'entrée du condenseur et à la sortie des évaporateurs.

La commande marche/arrêt des différents composants s'effectue à distance par l'ordinateur grâce au logiciel CVI associé à une interface graphique qui permet la visualisation sur l'écran des différentes valeurs mesurées ainsi que le pilotage des ouvertures des détendeurs électroniques.

Pour la sécurité du système, un thermostat, un pressostat BP et deux pressostats HP sont montés en série avec tous les contacteurs. Le thermostat est branché sur le refoulement des compresseurs pour protéger le système lorsque la température de refoulement dépasse 130 °C, le pressostat BP est branché sur l'aspiration du compresseur BP pour couper le courant lorsque la pression descend au dessous de 0,4 bar et les deux pressostats sont branchés sur les refoulements des deux compresseurs pour les protéger lorsque la pression de condensation dépasse 3,1 MPa.



- Circuit Effluents.
- Circuit Frigorifique
- Circuit Caloporteur.
- Circuit Eau process.
- Circuit d'huile.

Figure 3.20 : Schéma de principe du prototype

L'instrumentation comporte :

- 16 mesures de température avec des sondes platine Pt100 à contact (10 mesures sur le circuit frigorigène, 2 mesures sur le circuit des effluents, 2 mesures sur le circuit caloporteur et 2 mesures sur le circuit eau process)
- 5 mesures de pression sur le circuit frigorigène avec des capteurs de type KELLER pouvant mesurer des pressions jusqu'à 3,2 MPa
- 3 mesures de débit (débit du fluide frigorigène à l'entrée du condenseur, débit des effluents et débit de l'eau process)
- 2 mesures de puissance électrique sur les deux compresseurs BP et HP à l'aide de deux wattmètres.

L'acquisition de ces données s'effectue par des modules Field Point de National instruments dont la configuration est la suivante :

- 1 module FP-1601, ce module lie les autres modules d'acquisition à l'ordinateur
- 2 modules FP-RTD qui permettent la mesure des températures
- 1 module FP-AO-200, ce module génère un signal 4-20 mA. Ces signaux sont envoyés aux contrôleurs qui pilotent les moteurs « pas à pas » des détendeurs
- 2 modules FP-AI-110 qui permettent l'acquisition du signal 4-20 mA. Ils reçoivent les signaux envoyés par les débitmètres et les wattmètres
- 1 module FP-RLY-420, ce module génère un signal digital pour commander les contacteurs et mettre en marche les composants correspondants.

Les caractéristiques thermodynamiques des fluides frigorigènes sont calculées à partir des fonctions de Thermoblend introduites dans le modèle d'acquisition. Il est donc possible d'effectuer les bilans énergie sur le circuit du frigorigène et sur les circuits d'eau afin de calculer les surchauffes à l'aspiration des compresseurs BP et HP et le sous-refroidissement à la sortie du condenseur. La figure 3.21 présente une photo du prototype.

3.4.1.4 Principe de fonctionnement.

Le prototype est flexible, il peut alors fonctionner en modes mono et bi-étagé par l'ouverture et la fermeture manuelles des vannes 20, 21 et 33 (figure 3.20).

Pour les trois premiers régimes, les besoins au condenseur sont à 60 °C, 70 °C et 85 °C et l'eau à l'entrée de l'évaporateur doit être à 30 °C pour le premier et 51 °C pour les deux autres. Donc, le cycle mono-étagé est utilisé dans ce cas avec le compresseur BP ayant le volume balayé de 14,31 m³/h.

Pour le quatrième régime, les besoins sont à 85 °C et l'eau à l'entrée de l'évaporateur doit être à 33 °C. Le cycle bi-étagé est utilisé et les deux compresseurs BP et HP fonctionnent en série en même temps.

- Fonctionnement en mode mono-étagé

En mode mono étagé, les vannes 20 et 33 sont fermées alors que la vanne 21 est ouverte et seul le compresseur BP fonctionne alors que le compresseur HP est en arrêt. L'échangeur intermédiaire est isolé et tout le débit du fluide frigorigène passe dans l'évaporateur.

- Fonctionnement en mode bi-étagé

En mode bi-étagé, les vannes 18 et 33 sont ouvertes alors que la vanne 21 est fermée et les deux compresseurs BP et HP fonctionnent en série. Le débit de fluide frigorigène se divise en 2 à la sortie du condenseur, une partie qui forme le débit principal passe dans l'évaporateur, puis elle est comprimée dans le compresseur BP pour rejoindre l'autre partie formant le débit d'injection sortant de l'échangeur intermédiaire (l'économiseur) à l'aspiration du compresseur HP.

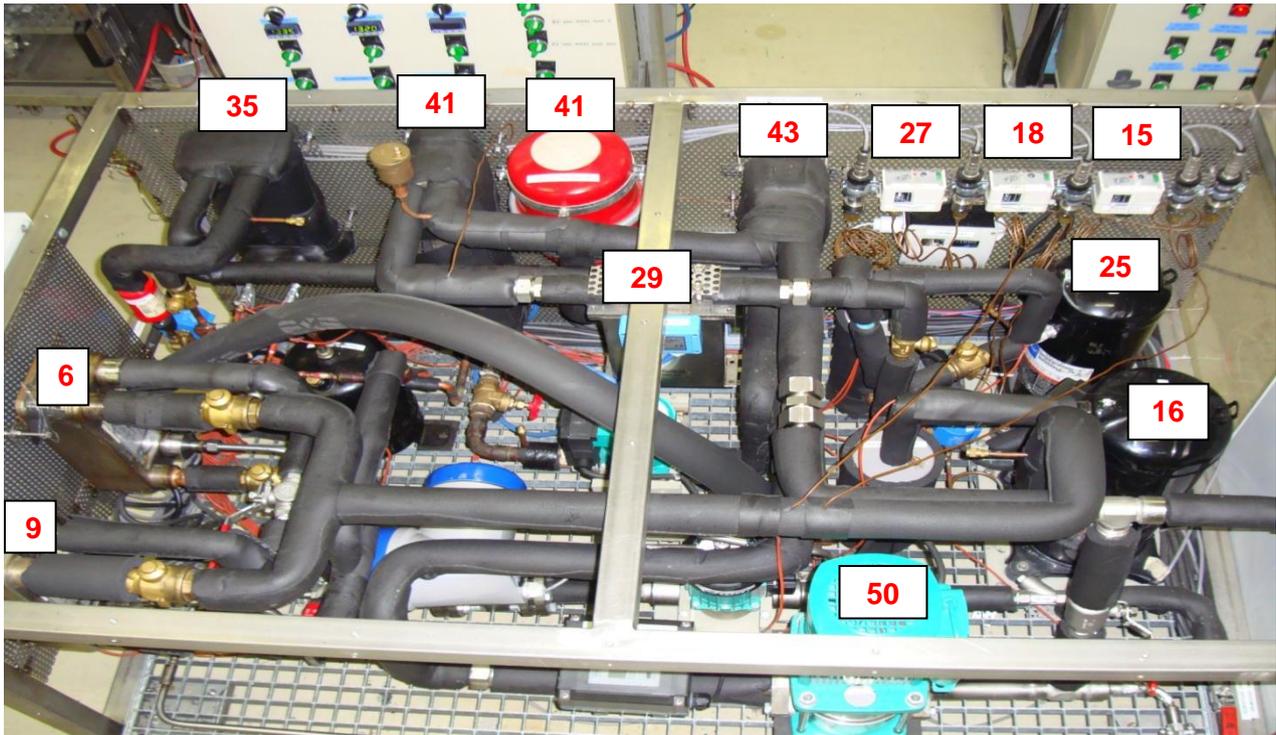


Figure 3.21 : Prototype de pompe à chaleur

- Fonctionnement avec fluides purs et mélanges de fluides frigorigènes

Comme déjà mentionné, lorsque les essais se font avec des fluides purs, un seul évaporateur est utilisé alors que les deux évaporateurs fonctionnent en série avec les mélanges pour augmenter la surface d'échange et comparer les fluides purs aux mélanges avec un pincement du même ordre pour chaque régime de fonctionnement.

Le passage d'un fonctionnement avec un seul évaporateur à un fonctionnement avec deux évaporateurs en série se fait en changeant les ouvertures des vannes 3 voies 5, 7, 8 et 12 (figure 3.20).

3.4.2 Réalisation des essais

Les essais servent à vérifier dans un premier temps que les régimes de température, en particulier les régimes élevés (85 °C), peuvent être atteints. Ensuite, il faut démontrer l'amélioration des performances avec les mélanges conçus par rapport aux fluides purs pour chaque régime de fonctionnement.

Comme la structure de la PAC prototype ne permet pas d'aboutir à l'égalité des pincements de température au condenseur et à l'évaporateur, même si elle essaie de s'en rapprocher, la simulation de chaque configuration testée est réalisée en imposant les pincements de température obtenus expérimentalement à l'évaporateur et au condenseur. La comparaison est alors réalisée entre ces simulations et les mesures.

3.4.2.1 Essais en mode mono-étagé

Les essais en mode mono-étagé ont été limités aux deux régimes (51 °C / 30 °C à l'évaporateur et 60 °C / 70 °C au condenseur) et (51 °C / 34 °C à l'évaporateur et 70 °C / 85 °C au condenseur).

Les résultats des simulations (Sim) et des essais (Exp) avec les fluides purs et les mélanges choisis sont représentés dans les tableaux 3.13 et 3.14 respectivement pour chaque régime de fonctionnement.

Tableau 3.13-a : Résultats des simulations et des essais à l'évaporateur pour le poste 2 (51 °C - 30 °C)

Evaporateur										
Fluide	P _s (bar)		T _e (°C)		T _s (°C)		ṁ (kg/s)		Puiss (kW)	
	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp
R-134a	5,7	5,6	21,5	22,8	32,1	32,5	0,1	0,1	10,3	10,5
Eau	3	3	51	51,1	30,4	30	0,12	0,12		
R-1234yf	5,9	5,73	20,4	20,8	22,1	21,8	0,117	0,117	10	8,65
Eau	3	3	51	51	29,2	32	0,11	0,1		
MP25	6,6	6,35	26	25,1	29,6	30,3	0,077	0,077	12,4	12,6
Eau	3	3	51	51,3	29	29	0,135	0,134		

Tableau 3.13-b : Résultats des simulations et des essais au condenseur pour le poste 2 (60 °C - 70 °C)

Condenseur										
Fluide	P _e (bar)		T _e (°C)		T _s (°C)		ṁ (kg/s)		Puiss (kW)	
	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp
R-134a	21,5	21	95	95,3	70,4	70,8	0,1	0,1	14,3	15,5
Eau	3	3	60	60,3	69	70,1	0,38	0,38		
R-1234yf	21,5	21,6	82	82,3	71,3	71,3	0,117	0,117	12,6	13,9
Eau	3	3	60	60,1	69,4	70,3	0,32	0,326		
MP25	21,5	22,2	87,5	87,4	67,7	69,5	0,077	0,077	17,4	18,4
Eau	3	3	60,5	60,5	69,3	70	0,47	0,467		

MP25: R-152a / R-245fa / R-32 (75 % / 15 % / 10 %)

Tableau 3.14-a : Résultats des simulations et des essais à l'évaporateur pour le poste 3 (51 °C - 34 °C)

Evaporateur										
Fluide	P _s (bar)		T _e (°C)		T _s (°C)		ṁ (kg/s)		Puiss (kW)	
	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp
R-245fa	1,55	1,54	27,7	28	48,2	28,5	0,031	0,031	4,5	3,9
Eau	3	3	51	51	36,5	38	0,074	0,074		
MP31	7	6,85	30,6	31,2	36,7	37,5	0,083	0,083	14	14,5
Eau	3	3	51	51,4	34,9	34,6	0,207	0,207		

Tableau 3.14-b : Résultats des simulations et des essais au condenseur pour le poste 3 (70 °C - 85 °C)

Condenseur										
Fluide	P _e (bar)		T _e (°C)		T _s (°C)		ṁ (kg/s)		Puiss (kW)	
	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp
R-245fa	9,33	9,33	87	87	73,8	74,8	0,031	0,031	5,92	5,9
Eau	3	3	70,5	70,6	85,7	85,8	0,093	0,093		
MP31	26	26,4	110	110	78,5	80,8	0,083	0,083	18,2	20
Eau	3	3	69,7	69,7	84,2	84,7	0,3	0,32		

MP31: R-134a / R-245fa / R-32 (64 % / 27 % / 9 %)

1.4.2.2. Essais en mode bi-étagé

Deux séries d'essais ont été réalisées afin d'étudier les performances de la PAC en configuration bi-étagée. Le R-245fa et le mélange MP43 sont ainsi utilisés pour le régime 33 °C - 13 °C à l'évaporateur et 70 °C - 85 °C au condenseur.

Les résultats des simulations (Sim) et des essais (Exp) avec R-245fa et le mélange choisi MP43 (50 % R-1234yf, 45 % R-245fa et 5 % R-32) sont présentés dans le tableau 3.15.

Tableau 3.15-a : Résultats des simulations et des essais à l'évaporateur pour le poste 4 (33 °C – 13 °C)

Evaporateur										
Fluide	P _s (bar)		T _e (°C)		T _s (°C)		ṁ (kg/s)		Puiss (kW)	
	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp
R-245fa	1,13	1,02	15,2	19,3	30,5	17,8	0,016	0,016	2,5	1,1
Eau	3	3	33,5	33,5	18,8	27,7	0,042	0,042		
MP43	3,1	2,88	6,7	7,3	20,8	19,6	0,06	0,055	6,85	7,5
Eau	3	3	33,6	33,6	15,6	14,4	0,091	0,093		

Tableau 3.15-b : Résultats des simulations et des essais au condenseur pour le poste 4 (70 °C – 85 °C)

Condenseur										
Fluide	P _e (bar)		T _e (°C)		T _s (°C)		ṁ (kg/s)		Puiss (kW)	
	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp
R-245fa	9	9	86	86	73,5	77,5	0,02	0,02	3,47	2,96
Eau	3	3	72	72,1	84,8	83	0,065	0,065		
MP43	23	23,1	103	103	74	78,4	0,082	0,082	12,3	13
Eau	3	3	70	70,1	84	85	0,21	0,21		

MP43: R-1234yf / R-245fa / R-32 (50 % / 45 % / 5 %)

Au niveau de l'évaporateur, dans le cas du R-245fa, l'échange est dégradé et il est clair que le fluide à l'aspiration du compresseur est diphasique. Dans ce cas, la simulation détaillée de l'évaporateur a été réalisée en utilisant l'outil du CEP Plate_Hex (cet outil est développé et validé dans [9] [10]). Les simulations montrent qu'il devrait échanger correctement la puissance ; cependant, ce modèle ne tient pas compte de la mauvaise distribution entre les plaques. En effet, l'évaporateur a été dimensionné pour un débit d'eau moyen de 0,12 kg/s et un débit de fluide frigorigène moyen de 0,1 kg/s alors que le débit d'eau utilisé dans ce cas est de 0,042 kg/s qui est de l'ordre du 1/3 du débit conçu et celui du R-245fa est de 1/6 du débit de conception. Ainsi, il est probable qu'une mauvaise distribution des débits entre les différentes plaques a lieu et ceci cause la dégradation de l'échange. Pour vérifier cette hypothèse, le débit d'eau à l'évaporateur est doublé.

Le tableau 3.16 présente les résultats des simulations (Sim) et des essais (Exp) avec R-245fa pour le poste 4 pour le débit d'eau augmenté à l'évaporateur à 0,093 kg/s. Ce tableau montre que l'échange thermique à l'évaporateur est redevenu correct, ce qui permet de vérifier le raisonnement précédent.

Tableau 3.16-a : Résultats des simulations et des essais à l'évaporateur pour le poste 4 (33 °C - 27 °C)

Evaporateur										
Fluide	P _s (bar)		T _e (°C)		T _s (°C)		ṁ (kg/s)		Puiss (kW)	
	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp
R-245fa	0,83	0,83	10,3	12	33	22	0,016	0,016	2,17	2,36
Eau	3	3	33,3	33,3	27,7	27,2	0,093	0,093		

Tableau 3.16-b: Résultat des simulations et des essais au condenseur pour le poste 4 (70 °C - 85 °C)

Fluide	Condenseur									
	P _e (bar)		T _e (°C)		T _s (°C)		ṁ (kg/s)		Puiss (kW)	
	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp	Sim	Exp
R-245fa	9	9	97	97	78,8	81	0,031	0,031	5,47	5,6
Eau	3	3	69,1	69,1	84	84,4	0,088	0,088		

Ce régime n'étant pas comparable à celui obtenu avec le MP43, cet essai ne sera pas utilisé pour la comparaison.

1.4.2.3. Interprétation des résultats

Les trois tableaux (3.13, 3.14 et 3.15) montrent que les régimes de fonctionnement sont atteints avec les différents fluides.

Les figures 3.22 et 3.23 comparent les valeurs de puissances calculées et celles mesurées à l'évaporateur et au condenseur respectivement.

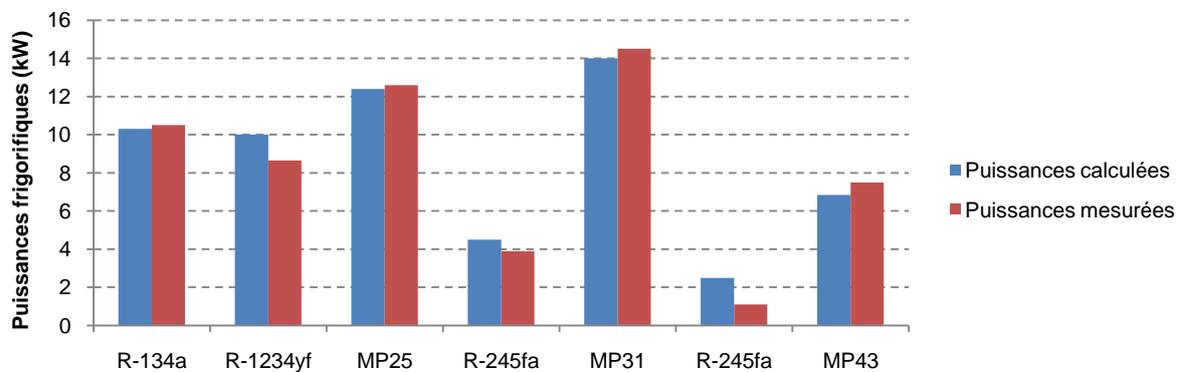


Figure 3.22 : Comparaison entre les puissances calculées et les puissances mesurées à l'évaporateur

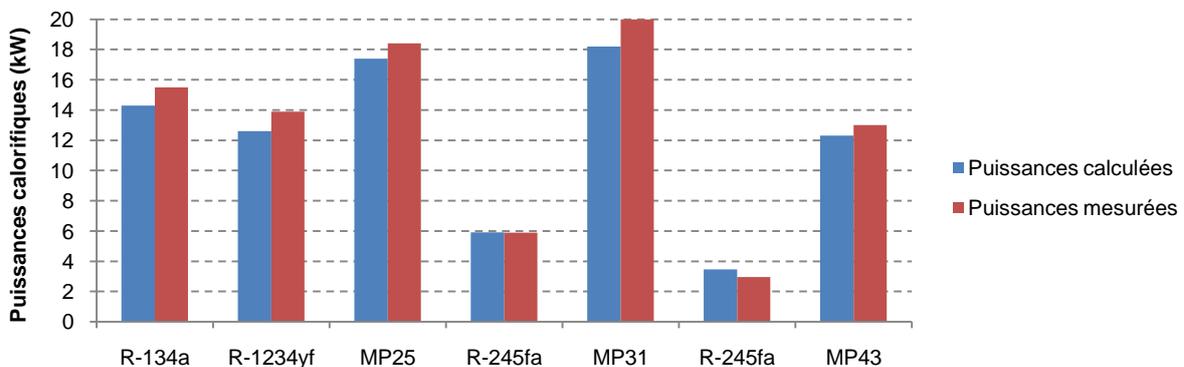


Figure 3.23 : Comparaison entre les puissances calculées et les puissances mesurées au condenseur

La figure 3.22 montre que l'écart entre la puissance frigorifique mesurée et celle calculée est dans la plupart des cas inférieur à 10 %. Seul le cas en mode bi-étagé utilisant le R-245fa présente un écart important pour les raisons explicitées ci-dessus.

De même, la différence entre la puissance calorifique calculée et mesurée est dans tous les cas est inférieure à 10 %. Pour cette grandeur également, l'essai en mode bi-étagé avec le R-245fa présente un écart plus important, de l'ordre de 15 %, entre mesure et calcul.

Ces résultats montrent que les régimes de fonctionnement de la PAC ont pu être atteints et que le comportement des mélanges conçus est conforme aux calculs théoriques d'évaluation.

La figure 3.24 présente une comparaison entre le COP_{chaud} obtenu avec les fluides purs et les mélanges non-azéotropiques utilisés pour chaque poste.

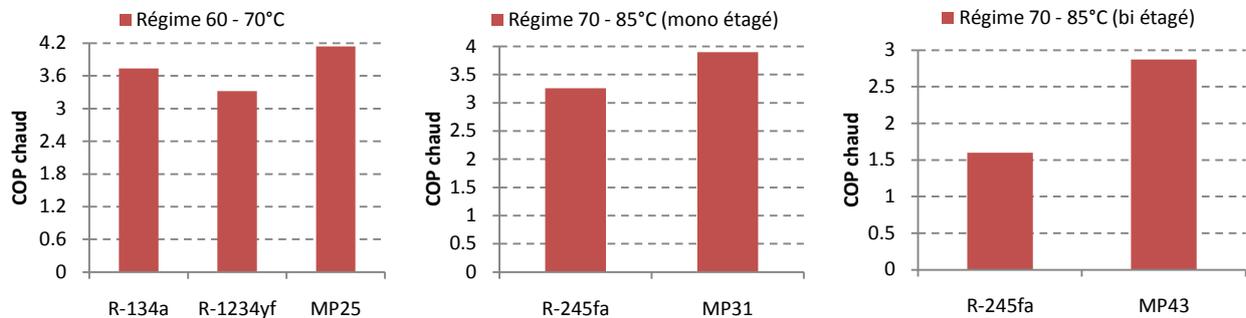


Figure 3.24-a : COP en fonction du fluide utilisé pour le poste 2

Figure 3.24-b : COP en fonction du fluide utilisé pour le poste 3

Figure 3.24-c : COP en fonction du fluide utilisé pour le poste 4

Les figures 3.24-a, 3.24-b et 3.24-c montrent l'avantage d'un mélange non-azéotropique par rapport à un fluide pur, le COP de la pompe à chaleur augmente avec les mélanges. Il est à noter que le COP du mode bi-étagé avec le R-245fa (figure 3.24-c) est indûment bas puisque l'aspiration du compresseur BP est diphasique dans ce cas et sa performance est très dégradée.

➤ Les rendements des compresseurs

Les caractéristiques des deux compresseurs sont calculées pour chaque régime de fonctionnement, pour les modes mono et bi-étagés et avec les différents fluides et mélanges de fluides frigorigènes utilisés. Ce calcul permet de comparer les valeurs des rendements issus des données du catalogue à celles obtenues lors des essais pour les différents fluides et à différents régimes.

Les rendements sont calculés par les équations ci-après.

- Le rendement isentropique

$$\eta_{is} = \frac{(h_{ref, is} - h_{asp})}{(h_{ref} - h_{asp})} \quad (3.5)$$

avec:

h_{asp} l'enthalpie à l'entrée du compresseur, h_{ref} l'enthalpie au refoulement du compresseur pour une compression réelle et $h_{ref, is}$ l'enthalpie au refoulement du compresseur pour une compression isentropique.

- Le rendement volumétrique

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}}{\dot{V}_{bal} \cdot \rho_{asp}} \quad (3.6)$$

avec:

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

- Le rendement global ou effectif

$$\eta_g = \frac{\dot{m} \cdot (h_{ref, is} - h_{asp})}{W_{comp}} \quad (3.7)$$

avec:

W_{comp} la puissance électrique consommée par le compresseur.

Les figures 3.25 et 3.26 représentent les enveloppes de température des deux compresseurs ZH38 et ZH19 respectivement fournies par le constructeur ainsi que les régimes de fonctionnement lors des essais avec les différents fluides. Les enveloppes données par le constructeur sont limitées entre 23 °C et 65 °C pour la température de condensation et entre -20 °C et 12,5 °C pour la température d'évaporation pour le R-407C.

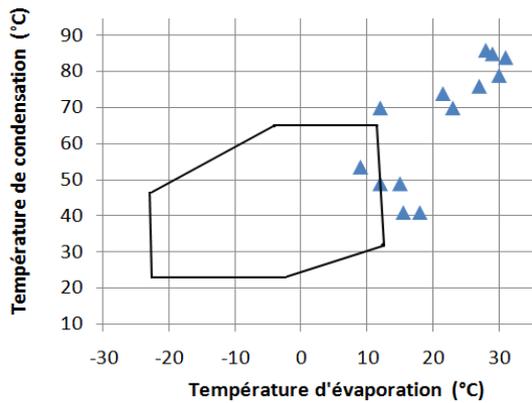


Figure 3.25 : Enveloppe de fonctionnement du ZH38 en fonction des températures

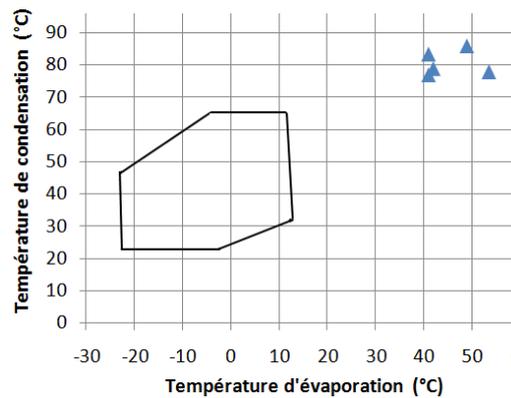


Figure 3.26 : Enveloppe de fonctionnement du ZH19 en fonction des températures

La figure 3.25 montre que, lors des essais, la plupart des régimes de température est en dehors de la zone limite définie par le constructeur avec le compresseur ZH38. De même pour le compresseur ZH19, les régimes sont loin de l'enveloppe comme le montre la figure 3.26.

D'autre part, les figures 3.27 et 3.28 représentent les enveloppes de pression (dédites des enveloppes de température et des propriétés du R-407C) des deux compresseurs ainsi que les régimes de pressions obtenus lors des essais avec différents fluides frigorigènes.

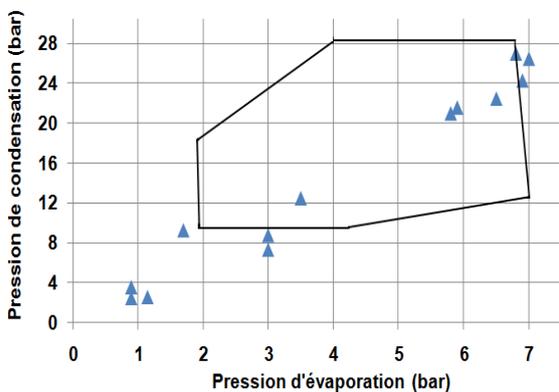


Figure 3.27 : Enveloppe de fonctionnement du ZH38 en fonction des pressions

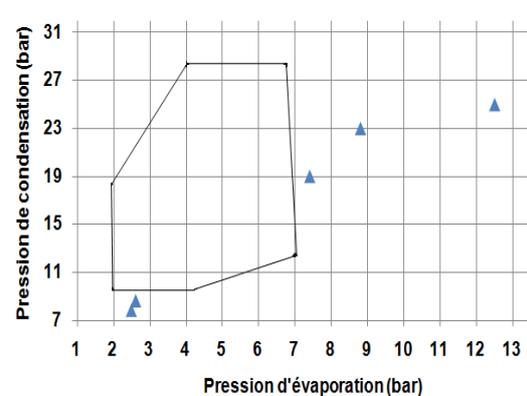


Figure 3.28 : enveloppe de fonctionnement du ZH19 en fonction des pressions

La figure 3.27 montre que la plupart des régimes testés avec le ZH38 est en dehors de l'enveloppe constituant la zone des régimes de pression vérifiés par le constructeur. La

figure 3.28 montre également que tous les régimes expérimentaux testés se situent en dehors de l'enveloppe pour le compresseur ZH19.

Les courbes des rendements des deux compresseurs représentés par les figures 3.18 et 3.19 sont applicables pour tous les régimes qui se situent à l'intérieur des enveloppes de fonctionnement. Pour cela, les rendements qui ont résulté des points d'essais sont comparés aux rendements calculés à partir des données du constructeur. Cette comparaison est représentée par les figures 3.29 et 3.30 pour les rendements volumétrique et global du compresseur ZH38 et par les figures 3.31 et 3.32 pour les rendements du compresseur ZH19.

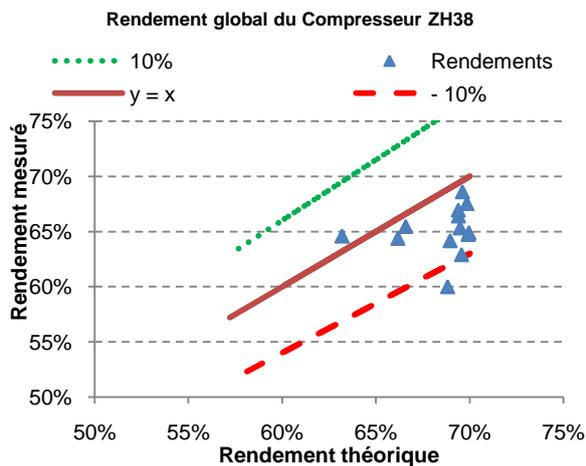


Figure 3.29 : Rendement global mesuré du compresseur ZH38 et rendement théorique

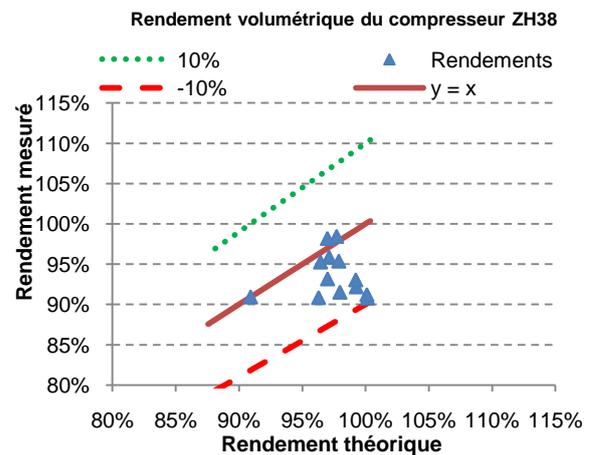


Figure 3.30 : Rendement volumétrique mesuré du compresseur ZH38 et rendement théorique

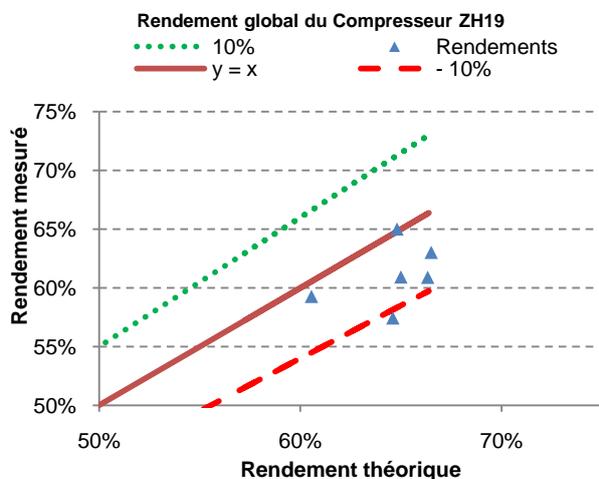


Figure 3.31 : Rendement global mesuré du compresseur ZH19 et rendement théorique

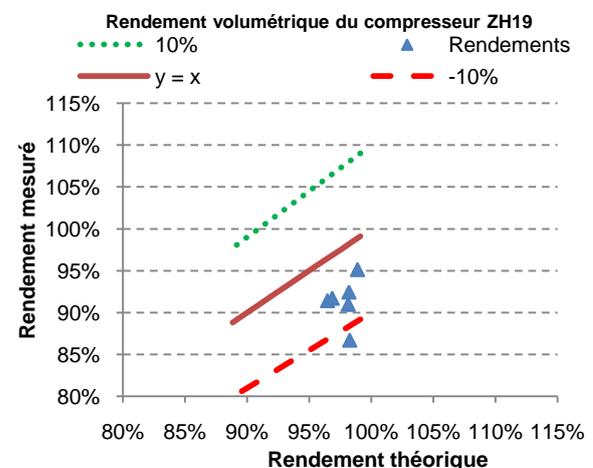


Figure 3.32 : Rendement volumétrique mesuré du compresseur ZH19 et rendement théorique

Les quatre figures (3.29, 3.30, 3.31 et 3.32) montrent que les rendements volumétriques et globaux mesurés pour les deux compresseurs ZH38 et ZH19 sont très proches des rendements théoriques avec un écart maximal de 10 % pour la plupart des valeurs.

La comparaison nous a permis de conclure que les compresseurs qui sont utilisés en dehors de leurs enveloppes de fonctionnement définies par le constructeur ont gardé les mêmes lois de rendements issues des données par le constructeur avec un écart maximal de 10 %.

Finalement, on peut également conclure que les rendements des compresseurs sont indépendants du fluide frigorigène, des régimes de température et de pression au condenseur et à l'évaporateur ; ils dépendent uniquement du taux de compression. Mais la

question qui pourrait se poser est une question de durabilité ; des tests de plus longue durée doivent être menés avec des régimes non standards pour vérifier si cela affecte la durée de vie des compresseurs.

3.5. Conclusions

La méthode de conception de pompe à chaleur la plus appropriée et des fluides frigorigènes les plus adaptés aux différents niveaux de température et avec une large différence de températures entre l'entrée et la sortie a été présentée dans ce chapitre.

Pour un taux de compression supérieur à 7, les cycles bi-étagés deviennent plus avantageux que les cycles mono-étagés et le cycle bi-étagé avec injection partielle modifiée est choisi comme étant le meilleur cycle bi-étagé évitant les problèmes liés à l'accumulation d'huile et à la variation de la composition circulante des mélanges.

La méthode de sélection de fluides frigorigènes est une méthode de sélection multi-objectifs basée sur plusieurs critères comme le critère économique, les critères thermodynamiques (température de refoulement du compresseur, pression de condensation, la température normale d'ébullition, la température critique, le taux de compression, la puissance calorifique volumétrique et les pertes exergétiques), le critère environnemental et un critère de sécurité. Cette méthode a permis de choisir des mélanges de fluides frigorigènes avec glissement de température pour les différents régimes de fonctionnement qui ont abouti à une amélioration performances des systèmes de pompe à chaleur comme l'augmentation du COP, la réduction des pertes exergétiques et la réduction de l'impact sur l'environnement représenté par le GWP du fluide. Les mélanges choisis sont constitués essentiellement de R-245fa, R-32, R-152a et R-1234yf et ils sont non inflammables ou modérément inflammables. Le mélange MP13 (85 % R-1234yf, 10 % R-245fa, 5 % R-32), le mélange MP25 (75 % R-152a, 15 % R-245fa, 10 % R-32), le mélange MP31 (63 % R-152a, 27 % R-245fa, 10 % R-32) et le mélange MP42 (35 % R-152a, 50 % R-245fa, 15 % R-32) ont été choisis comme les meilleurs mélanges pour les quatre différents régimes de température étudiés. Pour ces mélanges, et avec le niveau actuel de performance des compresseurs scroll, un rendement exergétique de l'ordre de 50 % est possible.

Ces mélanges ont été testés, leur comportement validé et comparés à différents fluides purs sur un prototype de pompe à chaleur. Ce prototype a été réalisé pour tester différents régimes de fonctionnement avec les différents fluides.

Les objectifs des essais ont été atteints ; les différents régimes en différents modes (mono et bi-étagés) ont été atteints et le choix des mélanges sélectionnés a été validé. Des gains au niveau du COP ont été obtenus par rapport aux fluides purs.

De plus, on a démontré que les rendements des compresseurs sont indépendants du fluide frigorigène et des régimes de fonctionnement (même s'ils étaient en dehors de l'enveloppe de fonctionnement proposée par le constructeur) ; ils dépendent uniquement du taux de compression.

Références

- [1] Sender, "Efficient air/water heat pumps for high temperature lift residential heating, including oil migration aspects", Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL) Switzerland, 2004.
- [2] Rahhal C., Conception d'une pompe à chaleur air/eau à haute efficacité énergétique pour la réhabilitation d'installations de chauffage existantes, thèse en énergétique, Ecole des Mines de Paris, 2006.
- [3] P.A. Domanski, M.O. McLinden, A simplified cycle simulation for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures, *Int. J. Refrig.* 15 (2) (1992), pp. 81–88.
- [4] J. Dongsoo, H.-J. Kim, O. Kim, A study on the performance of multi-stage heat pump using mixtures, *Int. J. Refrig.* 22 (5) (1999), pp. 402–413.
- [5] Venkatarathnam G. et al, Occurrence of pinch points in condensers and evaporators for Zeotropic refrigerants mixtures, *international journal of refrigeration*, Vol 19 No. 6, pp. 361-368, 1996.
- [6] Règlement, 2000 Règlement (CE) n° 2037/2000 du Parlement européen et du Conseil du 29 juin 2000 relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone.
- [7] Kondo S. et al., RF-number as a new index for assessing combustion hazard of flammable gases, *Journal of Hazardous Materials*, A93: 259-267 (2002).
- [8] Nehme G., Etude Et Conception D'une Pompe A Chaleur A Haute Efficacité Energétique Utilisant Les Eaux Grises Comme Source De Chaleur Pour Produire De L'eau Chaude Sanitaire, thèse en énergétique, Ecole des Mines de Paris, 2009.
- [9] Bigot G., Etude Et Conception De Systèmes Air/Air Inversables Utilisant Des Mélanges A Glissement De Température, thèse en énergétique, Ecole des Mines de Paris, 2001.
- [10] Hamdar M., Conception et optimisation d'un système indirect efficace de climatisation ferroviaire, thèse en énergétique, Ecole des Mines de Paris, 2008.

Chapitre 4 - Optimisation multi-objectifs d'un système de trois pompes à chaleur utilisant un algorithme génétique

4.1 Introduction

Le chapitre 1 a montré que les besoins de chaleur des solutions acide et basique de la NEP de concentration et de l'eau chaude sanitaire sont élevés et ce sont des procédés semi-batch. De plus, ces besoins sont proches d'une seule source d'effluents à 51 °C (source 1) (tableau 1.4). Cette source est insuffisante pour couvrir les trois besoins instantanément.

La méthode de pincement a été utilisée pour une meilleure intégration des échangeurs de chaleur et des pompes à chaleur. Pour le besoin de l'eau chaude sanitaire, un échangeur de chaleur appelé échangeur préchauffeur est installé en amont de la pompe à chaleur pour assurer ce besoin.

Pour les besoins de lavages acide et basique, la modélisation dynamique basée sur la minimisation de la destruction d'exergie a été utilisée pour une meilleure intégration des pompes à chaleur équipées de deux réservoirs de stockage et d'une boucle d'eau intermédiaire entre le condenseur et les solutions de lavage. Cette méthode a été détaillée dans le chapitre 2.

Le chapitre 3 a présenté une méthodologie multicritères pour une sélection optimale des mélanges de fluides frigorigènes pour les différents besoins. Les résultats des simulations ont montré qu'un rendement exergetique moyen de 0,5 est atteint.

Pour une meilleure performance de la pompe à chaleur, la température de sortie des effluents doit être la plus élevée possible puisque le régime de températures d'eau au condenseur est imposé pour les trois besoins. Dans ce cas, le débit d'effluents doit être maximisé pour chaque pompe à chaleur.

L'objectif de ce chapitre, qui est présenté sous forme d'un article soumis à *Applied Energy* est d'optimiser la répartition du débit d'effluents de la source 1 ainsi que les puissances électriques des compresseurs des trois pompes à chaleur utilisant les d'effluents comme source froide. Ce système de trois pompes à chaleur doit remplacer totalement ou partiellement le système de chauffage actuel (la chaudière à fuel).

Cette méthode d'optimisation est multi objectifs : le premier objectif est thermodynamique (calculant la destruction d'exergie dans le système entier), le deuxième est économique (basé sur le coût d'investissement et le coût opérationnel) et le troisième est environnemental (calculant les émissions des gaz à effet de serre).

4.2 Système de trois pompes à chaleur

Les méthodologies de l'intégration énergétique et l'analyse exergetique en dynamique ont permis de construire un système de trois pompes à chaleur connectées à la même source d'effluents ayant un débit total de 3,58 kg/s. Deux pompes à chaleur sont équipées de réservoirs de stockage et d'échangeurs de chaleur entre les boucles intermédiaires et les solutions acide et basique. La troisième pompe à chaleur est utilisée avec un échangeur préchauffeur installé en amont. Cette pompe à chaleur assure les besoins d'eau chaude sanitaire.

Ce système de trois pompes à chaleur va remplacer totalement ou partiellement le système de chaudière en assurant ces trois besoins de chaleur et il est représenté dans la figure 4.1. Il est modélisé sous le langage Modelica et simulé avec Dymola dans lequel chaque composant est modélisé comme étant un bloc intégrant les modèles thermodynamiques et économiques qui le caractérisent.

Il est divisé en trois sous systèmes : PAC ECS, PAC B et PAC A.

4.2.1 Sous-système PAC ECS

Il est constitué de la PAC ECS, de l'échangeur préchauffeur et du réservoir d'ECS à 60 °C. Le scénario Sc2 définit les besoins d'ECS en fonction du temps. Sc3 est un composant qui simule la stratégie de contrôle du fonctionnement de ce sous-système en fonction du volume d'eau stocké dans le réservoir. Lorsque ce volume stocké devient inférieur à 20 m³, la pompe à chaleur se met en marche jusqu'à ce que ce volume atteigne 50 m³.

4.2.2 Sous-système PAC B

Il est constitué de la PAC B, de deux réservoirs de stockage et de l'échangeur intermédiaire Ech2. Le scénario Sc4 définit les besoins de la solution basique en fonction du temps. Le scénario définit le débit d'eau à la sortie du réservoir haute température (85 °C) en fonction des besoins définis dans Sc4. Sc6 est la stratégie de contrôle. Elle met la PAC B en marche lorsque le volume d'eau dans le réservoir basse température (70 °C) devient supérieur à un volume minimal (1 m³). La PAC ne s'arrête que lorsque ce volume redevient égal au volume minimal.

4.2.3 Sous-système PAC A

Il est constitué de la PAC A, de deux réservoirs de stockage et de l'échangeur intermédiaire Ech1. Sc7, Sc8 et Sc9 sont similaires à Sc4, Sc5 et Sc6 respectivement.

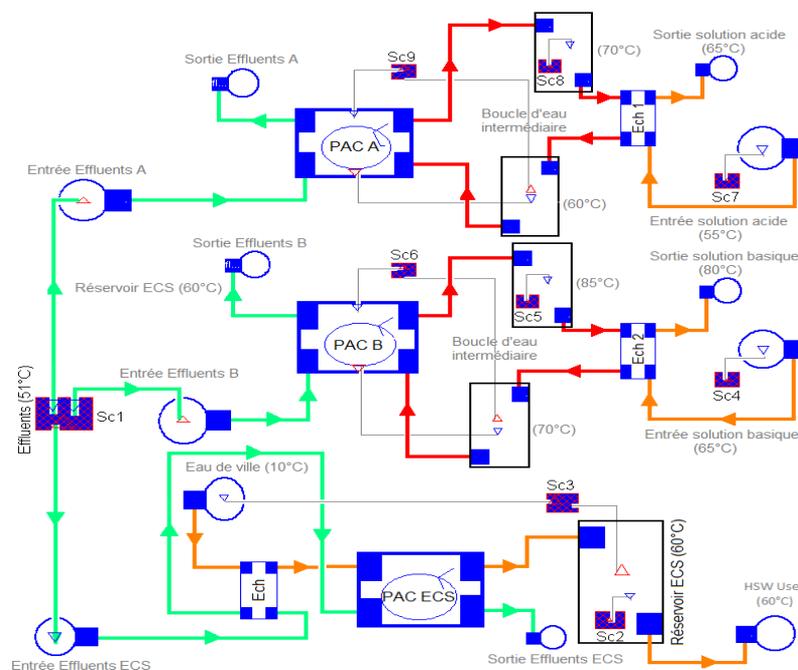


Figure 4.1 : système à trois pompes à chaleur

4.3 Le modèle thermodynamique

Ce modèle est similaire au modèle détaillé dans le chapitre 2. Les deux principes de la thermodynamique sont appliqués aux différents composants du système (PAC, échangeurs de chaleur et réservoirs de stockage), à la chaudière et au système entier. Ce modèle intègre la possibilité d'utiliser la chaudière pour assurer certains besoins et les pompes à chaleur pour assurer les autres en désactivant les pompes à chaleur non utilisées.

4.4 Le modèle économique

Le modèle économique est basé sur le coût d'investissement et le coût de fonctionnement. Ces deux facteurs doivent être minimaux. Le coût d'investissement comprend le coût de la PAC qui est fonction de la puissance électrique installée et des auxiliaires (réservoirs, échangeurs, ...). Le coût de fonctionnement dépend de la puissance électrique et du temps de fonctionnement de la PAC. Le coût de fonctionnement comprend également l'impact environnemental monétarisé par une taxe sur les émissions de CO₂.

4.5 L'optimisation

4.5.1 Problématique

Les variables d'optimisation sont les puissances électriques des trois PAC et la répartition du débit des effluents. Un débit d'effluents élevé par PAC conduit à une meilleure performance de la pompe à chaleur mais le débit total est limité à 3,58 kg/s. De plus, le chapitre 2 a montré que la configuration optimale est obtenue pour de faibles puissances électriques malgré la taille importante des réservoirs de stockage; ceci peut influencer le coût d'investissement global.

D'autre part, l'optimisation doit considérer l'intérêt économique de l'installation de chaque pompe à chaleur.

Une contrainte liée au fonctionnement du système impose une énergie journalière produite par chaque pompe à chaleur égale au besoin de chaleur journalier.

Le système optimal est celui où la destruction d'exergie journalière, le coût d'investissement et le coût de fonctionnement sont les plus faibles.

4.5.2 Elaboration de l'optimisation

L'optimisation a pour but de réduire le coût d'investissement et le coût opérationnel puisque la destruction d'exergie journalière et le coût de fonctionnement varient dans le même sens. Ces paramètres concernent les conditions opératoires et la configuration structurelle du système. Les différentes configurations doivent être étudiées en fonction du nombre de PAC utilisées avec ou sans la chaudière. Les conditions opératoires concernent les puissances électriques des PAC A et B, la répartition du débit d'effluents et le débit d'eau de ville.

Ces différents paramètres sont divisés en deux catégories : les réels (les paramètres de fonctionnement) et les booléens (liés à la configuration du système). Les résultats sont obtenus sous forme d'une courbe Pareto puisque les deux objectifs ne sont pas optimisés par la même configuration. Pour obtenir un ensemble de configurations optimales, une stratégie d'évolution est utilisée.

La stratégie d'évolution fait partie des algorithmes évolutifs. Ces algorithmes sont basés sur un phénomène biologique comprenant des étapes de mutation, de combinaison et de sélection. Un individu est représenté par un génome contenant les objectifs à minimiser et à

maximiser. Une population est créée en donnant des valeurs aléatoires aux objectifs de chaque individu. De nouvelles générations sont créées en faisant des combinaisons des parents.

L'algorithme de la stratégie d'évolution permet l'optimisation des paramètres de configuration et les paramètres opératoires. Mais, les premiers résultats ont montré que les coûts d'investissement sont très différents selon les différentes configurations. De ce fait, les sept configurations possibles sont simulées séparément. La stratégie d'évolution utilisée pour cette optimisation est auto-adaptative. Le génome ne contient pas seulement les paramètres de décision mais des paramètres stratégiques (écart-type) aussi.

L'algorithme utilisé est constitué de six étapes : l'initialisation, l'évaluation, la combinaison, la mutation, l'évaluation et la sélection.

L'implémentation des stratégies évolutionnaires a été faite en utilisant la librairie ParadisEO.

4.6 Résultats

Les résultats de l'optimisation ont montré que toutes les configurations excluant la PAC A ont abouti à un seul point optimal. Ces points correspondent à la taille minimale des PAC. En effet, pour la PAC ECS, le coût d'investissement dépend uniquement de la taille de la PAC et pour la PAC B, sa taille a un effet plus important sur le coût que celle des réservoirs à cause de sa puissance électrique élevée.

Pour la PAC A, l'optimisation a abouti à plusieurs points. Le point représentant le coût opératoire minimal correspond à la puissance électrique minimale (3 kW) pouvant répondre à la condition égalisant l'énergie journalière produite par la PAC aux besoins journaliers de la solution acide. Le point de coût opératoire maximal correspond au coût d'investissement le plus faible. Au delà de ce point (7 kW), lorsque la taille de la PAC augmente, le coût d'investissement augmente car l'effet de la puissance du compresseur devient dominant par rapport à celui des réservoirs. Une analyse, basée sur le temps de retour sur investissement, a montré que la PAC de 7 kW est plus avantageuse que celle de 3 kW.

D'autre part, les résultats ont montré que, pour toutes les configurations, l'utilisation de la PAC ECS permet un gain opératoire important contre une petite augmentation du coût d'investissement. Cela est dû à l'utilisation de l'échangeur préchauffeur et au long temps d'engagement journalier de cette PAC.

Ainsi, les quatre configurations (A, B, ECS - A, ECS - B, ECS - ECS) sont les plus rentables pour le remplacement de la chaudière.

La sensibilité des deux objectifs à la taxe CO₂ est étudiée. L'analyse a montré que le coût opératoire augmente lorsque la taxe augmente alors que le coût d'investissement reste constant. D'autre part, l'effet de cette taxe diminue lorsque le nombre de PAC utilisées augmente car en France, les émissions de CO₂ par une source électrique sont beaucoup plus faibles que par une source fossile.

Multi-objective optimization of a multi water-to-water heat pump system using evolutionary algorithm

Abstract

This paper deals with the energy recovery in the dairy industry. Thermodynamic, economic and environmental optimization of three water-to-water heat pumps has been studied in order to replace totally or partially a fuel boiler used to produce heat at different temperature levels in a cheese factory. These heat pumps have their evaporators connected to a single effluent source and two of them are equipped with storage tanks at the condenser side. Multi-objective optimization leads to optimal repartition of mass flow rates of effluents and optimal choice of electrical power of the compressors and volumes of storage tanks. The thermodynamic objective is based on the exergy destruction minimization of the whole system. The economic objective is based on minimization of the investment and operation costs obtained with the heat pump system. The environmental impact objective has been defined and expressed in cost terms by considering a carbon tax on the GHG emissions. This objective has been integrated with the economic objective. Multi-objective genetic algorithms are used for a Pareto approach optimization.

Keywords: Multi-heat-pump system, Evolutionary algorithm, Multi-objective optimization

1. Introduction

The cost escalation of energy especially the increase of fuel prices and the efforts for the mitigation of CO₂ emissions create an interest for energy efficiency improvements. Heat recovery from waste water by heat pumps and the substitution of boilers are one of the technical options for energy efficiency improvements.

Heat pumps are used in heat recovery to upgrade heat from a relatively low-temperature source to a higher temperature. The discharge of these heat quantities into the drain is restricted by law in most of the developed countries and the consequent treatment is cost intensive; thus, using heat pumps offers a double-benefit: it reduces the sewage temperature and generates re-usable heat.

In dairy industry, waste water comes mainly from cleaning and concentration processes. High-temperature heat is used to provide process water and cleaning solutions heating. Hot water temperatures between 60°C and 90°C have to be reached. Hot water at 80°C is, for example, required in the process of starch production, it is used for releasing starch in order to steam strip it afterwards into different levels [1]. Basic solutions at 70°C and 85°C and acid solutions at 65°C are, for example, used in cleaning production tools and snatches in cheese factory [2].

In a retrofit of fuel equipment, a heat pump increases electricity consumption due to the heat pump compressor, while fuel use is reduced or eliminated. Thus, the potential fossil fuel savings allow reducing GHG emissions. For higher energy efficiency, heat exchangers and heat pumps can be used together [3].

The maximum quantity of heat that can be recovered from waste water depends on their available mass flow rate and available temperature. The heat pump energy performance depends on the operating temperature variation at the condenser and the waste water temperature. In other terms, the COP of a heat pump depends on the temperature of waste

water leaving the evaporator and the temperature of hot water leaving the condenser. Investigation of the performance characteristics of families of water-to-water heat pumps from different manufacturers has shown that the COP can be approximately represented by equation 1 [4].

$$COP = E \cdot \frac{T_{W,Cond,out}}{T_{W,Cond,out} - T_{E,Evap,out}} \quad (1)$$

Where E is the cycle efficiency, which depends on the heat pump design (it is considered equal to 0.5 [5]), $T_{Cond,out}$ is the temperature of the hot water leaving the condenser (K) and $T_{Evap,out}$ is the temperature of effluents leaving the evaporator (K).

Figure 1 shows that high hot water temperature and low effluent temperature penalize severely the heat pump COP. Therefore heat pumps have to operate at the highest effluents temperature if the operating temperature regime is fixed at the condenser. Thus, if the inlet temperature of effluents is constant, the highest COP will be obtained with the highest effluent mass flow rate because the outlet effluent temperature increases.

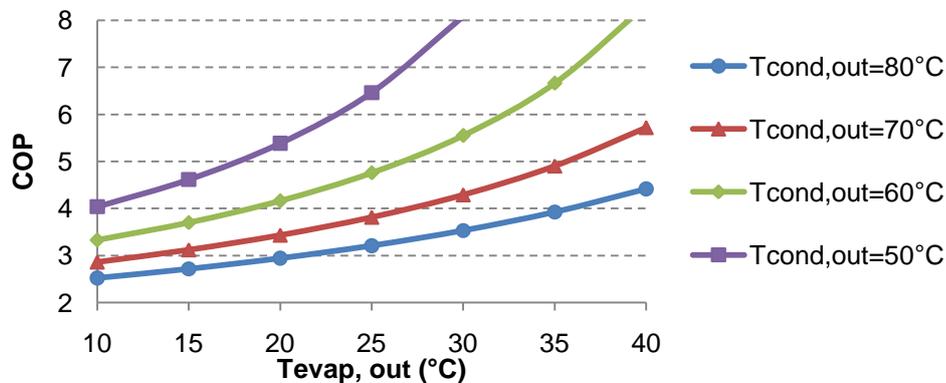


Figure 1: Performance of water-to-water heat pump as a function of the sink and source temperatures [4].

In the studied cheese factory, three heat demands at three different temperature levels are currently ensured by a fuel boiler having a thermal efficiency equal to 94 % and using a low Sulfur fuel oil. The produced steam is used to satisfy these three demands, which are constituted of acid and basic cleaning solutions and hot sanitary water heating. These heat demands are semi-batch processes; their characteristics are presented in table 1.

Table 1: Demands parameters in the steam pre-heaters

Demands	Parameters				
	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	\dot{m}_{in} (kg/s)	P (kW)	H (h/d*d/yr)
Acid solution, A	55	65	12.78	535	2*264
Basic solution, B	65	80	12.78	802	1*264
Hot Sanitary Water, HSW	10	60	0.78	162	18*264

The current operational cost at different temperature levels and emissions of GHGs with the fuel boiler are calculated and represented in table 2.

Table 2: Actual operating cost and emissions of the fuel boiler to produce the three demands.

Uses	OC _c (k€/yr)	E _m (teqCO ₂ /yr)
Acide	5.3	38.7
Basic	16	116
HSW	29	211

The current operating cost OC_c represents the cost per year (€/yr) in energy consumed or fuel consumed during operating time for each use (eq.2). Emissions of GHGs E_m represent the mass of CO_2 released to the atmosphere ($kgeqCO_2/yr$) related to the fuel consumed during operation time for each use (Eq.3).

$$OC_c = \frac{H.P}{\eta_b} C_F + E_m \cdot T_C \quad (2)$$

$$E_m = \frac{H.P}{\eta_b} \cdot E_F \quad (3)$$

where:

H is the operation time per year for each use (h/yr), P is the instantaneous input power needed for each use (kW), η_b is the efficiency of the fuel boiler and C_F is the cost of 1 kWh of energy consumed by the fuel boiler (€/kWh). E_F is the mass of CO_2 released to the atmosphere for 1 kWh of energy consumed by the fuel boiler ($kgeqCO_2/kWh$) and T_C is the carbon tax on CO_2 emission (€/kgeq CO_2).

In the factory, these processes are close to a source of effluents discharged into the drain. This source of heat is available as a continuous flow of 3.58 kg/s at 51°C. Recovering heat from these effluents allows ensuring partially or totally the thermal demands listed previously by using heat pumps in order to replace the fuel boiler and reducing the operation cost and the GHG emissions.

The description of the heat-pump system and the opportunity of integrating one or several heat pumps are detailed and analyzed in the following sections.

2. Multi-heat pump system

Integration of heat pumps in the whole process has to be optimized by applying the Pinch method [6] to identify the most economical way of maximizing heat recovery. For acid and basic solutions heat demands, there is no possibility of using direct heat exchangers between effluents and solutions because effluents are available at 51°C, which is lower than the temperatures of both solutions (that must be heated from 55°C to 65°C for the acid solution and from 65°C to 80°C for the basic solution).

For the HSW demand, the temperature of effluents is higher than the city water one (10°C). This temperature difference allows direct heat transfer by a heat exchanger, named pre-heat exchanger (PHX), installed upstream the heat pump [7].

For acid and basic processes, the integrated exergy destruction minimization leads to introduce two storage tanks, one for the hot water produced by the heat pump and the other for the return water after delivering heat to the demands [8].

For providing the three heat demands in the cheese factory, a multi-heat-pump system can be used to totally or partially replace the fuel boiler in ensuring the heat demands. This system is presented in Figure 2.

Two heat pumps are equipped each with two water storage tanks, and can be used to ensure needs of the acid and basic solutions. Furthermore, two heat exchangers HEx1 and HEx2 are used between the intermediate water IW (at the outlet of the high-temperature tank and upstream the inlet of the low temperature level tank) and the acid and basic solutions. The IW temperature level at condensers of the two heat pumps is higher than temperature levels of the two solutions by ΔT_{min} (5 K in this case) at heat exchangers Hex1 and Hex2. Parallel streams are considered in the heat exchangers i.e. the mass flow rates of intermediate waters are equal to those of the acid and basic solutions in order to reduce exergy losses in the HExs) (Eqs. 4, 5, 6 and 7).

$$T_{IW,A,out} = T_{A,out} + \Delta T_{min} \quad (4)$$

$$T_{IW,A,in} = T_{A,in} + \Delta T_{min} \quad (5)$$

$$T_{IW,B,out} = T_{B,out} + \Delta T_{min} \quad (6)$$

$$T_{IW,B,in} = T_{B,in} + \Delta T_{min} \quad (7)$$

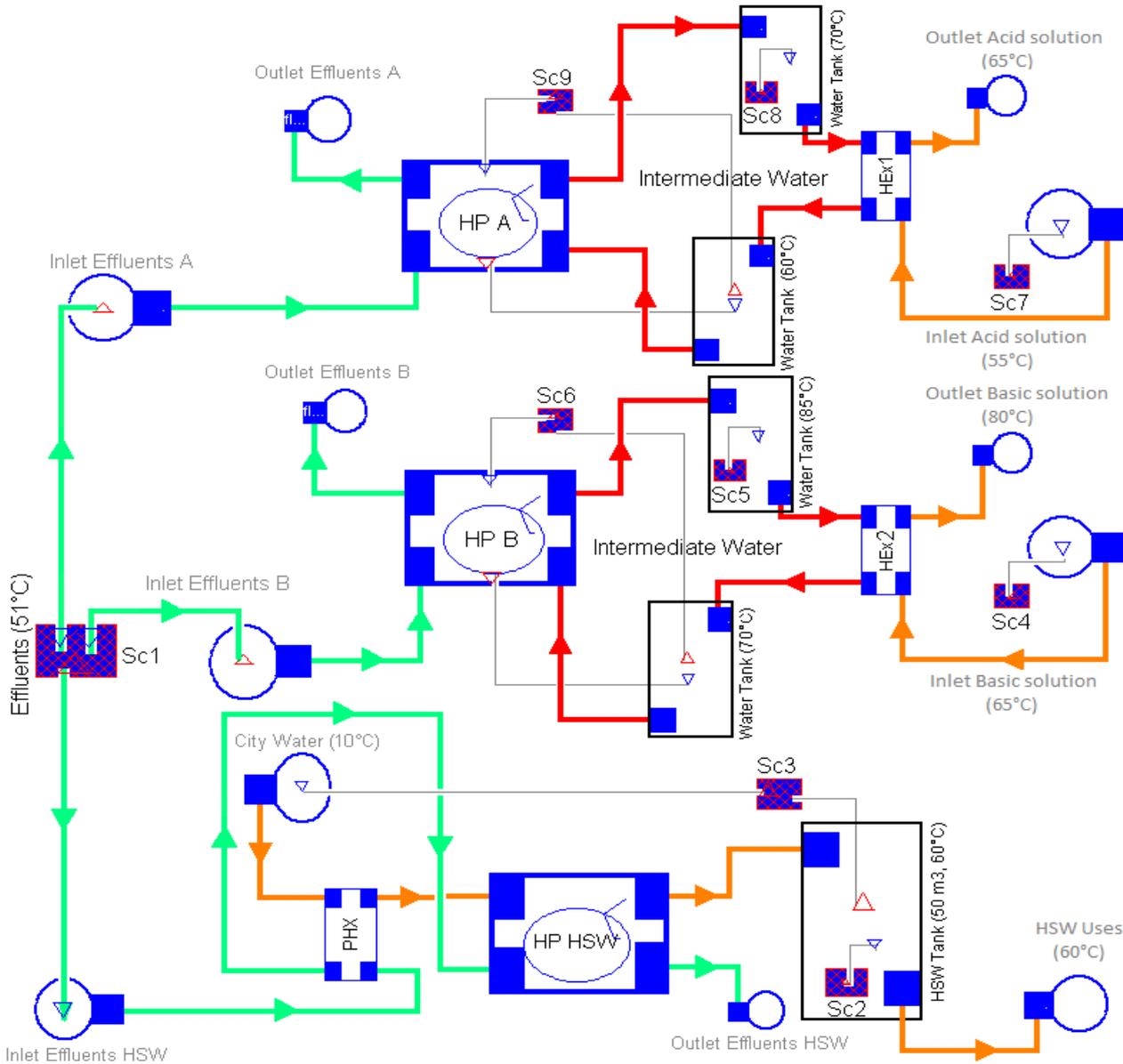


Figure 2: Global model scheme for the heat pump system.

Intermediate water loops and storage tanks used with "HP A" and "HP B" present three advantages:

- Storage tanks are used such as the total heating storage capacity is sufficient to meet the heating demands during the working period.
- It is important to avoid direct contact between refrigerant and the cleaning solutions especially in food industry, for hygiene and contamination reasons.
- The heat pump installed capacity is reduced due to storage tanks and may thus lead to reduce operation and investment costs of the system.

For the third heat pump, a heat exchanger PHX is installed upstream the heat pump. The city water arriving at 10°C is preheated in the PHX upstream the condenser inlet where it is heated to 60°C to be stored in a 50 m³ tank. This capacity of hot water is totally used in 18 hr/day, which corresponds to the daily consumption of HSW. The system operation (Figure 2) is simulated using a Dymola-Modelica model in which each system component (heat

pumps, storage tanks, and heat exchangers) is modeled as a block that simulates the thermodynamic processes that happen inside. These components are linked together by connectors equalizing the mass flow rate and thermodynamic state variables (temperature, enthalpy, and pressure).

"HP A", "HP B", and "HP HSW" are the three heat pumps of the system. They use effluents as cold sources at their evaporators to heat two intermediate water streams and to produce hot sanitary water at their condensers respectively. The total mass flow rate of, effluents $\dot{m}_{E,T}$ is equal to 3.58 kg/s and their mass balance is written in Eq. 8.

$$\dot{m}_{E,A} + \dot{m}_{E,B} + \dot{m}_{E,HSW} = \dot{m}_{E,T} \quad (8)$$

This heat pump system is divided into three sub-systems:

1. Heat pump sub-system of Hot Sanitary Water (HSW),
2. Heat pump sub-system of basic solution B,
3. Heat pump sub-system of acid solution A.

2.1 Heat pump sub-system of Hot Sanitary Water

This sub-system is constituted of the PHX, the "HP HSW", and the "HSW tank" of 50 m³ (figure 2). Sc2 is a scenario that defines the demands of hot sanitary water per day as a function of time. It is represented in Table 3.

Table 3: Variation of HSW demands as a function of time per day.

period (s)	0 – 64800	64800 – 86400
\dot{Q} (kW)	162	0

Sc3 is a strategy component that defines the mass flow rate of the city water at the inlet of the PHX as a function of the HSW volume in the HSW tank. When the volume of water in the tank becomes smaller than 20 m³, the heat pump "HP HSW" is turned ON until this volume reaches 50 m³. Figure 3 shows the algorithm of this system.

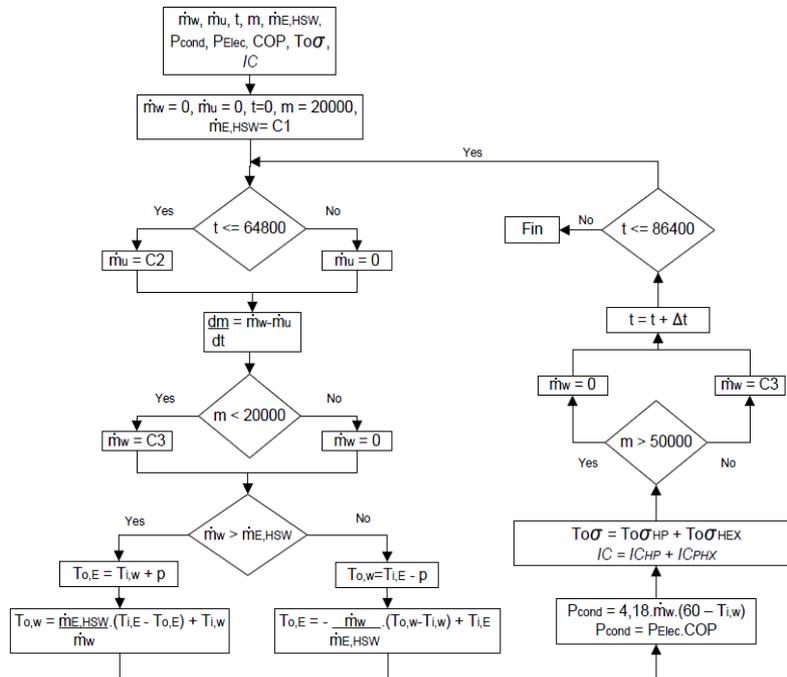


Figure 3: Algorithm for the heat pump system HSW.

2.2 Heat pump sub-system of basic solution B

It is constituted of "HP B", two storage tanks, and the heat exchanger HEx2. Scenario Sc4 defines the Basic solution demands as a function of time per day, represented in Table 4. Scenario Sc5 defines the IW mass flow rate at the outlet of the high temperature tank as a function of the demands defined in Sc4.

Table 4: Variation of basic solution demands as a function of time per day.

period (s)	0	1200	2700	3900	12600	13800	40500	44700	43200	44400	49500	50700
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	1200	2700	3900	12600	13800	40500	41700	43200	44400	49500	50700	86400
\dot{Q} (kW)	802	0	802	0	802	0	802	0	802	0	802	0

The strategy component Sc6 turns on the heat pump "HP B" as a function of the water level in the low-temperature tank (70°C). This tank should contain a minimal volume of water (1 m³ in this case); when the water volume in the tank becomes larger than this minimal volume, the heat pump is turned ON. In other words, when there are demands, the heat pump is turned ON until the capacity of this tank decreases to the minimal capacity and the high temperature tank (85°C) is fulfilled since it is a closed loop. Figure 4 shows the algorithm for this system.

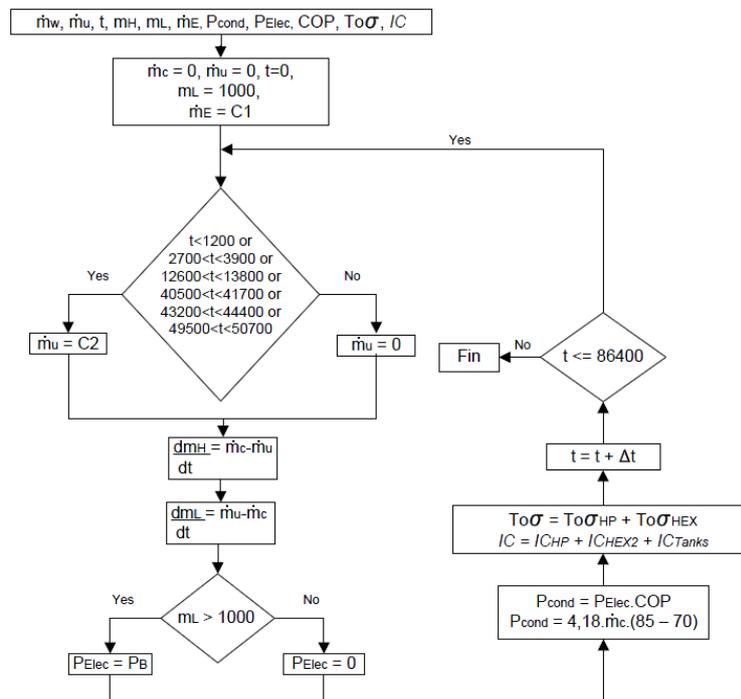


Figure 4: Algorithm for the heat pump system B.

2.3 Heat pump sub-system of acid solution A

It is constituted of "HP A", two storage tanks and the heat exchanger HEx1. Scenario Sc7 is similar to Scenario Sc4 and Sc8 is similar to Sc5. They are represented in Table 5.

Table 5: Variation of acid solution demands as a function of time per day.

period (s)	0	600	2700	3300	14400	15000	44100	44700	46800	47400	53100	53700
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	600	2700	3300	14400	15000	44100	44700	46800	47400	53100	53700	86400
\dot{Q} (kW)	535	0	535	0	535	0	535	0	535	0	535	0

Sc9 is similar to Sc6; it turns ON the heat pump "HP A" as a function of the water level in the low-temperature tank (60°C). This tank should contain a minimal volume of 1 m³; when the volume of water in this tank is larger than this minimal volume, the heat pump is turned ON until the capacity of this tank decreases to the minimal capacity and the high temperature tank (70°C) is fulfilled. Figure 5 shows the algorithm for this system.

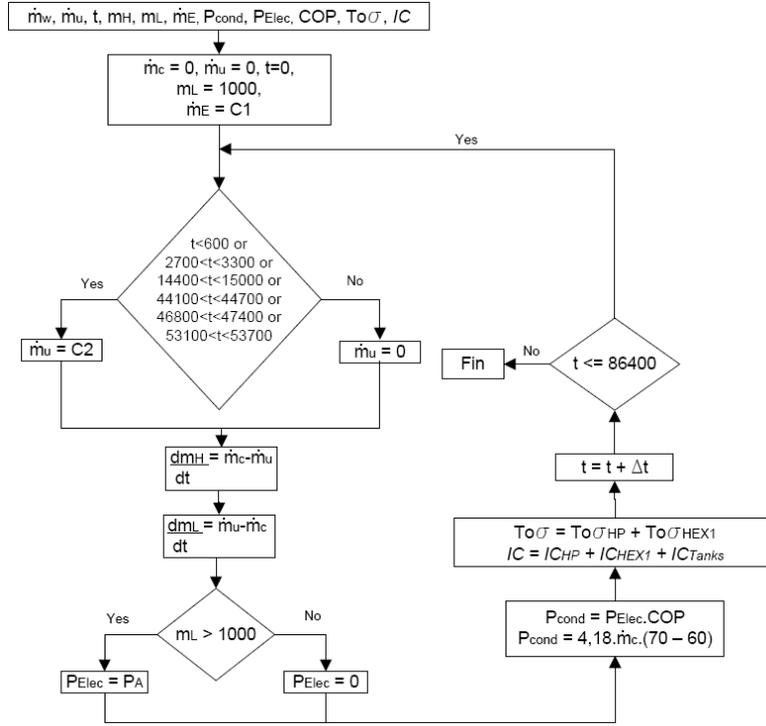


Figure 5: Algorithm for the heat pump system A.

3. The thermodynamic model

The thermodynamic model considers the following basic assumptions:

- storage tanks and heat pumps are considered with no heat losses.
- environmental conditions of the ambient air are: $P_0 = 1.013$ bar and $T_0 = 15^\circ\text{C}$, these values are also used as the reference in enthalpy and exergy calculations.

Under these assumptions, mass, energy (first law of thermodynamics), and exergy balance (second law of thermodynamics) equations are written for each component and for the whole system.

3.1 Heat pumps

The time constant of the heat pump (usually less than 1 min) is much lower than the process variations [9]. Therefore, the heat pump is modeled in a quasi-steady-state regime.

The performance of a heat pump is defined by the coefficient of performance (COP), which is the ratio of the heat capacity to the electrical energy input required to drive the compressor (Eq. 9).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{P_{Elec}} \quad (9)$$

The COP is also estimated by Equation 1.

Its energy balance can be expressed as follows:

$$P_{Elec} + \dot{Q}_{Evap} = \dot{Q}_{Cond} \quad (10)$$

Where P_{Elec} is the compressor electric power, \dot{Q}_{Evap} and \dot{Q}_{Cond} are the cooling and heating loads at the evaporator and the condenser.

Its exergy destruction is the sum of the exergy destructions of all components (evaporator, condenser, compressor and expansion valve). By considering the overall heat pump system as a single control volume, the expansion valve, the heat exchangers, and the compressor become internal components. The exergy balance becomes a function of the exergy lost by water at the evaporator, the exergy gained by water at the condenser, and the electric power of the compressor. It can be expressed as:

$$T_0 \cdot \sigma_{HP} = \dot{m}_{Cond} \cdot (h_{Cond,in} - T_0 \cdot S_{Cond,in}) + \dot{m}_{Evap} \cdot (h_{Evap,in} - T_0 \cdot S_{Evap,in}) - \dot{m}_{Cond} \cdot (h_{Cond,out} - T_0 \cdot S_{Cond,out}) - \dot{m}_{Evap} \cdot (h_{Evap,out} - T_0 \cdot S_{Evap,out}) + P_{Elec} \quad (11)$$

Where \dot{m}_{Cond} and \dot{m}_{Evap} are the mass flow rates of water at the condenser and the evaporator.

3.2 Storage tanks

When neglecting the heat losses, the dynamic energy balance equation can be written as follows:

$$\frac{d(m_t T)}{dt} = (\sum (\dot{m}_{in} \cdot h_{in})_i - \sum (\dot{m}_{out} \cdot h_{out})_j) / C_p \quad (12)$$

Where m_t and T are respectively the mass and temperature of water inside the tank, \dot{m}_{in} and \dot{m}_{out} are the mass flow rates at inlets and outlets of the tank, and C_p is the water heat capacity.

The produced hot water is stored in a tank and the return water after heat exchanging with a demand in a heat exchanger is collected in a second tank. By this design, the rate of exergy destruction in the tanks is considered negligible since water is stored at constant temperature.

3.3 Heat exchangers

As for the heat pump, the time constant of heat exchangers can be neglected leading to a quasi-steady-state modeling.

The thermal capacity of a heat exchanger is expressed as:

$$P_{HEX} = \dot{m}_{hot} \cdot C_p \cdot (T_{hot,in} - T_{hot,out}) \quad (13)$$

Two cases have to be considered in a heat exchanger:

- the mass flow rate of the cold water is higher than the mass flow rate of the hot water:

$$T_{hot,out} = T_{cold,in} + \Delta T_{min} \quad (14)$$

$$T_{cold,out} = T_{cold,in} + \dot{m}_{hot} \cdot (T_{hot,in} - T_{hot,out}) / \dot{m}_{cold} \quad (15)$$

- the mass flow rate of the cold water is lower than the mass flow rate of the hot water:

$$T_{cold,out} = T_{hot,in} - \Delta T_{min} \quad (16)$$

$$T_{hot,out} = T_{hot,in} - \dot{m}_{cold} \cdot (T_{cold,out} - T_{cold,in}) / \dot{m}_{hot} \quad (17)$$

The energy balance in a heat exchanger is expressed as follows:

$$\dot{m}_{hot} \cdot (h_{hot,in} - h_{hot,out}) = \dot{m}_{cold} \cdot (h_{cold,out} - h_{cold,in}) \quad (18)$$

Its exergy balance is expressed as follows:

$$T_0 \cdot \sigma_{HEX} = \dot{m}_{hot} \cdot (h_{hot,in} - T_0 \cdot S_{hot,in}) + \dot{m}_{cold} \cdot (h_{cold,in} - T_0 \cdot S_{cold,in}) - \dot{m}_{hot} \cdot (h_{hot,out} - T_0 \cdot S_{hot,out}) - \dot{m}_{cold} \cdot (h_{cold,out} - T_0 \cdot S_{cold,out}) \quad (19)$$

where:

\dot{m}_{hot} and \dot{m}_{cold} are the mass flow rates of the hot and cold waters at the heat exchanger inlets.

3.4 The exergy balance

The rate of exergy destruction in the fuel boiler is considered equal to the rate of exergy destruction in the combustion chamber, the heat exchanger in the boiler, and the steam re-heaters [10]. By assuming the specific chemical exergy ε_{ff} of the fuel equal to its higher heating value H_{ff} (40.9 MJ/kg for the used fuel oil), the rate of exergy destruction in boiler can be expressed by:

$$T_0 \cdot \sigma_b = \varepsilon_{ff} \cdot \dot{m}_f - \dot{E}_g \quad (20)$$

This equation can be written also as:

$$T_0 \cdot \sigma_b = \frac{\dot{Q}_b}{\eta_b} - \dot{E}_g \quad (21)$$

Where:

\dot{m}_f is the fuel mass flow rate (kg/s), \dot{E}_g is the exergy gained by water in the steam re-heaters (kW), \dot{Q}_b is the heat absorbed by water at the steam re-heaters (kW), and η_b is the boiler thermal efficiency based on the H_{ff} .

Thus, the total rate of irreversibility of the whole system is calculated as the sum of the rate of irreversibility of all heat pumps, the five storage tanks, the heat exchangers, and the boiler:

$$T_0 \cdot \sigma_{system} = T_0 \cdot \sigma_{HP,A} + T_0 \cdot \sigma_{HP,B} + T_0 \cdot \sigma_{HP,HSW} + T_0 \cdot \sigma_{HEX1} + T_0 \cdot \sigma_{HEX2} + T_0 \cdot \sigma_{PHX} + T_0 \cdot \sigma_A + T_0 \cdot \sigma_B + T_0 \cdot \sigma_{HSW} \quad (22)$$

$T_0 \cdot \sigma_A$, $T_0 \cdot \sigma_B$ and $T_0 \cdot \sigma_{HSW}$ represent the rates of exergy destructions in the boiler when satisfying respectively A, B, and HSW demands.

4. The economic model

The economic model is based on two economic factors: the investment cost IC of the system and the operation cost OC . These two factors should be minimized. IC includes the cost of heat pumps, storage tanks, heat exchangers, pipes, electricity and automatism, transporting, mounting, commissioning, handling on site and the cost of the total floor area occupied by these equipments. It is expressed as follows:

$$IC = \sum(IC_{HP})_i + C_t \cdot \sum(V_t)_j + C_{HEX} \cdot \sum(P_{HEX})_k + \sum(M)_L + CL \quad (23)$$

Where: IC_{HP} is the investment cost of a heat pump; it depends on the electric power of its compressor. It is given by the empirical Equation 24.

$$IC_{HP} = 0.15 \cdot P_{Elec}^3 - 20 \cdot P_{Elec}^2 + 2212 \cdot P_{Elec} - 1254 \quad (24)$$

C_t is the cost (€) per m³ of storage tank (1000 €/m³ in this case), V_t is the capacity (in m³) of one storage tank, C_{HEX} is the cost (€) of 1 kW water/water heat exchanger (11 €/kW in this case), P_{HEX} is the thermal capacity of the heat exchanger and M is the cost (€) of pipes, electricity, automatism, transporting, mounting, commissioning, and handling on site; it depends on the number of mounted heat pumps (5000 € for each heat pump). These data are derived from an internal pricing database of similar systems. CL represents the cost of the total floor area occupied by equipments. It can be expressed as:

$$CL = C_f \cdot A \quad (25)$$

where:

C_f is the cost of floor area (1000 €/m²) and A is the total floor area (in m²).

The operation cost OC with the multi heat-pump-system depends on the number of used heat pumps; it can be expressed as follows:

$$OS = \left[\sum \left(\frac{H \cdot P}{\eta_b} \right)_i \right] \cdot (C_F + E_F \cdot T_C) - \left[\sum (H_{HP} P_E)_j \right] \cdot (C_E + E_E \cdot T_C) \quad (26)$$

Where: H is the operation time of the boiler per year for each use (h/yr), P is the heat rate consumed by each use (kW), η_b is the efficiency of the fuel boiler and C_F is the cost of 1 kWh of energy produced by the fuel boiler (€/kWh). H_{HP} is the operation time of the heat pumps per year for each use (h/yr), P_E is the electric power consumed by each heat pump (kW), and C_E is the cost of 1 kWh of electric energy consumed by the heat pump (€/kWh). E_F is the mass of CO₂ released to the atmosphere for 1 kWh of energy consumed by the fuel boiler (kgeqCO₂ / kWh), E_E is the mass of CO₂ released to the atmosphere for 1 kWh of electric energy consumed by the heat pump (kgeqCO₂/kWh_{elec}), and T_C is the carbon tax on CO₂ production (€/kgeqCO₂).

OS represents the monetary saving per year (€/yr) in energy consumed and GHG emitted during operating time obtained by replacing the actual system by the new one; it can be expressed by:

$$OS = OC_c - OC \quad (27)$$

5. Optimization

5.1 Optimization problem

Optimum configuration simultaneously concerns heat pump power and effluent mass flow rate management. A higher effluent mass flow rate in a heat pump evaporator will increase its cold source temperature and since Carnot efficiency is considered constant, its COP will increase. But as the maximum effluent mass flow rate is fixed by process conditions, an optimization of its management should be led. It has been previously shown [8] that for a fixed effluent management, optimization leads to minimize as far as possible the heat pump size even if the needed storage tank volume (and therefore tank related investment) increases.

Optimization should also consider technical options taking into account the economic interest of installing each heat pump.

The main operational constraint imposes that daily thermal energy produced by each heat pump should satisfy all daily needs (acid and basic solutions and the HSW).

The system with the lowest exergy destruction, the lowest operating cost and the lowest investment cost is defined as the optimal system.

It has been previously shown [8] that the exergy destruction increases when the compressor electric power increases. Thus, the daily exergy destruction varies as a function of the electric power of the compressor and the operating time. The operating cost is also a function of these two parameters. Then, in this multi-heat-pump system, we can consider that the lowest exergy destruction corresponds to the lowest operating cost for each configuration and the optimization in its formulation only concerns two economical objectives.

5.2 Optimization formulation

The optimization aims at simultaneously reducing investment cost (*IC*) and operation cost (*OC*) or at increasing operation saving (*OS*). The varied parameters concern both heat system structural configuration and operational conditions. Different structural configurations lie in the possibility to enable or disable each heat pump and the boiler; operation conditions concern effluent stream mass repartition between enabled systems, nominal power of compressors, and the mass flow rate of the hot sanitary water.

These parameters can be separated in two groups: real ones (\vec{x}) and Boolean ones (\vec{d}):

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} \dot{m}_{E,A} \\ \dot{m}_{E,B} \\ P_A \\ P_B \\ \dot{m}_{HSW} \end{pmatrix} \quad \vec{d} = \begin{pmatrix} \hat{U}_A \\ \hat{U}_B \\ \hat{U}_{fuel} \end{pmatrix}$$

The optimization problem can then be noted:

$$\min\{f(\vec{x}, \vec{d}) / \vec{x} \in M \subseteq R^{n_x}, \vec{d} \in \{0,1\}^{n_d}\}$$

where $n_x = 5$ and $n_d = 3$

$$f(\vec{x}, \vec{d}) = \begin{pmatrix} IC(\vec{x}, \vec{d}) \\ OC(\vec{x}, \vec{d}) \end{pmatrix}$$

Optimization concerns two objectives that are not necessarily optimized by the same configurations. Thus, several points can be considered as optimal since one configuration can lead to lower investment cost but higher operating one compared to another configuration.

The set of optimal configurations (called *Pareto set*) is the set of non-dominated configurations where domination relation can be defined as follows: a configuration *a* is said to dominate *b* ($a < b$) only if *a* leads to at least as good values for each objective. To obtain a set of such optimized configurations, an *evolution strategy* is used.

5. Evolution strategies

Evolution strategies (ES) are part of the so-called *evolutionary algorithms*[11]. This kind of algorithms aims at reproducing biological behavior by introducing mutation, combination, and selection steps. An individual is represented by a *genome* that contains values of decisive parameters. For each individual, fitness values are calculated; these fitness values correspond to the objectives to minimize or maximize. A population is initially created by assigning random values to decisive parameters for each individual. New generations are created by the combination of parents and innovation is introduced by mutation step.

Evolution strategy algorithm could simultaneously optimize both operational parameters (real values) and structure configuration (Boolean values corresponding to heat pump activation). First results indicated that it is more efficient to run optimization separately for each different structure configuration. Since investment costs are far between different configurations, there is no particular need to pursue one simultaneous optimization for all configurations. Therefore, discrete variables are no more considered in optimization problem but the seven different configurations will be optimized separately.

Typical evolutionary algorithms need several exogenous parameters e.g. mutation and recombination probabilities or mutation standard deviation. The evolution strategy used for this optimization is *self-adaptive*. This property comes from the introduction of strategy parameters in the genome itself. They will then be submitted themselves to mutation and recombination. Therefore, an individual genome $\vec{a}_i(t)$ will not only contain decisive parameters but also strategy ones :

$$\vec{a}_i(t) = (\vec{x}_i(t), \vec{\sigma}_i(t))$$

where $\vec{\sigma}$ corresponds to standard deviation for mutation of real variables (cf. 5.2.2). At each generation, a selection operation is followed, which keeps only the best individuals according to the fixed objectives but also following diversity parameters (cf. 5.2.4). The iterative process can be summarized by the following algorithm [11] :

Algorithm 1 Outline of the evolution strategy algorithm.

```

t := 0;
initialize : P(0) := { $\vec{a}_1(0), \dots, \vec{a}_\mu$ }  $\in I^\mu$ 
    where I =  $\mathbb{R}^{n_x} \times \mathbb{R}^{n_\sigma}$ 
    and  $\vec{a}_i(t) = (\vec{x}_i(t), \vec{\sigma}_i(t))$ 
         $\forall i \in \{1, \dots, \mu\}$ ;
evaluate : P(0) = { $\Phi(\vec{a}_1(0)), \dots, \Phi(\vec{a}_\mu(0))$ };
while ( $\iota(P(t)) \neq \text{true}$ ) do
    combine :  $\vec{a}'_i(t) := r'(P(t))$ 
         $\forall i \in \{1, \dots, \lambda\}$ ;
    mutate :  $\vec{a}''_i(t) := m'(\vec{a}'_i(t))$ 
         $\forall i \in \{1, \dots, \lambda\}$ ;
    evaluate :  $P''(t) := \{\Phi(\vec{a}''_1(t)), \dots, \Phi(\vec{a}''_\lambda(t))\}$ ;
    select :  $P(t+1) := s(P(t) \cup P''(t))$ ;
    t:=t+1;
end while

```

5.2.2 Mutation

Mutation operation intends to reproduce genetical mutation that introduces random modifications in genome. For each real variable x_i , standard deviation σ_i is stored in genome and is used to scale mutation amplitude (Eq. 29). But σ_i is first submitted itself to a mutation (Eq. 28).

$$\sigma'_i = \sigma_i \cdot \exp(\tau' \cdot N(0,1) + \tau \cdot N_i(0,1)) \quad (28)$$

$$x'_i = x_i + \sigma'_i \cdot N_i(0,1) \quad (29)$$

$N(0,1)$ corresponds to a normally distributed variable with expectation zero and standard deviation one. Subscript i in N_i indicates that a new random value is taken for each standard deviation σ_i . Schwefel [12] recommends to define τ and τ' as follows:

$$\tau \propto \frac{1}{\sqrt{2\sqrt{n_x}}} \quad , \quad \tau' \propto \frac{1}{\sqrt{2n_x}} \quad (30)$$

The proportional factor is usually specified to one.

5.2.3 Recombination

Recombination allows obtaining an offspring population from parents. A large number of different recombinations exist. SBX crossover [13] joined to random parent selection has been used. Within this operation, two parents p_1 and p_2 are randomly chosen among population. Two children c_1 and c_2 are obtained from the union of these two parents. This

procreation consists in modifying each of the genome variable using a crossover operation. This operation is described below:

$$c_{1,i} = 0.5[(1 + \beta)p_{1,i} + (1 - \beta)p_{2,i}] \quad (31)$$

$$c_{2,i} = 0.5[(1 - \beta)p_{1,i} + (1 + \beta)p_{2,i}] \quad (32)$$

with β , a spread factor [14] defined by

$$\beta = \begin{cases} (2 \cdot u)^{\frac{1}{\eta+1}} & \text{if } u < 0.5 \\ (1/(2 \cdot (1 - u)))^{\frac{1}{\eta+1}} & \text{otherwise} \end{cases} \quad (33)$$

u is a random variable between 0 and 1, η is a nonnegative real number that characterizes the distance taken from parents. Here, its value is fixed at 1.

5.2.4 Selection

Selection is made using SPEA-2 scheme [15]. This operation has been designed in order to simultaneously save most competitive points and keep an important diversity among retained points.

5.3 Implementation

Evolution strategies have been implemented using ParadisEO library [16].

6. Results

The proposed model for the multi-heat-pump system including the five decision variables and the two objectives is optimized using the evolutionary algorithm. The population size is considered equal to 200 and the number of iterations is considered equal to 40000.

This optimization concerns all possible configurations (enabling or disabling each heat pump).

The optimization results show that when heat pump A is disabled, each configuration leads to only one optimum point (minimizing simultaneously the investment and operating costs). These points correspond to a minimum heat pump size and a maximum storage one. For the HSW heat pump, the investment cost depends only on the electric power of its compressor and for heat pump B, the electric power of its compressor has more influence on the investment cost than the cost of the storage tanks because the compressor of this heat pump has a large capacity.

When heat pump A is enabled, simultaneous optimization of investment and operation costs leads to several points. To illustrate these several optimum points while A is enabled, Figure 6 shows investment costs of storage tanks and heat pump A for different optimum points. The minimum optimum point tallies with the minimal value of the electric power, which satisfies the condition that the daily thermal energy produced by each heat pump should satisfy all daily needs. The maximum optimum point has the lower investment cost. When the heat pump size increases, total investment cost decreases, which is an opposite behavior compared to the other heat-pump systems. This is due to the small size of heat pump A and therefore to the predominance of the storage cost in sub-system A.

Thus, it cannot be concluded for sub-system A (as it can be for other ones) that the smaller the heat pump, the better the overall configuration. It is instead a trade-off between operation and investment costs as shown in Figure 7. This figure presents overall investment and operation costs for the case where only sub-system A is enabled. Investment cost increases when reducing the heat pump A power, which leads to a so small operating cost saving compared to the configuration with the highest installed power that payback period, of this difference, reaches approximately 40 years without even considering an interest rate.

It can thus be stated that configurations with sub-system A generate only one optimum point where the sub-system A power is the highest one from the shown pareto set (Figure 7).

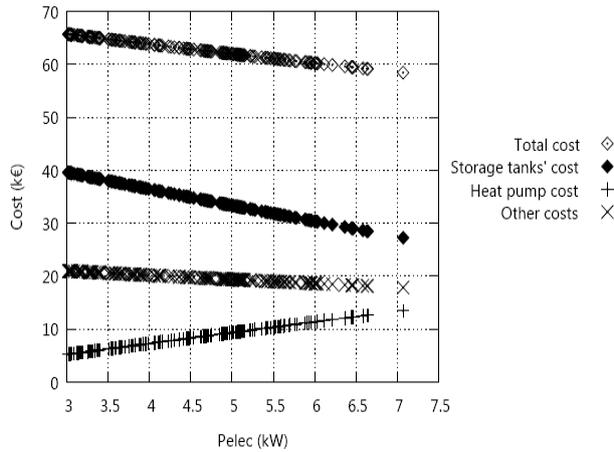


Figure 6: Heat pump cost, storage tanks cost, and the total cost of the heat pump sub-system A as a function of the electric power (other costs include CL , M and cost of heat exchangers).

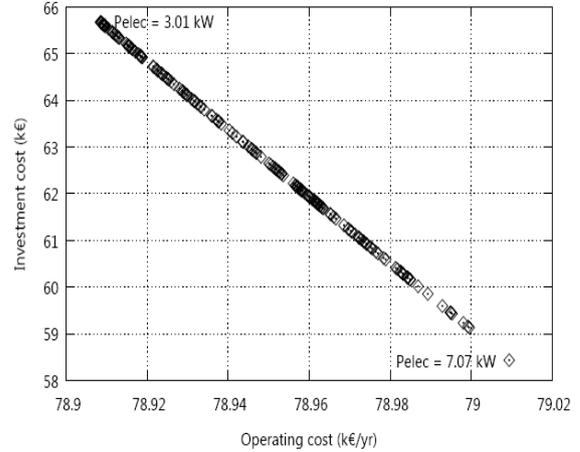


Figure 7: Variation of investment and operational costs when only sub-system A is enabled ($T_c = 100 \text{ €/teqCO}_2$).

Results of whole system calculations for all configurations are presented in Figure 8 and Table 6. They are obtained for a carbon tax on CO_2 emissions equal to 100 €/teqCO_2 .

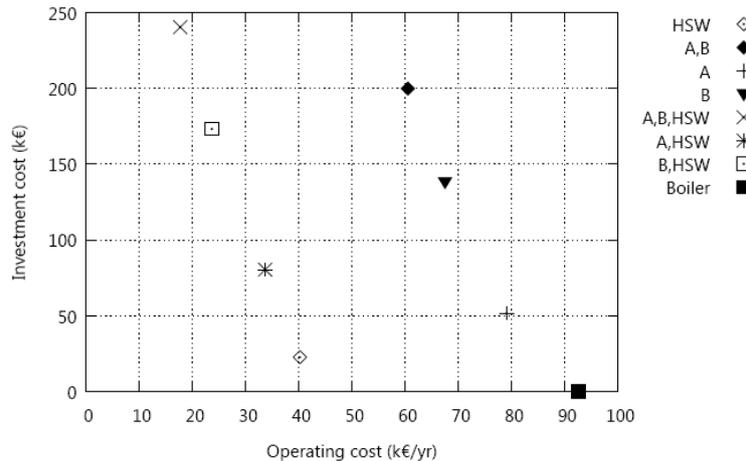


Figure 8: Multi-objective optimization results of the multi-heat pump system ($T_c = 100 \text{ €/teqCO}_2$).

Table 6: Results of simulations for each configuration ($T_c = 100 \text{ €/teqCO}_2$) (\dot{m}_{HSW} , $\dot{m}_{\text{E,A}}$, and $\dot{m}_{\text{E,B}}$ are in kg/s ; P_A and P_B are in kW).

Configuration	OC (k€/yr)	IC (k€/yr)	P_A	P_B	\dot{m}_{HSW}	$\dot{m}_{\text{E,A}}$	$\dot{m}_{\text{E,B}}$
Boiler	92.56	0	0	0	0	0	0
A+B+HSW	16.22	239.3	4.5	20.6	0.94	0.39	1.3
A+B	60.1	196.15	8.9	19.4	0	1.16	2.42
A+HSW	33.62	80.3	9.82	0	0.94	0.92	0
B+HSW	22.84	169.43	0	21.15	0.94	0	1.3
A	79	51.5	7.07	0	0	3.58	0
B	67.13	136.73	0	18.6	0	0	3.58
HSW	40.16	22.55	0	0	0.94	0	0

Table 7 and Table 8 indicate component characteristics for each configuration optimum point. The comparison of different configurations also shows that HSW sub-system enabling

largely decreases operational cost with a small investment cost increase. In all cases, HSW sub-system enabling leads to an investment increase lower than annual operating cost savings (payback time period lower than one year). Each configuration that does not enable HSW is outperformed by one including HSW. Thus, only four different configurations can be considered as potential optimum process modification (A,B,HSW - B,HSW - A,HSW - HSW). This efficiency increase due to HSW enabling comes from both the usage of PHX upstream the heat pump and the heat pump long running time (24 h/day).

Table 7: Characteristics of the components of the heat pump system for all configurations ($T_c = 100 \text{ €/teqCO}_2$) ($P_{\text{Cond};A}$, $P_{\text{Cond};B}$, $P_{\text{Cond};HSW}$ and P_{PHX} are in kW).

Configuration	$P_{\text{Cond};A}$	$P_{\text{Cond};B}$	$P_{\text{Cond};HSW}$	P_{PHX}
Boiler	0	0	0	0
A+B+HSW	22.7	68.9	54.4	142
A+B	49.5	71.2	0	0
A+HSW	50.6	0	54.4	142
B+HSW	0	70.5	54.4	142
A	49.5	0	0	0
B	0	71.2	0	0
HSW	0	0	54.4	142

Table 8: Characteristics of the components of the heat pump system for all configurations ($T_c = 100 \text{ €/teqCO}_2$) (V_A and V_B are in m^3).

Configuration	V_A	V_B	COP_A	COP_B	$\text{COP}_{\text{HSW system}}$
Boiler	0	0	0	0	0
A+B+HSW	19	37.5	5	3.34	17
A+B	12.5	35.5	5.57	3.67	0
A+HSW	12.4	0	5.1	0	21.3
B+HSW	0	36	0	3.33	19.2
A	12.7	0	7	0	0
B	0	35.5	0	3.83	0
HSW	0	0	0	0	25.5

Figure 9 represents the variation of the daily exergy destruction ED as a function of the operating cost OC in the whole system for each configuration for T_c equal to 100 €/teqCO_2 .

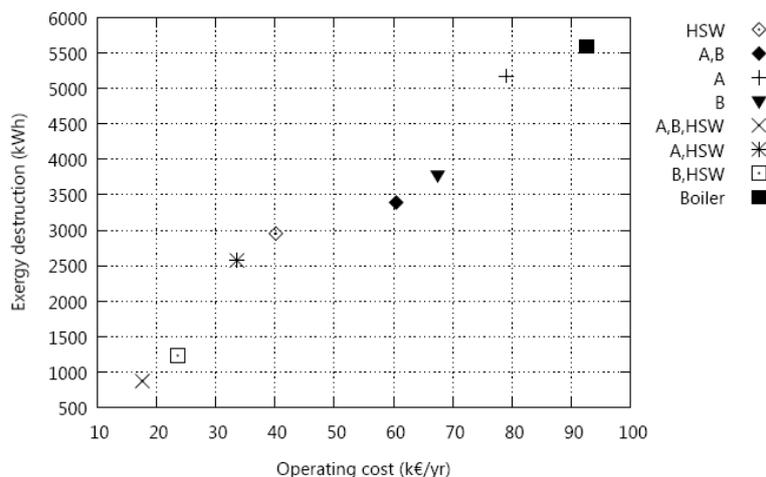


Figure 9: Daily exergy destruction as a function of the operation cost for all configurations ($T_c = 100 \text{ €/teqCO}_2$).

This figure shows that these two parameters are quasi proportional; the system with the three heat-pump system has simultaneously the lowest exergy destruction and operating cost while the boiler only configuration has the highest values of these two parameters. HSW

sub-system enabling reduces exergy destruction as it does for operating costs. This is due to same reasons cited previously i.e. heat recovery from PHX and long time operation regime.

6.1 Carbon tax sensitivity analyses

In this section, the sensitivity of the two objectives to the carbon tax on CO₂ emissions is presented for all configurations. Figure 10 shows the increase in the operation cost when increasing the carbon tax while the investment cost is constant (this tax varies between 0 € and 100 €/teqCO₂). It shows also that when the heat pumps are used, the impact of T_c is small on the operation cost because CO₂ emissions from an electrical source is significantly lower than from a fuel source in France [17]. For the same reason, when the number of used heat pumps decreases, the impact of T_c increases.

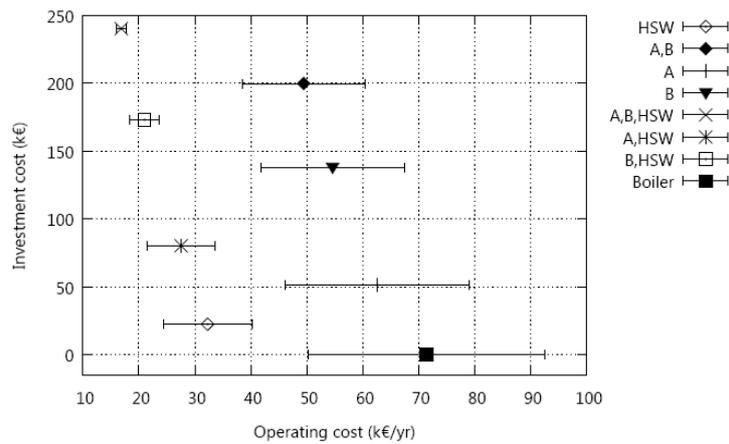


Figure 10: Sensitivity of investment and operation costs to the carbon tax (T_c = 0, 50, 100 €/ teqCO₂).

7. Conclusions

A three-heat-pump system is presented and the opportunity to use it to replace a fuel boiler in a cheese factory is studied. These heat pumps recover heat from one source of effluents. Two of them heat acid and basic solutions by using two intermediate water loops equipped with storage tanks. A heat exchanger called PHX is placed upstream the third heat pump; they are used together to produce hot sanitary water.

The repartition of the mass flow rate of effluents between the three heat pumps and the choice of the installed power of the three compressors have been optimized as a function of the storage capacities and the three semi-batch processes.

A method for optimization was carried out using a multi-objective evolutionary algorithm.

The proposed method covers thermodynamic, economical, and environmental aspects of the system design. The thermodynamic model of the system calculates the rate of exergy destruction for the system components. The economic model calculates the investment cost of the whole system and the operation cost including the environmental aspect by considering a carbon tax on CO₂ emissions.

Since the exergy destruction varies in the same way as the operation cost, the objectives were formed according only to investment and operation costs.

This optimization led to one optimum result for each set of enabled heat pumps. Results show that all configurations with the heat pump for HSW are more interesting than the others.

The sensitivity of investment and operation costs to the carbon tax was analyzed. As the carbon tax increases and the number of used heat pumps decreases, the operation cost increases at constant investment cost.

Références

- [1] S. Oberlander, High temperature large scale heat pumps for industrial use, Technical Report, Thermea, 2009.
- [2] J. El-Haddad, L. Palandre, D. Clodic, Etude des gains énergétiques par installation de pompe à chaleur et de thermofrigopompe en fromagerie, Technical Report, Center For Energy and Processes, Mines ParisTech, Palaiseau, France, 2007.
- [3] B. Linnhoff, A user guide on process integration for the efficient use of energy, IChemE (1982).
- [4] S. Tassou, Heat recovery from sewage effluent using heat pumps, Department of mechanical engineering, Brunel, The University of west London 8 (1988) 141-148.
- [5] R. Murr, A. Zoughaib, D. Clodic, Thermal integration of heat pumps in cheese factory, in: Proceedings of International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and environmental impact of energy systems. June 14-17.
- [6] I. Kemp, Pinch analysis and process integration: a user guide on process integration for the efficient use of energy, 2007.
- [7] G. Nehme, Study and design of a heat pump at very high energetic efficiency using grey water as heat source for domestic hot water generation, Ph.D. thesis, Ecole des Mines de Paris, 2009.
- [8] R. Murr, A. Zoughaib, D. Clodic, Thermo economic method to design optimal scheme for water / water heat pump systems with storage tanks (2010).
- [9] R. Slim, A. Zoughaib, D. Clodic, Modeling of a solar and heat pump sludge drying system, International Journal of Refrigeration 31 (2008) 1156-1168.
- [10] R. Saidur, J. Ahamed, H. Masjuki, Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers, energy Policy (2009).
- [11] T. Back, H. Schwefel, An overview of evolutionary algorithms for parameter optimization, Evolutionary computation 1 (1993) 1-23.
- [12] H. Schwefel, Numerical optimization of computer models, John Wiley & Sons, Inc. New York, NY, USA, 1981.
- [13] K. Deb, R. Agrawal, Simulated binary crossover for continuous search space, Complex systems 9 (1995) 115-148.
- [14] K. Deb, H. Beyer, Self-adaptation in real-parameter genetic algorithms with simulated binary crossover, in: Proceedings of the Genetic and Evolutionary Computation Conference, Citeseer, 1999, pp. 172-9.
- [15] E. Zitzler, M. Laumanns, L. Thiele, Spea2: Improving the strength pareto evolutionary algorithm, in: EUROGEN, Citeseer, 2001, pp. 95-100.
- [16] Liefvooghe, M. Basseur, L. Jourdan, E.-G. Talbi, Paradiseo-moeo: A framework for evolutionary multi-objective optimization, 2007.
- [17] Syndicats des énergies renouvelables, <http://www.enr.fr>, 2003.

Conclusions générales et perspectives

L'industrie agro-alimentaire est l'un des secteurs industriels les plus consommateurs d'énergie. Elle consomme environ 20 % de l'énergie totale consommée dans l'industrie en France. Pour la plage de températures de 0 à 100 °C, elle représente 44 % de la chaleur totale consommée par l'industrie française. Cette valeur est due en partie à l'industrie laitière qui consomme 10 % de la chaleur totale. Les besoins de chauffage des liquides et des gaz et les besoins pour l'évaporation et la concentration dans cette plage de températures sont les plus importants; ils sont estimés à 12,38 TWh/an pour la France.

L'analyse énergétique et environnementale des chaudières a mis en évidence l'intérêt de les remplacer par des systèmes de PAC eau/eau. Dans la fromagerie étudiée, sept PAC ont été conçues pour assurer trois besoins de chauffage de solutions basiques (80 °C, 85 °C et 86 °C), un besoin de chauffage de solution acide (65 °C), un besoin pour le lavage grain (35 °C) et un besoin d'eau chaude sanitaire (60 °C). Elles utilisent des effluents tièdes à 51 °C et 33 °C comme sources de chaleur au niveau de leurs évaporateurs. Ces besoins comprennent des procédés batch. Les solutions de lavage basique (80 °C) et acide (65 °C) ainsi que l'eau chaude sanitaire (60 °C) sont proches de la même source d'effluents à 51 °C. La solution basique (85 °C) et le lavage grain (35 °C) sont proches de la même source à 33 °C. La solution basique (86 °C) est proche d'une autre source à 33 °C.

L'application de la méthode du pincement aux différents flux de chaleur a permis une meilleure intégration des échangeurs préchauffeurs et des PAC pour les différents besoins. L'utilisation de ces échangeurs en amont des PAC améliore les performances du système en augmentant le COP du système global et réduit la taille des PAC; comme c'est le cas pour les besoins d'eau chaude sanitaire et du lavage grain. Pour ces deux besoins, l'eau de ville arrivant à une température moyenne de 10 °C est chauffée à 60 °C et 35 °C respectivement.

La méthode du pincement est une méthode statique ; elle est appliquée aux procédés constitués de flux chauds et froids disponibles en même temps. Pour les procédés batch, la méthode d'analyse exergetique en dynamique, basée sur les deux principes de la thermodynamique, a été utilisée. Elle a permis d'une part d'optimiser le choix d'un stockage de chaleur pour assurer les besoins et d'autre part de comparer deux types de stockage : le stockage à température constante et à volume variable et le stockage stratifié à volume constant. Pour les procédés batch acide (65 °C) et basique (80 °C), cette étude a montré que le stockage stratifié introduit des pertes exergetiques significatives et un surcoût d'investissement.

Une optimisation multi-objectifs associe trois critères : exergetique, économique et environnemental, pour optimiser les pompes à chaleur équipées de réservoirs de stockage installés sur une boucle d'eau intermédiaire entre le condenseur et les solutions de lavage acide et basique.

Le cycle de PAC mono-étagé a été adopté pour les besoins des solutions basique et acide, de l'eau chaude sanitaire et du lavage grain. Les différents cycles ont été analysés pour des taux de compression supérieurs à 7, ce qui a permis de choisir le cycle bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée. Ce cycle est adopté pour les besoins de lavage basiques à 85 °C et 86 °C proches des sources d'effluents à 33 °C.

Une méthode de sélection multicritères de fluides frigorigènes a été utilisée pour le choix des fluides optimaux pour quatre régimes de fonctionnement. Les critères retenus sont soit des fonctions objectives à minimiser comme le GWP, l'inflammabilité, la toxicité et les pertes exergetiques ou à maximiser comme le COP et la puissance calorifique volumétrique; ou

encore des contraintes comme la pression de condensation et la température de refoulement du compresseur.

Cette méthode a montré que tous les mélanges utilisés pour les quatre régimes, et qui ont présenté des gains par rapport aux fluides purs, contiennent du R-245fa et du R-32. Pour l'eau chaude sanitaire à 60 °C, le mélange MP13 (composition massique: 85 % R-1234yf, 10 % R-245fa, 5 % R-32) a été choisi comme le meilleur candidat. Pour le régime à 70 °C, le MP25 (75 % R-152a, 15 % R-245fa, 10 % R-32) est le meilleur; pour le régime à 85 °C, le MP31 (64 % R-152a, 27 % R-245fa, 9 % R-32) est choisi et le mélange MP42 (35 % R-152a, 50 % R-245fa, 15 % R-32) est sélectionné pour le deuxième régime à 85 °C (en bi-étagé).

Un prototype flexible incluant deux configurations (mono et bi-étagé) a été conçu et réalisé dans le but tester ces configurations et les mélanges sélectionnés pour les trois derniers régimes et les comparer avec des fluides purs.

Les essais se sont déroulés comme suit :

- en mode mono-étagé avec le compresseur basse pression : le régime à 70 °C est testé avec le MP25, le R-134a et le R-1234yf et le régime à 85 °C est testé avec le MP31 et le R-245fa
- en mode bi-étagé avec les deux compresseurs basse et haute pressions en série : le deuxième régime à 85 °C est testé avec le MP43 (50 % R-1234yf, 45 % R-245fa et 5 % R-32) et le R-245fa.

Les essais ont démontré les points suivants:

- la faisabilité du système de pompe à chaleur moyenne et haute températures
- les températures de refoulement et les pressions de condensation restent au-dessous des limites imposées par le constructeur avec tous les fluides testés
- les différents régimes ont été atteints avec les différents fluides et mélanges de fluides et en différents modes de fonctionnement ; un gain de COP est démontré systématiquement pour les mélanges par rapport aux fluides purs
- les performances des deux compresseurs ont été vérifiées même en dehors de leurs enveloppes de fonctionnement. Les essais avec les différents régimes et les différents fluides ont montré que les rendements globaux et volumétriques des compresseurs sont indépendants du fluide utilisé et du régime de fonctionnement (même s'il est en dehors de l'enveloppe), ils dépendent uniquement du taux de compression
- l'ensemble des PAC conçues présente un rendement exergetique de l'ordre de 50 %.

La quantification des gains associés à l'intégration de ces pompes à chaleur remplaçant l'installation de chauffage traditionnelle avec chaudière est effectuée pour les configurations optimales. Cette évaluation a montré que l'utilisation de la PAC avec un échangeur préchauffeur pour assurer les besoins d'ECS présente un effet positif sur le coût de fonctionnement et sur le coût d'investissement du système global. Elle a permis également de calculer les consommations, les émissions et les coûts annuels pour toutes les PAC représentées dans le tableau ci-dessous (pour une taxe de CO₂ égale à 0 €/kgeqCO₂).

Besoin de chaleur	Coût d'investissement PAC (k€)	Gains sur le coût de fonctionnement (k€/an)	Gains sur les émissions de CO ₂ (t CO ₂ /an)
Base (85 °C)	79	8,5	76
Lavage Grain (35 °C)	20	12	4
Base (86 °C)	79	4,6	85,5
ECS (60 °C), Acide (65 °C) et Base (80 °C)	239,3	35,5	409

Enfin, l'étude appelle un certain nombre d'améliorations et d'études plus poussées énoncées ci-après.

- Les effluents utilisés comme source de chaleur au niveau des évaporateurs résultent du lavage des moules; donc ils sont chargés en produits biologiques. L'encrassement des évaporateurs par ces effluents doit être étudié. Un système de filtration convenable doit être développé pour éviter la baisse de performances du système ou encore son indisponibilité pour nettoyage.
- Le comportement des mélanges de fluides frigorigènes, et précisément les mélanges de fluides avec glissement de température, a été étudié macroscopiquement dans les échangeurs de chaleur. Une étude doit être menée au niveau des échangeurs dans le but d'étudier la variation des coefficients d'échange en condensation et en évaporation.
- Les essais ont montré que les compresseurs conservent leurs performances même en fonctionnant en dehors de leurs enveloppes de fonctionnement. Ces essais ont été réalisés sur une courte durée. Des essais de longues durées avec les mêmes régimes de fonctionnement sont nécessaires afin d'étudier l'impact de ces régimes de fonctionnement sur la durée de vie des compresseurs et leurs performances. De plus, la stabilité et la compatibilité des lubrifiants avec les fluides et les conditions de fonctionnement constituent un point important où les travaux futurs doivent se focaliser aussi bien sur la viscosité des lubrifiants à haute température que la tenue dans le temps.
- Le modèle à trois pompes à chaleur utilisant une même source froide a été réalisé en se basant sur le concept de "tout ou rien", c'est-à-dire que la PAC remplace complètement la chaudière ou non pour chaque besoin. Ce modèle doit être amélioré pour étudier les cas où les PAC assurent seulement une partie des besoins et la chaudière assure le complément et analyser les gains associés à cette configuration.

Annexe A - La méthode du pincement

L'analyse « Pinch » est une procédure systématique structurée par Linnhoff en 1979 dans le but d'étudier les flux énergétiques d'un procédé et pour déterminer la consommation minimale d'énergie requise pour le chauffage et le refroidissement de ce même procédé. Cette dernière information est très utile parce qu'elle permet de comparer la consommation d'énergie actuelle d'une usine avec sa cible de consommation minimale et ainsi déterminer quel est le véritable potentiel d'amélioration.

La méthode permet aussi d'identifier le potentiel de cogénération d'électricité et de chaleur sur un site ainsi que les possibilités d'y utiliser des systèmes thermodynamiques comme les pompes à chaleur. Les avantages sont nombreux comme la réduction de dépenses d'exploitation, l'amélioration de l'efficacité et la réduction du coût d'investissement des procédés.

Principe d'application

Dans un procédé industriel, la consommation d'une ressource suit le schéma de la figure a-1.

On utilise une source de haute qualité par exemple de la chaleur que l'on rejette ensuite dans l'environnement sous forme dégradée ayant un niveau de température plus bas.

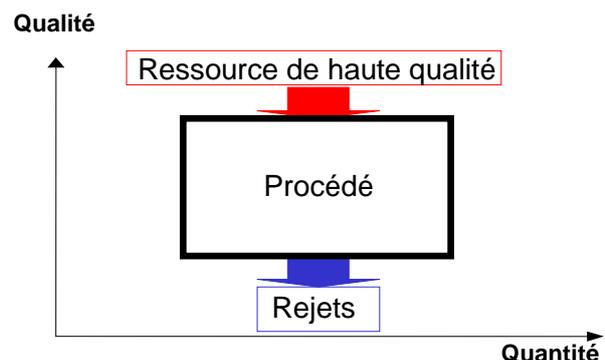


Fig. a-1 : Consommation d'une ressource

La méthode du pincement consiste à dessiner le diagramme des courbes composites chaudes à partir des sources de chaleur disponibles et des courbes composites froides à partir des besoins thermiques du procédé qui seront utilisées pour établir les valeurs cibles de consommation minimale en énergie d'un procédé. Ces courbes sont obtenues à partir de l'équation a-1.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T, \quad (a-1)$$

Où:

\dot{Q} est la variation d'enthalpie d'un flux (kW),

\dot{m} est le débit du flux chaud ou froid (kg/s),

C_p est la capacité calorifique du flux (kJ/kg.K),

ΔT est la variation de la températures entre l'entrée et la sortie de chaque flux (K).

Ces courbes peuvent être déplacées horizontalement entre les mêmes intervalles de température parce que l'enthalpie est une fonction relative. Dans le même intervalle où deux

flux sont présentés, le flux thermique résultant $m.C_p$ est égal à la somme des deux flux thermiques.

Pour obtenir l'énergie cible, les courbes composites des flux chauds et froids sont dessinées et déplacées horizontalement jusqu'à atteindre la différence minimale de température dans la distance verticale. Cette distance minimale est appelée le point de pincement (ΔT_{\min}) entre les deux courbes.

La zone de recouvrement des deux courbes composites indique l'énergie maximale qui peut être récupérée au sein du procédé. Pour le pincement choisi, on peut définir les besoins minimums requis par le procédé en chauffage ($Q_{H\min}$) et les besoins minimums de refroidissement ($Q_{C\min}$). Tous ces éléments sont représentés dans la figure a-2.

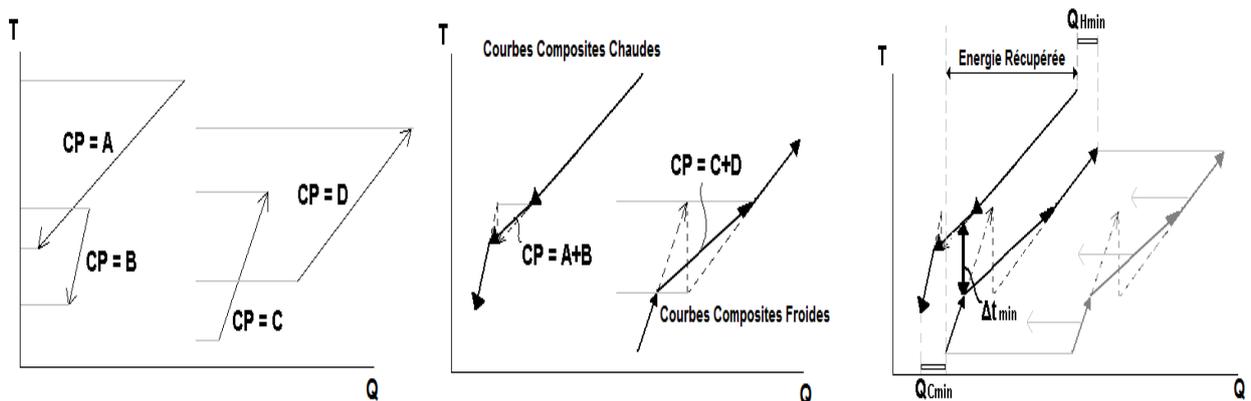


Fig.a-2 : Courbes composites des procédés industriels ($CP = m.C_p$)

Dans la plupart des cas, les utilités utilisées dans les procédés sont à différents niveaux de température (comme la vapeur à différents niveaux de pression). Pour réduire les coûts d'énergie et éviter d'utiliser l'utilité la plus chère pour les différents niveaux de température et en d'autres termes, pour identifier les cibles de consommation minimale de chaque utilité pour chaque niveau de température, la courbe « grande composite » est utilisée puisque les courbes composites permettent d'établir les cibles globales de consommation d'énergie. Cependant, elles n'indiquent pas les besoins minimaux d'énergie pour chaque utilité de façon à optimiser l'utilisation des utilités.

La courbe « grande composite » (figure a-3) est construite en représentant la différence de charge thermique entre les courbes composites chaude et froide en fonction de la température. La courbe composite froide est déplacée vers le haut d'une valeur égale à $1/2\Delta T_{\min}$ et la courbe composite chaude est déplacée vers le bas de la même valeur. Ainsi, les deux courbes composites se rencontrent au point de pincement et la courbe « grande composite » est obtenue à partir des différences d'enthalpies des 2 courbes à températures constantes.

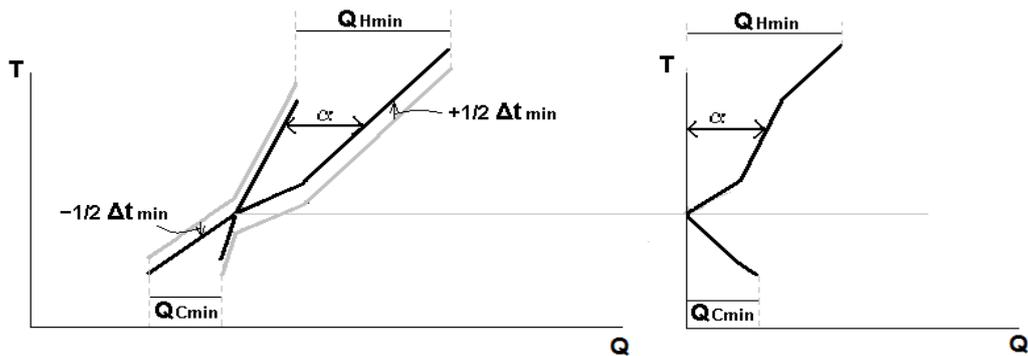


Fig.a-3 : Courbe grande composite

La Figure a-4-a montre le cas d'un procédé, où la vapeur haute pression (HP) est utilisée pour le chauffage et la réfrigération (Ref) est utilisée pour le refroidissement. La Figure a-4-b montre le remplacement d'une partie de la HP par de la vapeur Moyenne Pression (MP), et la réfrigération par de l'Eau de Refroidissement (ER). Les nouvelles utilités apportées au système sont des utilités moins chères que celles appliquées dans le premier cas (Figure a-4-a).

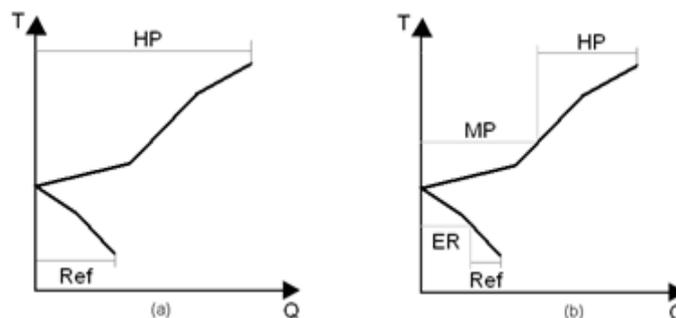


Fig. a-4 : Optimisation des utilités dans un procédé

Intégration des PAC pour l'optimisation des utilités

L'étude précédente a montré que l'utilisation de l'électricité dans un système de pompe à chaleur pour remplacer la vapeur produite par des chaudières à fioul pour le chauffage des solutions de lavage permet d'optimiser la consommation énergétique des procédés.

La PAC peut être installée dans un procédé selon trois configurations différentes (fig.a-5) présentées ci-dessous.

- La pompe à chaleur est installée au-dessus du point de pincement (zone puits) (figure a-5-a) : cette installation transfère de la chaleur de la zone puits vers la zone puits elle-même. Cette configuration permet de réduire les besoins requis par le procédé d'une valeur \dot{W} qui est le travail du compresseur de la PAC mais elle nécessite une consommation électrique de la même valeur \dot{W} . De plus, les rejets restent identiques. Cette solution ne fait donc pas sens.
- Elle fonctionne au dessous du pincement (zone source) (figure a-5-b) : la zone source présente un surplus de chaleur. La PAC transforme le travail en énergie évacuée avec les rejets, ce qui est aussi un non sens énergétique.
- Si elle fonctionne de part et d'autre du point de pincement (figure a-5-c) : une PAC installée à travers le pincement revient à transférer le surplus de chaleur des rejets de

la zone source vers la zone puits à plus haute température présentant un déficit de chaleur. Cette configuration est la seule configuration qui génère un gain global.

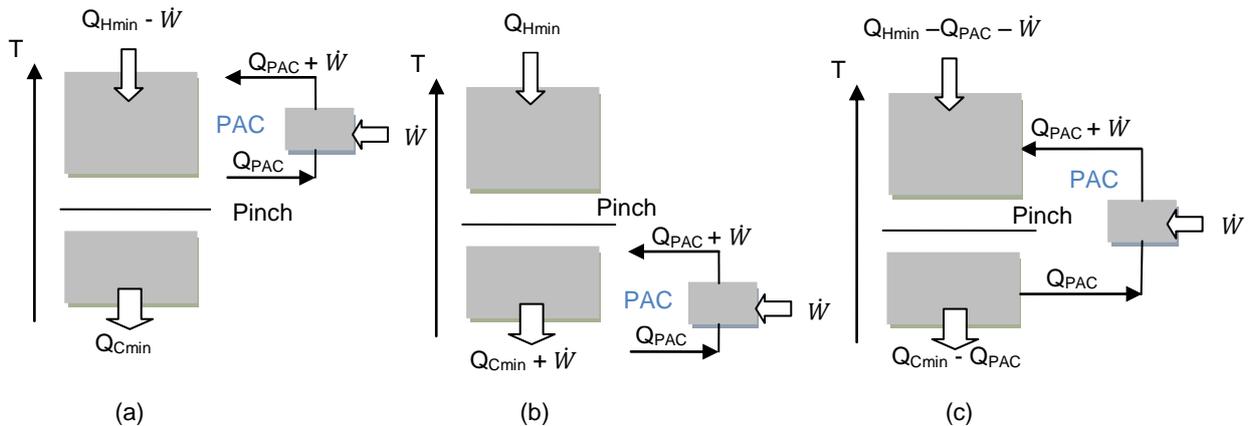


Fig.a-5 : Intégration d'une pompe à chaleur dans un procédé

Choix du pincement ΔT_{min}

Plus le pincement diminue, plus la puissance en utilités est faible, mais la surface d'échange des échangeurs assurant l'échange interne augmente et par la suite le coût d'investissement. La théorie du pincement consiste à faire un compromis entre le coût des utilités et le coût d'investissement pour trouver la solution optimale.

La figure a-6 montre la relation générale qui existe entre les coûts d'investissements et les coûts liés à la consommation d'énergie en fonction du pincement. Il existe donc une valeur optimale de ΔT_{min} qui minimise le coût total (énergie + capital) pour une usine donnée.

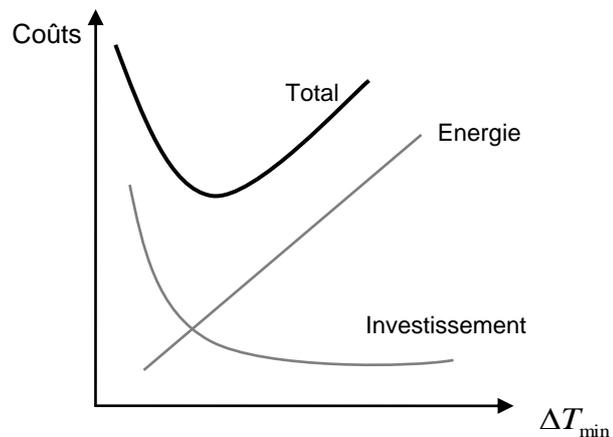


Fig. a-6 : Compromis entre la consommation d'énergie et les investissements

Annexe B - Calcul exergetique d'une pompe à chaleur

L'analyse exergetique suivante se base sur l'étude des composants d'une pompe à chaleur comportant les éléments de la figure (b.1).

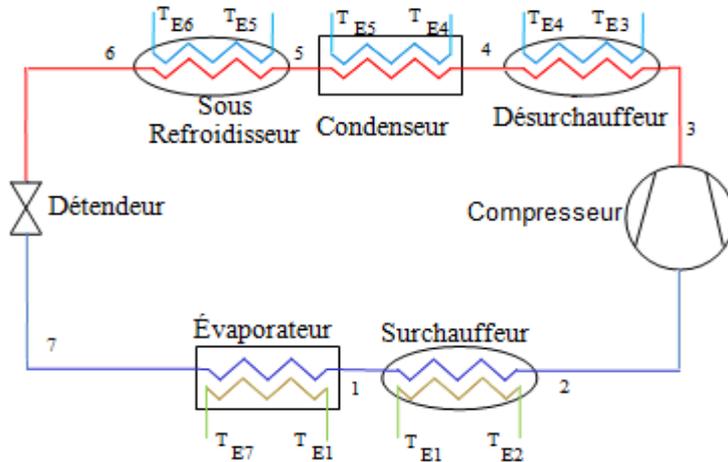


Fig. b.1 : Schéma des composants d'une PAC mono étagée

Le condenseur

Pour effectuer l'analyse exergetique du condenseur on va étudier les pertes exergetiques pendant la désurchauffe, la condensation et le sous-refroidissement.

Les diminutions de l'exergie du fluide frigorigène sont :

$$\text{Pendant la désurchauffe : } E_{cd} = \dot{m}[(h_3 - h_4) - T_0(S_3 - S_4)] \quad (1)$$

$$\text{Pendant la condensation : } E_{cc} = \dot{m}[(h_4 - h_5) - T_0(S_4 - S_5)] \quad (2)$$

$$\text{Pendant le sous-refroidissement : } E_{cs} = \dot{m}[(h_5 - h_6) - T_0(S_5 - S_6)] \quad (3)$$

$$\text{La diminution totale de l'exergie est : } E_c = E_{cd} + E_{cc} + E_{cs} \quad (4)$$

Les augmentations de l'exergie du fluide caloporteur dans le condenseur sont :

$$\text{Pendant la désurchauffe : } E'_{cd} = \dot{m} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{E34}}\right) (h_3 - h_4) \quad (5)$$

avec :

$$T_{E34} = \frac{T_{E4} - T_{E3}}{\text{Ln} \frac{T_{E4}}{T_{E3}}} \quad (6)$$

$$\text{Pendant la condensation : } E'_{cc} = \dot{m} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{E45}}\right) (h_4 - h_5) \quad (7)$$

avec :

$$T_{E45} = \frac{T_{E5} - T_{E4}}{\text{Ln} \frac{T_{E5}}{T_{E4}}} \quad (8)$$

Pendant le sous-refroidissement : $E'_{cs} = \dot{m} \cdot (1 - \frac{T_0}{T_{E56}}) (h_6 - h_5)$ (9)

avec : $T_{E56} = \frac{T_{E6} - T_{E5}}{\text{Ln} \frac{T_{E6}}{T_{E5}}}$ (10)

La perte exergetique externe au condenseur est :

$$\Delta E_c = (E_{cd} + E_{cc} + E_{cs}) - (E'_{cd} + E'_{cc} + E'_{cs})$$
 (11)

Le rendement exergetique est :

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\Delta E_c}{E_c}$$
 (12)

L'évaporateur

L'augmentation de l'exergie du fluide frigorigène est :

Pendant l'évaporation : $E_{ee} = \dot{m} \cdot [(h_1 - h_7) - T_0(S_1 - S_7)]$ (13)

Pendant la surchauffe : $E_{es} = \dot{m} \cdot [(h_2 - h_1) - T_0(S_2 - S_1)]$ (14)

L'augmentation totale de l'exergie est : $E_e = E_{ee} + E_{es}$ (15)

La diminution de l'exergie du fluide caloporteur est :

Pendant l'évaporation : $E'_{ee} = \dot{m} \cdot (1 - \frac{T_0}{T_{E17}}) (h_1 - h_7)$ (16)

avec :

$$T_{E17} = \frac{T_{E1} - T_{E7}}{\text{Ln} \frac{T_{E1}}{T_{E7}}}$$
 (17)

Pendant la surchauffe : $E'_{es} = \dot{m} \cdot (1 - \frac{T_0}{T_{E21}}) (h_2 - h_1)$ (18)

avec:

$$T_{E21} = \frac{T_{E2} - T_{E1}}{\text{Ln} \frac{T_{E2}}{T_{E1}}}$$
 (19)

La diminution totale de l'exergie est : $E'_e = E'_{es} + E'_{ee}$ (20)

La perte exergetique externe à l'évaporateur est :

$$\Delta E_e = (E_{ee} + E_{es}) - (E'_{ee} + E'_{es})$$
 (21)

Le rendement exergetique est :

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\Delta E_e}{E'_e}$$
 (22)

Le compresseur

Le travail réel consommé par le compresseur est :

$$W = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (23)$$

La perte exergetique interne du compresseur est :

$$\Delta E_{comp} = \dot{m} \cdot T_0 \cdot (S_3 - S_2) \quad (24)$$

Le rendement exergetique du compresseur est :

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\Delta E_{comp}}{W} \quad (25)$$

Le détenteur

La perte exergetique interne du détenteur est :

$$\Delta E_d = \dot{m} \cdot T_0 \cdot (S_7 - S_6) \quad (26)$$

Le travail du détenteur est nul.

Le rendement exergetique est nul.

- **Analyse exergetique appliquee à la PAC**

La perte exergetique interne du cycle due aux irreversibilites est :

$$\Delta E_{in} = \Delta E_{comp} + \Delta E_d \quad (27)$$

La perte exergetique externe du cycle proviennent des echanges thermiques entre fluide frigorigene et caloporteur est :

$$\Delta E_{ex} = \Delta E_c + \Delta E_e \quad (28)$$

Le coefficient de performance de CARNOT est :

$$COP_{carnot} = \frac{T_{sc}}{T_{sc} - T_{sf}} \quad (29)$$

avec :

$$T_{sc} = \frac{(h_3 - h_6)}{\frac{(h_3 - h_4)}{T_{E34}} + \frac{(h_4 - h_5)}{T_{E45}} + \frac{(h_5 - h_6)}{T_{E56}}} \quad (30)$$

et :

$$T_{sf} = \frac{(h_2 - h_7)}{\frac{(h_2 - h_1)}{T_{E21}} + \frac{(h_1 - h_7)}{T_{E17}}} \quad (31)$$

Le rendement exergetique de la PAC est :

$$\eta_{ex} = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (32)$$

avec:

$$COP = \frac{P_{calorique}}{W_{compression}} \quad (33)$$

Le COP_{Carnot} est utilisé avec les fluides purs. Pour les mélanges non-azéotropiques, il n'est plus utilisé et il est remplacé par le COP_{Lorenz} . La figure b.2 représente les 2 cycles.

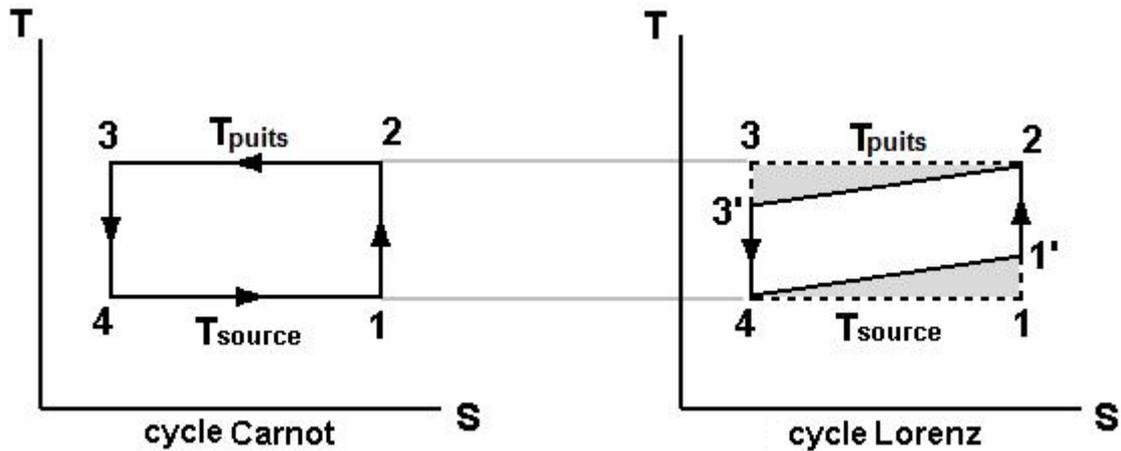


Fig. b.2 : Cycle Carnot et cycle Lorenz

Pour le cycle de Lorenz, la surface au-dessous de la ligne 2-3' représente la chaleur fournie par le condenseur Q_{cond} , et la zone au-dessous de la ligne 4-1' représente la chaleur absorbée au niveau de l'évaporateur Q_{evap} . Le travail du compresseur est représenté par le rectangle 1'-2'-3'-4.

$$Q_{cond} = \frac{(T_2 + T_3')(s_2 - s_3')} {2} \quad \text{ET} \quad Q_{evap} = \frac{(T_1' + T_4)(s_1 - s_4')} {2} \quad (34)$$

$$COP_{Lorenz} = \frac{Q_{cond}}{W_{comp}} = \frac{Q_{cond}}{Q_{cond} - Q_{evap}} \quad (35)$$

$$COP_{Lorenz} = \frac{1}{1 - \frac{T_1' + T_4}{T_2 + T_3'}} \quad (36)$$

Puisque les $s_1 = s_1 = s_2$ et $s_3 = s_3' = s_4$ pour un cycle idéal.