



HAL
open science

Pompes à chaleur à haute température récupérant la chaleur sur des buées ou de la vapeur d'eau à moyenne température

Karim Besbes

► **To cite this version:**

Karim Besbes. Pompes à chaleur à haute température récupérant la chaleur sur des buées ou de la vapeur d'eau à moyenne température. Génie des procédés. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2015. Français. NNT : 2015ENMP0091 . tel-01568504

HAL Id: tel-01568504

<https://pastel.hal.science/tel-01568504>

Submitted on 25 Jul 2017

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.

École 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 doctorale « Énergétique et Procédés »

présentée et soutenue publiquement par

Karim BESBES

le 18 décembre 2015

**Pompe à chaleur industrielle transcritique haute température
récupérant la chaleur sur des buées à moyenne température**

~ ~ ~

**High temperature industrial transcritical heat pump recovering heat
on moist air at middle temperature**

Directeur de thèse : **Assaad ZOUGHAIB**
Co-encadrement de la thèse : **Florence de CARLAN**

Jury

M. Marc CLAUSSE, Professeur, INSA de Lyon
M. Pierre NEVEU, Professeur, Université Perpignan
M. Michel FEIDT, Professeur émérite, LEMTA - Université de Lorraine
M. Vincent LEMORT, Professeur associé, Université de Liège
Mme Florence de CARLAN, Docteur, EDF R&D
M. Assaad ZOUGHAIB, Maître assistant, HDR, Mines ParisTech

Rapporteur
Rapporteur
Président
Examinateur
Examinatrice
Examinateur

**T
H
È
S
E**

MINES ParisTech
Centre d'efficacité énergétique des systèmes (CES)
Z.I. Les Glaizes - 5 rue Léon Blum 91120 Palaiseau, France

Remerciements

La présente thèse est le fruit d'un travail de recherche auquel de nombreuses personnes ont pris part et je souhaite ici leur adresser mes remerciements les plus sincères. Leur engagement à mes côtés m'a permis de surmonter les différentes épreuves scientifiques et humaines inhérentes au doctorat.

Je tiens particulièrement à remercier :

- Assaad ZOUGHAIB, mon directeur de thèse, pour son encadrement, son implication et sa confiance à mon égard. J'ai eu la chance, à maintes reprises, d'apprécier ses talents pédagogiques en tant qu'étudiant et son énergie, sa bonne humeur et ses qualités scientifiques en tant que doctorant. Je lui suis infiniment reconnaissant de m'avoir accompagné et soutenu au cours de ces dernières années.
- Florence de CARLAN, ma co-encadrante de thèse, Docteur EDF R&D, pour ses conseils, son suivi rigoureux de mes travaux, ainsi que pour avoir grandement contribué à perfectionner le présent manuscrit de thèse, en le corrigeant avec minutie et y apportant des remarques constructives.
- Marc CLAUSSE et Pierre NEVEU, qui m'ont fait l'honneur d'être les rapporteurs de mes travaux de thèse, ainsi que Michel FEIDT et Vincent LEMORT, qui ont accepté de les examiner.
- Jean-Louis PEUREUX, chef d'équipe EDF R&D qui grâce à nos nombreux échanges m'a aidé à avoir une vision plus large des problématiques soulevées par la présente thèse.
- Florent Breque et Afif Tajouri, ingénieurs R&D au CES, pour leur aide dans les moments particulièrement difficiles de la thèse, et avec qui les débats ont été forts instructifs.
- Rocio Valdez Carranza, Marie-Astrid Krames, Philomène Angelosanto, Isabelle Focquenoey et Joëlle Andrianarijaona, membres actives de l'équipe administrative du CES, qui ont toujours répondu avec célérité et gentillesse à mes demandes.
- Mes parents Hédi et Fadhila Besbes, ainsi que ma sœur Sara Besbes, pour leur confiance et leur soutien inconditionnel.
- Pauline Sourdril ma compagne, pour ses encouragements et son soutien sans faille qui m'ont apporté un réconfort inestimable, qui a été la clef de mes recherches.

Table des matières

1	Introduction générale	1
1.1	Contexte et enjeux	2
1.2	Contenu de la thèse	4
1.3	L'industrie française : contexte énergétique	5
1.4	Intégration énergétique dans un procédé de séchage de papier	11
1.5	État de l'art des PAC industrielles	20
1.6	Conclusions	23
1.7	Références	23
2	Optimisation de la conception de PACs industrielles, appliquée à un procédé de séchage	27
2.1	Introduction à l'article de journal	28
2.2	Complément à l'analyse exergetique présentée dans l'article	28
2.3	Les équations d'états semi-empiriques au sens de BACKONE	33
2.4	Résumé de l'article	34
2.5	Article de journal soumis à l'IJR (International Journal of Refrigeration)	35
2.6	Références	55
2.7	Conclusions	58
3	Refroidisseur de gaz et évaporateur : modèle physique en volume fini	59
3.1	Introduction	60
3.2	Sélection de la technologie des échangeurs de chaleur	60
3.3	Modélisation d'échangeurs de chaleur à tubes à ailettes continues ondulées	65
3.4	Caractérisation des transferts thermiques et des pertes de charges internes et externes dans un refroidisseur de gaz	71
3.5	Caractérisation des transferts thermiques et des pertes de charges internes et externes dans un évaporateur déshumidificateur, dans des conditions d'air saturé	80
3.6	Conclusions	88
3.7	Références	89
4	Conception et réalisation d'un démonstrateur expérimental de PAC T-THT fonctionnant au R32	93
4.1	Dimensions du démonstrateur	94
4.2	Description du banc d'essais	96
4.3	Conception de la PAC transcritique THT au R32	96
4.4	Dimensionnement de la boucle froide	108
4.5	Dimensionnement de la boucle chaude	114
4.6	Conclusions	116

4.7	Références	117
5	Performances énergétiques de la PAC T-THT R32 et validation expérimentale des modèles utilisés	119
5.1	Introduction	120
5.2	Performances énergétiques	121
5.3	Validation expérimentale du modèle de la PAC T-THT R32 fonctionnant en régime établi	132
5.4	Conclusions	139
5.5	Références	140
6	Conclusions générales et perspectives	141
6.1	Conclusions	141
6.2	Perspectives	142
A	Annexes	I
A.1	Origines et caractéristiques des rejets thermiques par procédé industriel	II
A.2	Méthode utilisée pour déterminer les rendements isentropique et volumétrique du compresseur pour un point de fonctionnement	III
A.3	Dimensions du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur (Dessin Morgana)	IV
A.4	Circuits du refroidisseur de gaz (a) et de l'évaporateur (b)	V
A.5	Pression de vapeur saturante de l'eau à la température T	VI
A.6	Géométrie du diffuseur d'air à l'entrée de l'évaporateur	VII
A.7	Géométrie du diffuseur d'air à l'entrée du refroidisseur de gaz	VIII
A.8	Mise en marche de la PAC T-THT R32	IX
A.9	P&ID du banc d'essai	X
B	Liste des acronymes	XI

Liste des figures

1.1	Valorisations possibles sur un site industriel fictif	3
1.2	Consommation finale de l'industrie manufacturière en France par énergie	5
1.3	Répartition des consommations de chaleur dans l'industrie	6
1.4	Répartition des consommations d'énergie liées au séchage par secteur industriel	8
1.5	Schéma de principe simplifié d'une papeterie (mise en pâte chimique, blanchiment, et fabrication de papier, Bajpai [14]	11
1.6	Schéma d'un séchoir à papier multi-cylindriques alimenté en vapeur d'eau	12
1.7	Représentation simplifiée des échanges thermiques et massiques dans un séchoir	14
1.8	Illustration de la méthode du pincement adaptée à un procédé de séchage de papier	15
1.9	Schéma de principe d'un procédé de séchage avec récupérateur et PAC intégrée	16
1.10	Optimisation de l'intégration énergétique dans un procédé de séchage de papier	18
1.11	Économies d'énergie de la solution « préchauffeur + PAC »	19
1.12	Consommations d'énergies suivant la solution d'intégration envisagée pour un procédé de séchage de papier	19
1.13	État de l'art des PAC en fonction de la température procédé et de la différence de température entre le besoin et les effluents	23
2.1	Représentation dans un diagramme de Grassman des destructions d'exergie dans une PAC	29
2.2	Destruction d'exergie ou production d'anergie $\dot{A}n_{produite}$ dans un échangeur de chaleur contre-courant	29
2.3	Architectures de PACs étudiées	31
2.4	Nombre de cycles possibles en fonction de toutes les variables physiques et thermodynamiques de cycles de systèmes de PACs (PAC simple, double PAC en série inversée)	33
2.5	Schematic illustrations of tunnel dryers from Mujumdar [19]	38
2.6	Schematic illustrations of integration heat pump on a tunnel drying process	39
2.7	Diagram $(T; \dot{Q})$ presenting the HEXs of 4 vapor compression heat pumps cycles, for 3 applications processes (a, b and c), the HEXs are considered in counter flow.	40
2.8	Possible Pinch point locations for the counter flow heat exchangers	42
2.9	Evolutions of the composites curves in a counterflow heat exchanger when the subcooling increases	44
2.10	Heat pump cycle in a (T, h) diagram with representation of the possible pinch positions at the condenser and at the evaporator	45
2.11	Condenser composite curve with and without subcooling in $(T, h$ or $s)$ diagram	48
2.12	Subcooling effect on a heat pump in a Mollier diagram	49
2.13	Heat pumps energy performance for a selection of refrigerants in subcritical and transcritical cycles with the IHX impacts	51
2.14	Impact of an IHX on a classical heat pump using a wet refrigerant like the R254fa	52

2.15	Heat pumps in inverted series energy performances	53
2.16	Discharge pressure for subcritical and transcritical cycles and IHX impacts	53
2.17	Pressure ratio for subcritical and transcritical cycles and IHX impacts	54
2.18	Volumetric heating capacity of the compressor for subcritical and transcritical cycles and IHX impacts	54
3.1	Surfaces d'échanges thermiques entre un fluide diphasique et un gaz	61
3.2	Surfaces d'échanges thermiques entre un fluide supercritique et un gaz	62
3.3	Disposition des flux de matière dans un échangeur croisé à tendance contre-courant ou <i>cross-counterflow</i>	62
3.4	Schéma d'un échangeur de chaleur où les variables introduites par Bejan sont présentées	63
3.5	Géométrie d'un échangeur à tube à ailette continues ondulées en quinconce, tiré de l'article de Wang [8]	65
3.6	Représentation des transferts de chaleur dans un élément volumique (i)	66
3.7	Représentation graphique du modèle d'échangeur, sous l'environnement Dymola 2015	67
3.8	Méthode des secteurs, permettant de calculer l'efficacité d'une ailette continue, pour une disposition des tubes en quinconce, [10]	69
3.9	Découpe du secteur élémentaire de l'ailette, en polygone élémentaire, pour une disposition des tubes en quinconce, [10]	69
3.10	Comportement d'un fluide à pression supercritique constante à l'approche de la zone pseudo-critique ($T_{pc} - 5 < T < T_{pc} + 5$). Le fluide en question est le R32. La pression a été fixée à 80 bar. Résultats issus de la base de données du Nist.	72
3.11	Schéma du circuit du refroidisseur de gaz modélisé, composé de 30 sous-modèles . .	79
3.12	Caractérisation du transfert thermique interne en supercritique pour 5 corrélations différentes	80
3.13	Champ de température dans un refroidisseur de gaz en fonction du transfert convectif interne	80
3.14	Diagramme psychrométrique de l'air humide. Chaleur latente et sensible échangée durant le refroidissement de l'air humide de l'état (a) à l'état (b)	81
3.15	Comparaison des résultats apportées par les trois formulations mathématiques (F1,F2,F3) caractérisant les transferts couplés de masse et de matière aux abords de la paroi externe de l'évaporateur modélisé.	88
4.1	Cycle thermodynamique d'une PAC T-THT fonctionnant au R32, représenté dans un diagramme (T,s)	94
4.2	Schéma de principe du banc d'essai	96
4.3	Point nominal de fonctionnement de la PAC	97
4.4	Valeurs des rendements isentropiques des compresseurs transcritiques Bitzer et Gea Bock	98
4.5	Choix du pas d'ailettes du refroidisseur de gaz	103
4.6	Impact de la longueur de tube utilisée par rangée ou nappe	103
4.7	Impact de la longueur de tube utilisée par rangée ou nappe	105
4.8	Schéma 3D du banc d'essai, $L \times l \times H = 5500 \times 4100 \times 2100 \text{ mm}^3$, SolidWorks 2013	108
4.9	Schéma de principe et points de fonctionnement de la boucle froide	109
4.10	Répartition du flux d'air à l'entrée de l'évaporateur	113
4.11	Système de piquage permettant une mesure plus précise de l'humidité relative d'un air proche de la saturation	113

4.12	Schéma de principe et points de fonctionnement de la boucle chaude	114
4.13	Répartition du champ des vitesses suivant plusieurs coupes au sein du diffuseur . . .	115
4.14	Vitesses de l'air sec dans la boucle aéraulique chaude à l'entrée du refroidisseur de gaz	116
4.15	Photographie du banc d'essai	116
5.1	Schéma numérique du modèle global de PAC en régime permanent	121
5.2	Schéma du banc d'essai	122
5.3	L'influence de la charge sur la PAC transcritique représentée sur un diagramme de Mollier	128
5.4	Impact de la charge sur le comportement thermodynamique du démonstrateur. Les conditions opératoires sont identiques pour ces essais	128
5.5	Performances énergétiques de la PAC T-THT R32 pour les conditions opératoires (E2) et (E3)	131
5.6	Évolution du titre vapeur du R32 à l'entrée de l'évaporateur dans les conditions opératoires (E2) et (E3)	132
5.7	Caractéristiques thermodynamique de la PAC T-THT R32 issues du modèle d'optimisation de cycle prenant en compte uniquement les rendements isentropique et volumétrique estimée du compresseur sélectionné	133
5.8	L'influence de la charge sur la PAC transcritique représentée sur un diagramme de Mollier	139
A.1	Points de fonctionnement du compresseur choisi pour le banc d'essai, compresseur Gea Bock (HGX2/90-4 CO2 T)	III
A.2	Dessin 3D du refroidisseur de gaz de la PAC	IV
A.3	Dessin 3D de l'évaporateur de la PAC	IV

Liste des tableaux

1.1	Potentiels d'économies d'énergie dans l'industrie papetière	9
1.2	Représentativité des PAC industrielles dans le monde, par niveau de température, Assaf [1]	20
2.4	Investigated refrigerants	37
2.5	Heat pump model input parameters	51
2.6	Minimal superheating required for subcritical cycles	52
2.7	Minimal superheating required for transcritical cycles	52
3.1	Transferts thermiques et pertes de charges d'écoulements supercritiques	76
3.1	76
3.2	Paramètres d'entrée du modèle décrivant la géométrie de l'échangeur de chaleur modélisé	78
3.3	Paramètres du modèle décrivant la géométrie de l'évaporateur modélisé	87
4.1	Paramètres du banc d'essai	96
4.2	Huiles utilisables en fonction de la classe des réfrigérants	97
4.3	Huiles sélectionnées potentiellement exploitables	98
4.4	États thermodynamiques du R32 au point nominal à la BP et à la HP	99
4.5	États thermodynamiques du R744 à l'aspiration du compresseur suivant les points de fonctionnement	100
4.6	États thermodynamiques du R744 au refoulement du compresseur suivant les points de fonctionnement	100
4.7	Taux de compression en fonction des pressions d'aspiration et de refoulement étudiées	100
4.8	Propriétés des 5 compresseurs transcritiques les plus performants du marché	101
4.9	Prix de 3 compresseurs transcritiques GEA Bock (informations recueillies en avril 2014)	102
4.10	Détermination du nombre de circuits minimum nécessaires pour dimensionner l'évaporateur. Valeurs prises sur la première rangée de l'échangeur	105
4.11	État de l'air humide à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur	110
5.1	Liste des appareils de mesure utilisés et leur précision	123
5.2	Capteurs utilisés dans la boucle du réfrigérant	123
5.3	Capteurs utilisés dans la boucle chaude	124
5.4	Capteurs utilisés dans la boucle froide	124
5.5	Conditions opératoires des 3 expérimentations effectuées (E1, E2 et E3)	125
5.6	Mesures expérimentales liées aux essais d'optimisation de charge	129
5.7	Incertitudes sur l'enthalpie en kJ/kg en sortie refroidisseur de gaz, essai (E1) :	130
5.8	Incertitudes sur le titre vapeur en entrée de l'évaporateur, essai (E1) Charge optimale	130
5.9	Incertitude sur le COP et le rendement exergétique	131
5.10	Résultats importants issu du modèle de cycle de la PAC T-THT R32	134

5.11 Pressions (entrée, sortie)	134
5.12 Températures (entrée, sortie)	135
5.13 Écarts (Pression, Température) entre les mesures et le modèle	135
5.14 Débits et puissance échangée	135
5.15	136
5.16 Pressions (entrée, sortie)	136
5.17 Températures (entrée, sortie)	136
5.18 Le rapport de mélange ou teneur en eau (entrée, sortie)	136
5.19 Écarts (Pression, Température) entre les mesures et le modèle	137
5.20 Écarts sur le rapport de mélange entre les mesures et le modèle	137
5.21 COP thermodynamique et incertitude associée	137
5.22 Rendements isentropiques du compresseur transcritique mesurés	138
A.1 Point de fonctionnement du compresseur transcritique entouré en rouge sur la figure	
A.1	III
A.2 Constantes associées à la pression de saturation de la vapeur d'eau	VI
A.3 Consignes BF, BC et PAC	IX

Nomenclature

Symboles

Symboles	Description	Unités
\mathcal{A}	Surface totale en contact avec l'extérieur	m^2
$A_1 f$	Surface d'une ailette en contact avec l'extérieur	m^2
A_f	Surface totale des ailettes	m^2
A_p	Surface totale des tubes en contact avec l'extérieur	m^2
A_{min}	Section de passage de l'air dans l'échangeur où sa vitesse est la plus grande	m^2
A_T	Section de passage de l'air à l'entrée de l'échangeur	m^2
An	Anergie	$J \cdot kg^{-1}$
c_p	Capacité calorifique spécifique à pression constante	$W \cdot K^{-1} kg^{-1}$
D_c	Diamètre de collar (épaisseur de l'ailette + diamètre externe du tube)	m
D_h	Diamètre hydraulique de la section de passage de l'air	m
d	Variation infinitésimale	—
D	Diffusivité thermique	$m^2 \cdot s^{-1}$
D_{AB}	Coefficient de diffusion de A vers B	$m^2 \cdot s^{-1}$
D_o	Diamètre externe du tube	m
D_{int}	Diamètre interne du tube	m
D_v	Débit volumique	$m^3 \cdot h^{-1}$
D_{eau}	Débit d'eau condensé	$kg \cdot h^{-1}$
Ex	Exergie	$J \cdot kg^{-1}$
FPM	Nombre d'ailettes par mètre	—
f	Facteur de friction	$J \cdot kg^{-1}$
G	Flux massique surfacique	$kg \cdot m^{-1} s^{-1}$
H	Hauteur de l'échangeur considéré	m
h	Enthalpie spécifique	$J \cdot kg^{-1}$
h_{conv}	Coefficient de transfert thermique par convection	$J \cdot kg^{-1}$
h_{mass}	Coefficient de transfert massique par convection	$m \cdot s^{-1}$
Hr	Humidité relative	%
\tilde{I}_T	Constant	—
j	Facteur de Chilton-Colburn	—
j_m	Facteur caractérisant le transfert de masse par convection	—
K	Module de charge	—
K_v	Résistance hydraulique d'un détendeur	$m^3 \cdot h^{-1}$
L	Longueur de tube	m
L_v	Chaleur latente de vaporisation	$J \cdot kg^{-1}$
\dot{m}	Débit massique	$kg \cdot s^{-1}$
Nc	Nombre possible de cycle	—

N_f	Nombre d'ailettes	—
N_{fl}	Nombre de fluide étudié	—
\dot{P}	Production	$W \cdot K^{-1}$
q ou Q	Énergie calorifique ou Chaleur	J
\dot{Q}	Puissance calorifique	W
R	Constante spécifique au gaz considéré	$J \cdot K^{-1}kg^{-1}$
\mathcal{R}	Résistance thermique	$W \cdot K^{-1}$
S	Surface d'échange	m^2
s	Entropie spécifique	$J \cdot K^{-1}kg^{-1}$
T	Température	$^{\circ}C$
\tilde{T}	Température entropique moyenne	$^{\circ}C$
UA	Résistance thermique	$W \cdot K^{-1}$
x	Longueur d'échange	m

Lettres grecques

Symboles	Description	Unités
Δ	Variation, écart, différence	—
ϵ	Constant	—
η	Efficacité	—
η_0	Efficacité de surface étendu	—
η_f	Efficacité d'ailettes	—
χ_T	Constant = $\Delta T_3 - \Delta T_1$	—
$\tilde{\chi}_T$	Constant	—
χ	Siccité	—
ω	Rapport de mélange ou teneur en eau	kg, vapeur $kg, \text{air sec}^{-1}$
θ	Température de Carnot	—
λ	Conductivité thermique	$W \cdot m^{-1}K^{-1}$
ρ	Masse volumique	$kg \cdot m^{-3}$
μ	Viscosité dynamique	$Pa \cdot s$

Indices

Symboles	Description
0	Référence
as	Air sec
ah	Air humide
b ou $bulk$	Valeur la plus représentative dans le volume concerné
BC	Boucle chaude
BF	Boucle froide
$comp$	Compresseur

<i>cond</i>	Condensation
<i>D</i>	Desuperheating
<i>e</i>	Entrée
<i>élec</i>	Électrique
<i>evap</i>	Évaporateur
<i>ext</i>	Extérieur
<i>ex</i>	Exergie
<i>f</i>	Film, comme la couche en contact avec les parois
<i>fl</i>	Fluide, réfrigérant
<i>gen</i>	Généré
<i>hum</i>	Humidificateur
<i>i</i>	Indice d'itération
<i>is</i>	Isentropique
<i>med</i>	Medium (air sec, air humide, eau)
<i>mass</i>	Fraction massique d'un composé
<i>min</i>	Minimum
<i>p</i>	Pas itératif sur la pression supercritique
<i>pc</i>	Pseudo-critique
<i>réel</i>	En opposition à théorique
<i>Ref</i>	Réfrigérant
<i>RefG</i>	Refroidisseur de gaz
<i>s</i>	Sortie
<i>sc</i>	pas itératif sur le sous-refroidissement
<i>svap</i>	Vapeur saturante
<i>process</i>	Fait référence au besoin de chaleur du procédé
<i>sat</i>	Saturation
<i>SH</i>	Surchauffe
<i>tot</i>	Total
<i>vap</i>	Vapeur
<i>w ou wall</i>	Paroi du matériau
γ	Defines a constant

Abréviations

Symboles	Description
<i>BP</i>	Basse pression (refoulement compresseur)
<i>COP</i>	COefficient de performance
<i>HP</i>	Haute pression (refoulement compresseur)
<i>HT</i>	Haute température
<i>THT</i>	Très haute température

Chapitre 1

Introduction générale

« Il faudrait naître vieux, débiter par la sagesse puis décider de son destin »

Ana Blandiana

Sommaire

1.1	Contexte et enjeux	2
1.2	Contenu de la thèse	4
1.3	L'industrie française : contexte énergétique	5
1.3.1	Consommations énergétiques et gisements d'économies d'énergie en France	5
1.3.2	Récupération de chaleur	6
1.3.3	Les procédés de séchage	7
1.3.4	L'industrie papetière	8
1.4	Intégration énergétique dans un procédé de séchage de papier	11
1.5	État de l'art des PAC industrielles	20
1.5.1	Les types de PAC	20
1.5.2	PAC électrique à compression mécanique de vapeur, aspects environnementaux, technologiques et économiques	21
1.5.3	Problématique de la thèse	22
1.6	Conclusions	23
1.7	Références	23

1.1 Contexte et enjeux

La transition énergétique est au cœur des problématiques actuelles. En effet, ces dernières années, des programmes internationaux d'aide à la mise en place de politiques environnementales (PNUE, Paquet Énergie-Climat) et de recherche et développement (CSLF, CCAC) ont vu le jour. Des stratégies politiques ont également été adoptées à l'échelle nationale, incitant les différents acteurs à réduire leur consommation d'énergie. En France, notamment, la loi POPE a été votée afin d'orienter la politique énergétique vers le développement des énergies renouvelables et la maîtrise de la consommation d'énergie. Dans ce contexte, acteurs publics et privés (ATE, projets ADEME) ont collaboré afin de dynamiser les initiatives gouvernementales et donner lieu à des projets de R&D visant à améliorer les systèmes énergétiques existants et concevoir de nouvelles technologies. À titre d'exemple, en 2008, l'ADEME et Total ont financé un programme d'aide à la R&D commun ciblant la performance énergétique dans l'industrie. Ce programme a permis de fournir à l'industrie française des technologies performantes et rentables sur des thématiques transverses, notamment sur la récupération et la valorisation d'énergie thermique dans les procédés industriels. À l'école MINES ParisTech, des projets de R&D en partenariat avec EDF ont également été menés sur cette thématique en utilisant la technologie de Pompe à Chaleur (PAC) mono-étagée à compression mécanique de vapeur [1, 2]. La présente thèse s'inscrit dans ce cadre de recherche, où l'objectif principal est de proposer, en appliquant des méthodologies originales systémiques, une technologie innovante de PAC pouvant répondre à des gisements d'économie d'énergie encore non exploités.

La pompe à chaleur mono-étagée à compression mécanique de vapeur est un système thermodynamique ditherme qui rejette de l'énergie thermique pour alimenter un puits de chaleur à une température dite « chaude » et soutire de l'énergie thermique d'une source de chaleur à une température dite « froide ». L'intérêt principal de cette technologie est de pouvoir transférer de la chaleur à une température supérieure à la température de la source de chaleur disponible. Ce processus s'effectue à l'aide d'un fluide frigorigène transportant l'énergie entre la source et le puits de chaleur au prix d'un travail de compression. Son fonctionnement lui donne l'avantage de répondre efficacement à des demandes très diverses et de valoriser des sources initialement perdues.

En France, la technologie de PAC suscite un intérêt grandissant tant dans le secteur résidentiel et tertiaire que dans le secteur industriel. En effet, après la seconde crise pétrolière, en lançant le programme PERCHE, EDF a exploité cette technologie en développant des systèmes de PAC géothermiques pour des besoins résidentiels. Plus récemment, en 2013, Dalkia a profité des dernières avancées technologiques des PAC dites « hautes températures » (qualificatif qui sera explicité par la suite) pour pouvoir optimiser les ressources géothermiques du Dogger et augmenter la part d'utilisation d'énergie renouvelable de la ville de Créteil. Dans le secteur industriel, les acteurs se tournent de plus en plus vers la recherche systématique d'économies d'énergie en investissant dans des technologies alternatives, comme la PAC. Comme le montre la figure 1.1 tirée du dossier 62 de l'ADEME, même optimisés, bon nombre de procédés rejettent sous forme d'effluents (buées, fumées, eau de refroidissement, ...) des quantités de chaleur importantes dans l'environnement. Ainsi, selon les demandes énergétiques, l'intégration d'une PAC comme unité de valorisation interne ou externe peut être vue comme un moyen efficace d'économiser de l'énergie et de diminuer la part de chaleur rejetée dans l'environnement, appelée chaleur fatale.

Cependant, même si nombreux sont les acteurs industriels intéressés par la valorisation de la chaleur fatale, les potentiels énergétiques et environnementaux des PAC industrielles demeurent sous exploi-

tés. En effet, les niveaux de température (ou températures cibles) que peuvent atteindre les PAC actuelles sont encore trop bas pour pouvoir répondre aux besoins de certains secteurs où les gisements d'économie d'énergie sont considérables, notamment les secteurs du papier, de la chimie et de l'agroalimentaire. Une étude faite par Seck [3] portant sur la valorisation de la chaleur fatale à travers le déploiement de PAC dans l'agroalimentaire montre qu'une augmentation de la température cible des PAC actuelles pourrait accroître significativement leur potentiel d'intégration. Un enjeu majeur se dessine donc pour le déploiement des PAC industrielles, où l'innovation réside dans l'augmentation de la température cible. Dès lors, un certain nombre de questions se pose. Vers quels secteurs industriels faut-il concentrer la recherche pour favoriser l'émergence de ces nouvelles PAC ? Comment optimiser l'architecture des PAC pour maximiser ses performances énergétiques en fonction des conditions opératoires ? Quels gains énergétiques et économiques peuvent apporter ces nouvelles PAC ? Quels sont les verrous technologiques limitant la température cible des PAC ? Comment lever ces verrous ? Ce travail de thèse apporte une réponse méthodologique à ces questions, et en appliquant la méthodologie présentée, lève un verrou technologique répondant à un besoin spécifique des procédés de séchage. Pour illustrer la méthodologie utilisée, un procédé de séchage industriel sera étudié afin de comprendre dans le détail le potentiel d'économie d'énergie de la technologie développée.

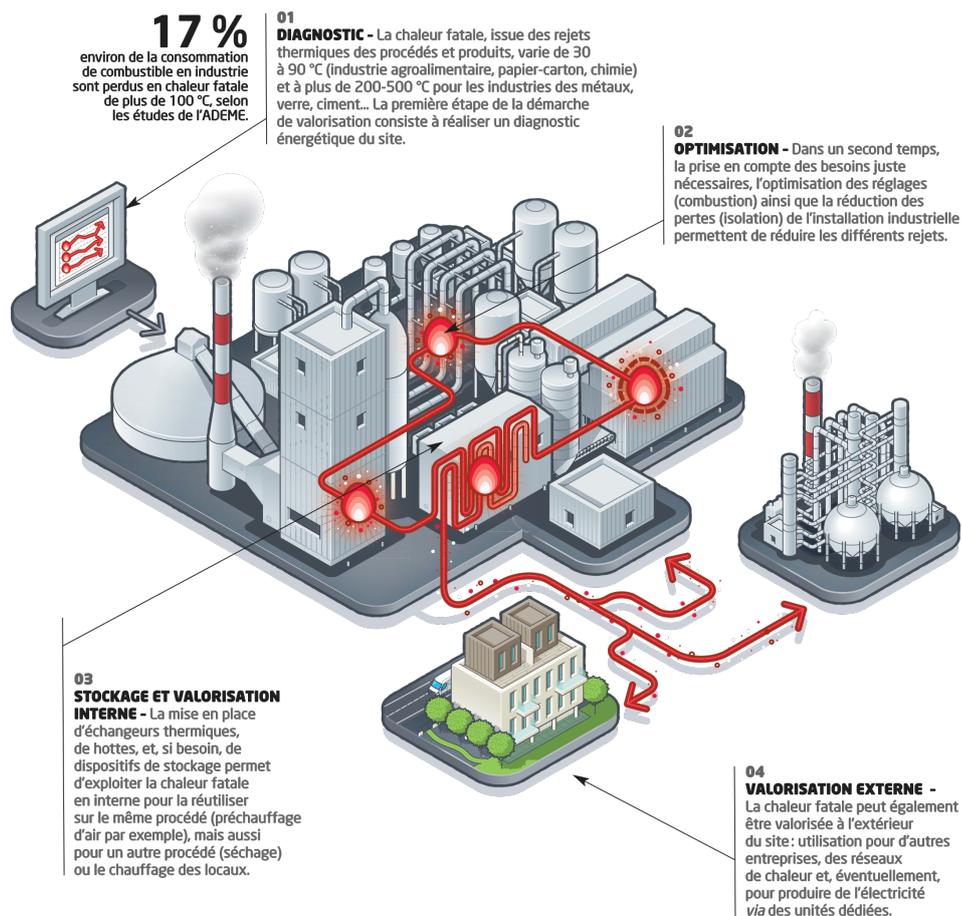


Figure 1.1: Valorisations possibles de la chaleur résiduelle issue d'un procédé et non utilisée par celui-ci, Pellet et Streiff [4]

1.2 Contenu de la thèse

Le présent manuscrit s'articule autour de 5 parties. Dans le premier chapitre introductif, il est question de l'intérêt de développer des PAC pour leur permettre de répondre à des besoins de chaleur à des températures cibles plus élevées que les températures cibles actuelles. Une analyse détaillée des gisements d'économie d'énergie sera présentée, classant les besoins de chaleur par niveau de température et par type de procédé industriel. Cette analyse présentera également la nature et la température des rejets de chaleur par secteur d'activité. Du fait d'un gisement conséquent dans les procédés de séchage de papier, une analyse énergétique portera sur les papeteries françaises. Ce sera l'occasion de présenter de manière succincte, à l'aide de la méthode du pincement, la façon dont s'intègre une PAC dans un procédé de séchage de papier. Un état de l'art sera également proposé afin d'estimer les verrous technologiques à lever pour que la PAC à concevoir puisse répondre aux besoins d'un procédé de séchage de papier, dans les conditions analysées lors de l'étude d'intégration énergétique. Enfin, pour clore ce chapitre, un point sera consacré aux problématiques environnementales et économiques liées aux PAC industrielles.

Dans le second chapitre, la méthodologie employée pour déterminer l'architecture optimale de la PAC, d'un point de vue énergétique, sera présentée. L'implémentation des propriétés thermodynamiques et physiques des fluides frigorigènes reste aujourd'hui une problématique majeure dans l'ingénierie et la recherche. Cette problématique est d'autant plus présente lorsqu'un travail d'optimisation de cycle thermodynamique est à effectuer. Ainsi, une partie sera dédiée aux fluides frigorigènes et à leur modélisation. Ce chapitre présentera également la méthode du pincement multiple, servant à minimiser la production d'entropie dans les échangeurs de chaleur à contre-courant et à optimiser les cycles thermodynamiques. Une démonstration fera le lien entre la minimisation de la production d'entropie au niveau des échangeurs de chaleur, le sous-refroidissement ou le pseudo-sous-refroidissement et la maximisation du coefficient de performance (COP). Pour le choix final de l'architecture, un certain nombre de critères technologiques, environnementaux et économiques ont été considérés :

- La nature du fluide frigorigène utilisé et les risques associés (PRG ou *GWP*, inflammabilité, ...)
- La haute pression (HP) du système (sur coût financier éventuel)
- La température au refoulement du compresseur pour le choix des compresseurs pouvant être utilisés
- La capacité calorifique volumétrique du fluide utilisé qui a un impact direct sur la taille du compresseur et donc sur son prix

Cette analyse multi-critère a permis de choisir la PAC transcritique utilisant le R32 comme fluide de travail.

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation en volume fini des échangeurs de chaleur (évaporateur et refroidisseur de gaz) qui a servi pour leur dimensionnement. Ce sera l'occasion de présenter une liste non exhaustive des coefficients d'échange internes par convection des fluides en phase super-critique, et d'analyser la sensibilité du dimensionnement en fonction de la corrélation choisie. Enfin, une analyse portera sur les transferts couplés de chaleur et de masse ayant lieu aux abords de la surface externe de l'évaporateur dans lequel circule de l'air très humide. Pour traiter ce problème complexe, une analyse de sensibilité sera proposée, en étudiant trois formulations mathématiques

caractérisant différemment les transferts couplés de chaleur et de masse par convection.

Le quatrième chapitre détaillera le dispositif expérimental utilisé et développé lors de la thèse. Tout le travail de dimensionnement, composant par composant sera explicité. L'optimisation de la structure des échangeurs, en considérant les limitations technologiques imposées par le constructeur, sera traitée. Une analyse portera sur les compresseurs transcritiques.

Le dernier chapitre présentera dans une première partie les performances énergétiques réelles de la PAC conçue, dans des conditions opératoires typiques d'un procédé de séchage de papier. Les incertitudes liées aux mesures seront prises en compte dans le résultat afin d'encadrer au mieux le résultat final. Aussi d'autres conditions opératoires seront traitées afin de donner une idée plus large des performances de la PAC. La seconde partie de ce chapitre présentera la validation expérimentale du modèle en régime permanent de la PAC.

Après une conclusion sur les recherches menées, des perspectives d'amélioration de la PAC et des modèles conçus seront proposées. Et l'avenir à court et à moyen terme de la PAC transcritique « hautes températures » (PAC T-HT) sera abordé.

1.3 L'industrie française : contexte énergétique

Ces dix dernières années en France, malgré une baisse de 14 % de la production industrielle, la facture énergétique des entreprises a augmenté de 11 %. La performance énergétique dans l'industrie a donc besoin d'être dynamisée. Même si de nombreuses solutions existent avec un temps de retour sur investissement (TRI) inférieur à 3 ans, celles-ci ne sont pas encore généralisées et pourtant, selon l'ADEME ADEME [5], l'industrie française peut réaliser jusqu'à 19,6 % d'économies d'énergie d'ici 2030.

1.3.1 Consommations énergétiques et gisements d'économies d'énergie en France

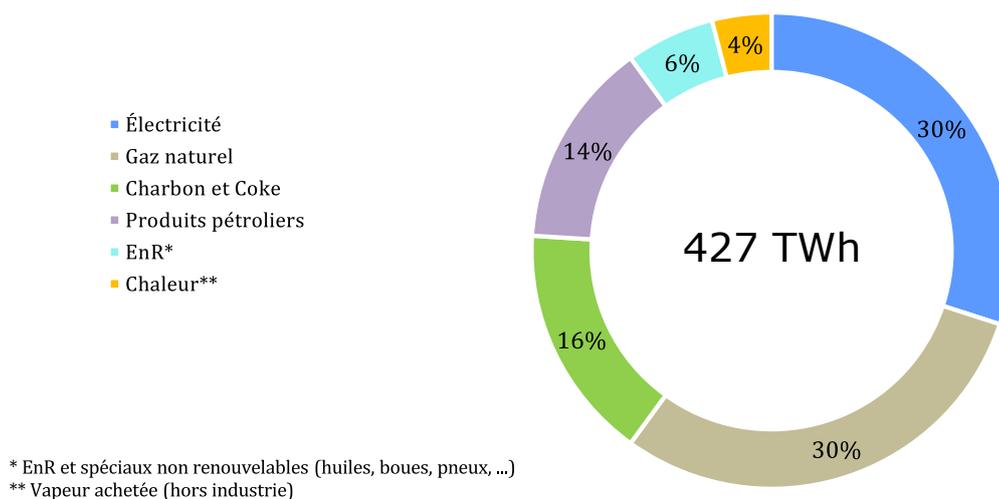


Figure 1.2: Consommation finale de l'industrie manufacturière en France par énergie, ADEME [5]

En étudiant les principaux indicateurs utilisés dans les études de perspectives énergétiques, il est possible de pointer les secteurs à fort potentiel d'économie d'énergie. Selon un rapport de l'ADEME

[5], l'industrie consomme 21 % de l'énergie finale en France, hors usage en matière première (coke de pétrole, gaz naturel pour produire l'engrais), ce qui correspond à 427 TWh sur un total de 2033 TWh. C'est le 3^e secteur le plus consommateur en France, après le résidentiel et le transport. La figure 1.2 présente l'origine et la forme des énergies utilisées dans l'industrie. Ainsi, 60 % de l'énergie finale consommée est issue de la combustion de combustibles fossiles, faisant de l'industrie l'un des acteurs les plus émetteurs de gaz à effet de serre.

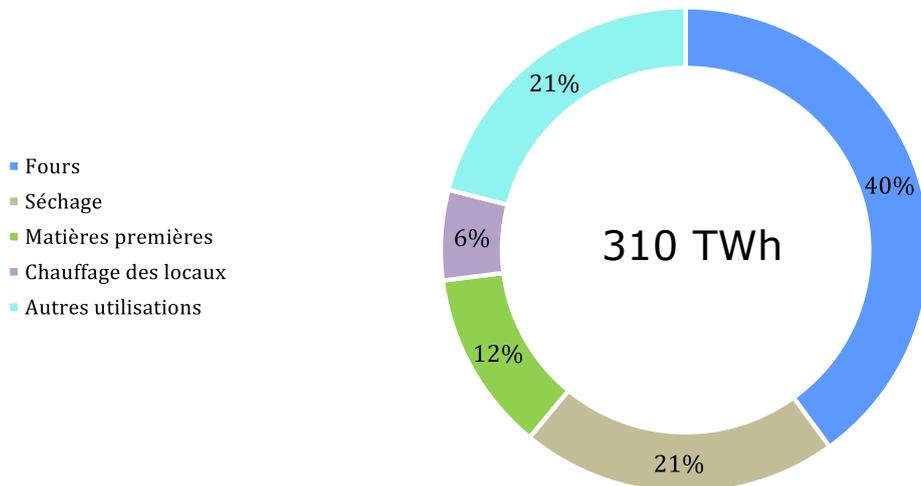


Figure 1.3: Répartition des consommations de chaleur dans l'industrie, ADEME [5]

De plus, près de 73 % de l'énergie finale consommée dans l'industrie, *i.e.* 310 TWh, est convertie pour produire de la chaleur. Comme le montre la figure 1.3, cette chaleur est essentiellement consommée par les fours et les sécheurs pour lesquels 60 à 80 % du combustible consommé peut être perdu en chaleur fatale potentiellement récupérable.

Ce bref panorama met en exergue toute l'importance des fours et des sécheurs dans l'industrie sur le plan économique, énergétique et environnemental. Ces deux procédés sont ainsi des cibles particulièrement intéressantes pour élaborer des stratégies de récupération de chaleur fatale.

1.3.2 Récupération de chaleur

Dans l'industrie, pour récupérer la chaleur fatale et la valoriser, trois technologies peuvent être utilisées :

- L'échangeur de chaleur, pour faire de la récupération directe et chauffer un flux de plus basse température que la chaleur perdue
- La PAC (cycle récepteur), soit pour répondre à un besoin de chaleur à des températures plus élevées que les rejets, soit pour produire du froid.
- Les systèmes Rankines (cycle moteur) permettant de produire de l'électricité à partir de rejets hautes températures ($> 100\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Les caractéristiques des flux de chaleur perdus sont propres à chaque procédé. Ainsi il est difficile de faire une généralité sur le système de valorisation à préconiser pour une technologie donnée. La valorisation doit se faire au cas par cas. Néanmoins, il est tout à fait possible d'éliminer les technologies

au potentiel d'économie trop faible en connaissant le niveau de température des rejets thermiques. Le tableau présenté dans l'annexe A.1 présente l'origine et les caractéristiques thermiques de la chaleur fatale perdue par secteur industriel. On observe que les rejets issus des fours sont principalement de nature gazeuse et ont une température qui peut varier de 130 °C à 500 °C. À des niveaux de température aussi élevés, quand la valorisation directe par échangeur n'est pas possible, il n'est pas envisageable d'intégrer une PAC. Ce niveau de température est plutôt adapté pour produire de l'électricité avec des systèmes de conversion d'énergie de type Rankine (ORC). En ce qui concerne les procédés de séchage, la chaleur rejetée est majoritairement de nature gazeuse et sa température varie entre 30 °C et 70 °C selon le type d'industrie. Pour ce niveau de température, la PAC, bien que faiblement implantée, est la technologie privilégiée pour valoriser à un niveau de température plus élevé les rejets industriels à basse température. De plus, comme le montre dans sa thèse Chamoun [6], il y a un réel intérêt, à la fois économique (temps de retour sur investissement), énergétique (coefficient de performances) et environnemental (réduction des émissions de dioxyde de carbone), à utiliser les PAC industrielles. Tout l'enjeu de ce premier chapitre d'introduction est de mettre en évidence le potentiel des PAC dans ce contexte précis de valorisation des rejets thermiques issus des procédés industriels de séchage.

1.3.3 Les procédés de séchage

Le séchage est une opération de séparation thermique qui consiste à retirer une partie du solvant d'un corps en le vaporisant. Dans la grande majorité des procédés, ce solvant est de l'eau. La chaleur des sécheurs peut-être apportée par des mécanismes fondamentalement différents qui sont : la convection, la conduction ou le rayonnement thermique. Il arrive parfois que deux de ces mécanismes soient utilisés en même temps dans un sécheur.

Selon CETIAT et ADEME [7], en France, il existe approximativement 13 000 sécheurs que l'on peut regrouper en plusieurs catégories technologiques dont les plus usuelles sont les suivantes :

- Sécheur flash ou *Flash dryer*
- Sécheur par pulvérisation ou *Spray dryer*
- Sécheur à cylindre pour le papier ou *Cylinder dryer for paper*
- Sécheur rotatif convectif *Convective rotary dryer*
- Sécheur rotatif par contact ou *Contact rotary dryer*
- Sécheur à lit fluidisé ou *Fluidised-bed dryer*

Le choix de la technologie se fait selon la nature du produit qui impose une durée de séchage spécifique, selon la qualité souhaitée qui implique des modes de séchage particulier et selon l'aspect (matière granuleuse, fibreuse, ...) du produit.

Les sécheurs utilisant le mécanisme de séchage par convection sont majoritaires dans l'industrie. Le séchage par convection s'effectue en mettant en contact le produit à sécher avec un gaz chaud. Ce gaz chaud peut-être également utilisé pour évacuer la vapeur produite. Ces processus font intervenir des échanges de chaleur et de masse. Et les paramètres influant sur ces transferts sont la nature du produit, la température et la teneur en eau du produit à sécher et du gaz chaud entrant.

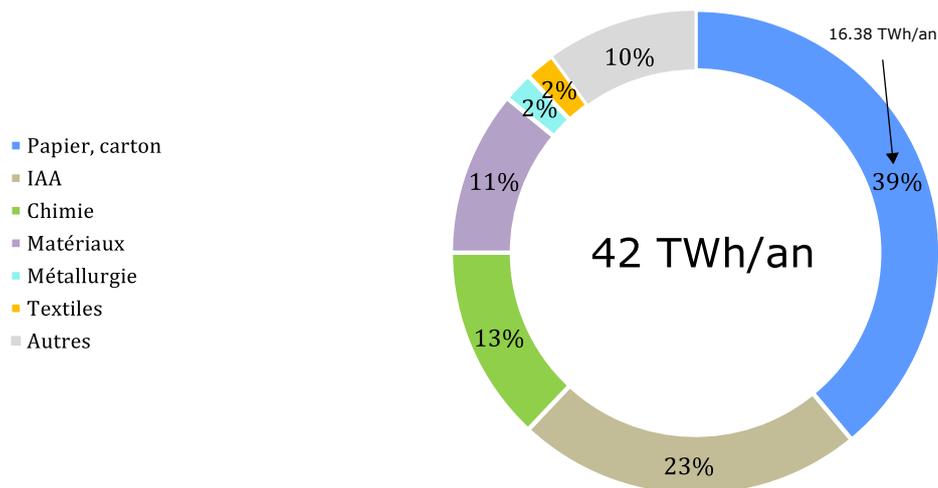


Figure 1.4: Répartition des consommations d'énergie liées au séchage par secteur industriel, ENEA [8]

Comme le montre la figure 1.4, les industries les plus consommatrices d'énergie via les procédés de séchage sont les industries papetières et agroalimentaires. Elles contribuent à elles seules à 62 % de la consommation d'énergie, avec l'industrie papetière en tête. Dans la suite du manuscrit, l'intérêt s'est porté sur l'industrie papetière.

1.3.4 L'industrie papetière

L'industrie papetière en France, qui concerne la fabrication de pâtes à papier, de papiers et de cartons, consomme 3.7 millions de tonnes équivalent pétrole (tep) par an ou 43 TWh/an. Ce chiffre, établi en 2006 par l'ADEME, représente 10 % des consommations énergétiques de l'industrie manufacturière française, ce qui fait de la France le 10^e producteur de papiers et de cartons au monde.

Le papier ou carton est le résultat d'une chaîne de production où des traitements mécaniques, chimiques et thermiques se sont succédés pour transformer de la matière fibreuse (bois et papier recyclé) ou de la matière non fibreuse (résines synthétiques, amidon, ...) en papier. L'ensemble des procédés peut être divisé en deux catégories qui sont la fabrication de la pâte à papier pour la commercialiser ou pour une utilisation directe et la fabrication du papier ou carton. Il existe trois types d'usines qui se chargent de la production de papiers/cartons : celles qui produisent seulement la pâte à papier, celles qui produisent le papier uniquement à partir d'une pâte importée (balle de pâte), et celles dites intégrées où à la fois la pâte et le papier sont produits. Cette dernière gagne en efficacité énergétique car elle met à profit les rejets thermiques issus de la fabrication de la pâte pour satisfaire les besoins de séchage dans la phase finale de fabrication du papier. En 2009, il existait, en France, 7 usines intégrées de production de papiers, 5 usines non intégrées de production de pâtes et 96 usines de production de papiers ou cartons non intégrées.

En France, près de la moitié du papier consommé provient d'usines non intégrées. Pour produire les pâtes de type Kraft ou sulfite, les usines non intégrées consomment entre 10 GJ (\approx 2750 kWh) et 24 GJ (\approx 6700 kWh) par tonne de pâte produite, en comptant le procédé de séchage de la pâte qui lui en consomme 25 %, [9]. Les usines produisant des pâtes dites « mécaniques » (Pâte thermomécanique (TMP), Pâte chimico-thermomécanique (CTMP)) consomment essentiellement de l'électricité, 2000

à 3000 kWh d'électricité par tonne de pâte produite. Pour la production du papier à partir d'une pâte importée, les usines non intégrées consomment entre 5,5 GJ (\approx 1500 kWh) et 8 GJ (\approx 2200 kWh) par tonne de papier produit. L'essentiel de la consommation de cette énergie calorifique correspond à l'utilisation d'énergie par les chaudières de production de vapeur alimentant les sècheurs à cylindre. Concernant les usines intégrées, elles consomment entre 14 GJ (3900 kWh) et 20 GJ (5500 kWh) sous forme calorifique et entre 1200 kWh et 1500 kWh sous forme électrique par tonne de papier produit, [9].

Le tableau 1.1 présente le potentiel d'économies d'énergie présent dans les différentes étapes du procédé de fabrication de papier. Les trois étapes principales de fabrication de la pâte sont :

- La désintégration ou pulpage servant à séparer les fibres les unes des autres de manière à obtenir une suspension fibreuse homogène
- L'épuration afin de débarrasser la pâte qui va être envoyée sur machine, de ses impuretés résiduelles
- Et le raffinage modifiant par une action mécanique, l'état physique des fibres afin d'obtenir les qualités requises pour la mise en œuvre et l'utilisation du papier fabriqué.

Il est intéressant de constater que les potentiels d'économie d'énergie les plus importants se trouvent dans les procédés de raffinage consommant essentiellement de l'électricité et les procédés de séchage consommant essentiellement du gaz fossile pour produire de la vapeur d'eau et alimenter les sècheurs à cylindre.

Tableau 1.1: Potentiels d'économies d'énergie pour différentes étapes d'une industrie papetière, source IPPC [10]

Procédé	Unités	Utilisation de l'énergie	Potentiels d'économies
Préparation de la pâte	Désintégration	Consommation électrique de 60 kWh/t pour la séparation des fibres	Modéré
	Épuration	Dépend du nombre d'étapes d'épuration et du type de fibres \sim 40 kWh/t d'électricité	Faible pour les fibres vierges
	Raffinage	Poste très consommateur d'électricité : 60 à 3000 kWh/t	Élevé
Séchage	Presses	Faible consommation : 10 à 15 kWh/t	faible
	Sécherie	Énergie thermique 3 GJ/t (830 kWh/t) à 5 GJ/t (1390 kWh/t)	Très élevé

Dans une industrie papetière classique, les flux de chaleur potentiellement valorisables se caractérisent de la manière suivante, [9] :

Fabrication de la pâte à papier

- Gaz de combustion de chaudière ($T > 150$ °C)
- Air au refoulement des turbosoufflantes (120 °C $< T < 180$ °C)
- Effluents du process de fabrication de la pâte thermomécanique (60 °C $< T < 80$ °C)

- Effluents des tours de blanchiment de pâte chimique ($60\text{ °C} < T < 80\text{ °C}$)
- Effluents de la DIP (Trituration, épuration, déshydratation des boues) ($45\text{ °C} < T < 60\text{ °C}$)
- Filtrat du classage et de l'épuration de la machine ($45\text{ °C} < T < 60\text{ °C}$)
- Eaux ou air de refroidissement ($T < 50\text{ °C}$)
- Filtrat clairs envoyés à la station d'épuration (30 à 45 °C)
- Effluents en sortie de la station d'épuration ($T < 30 - 35\text{ °C}$)
- Huile de lubrification des compresseurs lubrifiés (60 à 90 °C)
- Eau de refroidissement pour les compresseurs non lubrifiés ($> 90\text{ °C}$)

Fabrication du papier

- Gaz de combustion de chaudière ($T > 150\text{ °C}$)
- Buées de la sécherie après les récupérations de chaleur usuelles ($50\text{ °C} < T < 70\text{ °C}$)

Mis à part les gaz de combustion issus des chaudières et l'air au refoulement provenant des turbosoufflantes, tous les flux présentés sont potentiellement valorisables par une PAC, en termes de niveaux de température.

Concernant les besoins de chaleur dans l'industrie papetière, la nature et les niveaux thermiques diffèrent sensiblement selon les technologies utilisées lors du raffinage et du séchage. De manière générale, les flux de chaleur process sont sous forme gazeuse (vapeur d'eau, air neuf, air recyclé) et leur niveau de température est supérieur à 90 °C et inférieur à 200 °C, [11, 12, 13] :

Fabrication de la pâte à papier

- Vapeur d'eau pour cuire les bois résineux dans les procédés de fabrication de pâte à papier ($120\text{ °C} < T < 150\text{ °C}$)
- Vapeur d'eau pour les traitements chimiques des pâtes CTMP ($120\text{ °C} < T < 130\text{ °C}$)
- Vapeur d'eau pour les traitements chimiques des pâtes CMP ($150\text{ °C} < T < 170\text{ °C}$)
- Vapeur d'eau pour les traitements chimiques des pâtes kraft ($170\text{ °C} < T < 175\text{ °C}$)
- Vapeur d'eau pour le blanchiment ($40\text{ °C} < T < 140\text{ °C}$)

Fabrication du papier

- Air pour le séchage sous feutre ($70\text{ °C} < T < 90\text{ °C}$)
- Air pour le séchage par rouleaux soufflants ($90\text{ °C} < T < 125\text{ °C}$)
- Air pour le séchage par caissons soufflants ($90\text{ °C} < T < 140\text{ °C}$)
- Air pour le séchage avec d'autres technologies ($90\text{ °C} < T < 200\text{ °C}$)

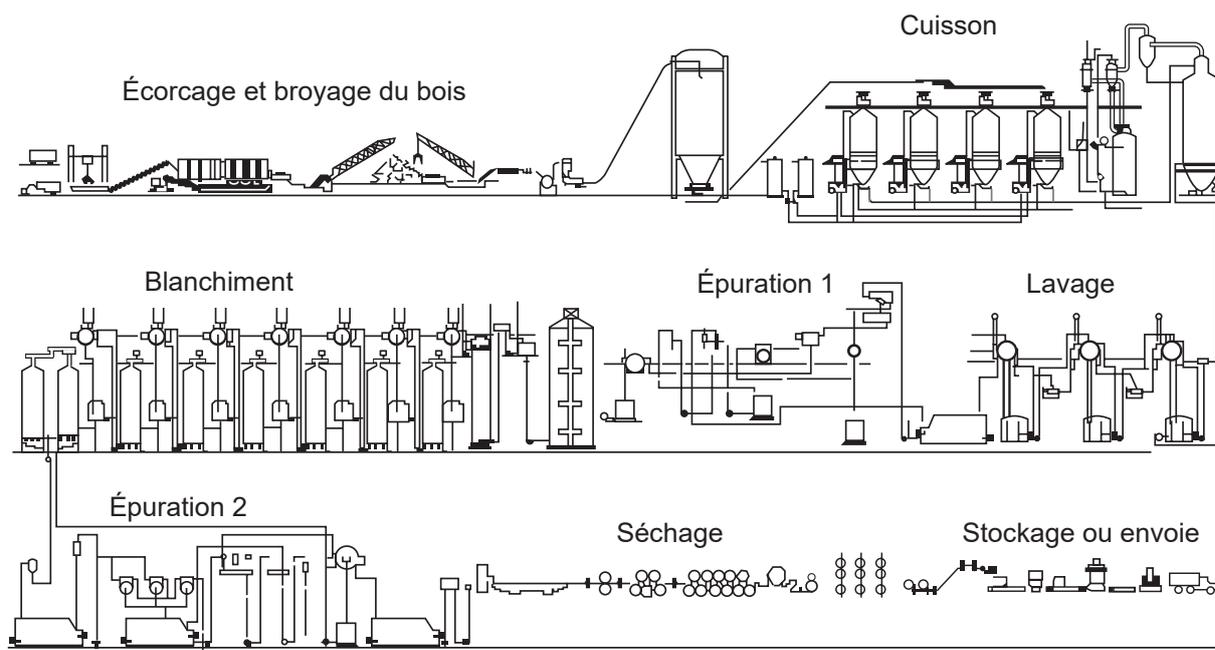


Figure 1.5: Schéma de principe simplifié d'une papeterie (mise en pâte chimique, blanchiment, et fabrication de papier, Bajpai [14])

La figure 1.5 présente un schéma permettant de visualiser la chaîne de production étape par étape de la production de papier à partir du bois.

L'industrie papetière pourrait économiser une part significative d'énergie en tirant partie des rejets thermiques provenant des usines non intégrées de pâte à papier. Toutefois, la production de pâte en France ne peut fournir que 56 % [9] de la demande apparente française de papier. Par conséquent, même si toutes les industries de fabrication de pâtes intégraient une unité de production de papier, près de la moitié des papeteries devraient s'approvisionner de balles de papier importées.

Vient donc la question de savoir comment améliorer l'efficacité des usines de papier non intégrées (balles de papier importées). Le processus de séchage de papier représente 70 à 95 % de l'énergie totale consommée (toutes formes d'énergie confondues) dans une usine de fabrication de papier. La première solution à envisager est donc de chercher à améliorer l'efficacité énergétique du procédé de séchage lui-même. C'est pourquoi une étude d'intégration énergétique à échelle procédé est proposée ci-après.

1.4 Intégration énergétique dans un procédé de séchage de papier

L'application de l'intégration énergétique présentée dans ce paragraphe a pour objectif de déterminer les gains énergétiques qu'engendrerait une solution d'intégration énergétique optimisée, dans un procédé de séchage de papier. La première partie de l'analyse introduira brièvement la méthode du pincement adaptée à un procédé. Elle mettra en exergue l'utilité d'intégrer une PAC pour réduire la consommation énergétique globale du procédé. La seconde partie quant à elle présentera les gains énergétiques réels qu'apporterait une solution « préchauffeur + PAC » en attribuant à la PAC un COP hypothétique.

L'intégration énergétique est une approche systémique qui analyse l'utilisation de l'énergie et des ressources dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique. Elle peut aussi bien s'appliquer à l'échelle usine qu'à l'échelle procédé. Elle repose sur des techniques d'analyses systématiques, structurées et rigoureuses qui permettent d'identifier les procédés inefficaces et de définir des pistes d'améliorations. La technique la plus usitée est celle du pincement de température (analyse Pinch) qui étudie les flux thermiques d'un procédé pour déterminer, dans un premier temps, l'énergie minimale requise (valeur cible) pour chauffer ou refroidir les flux de ce procédé. Dans un second temps, elle permet d'identifier des systèmes d'économies d'énergie qui permettront de se rapprocher le plus possible de la valeur cible. C'est cette technique qui sera employée pour l'analyse qui suit.

Dans certaines usines non intégrées de production de pâte, l'intégration énergétique a déjà permis d'envisager de chauffer les eaux industrielles, en utilisant la chaleur des rejets issus des procédés de fabrication de pâtes mécaniques. L'intégration énergétique s'observe également dans les usines non intégrées de fabrication de papier où une partie de la chaleur des buées provenant des sécheurs et une partie de la chaleur provenant des condensats de vapeur d'eau en sortie des cylindres sont récupérées. La figure 1.6 présente schématiquement cette solution d'intégration. Dans certaines configurations, cette solution permet d'économiser jusqu'à 15 % d'énergie.

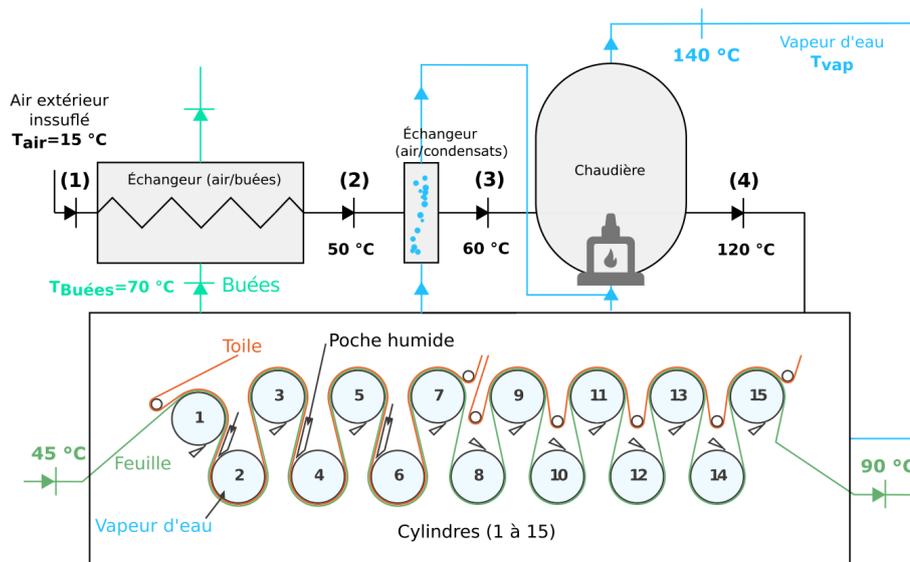


Figure 1.6: Schéma d'un séchoir à papier multi-cylindriques alimenté en vapeur d'eau avec récupérateur pour préchauffer l'air ambiant. Données tirées de Molin *et al.* [9] et Düren [15]

Le procédé de séchage de papier consiste à chauffer le papier par l'intermédiaire d'un système de cylindres tournant par convection afin d'évaporer l'eau qu'il contient. Généralement la siccité du papier en entrée du séchoir est comprise entre 35 % et 55 % et en sortie entre 91 % et 95 %. Les cylindres sont chauffés par convection de l'intérieur en y faisant circuler de la vapeur d'eau surchauffée à 140 °C. Dans les usines intégrées, la vapeur d'eau est produite en brûlant la « liqueur noire » co-produit de la pâte à papier fabriquée. Dans les usines non intégrées, la vapeur d'eau est produite en brûlant du gaz. Durant le processus de séchage, le papier se déshumidifie progressivement et crée des poches d'humidité dans l'enceinte du séchoir, pouvant dégrader le papier et freiner le processus de séchage. Pour pallier à cette problématique, l'humidité qui règne autour du papier est contrôlée

en insufflant de l'air sec et chaud. Selon les systèmes de hottes, ouverts ou fermés, le type de papier et les volumes de production, l'air insufflé est plus ou moins chaud ($90\text{ °C} < T < 125\text{ °C}$) et a un débit plus ou moins important (environ 10 kg d'air sec pour 1 kg d'eau évaporée [15]). Le procédé de séchage de papier venant d'être décrit a été construit en utilisant différentes données issues de la littérature, Molin *et al.* [9] et Düren [15].

Afin d'appréhender l'analyse Pinch et d'estimer les consommations énergétiques d'un sécheur de papier, un procédé similaire à celui présenté en figure 1.6 a été étudié. La température de l'air sec insufflé a été fixé à 120 °C. Les bilans d'énergie et de matière nécessaires pour l'analyse ont été effectués pour une tonne de papier produite. Les données d'entrée du procédé étudié sont les suivantes :

- Siccité du papier en entrée du sécheur : $\chi_{\text{papier},e} = 47,5\%$
- Siccité du papier en sortie du sécheur : $\chi_{\text{papier},s} = 95\%$
- Température du papier en entrée du sécheur : $T_{\text{papier},e} = 45\text{ °C}$
- Température du papier en sortie du sécheur : $T_{\text{papier},s} = 85\text{ °C}$
- Température des buées en sortie du sécheur : $T_{\text{buées},s} = 70\text{ °C}$
- Température et humidité relative de l'air extérieur au procédé : $T_{\text{air}} = 15\text{ °C}, Hr = 55\%$
- Température cible de la vapeur d'eau circulant dans les cylindres : $T_{\text{air}} = 140\text{ °C}$
- Température cible de l'air servant à ventiler les poches humides : $T_{\text{air}} = 120\text{ °C}$
- Masse d'air sec insufflé pour produire 1 tonne de papier : 10 tonnes

En connaissant la siccité du papier souhaitée en sortie du sécheur, il vient que :

$$m_{\text{papier}_{\text{sec}}} = \chi_{\text{papier},s} \cdot m_{\text{papier}_{\text{produit}}} = 950\text{kg} \quad (1.1)$$

$$m_{\text{eau}_s} = (1 - \chi_{\text{papier},s}) \cdot m_{\text{papier}_{\text{produit}}} = 50\text{kg} \quad (1.2)$$

et avec les caractéristiques du papier en entrée du sécheur, il vient que :

$$m_{\text{eau}_e} = \frac{(1 - \chi_{\text{papier},e})}{\chi_{\text{papier},e}} \cdot m_{\text{papier}_{\text{sec}}} = 1050\text{kg} \quad (1.3)$$

Dans ces conditions, il est nécessaire d'évaporer 1 tonne d'eau pour produire 1 tonne de papier. La température de l'eau contenue dans le film papier passe de 45 °C à 90 °C et la température de l'air soufflé à contre-courant passe de 120 °C à 70 °C. Les transferts thermiques et massiques varient donc le long du film de papier, puisque les conditions aux interfaces varient. Le but de l'exercice ici est d'avoir une estimation de la consommation d'énergie du sécheur. Pour simplifier le problème, on suppose que les transferts massiques ne varient pas le long du film de papier et que le film de papier s'écoule suffisamment lentement pour que le régime permanent soit établi. Par conséquent, en décomposant le sécheur par palier de température T_i , comme le montre la figure 1.7, la quantité de masse m_i qui s'évapore à chaque palier de température est constante.

Dans ces conditions, l'énergie nécessaire pour vaporiser 1 tonne d'eau s'écrit :

$$Q_{\text{évaporation}} = \sum_i^n m_i L_v(T_i) \quad (1.4)$$

De plus, dans ces conditions toujours, l'énergie nécessaire pour chauffer l'eau liquide vaut :

$$Q_{\text{sensible},45^{\circ}\text{C}\rightarrow 90^{\circ}\text{C}} = c_{\text{peau}} \sum_i^{n-1} (m_{i+1} T_{i+1} - m_i T_i) \quad (1.5)$$

Le film de papier s'échauffe également, il vient donc que :

$$Q_{\text{papier},45^{\circ}\text{C}\rightarrow 90^{\circ}\text{C}} = c_{\text{papier}} m_{\text{papier}} (T_s - T_e) \quad (1.6)$$

Dans les travaux de thèses effectués par Reardon [16] on retrouve la capacité thermique spécifique de la fibre de papier. Elle est comprise entre 1170 et 1450 J/(kg.K).

Finalement, l'énergie nécessaire à apporter pour évaporer 1 tonne d'eau contenue dans le papier humide et chauffer l'eau liquide qu'il contient de 45 °C à 90 °C vaut :

$$Q_{\text{tot}} = Q_{\text{sensible},45^{\circ}\text{C}\rightarrow 90^{\circ}\text{C}} + Q_{\text{évaporation}} + Q_{\text{papier},45^{\circ}\text{C}\rightarrow 90^{\circ}\text{C}} = 2,49 \text{ GJ} \quad (1.7)$$

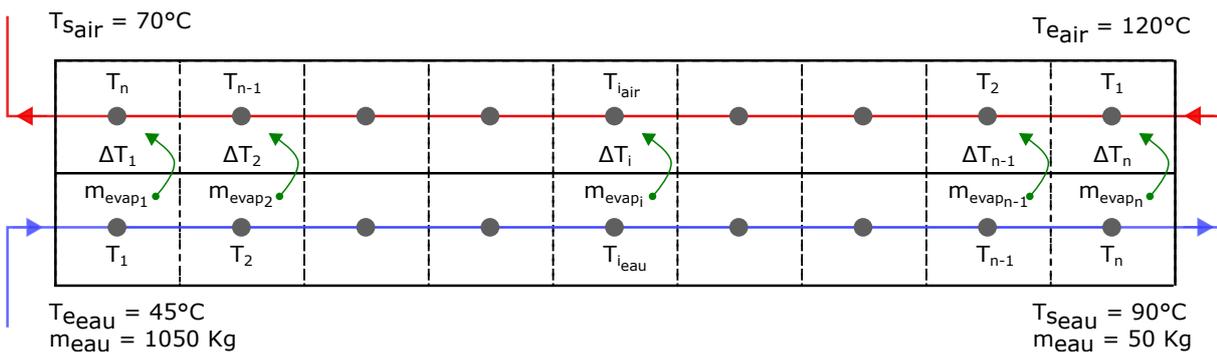


Figure 1.7: Représentation simplifiée des échanges thermiques et massiques dans un séchoir

Les grandeurs thermo-physiques utilisées pour l'eau et l'air sec proviennent de la base de données du NIST :

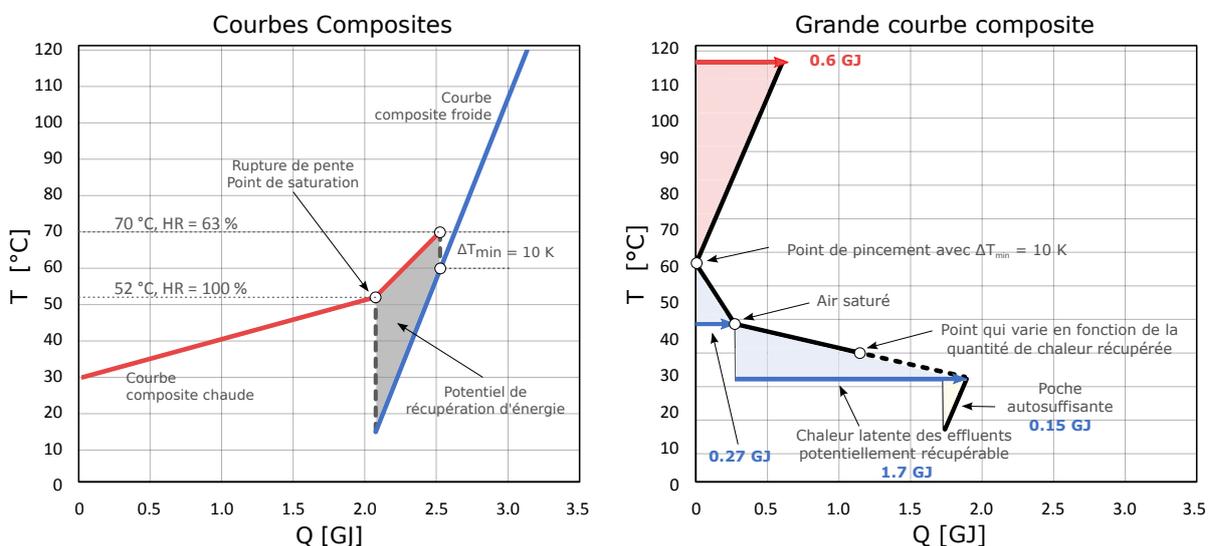
- L_v (chaleur latente de vaporisation) = 2327 kJ/kg entre 45 °C et 90 °C
- c_p (eau liquide) = 4180 J/(kg.K) à pression atmosphérique entre 15 et 100 °C
- c_p (vapeur d'eau) = 2031 J/(kg.K) à pression atmosphérique entre 100 et 140 °C
- c_p (air sec) = 1008 J/(kg.K) à pression atmosphérique entre 15 et 120 °C

La chaleur nécessaire au séchage d'une tonne de papier est apportée par conduction à l'aide des cylindres rotatifs, mais également par convection forcée due aux 10 tonnes d'air insufflées à 120 °C. L'air extérieur étant à 15 °C, l'énergie correspondante est de 1,06 GJ, en assimilant l'air extérieur à de l'air sec. Par conséquent, en sommant chacune des contributions, l'énergie minimale requise pour produire 1 tonne de papier est de 3,55 GJ (986 kWh). Cette valeur est cohérente avec ce que l'on retrouve dans le rapport de Molin *et al.* [9], où il est dit que les procédés de séchage de papier consomment en moyenne entre 4 et 5 GJ (1390 kWh) par tonne de papier produit. La différence avec

la consommation calculée provient des hypothèses utilisées lors du calcul et de la non prise en compte des consommations électriques. Dans la suite de l'étude, on fixera la consommation du procédé de séchage (chaleur+électricité) à 5 GJ par tonne de papier produit.

La méthode du pincement consiste dans un premier temps à tracer les courbes composites (CC) et grandes composites (GCC) à partir des données du procédé afin d'illustrer les potentiels de récupération et les valeurs cibles énergétiques. Elle permet d'analyser les échanges de chaleur possibles entre les fluides froids (qui nécessitent un apport de chaleur) et les fluides chauds (qui peuvent céder de la chaleur) de façon à minimiser les irréversibilités. Cette méthode permet de visualiser les points de pincement, c'est à dire les points de température au dessus desquels il est nécessaire d'intégrer un système pour répondre au besoin du procédé. En localisant ce point de pincement, les consommations énergétiques minimum peuvent donc être atteintes, en mettant en place dans un premier temps des échangeurs pour récupérer la chaleur entre les flux chauds et les flux froids. Si le besoin n'est pas totalement satisfait par les échanges de chaleur, d'autres systèmes peuvent être intégrés, comme la PAC.

Dans des cas simples d'intégration énergétique comme celui ci, il est assez intuitif de déterminer quels moyens doivent être envisagés pour diminuer les consommations énergétiques du procédé étudié, sans passer par la méthode du pincement. Néanmoins, pour l'exemple et pour déterminer les potentiels d'économies d'énergies avec précision, les courbes composites et grandes composites sont tracées. Pour cela, il est supposé que les échangeurs de chaleur potentiellement intégrable ont un écart de température minimal de 10 °C. De plus, étant donné que les buées en sortie du sécheur sont perdues, il n'y a aucune contrainte sur la quantité de chaleur pouvant être récupérée. Par conséquent, la température finale des buées après récupération ne dépend que de l'intégration énergétique envisagée. Juste pour le tracé, la température finale des buées après récupération a été fixée à 30 °C.



(a) Courbes composites des flux chauds (air ambiant) et froids (rejets humides) dans le procédé de séchage étudié

(b) Grande courbe composite présentant les potentiels de récupération dans un procédé de séchage

Figure 1.8: Illustration de la méthode du pincement adaptée à un procédé de séchage de papier

Les courbes composites de la figure 1.8a montrent l'intérêt d'intégrer un échangeur de chaleur entre le flux chaud et le flux froid pour bénéficier des calories des buées en sortie de sécheur (70-52 °C) et préchauffer l'air insufflé (15-60 °C). Si l'écart minimal de température dans l'échangeur de chaleur

est de 10 °C, le gain énergétique serait de 0.45 GJ, ce qui représente une économie d'énergie de 42 % sur la part d'énergie consommée pour la production d'air de séchage et de 9 % sur la consommation globale du procédé. La courbe grande composite de la figure 1.8b à l'avantage de faire apparaître le point de pincement. En dessous de ce point de pincement, la chaleur rejetée du procédé peut être observée, ainsi que la poche auto suffisante, qui suggère qu'une part de la chaleur des buées rejetées sert à chauffer l'air insufflé. Autrement dit, au dessus du pincement il existe une zone déficitaire en énergie qui a besoin d'être alimentée en chaleur à haute température et en dessous du pincement une source de chaleur est disponible mais avec une température à bas niveau. Cette observation suggère fortement l'intégration d'une PAC pour utiliser la chaleur des buées basse température et chauffer l'air à insuffler jusqu'à la température cible.

Finalement, l'analyse des courbes composites suggèrent d'intégrer un échangeur de chaleur (récupérateur de chaleur), pour préchauffer l'air de 15 à 60 °C à l'aide des buées. Et la GCC suggère d'intégrer une PAC pour valoriser la chaleur des buées en chauffant l'air de 60 °C jusqu'à la température cible 120 °C.

La figure 1.9 représente un procédé de séchage de papier intégré sur la base des observations qui viennent d'être apportées par l'analyse des courbes composites et la grande composite et de l'optimisation énergétique.

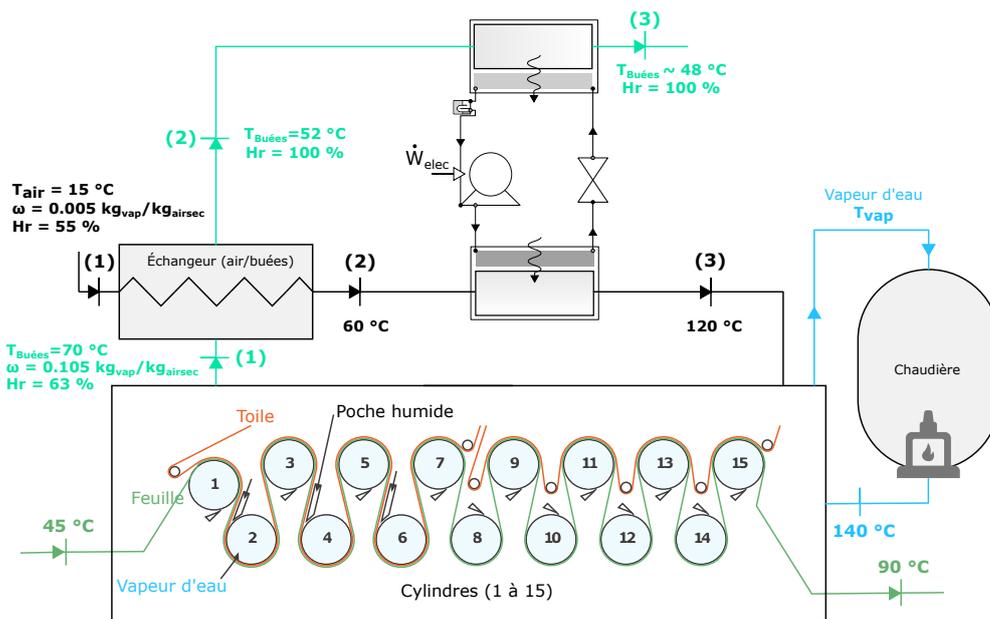


Figure 1.9: Schéma de principe d'un procédé de séchage avec récupérateur et PAC intégrée

Le choix des technologies ainsi fait, il reste à savoir quelle quantité de chaleur doit être récupérée par le récupérateur de chaleur afin de minimiser les consommations énergétiques globales du procédé. Pour répondre à cette problématique, une analyse thermodynamique a été effectuée en calculant un COP théorique maximal, fonction de la température de la source de chaleur et de la température cible, afin d'attribuer à la PAC une performance énergétique limite :

$$COP_{max} = \frac{T_{sortie\ puits\ de\ chaleur}}{T_{sortie\ puits\ de\ chaleur} - T_{entrée\ source\ de\ chaleur}} \quad (1.8)$$

Ce COP est défini pour des sources et des puits de chaleur à température variable. En supposant qu'il n'y ait pas de récupérateur de chaleur sur les buées en sortie de sécheur, voir figure 1.6, le COP_{max} ainsi défini vaut 7,9, car la température de la source de chaleur en sortie du procédé est de 70 °C et la température de l'air insufflé en entrée du procédé vaut 120 °C. Si maintenant la totalité de la chaleur pouvant être récupérée est utilisée, la source de chaleur a alors une température de 50 °C et alors le COP_{max} atteint la valeur de 5,6.

Pour effectuer une optimisation énergétique, il a fallu déterminer l'enthalpie récupérée sur l'air humide lors de son refroidissement, où deux comportements peuvent apparaître. L'air se refroidit et une partie de son humidité se condense jusqu'à atteindre le point de saturation. L'air suit la courbe de saturation où l'enthalpie dissipée correspond majoritairement à la chaleur latente de condensation de l'humidité

Pour cela, deux c_p équivalents ont été définies pour représenter le comportement du refroidissement de l'air défini en deux intervalles de températures différents. Dans le premier intervalle, le refroidissement se fait de 70 °C à 52 °C, à la fois en sensible et en latent, voir figure 1.8a. Dans ce cas, le c_p équivalent, qui intègre donc la part sensible et latente, a été calculé en faisant une moyenne sur toute la plage de température à l'aide d'un outil numérique disponible dans la bibliothèque Dymola (pour Dynamic Modeling Laboratory) et vaut 2492 J/(kg.K). Remarquons que cette valeur est prise en compte la chaleur latente et explique sa valeur importante. Le second intervalle de température est dédié au refroidissement de l'air saturé, de 52 °C à la température ambiante 15 °C. Dans cet intervalle, le c_p équivalent en J/(kg.K) a été déterminé, toujours avec le même outil, en fonction de la température en degré Celsius :

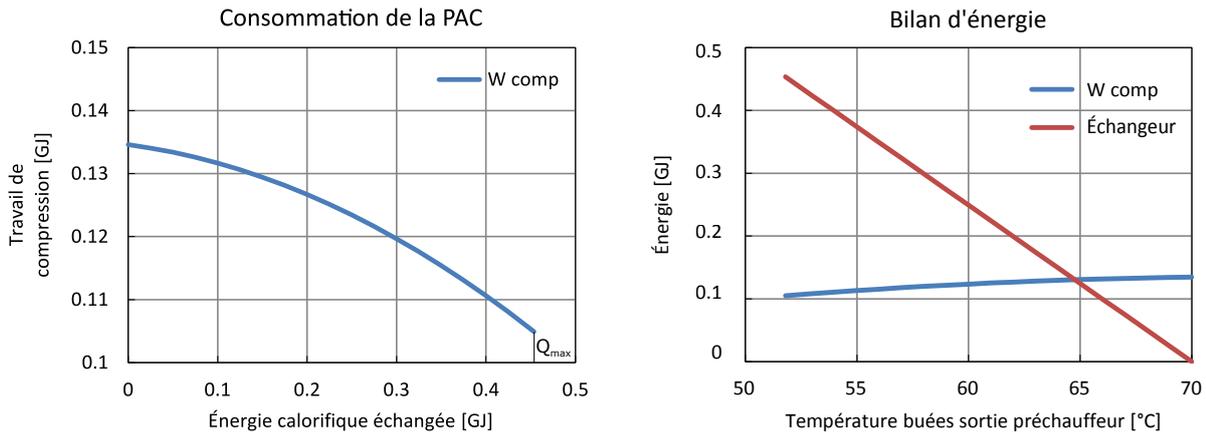
$$c_p(15^{\circ}\text{C}-52^{\circ}\text{C}; \text{HR}=100 \%) = 2.2956T^2 + 12.284T + 5662.5 \quad (1.9)$$

L'échangeur étant placé avant la PAC, il est possible de déterminer la localisation thermique de ces deux éléments à l'aide d'un calcul itératif. Pour cela, on considère un échangeur de chaleur air extérieur/buées, qui a la possibilité d'échanger entre 0 GJ et Q_{max} , Q_{max} étant la chaleur maximale pouvant être échangée en sachant que les buées sont à 70 °C et que la différence de température minimale de l'échangeur est fixée à 10 °C :

$$Q_{max} = m_{as}c_{p(as)} \cdot (T_{bs} - \Delta T_{min} - T_{ext}) = 0,45\text{GJ} \quad (1.10)$$

L'itération se fait en augmentant pas à pas l'énergie calorifique récupérée sur les buées lors de l'échange air extérieur/buées, ce qui a pour conséquence de diminuer la température en sortie des buées et de diminuer le niveau de température de la source de chaleur alimentant la PAC, dégradant ainsi les performances de celle-ci. Par conséquent, un optimum est à déterminer entre la quantité de chaleur récupérée pour le préchauffage et celle utilisée pour alimenter la PAC. À partir des performances de la PAC et de l'énergie totale nécessaire pour chauffer l'air de 15 °C à 120 °C, il est possible de déterminer le travail de la PAC nécessaire à chaque pas d'itération. La figure 1.10a trace le travail du compresseur en fonction de la chaleur échangée dans le préchauffeur de 0 GJ à Q_{max} . Cette figure montre que le travail du compresseur est minimal lorsque la chaleur échangée vaut Q_{max} . Finalement, cela montre que l'intégration énergétique dans le procédé est optimale lorsque l'énergie récupérée par échange direct entre les buées et l'air extérieur est maximale, voir figure 1.10b. Ainsi il est intéressant d'intégrer la PAC pour valoriser l'air saturées à 52 °C et chauffer l'air extérieur de 60 °C à 120 °C.

Comme précisé précédemment, la définition du COP maximal, même si elle s'inspire de Carnot, est



(a) Consommations minimales d'une PAC intégrée au procédé étudié (b) Énergie consommée et énergie récupérée d'une solution « préchauffeur + PAC » intégrée au procédé étudié

Figure 1.10: Recherche de l'optimum énergétique d'une solution d'intégration « Préchauffeur + PAC » dans un procédé de séchage de papier

arbitraire. Le COP de Lorentz, semble plus adapté aux situations où les sources ont d'important glissement de température :

$$COP_{\text{lorentz}} = \frac{\tilde{T}_{\text{chaud}}}{\tilde{T}_{\text{chaud}} - \tilde{T}_{\text{froid}}} \quad (1.11)$$

Où \tilde{T} correspond à la température entropique moyenne :

$$\tilde{T} = \frac{\Delta h}{\Delta s} \quad (1.12)$$

Pour une puissance échangée maximale au préchauffeur, le COP de Lorentz vaut 9,2. Ce résultat est obtenu en supposant que la température entropique moyenne de source de chaleur (source froide) est fixée à 50 °C. Et donc, le COP_{max} défini précédemment et utilisé pour l'étude d'intégration énergétique vaut 61 % du COP de Lorentz. Or bons nombres de résultats empiriques montrent qu'une machine réelle même optimisée arrive difficilement à atteindre une performance proche de 60 % (Murr *et al.* [17]) la performance idéale théorique ($COP_{\text{réel}} \leq 0.60 \cdot COP_{\text{Lorentz}}$). Par conséquent l'utilisation du COP_{max} comme performance limite atteignable (d'un point de vu technologique) fait sens.

Pour analyser les gains énergétiques apportés par la solution d'intégration énergétique, en fonction de la valeur attendue du COP, une étude paramétrique est réalisée avec des valeurs allant de 1,5 à 6. Les figures 1.11a et 1.11b présentent les gains énergétiques de la solution d'intégration proposée en fonction des performances de la PAC. Selon celles-ci, l'économie d'énergie sur le chauffage d'air sec varie entre 60 % et 90 %.

En analysant la solution d'intégration sur l'ensemble des consommations énergétiques liées au procédé de séchage *i.e.* 5 GJ, les économies d'énergies peuvent aller jusqu'à 19 %. Sur les deux figures, la dérivée du gain énergétique a également été tracée, pour que puisse apparaître l'impact de l'accroissement du gain énergétique lorsque l'efficacité de la PAC est améliorée. Il est intéressant d'observer qu'en dessous d'un COP de 3, le gain énergétique augmente nettement et au delà d'un COP de 4 la dérivée du gain atteint des valeurs inférieures à 5 % pour la production d'air 1.11a, et inférieure à 1 %

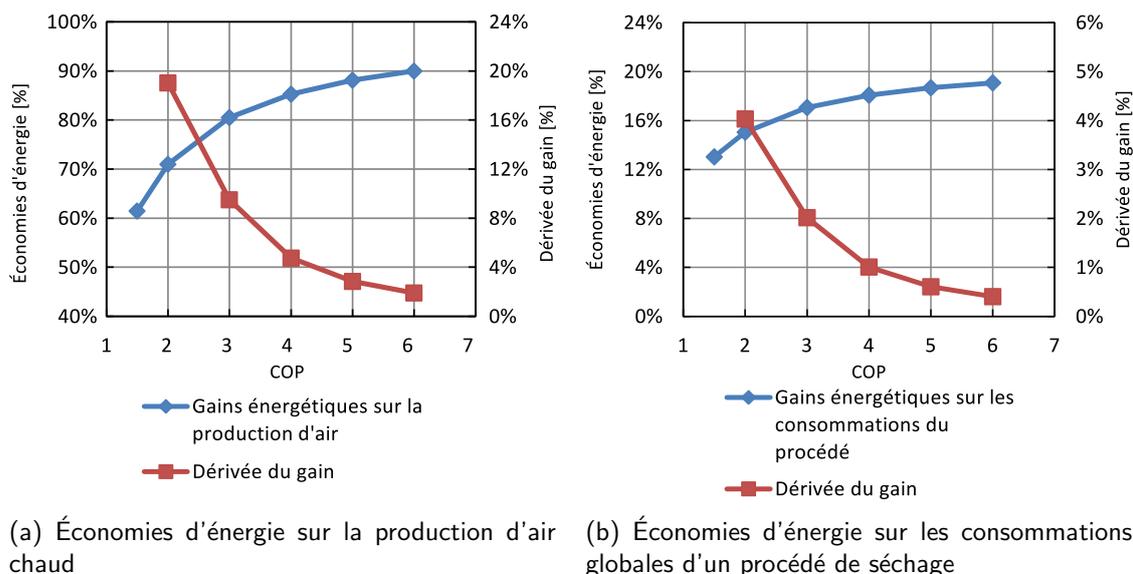


Figure 1.11: Économies d'énergie de la solution « préchauffeur + PAC »

pour la consommation globale du procédé 1.11b. Le bon compromis serait d'envisager l'intégration d'une PAC dont le COP se situe entre 3 et 4. De plus, cette valeur du COP serait sous la limite de $0,6 \cdot COP_{Lorentz}$, ce qui conforte sur la possibilité de concevoir une telle machine. La figure 1.12 compare les consommations d'énergies en fonction des solutions d'intégration envisagées pour une PAC ayant un COP égal à 4. Ainsi, 0,9 GJ sont économisés avec la solution « préchauffeur+PAC » et 0,45 GJ avec la solution « préchauffeur ». En sachant que les usines de fabrication de papier produisent entre 200 000 tonnes et 500 000 tonnes de papier par an, cela donne un ordre de grandeur des économies d'énergie potentielles dues à ces solutions d'intégration.

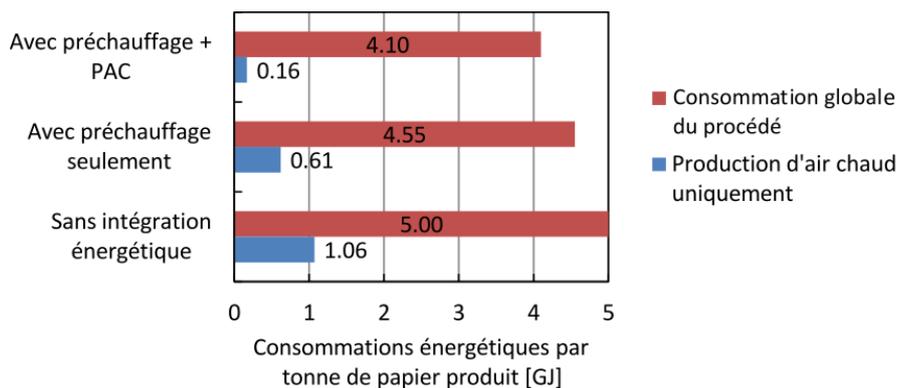


Figure 1.12: Consommations d'énergies suivant la solution d'intégration envisagée pour un procédé de séchage de papier

Un état de l'art des PAC industrielles est présenté ci-après, afin de rendre compte du travail nécessaire pour développer une PAC très haute température, répondant à des besoins spécifiques, discutés plus en détail dans le chapitre 2.

1.5 État de l'art des PAC industrielles

Avant de présenter l'état de l'art des PAC industrielles, il est important de faire un rappel sur la terminologie utilisée dans le domaine des PAC, qui peut par moment prêter à confusion. Du fait de l'évolution des technologies, depuis les premières PAC, la température cible atteinte n'a fait qu'augmenter, et les qualificatifs associés (classique, HT pour haute température, THT pour très haute température) ont évolué de pair. Ainsi aujourd'hui, une PAC dite « haute température (HT) », permettant d'atteindre des températures cibles de 90 à 110 °C, était appelée il y a une dizaine d'années PAC « très haute température », soulignant le fait que ces PAC étaient du domaine de la recherche. Désormais, c'est pour des températures cibles supérieures à 110 °C que l'on utilise ce qualificatif. En dessous de 80 °C, on parle de PAC classiques ou moyenne température, que l'on retrouve également dans le résidentiel et le tertiaire.

D'après une étude faite par l'IEA [18], les PAC industrielles sont majoritairement installées dans les secteurs de l'agroalimentaire, du papier et de la chimie. Dans les années 1980, les PAC industrielles ont été conçues pour répondre à des besoins de chaleur à 90 °C et légèrement plus, mais avec des fluides CFCs, interdits depuis le protocole de Montreal.

C'est seulement dans les années 2000 qu'apparaissent sur le marché, les premières PAC industrielles HT répondant à des besoins de chaleur à 90 °C et plus, utilisant de nouveaux fluides de type HFC. Toutefois, aujourd'hui le marché des PAC HT reste minoritaire, la grande majorité des PAC (plus de 98 %, [1]) implantées fonctionnent pour des besoins de chaleur inférieures à 90 °C. Plusieurs études, notamment allemande [19] et japonaise [20], suggèrent de concentrer les efforts de R&D pour rehausser d'avantage la température cible des PAC HT pour atteindre les gisements d'économies d'énergie les plus importants dans l'industrie. C'est pourquoi depuis les années 2010, de plus en plus de prototypes de PAC industrielles THT voient le jour.

Tableau 1.2: Représentativité des PAC industrielles dans le monde, par niveau de température, Assaf [1]

Température cible	de 50 à 80 °C	de 80 à 100 °C	de 100 à plus
PAC	Classique	Haute température HT	Très haute température THT
Implantation industrielle	89 %	10 %	<1 %

1.5.1 Les types de PAC

Les PAC valorisant les rejets industriels basses températures peuvent être regroupées en 3 familles :

- Les PAC à compression mécaniques alimentées à l'électricité (Electrical Heat pumps, EHPs) ou en carburant via un moteur thermique (Gas Heat Pumps, GHPs). Ce sont les technologies les plus « matures ». En effet, les limites de fonctionnement de ces machines sont globalement connues. De plus, comparées aux machines thermiques, elles peuvent avoir une plage de fonctionnement thermique plus large. Aussi, les machines thermiques ont de nombreuses problématiques lorsque la température du puits de chaleur ou de la source froide est élevée, ce qui engendre des sur-coûts à l'installation non négligeables, Soroka et Bhodan [21].
- Les transformateurs de chaleur (absorption heat transformers, AHTs). Contrairement aux PAC mécaniques, les machines thermiques utilisent comme unique source d'énergie la chaleur des

effluents, conduisant à des coûts de fonctionnement plus faibles.

- D'autres technologies existent permettant de transférer de la chaleur d'un point froid à un point chaud, comme la machine magnéto-calorique. Néanmoins, leur niveau de maturité est encore trop faible et elles n'ont pas, pour la plupart, atteint des niveaux de puissance suffisants pour répondre à des besoins industriels.

Au vu des objectifs de la thèse, c'est la technologie de PAC à compression mécanique de vapeur qui a été choisie à la fois pour la grande diversité des composants existant, mais également pour leur niveau de maturité. La thèse s'est logiquement orientée vers la technologie électrique répondant mieux aux objectifs d'EDF et présentant de plus un large éventail de compresseurs fonctionnant dans les plages de températures souhaitées, à moyenne puissance (10 kW à 100 kW de chaleur produite) et à forte puissance (200 kW à 1000 kW de chaleur produite). Dans la suite du présent manuscrit, le terme PAC fera référence uniquement aux pompes à chaleur électriques à compression mécanique de vapeur.

1.5.2 PAC électrique à compression mécanique de vapeur, aspects environnementaux, technologiques et économiques

Cette partie a pour but de mettre en évidence les problématiques environnementales et technologiques associées au choix des composants d'une PAC THT (fluide frigorigène, compresseur, échangeurs, circuit, ...).

Depuis le protocole de Montreal en 1989, qui a entraîné l'interdiction de vendre les fluides frigorigènes CFCs et HCFCs, d'autres mesures environnementales ont été votées, dans le but de diminuer, de manière généralisée, la quantité de fluide frigorigène à fort GWP utilisée, principalement dans les secteurs de la réfrigération et de la climatisation, Clodic *et al.* [22]. Aujourd'hui, les PAC industrielles ne sont pas visées par les nouvelles directives Européennes, commanditées par la F-Gas. Toutefois, le contexte environnemental impose une réelle prise en compte de ce facteur dans la conception des nouvelles PAC THT. Par conséquent, lors du choix du fluide frigorigène de travail, il faudra trouver le bon compromis entre performance et bas GWP. Selon l'étude menée par Clodic *et al.* [22], la F-Gas considère que 150 est un bas GWP et que 1500 est un fort GWP.

Outre les aspects environnementaux, des sur-coûts considérables peuvent être dus au choix des fluides frigorigènes, qui peuvent être inflammables et/ou toxiques, comme l'ammoniac. Un compromis doit être trouvé entre toxicité, inflammabilité et performances énergétiques du fluide de travail. Le fluide optimal n'est pas forcément unique, et dépend en grande partie de l'étude économique du projet d'intégration.

Enfin, pour pouvoir atteindre des températures cibles élevées, il n'y a d'autres choix que d'augmenter la température du fluide frigorigène au niveau de la HP. La première conséquence à cela est la montée en pression du fluide frigorigène. Ainsi plus la température cible est élevée et plus les composants de la PAC doivent être résistants face à la pression exercée par le fluide. La question de l'huile lubrifiant le compresseur se pose également, lorsque la température cible augmente. Aussi des sur-coûts sont à prévoir lorsque le *glide process* est élevé, car la PAC n'est efficace que sous certaines conditions thermodynamiques difficiles à réunir, tout cela sera expliqué davantage dans le chapitre 2.

La majorité des PAC HT intégrées sur site industriel peuvent être regroupées en fonction des fluides frigorigènes qu'elles utilisent et des problématiques associées à l'utilisation de ces fluides :

Les PAC fonctionnant à l'ammoniac (NH₃ ou R717)

En 2010, l'entreprise Clauger a su concevoir une PAC à l'ammoniac pouvant produire de la chaleur à 100 °C. Malgré son niveau de toxicité élevé (classé B2L selon l'ASHRAE [23]), son utilisation est aujourd'hui conventionnelle du fait de ces propriétés thermodynamiques très intéressantes.

Les PAC transcritiques au CO₂

Généralement, elles sont utilisées pour des applications frigorifiques, mais certaines entreprises en ont conçues pour produire de l'eau chaude à 90 °C à partir d'une source de chaleur à 15 °C. La société Advansor par exemple, commercialise cette technologie pour des besoins de chaleur de 2 MW. Pour cette technologie, il est nécessaire d'avoir des composants supportant des pressions de service élevées (> à 100 bars).

Les PAC utilisant des fluides frigorigènes hydrofluorocarbonés (HFCs) adaptées à la haute température

Combitherm et JCI notamment commercialisent des PAC HT qui atteignent une température cible à 100 °C, en utilisant le HFC R245fa.

Les PAC HT utilisant des mélanges de réfrigérants

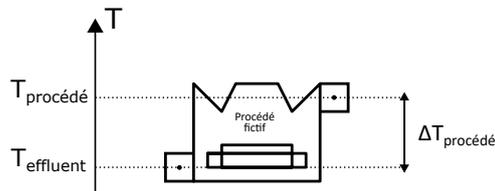
Dans l'industrie ces PAC sont très rares, elles sont généralement étudiées par les laboratoires de recherche [24]. Des précautions particulières sont à prendre avec cette technologie. Car en cas de fuite, le mélange étant composé de fluides s'évaporant à des températures différentes, il est très complexe de connaître avec précision quel fluide s'est échappé et en quelle quantité. Ainsi l'appoint en fluide pour ces installations ne peut se faire qu'en faisant une vidange complète du système au préalable.

1.5.3 Problématique de la thèse

La figure 1.13 construite à partir de l'état de l'art présenté précédemment illustre l'effort nécessaire à fournir dans les technologies de PAC pouvant valoriser les effluents perdus de procédé à $\Delta T_{\text{procédé}}$ élevé. En effet, même si certaines technologies de PAC encore à l'étape de prototypage atteignent des températures cibles supérieures à 130 °C, le $\Delta T_{\text{procédé}}$ reste faible (< 20 °C). L'avantage de porter les efforts de la recherche dans cette technologie, très favorable aux besoins industriels actuels, est d'ouvrir la gamme de fonctionnement des PAC industrielles et de populariser cette technologie trop sous-estimée. Les besoins dans l'industrie papetière où le $\Delta T_{\text{procédé}}$ souhaitable est supérieur à 50 °C et la température cible supérieure à 110 °C en est un très bon exemple.

On se pose donc la question de savoir si cette augmentation du $\Delta T_{\text{procédé}}$ amène de nouvelles contraintes de conceptions par rapport aux PAC existantes, notamment sur l'architecture thermodynamique (terme explicité dans le chapitre suivant) du cycle, sur le compresseur et sur le fluide frigorigène. S'ajoutent à ces contraintes techniques et énergétiques, des contraintes environnementales et de sécurité qui se multiplient lorsque la température cible augmente. Cette observation sera

$\Delta T_{\text{procédé}}$ $T_{\text{procédé}}$	Faible 5°C-20°C	Moyen 20°C-40°C	Élevé 40°C et plus
Faible <80°C	Conventionnel - Réseaux de chaleur - Industrie	Conventionnel - Automobile - Industrie	Conventionnel - Froid commercial
Moyenne 80-100°C	Moins Conventionnel - PAC ammoniac	Rare stade R&D - PAC mélange non azéotropique	Quelques PAC commercialisées - CO2 Transcritique
Élevée 100°C et plus	Quelques PAC commercialisées	?	?



Problématiques

- Rupture technologique ?
- Preuve de concept ?
- Fort besoin industriel

Figure 1.13: État de l'art des PAC en fonction de la température procédé et de la différence de température entre le besoin et les effluents

explicitée plus en détail dans la partie suivante où le design optimal de la PAC HT s'obtiendra en pondérant l'importance des critères : performances énergétiques, coûts de construction et de maintenance, sécurité et environnement.

1.6 Conclusions

Ce premier chapitre a permis de montrer que le potentiel des PAC est nettement sous-évalué aujourd'hui, et qu'une augmentation de la température cible pourrait faire effet de levier pour déployer cette technologie. De plus, l'étude d'intégration énergétique a permis d'analyser les gains énergétiques qu'apporterait une solution « préchauffage+PAC » dans un procédé de séchage de papier. Cette étude a montré que 20 % de l'ensemble des consommations énergétiques du procédé pouvaient être économisés. Enfin, un état de l'art des PAC HT et THT, conçues pour l'industrie, a permis de montrer qu'une grande diversité de composants existaient sur le marché, permettant aux PAC d'atteindre des températures cibles suffisamment élevées pour être intégrées dans le procédé de séchage étudié. Cependant associée à une température cible élevée, demeure la question du glissement de température du puits de chaleur particulièrement élevé, qui n'a pas pu encore être traitée à très haute température, ni dans l'industrie, ni dans la recherche.

Le second chapitre aura pour objectif de s'assurer qu'un tel système thermodynamique puisse avoir des performances énergétiques similaires à celles désirées (proche de 4). Mais il faudra également s'assurer, que la machine soit faisable techniquement, en prenant en considération les critères environnementaux, et de sécurité introduits.

1.7 Références

- [1] Khattar Assaf : *Intégration d'une pompe à chaleur dans un procédé agroalimentaire : simulation expérimentation et intégration*. Thèse de doctorat, Mines ParisTech, 2010. URL <http://www.theses.fr/2010ENMP0052>. ix, 2, 20

- [2] Rabih Murr : *Gains énergétiques globaux par installation de pompes à chaleur dans un procédé agro-alimentaire*. Thèse de doctorat, Mines ParisTech, 2010. URL <http://www.theses.fr/2010ENMP0031>. 2
- [3] Gondia Sokhna Seck : *Modélisation prospective de l'industrie diffuse pour l'évaluation de l'impact de politiques de Maîtrise De l'Énergie (MDE) à partir du générateur de modèle TIMES : la récupération de chaleur par Pompes à Chaleur (PAC) dans l'industrie agroalimentaire*. Thèse de doctorat, Mines ParisTech, 2012. URL <http://www.theses.fr/2012ENMP0001>. 3
- [4] Adrien Pellet et Frédéric Streiff : *Repenser l'énergie dans les entreprises industrielles*. Rapport technique, ADEME, Février 2013. 3
- [5] ADEME : *La chaleur fatale industrielle*. Rapport technique, ADEME, Mars 2015. 5, 6
- [6] Marwan Chamoun : *Modeling, design and experimental study of an industrial high temperature heat pump using water as refrigerant*. Thèse de doctorat, L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2012. URL <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00917551>. 7
- [7] CETIAT et ADEME : *Les procédés de séchage dans l'industrie*. Rapport technique, CETIAT et l'ADEME, 2000. 7
- [8] ENEA : *L'efficacité énergétique dans l'industrie : verrous et besoins en r&d*. Rapport technique, ADEME et Total, Mai 2012. 8
- [9] Claire Molin, Sylvie Ossard et Frédéric Guillet : *Maîtrise de l'énergie dans l'industrie des pâtes, papiers, cartons*. Centre Technique du Papier, 2010. 8, 9, 11, 12, 13, 14
- [10] IPPC : *Reference document on best available techniques in the pulp and paper industry*. Rapport technique, Integrated Pollution Prevention and Control (IPPC), 2001. 9
- [11] André Lemaître : *Procédés papetiers, machines à papier. Techniques de l'ingénieur : Fabrication des grands produits industriels en chimie et pétrochimie*, 2015. 10
- [12] André Lemaître : *Procédés papetiers préparation des pâtes. Techniques de l'ingénieur Fabrication des grands produits industriels en chimie et pétrochimie*, 2015. 10
- [13] Christoph Lauterbach : *Potential, system analysis and preliminary design of low-temperature solar process heat systems*. Kassel university press, 2014. 10
- [14] Pratima Bajpai : *Environmentally Friendly Production of Pulp and Paper*. A. JOHN WILEY & SONS, 2010. v, 11
- [15] Düren : *Comment augmenter l'efficacité de la sécherie*. Rapport technique, Heimbach, avril 2005. 12, 13
- [16] Anthony Reardon : *A mathematical model for the simulation of paper drying energy consumption*. Thèse de doctorat, University of Tasmania, Novembre 1994. 14
- [17] R. Murr, H. Thieriot, A. Zoughaib et D. Clodic : *Multi-objective optimization of a multi water-to-water heat pump system using evolutionary algorithm*. *Applied Energy*, 88(11):3580 – 3591, 2011. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261911002352>. 18

- [18] IEA Heat Pump Center : Heat pump program, annex 21 : Industrial heat pumps - experiences, potential and global environmental benefits. Rapport technique, IEA, 1995. 20
- [19] S. Wolf, J. Lambauer, U. Fahl, M. Blesl et A. Voss : Industrial heat pumps in germany : potentials, technological development and market barriers. Rapport technique, Institute for Energy Economics and the Rational Use of Energy (IER), 2012. 20
- [20] Heat pump et thermal storage technology center of Japan : Data book on heat pump and thermal storage system 2011-2012. Rapport technique, Heat pump and thermal storage technology center of Japan, Septembre 2011. 20
- [21] Soroka et Bhodan : Pompes à chaleur industrielles. Rapport technique, Leonardo Energy, Laborelec, janvier 2009. 20
- [22] Denis Clodic, Xueqin Pan, Eric Devin, Thomas Michineau et Stéphanie Barrault : Alternatives aux hfc's à fort gwp dans les applications de réfrigération et de climatisation. Rapport technique, ADEME, 2013. 21
- [23] ASHRAE : Designation and safety classification of refrigerant, ansi/ashrae standard 34-2013. Rapport technique, ASHRAE, 2013. 22
- [24] R. Murr, H. Thieriot, A. Zoughaib et D. Clodic : Multi-objective optimization of a multi water-to-water heat pump system using evolutionary algorithm. *Applied Energy*, 88(11):3580–3591, 2011. ISSN 0306-2619. 22

Chapitre 2

Optimisation de la conception de PACs industrielles, appliquée à un procédé de séchage

« Être contesté, c'est être constaté »

Victor Hugo

Sommaire

2.1	Introduction à l'article de journal	28
2.2	Complément à l'analyse exergetique présentée dans l'article	28
2.2.1	Notions de destruction d'exergie	28
2.2.2	Variabilité des PACs	30
2.3	Les équations d'états semi-empiriques au sens de BACKONE	33
2.4	Résumé de l'article	34
2.5	Article de journal soumis à l'IJR (International Journal of Refrigeration)	35
2.6	Références	55
2.7	Conclusions	58

2.1 Introduction à l'article de journal

Comme on a pu le voir dans le premier chapitre, la chaleur des effluents que rejettent certains procédés industriels, notamment les procédés de séchage, peut être récupérée et valorisée en implantant une PAC. Cependant, pour qu'un projet d'implantation de PAC soit économiquement viable, plusieurs aspects doivent être pris en compte, notamment l'efficacité énergétique, qui pour être maximisée nécessite une connaissance accrue de la thermodynamique des PACs.

Bien qu'on puisse qualifier aujourd'hui le système « pompe à chaleur à compression mécanique de vapeur » de système simple, du fait de sa grande variabilité, la recherche d'un optimal énergétique en fonction des conditions opératoires peut être très rapidement fastidieuse. En effet, le cycle thermodynamique d'une PAC peut être piloté par le choix du fluide de travail (fluide pur, mélange binaire, ternaire), mais aussi par le choix de son architecture (PAC simple, double PAC en série inversée, intégration d'un échangeur interne). Une ingénieuse combinaison de ces deux éléments peut amener à la conception optimale d'une PAC. Dans un premier temps, l'article intégré à ce chapitre présente une méthode basée sur l'analyse exergetique qui, à partir des conditions opératoires du procédé étudié, optimise les performances énergétiques d'une PAC, en sélectionnant à la fois le fluide de travail et son architecture.

L'hétérogénéité des procédés industriels implique d'étudier l'intégration de manière systémique. Ainsi, un modèle mathématique de PAC a été conçu intégrant les résultats théoriques issus de l'analyse exergetique. La présentation de ce modèle fera l'objet d'une seconde partie dans l'article.

Enfin, la dernière partie de l'article propose une étude plus globale sur le choix final de la PAC, en prenant en considération, en plus des performances énergétiques, l'impact environnemental des fluides de travail, les surcoûts dus aux éventuelles problématiques de sécurité et les verrous technologiques existant en rapport avec la pression nominale de fonctionnement.

2.2 Complément à l'analyse exergetique présentée dans l'article

La partie qui suit détaille l'analyse exergetique utilisée dans l'article, qui aboutit à des méthodes génériques pour optimiser le cycle d'une PAC en fonction de la nature des sources et puits de chaleur disponibles.

2.2.1 Notions de destruction d'exergie

Comme le montre la figure 2.1 présentant un digramme de grassman adapté à une PAC, la notion de destruction d'exergie permet de faire le lien entre travail et chaleur et d'analyser l'impact de chaque composant sur l'efficacité globale du système thermodynamique étudié.

La PAC fonctionne à l'aide d'un réfrigérant pouvant être composé d'un fluide pur, ou de plusieurs fluides purs. Un mélange de plusieurs fluides purs peut amener à créer un réfrigérant non-azéotopique. La distinction se fait lors du changement de phase comme le montre la figure 2.2, en condition sub-critique.

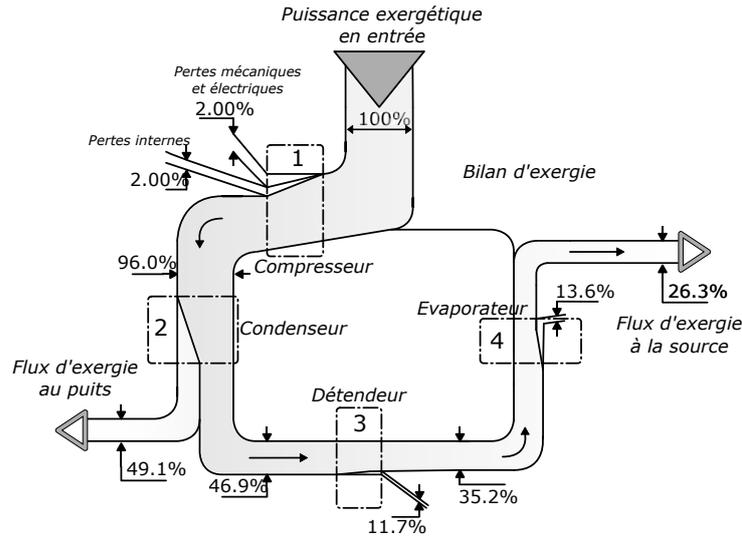


Figure 2.1: Représentation dans un diagramme de Grassman des destruction d'exergie dans une PAC. Ce diagramme résulte du modèle simplifié présenté dans l'article d'une PAC soumis à des conditions opératoires constantes. Le modèle prend en considération le rendement mécanique, électrique et isentropique du compresseur. Les échangeurs de chaleurs sont modélisés en fixant une différence de température minimale entre les medium (source et puits de chaleur) et le réfrigérant à la HP et à la BP

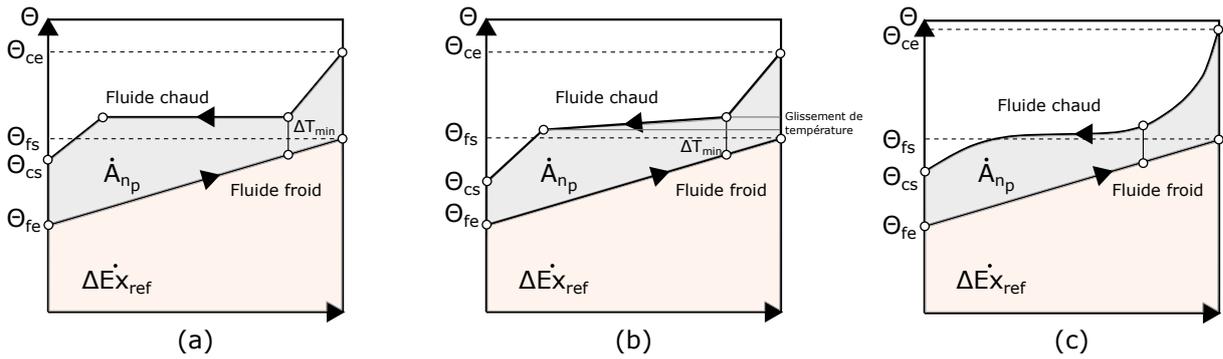


Figure 2.2: Destruction d'exergie ou production d'anergie $\dot{A}_{n_{produite}}$ en grisée, dans un échangeur de chaleur contre courant. ΔT_{min} situe l'écart de température minimal dans l'échangeur ou pincement de température. (a) - Condenseur avec un fluide chaud azéotrope. (b) - Condenseur avec un fluide chaud non azéotrope. (c) - Refroidisseur de gaz

Les mélanges non azéotropiques, contrairement aux mélanges azéotropiques ou aux fluides purs, changent de phase avec un glissement de température. Cette différenciation des réfrigérants porte tout son intérêt dans l'analyse des pertes exergétiques des échangeurs de chaleur. En effet, à l'aide du premier et second principe de la thermodynamique, les équations 2.1 et 2.2 introduisent la notion de destruction d'exergie ou de production d'anergie dans un échangeur de chaleur, quel qu'il soit.

$$\dot{P}_{ex}^{éch} = \sum_i \dot{m} \cdot ex_i = -[(\Delta \dot{E}x_{ref})_{es} + (\Delta \dot{E}x_{med})_{es}] \quad (2.1)$$

$$(\Delta \dot{E}x)_{es} = \int_e^s \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta \dot{Q} \quad (2.2)$$

Les 3 diagrammes (Θ, \dot{Q}) de la figure 2.2, où Θ représente la température de Carnot $1 - \frac{T_0}{T}$, présentent

le contenu exergetique d'une quantite de chaleur echangee Q , pour deux types d'echangeurs de chaleur, fonctionnant a contre-courant : un condenseur et un refroidisseur de gaz. En effet, le contenu exergetique d'une quantite de chaleur echangee Q s'ecrit :

$$\dot{E}_{x_Q} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{Q} \quad (2.3)$$

La partie complementaire de l'exergie est appelee anergie An qui est la part d'energie thermique non transformable en energie noble (energie mecanique, electrique et electromagnetique) :

$$\dot{A}n_Q = \frac{T_0}{T} \cdot \dot{Q} \quad (2.4)$$

Pour le condenseur, deux types d'echanges sont presentes. Le premier avec un fluide azotropique et le second avec un fluide non-azotropique. Le troisieme diagramme presente les destructions d'exergie dans un refroidisseur de gaz dans lequel le refrigerant est a pression supercritique.

La difference des aires sous-tendues par chacune des courbes d'evolution des fluides represente la difference entre la puissance exergetique cede par le fluide chaud et la puissance exergetique recue par le fluide froid. Elle est donc une mesure de la destruction d'exergie, donc de la production d'anergie $\dot{A}n_{produite}$ due a l'echange de chaleur. Cette destruction exergetique est fonction principalement de trois facteurs :

- Le pincement de temperature qui represente la difference minimale de temperature observee entre les deux fluides
- Le flux de capacite calorifique $\dot{m} \cdot c_p$ de chacun des fluides qui influe sur la pente des courbes representees sur la figure 2.2 et donc sur la difference d'aire sous-tendue entre ces courbes
- La structure physique de l'echangeur causant plus ou moins des pertes de charge et donc produisant plus ou moins de l'anergie

Dans de tels echangeurs, la destruction d'exergie devra toujours etre comparee a la puissance thermique transmise qui est le but recherche dans la mise en oeuvre d'un echangeur. La destruction d'exergie donne une mesure de la degradation de l'energie, puisqu'elle correspond a une puissance qui ne pourra plus jamais etre transformee en energie mecanique.

2.2.2 Variabilite des PACs

Ainsi, minimiser les pertes exergetiques aux echangeurs, revient a minimiser la difference des aires sous-tendues par chacune des courbes d'evolution des fluides dans un diagramme (θ, \dot{Q}) . Par exemple, les figures 2.2.a et 2.2.b montrent comment en changeant la nature du fluide de travail, il est possible de diminuer la destruction d'exergie dans un echangeur de chaleur. En effet, les deux condenseurs ont la meme difference de temperature minimale, mais celui dans lequel circule le fluide non azotropique detruit moins d'exergie, du fait que durant le changement de phase du refrigerant la temperature decroit egalement. Ainsi, la composition du fluide intervient directement sur la minimisation de la destruction d'exergie. C'est pourquoi le modele concu introduit dans ses equations la possibilite de concevoir un melange binaire ou ternaire pour tirer profit des proprietes des melanges non-azotropiques.

De plus, les propriétés thermodynamiques très spécifiques des fluides dans une PAC, peuvent lui conférer des propriétés tout aussi spécifiques. En effet, théoriquement, suivant les conditions dans lesquelles sera implantée la PAC, le réfrigérant donnera au cycle thermodynamique de la PAC trois cas de figure possibles :

- La basse pression (BP) et la haute pression (HP) de la PAC sont en-dessous de la pression critique du fluide utilisé. Ce cas est un cas classique, et le cycle thermodynamique de la PAC se nomme cycle **subcritique**. Une PAC fonctionnant avec ce type de cycle a l'avantage d'avoir des niveaux de pressions suffisamment bas pour pouvoir être construite sans difficulté majeure.
- La BP est en-dessous de la pression critique du fluide utilisé, alors que la HP est au-dessus de la pression critique du fluide utilisé. Dans ce cas, le cycle se nomme cycle **transcritique**. Ce cas nécessite davantage de réflexions sur la faisabilité de la PAC, dues notamment à la pression supercritique atteinte.
- Le dernier cas reste très rare, mais pour aboutir à une analyse générique, mérite d'être posé. La basse pression (BP) et la haute pression (HP) de la PAC sont au-dessus de la pression critique du fluide utilisé. Dans ce cas, le cycle se nomme cycle **supercritique**.

Ces trois cas de figure, traitent la totalité des cycles thermodynamiques de PACs pouvant être imaginées (en considérant les phases gaz, liquide et supercritique). Chaque cas peut améliorer ou dégrader le rendement exergetique des échangeurs de chaleur, selon les courbes composites des sources et puits de chaleur. C'est en conjuguant à ces trois cas possibles de cycle, la diversité des propriétés thermodynamiques du fluide de travail qu'il est possible d'aboutir au choix optimal du couple (fluide-type de cycle) en réponse à un puits et à une source de chaleur disponible. L'article détaillera davantage ce point là, en présentant sous forme de figures les avantages et inconvénients de chaque combinaison en fonction des conditions opératoires.

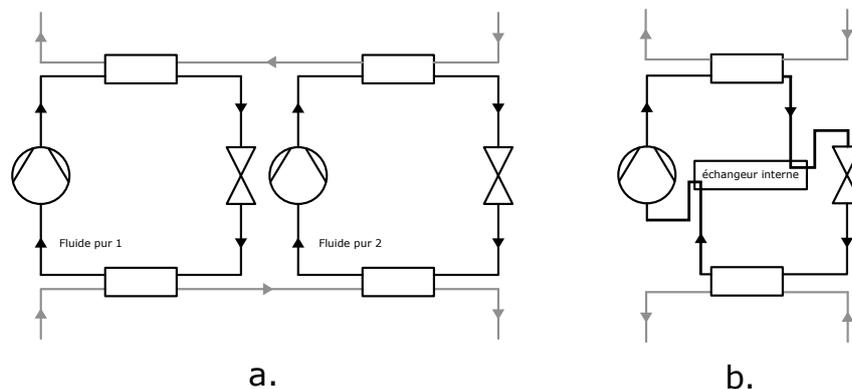


Figure 2.3: Architectures de PACs étudiées. (a)- Schéma simplifié d'un système de deux PAC inversées. (b)- Schéma simplifié d'une PAC avec échangeur interne

Enfin, l'architecture d'une PAC est très variable. En effet, une PAC subcritique admet comme variable additionnelle son sous-refroidissement qui peut être ajusté en jouant sur la taille de l'échangeur de chaleur à la HP et également sur la charge en réfrigérant du système (Gustavo and Pega [11], Corberán et al. [8]). Dans le cas d'une PAC transcritique, c'est la pression supercritique du fluide de travail qui peut-être ajustée, en jouant également sur la taille de l'échangeur et sur la charge en réfrigérant. De plus, l'installation de deux PACs disposées en série inversée, figure 2.3, peut accroître la

performance globale. Enfin, l'installation d'un échangeur de chaleur interne entre la sortie de l'évaporateur et la sortie du condenseur ou refroidisseur de gaz, figure 2.3 peut améliorer l'efficacité globale du système.

Pour résumer, une PAC peut être optimisée en fonction de la nature du fluide de travail, en fonction de la phase du fluide de travail, en fonction de ses paramètres thermodynamiques liés au cycle de la PAC, tels que le sous-refroidissement et la pression supercritique au refroidisseur de gaz, et du système lui-même pouvant être composé de deux PACs ou d'un échangeur interne. Prenons pour exemple un cycle subcritique utilisant un fluide pur. Si le nombre de fluides analysés vaut N_{fl} et notons le pas de sous-refroidissement Δ_{sc} , sachant que le sous-refroidissement d'un cycle ne peut être supérieur à la différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide à chauffer (fluide procédé), le nombre de cycles possibles pour une PAC simple utilisant un fluide pur vaut :

$$N_{C_1} = N_{fl} \cdot \frac{\Delta T_{process}}{\Delta_{SC}} \quad (2.5)$$

Pour tous les autres cycles présentés en figure 2.4, le calcul est similaire, c'est du dénombrement classique, avec plus de variables : Δ_m représentant le pas d'itération utilisé pour faire varier la fraction massique de fluides composant un mélange binaire ou ternaire, Δ_P représentant le pas d'itération utilisé pour faire varier la pression supercritique dans un intervalle fixé $[P_{min}; P_{max}]$ et T_{noeuds} représentant la température en sortie du fluide procédé de la première PAC dans un cycle de 2 PAC en série inversée. On voit que pour déterminer théoriquement le cycle optimal pour un puits et une source de chaleur donnée, il est nécessaire de générer un nombre de simulations N_c particulièrement important. Le but de l'étude ici est de déterminer des stratégies d'optimisation (présentées dans l'article) cherchant à minimiser le nombre de simulations afin de déterminer cycle optimal d'une PAC en fonction d'un puits et d'une source de chaleur.

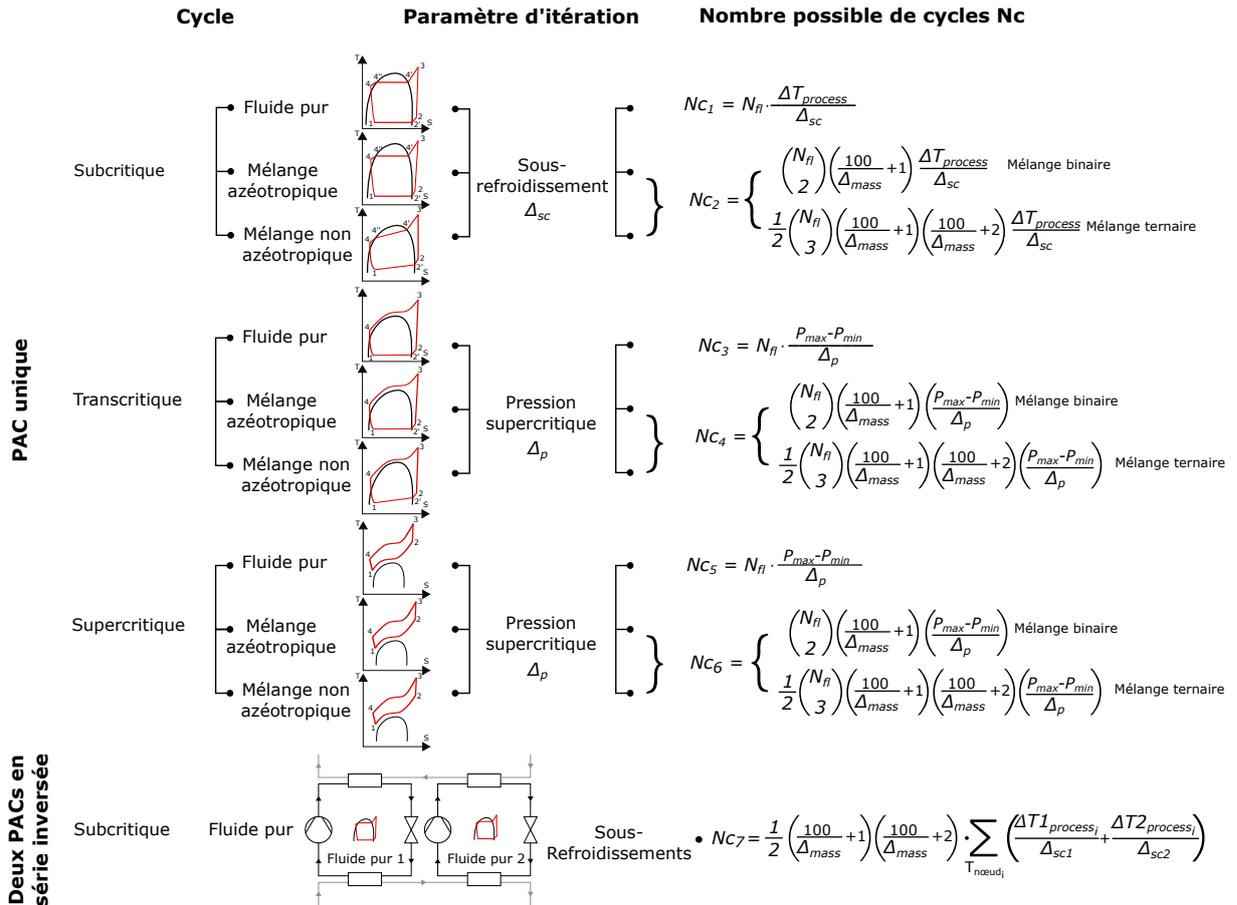


Figure 2.4: Nombre de cycles possibles en fonction de toutes les variables physiques et thermodynamiques de cycles de systèmes de PACs (PAC simple, double PAC en série inversée)

2.3 Les équations d'états semi-empiriques au sens de BACKONE

Depuis la loi des gaz parfaits, un grand nombre de modèles de fluides ont été créés, pouvant être classés suivant leur complexité comme suit :

- Équations d'états cubiques
- Équations d'états semi-empiriques
- Équations empiriques généralisées
- Modèles de facteurs de formes
- Méthodes de contribution de groupe

Ces modèles de fluides sont sans cesse repensés afin d'être plus fiables, plus robustes et moins gourmands en ressources de calcul. Malgré les avancées de la recherche dans ce domaine, aujourd'hui encore, il est difficile d'aboutir à des équations d'états qui concilient précision, robustesse et temps de calculs. Les équations d'états cubiques sont très simples à implémenter par exemple, mais restent peu fiables pour un grand nombre de fluides purs. Les équations empiriques généralisées sont d'une grande précision, mais sont difficiles à obtenir, car un grand nombre d'expérimentations doivent être effectuées sur chaque fluide à modéliser. Enfin, les modèles de facteurs de formes et de contributions de groupes sont peu exploités dans l'ingénierie car trop gourmands en ressources de calcul.

Restent, les équations d'états semi-empiriques. Ce type d'équations semble être un bon compromis pour être utilisées dans l'ingénierie, car elles mêlent à la fois des modèles de physiques moléculaires et des modèles empiriques basés sur l'expérimentation. Parmi les équations d'états semi-empiriques, les plus connues et les plus usitées sont les équations multi-paramétriques de Helmholtz développées par Ewers et Wagner en 1982, qu'utilise en majeure partie le laboratoire de science physique NIST, développant l'une des plus grandes bibliothèques de modèles comportementaux de fluides. Saager, Fisher, Muller et al. en 1992 ont également développé un modèle nommé BACKONE utilisant le même type d'équations, mais intégrant davantage la physique moléculaire. L'inconvénient est que l'implémentation se fait plus difficilement, mais les avantages sont nombreux. Les références liées à ces travaux sont intégrées dans l'article. Les équations, une fois implémentées, peuvent très facilement être ajustées à tout types de fluides purs. De plus, peu d'expérimentations sont nécessaires pour pouvoir corréliser les paramètres d'ajustement à chaque fluide étudié. Aussi, les équations se prêtent très bien à la modélisation de mélanges binaires ou ternaires. Enfin, l'étude menée par Brown en 2007 [3] montre qu'entre les équations cubiques de type Peng Robinson, les équations d'états semi-empiriques développées par le NIST et les équations d'états au sens de BACKONE, celles qui donnent la meilleure précision pour déterminer les performances énergétiques des PACs et la capacité calorifique volumétrique des fluides de travail, sont les équations semi-empiriques au sens de Backone. Enfin, l'implémentation a permis de choisir personnellement les méthodes de résolution numérique pour déterminer l'état saturé du fluide et notamment aux abords de sa zone critique [24]. Ce qui a permis entre autre de gagner en robustesse aux abords de la zone critique et donc d'apporter un net avantage pour faire converger les modèles d'optimisation de cycle, lorsque les conditions de travail se font dans des conditions de température élevées, comme pour le cas des PACs THT.

Ainsi, tous les fluides étudiés dans l'article ont été modélisés en implémentant au modèle d'optimisation de cycle des PACs, présenté dans le chapitre 2, les équations d'états semi-empiriques et multi-paramétriques des fluides au sens de BACKONE.

2.4 Résumé de l'article

Au travers d'une analyse exergétique, une méthodologie permettant d'optimiser l'intégration d'une PAC pour un puits et une source de chaleur donnée est proposée. Une démonstration analytique a montré que la condition du double pincement au condenseur ou au refroidisseur de gaz d'une PAC donnait les meilleures performances énergétiques possibles en fonction du fluide de travail choisi. La démonstration est allée plus loin, en montrant également que la condition du double pincement minimise la production d'entropie dans ces échangeurs. Cette propriété a ensuite été utilisée afin d'éviter un grand nombre d'itérations dans l'étude d'optimisation du cycle de PAC.

Cette méthodologie a été spécifiquement utilisée pour déterminer la meilleure architecture de PAC possible dans le cadre d'une intégration dans un procédé industriel de séchage. Ce procédé est défini par un grand glissement au niveau du besoin (puits de chaleur) et d'un faible glissement au niveau des effluents (source de chaleur). La condition du double pincement a permis de déceler la performance énergétique maximale atteignable avec les fluides étudiés.

2.5 Article de journal soumis à l'IJR (International Journal of Refrigeration)

abstract

Industrial processes may use heat pumps to recover low-grade heat or to combine heating and cooling needs. In many cases, this technology leads to reduced energy consumption and greenhouse gases emissions. In this paper, a methodology, based on exergy analysis of heat sources and heat sinks, helping in optimizing industrial heat pumps design is presented. The optimization variables are : the refrigerant choice (pure fluid, azeotropic mixture, non azeotropic mixture), the thermodynamic state of the refrigerant (subcritical, supercritical) and the architecture of the heat pump (single heat pump, heat pump in reverse series and heat pump with an internal heat exchanger). The heat pump is modeled in Modelica language : "pinch" method is used to model the heat exchangers and the compressor model is based on an isentropic efficiency assumption. An analytic demonstration shows the double pinch condition at the condenser or gas cooler minimizes the entropy production in the heat exchanger and builds the best thermodynamic heat pump cycle in energy point of view, according to the working fluid chosen. This property was then used in order to avoid a large number of iterations in the optimization study of the heat pump thermodynamic cycles. This methodology has been used to determine the best architecture heat pump cycle through an integration in an industrial drying process. The heat sink is considered to be dry air heated from 60°C to 120°C (target temperature), and the heat source is considered to be moist air at 50 °C with a relative humidity of 100 % (effluents with high heating capacity).

Nomenclature

Greek symbols

Symbol	Description	Units
α	Specific entropy capacity	$W \cdot K^{-2}kg^{-1}$
Δ	Variation	—
ϵ	Constant	—
η	Efficiency	—
χ_T	Constant = $\Delta T_3 - \Delta T_1$	—
$\tilde{\chi}_T$	Constant	—

Latin symbols

Symbol	Description	Units
COP	Coefficient of performance	—
c_p	Specific heat capacity	$W \cdot K^{-1}kg^{-1}$
$\dot{C}P$	Heat capacity flowrate	$W \cdot K^{-1}$
FHP	First heat pump	—
FT	Final target	—
h	Specific enthalpy	$J \cdot kg^{-1}$
HEX	Heat exchanger	—

<i>HP</i>	Heat pump	–
<i>IHX</i>	Internal heat exchanger	–
\tilde{I}_T	Constant	–
\dot{m}	mass flowrate	$kg \cdot s^{-1}$
<i>MT</i>	Middle target	–
\dot{P}	Production	$W \cdot K^{-1}$
\dot{Q}	Heat power	W
<i>s</i>	Specific entropy	$J \cdot K^{-1}kg^{-1}$
<i>SHP</i>	Second heat pump	–
<i>T</i>	Temperature	°C
<i>VHC</i>	Volumetric heating capacity	$kJ \cdot dm^3$

Subscript

Symbol	Description
<i>c</i>	Cooling
<i>comp</i>	Compressor
<i>D</i>	Desuperheating
<i>h</i>	Heating
<i>i</i>	Inlet
<i>init</i>	Initial value
<i>is</i>	Isentropic
<i>lv</i>	Vaporization
<i>m</i>	Medium (dry air or moist air)
<i>o</i>	Outlet
<i>fl</i>	Fluid or Refrigerant
<i>sat</i>	Saturation
<i>SH</i>	Subcooling
<i>SH</i>	Superheating
γ	Defines a constant

Introduction

For many industrial sectors, drying is one of the most energy intensive processes. It accounts for up to 70 % of all energy used in the wood industry and 50 % in textile manufacturing (Minea [18]). Several studies report national energy consumption for industrial drying operations ranging from 10-15 % for U.S., Canada, France, and U.K. to 20-25 % for Denmark and Germany, (Mujumdar [19]). Because of the energy intensity and the amount of energy losses in this process, many works focused on reducing and recovering the wasted heat, as part of the global effort to reduce the energy consumption and control greenhouse gas emissions. Among heat recovery devices, drying dedicated heat pumps could be a real answer to energy and environmental issues. In recent decades, research on the recovery of low grade heat from industrial processes by the integration of heat pumps has received great attention (Assaf [2], Chamoun [4], Laue et al. [16], Smolen and Budnik-Rodz [23]). Three fields of research

were investigated to improve energy efficiency of industrial heat pumps (Chua et al. [6]). One deals with the system components and design (refrigerants, compressors, cycles, architectures). Another one deals with the not in kind hybrid heat pumps (solar, desiccant). And the last one deals with the integrated solutions of heat pumps, dryer heat pump for instance. In this present paper, the first and third fields were explored to improve heat pump integration on a given drying process.

Tableau 2.4: Investigated refrigerants

Refrigerants	P_c (MPa)	T_c (°C)	GWP 100-Year	Type	Safety group	Nature
Methane	4.6	-82.59	-	Natural	A3	dry
CO2	7.38	30.98	1	Natural	A1	dry
Ethane	4.87	32.18	-	Natural	A3	dry
Propane	4.25	96.65	3.3	Natural	A3	isentropic
Butane	3.8	152.05	4	Natural	A3	wet
Water	22.06	373.95	<1	Natural	A1	dry
R41	5.9	44.13	150	HFC	A1	dry
R125	3.63	66.18	-	HFC	-	isentropic
R143a	3.76	72.71	3800	HFC	A2L	isentropic
R32	5.78	78.11	670	HFC	A2L	dry
R134a	4.06	101.06	1300	HFC	A1	isentropic
R227ea	2.92	101.75	2900	HFC	A1	wet
R152a	4.52	113.26	132	HFC	A2	dry
R236fa	3.2	125.55	6300	HFC	-	wet
R236ea	3.41	139.22	-	HFC	-	wet
R245fa	3.64	154.05	820	HFC	B1	wet
R338mccq	2.73	158.8	-	HFC	-	wet
R245ca	3.92	174.42	560	HFC	-	wet
RE245cb	2.89	133.68	-	HFE	-	wet
RE347mcc	2.48	164.55	-	HFE	-	wet
R1234yf	3.38	94.7	4	HFO	A2L	wet
R1234ze-(E)	3.63	109.36	-	HFO	A1	wet
R218	2.68	71.89	7000	PFC	A1	wet
RC318	2.78	115.23	8700	PFC	A1	wet

The number of applicable working fluids, the efficiency of compressors and heat exchangers give a large number of freedom degrees to the thermodynamic cycle of heat pumps design. Thus, a mathematical model for steady-state simulation based on the pinch method is developed in order to design the best vapor compression heat pump in accordance with the studied industrial process.

The heat pump architecture is not defined *a priori*. Thus several possibilities of heat pump cycles to be integrated were studied, in particular, subcritical and transcritical vapor compression refrigeration cycles with and without an internal heat exchanger. The transcritical cycles are particularly adapted to deliver heat at high temperature level and large temperature range (Angelino [1]). In addition to the cycle architecture and the refrigerant optimization, inverted series heat pumps were also investigated to recover the low-grade heat source and provide staged temperature heat, using different working refrigerants adapted to each temperature level in separate heat pump.

The working fluid choice is essential to achieve good cycle performance. Its thermodynamic properties should be compatible with the cycle architecture and the operating conditions, *i.e.* heat source and

heat sink temperature levels and profiles. For a large selection of refrigerants (Brown [3]) showed that the most accurate equation of state to predict the potential performances of vapor compression heat pumps was the BACKONE family initiated by (Saager and Fischer [22]). Thus, the BACKONE family was chosen to perform the analysis and is implemented on the heat pump model. The equations of BACKONE family was described by (Müller et al. [20], Weingerl et al. [28], Span [24]). The language used for this analysis is Modelica in Dynamic Modeling Laboratory (Dymola 2014). Table 2.4 presents the investigated refrigerants, with their thermodynamic properties and chemical characteristics. Natural refrigerants, HFCs, PFCs, HFEs and HFOs have been selected for the investigation. Some of the refrigerants have a GWP higher than 2500 and will be probably prohibited in the coming years by the last revision of the European regulation named « F-Gaz » (Proposal for a Regulation of the European Parliament and of the Council on Fluorinated Greenhouse Gases 2013) and by the new agreement between USA and China in order to reduce the high-GWP HFCs (Clodic et al. [7]). Consequently, a 2500 GWP limit was set for the final selection.

Drying process description

The drying process that can be seen on figure 2.5 is a tunnel dryer. The whole string of trucks is periodically advanced through the tunnel until these are removed at the other end of the tunnel. Air movement and circulation process are in counter flow. The process is continuous. The blown dry temperature is considered at 120 °C and the exhaust wet temperature is 75 °C. It is assumed also that the wet air at the outlet of the tunnel is close to the saturation state.

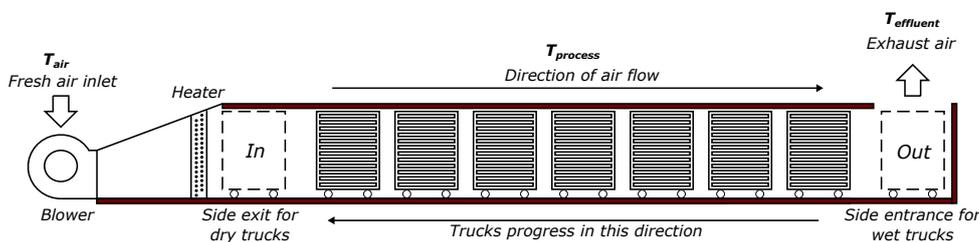


Figure 2.5: Schematic illustrations of tunnel dryers from Mujumdar [19]

The objective of a heat pump is to supply heat to a space or flow stream of high temperature by absorbing heat from a low-temperature medium. Schematic diagrams of a direct and indirect integrated simple vapor compression heat pump cycle in a dryer are shown in figures 2.6a and 2.6b.

If the drying process needs fresh air to control the tunnel humidity ratio and air quality, indirect integration is preferred. In addition, the indirect case is interesting in energy point of view. Indeed, the fresh air is preheated before the heat pump, and the heat of the exhaust air is recovered by both the pre heater and the evaporator. Thus, the heat pump work is minimized to supply the process at operating conditions. To perform the heat pump design optimization, the indirect integration was chosen. The preheater heats the ambient air assumed at 25 °C to 60 °C and cools the wet air from 75 °C to 50 °C. The wet air is saturated at the preheater outlet. Therefore, the designed heat pump has to heat the fresh air from 60 °C to 120 °C with a saturated air heat source at 50 °C. The target temperature is considered a very high temperature for actual industrial heat pumps. And the 60 °C glide temperature of the operated process is a real challenge for an integrated heat pump.

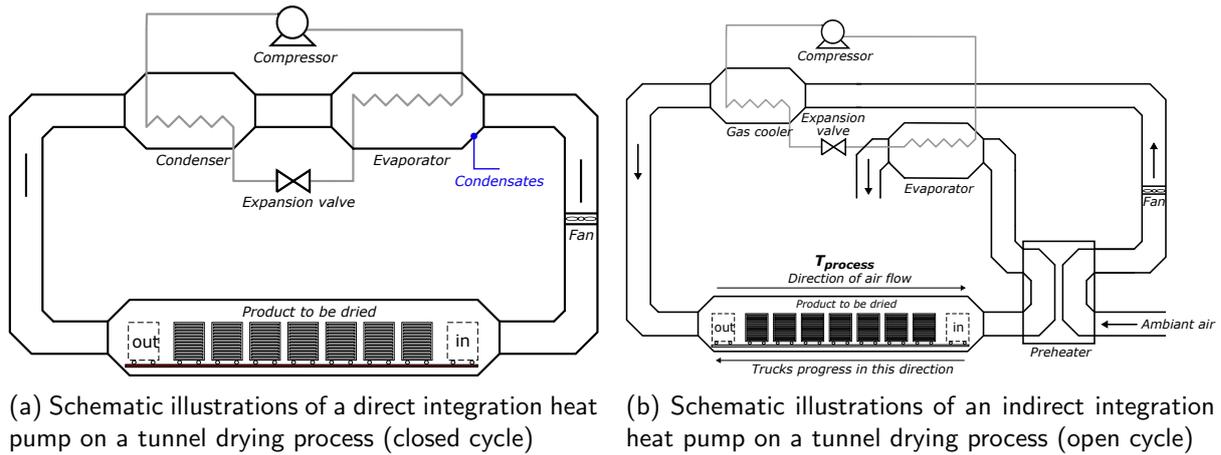


Figure 2.6: Schematic illustrations of integration heat pump on a tunnel drying process

In literature, many authors discussed the optimization of mechanical vapor compression heat pump systems for refrigeration process and industrial heating. Gosney [10], Pottker and Hrnjak [21] and Koeln and Alleyne [12] studied the effect of the condenser subcooling on the performance of classical heat pumps. The results show that the COP reaches a maximum when the condenser subcooling increases. Domanski and Didion [9] evaluated the impact of an internal heat exchanger (IHX) on a basic refrigeration cycle using pure refrigerants and mixtures and concluded that the benefit of the IHX depends on the combination of the operating conditions and the fluid properties. Suleman et al. [25] developed an integrated solar heat pump based system for process water heating from 60 °C to 97 °C. The cycle has been optimized by iterative steps by changing the condensation pressure. Kondou and Koyama [13] studied four cycles configuration using environmentally friendly refrigerants to raise the temperature of the media to 160 °C with a waste heat at 80 °C. Three out of the four cycles are subcritical cascades and the forth has the last stage in transcritical regime with an IHX. For the four configurations, the best cycle is determined mathematically by iterative procedures on different parameters like the inlet refrigerant temperature at the condenser, gas cooler or subcooler, the suction temperature at the compressor and the heat transfer rate of the IHX. Thus, several strategies can be used to maximize the COP.

In this work, the proposed methodology for the heat pump design optimization has three sequential steps :

- Working fluid short list preselection on a multi criteria bases
- Heat source and sink analysis leading to the preselection of the most interesting cycle architectures
- Cycle architecture and operating parameters mathematical optimization

Cycle analysis

Figure 2.7 presents evolution of the temperatures T versus calorific power exchange \dot{Q} in both heat exchangers of a heat pump for the subcritical and transcritical cycles and three industrial processes situations. The supercritical cycles was not introduced in this paper due to technological issues. The nature of the working fluid was taken into account (pure refrigerant, azeotropic and non azeotropic

mixture). The exergy analysis method is particularly adapted to find the irreversibilities of a multi-component system Kotas [14] and helps to define strategies to tackle them. In a first approach, the irreversibilities on heat exchangers can be assessed by the area between the composite curves. Thus, it can be graphically easy to determine the best cycle for every process situation. The situation (a) is a process where the heating needs and the cooling needs take place at almost constant temperature (e.g. condensation, evaporation or high mass flow rate). In the situation (b), the heating and cooling needs are typical of liquid or gas cooling and heating. The situation (c) is a combination between the situation (a) and (b) where the cooling needs take place at almost constant temperature.

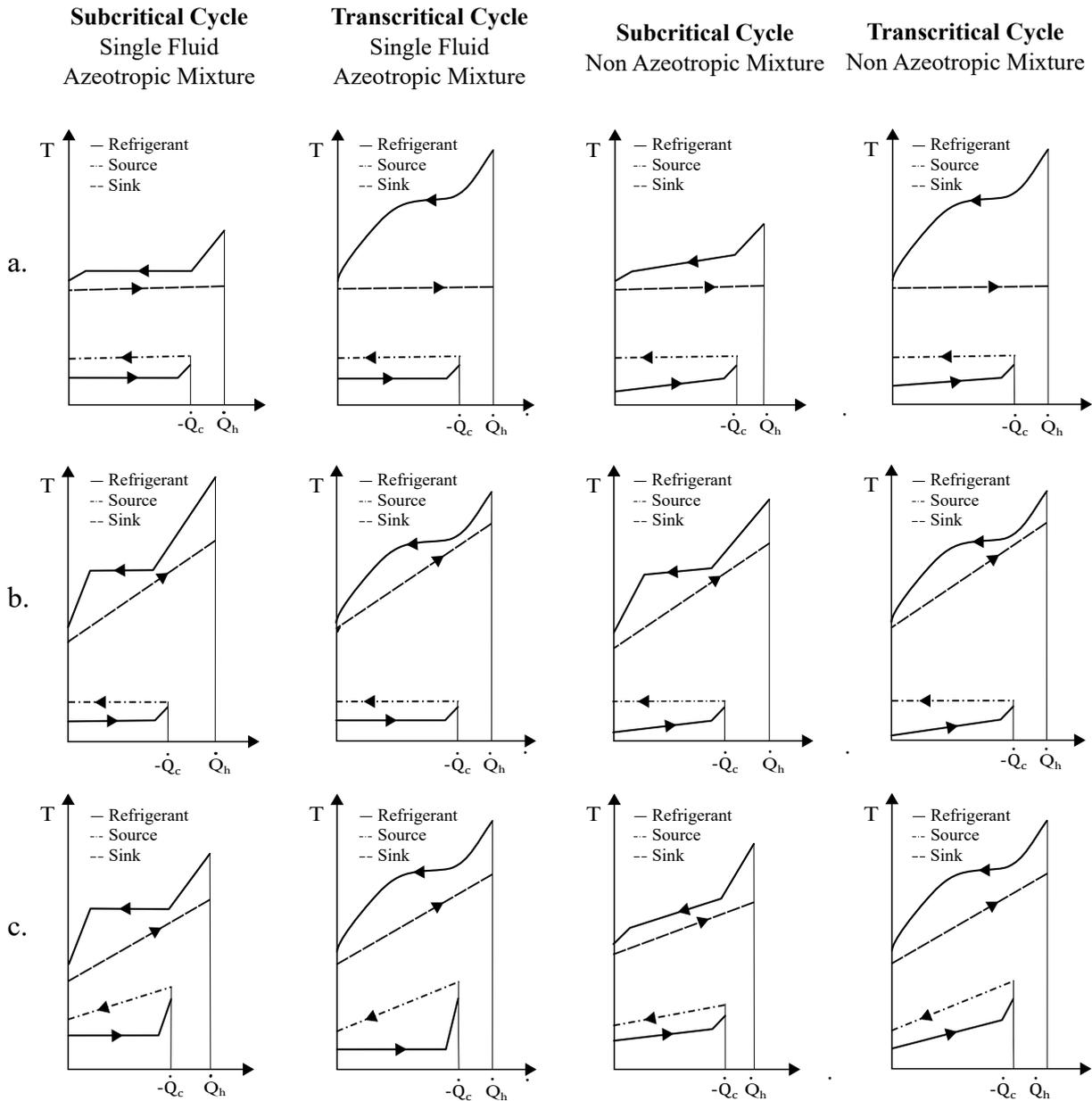


Figure 2.7: Diagram ($T; \dot{Q}$) presenting the HEXs of 4 vapor compression heat pumps cycles, for 3 applications processes (a, b and c), the HEXs are considered in counter flow.

Each of the analyzed cycles has its particularities. The subcritical vapor compression heat pump consists in 4 mains parts : evaporator (evaporation 1-2' and superheating 2'-2), compressor (2-3),

condenser (desuperheating 3-4', condensation 4'-4'' and subcooling 4''-4) and an expansion valve (4-1) at subcritical pressures. The superheating ΔT_{SH} (2'-2) is required to protect the compressor by making sure the refrigerant is fully evaporated at the compressor inlet. The ΔT_{SC} parameter can be controlled by the expansion valve. Generally it is fixed between 3 °C and 8 °C (Meunier et al. [17]). The subcooling ΔT_{SC} (4''-4) is also a parameter which can be controlled by adjusting the active charge of the heat pump (Jensen and Skogestad 2007). The refrigerant choice changes the heat pump behavior. For pure refrigerants, the subcritical vapor compression heat pump has no temperature glide on the two HEXs. These heat pumps are adapted for processes with low temperature lift (van de Bor and Infante Ferreira [26]), since the exergy losses at the HEXs are minimized (Lallemand [15]). On the other hand, as shown in Figure 2.7 using non azeotropic mixtures causes temperature glide during the condensation and evaporation which reduces the exergy destruction when the glide of heat source and heat sink are matching the refrigerant one. A transcritical vapor compression heat pump consists in an evaporator (evaporation at subcritical pressure 1-2' and super-heating 2'-2), compressor (2-3), gas cooler (gas cooling at supercritical pressure 3-4) and expansion valve (4-1). Here, the sub-cooling does not exist because the saturation line of the refrigerant is under the gas cooling curve but the pseudo subcooling can be used and it is defined as the temperature difference between the pseudo critical temperature at fixed pressure and the outlet temperature of the gas cooler. The definition of pseudocritical temperature T_{pc} is the temperature at which the specific heat reaches a maximum for a given pressure (Yu et al. [29]). The active charge defines the high pressure and the pseudo subcooling of the cycle, which has a significant impact on the performance of a transcritical vapor compression heat pump (Cho et al. [5]). As shown in Figure 2.7, when the refrigerant is a pure fluid or an azeotropic mixture, the transcritical heat pumps present less exergy losses for high glide heat sinks and small glide heat sources (process c). For high glide heat sinks and heat sources, a non azeotropic mixture may be expected to better match the different glides (process b).

In the drying process, the wet exhaust air is saturated. Thus, the latent heat by water vapor condensation predominates in the heat exchanger and hence the temperature glide is negligible. Thus, the composite curves are similar to the situation (b) where the glide process temperature is high and the glide heat sink temperature is low. Therefore, the heat pumps using pure refrigerants or azeotropic refrigerants are the best choices to minimize the irreversibilities on the heat exchangers. In the following, only pure refrigerants will be studied.

Finally, the inverted series are studied in the optimization procedure, presented further. The inverted series are composed of two heat pumps (the limitation on two HP is purely based on economical considerations), one for the middle target (MT) temperature and the other for the final target (FT) temperature. The heat source passes in series through the evaporator of the first heat pump (FHP) at first, and through the evaporator of the second heat pump (SHP) in second. Whereas the heat sink is heated in series by passing through the SHP condenser or gas cooler at first and through the FHP condenser or gas cooler in second.

Heat pump model

The approach used to model the heat pump behavior in steady state is commonly called "Pinch" method. It consists in defining the minimum temperature difference between the refrigerant and the medium, in the heat exchangers. With energy balances, and the "pinch" conditions, the high and low pressure may be determined and the cycle and the refrigerant mass flowrate are determined.

Depending on the flow arrangement of the heat exchangers (cross, parallel or counter flow), the pinch thermodynamic region exists at different locations. For the parallel flow heat exchangers, the pinch point is always located at the outlet. For the cross flow heat exchangers, the pinch point is located between the inlet cold fluid and the outlet hot fluid. For the counter flow heat exchanger, there are two possible pinch points : one at the inlet cold fluid and another one, which location depends on the heat exchanger function (evaporator, condenser or gas cooler). The different possible locations of both pinch points for counter flow heat exchangers are presented on figure 2.8. For the evaporator, the second possible pinch point is located at the outlet cold fluid. For the condenser, the possible second pinch point is located at the refrigerant vapor saturation line . For the gas cooler, the second pinch point may be located everywhere between the inlet refrigerant and the pseudo-critical point.

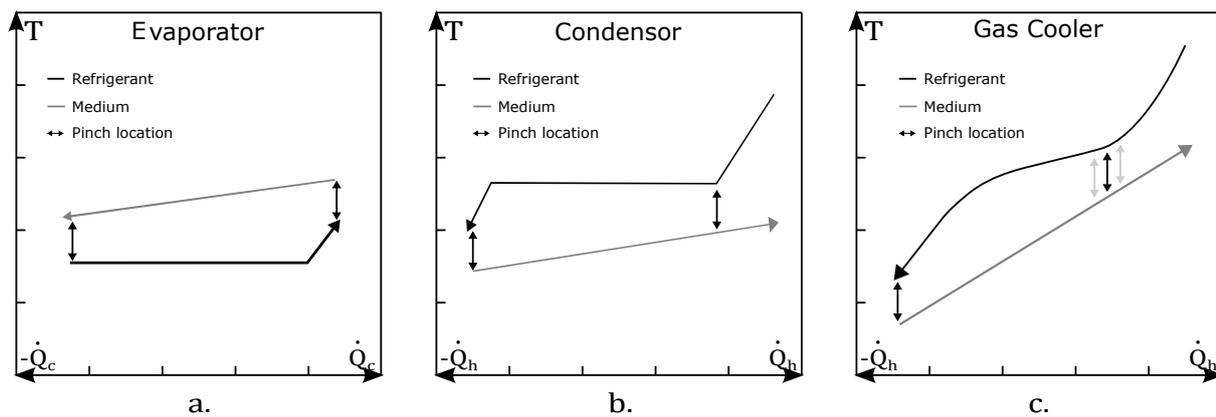


Figure 2.8: Possible Pinch point locations for the counter flow heat exchangers

Fluid properties implementation

The refrigerants were implemented as explained in the introduction. Water and air were implemented by using the classical equations of state.

Assumptions

The following assumptions were made for the model :

- Each component of the cycle is analyzed as a control volume at steady state
- There are no heat exchange between each component and its surrounding
- There are no pressure drops through the heat exchangers
- The heat exchangers are counter flow ones
- The compressor (volumetric technology) operates adiabatically with constant volumetric efficiencies. Indeed, the volumetric efficiency will be study further, when we will interested on the heat pump deign.
- The isentropic efficiency is considered constant. This assumption is particularly strong and if different types of cycle during our study give a similar COP, we will introduce a isentropic efficiency in according to the heat pump pressure ratio

- The expansion through the valve is a throttling process
- Kinetic and potential energy effects are negligible

Energy performance model

The energy efficiency of the heat pump is represented by the heating COP. For the purposes of the study, we will consider that the mechanical and electrical efficiency of the compressor is equal to 1, and we will be interested in the thermodynamic efficiency of the heat pump only. So the COP is defined as follows :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{m}_{\text{fl}} \cdot (h_{\text{o,comp}} - h_{\text{i,comp}})} \quad (2.6)$$

where \dot{Q}_h is the heat transfer rate at the gas cooler or condenser.

The subcooling parameter

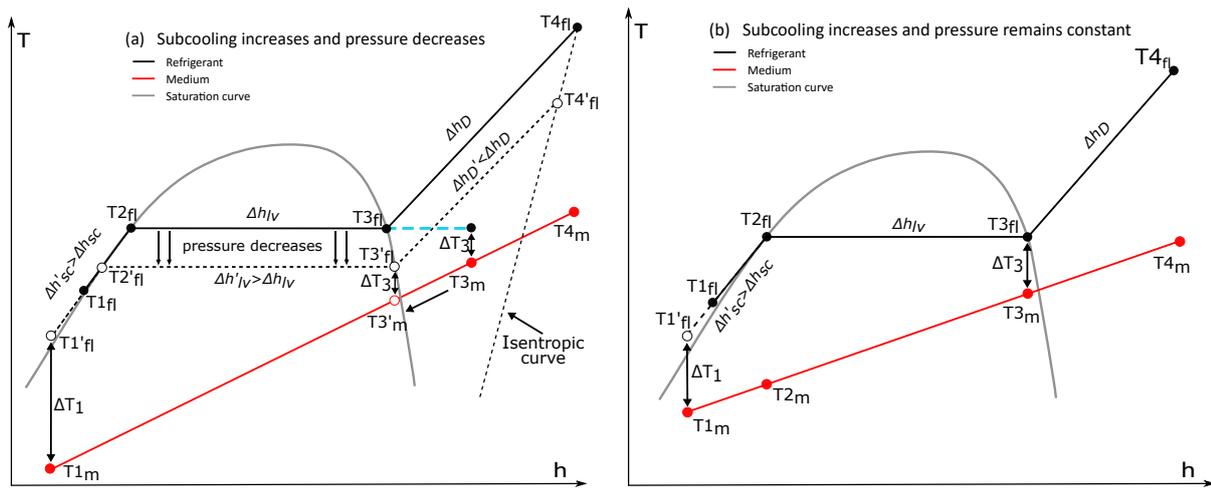
The following theoretical study shows, on the one hand, how the subcooling increases the coefficient of performance of heat pumps until an optimal value, and, on the other hand, how to determine easily this optimal value of subcooling temperature according to the operating conditions. This is supported by an analytical demonstration proving the ability of the optimal subcooling temperature to minimize the entropy generation at the condenser.

Enthalpy variation of a subcritical condenser is illustrated in figure 2.9 to facilitate the comprehension of the demonstration. However, this demonstration is also valid for supercritical gas cooler. The terms $T1_m$ and $T4_m$ shown in figures 2.9a and 2.9b are input parameters, defining the operating conditions of the process, namely the input and output temperatures of the heated medium. The parameter ΔT_3 in figures 2.9a and 2.9b defines the medium-refrigerant minimum temperature difference in the condenser or gas cooler, frequently called the pinch point. Its physical position depends on subcooling (pseudocritical subcooling for gas cooler) and the medium temperature evolution.

The first step of the demonstration consists in showing that when the subcooling increases the pressure of the refrigerant in the condenser or in the gas cooler increases also. For this first step of the demonstration, the following assertions are used :

1. The compressor has a constant isentropic efficiency. Thus, if the outlet temperature of the refrigerant at the evaporator is fixed, the isentropic curve is fixed, as it is shown in figure 2.9a
2. At the evaporator, the medium is considered as a heat source with an almost constant temperature. This assertion is made because we consider the heat capacity flowrate of effluents are much larger than the heat capacity flowrate of the medium process. Most drying processes have similar operating conditions due to the moisture content in the effluents.
3. The derivative of the isentropic curve with respect to temperature is always larger than the derivative of the saturation vapor curve with respect to temperature.

When subcooling increases, let's assume that the pressure can either increase, either decrease or remain constant :



(a) Evolution of the composites curves in a counterflow heat exchanger when the subcooling increases and pressure decreases

(b) Evolution of the composites curves in a counterflow heat exchanger when the subcooling increases and pressure remains constant

Figure 2.9: Evolutions of the composites curves in a counterflow heat exchanger when the subcooling increases

- If the pressure decreases when subcooling increases, as it is illustrated in figure 2.9a where the dotted line represents the new isobaric curve and the prime (') denotes the new temperatures, thus the saturation temperature and T_{3m} will decrease due to the pinch condition (ΔT_3 fixed). Thus, Δh_{lv} increases, because for all fluids, the latent heat is a decreasing function of the temperature. So, the sum $\Delta h_{lv} + \Delta h_{sc}$ increases. Therefore, to maintain the heat power balance with the medium between point 1 and point 3, it is necessary that the refrigerant mass flowrate of the refrigerant must decrease to compensate the increase of the enthalpy variation. Moreover, at each reduction of the saturation temperature the enthalpy variation Δh_D decreases because the derivative of the isentropic curve with respect to temperature is always larger than the derivative of the saturation vapor curve with respect to temperature. Finally, T_{3m} decreases and T_{4m} and \dot{m}_m are fixed by the operating conditions. Thus, the heat power exchange between points 3 and 4 increases, which is in contradiction with the reduction of the refrigerant mass flowrate and the diminution of Δh_D . Therefore the pressure cannot decrease when subcooling increases or when ΔT_1 decreases.
- Let us assume now that the pressure remains constant when subcooling increases, as it is illustrated in figure 2.9b. Therefore Δh_{lv} and Δh_D remain constant because the saturation temperature and T_{4fl} are fixed. Thus, the refrigerant mass flow rate must decrease because the enthalpy variation Δh_{sc} is added to the power balance, which is in contradiction with the heat power balance between the points 3 and 4.

Therefore, the pressure can only increase when subcooling increases.

When subcooling is non-existent, the pinch position is at the saturation vapor line for a condenser or above the pseudocritical temperature at the change of slope for a gas cooler. As illustrated in figures 2.10, during the increase of subcooling, at a certain subcooling level, the pinch changes its position to go to the outlet of the condenser. Depending on the position of the pinch, the increase of subcooling has different impacts on the increase of the pressure. When the pinch is located at the vapor saturation point 2.10a, the saturation temperature is locked by the pinch condition and

the medium temperature. At each rise of subcooling, the pressure increases but very slightly. On the other side, when the pinch is placed at the outlet of the condenser 2.10b, the rise of subcooling implies an identical rise of the saturation temperature and pressure.

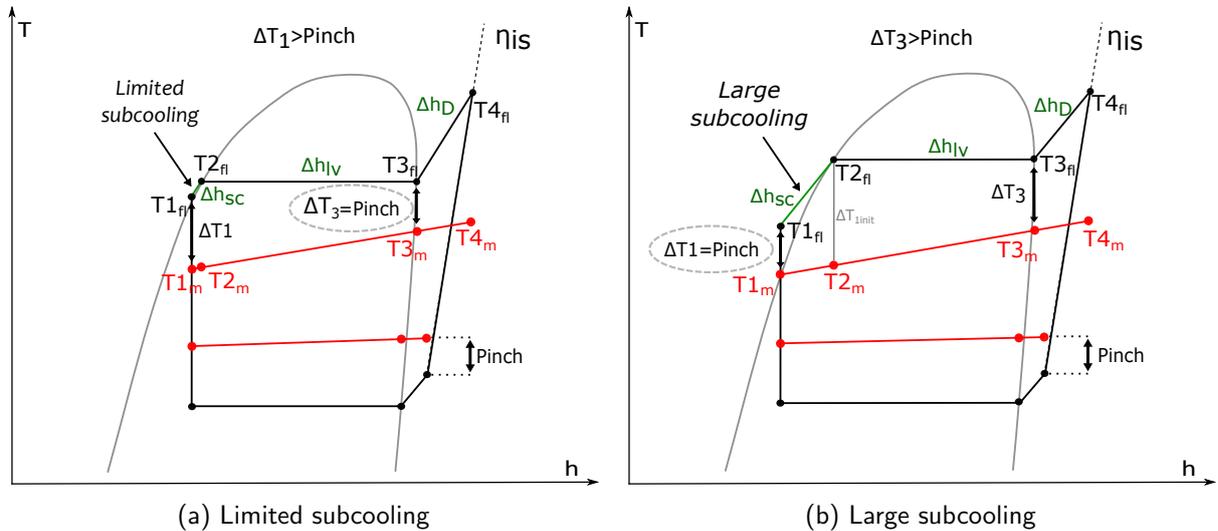


Figure 2.10: Heat pump cycle in a (T,h) diagram with representation of the possible pinch positions at the condenser and at the evaporator

The second step of the demonstration consists in showing that when the pinch position is located at the outlet of the heat exchanger and, at the same time, at the refrigerant vapor saturation temperature, *i.e.* $\Delta T_1 = \Delta T_3$, the entropy production in the condenser is minimised. This demonstration is focused on the condenser, but this approach can be used for the gas cooler equally.

For this demonstration we consider that the four terms $T1_m$, $T4_m$, \dot{m}_m and ΔT_3 , shown in the figure 2.10, are input parameters.

Assumptions considered for this demonstration are the following :

1. The refrigerant is a pure fluid, *i.e.* $T2_{fl} = T3_{fl}$
2. $\Delta h_{sc} = c_{p_{sc}} \cdot (T2_{fl} - T1_{fl})$
3. $\Delta s_{sc} = \alpha_{sc} \cdot (T2_{fl} - T1_{fl})$
4. The temperature $T3_m$ does not vary significantly compared to ΔT_1 when ΔT_{SC} varies
5. In all cases, $\Delta T_3 \leq \Delta T_1$
6. The isentropic efficiency η_{is} of the compressor remains constant
7. $\frac{d\Delta h_{lv}(T_{sat})}{dT_{sat}} \leq 0$. This assumption was verified numerically for all fluids implemented.

The increase of the refrigerant pressure when the subcooling increase was already demonstrated previously.

When ΔT_1 decreases the pressure increases, which means Δh_D increases. But, if the pressure increases, $T3_m$ increases equally due to the pinch condition. So, as $T4_m$ is fixed, the heat power

exchange decreases between the point 3 and 4. Therefore the heat power balance on the condenser remains true only if the mass flow rate of the refrigerant decreases. This result is important for the next of the demonstration.

To facilitate the writing, we use the following constants in relation to the figure 2.10 (note here that these constants are derived from a calculation and have no physical meanings) :

$$\dot{Q}^+ = \dot{C}P_m \cdot \Delta T_{41} \quad (2.7)$$

$$\Delta T_{41} = T_{4m} - T_{1m} \quad (2.8)$$

$$\Delta h_\gamma = c_{p_{sc}}(T_{4m} - T_{1m}) + \Delta h_D + \Delta h_{lv} \quad (2.9)$$

$$\chi_T = \Delta T_3 - \Delta T_1 = \text{pinch} + \Delta T_{sc} - \Delta T_{1,\text{init}} \quad (2.10)$$

Note that χ_T increases with the subcooling parameter and is always negative (assumption 5).

Power balance in the condenser gives :

$$\dot{m}_{fl} \cdot (\Delta h_{sc} + \Delta h_{lv} + \Delta h_D) = \dot{Q}^+ \quad (2.11)$$

$$\dot{m}_{fl} \cdot \Delta h_D = \dot{C}P_m \cdot (T_{4m} - T_{3m}) \quad (2.12)$$

With the assumption 4, we can consider that Δh_D and Δh_{lv} are constants when χ_T varies. So, we have two equations and two unknowns \dot{m}_{fl} and T_{3m} .

With the equations 2.11 and 2.12, \dot{m}_{fl} verifies :

$$\frac{c_{p_{sc}} \Delta h_D}{\dot{C}P_m} \cdot \dot{m}_{fl}^2 - (c_{p_{sc}}(\Delta T_{41} + \chi_T) + \Delta h_D + \Delta h_{lv}) \cdot \dot{m}_{fl} + \dot{C}P_m \Delta T_{41} = 0 \quad (2.13)$$

Now, we have two possible solutions, one of them increases with χ_T , *i.e.* with the subcooling parameter, and it is impossible as regards of the previous demonstration. Thus we keep the second solution which decreases with χ_T :

$$\dot{m}_{fl} = \frac{1}{2} \frac{\dot{C}P_m}{c_{p_{sc}} \Delta h_D} \left(c_{p_{sc}} \cdot \chi_T + \Delta h_\gamma - \sqrt{(c_{p_{sc}} \cdot \chi_T + \Delta h_\gamma)^2 - 4c_{p_{sc}} \cdot \Delta h_D \cdot \Delta T_{41}} \right) \quad (2.14)$$

and :

$$T_{3m} = T_{4m} - \frac{1}{2c_{p_{sc}}} \left(c_{p_{sc}} \cdot \chi_T + \Delta h_\gamma - \sqrt{(c_{p_{sc}} \cdot \chi_T + \Delta h_\gamma)^2 - 4c_{p_{sc}} \cdot \Delta h_D \cdot \Delta T_{41}} \right) \quad (2.15)$$

To have an expression of the derivative relative to χ_T of the entropy production, we formulate the next derivatives :

$$\frac{d\dot{m}_{fl}}{d\chi_T} = \frac{1}{2} \frac{\dot{C}P_m}{\Delta h_D} \left(1 - \frac{c_{p_{sc}} \cdot \chi_T + \Delta h_\gamma}{\sqrt{(c_{p_{sc}} \cdot \chi_T + \Delta h_\gamma)^2 - 4c_{p_{sc}} \cdot \Delta h_D \cdot \Delta T_{41}}} \right) \quad (2.16)$$

and :

$$\frac{dT_{3m}}{d\chi_T} = \frac{1}{2} \left(\frac{c_{psc} \cdot \chi_T + \Delta h_\gamma}{\sqrt{(c_{psc} \cdot \chi_T + \Delta h_\gamma)^2 - 4c_{psc} \cdot \Delta h_D \cdot \Delta T_{41}}} - 1 \right) \quad (2.17)$$

Entropy balance in the condenser gives :

$$\dot{P}_{\text{entropy}} = - \int \frac{\delta \dot{Q}^+}{T_m} + \dot{m}_m \cdot (s_{o,m} - s_{i,m}) - \int \frac{\delta \dot{Q}^-}{T_{fl}} + \dot{m}_{fl} \cdot (s_{o,fl} - s_{i,fl}) \quad (2.18)$$

In the heat exchanger, we can assume that at each section of the heat exchanger the temperature of the medium at its boundary is equal to the temperature of the refrigerant at its boundary. In other words, we neglect the thermal resistance between the refrigerant and the medium for this demonstration. Consequently the expression of the derivative relative to χ_T of the entropy production is written as :

$$\frac{d\dot{P}_{\text{entropy}}}{d\chi_T} = -d(\dot{m}_{fl} \cdot (\Delta s_{sc} + \Delta s_{lv} + \Delta s_D)) \quad (2.19)$$

Δs_{lv} and Δs_D are consider constant because of the small change of the temperature T_{3m} when χ_T varies. So, we have :

$$\frac{d\dot{P}_{\text{entropy}}}{d\chi_T} = -d(\dot{m}_{fl} \cdot (\alpha_{sc} \cdot (T_{3m} - T_{1m} + \chi_T) + \Delta s_{lv} + \Delta s_D)) \quad (2.20)$$

Then :

$$\frac{d\dot{P}_{\text{entropy}}}{d\chi_T} = - \left(\frac{d\dot{m}_{fl}}{d\chi_T} \cdot (\alpha_{sc} \cdot (T_{3m} - T_{1m} + \chi_T) + \Delta s_{lv} + \Delta s_D) + \dot{m}_{fl} \cdot \alpha_{sc} \left(\frac{dT_{3m}}{d\chi_T} + 1 \right) \right) \quad (2.21)$$

After some transformations, we obtain the expression of the derivative of the entropy :

$$\frac{d\dot{P}_{\text{entropy}}}{d\chi_T} = - \left\{ \frac{\alpha_{sc} \dot{C}P_m}{2\Delta h_D} \cdot \underbrace{\left(1 - \frac{\tilde{\chi}_T}{\sqrt{\tilde{\chi}_T^2 - \tilde{I}_T^2}} \right)}_{<0} \cdot \underbrace{\left(\frac{\Delta s_{lv} + \Delta s_D}{\alpha_{sc}} - \frac{\Delta h_{lv} + \Delta h_D}{c_{psc}} \right)}_{<0} \right\} \quad (2.22)$$

with :

$$\tilde{\chi}_T = c_{psc} \cdot (\chi_T + \Delta T_{41}) + \Delta h_{lv} + \Delta h_D \quad (2.23)$$

and :

$$I_T = 2\sqrt{c_{psc} \cdot \Delta h_D \cdot \Delta T_{41}} \quad (2.24)$$

A basic thermodynamic calculation, shows that the term :

$$\frac{\Delta s_{lv} + \Delta s_D}{\alpha_{sc}} - \frac{\Delta h_{lv} + \Delta h_D}{c_{psc}} \quad (2.25)$$

is always negative.

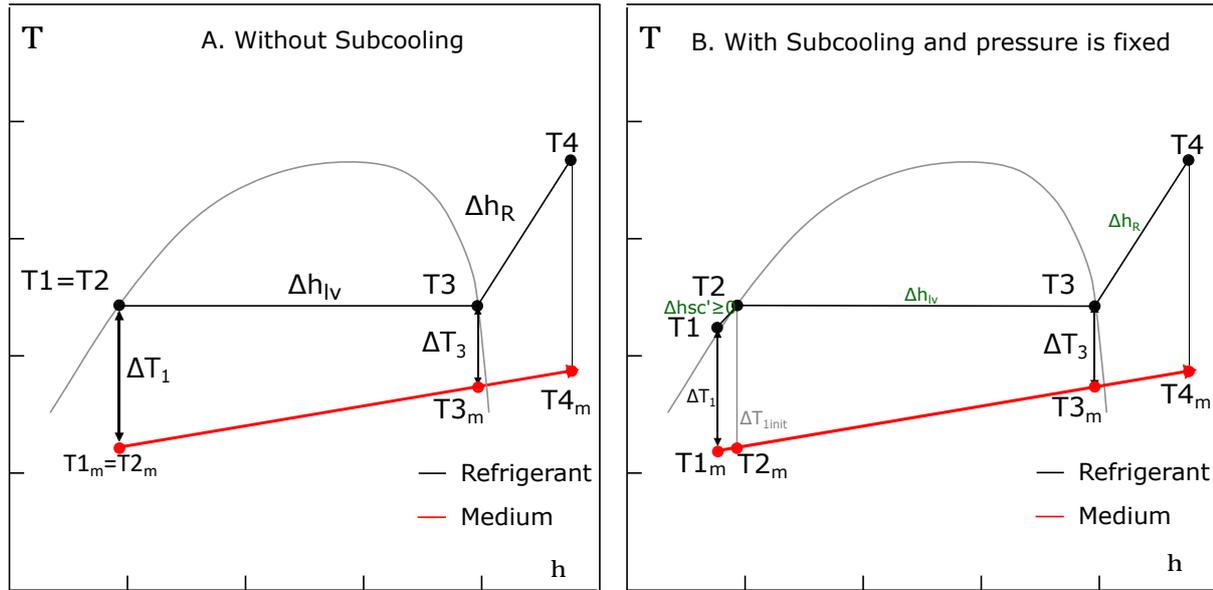


Figure 2.11: Condenser composite curve with and without subcooling in (T,h or s) diagram

Indeed referring to the figure 2.11, let :

$$X = \frac{\Delta s_{lv} + \Delta s_D}{\alpha_{sc}} - \frac{\Delta h_{lv} + \Delta h_D}{c_{psc}} \quad (2.26)$$

$$A = \left(\frac{1}{\alpha_{sc}} \Delta s_{lv} - \frac{1}{c_{psc}} \Delta h_{lv} \right) \quad (2.27)$$

And :

$$B = \left(\frac{1}{\alpha_{sc}} \Delta s_D - \frac{1}{c_{psc}} \Delta h_D \right) \quad (2.28)$$

So :

$$A = \frac{T_2 - T_1}{s_2 - s_1} (s_3 - s_2) - \frac{T_2 - T_1}{h_2 - h_1} (h_3 - h_2) = (T_2 - T_1) \left(\frac{s_3 - s_2}{s_2 - s_1} - \frac{\int_2^3 T ds}{\int_1^2 T ds} \right) \quad (2.29)$$

We have :

$$\int_2^3 T ds \geq T_2 \int_2^3 ds \quad (2.30)$$

and :

$$\int_2^1 T ds \leq T_2 \int_2^1 ds \quad (2.31)$$

Thus :

$$A \leq (T_2 - T_1) \left(\frac{s_3 - s_2}{s_2 - s_1} - \frac{T_2 \int_2^3 ds}{T_2 \int_1^2 ds} \right) = 0 \quad (2.32)$$

Moreover :

$$B = \frac{T_2 - T_1}{s_2 - s_1}(s_4 - s_3) - \frac{T_2 - T_1}{h_2 - h_1}(h_4 - h_3) = (T_2 - T_1) \left(\frac{s_4 - s_3}{s_2 - s_1} - \frac{\int_3^4 T ds}{\int_1^2 T ds} \right) \quad (2.33)$$

have :

$$h_4 - h_3 = \int_3^4 T ds \geq T_3 \int_2^3 ds \quad (2.34)$$

and :

$$h_2 - h_1 = \int_2^1 T ds \leq T_2 \int_2^1 ds \quad (2.35)$$

Thus :

$$\frac{h_4 - h_3}{h_2 - h_1} \geq \frac{T_3 \int_2^3 ds}{T_2 \int_2^1 ds} \geq \frac{\int_2^3 ds}{\int_2^1 ds} = \frac{s_4 - s_3}{s_2 - s_1} \quad (2.36)$$

Finally, that means $B \leq 0$ and $X \leq 0$.

So we conclude that the entropy production always decreases when χ_T increases, *i.e.* when ΔT_1 tend to ΔT_3 .

Note that, when ΔT_3 becomes larger than ΔT_1 , *i.e.* when the pinch location changes, the fourth assumption becomes invalid. So the equation 2.22 is no longer valid, and we are not sur at all the entropy production will continue to decrease.

The last step of the demonstration consists in showing how the optimal subcooling in term of entropy production, maximized the COP of the heat pump.

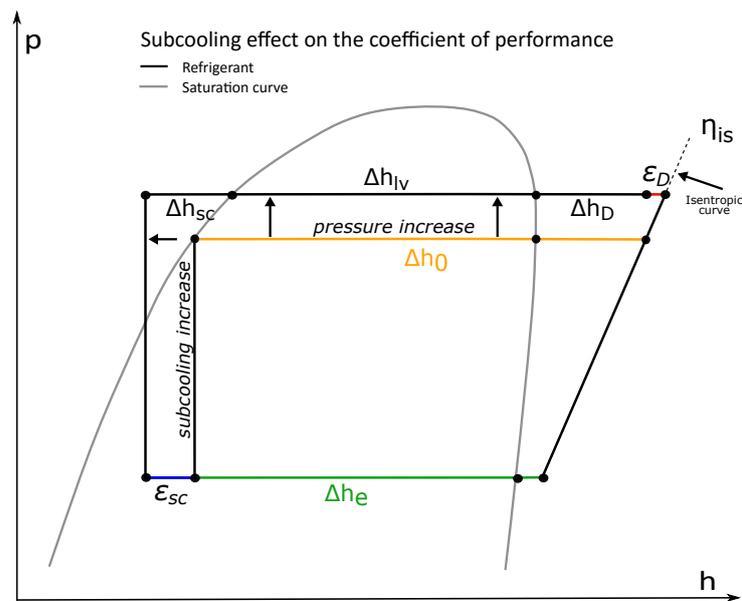


Figure 2.12: Subcooling effect on a heat pump in a Mollier diagram

In accordance with figure 2.12, the COP could be written as in equation 2.37 :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_h - \dot{Q}_c} = \frac{\epsilon_{sc} + \Delta h_0 + \epsilon_D}{\Delta h_0 - \Delta h_e + \epsilon_D} \quad (2.37)$$

If pinch is at the vapor saturation position, ϵ_{sc} increases with the subcooling while ϵ_D increases very slightly. Therefore, the COP is a function mainly of ϵ_{sc} and the derivative with respect to ϵ_{sc} is always positive.

$$\frac{d\text{COP}}{d\epsilon_{sc}} = \frac{1}{\Delta h_0 - \Delta h_e + \epsilon_D} \geq 0 \quad (2.38)$$

When subcooling becomes large enough to imply a new position of the pinch, as illustrated in figure 2.10b, each increase of subcooling implies an increase of the saturation pressure, so only ϵ_D increases. Therefore, the COP is a function of only ϵ_D and the derivative with respect to ϵ_D is always negative.

$$\frac{d\text{COP}}{d\epsilon_D} = \frac{-(\Delta h_0 + \epsilon_{sc})}{(\Delta h_i - \Delta h_e + \epsilon_D)^2} \leq 0 \quad (2.39)$$

In conclusion, the COP rises until the double pinch condition is respected and this configuration gives the optimal subcooling value. Thus, the double pinch condition is implemented explicitly to optimize the cycle integration.

Optimization and results

The approach to optimize the different thermodynamic cycles architecture and thermodynamic operating conditions is based on a numerical model. In the following the strategies used to determine the optimal cycle from an energy point of view for typical heat pumps (subcritical and transcritical cycles) and for heat pumps with an IHX (subcritical and transcritical cycles) are presented.

For basic heat pump cycles using a pure refrigerant, it has been demonstrated that the subcooling parameter maximize the COP, when the double pinch is verified at the condenser. The equivalence of the subcooling parameter for transcritical cycles can be named the pseudo subcooling parameter. It is defined as the temperature difference between the pseudo critical temperature and the outlet gas cooler temperature. The impact of the double pinch condition is the same for both cycles. The heat exchanger pressure increases slightly until the subcooling or the pseudo subcooling generates a second pinch temperature.

The integration of an IHX on the system adds complexity to the optimization problem. An iterative procedure was implemented to understand the impact of the IHX on the COP, at constant IHX efficiency. The procedure calculates the COP for a subcooling or a pseudo subcooling parameter evolving increasingly from 0 °C to a realistic value. The analysis shows the COP of the system is maximized when the double pinch condition is verified on the condenser or the gas cooler. Plus, it was observed these conclusions were also true for several IHXs efficiency fixed. Therefore, the double pinch condition at the condenser or the gas cooler was used to calculate the optimal heat pump cycle with an IHX for any pure refrigerant studied.

Figure 2.13 shows the COP of subcritical and transcritical heat pumps using different refrigerants

Tableau 2.5: Heat pump model input parameters

Parameters	Value	Unity
Compressor isentropic efficiency	0.71	-
Compressor volumetric efficiency	0.8	-
Frequency	1480	tr.min ⁻¹
Heat exchanger minimum difference temperature	5	°C
Internal heat exchanger efficiency	0.4	-

and the impact of IHX on the energy performance. The bars in blue color including all the refrigerants between the RE347mcc and the R152a represent the optimal COPs for subcritical cycles. The other bars represent the optimal COPs for transcritical cycles. The additional gain due to the IHX for each heat pump configuration is represented in red color. For this analysis, the model inputs were the operating conditions of the drying process already presented. The isentropic efficiency and the volumetric efficiency of the compressor, the minimum difference temperature at both heat exchangers and the IHX efficiency are defined in table 2.5.

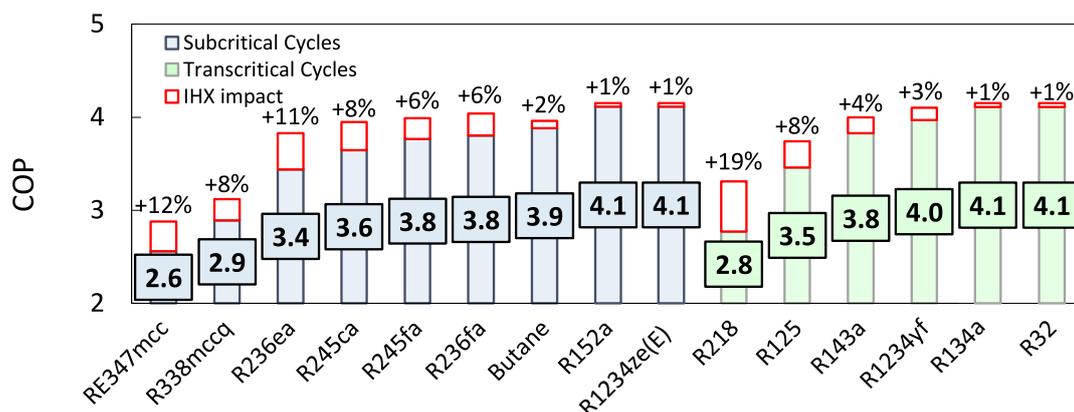


Figure 2.13: Heat pumps energy performance for a selection of refrigerants in subcritical and transcritical cycles with the IHX impacts

Figure 2.13 shows that the R32 and R134a give the best COP in a transcritical cycle. While for the subcritical cycles, the best fluids are the R1234ze(E), R152a and Butane. When the IHX is integrated to the system, the best fluids for transcritical cycles stay the same. In contrast, for the subcritical cycles, the R236fa becomes the third best fluid and the R245fa becomes the fourth one.

Moreover, figure 2.13 shows that the impact of IHX is more significant for cycles using dry fluids (see table 2.4), especially the R245ca, the R236fa and R245fa. Indeed, without the IHX, the heat pumps using wet fluids have to superheat sufficiently the refrigerant at the outlet of the evaporator in order to avoid the re-entrant T-s saturated vapor line. But, as mentioned by Vorster and Meyer [27], the superheating for wet fluids has an energy cost, and can decrease the energy performance of the system. Tables 2.6 and 2.7 show the minimal superheating above 5 °C required for each refrigerant to avoid the re-entrant T-s diagram. These results come from the model and are obtained by an iterative procedure. It can be seen that the addition of an IHX decreases the required minimal superheating which helps reducing the penalty of the superheating. This is due to the IHX creating a free superheating reducing the initial superheating needed to be produced by the evaporator, as it

is shown on the figure 2.14. Furthermore, a trend emerges from the chart of figure 2.13 : the more efficient the refrigerant is and less the IHX affects the performance of the system.

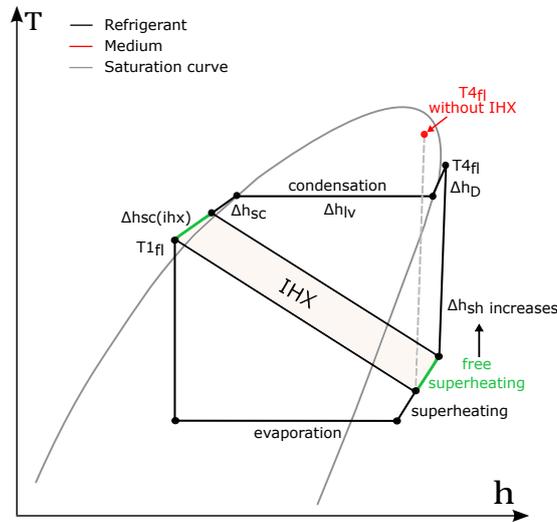


Figure 2.14: Impact of an IHX on a classical heat pump using a wet refrigerant like the R254fa

From an energy point of view, the R32 or the R152a can be chosen to build the system. But other aspects have to be studied, to take into account the economic and technical feasibility, and the environmental issues. Indeed, in the model, the isentropic efficiency was fixed whatever the pressure ratio obtained. This assumption may penalize some fluids compared to others. Plus, the volumetric heat capacity of the compressor has to be studied in order to foresee the compressor size for each refrigerant. Moreover, some fluids are toxic or highly flammables. Their use is subjected to the different standards and it implies a non-negligible economic impact on the system construction. At last, the GWP has to be considered on the final choice in order not to be affected by the upcoming regulations. The next point deals with these technical questions and environmental issues.

Tableau 2.6: Minimal superheating required for subcritical cycles

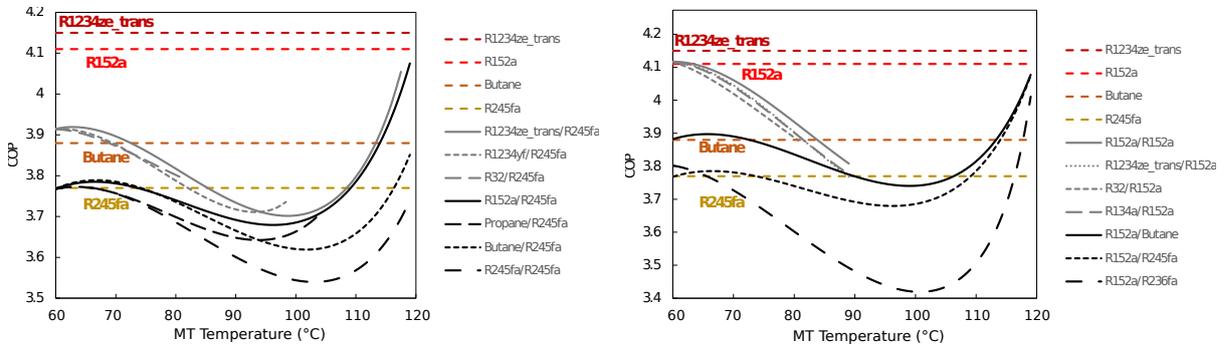
Refrigerant	SH (°C)	SH IHX (°C)
RE347mcc	40	30
R245ca	10	5
R338mccq	30	25
Butane	5	5
R236ea	15	8
R245fa	8	5
R236fa	8	5
R152a	5	5
R1234ze(E)	5	5

Tableau 2.7: Minimal superheating required for transcritical cycles

Refrigerant	SH (°C)	SH IHX (°C)
R218	5	5
R125	5	5
R143a	5	5
R1234yf	5	5
R134a	5	5
R32	5	5

For inverted series, a preselection cycle is more complex, so an iterative procedure is used, choosing the best cycle and best fluid for the MHP and FHP. All possible pairs of refrigerants were created and tested by the model. The target temperature of the MHP is a new variable of the model. It was adjusted by an iterative procedure in order to maximize the global COP.

Figures 2.15a and 2.15b show the energy performance of different inverted series according to the evolution of the middle target (MT) temperature, which corresponds to the first heat pump target temperature of the inverted serie studied.



(a) Energy performance of several heat pumps in inverted series, first part results

(b) Energy performance of several heat pumps in inverted series, second part results

Figure 2.15: Heat pumps in inverted series energy performances

It is very interesting to note that the heat pumps inverted series were always worse than classical subcritical cycles, optimized by the double “pinch” condition. Indeed, in each case, the iterative procedure converges to an identical refrigerant pair. Moreover, the middle target temperature converges to the final target temperature, as it is shown on those figures. At the end, there is no interest using to two inverted series heat pump.

Thermodynamic and environmental analysis

The discharge pressure of the system can be a technological brake. As can be seen on figure 2.16 the subcritical fluids have a discharge pressure much lower than the transcritical ones, except the R1234yf and R134a whose pressures are close to the R152a one. The IHX presents the advantage to decrease slightly the discharge pressure for both cycles, with a larger impact for the transcritical cycles.

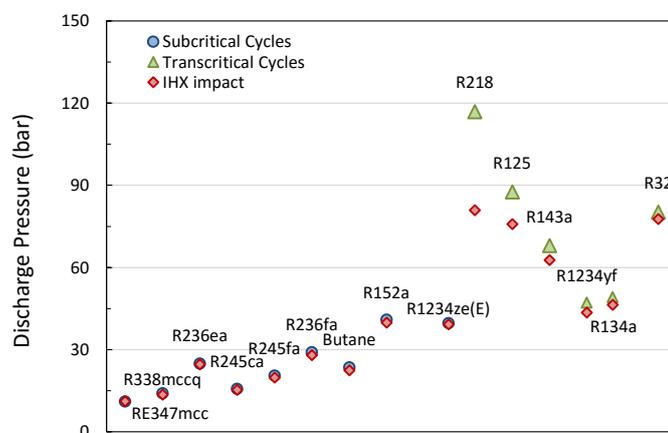


Figure 2.16: Discharge pressure for subcritical and transcritical cycles and IHX impacts

Another technical issue concerns the pressure ratio of the cycle. Indeed, the higher is the pressure

ratio, the lower is the compressor isentropic and volumetric efficiencies, and the lower is the COP. figure 2.17 presents the different calculated pressure ratios. The RE347mcc and R338mccq were removed from the graphic due to their too high pressure ratio, above 20 even with the IHX. Except the R218, all transcritical cycle fluids have a pressure ratio lower than those of subcritical cycles. At last, one can see the IHX impact on the pressure ratios for all fluids, with a larger impact for the subcritical cycles.

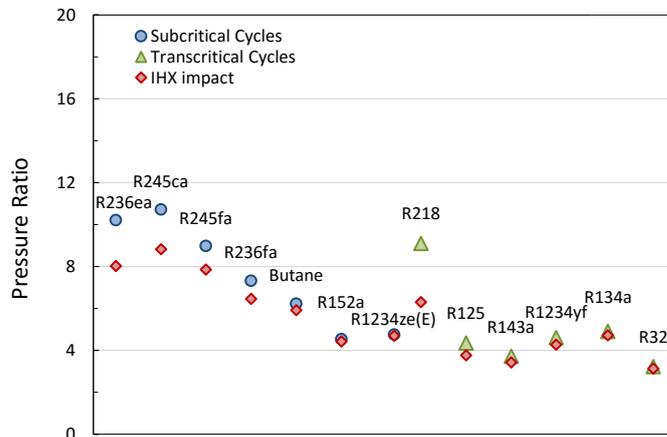


Figure 2.17: Pressure ratio for subcritical and transcritical cycles and IHX impacts

The volumetric heating capacity is a good indicator for the needed size of the compressor and for the investment costs. The different VHCs are represented on figure 2.18. It can be seen that the transcritical fluids have larger VHCs with a maximum value for the R32.

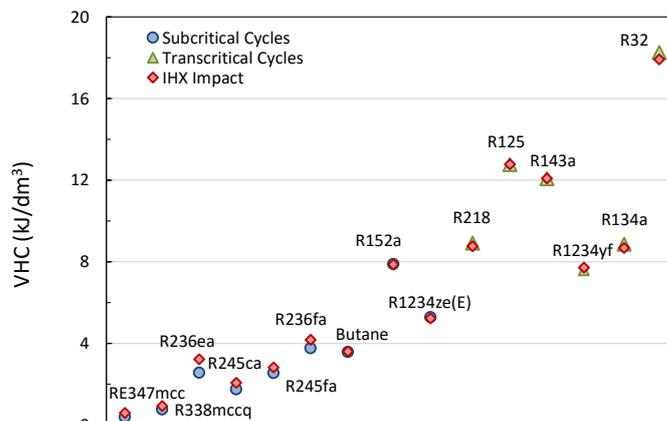


Figure 2.18: Volumetric heating capacity of the compressor for subcritical and transcritical cycles and IHX impacts

The environmental issues have also to be considered in order to build a sustainable heat pump for industry. The best energy performance fluids are the R32, R134a, R1234yf, R143a, R1234ze(R), R152a, Butane, R236fa and R245fa. As seen in table 2.4, the R152a has a medium flammability implying ad hoc equipments and non-negligible additional costs. The safety group of Butane is A3 which means extremely flammable and implying also additional costs. The R236fa and R143a are not feasible because of their too high $GWP \geq 2500$. There remain 5 refrigerants for which the GWP are hetero-

geneous. The R134a has a GWP of 1300, the R1234yf has a GWP of 4 and a low flammability. The R1234ze(E) has a GWP less than 1 and a low flammability. The R245fa is not flammable but toxic with a GWP of 820. At last, the R32 has a low flammability with a GWP of 670.

In conclusion, taking into account all technological issues the transcritical cycles solutions seem to be the most economical and feasible solution, especially for the R32 and the R1234yf for which the COP is higher than 4, the pressure ratio is particularly low and their environmental impacts are weak.

Conclusions

A steady state heat pump model and an optimization methodology to obtain the best integrated heat pump in an industrial process have been presented. The subcooling or the active charge are optimization variables, which have a real impact on the exergy efficiency and energy performance of the heat pumps. Moreover, the optimization results have shown that it is possible to have a COP higher than 4 for a very high process temperature (120 °C) with an important glide temperature. The transcritical heat pumps present a real economic advantage for the drying processes where the heat source are effluents with an important value of latent heat while heat sink is dry air that has to be heated to high temperatures.

The R32, R134a, R1234yf, R1234ze(E) as working fluids were the best refrigerants from energy point of view for operating conditions as presented. However, taking into account the environmental and technical issues, the R32 and R1234yf are the best refrigerants.

2.6 Références

- [1] Gianfranco Angelino. Supercritical heat pump cycles Les cycles supercritiques de pompes chaleur. *Froid*, 1(4) :543–554, 1994. 37
- [2] Khattar Assaf. *Intégration d'une pompe à chaleur dans un procédé agroalimentaire : simulation expérimentation et intégration*. PhD thesis, Mines ParisTech, 2010. URL <http://www.theses.fr/2010ENMP0052>. 36
- [3] J. Steven Brown. Predicting performance of refrigerants using the Peng-Robinson Equation of State. *International Journal of Refrigeration*, 30 :1319–1328, 2007. ISSN 01407007. doi : 10.1016/j.ijrefrig.2007.04.006. 34, 38
- [4] Marwan Chamoun. *Modeling, design and experimental study of an industrial high temperature heat pump using water as refrigerant*. PhD thesis, L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2012. URL <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00917551>. 36
- [5] Honghyun Cho, Changgi Ryu, Yongchan Kim, and Ho Young Kim. Effects of refrigerant charge amount on the performance of a transcritical CO₂ heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 28(8) :1266–1273, December 2005. ISSN 01407007. doi : 10.1016/j.ijrefrig.2005.09.011. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700705001787>. 41
- [6] K.J. Chua, S.K. Chou, and W.M. Yang. Advances in heat pump systems : A review. *Applied Energy*, 87(12) :3611–3624, December 2010. ISSN 03062619. doi : 10.1016/j.apenergy.2010.06.

014. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191000228X>.
37
- [7] Denis Clodic, Xueqin Pan, Eric Devin, Thomas Michineau, and Stéphanie Barrault. Alternatives aux hfcs à fort gwp dans les applications de réfrigération et de climation. Technical report, ADEME, 2013. 38
- [8] Jose M. Corberán, Israel O. Martínez, and José González. Charge optimisation study of a reversible water-to-water propane heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 31(4) : 716–726, June 2008. ISSN 01407007. doi : 10.1016/j.ijrefrig.2007.12.011. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700707002484>. 31
- [9] P.A. Domanski and D. A. Didion. Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, 17 :487–493, 1994. 39
- [10] W.B. Gosney. *Principles of refrigeration*. Cambridge University Press, London, cambridge edition, 1982. 39
- [11] Pottker Gustavo and Hrnjak Pega. Experimental investigation of the effect of condenser subcooling in {R134a} and {R1234yf} air-conditioning systems with and without internal heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 50 :104 – 113, 2015. ISSN 0140-7007. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700714002953>. 31
- [12] Justin P. Koeln and Andrew G. Alleyne. Optimal subcooling in vapor compression systems via extremum seeking control : Theory and experiments. *International Journal of Refrigeration*, 43 :14–25, July 2014. ISSN 01407007. doi : 10.1016/j.ijrefrig.2014.03.012. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700714000632>. 39
- [13] Chieko Kondou and Shigeru Koyama. Thermodynamic assessment of high-temperature heat pumps using Low-GWP HFO refrigerants for heat recovery. *International Journal of Refrigeration*, October 2014. ISSN 01407007. doi : 10.1016/j.ijrefrig.2014.09.018. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700714002576>. 39
- [14] T. J. Kotas. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Paragon Publishing, Rothersthorpe, 1995. ISBN 9781908341891. URL <http://books.google.fr/books?id=aH4iLwEACAAJ>. 40
- [15] André Lallemand. Thermodynamique appliquée Bilans entropiques et exergetiques. *Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique*, base docum(ref. article : be8008) :1–18, 2005. URL <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=21801305>. 41
- [16] H J Laue, A Lehmann, and A Milbitz. Overview of Industrial Heat Pump Activities in Europe. In TAKAMOTO SAITO, editor, *Heat Pumps*, pages 905–918. Pergamon, Oxford, 1990. ISBN 978-0-08-040193-5. doi : <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-08-040193-5.50101-2>. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780080401935501012>. 36
- [17] Francis Meunier, Paul Rivet, and Marie-France Terrier. *Froid Industriel*. La RPF, Dunot, 2004. 41
- [18] V. Minea. Drying heat pumps – Part I : System integration. *International Journal of Refrigeration*, 36(3) :643–658, 2013. ISSN 01407007. doi : 10.1016/j.ijrefrig.2012.11.025. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700712003337>. 36

- [19] Arun S. Mujumdar. *Handbook of Industrial Drying*. CRC Press, 2006. ISBN 1574446681. doi : 10.1080/07373938808916399. v, 36, 38
- [20] Andreas Müller, Jochen Winkelmann, and Johann Fischer. Simulation studies on mixtures of dipolar and nonpolar linear molecules. *Fluid Phase Equilibria*, 99 :35–47, August 1994. ISSN 03783812. doi : 10.1016/0378-3812(94)80020-0. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0378381294800200>. 38
- [21] Gustavo Pottker and Pega Hrnjak. Effect of the Condenser Subcooling on the Performance of Vapor Compression Systems. *International Journal of Refrigeration*, November 2014. ISSN 01407007. doi : 10.1016/j.ijrefrig.2014.11.003. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700714003016>. 39
- [22] Berthold Saager and Johann Fischer. Construction and application of physically based equations of state. *Fluid Phase Equilibria*, 72 :67–88, March 1992. ISSN 03783812. doi : 10.1016/0378-3812(92)85019-5. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0378381292850195>. 38
- [23] S Smolen and M Budnik-Rodz. Low rate energy use for heating and in industrial energy supply systems—Some technical and economical aspects. *Energy*, In Press,(14) : 2588–2603, 2006. ISSN 0360-5442. doi : <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2005.12.010>. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V2S-4J9N0N0-1/2/e3e5725dc663f66426bebf6ea994c692>. 36
- [24] Roland Span. *Multiparameter equations of states : An accurate source of thermodynamic property data*. Springer, 2000. 34, 38
- [25] F. Suleman, I. Dincer, and M. Agelin-Chaab. Energy and exergy analyses of an integrated solar heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 73(1) :559–566, December 2014. ISSN 13594311. doi : 10.1016/j.applthermaleng.2014.08.006. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431114006681>. 39
- [26] D.M. van de Bor and C.A. Infante Ferreira. Quick selection of industrial heat pump types including the impact of thermodynamic losses. *Energy*, 53 :312–322, May 2013. ISSN 03605442. doi : 10.1016/j.energy.2013.02.065. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544213002004>. 41
- [27] P. P J Vorster and J. P. Meyer. Wet compression versus dry compression in heat pumps working with pure refrigerants or non-azeotropic binary mixtures for different heating applications. *International Journal of Refrigeration*, 23(7) :292–311, 2000. ISSN 01407007. doi : 10.1016/S0140-7007(99)00050-X. 51
- [28] Ulrike Weingerl, Martin Wendland, Johann Fischer, A Wien, and Andreas Muller. Backbone Family of Equations of State : 2 . Nonpolar and Polar Fluid Mixtures. *Fluid Phase Equilibria*, 47(3), 2001. 38
- [29] P.-Y. Yu, K.H. Lin, W.K. Lin, and C.C. Wang. Performance of a tube-in-tube co2 gas cooler. *International journal of refrigeration*, 35 :2033–2038, 2012. 41

2.7 Conclusions

Les conclusions de l'analyse montrent que 4 fluides donnent des performances similaires (COP variant entre 4.1 et 4.2) : le R152a et le R1234ze-(E) en régime subcritique et le R134a et le R32 en régime transcritique. Le choix s'est porté sur le R32, du fait que sa capacité calorifique volumétrique est supérieure à celle des autres fluides et que le taux de compression est compris dans une plage particulièrement profitable au rendement isentropique et volumétrique du compresseur ($\Pi \simeq 3.5$). Il est à noter que le R134a a des propriétés assez similaires au R32. Cependant son GWP, selon la F-gaz, risquerait, dans un futur proche, de porter préjudice à de futurs potentiels projets à échelle industrielle, intéressés par cette technologie de PAC. Enfin, le gain énergétique qu'apporte un échangeur interne a été étudié. Pour chacun des 4 fluides sélectionnés, le gain apporté par l'échangeur interne est inférieur à 1 %. Ainsi, l'intérêt d'adopter une solution de PAC avec échangeur interne est assez faible.

C'est à partir des résultats de cette analyse approfondie de cycle de PAC, qu'il a été décidé de concevoir la PAC transcritique en question fonctionnant au R32. Les chapitres suivants montreront comment ces résultats théoriques ont été validés.

Chapitre 3

Refroidisseur de gaz et évaporateur : modèle physique en volume fini

*« Voir un monde dans un grain de sable
Et un ciel dans une fleur sauvage
Tenir l'infini dans la paume de la main
Et l'éternité dans une heure »*

William Blake

Sommaire

3.1	Introduction	60
3.2	Sélection de la technologie des échangeurs de chaleur	60
3.3	Modélisation d'échangeurs de chaleur à tubes à ailettes continues ondulées	65
3.3.1	Structure du modèle de base	66
3.3.2	Hypothèses	66
3.3.3	Formulation mathématique du problème	67
3.4	Caractérisation des transferts thermiques et des pertes de charges internes et externes dans un refroidisseur de gaz	71
3.4.1	Comportement d'un fluide supercritique	71
3.4.2	Transferts thermiques et pertes de charges, côté medium (air sec)	72
3.4.3	Transferts thermiques et pertes de charges, côté réfrigérant (R32)	73
3.5	Caractérisation des transferts thermiques et des pertes de charges internes et externes dans un évaporateur déshumidificateur, dans des conditions d'air saturé	80
3.5.1	Transferts thermiques et massiques couplés et caractérisation des pertes de charges externes, côté medium (air humide saturé)	81
3.5.2	Transferts thermiques et pertes de charges, côté réfrigérant (R32)	85
3.5.3	Etude de sensibilité	86
3.6	Conclusions	88
3.7	Références	89

3.1 Introduction

Pour pouvoir valider les résultats théoriques présentés dans le chapitre 2, des moyens d'essais sont mis en place afin d'analyser les performances énergétiques d'un démonstrateur de PAC transcritique très haute température au R32 (PAC T-HT R32) d'une puissance calorifique de 30 kW, qui est présenté au chapitre 4. Les essais, présentés au chapitre 5, sont réalisés dans les conditions opératoires du procédé de séchage détaillées dans le chapitre 1. La conception des 2 échangeurs de chaleur, refroidisseur de gaz et évaporateur, est effectuée à l'aide d'un modèle « physique » permettant d'analyser les phénomènes de transferts thermiques et massiques en régime établi. Dans ce troisième chapitre, après une réflexion sur le choix de la technologie des échangeurs, il sera question de détailler le modèle physique utilisé pour les dimensionner, et dans un deuxième temps, il sera question de détailler la méthode d'optimisation utilisée pour minimiser le coût du refroidisseur de gaz.

Il existe une grande diversité de technologies d'échangeur de chaleur détaillée dans le livre de Sadik et Hongtan [1]. Le choix, pour un besoin donné, relève d'un compromis entre une multitude de critères qui peuvent parfois être difficiles à concilier, notamment les critères de faisabilité technique et d'efficacité énergétique. Lorsque les demandes sont classiques, les constructeurs d'échangeur de chaleur se chargent de choisir la technologie et les dimensions associées, afin de répondre au cahier des charges efficacement. Mais lorsque les demandes sortent de l'ordinaire, comme pour le cas du refroidisseur de gaz au R32 (échange R32 supercritique/air) et de l'évaporateur (échange R32 subcritique/air chaud saturé), la sélection de la technologie la plus favorable n'est pas automatique et nécessite une étude approfondie.

3.2 Sélection de la technologie des échangeurs de chaleur

En utilisant la démarche exposée dans le livre de Thulukkanam [2], qui consiste à répondre à une liste de questions techniques, il est possible d'éliminer les technologies les moins favorables au cas d'étude :

Type de transfert

Selon les besoins (distillation, concentration, valorisation des rejets, ...) les transferts de chaleur peuvent être à contact direct ou à contact indirect, *i.e.* avec une interface interdisant le transfert de matière entre les flux. Dans la présente étude, que ce soit pour le refroidisseur de gaz ou pour l'évaporateur, le transfert de chaleur entre le fluide frigorigène et l'air (humide ou sec) est à contact indirect.

Nombre de fluides

Il est possible de retrouver des cas d'échanges de chaleur entre un nombre de flux N supérieur ou égal à 2 (en cryogénie par exemple). Ici, le nombre de flux mis en jeu dans chaque échangeur est identique, et vaut 2. Les prochains points seront traités, en supposant que seuls deux fluides échangent de la chaleur entre eux.

Compacité

La compacité de l'échangeur de chaleur n'est pas prise en compte dans cette étude, du fait que les puissances échangées voulues pour le banc d'essai sont faibles. Néanmoins, des contraintes géométriques devront être imposées lors du dimensionnement pour des raisons de faisabilité technique. Par exemple, si la technologie de l'échangeur est à tube à ailettes continues, le diamètre interne des tubes, et l'espacement longitudinal et transversal à l'écoulement entre les tubes peuvent être des paramètres fixés par le constructeur, limitant ainsi l'optimisation de la compacité.

Phase des fluides

Lors de la conception d'un échangeur de chaleur, il faut s'assurer que le ratio Ψ , défini ci-dessous, de chacun des flux soit du même ordre de grandeur, [2].

$$\Psi = \frac{\text{surface d'échange}}{\text{coefficient d'échange thermique}} \quad (3.1)$$

Dans la pratique, les coefficients d'échange thermique diffèrent selon l'état du fluide. Selon le livre VDI heat Atlas [3], dans la grande majorité des échangeurs de chaleur, les coefficients d'échange thermiques des gaz sont d'un ordre de grandeur inférieurs à ceux des flux liquides ou diphasiques. Par conséquent, la surface d'échange en contact avec les flux gaz doit être d'un ordre de grandeur supérieur à celle en contact avec des flux liquides ou diphasiques. Ainsi, selon l'état des fluides, (gaz, liquide ou diphasique) la technologie des échangeurs diffère.

Dans une PAC ayant une architecture classique (comportant 2 échangeurs de chaleur uniquement), les échanges se font dans la grande majorité des cas entre un flux diphasique et un flux gaz ou liquide. Étant donné que les coefficients d'échanges thermiques des flux diphasiques sont du même ordre de grandeur que ceux des liquides, des surfaces d'échanges similaires suffisent pour que l'échange soit efficace. En revanche lorsqu'un échange se fait entre un gaz et un flux liquide ou diphasique, la surface de contact avec le gaz doit nécessairement être augmentée, en intégrant des ailettes à la structure, par exemple.

En appliquant ce principe au cas de la PAC transcritique au R32, il vient que pour l'évaporateur, la surface en contact avec le flux chaud (air humide) doit être augmentée, comme présenté sur la figure 3.1.

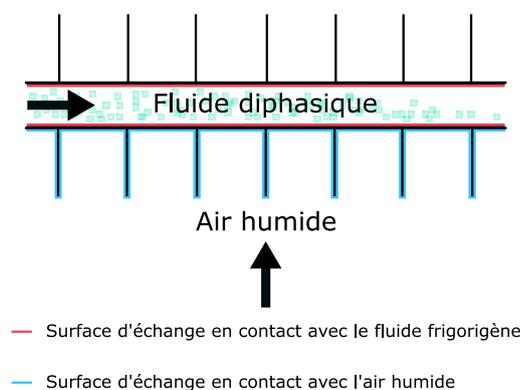


Figure 3.1: Surfaces d'échanges thermiques entre un fluide diphasique et un gaz

En ce qui concerne le refroidisseur de gaz, les fluides supercritiques ont certaines propriétés thermodynamiques et physiques qui nécessitent d'être approfondies. Ce sera l'objet de la partie 3.4 qui présente une analyse de sensibilité sur les coefficients d'échange convectif interne des fluides supercritiques en écoulement dans un tube. Cette analyse montre que les coefficients d'échange convectif supercritiques sont du même ordre de grandeur que ceux pour les liquides ou les fluides diphasiques. Ainsi comme pour l'évaporateur, la surface en contact avec le flux froid (air extérieur) doit être augmentée, comme présenté sur la figure 3.2.

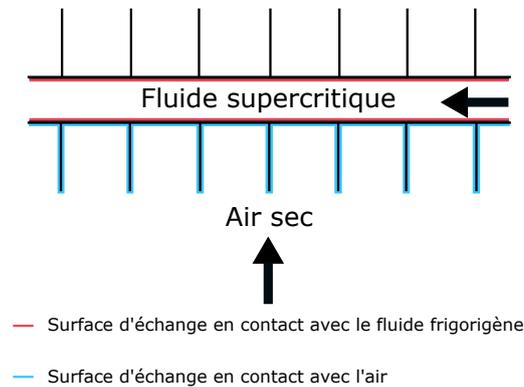


Figure 3.2: Surfaces d'échanges thermiques entre un fluide supercritique et un gaz

Arrangement des flux

L'arrangement des flux dans un échangeur de chaleur permet de dessiner le circuit dans lequel s'écoulent les différents flux. Suivant l'arrangement, les échanges peuvent être co-courants (les deux flux ont la même direction et le même sens), contre-courants (les deux flux échangent de la chaleur en s'écoulant dans la même direction mais dans un sens opposé), courant croisés (les deux flux s'écoulent dans des directions perpendiculaires), et courants croisés à tendance contre-courant. Ce dernier, représenté sur la figure 3.3, est privilégié lorsque les conditions opératoires imposent de fortes contraintes mécaniques, comme des niveaux de pression élevés.

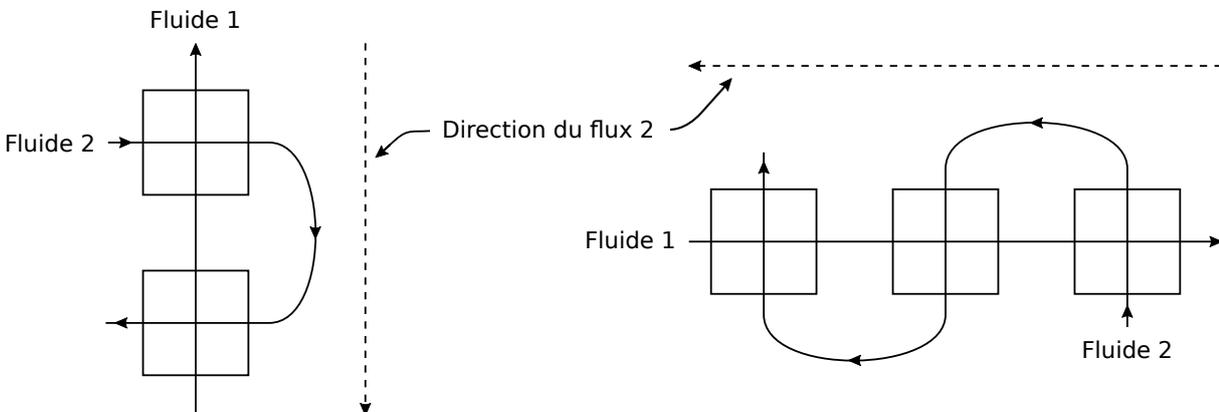


Figure 3.3: Disposition des flux de matière dans un échangeur croisé à tendance contre-courant ou *cross-counterflow*

L'arrangement optimal est souvent le résultat d'un compromis entre plusieurs critères : l'efficacité énergétique du système dans lequel se trouve l'échangeur de chaleur, les contraintes du projet, les contraintes techniques et les coûts. Dans le cas de la PAC T-HT R32, prototype de laboratoire, la puissance des échangeurs est relativement faible. Le critère économique a donc été négligé.

Ainsi la première étape est d'optimiser l'arrangement de façon à maximiser l'efficacité énergétique du système, sans analyser les contraintes techniques. Ce problème se résume à minimiser la création d'entropie dans les échangeurs de chaleur. Comme l'explique Bejan [4], la création d'entropie dans les échangeurs de chaleur est causée par les gradients de températures et les pertes de charges associées au transfert thermique entre deux flux. Bejan a représenté la création d'entropie dans les échangeurs de chaleur par l'équation suivante, où apparaissent les termes de pertes de charges dP et de gradients thermiques ΔT :

$$\frac{d\dot{S}_{\text{gen}}}{dx} = \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(-\frac{dP}{dx} \right) + \frac{dq}{dx} \frac{\Delta T}{T^2 \left(1 + \frac{\Delta T}{T} \right)} \quad (3.2)$$

Le premier terme à droite de l'égalité de l'expression 3.2 n'est autre que la production d'entropie due aux frottements causés par l'écoulement d'un fluide dans un conduit. Le second terme représente la contribution due au transfert de chaleur du fait de la différence de température entre la paroi et le fluide. Ces deux termes dépendent fortement des caractéristiques géométriques de l'échangeur de chaleur. Ainsi, lorsque les pertes de charges augmentent, la pression du fluide étudié diminue et donc la production d'entropie augmente. De même, lorsque le transfert de chaleur s'effectue entre deux fluides, plus leur température respective est différente et plus les irréversibilités augmentent.

La figure 3.4 présente un schéma d'échangeur de chaleur où un élément dx est analysé faisant apparaître les variables utilisées dans l'équation 3.2.

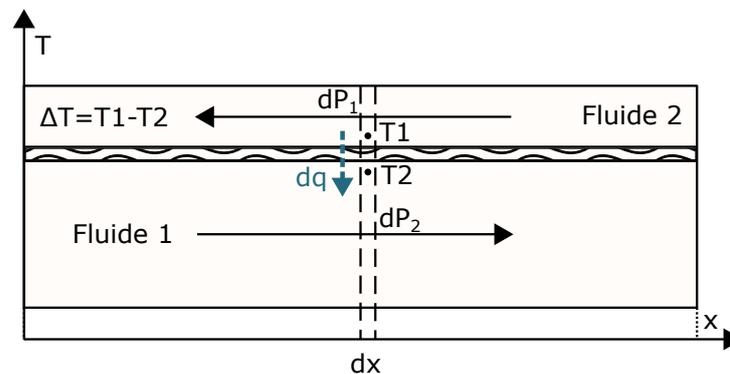


Figure 3.4: Schéma d'un échangeur de chaleur où les variables introduites par Bejan sont présentées

Ainsi, lors de la conception d'un échangeur de chaleur, il faut avoir pour objectif de transférer de la chaleur tout en minimisant le gradient de température entre les deux flux et les pertes de charges associées à l'écoulement de ces deux flux. Pour que ces conditions soient respectées, une analyse au cas par cas est nécessaire, voir les travaux de Chowdhury et Sarangi [5], Arivazhagan et Lokeswaran [6] et Abbassi [7] qui traitent de la minimisation de la production d'entropie dans des échangeurs de technologies et d'arrangements différents.

En pratique, la minimisation de la production d'entropie se traduit par un contrôle de la vitesse de

l'écoulement, tout en ayant des différences de température entre les deux flux acceptables, durant tout le processus de transfert de chaleur.

Dans le cas des échangeurs de la PAC T-HT R32 le raisonnement est le même :

- Pour le refroidisseur de gaz, la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'air à chauffer est élevée (60 °C), ainsi il est tout à fait envisageable d'avoir un arrangement contre-courant, en s'assurant d'avoir des pertes de charges externes acceptables.
- Pour l'évaporateur, l'échange entre les deux flux se fait principalement par la condensation de l'humidité de l'air. Étant donné que la chaleur latente de changement de phase est élevée, l'écart de température sur l'air humide est faible. Par conséquent, il n'y a pas de réelles problématiques concernant le choix de l'arrangement optimal. Par défaut, l'arrangement choisi est de type courant croisé à tendance contre-courant.

Disposition des passes

Une « passe » est un élément de l'échangeur dans lequel circule un fluide sans subir de changement de direction, ni de sens. Dans un échangeur à tube à ailettes par exemple, une passe correspond à un passage de tube entre deux coudes. Les pertes de charges dans un échangeur de chaleur dépendent de la disposition des passes et de leur nombre. Seule une analyse numérique permet de conclure sur le nombre de passes qu'il est nécessaire d'avoir pour échanger la puissance requise.

Conclusion sur la technologie des échangeurs de chaleur retenue

Les réponses apportées à cette liste de questions permettent de conclure sur la technologie des échangeurs de chaleur.

Pour le refroidisseur de gaz, la technologie adéquate doit avoir un arrangement de type courant croisé à tendance contre courant, car la pression interne est élevée (supérieure à 75 bars). De plus, comme l'échange se fait avec de l'air, la surface d'échange externe doit être augmentée à l'aide d'ailettes. En s'inspirant des technologies existantes de refroidisseur de gaz (CO_2 /air), l'échangeur pourrait être à plaques à ailettes, ou bien à microcanaux ou bien à tubes à ailettes continues. En discutant avec différents constructeurs, il a été jugé plus facile d'obtenir des échangeurs à tubes à ailettes continues et ondulées, avec des tubes en acier inoxydable disposés en quinconce et des ailettes en aluminium.

Pour l'évaporateur, étant donné qu'il y a un degré de liberté supplémentaire concernant l'arrangement des flux et pour faciliter la conception du banc dans son ensemble, le choix s'est porté sur la même technologie d'échangeur de chaleur, avec les mêmes matériaux de construction. La figure 3.5 présente les différents paramètres caractérisant la technologie sélectionnée.

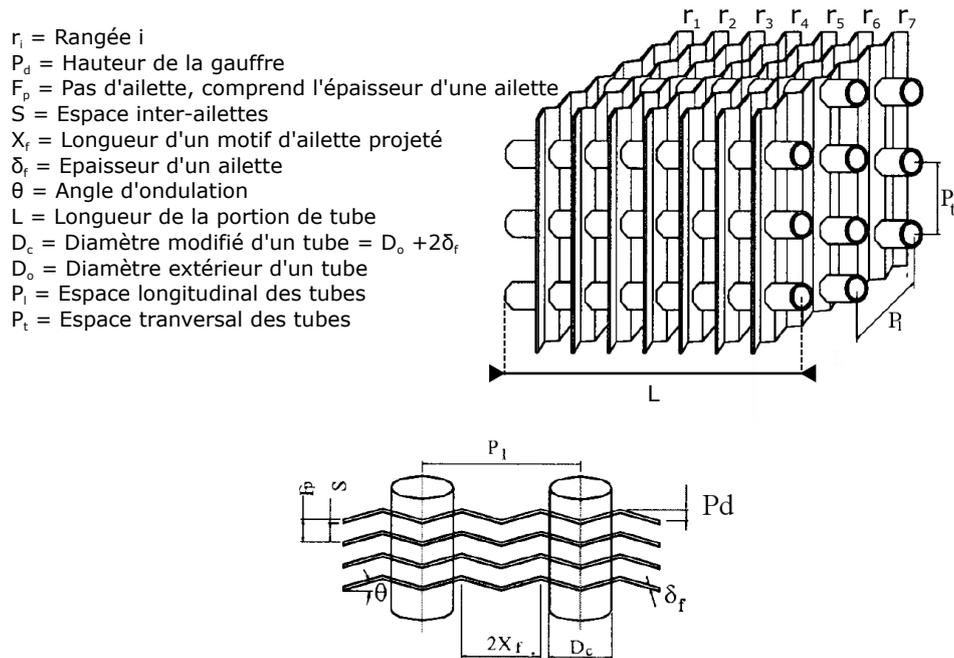


Figure 3.5: Géométrie d'un échangeur à tube à ailette continues ondulées en quinconce, tiré de l'article de Wang [8]

3.3 Modélisation d'échangeurs de chaleur à tubes à ailettes continues ondulées

La dimension des échangeurs de chaleur a été calculée à l'aide d'une modélisation en volume fini 0D. Cela consiste à discrétiser l'échangeur de chaleur en élément volumique fini (i), avec des propriétés physiques constantes dans chaque volume considéré ($T, P, c_p, \lambda, \mu, \rho$). Chaque élément volumique (i) est traversé par 2 fluides et par 2 matériaux conducteurs, un pour la structure principale (tube) et un pour la structure secondaire (ailettes). Dans chacun de ces éléments volumiques sont considérés : les caractéristiques géométriques et physiques des deux structures comme le nombre d'ailettes, le pas d'ailettes, et tous les autres paramètres représentés sur la figure 3.5, mais également les propriétés physico-chimiques du réfrigérant et du médium (air sec, air humide), les résistances thermiques convectives internes et externes, la résistance massique interne, les pertes de charges internes et externes et les résistances thermiques associées à la conduction entre les flux. La figure 3.6 illustre un élément volumique (i) de l'échangeur de chaleur. Les phénomènes de transferts thermiques et massiques y sont représentés, avec les nœuds entrée/sortie du R32 et de l'air. Les termes encadrés en noir sont les données d'entrée du modèle, listés ci-dessous. Les termes encadrés en rouge sont les inconnues du problème. Enfin, les termes grisés sont les termes calculés par le modèle servant à déterminer les transferts thermique et massique globaux dans l'élément (i).

- $\dot{m}_{R32}, h_{R32,i}, P_{R32}$ pour le R32, calculés à l'aide du modèle d'optimisation de cycle, voir chapitre 2
- $\dot{m}_{air}, T_{air,i}, P_{air,i}, HR_{air,i}$ pour l'air, données fixées par les conditions opératoires du procédé

- $L, D_{int}, D_{ext}, D_c, P_t, P_l, P_d, \theta, F_p, S, \lambda_{wall}, \lambda_f, \rho_{wall}, \rho_f$ et les caractéristiques géométriques des tubes et des ailettes, définies dans la figure 3.5. Ces paramètres ont été fixés dans un premier temps, en s’inspirant de valeurs usuelles, que l’on peut retrouver notamment dans l’article de Pirompugd *et al.* [9]

De plus, la figure 3.6 présente, sous forme d’analogie électrique, les transferts de chaleur et de masse ayant lieu dans un échangeur de chaleur dans lequel circule un air humide. Entre les potentiels de température, le flux échangé est un flux de chaleur. Et entre les potentiels de teneur en eau ou rapport de mélange, le flux échangé est un flux massique.

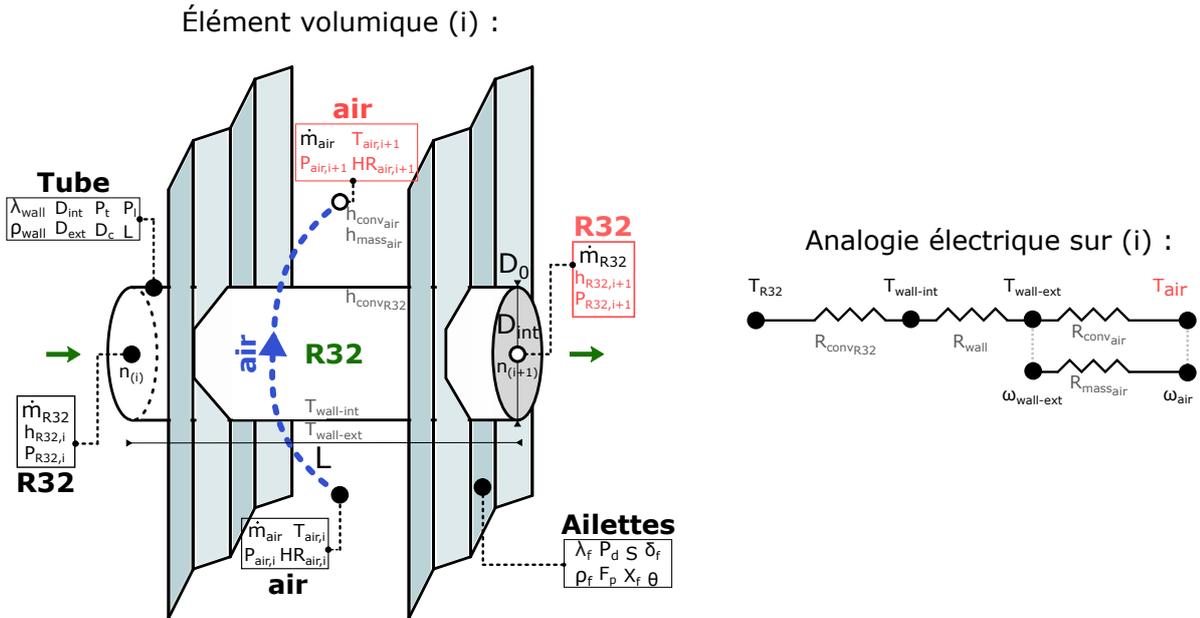


Figure 3.6: Représentation des transferts de chaleur dans un élément volumique (i). À gauche un schéma montrant les différents phénomènes pris en compte dans la modélisation. À droite, l’analogie électrique associée, montrant les étapes du calcul du transfert thermique global, dans le volume (i)

3.3.1 Structure du modèle de base

Le modèle, codé en langage Modelica sous l’environnement Dymola 2015 (voir figure 3.7), est composé de trois sous-modèles : un premier représentant le fluide frigorigène (R32), un second représentant le medium (air sec ou humide) et un dernier représentant le matériau conducteur (inox et aluminium). L’unique information qui transite entre ces sous-modèles est le flux de chaleur q échangé. Les propriétés thermodynamiques (h, P, \dot{m}) de l’air et du fluide frigorigène circulent d’un sous-modèle à un autre par des connexions reliant les nœuds de chaque sous-modèle. Ce sont ces mêmes connexions qui permettent de créer un arrangement hybride de type courant croisé à tendance contre courant ou « cross-counterflow ».

3.3.2 Hypothèses

Les hypothèses utilisées sont les suivantes :

- Les transferts de chaleur se font en régime stationnaire

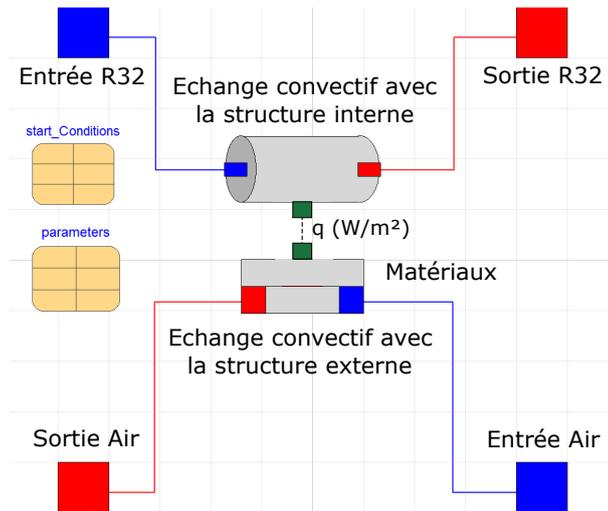


Figure 3.7: Représentation graphique du modèle d'échangeur, sous l'environnement Dymola 2015

- Les échangeurs sont supposés adiabatiques
- Les propriétés thermophysiques (λ, ρ) des matériaux de l'échangeur sont considérées constantes quel que soit le volume étudié
- Les phénomènes macroscopiques de transfert de chaleur et de masse par convection restent valables à l'échelle d'un élément volumique
- L'encrassement n'est pas pris en compte dans l'étude
- L'air circulant dans le refroidisseur de gaz est supposé sec ($HR = 0 \%$)
- L'air circulant dans l'évaporateur est supposé humide avec une humidité variable définie comme paramètre d'entrée
- La température du fluide frigorigène ainsi que tous les paramètres thermophysiques du fluide frigorigène contenu dans l'élément i , donc compris entre le noeud (i) et $(i+1)$, appelé *bulk*, sont déterminés en prenant la moyenne entre le noeud (i) et $(i+1)$.

3.3.3 Formulation mathématique du problème

Pour résoudre le problème du dimensionnement ou *sizing problem* d'un échangeur de chaleur, il est nécessaire de déterminer le transfert de chaleur global et les pertes de charges ayant lieu dans chaque élément volumique i de l'échangeur.

En régime permanent, dans un échangeur de chaleur, la chaleur est transférée du fluide chaud au fluide froid, d'abord par convection, du fluide chaud vers la paroi, puis par conduction, au travers de la structure principale (tubes) et de la structure secondaire (ailettes), enfin par convection, de la paroi vers le fluide froid. À chacun de ces processus est associée une résistance thermique \mathcal{R} . Ainsi, en prenant en considération les hypothèses précédemment introduites, la chaleur totale échangée dans un élément i d'échangeur s'écrit :

$$q = UA \cdot (T_{\text{bulk,chaud}} - T_{\text{bulk,froid}}) \quad (3.3)$$

et :

$$\frac{1}{UA} = \mathcal{R}_{med} + \mathcal{R}_w + \mathcal{R}_{ref} \quad (3.4)$$

La température « bulk » est la température la plus représentative du fluide concerné qui est supposée être la température moyenne entre l'entrée et la sortie du volume i étudié. Ainsi, quel que soit le volume i :

$$T_{air,bulk} = \frac{T_{air,i} + T_{air,i+1}}{2} \quad (3.5)$$

et,

$$T_{refrigérant,bulk} = \frac{T_{refrigérant,i} + T_{refrigérant,i+1}}{2} \quad (3.6)$$

Concernant les pertes de charges, elles proviennent de corrélations spécifiques à la technologie de l'échangeur, à la nature du fluide en écoulement et à la phase du fluide en question. Elles seront formulées lorsque les échangeurs seront traités spécifiquement (refroidisseur de gaz 2.4, évaporateur 2.5).

Résistance thermique associée à l'air \mathcal{R}_{med} (échange convectif externe)

La résistance thermique associée à l'air dépend du coefficient de convection thermique h_{med} et de l'efficacité de surface étendue (tubes+aillettes) de l'échangeur η_0 , et s'écrit :

$$\mathcal{R}_{med} = \frac{1}{\eta_0 h_{med} \mathcal{A}} \quad (3.7)$$

Comme pour les pertes de charges, le coefficient d'échange thermique par convection h_{med} sera détaillé lorsque les échangeurs seront traités spécifiquement.

L'efficacité de surface étendue η_0 , s'écrit en fonction de l'efficacité d'aillette η_f :

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{\mathcal{A}} (1 - \eta_f) \quad (3.8)$$

Ici A_f et \mathcal{A} sont respectivement la surface totale des ailettes et la somme de la surface totale des tubes en contact avec l'extérieur A_p avec la surface totale des ailettes A_f . Ces surfaces sont calculées par une analyse géométrique, voir figure 3.5 :

$$A_f = N_f A_{1f} \quad (3.9)$$

$$\mathcal{A} = A_f + N_{tubes/rangée} \cdot N_{rangées} \cdot \pi D_0 (L - N_f \delta_f) \quad (3.10)$$

avec :

$$A_{1f} = 2 \left(H \cdot P_1 \cdot N_{rangées} \cdot \frac{\sqrt{X_f^2 + P_d^2}}{X_f} - N_{tubes/rangée} \cdot N_{rangées} \frac{\pi D_0^2}{4} \right) \quad (3.11)$$

Et :

$$H = P_t N_{tubes/rangée} \quad (3.12)$$

$$N_f = L \cdot FPM \quad (3.13)$$

Où FPM représente le nombre d'aillettes par mètre.

Pour des ailettes continues ondulées classiques ou *typical wavy fins*, l'efficacité d'ailette peut se calculer en utilisant la méthode des secteurs présentée dans le livre de Shah et Sekulic P. [10]. Cette méthode consiste à découper par secteur les ailettes de façon à obtenir des hexagones centrés sur chaque axe de tube traversant le plan des ailettes, comme présenté sur la figure 3.8.

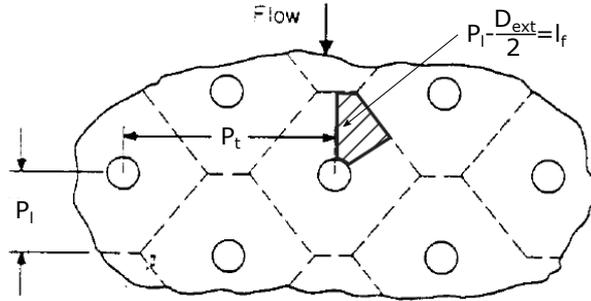


Figure 3.8: Méthode des secteurs, permettant de calculer l'efficacité d'une ailette continue, pour une disposition des tubes en quinconce, [10]

Ensuite, il faut s'intéresser au plus petit élément représentatif de cet hexagone et le découper en polygone élémentaire. Comme le montre la figure 3.9, ce plus petit élément représentatif est le polygone OADF, qui peut être découpé en deux triangles OAD et ODF. Ensuite, le triangle ODF est découpé en 2 triangles identiques ODE et OEF, afin d'avoir la longueur d'au moins un côté de chaque triangle. La dernière étape consiste à diviser chaque triangle identique par un entier naturel non nul pour pouvoir calculer un rayon angulaire r_e servant à calculer l'efficacité de l'ailette. En ce qui concerne le triangle OAD, l'angle θ_0 et l'entier naturel m ont été utilisés pour effectuer la découpe. Et pour les deux autres triangles (identiques), ce sont l'angle ϕ_0 et l'entier naturel n qui ont été utilisés.

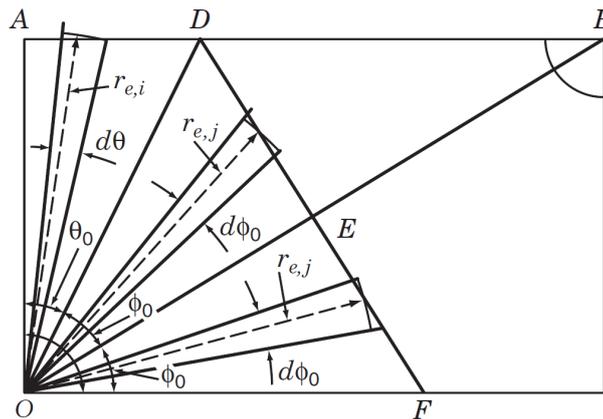


Figure 3.9: Découpe du secteur élémentaire de l'ailette, en polygone élémentaire, pour une disposition des tubes en quinconce, [10]

Ainsi en prenant i et j les nombres utilisés pour la découpe de chaque triangle, il vient que :

$$r_{e,i} = P_1 \left(\frac{\tan(i\Delta\theta) - \tan[(i-1)\Delta\theta]}{\Delta\theta} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.14)$$

$$r_{e,j} = \frac{\left(P_1^2 + \left(\frac{P_t}{2}\right)^2\right)^{\frac{1}{2}}}{2} \left(\frac{\tan(i\Delta\phi) - \tan[(i-1)\Delta\phi]}{\Delta\phi}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.15)$$

Et l'efficacité d'ailette s'écrit :

$$\eta_f = \frac{\sum_{i=1}^m (\eta_{f,i} A_{f,i}) + a \sum_{j=1}^n (\eta_{f,j} A_{f,j})}{\sum_{i=1}^m (A_{f,i}) + a \sum_{j=1}^n (A_{f,j})} \text{ avec } a=2 \quad (3.16)$$

L'efficacité d'ailette associée à chaque secteur i est ensuite déterminée en assimilant le rayon angulaire $r_{e,i}$ au rayon d'un cercle \mathcal{C}_i . Ainsi, en connaissant l'efficacité d'ailette d'une ailette circulaire de rayon $r_{e,i}$, l'efficacité de l'ailette continue ondulée peut-être déterminée. Ci-dessous l'efficacité angulaire d'un cercle de rayon $r_{e,i}$:

$$\eta_{f,i} = \frac{2r_0 B_1}{m(r_{e,i}^2 - r_0^2)} \quad (3.17)$$

avec :

$$B_1 = \frac{I_1(mr_{e,i})K_1(mr_0) - K_1(mr_{e,i})I_1(mr_0)}{I_0(mr_0)K_1(mr_{e,i}) + I_1(mr_{e,i})K_0(mr_0)} \quad (3.18)$$

où I_0 et K_0 sont les fonctions de Bessel modifiées d'ordre 0 et I_1 et K_1 sont les fonctions de Bessel modifiées d'ordre 1, voir [11].

Pour arriver à ce résultat une hypothèse implicite a été utilisé qui est de dire que la chaleur se propage uniquement dans la direction radiale du tube. L'efficacité d'ailette théorique calculée par cette méthode est donc inférieure à l'efficacité d'ailette réelle, car en réalité la chaleur se propage dans toutes les directions et l'efficacité de transfert de chaleur est donc diminuée par le biais de cette hypothèse.

Finalement, l'efficacité d'ailette est calculée en choisissant comme valeur de m et de n , la valeur 2, qui est une valeur suffisante pour une géométrie d'ailette simple comme celle étudiée. Dans la partie traitant des dimensions réelles du refroidisseur de gaz 2.4 et de l'évaporateur 2.5 les valeurs de η_f et η_0 seront calculées à l'aide de la méthode venant d'être présentée.

Résistance thermique associée au R32 \mathcal{R}_{ref} (échange convectif interne)

La résistance thermique associée au transfert de chaleur par convection au sein des tubes s'écrit :

$$\mathcal{R}_{ref} = \frac{1}{h_{ref} A_t} \quad (3.19)$$

Avec :

$$A_t = N_{tubes/rangée} \cdot N_{rangées} \cdot L \cdot \pi D_{int} \quad (3.20)$$

De manière analogue à l'air, le coefficient de convection interne du réfrigérant h_{ref} sera formulé spécifiquement à l'échangeur étudié.

Résistance thermique associée aux matériaux conducteurs \mathcal{R}_w (échange par conduction)

La résistance thermique associée à la structure métallique de l'échangeur n'intègre que la résistance due au tube, car la résistance due aux ailettes a déjà été intégrée dans la formulation de l'efficacité de surface étendue η_0 . Classiquement, elle s'écrit :

$$\mathcal{R}_w = \frac{\ln \frac{D_0}{D_{int}}}{2\pi\lambda_w L \cdot N_{tubes}} \quad (3.21)$$

Fermeture du système

Finalement, le transfert de chaleur s'écrit :

$$q = \frac{(T_{bulk,chaud} - T_{bulk,froid})}{\frac{1}{\eta_0 h_{med} A} + \frac{1}{h_{ref} A t} + \frac{\ln \frac{D_0}{D_{int}}}{2\pi\lambda_w L \cdot N_{tubes}}} \quad (3.22)$$

Et en appliquant le premier principe de la thermodynamique en régime permanent à l'élément (i), il vient que :

Côté réfrigérant :

$$q = \dot{m}_{ref} \cdot |h_{ref,i+1} - h_{ref,i}| \quad (3.23)$$

Côté air :

$$q = \dot{m}_{med} \cdot |h_{med,i+1} - h_{med,i}| \quad (3.24)$$

L'enthalpie des deux fluides est calculée à l'aide des données et équations mutli-paramétriques au sens de Backone présentées dans le chapitre 2.

Ainsi, le système d'équations permettant de déterminer la chaleur échangée dans l'élément (i) considéré peut être résolu.

3.4 Caractérisation des transferts thermiques et des pertes de charges internes et externes dans un refroidisseur de gaz

Le modèle qui vient d'être présenté a besoin d'être complété par les corrélations donnant le coefficient de convection thermique h et le coefficient de friction f (utilisé pour déterminer les pertes de charges) des deux fluides mis en jeu. Avant de présenter ces corrélations, spécifiques au fluide (réfrigérant ou air), à son état (gaz, liquide, supercritique ou diphasique) et à sa transformation (refroidissement), les spécificités des fluides frigorigènes supercritiques seront analysées.

3.4.1 Comportement d'un fluide supercritique

Contrairement à l'état subcritique, l'état supercritique sans changement de phase. En ce sens que, la température d'un fluide dans un état supercritique n'admet aucune rupture de pente durant son refroidissement ou son échauffement. Néanmoins, à pression supercritique constante, les caractéristiques thermophysiques (densité, capacité calorifique, conductivité thermique, nombre de Prandtl) du fluide changent de comportement brusquement aux abords d'une zone appelée pseudo-critique. En effet, à pression supercritique constante, il existe une température appelée température pseudo-critique T_{pc} où la capacité calorifique du réfrigérant diverge [12], comme le montre la figure 3.10b. De plus, aux abords de la zone pseudo-critique ($T_{pc} - 5 < T < T_{pc} + 5$), le nombre de Prandtl double de valeur et la masse volumique, la conductivité thermique et la viscosité voient leur pente négative s'accroître. Cette spécificité se répercute sur le coefficient de convection thermique [13] et rend difficile la modélisation du comportement thermique des fluides supercritiques dans la dite zone.

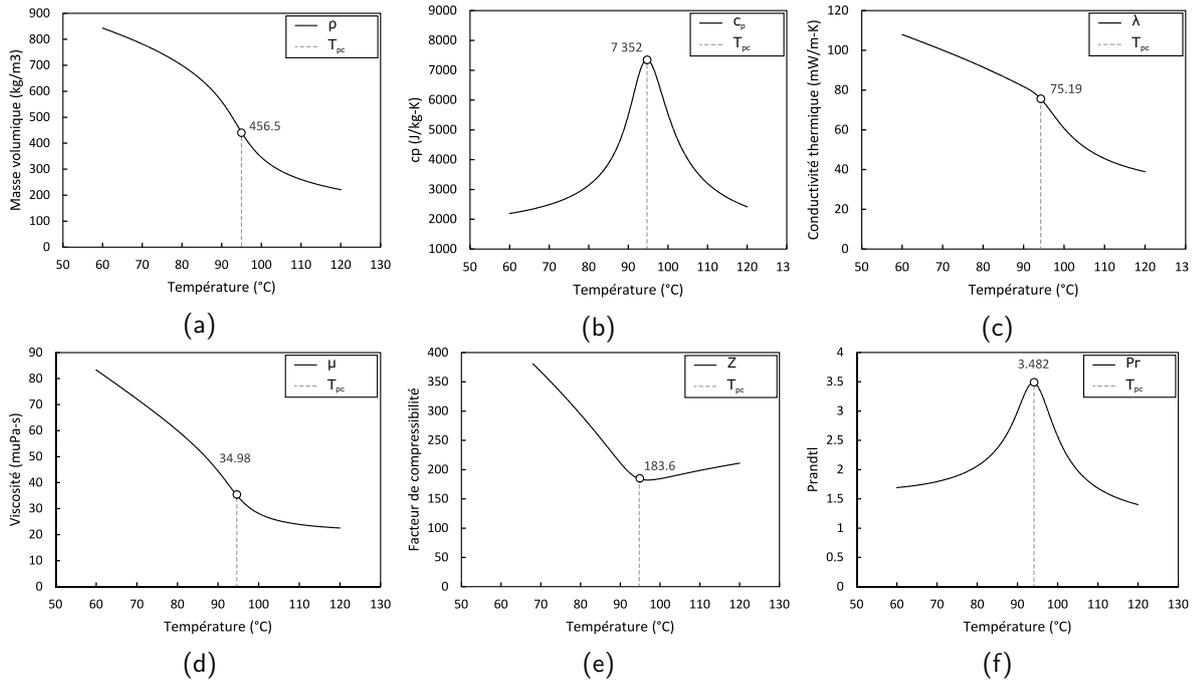


Figure 3.10: Comportement d'un fluide à pression supercritique constante à l'approche de la zone pseudo-critique ($T_{pc} - 5 < T < T_{pc} + 5$). Le fluide en question est le R32. La pression a été fixée à 80 bar. Résultats issus de la base de données du Nist.

Concernant le R32, en utilisant la base de données du Nist, un calcul itératif a permis de déterminer l'évolution de sa température pseudo-critique (en degrés Celsius) en fonction de la pression (en Pascal) :

$$T_{pc} - 273.15 = 0.0032 \left(\frac{P}{1e5} \right)^2 + 1.191 \left(\frac{P}{1e5} \right) + 19.76 \quad (3.25)$$

3.4.2 Transferts thermiques et pertes de charges, côté medium (air sec)

Dans la littérature, la caractérisation des transferts thermiques externes s'effectue avec une grandeur sans unité appelée facteur de Colburn j défini à l'aide des nombres adimensionnels Re , Nu et Pr . Toutes les corrélations caractérisant des transferts thermiques externes sont formulées en utilisant ce facteur, défini comme suit :

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (3.26)$$

Les pertes de charges que l'on retrouve dans la littérature quant à elles sont formulées à l'aide du facteur de friction f qui a été défini initialement par Kays et London de la manière suivante :

$$f = \frac{A_{min} \cdot \bar{\rho}}{A_T \rho_i} \cdot \left(\frac{2\rho_i \Delta P}{G^2} - 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_0} - 1 \right) - (K_c + 1 - \sigma^2) + (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_0} \right) \quad (3.27)$$

Le premier terme à droite de l'égalité représente les pertes de charges par friction, le second terme représente les pertes de charges dues à l'évolution de la densité du fluide pendant son écoulement. Ce phénomène est appelé « momentum effect ». Enfin les troisième et quatrième termes représentent les pertes de charges dues au changement de section de passage à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. Généralement, les pertes de charges par friction (singulières et linéaires) dominent. Elles représentent

au moins 90 % des pertes de charges dans les échangeurs de chaleur classiques selon Shah et Sekulic P. [10]. En supposant que l'entrée et la sortie de l'échangeur n'impactent pas les pertes de charges globales, et que la densité de l'air soit constante durant tout l'échange, la relation de Kays et London se simplifie et donne :

$$f = \frac{A_{min} \cdot \rho}{A_T} \cdot \frac{2\Delta P}{G^2} \quad (3.28)$$

Une analyse bibliographique a été effectuée concernant j et f pour des échangeurs à tubes disposés en quinconce à ailettes continues ondulées. Les conclusions de l'analyse montrent que les corrélations les plus précises sont celles de Wang *et al.* [14]. Leurs corrélations établies en condition sèche s'écrivent :

$$j = \frac{1.201}{(\ln(Re_{D_0}^\sigma))^{2.921}} \quad (3.29)$$

Avec :

$$\sigma = \frac{A_{min}}{A_T} \quad (3.30)$$

Où A_{min} représente l'aire de la section de passage à l'entrée de l'échangeur au moment où l'air est en contact avec le circuit interne de l'échangeur. Et A_T représente l'aire de la section de passage à l'entrée de l'échangeur juste avant que l'air soit en contact avec le circuit interne.

Et :

$$f = \frac{16.67}{(\ln(Re_{D_0}))^{2.64}} \cdot \left(\frac{A_{tube}}{A_{rangées}} \right)^{-0.096} N_{rangées}^{0.098} \quad (3.31)$$

Différents pas d'ailettes ($F_p = 1.69$ à 3.53mm) et différents régimes d'écoulement ($Re_{D_0} = 350$ à 7000) ont été testés dans l'étude faite par Wang *et al.* [14]. Le diamètre externe des tubes choisis pour l'expérimentation vaut 10.3 mm et le pas longitudinal, transversal des tubes ainsi que l'épaisseur des ailettes valent respectivement 19.5 mm , 25.4 mm et 0.12 mm . Leur étude montre que le facteur de Colburn ainsi formulé arrive à prédire les résultats expérimentaux à $\pm 10\%$ sur 94% des points analysés. Le facteur de friction quant à lui permet de prédire les résultats expérimentaux à $\pm 15\%$ sur 95% des points analysés.

3.4.3 Transferts thermiques et pertes de charges, côté réfrigérant (R32)

Ces deux dernières décennies, sous l'impulsion du secteur nucléaire, les caractéristiques thermiques du R718 (H_2O) supercritique ont particulièrement été étudiées. En effet les réacteurs nucléaires ont besoin d'être refroidis, avec un $\Delta T_{procédé}$ particulièrement élevé, [15]. D'où l'intérêt de concevoir des réacteurs pouvant être refroidis à l'eau supercritique Supercritical Water Reactor, voir chapitre 2 concernant la production d'entropie dans les échangeurs de chaleur.

Pour des questions d'efficacité énergétique également, mais aussi pour répondre à des problématiques environnementales, les cycles transcritiques CO_2 connaissent eux aussi un essor considérable ces dernières années, notamment dans l'automobile et le froid commercial.

De nombreuses études portant sur les transferts de chaleur d'écoulements supercritiques existent pour l'eau et le CO_2 . Celles traitant de l'eau ont été déterminées dans des conditions d'échange différentes (échanges verticaux) de celles que l'on retrouve dans le domaine des échanges de chaleur

classiques (échanges horizontaux). En revanche les expérimentations faites pour caractériser les transferts de chaleur pour le CO₂ sont classiques. Par conséquent, seules les corrélations concernant le CO₂ ont été étudiées. Très peu d'études ont porté sur des fluides de types HFC, comme le R32. C'est pourquoi, une analyse bibliographique a été faite, recensant les corrélations sur les coefficients de convection thermique et sur les facteurs de friction des fluides supercritiques s'écoulant en laminaire ou en turbulent, dans des tubes lisses, le but étant de pouvoir analyser la sensibilité des différentes corrélations recueillies.

Étude bibliographique

Lorsqu'il s'agit de coefficient de convection thermique interne, c'est le nombre de Nusselt qui est majoritairement utilisé dans la littérature.

$$\text{Nu} = \frac{hD_{\text{int}}}{\lambda_{\text{bulk}}} \quad (3.32)$$

Pour les pertes de charges internes, comme pour les pertes de charges externes, elles sont écrites en fonction du facteur de friction f . La relation de Darcy-Weisbach (3.33) permet de relier les pertes de charges ΔP au facteur de friction f , par :

$$\Delta P = f \cdot \rho \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (3.33)$$

Le tube étant supposé parfaitement circulaire, le diamètre hydraulique du fluide D_h n'est autre que le diamètre interne du tube D_{int} .

Bon nombre d'études traitant la question du transfert thermique supercritique font référence à l'équation éditée par Gnielinski en 1976, [16]. Cette équation, présentée dans le tableau 3.1, est dépendante du nombre de Reynolds, du nombre de Prandtl, mais également du facteur de friction développé par Petukhov, [16]. Même si initialement ces deux formules n'ont pas été développées pour les fluides supercritiques, elles donnent des valeurs plutôt proches des expériences faites sur le sujet. En revanche, lorsque le réfrigérant s'approche de la zone supercritique, ces formules ne suffisent plus à décrire correctement les transferts thermiques et les pertes de charges avec précision.

Yin *et al.* [17] ont étudié expérimentalement un refroidisseur de gaz installé sur un système de réfrigération et ont pu effectuer 358 essais pour 48 conditions opératoires différentes. Les pressions testées sont comprises entre 77 bar et 144 bar, la plage de température du CO₂ à l'entrée du refroidisseur de gaz est comprise entre 27 °C et 55 °C, les débits massiques varient entre 19 g/s et 56 g/s. Le diamètre intérieur du tube est de 7 mm. La rugosité des tubes est comprise entre 4.2 μm et 5.3 μm. Enfin, le nombre de Reynolds est compris entre 2300 et 500000 et le nombre de Prandtl entre 0.5 et 2300. En parallèle, Yin *et al.* [17] ont conçu un modèle numérique afin de connaître la précision des corrélations implémentées, voir tableau 3.1. Leur étude a montré que le modèle pouvait prédire la valeur de la capacité calorifique du refroidisseur de gaz à ± 2 %, quelles que soient les conditions opératoires étudiées. Pour ce qui est des pertes de charges, les prédictions ont donné de très bon résultats en prenant en considération les défaut de fabrication de l'échangeur (diamètre hydraulique non constant, obstructions dues au brasage, ...).

Pitla *et al.* [18] ont étudié expérimentalement l'écoulement du CO₂ supercritique dans une cavité circulaire lisse de diamètre de 6.35 mm, afin de caractériser le coefficient de convection thermique

interne. Les pressions étudiées sont comprises entre 8 MPa et 12 MPa. La température à l'entrée du refroidisseur de gaz a été fixée à 120 °C et le débit massique variait entre 29 g/s et 39 g/s. Leur étude les a amenés à formuler une nouvelle corrélation du nombre de Nusselt en se basant sur la formulation faite par Gnielinski. La comparaison avec les résultats expérimentaux a montré que la nouvelle corrélation était plus précise que les celles de Gnielinski, Krasnoshekov [19] et Baskov, et d'avantage encore dans la zone pseudo-critique. Les résultats montrent que la nouvelle corrélation arrive à prédire le coefficient de convection thermique interne à ± 20 %.

Tableau 3.1: Corrélations caractérisant les transferts thermiques et les pertes de charges pour des écoulements horizontaux tubulaires supercritiques

Auteur	Corrélation	Fluide analysé	Domaine de validité et incertitudes
Gnielinski [16]	<p>Nombre de Nusselt – Nu :</p> $Nu_{D_{int}} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_{D_{int}} - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$ <p>Facteur de friction – f, Formule de Petukhov:</p> $f = [0.79 \ln(Re_{D_{int}}) - 1.64]^{-2}$	CO2	<p>Conditions :</p> <p>0.5 < Pr < 2000 3000 < Re < 5e6</p>
Krasnoshekov et Al. [19]	<p>Nombre de Nusselt – Nu :</p> $Nu = \frac{\left(\frac{f_{bulk}}{8}\right) Re_w Pr_w}{1 + 12.7\left(\frac{f_{bulk}}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left(\frac{\rho_w}{\rho_{bulk}}\right)^{0.38} \left(\frac{Cp_{bulk}}{Cp_w}\right)^{0.75 + \left(\frac{Cp_{bulk}}{Cp_w}\right)^{0.18}}$ <p>Facteur de friction – f, Formule de Petukhov:</p> $f = [0.79 \ln(Re_{D_{int}}) - 1.64]^{-2}$	CO2	
Petrov-Popov [23]	<p>Nombre de Nusselt – Nu :</p> $Nuss = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * Re_{bulk} Pr_{bulk}}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \text{abs}\left(Pr_m^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu_w}{\rho}\right)^{0.5} \left(1 - 0.9\left(\frac{\text{abs}(fac)}{f}\right)^{0.5}\right) - \left(1 - \left(\frac{\text{abs}(fac)}{f}\right)^{0.5}\right)\right)}$ <p>Facteur de friction – f :</p> $f = f_{iso} * \left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{(0.25)} + 0.17 * \left(\frac{\rho_w}{\rho}\right)^{\frac{1}{3}} * \frac{\text{abs}(fac)}{f_{iso}}$ <p>Avec :</p> $f_{iso} = (0.79 * \log(Re) - 1.64)^{-2}$ $fac = 2D_{int} * \rho_{bulk} \frac{\rho_{sortie} - \rho_{entrée}}{L}$	CO2	
J. M. Yin et al. [17]	<p>Nombre de Nusselt – Nu :</p> $Nu_{D_{int}} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_{D_{int}} - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$ <p>Facteur de friction – f, Churchill [16]:</p> $f = 8 * \left\{ \left(\frac{8}{Re}\right)^{12} + \left[\left(2.457 \ln\left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re}\right)^{0.9} + 0.27\epsilon}\right)\right)^{16} + \left(\frac{37530}{Re}\right)^{16} \right]^{\frac{3}{2}} \right\}^{\frac{1}{12}}$	CO2	<p>Conditions :</p> <p>$D_{int} = 7 \text{ mm}$ $7.7 \text{ MPa} < P < 14.4 \text{ MPa}$ $19 \text{ g/s} < \dot{m} < 56 \text{ g/s}$ $27^\circ\text{C} < T_{entrée} < 55^\circ\text{C}$ $2.3e3 < Re_{bulk} < 5e5$ $0.5 < Pr_{bulk} < 2e3$ $4.2 \mu\text{m} < \epsilon < 5.3 \mu\text{m}$</p> <p>Incertitudes :</p> <p>± 2 % sur la mesure de la capacité calorifique du refroidisseur de gaz CO2 pour 358 essais différents</p>
Pitla et al. [18]	<p>Nombre de Nusselt – Nu :</p> $Nu = \frac{(Nu_w + Nu_{bulk})}{2} \cdot \frac{\lambda_w}{\lambda_{bulk}}, \text{ avec : } Nu_w \text{ or } bulk = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_w \text{ or } bulk - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$ <p>Facteur de friction – f :</p> $f = [0.79 \ln(Re_{D_{int}}) - 1.64]^{-2}$	CO2	<p>Conditions :</p> <p>$D_{int} = 6.35 \text{ mm}$ $8 \text{ MPa} < P < 12 \text{ MPa}$ $29 \text{ g/s} < \dot{m} < 39 \text{ g/s}$ $T_{entrée} = 120^\circ\text{C}$</p> <p>Incertitudes :</p> <p>± 16 % sur le transfert de chaleur</p>
Dang et Hihara [13]	<p>Nombre de Nusselt – Nu :</p> $Nu = \frac{\left(\frac{f_0}{8}\right)(Re_{bulk} - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\left(\frac{f_0}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$ <p>Pr = $\begin{cases} \frac{Cp_{bulk}\mu_{bulk}}{\lambda_{bulk}}, & \text{pour } Cp_{bulk} \geq \overline{Cp} \\ \frac{Cp_{bulk}\mu_{bulk}}{\lambda_{bulk}}, & \text{pour } Cp_{bulk} < \overline{Cp} \text{ et } \frac{\mu_{bulk}}{\lambda_{bulk}} \geq \frac{\mu_f}{\lambda_f} \\ \frac{Cp_{bulk}\mu_f}{\lambda_f}, & \text{pour } Cp_{bulk} < \overline{Cp} \text{ et } \frac{\mu_{bulk}}{\lambda_{bulk}} < \frac{\mu_f}{\lambda_f} \end{cases}$ <p>Avec : $\overline{Cp}_{bulk} = \frac{h_{bulk} - h_w}{T_{bulk} - T_w}$, $\overline{Cp} = \frac{h_e - h_s}{T_e - T_s}$, $T_f = \frac{T_{bulk} + T_w}{2}$, $T_{bulk} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$</p> <p>Facteur de friction – f :</p> $f_0 = [1.82 \log(Re_f) - 1.64]^{-2}$ </p>	CO2	<p>Conditions :</p> <p>$D_{int} = 1\sim 6 \text{ mm}$ $8 \text{ MPa} < P < 10 \text{ MPa}$ $200 \text{ kg/m}^2\text{s} < \dot{m} < 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $30^\circ\text{C} < T_{entrée} < 70^\circ\text{C}$</p> <p>Incertitudes :</p> <p>± 20 % sur 93 % des données expérimentales sur le coefficient de convection thermique</p>

<p>Yoon <i>et al.</i> [21]</p>	<p>Nombre de Nusselt – Nu :</p> $Nu = 1,38 \cdot Nu_w \left(\frac{\bar{C}_p}{C_{p_w}} \right)^{0,86} \left(\frac{\rho_w}{\rho_{bulk}} \right)^{0,57}$ <p>Avec : $\bar{C}_p = \frac{h_w - h_{bulk}}{T_w - T_{bulk}}$</p> <p>Facteur de friction – f :</p> $f = [0,316]^{-1/4} \text{ pour } Re < 2e4$ $f = [0,184]^{-1/5} \text{ pour } Re > 2e4$	<p>CO2</p>	<p>Conditions :</p> <p>$D_{int} = 7,73 \text{ mm}$ $7,5 \text{ MPa} < P < 8,8 \text{ MPa}$ $225 \text{ kg/m}^2\text{s} < \dot{m} < 450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $50^\circ\text{C} < T_{entrée} < 80^\circ\text{C}$</p> <p>Incertitudes :</p> <p>± 20 % des données expérimentales sur le coefficient de convection thermique ± 3,7 % pour les pertes de charges</p>
<p>Dang <i>et al.</i> [20]</p>	<p>Nombre de Nusselt – Nu :</p> $Nu = 4,364 \left(\frac{C_{p_c}}{C_{p_f}} \right)^{0,18} \left(\frac{\rho_{bulk}}{\rho_f} \right)^{0,47} \left(\frac{\mu_f}{\mu_c} \right)^{0,12} \frac{\lambda_f}{\lambda_{bulk}} \left(\frac{\lambda_c}{\lambda_f} \right)^{0,69} + 1,31 \left(\frac{1}{X^*} \right)^{\frac{1}{3}} \exp(-13\sqrt{X^*})$ <p>Facteur de friction – f :</p> $f = f_0 \frac{v_c}{v_{bulk}} \left(\frac{\rho_f}{\rho_{bulk}} \right)^{0,65}, \quad f_0 = \frac{64}{Re_{bulk}}$ <p>Avec : $T_c = T_{bulk} + 0,65(T_{bulk} - T_w)$, $T_f = \frac{T_{bulk} + T_w}{2}$, Et : $X^* = \left(\frac{1}{Re_{bulk} \cdot Pr_{bulk}} \right) \left(\frac{x}{D_{int}} \right)$, $\frac{x}{D_{int}} = 0,05 \cdot Re_{D_{int}} \cdot Pr_{D_{int}}$</p>	<p>CO2</p>	<p>Conditions :</p> <p>$D_{int} = 0,2 \text{ mm}$ $8 \text{ MPa} < P < 10 \text{ MPa}$ $50 \text{ kg/m}^2\text{s} < \dot{m} < 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $40^\circ\text{C} < T_{entrée} < 60^\circ\text{C}$</p> <p>Incertitudes :</p> <p>± 7,5 % des données expérimentales sur le coefficient de convection thermique (attention diamètre interne des tubes très faible et écoulement laminaire)</p>
<p>Zhao <i>et al.</i> [22]</p>	<p>Nombre de Nusselt – Nu :</p> $Nu = \frac{\left(\frac{f_{bulk}}{8} \right) (Re_{bulk} - 1000) Pr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f_{bulk}}{8} \right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left(1 + \left(\frac{D_{int}}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right) C_{vp}$ $C_{vp} = 0,93 \left(\frac{Pr_w}{Pr_{bulk}} \right)^{-0,11} \left(\frac{\bar{C}_p}{C_{p_{bulk}}} \right)^{0,96} \left(\frac{\rho_w}{\rho_{bulk}} \right)^{1,06} \text{ pour } T_{bulk} \leq T_{pc}$ $C_{vp} = 1,07 \left(\frac{Pr_w}{Pr_{bulk}} \right)^{-0,45} \left(\frac{\bar{C}_p}{C_{p_{bulk}}} \right)^{0,61} \left(\frac{\rho_w}{\rho_{bulk}} \right)^{-0,18} \text{ pour } T_{bulk} > T_{pc}$ $f_{bulk} = [1,82 \log(Re_{bulk}) - 1,64]^{-2}$ <p>Facteur de friction – f :</p> $f = \frac{f_w D_w}{\rho_{bulk} \mu_{bulk}} \left(\frac{\mu_w}{\mu_{bulk}} \right)^s$ $f_w = [1,82 \log(Re_w) - 1,64]^{-2}$ <p>Avec : $s = 0,023 \left(\frac{ \mu }{G} \right)^{0,42}$</p>	<p>R134a</p>	<p>Conditions :</p> <p>$D_{int} = 4 \text{ mm}$ $4,5 \text{ MPa} < P < 5,5 \text{ MPa}$ $70 \text{ kg/m}^2\text{s} < G < 405 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $80^\circ\text{C} < T_{bulk} < 140^\circ\text{C}$</p> <p>Incertitudes :</p> <p>± 15 % sur 90 % des données sur le coefficient de convection thermique ± 20 % sur les pertes de charges</p>

Dang et Hihara [13] ont étudié expérimentalement le coefficient de convection thermique du CO2 et propose une nouvelle corrélation en se basant sur celle de Gnielinski. Différents diamètres de tubes ont été sélectionnés pour l'expérimentation, de 1 mm à 6 mm. Les pressions analysées varient entre 8 MPa et 10 MPa, les températures fixées à l'entrée du refroidisseur de gaz varient entre 30 °C et 70 °C et les débits-masses surfaciques imposés varient entre 200 kg/m²s et 400 kg/m²s. À l'aide d'un modèle numérique, ils montrent que la nouvelle corrélation prédit la valeur du coefficient de convection thermique interne à ± 20 %. Enfin, l'expérience montre que les pertes de charges augmentent avec le débit massique et qu'elles diminuent lorsque la température dépasse la température pseudo-critique.

Quelques années plus tard, Dang et Hihara [20] ont formulé une corrélation cette fois pour des écoulements supercritiques laminaires, dans des tubes de diamètre très faibles (< 2 mm). Les résultats de l'analyse montre que la corrélation est particulièrement précise.

Yoon *et al.* [21] proposent une autre formulation du coefficient de convection thermique, toujours pour le CO2 supercritique. L'expérimentation s'est concentrée sur un diamètre de tube de 7.73 mm, et les résultats montrent que la nouvelle corrélation arrive à prédire le coefficient de convection à ± 20 %.

Enfin, parmi les rares études faites sur les écoulements supercritiques de fluides de types HFC, se trouve celle de Zhao et Jiang [22], qui ont expérimenté l'écoulement supercritique du R134a dans une cavité circulaire d'un diamètre interne de 4 mm. En se basant sur les formulations de Gnielinski et des résultats expérimentaux, ils ont pu mettre au point une corrélation pouvant prédire le coefficient

de convection thermique interne du R134a à $\pm 15\%$ sur 90 % des points analysés. Enfin, concernant le facteur de friction, ils montrent que la corrélation établie par Petrov et Popov [23] donne plutôt de bons résultats, avec une incertitude de $\pm 20\%$ sur les mesures expérimentales effectuées.

Les corrélations formulées dans les études venant d'être présentées ont été répertoriées dans le tableau 3.1.

Étude de sensibilité

Afin de pouvoir caractériser au mieux les transferts de chaleur dans le refroidisseur de gaz où s'écoule le R32 supercritique, une étude de sensibilité sur le coefficient de transfert convectif est nécessaire. Ainsi, les corrélations présentées ont été intégrées au modèle du refroidisseur de gaz. Les conditions d'entrée imposées au modèle pour analyser les différentes corrélations sont les suivantes :

Conditions en entrée du refroidisseur de gaz du côté du réfrigérant (R32) :

- Débit : 0.228 kg/s
- Pression : 80 bars
- Température : 143.8 °C

Conditions en entrée du refroidisseur de gaz du côté du medium (air) :

- Débit : 0.5 kg/s
- Pression : 1 bar
- Température : 60 °C

Pour l'étude de sensibilité, il n'est pas utile de déterminer la dimension optimale d'un point de vue exergetique du refroidisseur de gaz. Ainsi, les dimensions de la structure principale de l'échangeur (longueur d'un tube, nombre de tubes par rangée, nombre de rangées) ont été fixées arbitrairement, tout en vérifiant que les conditions de l'écoulement ne soient pas aberrantes. En revanche, il a fallu s'assurer que le réfrigérant passe de part et d'autre de la zone pseudo-critique pour pouvoir observer les différences entre les corrélations dans cette zone complexe. Un nombre important de rangées a donc été choisi pour s'assurer que le fluide puisse passer par la zone pseudo-critique, voir le tableau 3.2. La géométrie de la structure secondaire de l'échangeur a été fixée en s'inspirant des différentes géométries retrouvées dans la littérature et des données fournies par les constructeurs :

Tableau 3.2: Paramètres d'entrée du modèle décrivant la géométrie de l'échangeur de chaleur modélisé

Paramètre	L	$N_{t/r}$	N_r	D_{int}	D_0	P_t	P_l	δ_f	P_d	X_f	θ	F_p
Unité	cm	-	-	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	°	mm
Valeur fixée	60	10	15	9.53	12	35	35	0.15	1	6.5	15	2.5

L'échangeur modélisé a été divisé en 30 éléments volumiques, afin d'une part d'avoir des résultats relativement précis et d'autre part de pouvoir garantir la robustesse du modèle pour les simulations suivantes. Chaque élément volumique est donc composé de 5 tubes de 60 cm chacun. Et il faut donc 2 éléments volumiques pour simuler une rangée d'échangeur.

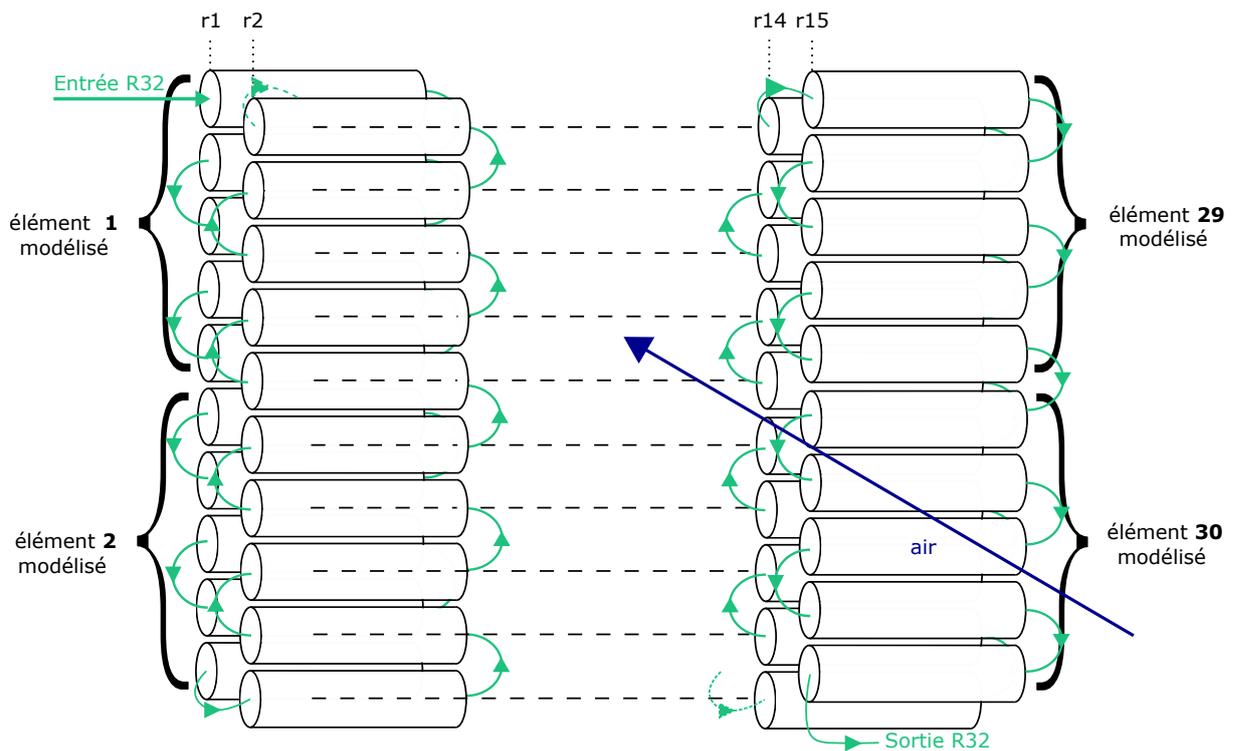


Figure 3.11: Schéma du circuit du refroidisseur de gaz modélisé, composé de 30 sous-modèles

À partir des données d'entrées, des paramètres géométriques et des corrélations présentées côté réfrigérant et côté air, les coefficients de convection thermique ont été calculés. Parmi les corrélations présentées, 5 ont abouti à des résultats pouvant être analysés (Petrov ou Gnielinski, Krasnoshchekov, Popov, Yin, Pitla). Les autres corrélations, faisant intervenir le flux de chaleur échangé, ont rendu la résolution du système impossible par le solveur Dymola. Les résultats ainsi obtenus sont présentés sur la figure 3.12, où le coefficient de transfert convectif a été moyenné à chaque rangée. Selon le choix de la corrélation, le coefficient de transfert convectif interne est compris entre $2000 \text{ W/m}^2\text{K}$ et $8000 \text{ W/m}^2\text{K}$. Toutes les corrélations s'accordent sur le fait que le coefficient h croît durant le refroidissement du réfrigérant jusqu'à la température de $96 \text{ }^\circ\text{C}$, et ensuite décroît jusqu'à des valeurs proches de celles observées à l'entrée de l'échangeur, ce qui confirme le passage dans la zone dite pseudo-critique. Le coefficient de transfert convectif le plus élevé provient de la formulation faite par Krasnoshchekov *et al.* [19], et le plus faible par Gnielinski [16].

Selon la figure 3.13, le champ de températures des deux fluides dans le refroidisseur de gaz reste inchangé quelque soit la corrélation choisie. Ainsi, la corrélation privilégiée pour l'étude de cas présentée au chapitre 4 a été sélectionnée en fonction de la robustesse de l'outil et du temps de calcul des simulations. En effectuant plusieurs simulations différentes, la corrélation ayant donné le temps de calcul le plus court est celle de Yin *et al.* [17].

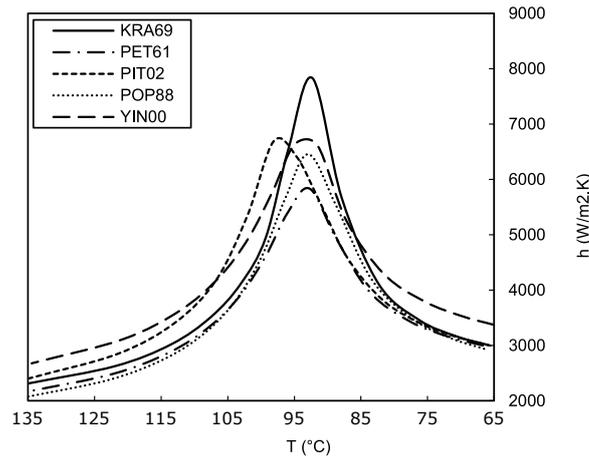


Figure 3.12: Caractérisation du transfert thermique interne en supercritique pour 5 corrélations différentes

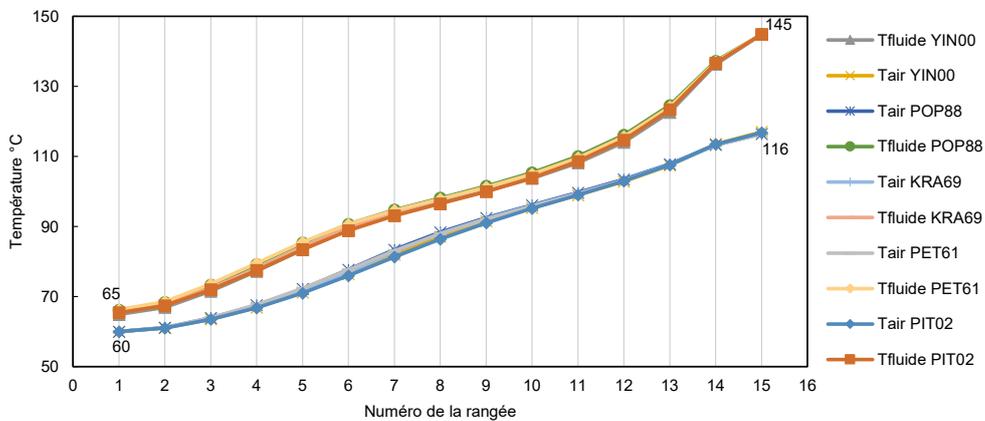


Figure 3.13: Champ de température dans un refroidisseur de gaz en fonction du transfert convectif interne

3.5 Caractérisation des transferts thermiques et des pertes de charges internes et externes dans un évaporateur déshumidificateur, dans des conditions d'air saturé

Les dimensions de l'évaporateur doivent permettre d'évaporer le réfrigérant, mais également de le surchauffer, afin d'éviter de dégrader précipitamment le compresseur de la PAC. Le réfrigérant passe donc de l'état diphasique (liquide/gaz) à l'état gaz. Pour pouvoir analyser le transfert thermique interne il faut donc dissocier l'analyse en traitant le processus d'évaporation d'une part et le processus de surchauffe d'autre part. À chacun de ces deux états de la matière est attribué une formulation mathématique spécifique du facteur de Colburn « j » et du facteur de friction « f ». Ces formulations sont ainsi introduites dans les prochains paragraphes.

Du côté externe, la difficulté réside principalement dans la modélisation des transferts thermiques et massiques couplés dus au refroidissement de l'air humide. En effet, lorsque la température d'une surface en contact avec l'air est en-dessous de la température de rosée de l'air, une partie de la vapeur d'eau contenue dans l'air se condense. Un transfert à la fois thermique et massique s'opère donc aux abords de la surface considérée. Ce processus de condensation induit une modification plus ou moins

importante des échanges thermiques par convection et une modification de l'écoulement du flux d'air, qu'il est important de prendre en compte pour dimensionner l'évaporateur déshumidificateur, dont il est question.

Ainsi, les prochains paragraphes étudient la caractérisation des transferts couplés de masse et de chaleur aux abords de la surface externe de l'évaporateur. Les formulations mathématiques permettant de modéliser le processus de transfert de masse et de chaleur couplé sont nombreuses et différent par leur niveau de complexité. Dans le cas présent, 3 formulations mathématiques sont proposées par niveau de complexité croissante. Afin de discuter de l'intérêt de choisir une formulation mathématique plutôt qu'une autre, un cas pratique de dimensionnement d'évaporateur est traitée, où les conditions d'entrées imposées sont similaires à celles envisagées lors de la conception de la PAC.

3.5.1 Transferts thermiques et massiques couplés et caractérisation des pertes de charges externes, côté medium (air humide saturé)

Lors du refroidissement d'un air humide s'écoulant au travers d'une paroi plus froide que l'air en question, comme pour le cas d'un évaporateur, le transfert de chaleur externe se décompose en une partie sensible et une partie latente, comme le représente la figure 3.14.

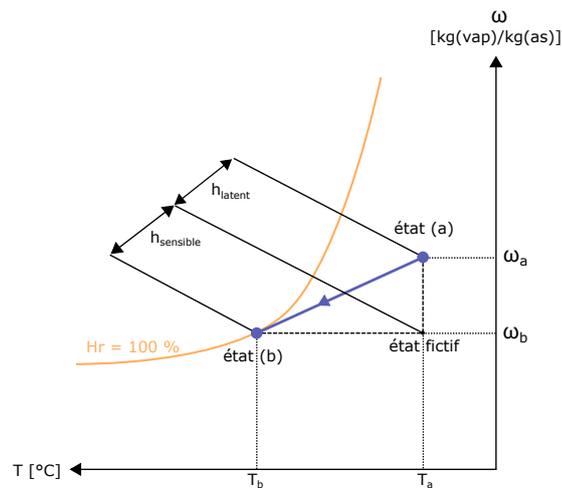


Figure 3.14: Diagramme psychrométrique de l'air humide. Chaleur latente et sensible échangée durant le refroidissement de l'air humide de l'état (a) à l'état (b)

La chaleur échangée entre l'air et la paroi s'écrit :

$$q = q_{\text{sensible}} + q_{\text{latente}} \quad (3.34)$$

où :

$$q_{\text{sensible}} = h_{\text{conv}} \cdot (T_{\text{air},\infty} - T_{\text{wall}}) \quad (3.35)$$

et :

$$q_{\text{latente}} = +h_{\text{mass}} \cdot A_{\text{wall}} \cdot L_{v,\text{eau}}(\omega_{\text{air},\infty} - \omega_{\text{air},\text{wall}}) \quad (3.36)$$

Pour caractériser le transfert de masse externe par convection, une des formulations mathématiques présentées par la suite nécessite de déterminer la débit d'eau qui se condense dans l'évaporateur. L'équation suivante exprime le débit massique d'eau qui se condense lors de l'écoulement d'un air humide en contact avec une paroi dont la température est inférieure à la température de rosée de l'air en question :

$$\dot{m}_{\text{cond}} = h_{\text{mass}} \rho A_w (\omega_{\text{air},\infty} - \omega_{\text{air},w}) \quad (3.37)$$

Le transfert massique par convection peut être exprimé à l'aide du nombre de Stanton massique :

$$\text{St}_{\text{mass}} = \frac{\text{Sh}}{\text{Re} \cdot \text{Sc}} \quad (3.38)$$

Sh étant le nombre adimensionnel de Sherwood :

$$\text{Sh} = \frac{h_{\text{mass}} L}{D_{\text{air},\text{wall}}} \quad (3.39)$$

et Sc le nombre de Schmidt :

$$\text{Sc} = \frac{\nu}{D_{\text{air},\text{wall}}} \quad (3.40)$$

Le nombre adimensionnel de Lewis permet de comparer la diffusivité thermique à la diffusivité massique :

$$\text{Le} = \frac{\alpha}{D_{AB}} = \frac{\text{Sc}}{\text{Pr}} \quad (3.41)$$

Lorsque les nombres de Prandtl et de Schmidt sont proches de la valeur unité, $\text{Le} \approx 1$, alors :

$$h_{\text{mass}} \approx \frac{h_{\text{conv}} D_{\text{air},\text{wall}}}{\lambda} = \frac{h_{\text{conv}}}{\rho c_p} \quad (3.42)$$

L'analogie qui en découle, communément appelée analogie de Reynolds, peut être utilisée en première approximation.

En 1934, Chilton et Colburn [24] ont étendu cette analogie dans un domaine de validité plus important : $0.6 < \text{Pr} < 60$ et $0.6 < \text{Sc} < 3000$. L'analogie devient la suivante :

$$f = 2\text{StPr}^{\frac{2}{3}} \text{ avec } \text{St} = \frac{h_{\text{conv}}}{\nu \rho c_p} \quad (3.43)$$

En faisant quelques transformations mathématiques, il vient que :

$$\frac{\text{St}}{\text{St}_{\text{mass}}} = \left(\frac{\text{Sc}}{\text{Pr}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (3.44)$$

ou encore :

$$\frac{h_{\text{conv}}}{h_{\text{mass}}} = \rho c_p \text{Le}^{\frac{2}{3}} \quad (3.45)$$

Dans le cas de l'air contenant de la vapeur d'eau ($\text{Hr} = 55 \%$), Cengel [24] montre qu'à température ambiante ($25 \text{ }^\circ\text{C}$), $\text{Le}^{\frac{2}{3}}$ vaut 0.913, en prenant une diffusivité massique D_{AB} de l'air humide à $25 \text{ }^\circ\text{C}$ de $2.5e^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ et une diffusivité thermique α de $2.18e^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$. Le lewis est donc proche de l'unité. Dans la littérature, l'approximation $\text{Le}^{\frac{2}{3}} \approx 1$ est souvent utilisée, [16]. Cependant, cette analogie a été déterminée pour des écoulements sur une plaque plane. Dans le cas d'écoulements

plus complexes, avec des surfaces d'échanges irrégulières, des corrélations spécifiques peuvent être envisagées.

Formulations mathématiques du transfert couplé de masse et de chaleur

Pour caractériser les transferts couplés de masse et de chaleur aux abords de la surface extérieure de l'évaporateur, trois formulations mathématiques, se différenciant par leur niveau de complexité, ont été traitées et analysées. L'analyse ici est plurielle, car les conditions dans lesquelles l'évaporateur récupère les calories contenues dans l'air humide sont assez particulières. En effet, un air humide proche de son état saturé et dont la température est égale à 50 °C, contient une quantité importante de vapeur d'eau (approximativement 86 grammes de vapeur d'eau pour 1 kilogramme d'air sec). Et dans la littérature, la caractérisation des transferts couplés de masse et de chaleur, dans ces conditions là, n'a pas encore été traitée spécifiquement. Les trois formulations mathématiques ainsi étudiées sont définies comme suit.

- La première formulation suppose que l'échange de chaleur externe par convection n'est pas affecté par le transfert de masse aux abords de la surface externe de l'échangeur. C'est en utilisant l'analogie de Reynolds définie dans l'équation 3.42 qu'est caractérisé simplement le transfert de masse convectif à partir du transfert de chaleur convectif ($Le = 1$). Le facteur de Colburn utilisée ici pour caractériser le transfert de chaleur convectif est donc identique à celui introduit dans la partie liée au refroidisseur de gaz, voir l'équation 3.29.
- Le facteur de Colburn utilisé pour cette seconde formulation mathématique prend en compte l'interaction phénoménologique entre le transfert de masse et le transfert thermique. C'est ce que propose Wang *et al.* [25] en formulant un facteur de Colburn j en condition humide précise à $\pm 15\%$:

$$j = 0.472293 \text{Re}_{D_c}^{J_1} \left(\frac{P_t}{P_1}\right)^{J_2} \left(\frac{P_d}{X_f}\right)^{J_3} \left(\frac{P_d}{F_p - \delta_f}\right)^{J_4} N_{\text{rangées}}^{-0.4933} \quad (3.46)$$

où,

$$J_1 = -0.5836 + 0.2371 \left(\frac{F_p - \delta_f}{D_c}\right)^{0.55} N_{\text{rangées}}^{0.34} \left(\frac{P_t}{P_1}\right)^{1.2} \quad (3.47)$$

$$J_2 = 1.1873 - 3.0219 \left(\frac{F_p - \delta_f}{D_c}\right)^{1.5} \left(\frac{P_d}{X_f}\right)^{0.9} (\ln(\text{Re}_{D_c}))^{1.22} \quad (3.48)$$

$$J_3 = 0.006672 \left(\frac{P_t}{P_1}\right) N_{\text{rangées}}^{1.96} \quad (3.49)$$

$$J_4 = -0.1157 \left(\frac{F_p - \delta_f}{D_c}\right)^{0.9} \cdot \ln\left(\frac{50}{\text{Re}_{D_c}}\right) \quad (3.50)$$

En ce qui concerne le transfert de masse, il est toujours caractérisé simplement en utilisant l'analogie de Reynolds.

- Enfin pour la troisième formulation, le transfert de chaleur est considéré comme étant dépendant du transfert de masse. Ainsi, Pirompugd *et al.* [26] propose la formulation du facteur de

Colburn en condition humide suivante :

$$j = \left(0.5284K1^{0.5440} \epsilon^0 .7519Re^{(0.1001K1-0.06529K2-0.06752K3-0.3734)}\right) \times \\ N_{rangées}^{0.231} K1^{(-0.04426*N_{rangées}-0.08561)} \epsilon^{(-0.1407*N_{rangées}-0.08005)} \times \\ Re^{(0.0294*N_{rangées}-0.1308*K1+0.03457*K2+0.04793*K3-0.1560)} \quad (3.51)$$

avec :

$$K1 = \frac{F_p}{D_c} \quad K2 = \frac{P_1}{D_c} \quad K3 = \frac{P_t}{D_c} \quad \epsilon = \frac{A_t}{A_c} \quad (3.52)$$

Quant au transfert de masse, il est caractérisé par un coefficient de transfert massique convectif calculé à l'aide d'une corrélation établie également par Pirompugd *et al.* [26], dépendant de la nature de l'écoulement, de la géométrie de l'évaporateur et de la proportion de surface externe mouillée. Ici on considère que toute la surface de l'échangeur est mouillée - *fully wet condition* - compte tenu du fait qu'un débit important d'eau risque de se condenser, dans les conditions opératoires de l'étude.

$$j_m = \left(0.2143K1^{1.3964} \epsilon^{1.2298} Re^{(-0.225K1-0.1111K2-0.0647K3-0.08751)}\right) \times \\ N_{rangées}^{-0.01884} K1^{(-0.06725N_{rangées}-1.4424)} \epsilon^{(-0.1664N_{rangées}-0.7121)} \times \\ Re^{(0.04525N_{rangées}+0.3173K1+0.09050*K2+0.08353K3-0.5101)} \quad (3.53)$$

où j_m désigne le coefficient de transfert massique convectif et vaut :

$$j_m = h_{mass} \rho \frac{Sc^{\frac{2}{3}}}{G_c} \quad (3.54)$$

Caractérisation des pertes de charges externes dans l'évaporateur

Pour la formulation des pertes de charges, une unique corrélation est intégrée au modèle numérique, celle proposée par Wang *et al.* [25] dont l'incertitude a été estimée à $\pm 15\%$ sur 96 % des essais effectués :

$$f = 0.149001Re_{D_c}^{F_1} \left(\frac{P_t}{P_1}\right)^{F_2} \cdot N_{rangées}^{F_3} \ln\left(3.1 - \frac{P_d}{X_f}\right)^{F_4} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{F_5} \left(\frac{2\Gamma}{\mu_{eau}}\right)^{0.0769} \quad (3.55)$$

Où :

$$F_1 = -0.067 + 0.0153 \left(\frac{F_p - \delta_f}{D_c}\right) + \left(\frac{P_d}{F_p - \delta_f}\right) \left(\frac{1.35}{\ln(Re_{D_c})}\right) - 0.15 \left(\frac{N_{rangées}}{\ln(Re_{D_c})}\right) \quad (3.56)$$

$$F_2 = 2.981 - 0.082\ln(Re_{D_c}) + \frac{0.127N_{rangées}}{4.605 - \ln(Re_{D_c})} \quad (3.57)$$

$$F_3 = 0.53 - 0.0491\ln(Re_{D_c}) \quad (3.58)$$

$$F_4 = 11.91 \left(\frac{N_{\text{rangées}}}{\ln(\text{Re}_{D_c})} \right)^{0.7} \quad (3.59)$$

$$F_5 = -1.32 + 0.287 \ln(\text{Re}_{D_c}) \quad (3.60)$$

Avec :

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_{\text{cond}}}{P_1} \quad (3.61)$$

Finalement, trois coefficients de transfert thermique convectif et un coefficient de transfert massique convectif ont été proposés. Ces coefficients seront analysés pour un écoulement d'air saturé à 50 °C dans un évaporateur imaginé pour l'exercice. Cette analyse sera présentée à la fin de ce chapitre, une fois que les corrélations côtés réfrigérant seront exposées.

3.5.2 Transferts thermiques et pertes de charges, côté réfrigérant (R32)

Dans l'évaporateur, le R32 passe d'un état diphasique à un état de gaz surchauffé. Pour caractériser les transferts de chaleur internes et les pertes de charges internes, ces deux états sont traités séparément.

Écoulement diphasique

En régime diphasique toutes les corrélations établies, concernant les transferts de chaleur, contiennent des constantes empiriques basées sur 3 modèles principaux :

- Le modèle de superposition
- Le modèle asymptotique qui distingue les mécanismes d'ébullition en convection forcée
- Le modèle d'intensification

Selon Gungor et Winterton [27] le transfert de chaleur interne est caractérisé par la relation :

$$h_{\text{conv}} = E \cdot h_l \quad (3.62)$$

Avec :

$$h_l = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \frac{\lambda}{D_{\text{int}}} \quad (3.63)$$

Et :

$$E = 1 + 3000 \text{Bo}^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x_{\text{vap}}}{1 - x_{\text{vap}}} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.41} \quad (3.64)$$

Où x_{vap} est le titre vapeur du réfrigérant. Aussi, le nombre adimensionnel d'ébullition Bo s'écrit :

$$\text{Bo} = \frac{q}{\dot{m}_{\text{ref}} \cdot h_{\text{fg}}} \quad (3.65)$$

Il existe d'autres corrélations plus complexes prenant en compte notamment les effets de densité de flux de chaleur et d'assèchement de paroi Kattan-Thome et Favrat, [27]. Mais finalement, les résultats qu'apportent ces corrélations sont très similaires à ceux qu'apportent la relation de Gungor

et Winterton ainsi présentée, plus simple et plus rapide à résoudre, [27].

Durant la phase d'évaporation, les pertes de charges par frottement peuvent être calculées en supposant que la répartition des phases soit homogène et que leur vitesse soit identique. Si cette hypothèse est faite, cela simplifie grandement la résolution du système mathématiques. Et les pertes de charges par longueur de tube vaut, [27] :

$$\Delta P_{\text{friction}} = 4f_m \frac{G^2}{2\rho_m D_{\text{int}}} \cdot L \quad (3.66)$$

Avec :

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (3.67)$$

Pour les régimes d'écoulement interne turbulents (ce qui est le cas ici pour les deux échangeurs) :

$$f_m = 0.079 \text{Re}_m^{0.25} \quad (3.68)$$

Et :

$$\text{Re}_m = \frac{G \cdot D_{\text{int}}}{\mu_m} \quad (3.69)$$

$$\frac{1}{\mu_m} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (3.70)$$

Même si, les résultats qui en découlent sous-estiment les pertes de charges, cette corrélation peut-être utilisée en première approximation.

Écoulement gaz surchauffé

En régime gaz surchauffé, la corrélation classique de DittusBoelter [16] permet de caractériser les transferts de chaleur internes :

$$h = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \frac{\lambda}{D_{\text{int}}} \quad (3.71)$$

Concernant les pertes de charges internes, elles peuvent être calculées simplement à l'aide de l'équation suivante :

$$f = 0.079 \text{Re}^{0.25} \quad (3.72)$$

3.5.3 Etude de sensibilité

Description de l'évaporateur modélisé et conditions d'entrée

Pour l'analyse, un évaporateur aux dimensions décrites dans le tableau 3.3 a été modélisé. Il a été divisé en 8 éléments volumiques. Ce qui fait 2 éléments volumiques par rangée de tubes. Les dimensions ont été choisies de sorte à ce qu'il y ait au moins 3 °C de surchauffe pour le réfrigérant.

Les conditions d'entrées imposées au modèle sont les suivantes :

Côté du réfrigérant :

Tableau 3.3: Paramètres du modèle décrivant la géométrie de l'évaporateur modélisé

Paramètre	L	$N_{t/r}$	N_r	D_{int}	D_0	P_t	P_l	δ_f	P_d	X_f	θ	F_p
Unité	cm	-	-	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	°	mm
Valeur fixée	100	4	4	9.53	12	35	35	0.15	1	6.5	15	2.5

- Débit : 0.055 kg/s
- Pression : 24.783 bars
- x_{vap} : 0.2 °C

Côté air humide :

- Débit : 0.25 kg/s
- Pression : 101 325 Pa
- Température : 50 °C
- Humidité relative : 85 %

Résultats

L'objectif de cette analyse est de comparer les résultats associées aux trois formulations mathématiques implémentées dans le modèle, caractérisant les transferts couplés de masse et de matière externes à l'évaporateur. L'évolution de la puissance calorifique échangée, de l'hygrométrie et de la température des deux fluides sont représentées respectivement sur les figures 3.15a, 3.15b and 3.15c.

Ainsi, dans les conditions de l'analyse, les trois formulations mathématiques présentées F1, F2 et F3 (par ordre croissant de complexité) apportent des résultats quasiment identiques. La formulation mathématique (F1) est la plus conservatrice dans le sens où la puissance totale échangée calculée est la plus faible : $\dot{Q} = 6426W$. Alors que la formulation la plus complexe (F3) permet de calculer une puissance échangée totale $\dot{Q} = 6847W$. En ce qui concerne la surchauffe, elle est comprise entre 3.8 °C pour F3 et 3.3 °C pour F1. Autant dire que toutes les formulations se valent, dans les conditions de l'étude.

Finalement, la formulation mathématique adoptée pour dimensionner l'évaporateur du démonstrateur de la PAC T-HT R32 est la seconde présentée (F2), qui suppose une valeur constante du nombre de Lewis ($Le = 1$) et qui suppose que le transfert de chaleur dépend du transfert de masse ayant lieu aux abords de la paroi externe de l'évaporateur modélisé. Ce choix a été fait pour des raisons numériques, car la convergence des résultats a été observée plus souvent en utilisant cette formulation.

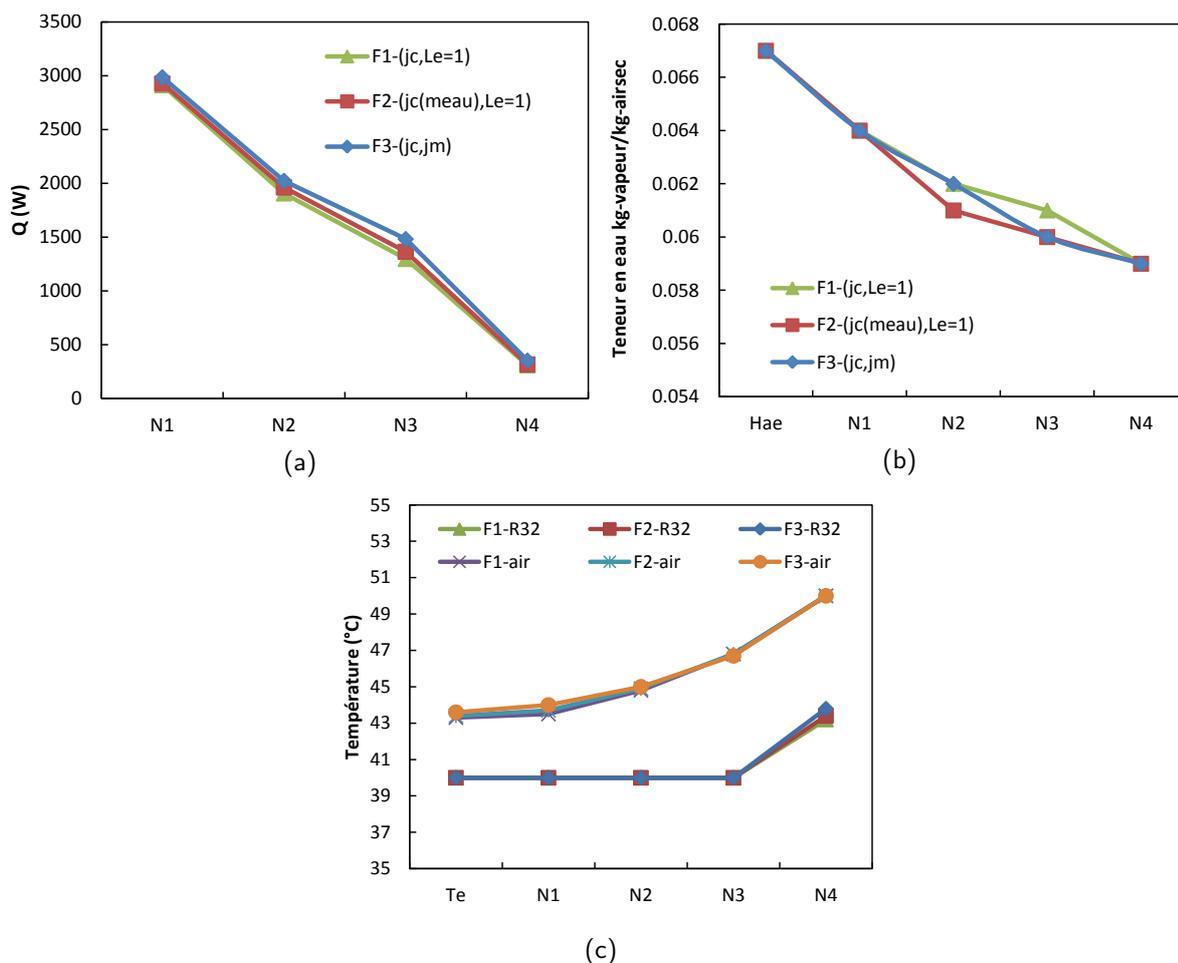


Figure 3.15: Comparaison des résultats apportées par les trois formulations mathématiques (F1,F2,F3) caractérisant les transferts couplés de masse et de matière aux abords de la paroi externe de l'évaporateur modélisé.

3.6 Conclusions

Au travers d'une analyse multi-critère (taille, efficacité et aspects techniques) l'architecture des échangeurs de chaleur la plus adaptée aux conditions de fonctionnement du procédé de séchage a pu être déterminée :

- Pour le refroidisseur de gaz, la technologie adéquate doit avoir un arrangement de type courant croisé à tendance contre courant, pour pouvoir minimiser l'écart de température entre l'air et le fluide de travail ; ceci n'est pas pénalisé par le risque de fortes pertes de charge car la pression interne est élevée (supérieur à 75 bars). De plus, comme l'échange se fait avec de l'air, la surface d'échange externe doit être augmentée à l'aide d'ailettes. En discutant avec différents constructeurs, il a été jugé plus facile d'obtenir des échangeurs à tubes à ailettes continues et ondulées, avec des tubes en acier inoxydable disposées en quinconce et des ailettes en aluminium.
- Pour l'évaporateur, étant donné qu'il y a un degré de liberté supplémentaire concernant l'arrangement des flux et pour faciliter la conception du banc dans son ensemble, le choix s'est porté sur la même technologie d'échangeur de chaleur que le refroidisseur de gaz avec moins de rangées nécessaire.

Le modèle « physique » des échangeurs de chaleur a été spécifiquement conçu au regard de la technologie sélectionnée.

Concernant le refroidisseur de gaz, la caractérisation des transferts thermiques externes et des pertes de charges externes a été formulée classiquement. En revanche, concernant les transferts thermiques par convection internes, une analyse de sensibilité a été effectuée. Cette analyse est nécessaire puisque dans la littérature les écoulements supercritiques tubulaires et horizontaux ont été majoritairement étudiés pour le CO₂, et très rarement pour des HFCs comme le R134a ou encore un mélange binaire de propane et de R32 et que les coefficients d'échange prédits par ces corrélations présentent des contradictions. Le résultat de cette analyse de sensibilité montre que dans la configuration de la PAC développée, l'échange côté air pilote ce qui minimise l'impact de l'erreur sur le coefficient d'échange interne.

Pour l'évaporateur, l'analyse a porté sur l'approche la plus adaptée à la modélisation des transferts couplés de chaleur et de masse. Là aussi, les résultats sont similaires quelle que soit l'approche choisie.

L'ensemble des modèles développés dans ce chapitre serviront à la définition du pilote de laboratoire dont la conception est présentée au chapitre 4.

3.7 Références

- [1] K. Sadik et L. Hongtan : *Heat Exchanger Selection, Rating and Thermal Design*. CRC Press, 2002. 60
- [2] K. Thulukkanam : *Heat Exchanger Design Handbook*. Taylor & Francis group, 2013. 60, 61
- [3] *VDI Heat Atlas*. Springer, 2010. 61
- [4] A. Bejan : The concept of irreversibility in heat exchanger design : Counterflow heat exchangers for gas-to-gas application. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1977. 63
- [5] K. Chowdhury et S. Sarangi : A second law analysis of the concentric tube counterflow heat exchanger : Optimisation of wall conductivity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1983. 63
- [6] M. Arivazhagan et S. Lokeswaran : Entropy generation minimization of shell and tube heat exchanger with porous medium. Rapport technique, 2011. 63
- [7] H. Abbassi : Entropy generation analysis in a uniformly heated microchannel heat sink. *Energy*, 2007. 63
- [8] C. C. Wang : Investigation of wavy fin and tube heat exchanger : a contribution to databank. *Experimental Heat Transfer*, 1999. vi, 65
- [9] Worachest Pirompugd, C. C. Wang et Somchai Wongwises : Finite circular fin method for wavy fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions. *International Journal of heat and mass transfer*, 2008. 66
- [10] Ramesh K. Shah et Dusan Sekulic P. : *Fundamentals of heat exchanger design*. Wiler India edition, 2003. vi, 69, 73

- [11] University of Waterloo : Bessel functions of the first and second kind. Rapport technique. URL http://www.mhtlab.uwaterloo.ca/courses/me755/web_chap4.pdf. 70
- [12] P.-Y. Yu, K.H. Lin, W.K. Lin et C.C. Wang : Performance of a tube-in-tube co₂ gas cooler. *International journal of refrigeration*, 35:2033–2038, 2012. 71
- [13] C. Dang et Hihara : In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. part 1. experimental measurement. *International journal of refrigeration*, 27:736–747, 2004. 71, 77
- [14] C. C. Wang, W. L. Fu et Chang C. T. : Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14:174–186, 1997. 73
- [15] Baptiste Delaitre : *Étude d'un coeur hybride refroidi à l'eau supercritique*. Thèse de doctorat, Université de Montréal, 2014. 73
- [16] Theodore L. Bregma, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera et David P. Dewitt : *Heat transfer a practical approach*. John Wiley and Sons, 2011. 74, 79, 82, 86
- [17] Jian Min Yin, Clark W. Bullard et Predrag S. Hrnjak : R744 gas cooler development and validation. *International journal of refrigeration*, 24:692–701, 2001. 74, 79
- [18] S.S. Pitla, E.A. Groll et S. Ramadhyani : New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical carbon dioxide. *International journal of refrigeration*, 25:887–895, 2002. 74
- [19] EA Krasnoshchekov, IV Kuraeva et VS Protopopov : Local heat transfer of carbon dioxide at supercritical pressure under cooling conditions. *High temperature*, 7:856–862, 1970. 75, 79
- [20] Chaobin Dang et Eiji Hihara : Numerical study on in tube laminar heat transfer of supercritical fluids. *Applied Thermal Engineering*, 30:1567–1573, 2010. 77
- [21] S.H. Yoon, J.H. Kim, Hwang Y.W., M.S. Kim, K. Min et Y Kim : Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region. *International journal of refrigeration*, 50:4796–4804, 2003. 77
- [22] Chen-Ru Zhao et Pei-Xue Jiang : Experimental study of in-tube cooling heat transfer and pressure drop characteristics of r134a at supercritical pressures. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35:1293–1303, 2011. 77
- [23] NE Petrov et VN Popov : Heat transfer and resistance of carbon dioxide being cooled in the supercritical region. *Thermal Engineering*, 32:131–134, 1985. 78
- [24] Yunus A. Cengel : *Fundamentals of heat and mass transfer, seventh edition*. Mcgraw-Hill, 2002. 82
- [25] C. C. Wang, Y.J. Du, Y.J. Chang et W.H. Tao : Airside performance of herringbone fin and tube heat exchanger in wet conditions. *Chemical Engineering*, 77:1225–1230, 1999. 83, 84
- [26] Worachest Pirompugd, Chi-Chuan Wang et Somchai Wongwises : Finite circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(3–4):552 – 565, 2007. ISSN 0017-9310. 83, 84

- [27] Gaëtan Bigot : *Etude et conception de systèmes air/air inversables utilisant des mélanges à glissement de température*. Thèse de doctorat, École nationale supérieure des Mines de Paris, 2001. 85, 86

Chapitre 4

Conception et réalisation d'un démonstrateur expérimental de PAC T-THT fonctionnant au R32

*« C'est assez d'engranger, il est temps
d'éventer et d'honorer notre aire »*

Saint John Perse

Sommaire

4.1	Dimensions du démonstrateur	94
4.2	Description du banc d'essais	96
4.3	Conception de la PAC transcritique THT au R32	96
4.3.1	Huile pour compresseur transcritique R32	97
4.3.2	Sélection du compresseur transcritique	98
4.3.3	Dimensionnement des échangeurs de chaleur	102
4.3.4	Dimensionnement du détendeur	106
4.3.5	Estimation de la charge en réfrigérant	106
4.4	Dimensionnement de la boucle froide	108
4.4.1	Humidificateur (HV-01) et résistance électrique chauffante (RE-01)	108
4.4.2	Ventilateur de la boucle froide	111
4.4.3	Diffuseur d'air pour l'évaporateur	112
4.4.4	Système de mesure de l'humidité relative d'un air proche de la saturation	112
4.5	Dimensionnement de la boucle chaude	114
4.5.1	Débits d'air et dilueur d'air	114
4.5.2	Diffuseur d'air pour le refroidisseur de gaz	115
4.6	Conclusions	116
4.7	Références	117

4.1 Dimensions du démonstrateur

L'analyse de cycle présentée au chapitre 2 a mis en exergue le potentiel d'économie d'énergie d'une PAC T-THT fonctionnant au R32, intégrée dans un procédé de séchage. Afin d'étudier les performances énergétiques réelles d'une telle machine, un banc d'essai composé de deux boucles aérauliques fermées permettant de simuler les conditions opératoires du procédé et d'une PAC a été conçu.

Le procédé de séchage en question a également été le sujet d'une étude d'intégration énergétique proposant, comme solution efficace d'économie d'énergie, l'intégration d'un préchauffeur (échangeur air humide/air extérieur) en amont d'une PAC. En se référant au chapitre 1, le préchauffeur est intégré afin de chauffer l'air extérieur de T_{ext} à 60 °C par échange avec l'air humide sortant du sècheur. L'échange amène l'air humide à son état saturé et le refroidit jusqu'à une température proche de 50 °C, voir la figure 1.9. Les 2 flux de chaleur à l'entrée des échangeurs de la PAC sont donc définis comme suit :

- Source de chaleur : Air humide saturé à 50 °C
- Puits de chaleur : Air ambiant à 60 °C (faible humidité relative)

Le modèle explicité dans le chapitre 2 a permis de déterminer l'état thermodynamique du fluide en chaque point du cycle de la PAC. Le cycle est présenté sur la figure 4.1. Le compresseur ainsi que le refroidisseur de gaz doivent donc supporter une pression de refoulement de 90 bars, en prenant une marge de sécurité de 10 bars, et une température de refoulement de 150 °C.

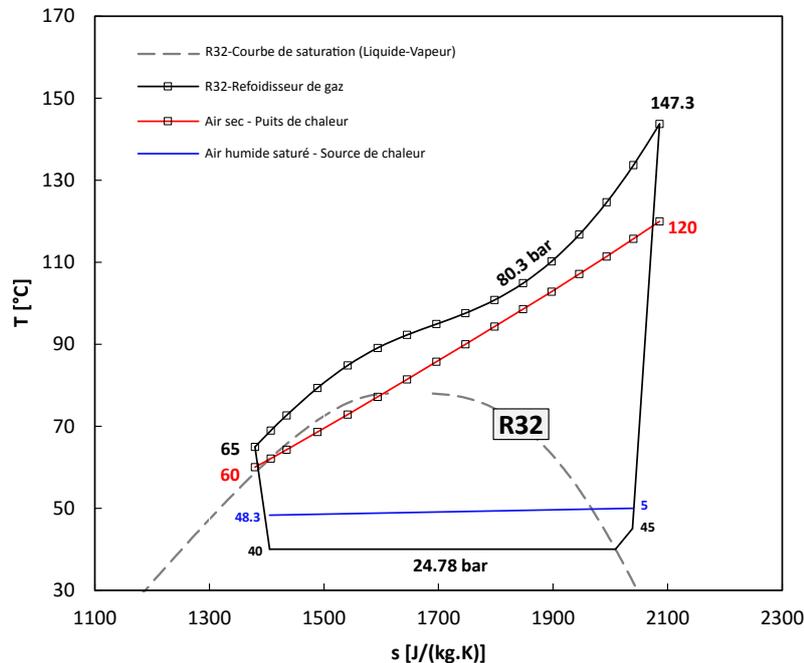


Figure 4.1: État thermodynamique du R32 dans un diagramme (T,s) représentant un cycle de PAC T-THT fonctionnant dans les conditions opératoires d'un procédé de séchage avec prise en compte d'un préchauffage amont. Modélisation présentée dans le chapitre 2. Hypothèses : $\Delta T_{min_{HX}} = 5$, $\eta_{is} = 0.67$ et $\eta_v = 0.85$

Les dimensions du banc d'essai ont été ajustées pour que le compresseur de la PAC puisse fonctionner dans son régime nominal, *i.e.* dans un intervalle de fréquence compris entre 30 Hz et 70 Hz.

Aujourd'hui, les seuls compresseurs pouvant supporter des pressions de refoulement supérieures à 90 bars sont les compresseurs transcritiques conçus pour fonctionner avec le CO₂. Ces compresseurs sont disponibles sur le marché, suivant deux gammes de puissance :

- Les compresseurs transcritiques CO₂ semi-hermétiques à pistons pouvant répondre à des besoins de puissance calorifique compris entre 10 kW et 200 kW avec un volume balayé compris entre 6 m³/h et 46 m³/h (gamme moyenne puissance)
- Les compresseurs transcritiques CO₂ ouverts à vis pouvant répondre à des besoins de puissance calorifique de 1000 kW avec un volume balayé de 155 m³/h (gamme haute puissance, échelle industrielle)

Pour les besoins de la démonstration expérimentale, une puissance calorifique de 30 kW est suffisante. Cette valeur a été choisie de manière arbitraire, en prenant en compte les niveaux de puissances calorifiques accessibles.

Le banc d'essai a donc été dimensionné en fixant la puissance calorifique du refroidisseur de gaz à 30 kW. Sachant que l'air circulant dans le refroidisseur de gaz est chauffé de 60 °C à 120 °C, il vient que le débit massique vaut 0.495 kg/s et que le débit volumique en entrée vaut 1703 m³/h, en ayant comme pré-requis :

- c_p (air sec) = 1010 J/(kg.K) à pression atmosphérique entre 60 °C et 120 °C (valeur tirée de la base de donnée du NIST)
- ρ (air sec) = 1.046 kg/m³ à pression atmosphérique à 60 °C (valeur tirée de la base de donnée du NIST)

Le débit massique d'air humide (source de chaleur) quant à lui a été fixé à 1 kg(air sec)/s. En utilisant l'outil présenté dans le chapitre 1 concernant les propriétés de l'air humide, la masse volumique, le débit volumique à l'entrée de l'évaporateur est de 3501 m³/h.

Selon le rapport du SCA pap [1], les machines à papier peuvent produire plusieurs centaines de milliers de tonnes de papier par an. À titre d'exemple, la machine à papier SCA d'Ortviken en Suède produit jusqu'à 250 000 tonnes de papier annuellement. En faisant l'hypothèse que l'usine fonctionne quotidiennement sans interruptions, le débit massique de production de papier est donc de 8 kg/s. En reprenant l'exemple proposé dans le chapitre 1, cela correspond à un débit d'air soufflé de 80 kg/s. Par conséquent le démonstrateur faisant office de sécheur de papier est à échelle 1/160 par rapport à un sécheur industriel.

Le tableau 4.1 résume les paramètres à prendre en considération pour dimensionner le banc d'essai :

Tableau 4.1: Paramètres du banc d'essai

Grandeurs	Valeur	Unité
\dot{Q}_{rgaz}	30	kW
$T_{cible} = T_{s,air\ sec}$	120	°C
$\dot{m}_{buées}$	0.5	kg(air sec)/s
$T_{e,buées}$	50	°C
$Hr_{e,buées}$	100	%
$\dot{m}_{buées}$	1	kg(air sec)/s

4.2 Description du banc d'essais

Le banc d'essais imaginé pour tester la PAC est composé de 3 circuits fermés : un circuit dans lequel circule le R32, une boucle aéraulique « froide » simulant les effluents industriels et une boucle aéraulique « chaude » simulant l'air sec à chauffer. Les entités contrôlant la température et l'hygrométrie dans la boucle froide sont un humidificateur à jet de vapeur et une résistance électrique. Concernant la boucle aéraulique chaude, un système de vannes automatisées a été pensé servant à contrôler la température de l'air sec à l'entrée du refroidisseur de gaz. Le schéma de principe du banc d'essai et les éléments qui le composent sont présentés sur la figure 4.2. Les calculs amenant aux dimensions de chaque composant du banc d'essai seront explicités par la suite.

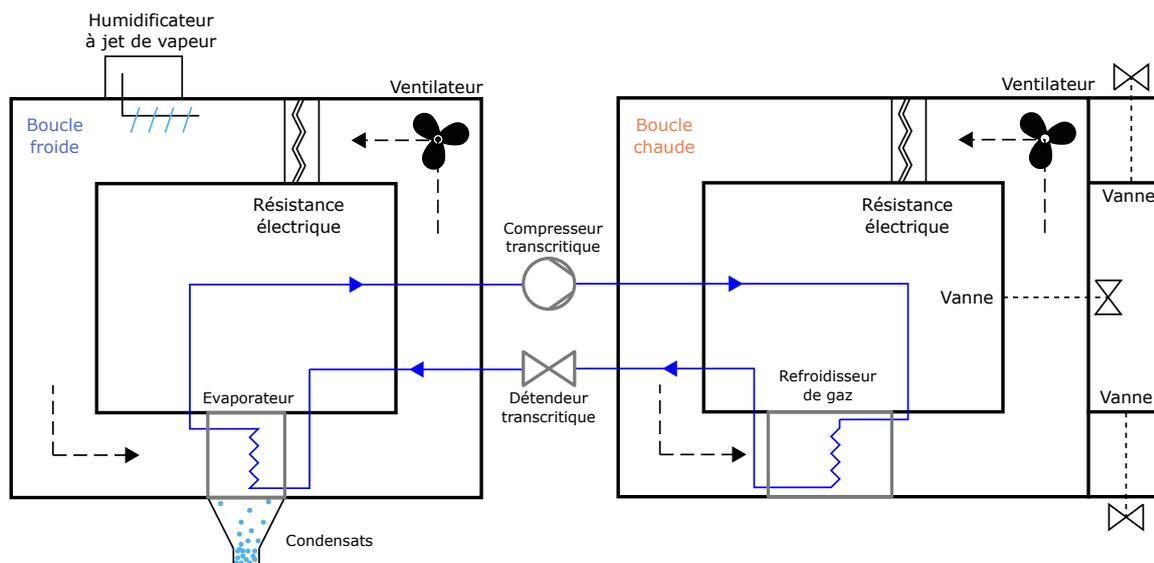


Figure 4.2: Schéma de principe du banc d'essai

4.3 Conception de la PAC transcritique THT au R32

Les 4 principaux composants de la PAC (évaporateur, refroidisseur de gaz, compresseur transcritique et détendeur transcritique) sont représentés sur la figure 4.3. La partie qui suit présente comment le point nominal a été calculé en utilisant la modélisation physique des échangeurs présentée dans le chapitre 3. Pour le bon fonctionnement de la PAC, une bouteille anti-coup de liquide permettant d'éviter d'envoyer du liquide à l'aspiration du compresseur a été installée ainsi qu'un pressostat (mesure de sécurité obligatoire, afin d'éviter la cassure des composants), un filtre déshydrateur (utilisé

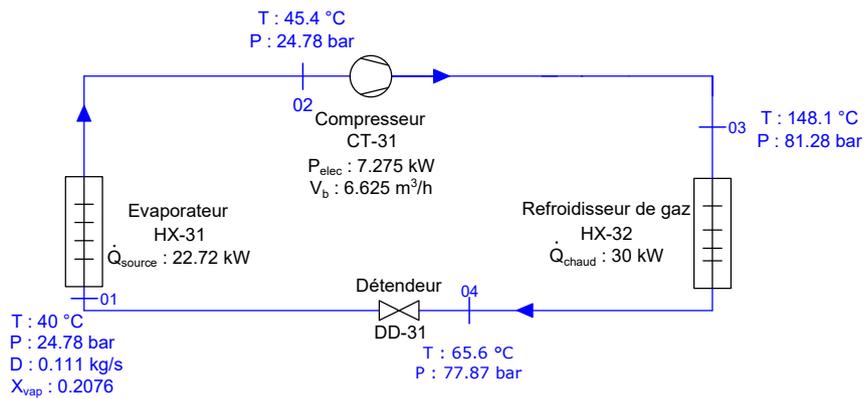


Figure 4.3: Point nominal de fonctionnement de la PAC

pour éviter la formation d'incondensables dans le circuit du réfrigérant) et de l'huile lubrifiante pour le compresseur, spécifiquement choisie en fonction des niveaux de température de la BP et de la HP.

4.3.1 Huile pour compresseur transcritique R32

Le choix des huiles lubrifiantes pour compresseur se fait en fonction des températures atteintes lors de la compression, du fluide frigorigène utilisé et de la technologie du compresseur. En effet, l'huile doit être suffisamment visqueuse à haute température pour permettre une lubrification efficace du compresseur et ne pas détériorer le compresseur. La miscibilité de l'huile avec le fluide frigorigène est un facteur important à prendre en compte au niveau de l'évaporateur. S'il y a un séparateur d'huile dans l'installation, il faudra utiliser une huile non miscible pour récupérer l'huile entraînée avec le fluide et la réinjecter dans le carter du compresseur. Dans le cas contraire, l'huile doit posséder une bonne miscibilité à la température d'évaporation et une viscosité suffisamment faible pour permettre la bonne circulation du fluide frigorigène jusqu'au compresseur. Si l'huile n'est pas assez miscible avec le fluide frigorigène dans l'évaporateur, elle peut rester piégée dans l'évaporateur et ainsi dégrader l'échange thermique, mais surtout ne retourne pas au compresseur, ce qui peut entraîner sa non lubrification. D'après le tableau 4.2, les huiles pouvant être utilisées avec les HFC sont les huiles synthétiques de type polyolester.

Tableau 4.2: Huiles utilisables en fonction de la classe des réfrigérants

Classe de fluides	CFC et HCFC	HFC	Ammoniac	Gaz carbonique	Gaz hydrocarbonés
Type d'huiles	Naphténique	Synthétique	Synthétique	Synthétique	Polyalkylène glycol
	Paraffinique	Polyolester	Alkylbenzène	Polyalphaoléfine	Naphténique
	Synthétique		Synthétique	Ester	
	Polyalphaoléfine		PAO/AB	Polyalkylène glycol	
	Synthétique		Synthétique		
	Alkylbenzène		Polyalphaoléfine		

Les principales marques produisant des huiles synthétiques de type polyolester sont Mobil et Reniso, voir le tableau 4.3. Finalement, après une discussion avec les fabricants, l'huile sélectionnée est l'huile polyolester synthétique Reniso TRITON SE55 qui a de bonnes propriétés de mélange avec le R32 et reste suffisamment visqueuse à haute température (>150 °C).

Tableau 4.3: Huiles sélectionnées potentiellement exploitables

Huiles	Viscosité cinématique à 40 °C [mm ² /s]	Viscosité cinématique à 100 °C [mm ² /s]	Fluides adaptés
Reniso MS68	72	7.1	R22
Reniso SP100	100	8.1	R22
Reniso SP220	220	13.4	R22
Reniso SE55	55	8.8	R134a, R404a
Mobil EAL Arctic 100	105	8.7	HFC
Mobil EAL Arctic 220	226	11.6	HFC

4.3.2 Sélection du compresseur transcritique

Pour les niveaux de puissance requis, les compresseurs transcritiques présents sur le marché sont pour la plupart semi-hermétiques et à pistons. Suite à une analyse technologique des différents compresseurs transcritiques, deux marques ont été sélectionnées et étudiées, Bitzer et Gea Bock. Le choix du compresseur est une réelle problématique. En effet, les compresseurs transcritiques ont été conçus et étudiés pour fonctionner avec le R744. Les données fournies par les constructeurs sont donc adaptées à des cycles thermodynamiques fonctionnant au R-744. Des différences thermodynamiques existent entre ce fluide et les fluides de type HFC, notamment le R32. Il est donc nécessaire d'analyser les cycles transcritiques au R744 proposés par les constructeurs et de les comparer à un cycle transcritique de PAC T-THT R32.

En utilisant la modélisation des PACs présentée dans le chapitre 2 et les catalogues techniques des compressoristes [2, 3], il a été possible de déterminer le rendement isentropique de chaque compresseur transcritique en fonction du taux de compression, voir figure 4.4, sur une plage étendue de fonctionnement. Le calcul pour un point de fonctionnement a été détaillé en Annexe A.2.

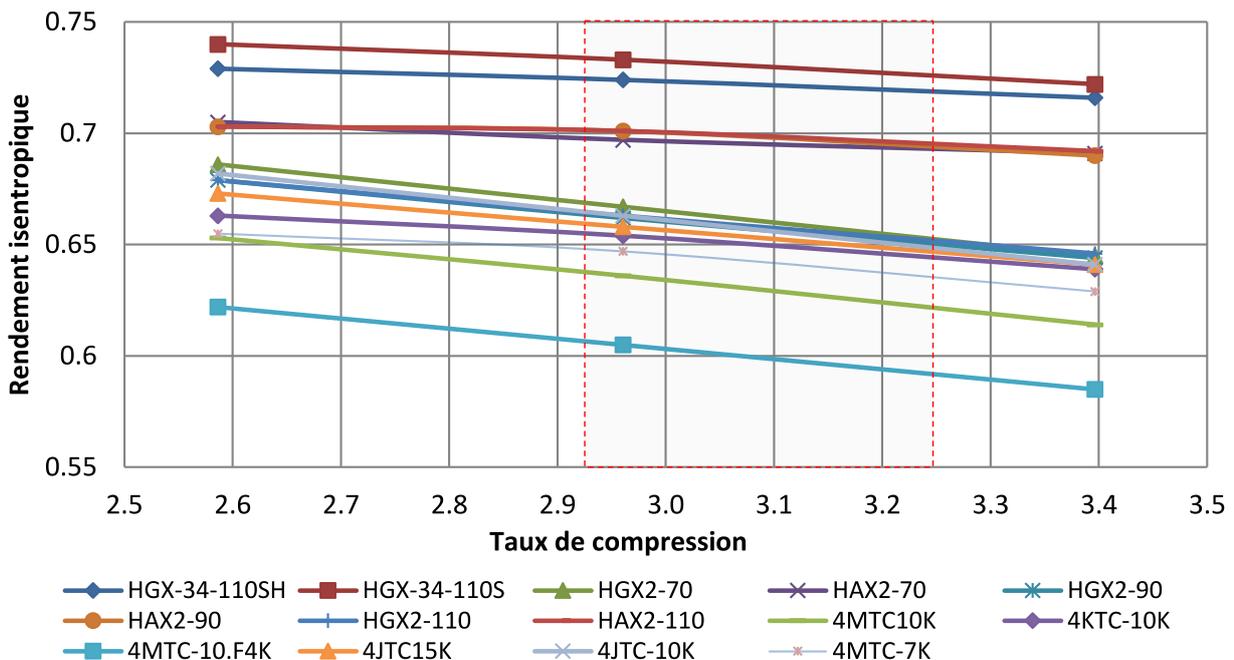


Figure 4.4: Valeurs des rendements isentropiques des compresseurs transcritiques Bitzer (4MTc, 4KTC, 4JTC) et Gea Bock (HGX, HAX), en trois points de fonctionnement, en fonction du taux de compression

Rappelons que le rendement isentropique calculé à l'aide de simulations numériques en se basant sur les données techniques fournisseur s'écrit :

$$\eta_{is} = \frac{h_{is}(T_{is}, p_{is}) - h_{out}(T_{out}, p_{out})}{h_{in}(T_{in}, p_{in}) - h_{out}(T_{out}, p_{out})} \quad (4.1)$$

Néanmoins, le choix du compresseur reste délicat, car selon le point de fonctionnement, les rendements des compresseurs varient et ne permettent pas de conclure sur une solution optimale pour toute la plage de fonctionnement. Ainsi, la première étape de l'étude a été de déterminer les points de fonctionnement (température d'évaporation, température en sortie du refroidisseur de gaz, et pression HP) de la PAC T-THT dont les caractéristiques thermodynamiques (viscosité, masse volumique, taux de compression) à l'aspiration et au refoulement du R744 soient les plus proches possible de celles du R32 pour le point nominal. En effet, les propriétés thermodynamiques, notamment la masse volumique et la viscosité du fluide, impactent sensiblement l'efficacité du compresseur. Outre cela, les taux de compression entre le R744 et le R32 doivent être similaires car ils définissent le rendement isentropique des compresseurs. Le tableau 4.4 présente l'état du R32 à la HP et à la BP au point nominal de fonctionnement de la PAC T-THT.

Tableau 4.4: États thermodynamiques du R32 au point nominal à la BP et à la HP

R32	Température	Pression	Masse Volumique	Viscosité
Niveau de Pression	(°C)	(bar)	(kg/m ³)	(μPa-s)
HP	142	76.6	165	21.3
BP	45	24.8	68.4	14

Les données présentées ont été calculées en prenant comme paramètres d'entrée, un pincement de température aux échangeurs de 5 °C, les propriétés d'un compresseur présenté en annexe A.2 et les propriétés thermo-physiques du puits et de la source de chaleur (températures, débits et humidité relative pour la source de chaleur). 14 compresseurs ont été sélectionnés pour être étudiés. Pour 12 d'entre eux, la masse volumique et la viscosité à l'aspiration et au refoulement ne varient que de quelques pour-cents. Les deux autres étaient sous-dimensionnés et donnent donc des résultats peu intéressants.

Les tableaux 4.5 et 4.6 regroupent les états thermodynamiques à l'aspiration et au refoulement d'un compresseur parmi les 12 étudiés d'une PAC transcritique fonctionnant au R744 pour plusieurs points de fonctionnement. La pression à la BP (tableau 4.5) varie de 19 bars à 50 bars et à la HP (tableau 4.6) de 75 bars à 120 bars pour des températures de refoulement allant jusqu'à 131 °C. Le point de fonctionnement nominal avec le R-32 est compris dans cette plage. Ces deux tableaux présentent également l'écart relatif en valeur absolue entre le R744 et le R32 pour la masse volumique et la viscosité, ce qui permet de détecter les points de fonctionnement où le R-744 a des propriétés thermo-physiques similaires au R32. En gras l'état thermodynamique des fluides a été déterminé en utilisant la base de données NIST et les points de fonctionnement ont été tirés des catalogues fournis par les constructeurs Bitzer et Gea Bock.

À l'aspiration, tableau 4.5, lorsque la température du R744 est entre 0 °C et 5 °C, la différence de viscosité avec le R32 est inférieure à 5 % et la différence de masse volumique avec le R32 est inférieure à 5 %. Au refoulement, tableau 4.6, lorsque la température du R744 est de 98 °C pour une pression de 90 bars, les différences de viscosité et de masse volumique avec le R32 sont de l'ordre de 1 %. Par

Tableau 4.5: États thermodynamiques du R744 à l'aspiration du compresseur suivant les points de fonctionnement

Température	Pression	Masse Volumique	Écart relatif moyen avec le R-32	Viscosité	Écart relatif moyen avec le R-32
25	50.9	135	49 %	16.8	17 %
20	45	117	41 %	16.1	13 %
15	39.7	101	32 %	15.6	1 %
10	34.9	87.6	22 %	15.1	7 %
5	30.5	75.6	1 %	14.7	5 %
0	26.5	65.1	5 %	14.3	2 %
-5	22.9	55.8	22 %	13.9	1 %
-10	19.7	47.8	43 %	13.6	3 %
(°C)	(bar)	(kg/m ³)	ΔE	(μ Pa-s)	ΔE

Tableau 4.6: États thermodynamiques du R744 au refoulement du compresseur suivant les points de fonctionnement

Température	Pression	Masse Volumique	Écart relatif moyen avec le R-32	Viscosité	Écart relatif moyen avec le R-32
79.2	75	148	12 %	19.7	8 %
97.7	90	166	1 %	21	1 %
109	100	178	7 %	21.9	3 %
120	110	188	12 %	22.7	6 %
131	120	197	16 %	23.5	9 %
(°C)	(bar)	(kg/m ³)	ΔE	(μ Pa-s)	ΔE

conséquent 2 points de fonctionnement requièrent d'être étudiés. Cependant, la plage d'étude a été élargie à trois points mentionnés en gras, voir tableau 4.7, afin d'intégrer le taux de compression du cycle au R32 qui a une valeur de 3,09, voir tableau 4.4. Les taux de compression acceptables par le compresseur varient de 1,47 (75/50,9) à 6,09 (120/19,7). Cette large gamme admissible rassure sur la faisabilité technique du banc d'essai. Selon le compresseur choisi, ce taux de compression varie de $\pm 5 \%$.

Tableau 4.7: Taux de compression en fonction des pressions d'aspiration et de refoulement étudiées

$\Pi = P_o/P_i$	50,9	45,0	39,7	34,9	30,5	26,5	22,9	19,7
75	1,47	1,67	1,89	2,15	2,46	2,83	3,28	3,81
90	1,77	2,00	2,27	2,58	2,95	3,40	3,93	4,57
100	1,96	2,22	2,52	2,87	3,28	3,77	4,37	5,08
110	2,16	2,44	2,77	3,15	3,61	4,15	4,80	5,58
120	2,36	2,67	3,02	3,44	3,93	4,53	5,24	6,09

Suite à ces conclusions, les trois points de fonctionnement ainsi déterminés vont servir de repère pour le calcul des rendements isentropique et volumétrique de chaque compresseur transcritique au R744 existant chez Bitzer et Gea Bock. La figure 4.4 présente leur rendement isentropique en fonction des taux de compression. Le taux de compression possible du cycle transcritique au R32 est encadré en pointillé rouge à $\pm 5 \%$. Selon cette étude, les compresseurs étudiés ont un rendement isentropique compris entre 0,59 et 0,73.

Il est intéressant de distinguer les rendements isentropiques en fonction des technologies utilisées.

En effet, Gea Bock a su diversifier ses compresseurs transcritiques semi-hermétiques en intégrant sur certains de leurs compresseurs (gamme HAX2) un mode de refroidissement utilisant l'air extérieur, au lieu d'utiliser les gaz aspirés, comme le font toutes les autres gammes de compresseurs. La particularité d'utiliser un ventilateur amenant l'air extérieur pour refroidir le moteur est de pouvoir atténuer l'échauffement du moteur, durant son fonctionnement. Cette dernière gamme présente un rendement isentropique bien supérieur à toutes les autres gammes, sans prendre en compte la gamme HGX-34, dernière gamme sortie en date de chez Gea Bock. Néanmoins, la technologie HAX2 est peu détaillée et certaines problématiques font douter de l'intérêt de son utilisation pour le banc d'essais. En effet, il est possible que cette technologie rencontre des inconvénients avec le R32, car dans les conditions d'utilisation du compresseur, l'air extérieur aspiré a une température inférieure au R32 durant la phase de compression (45 °C-150 °C). Ainsi, un échange thermique avec l'extérieur pourrait localement créer des gouttelettes de liquides, causant ainsi la dégradation du compresseur par un phénomène de cavitation. Se pose aussi la question si le rendement isentropique du compresseur ne serait pas dégradé par cet échange de chaleur. Cette gamme est plutôt adaptée pour la réfrigération à basse température en utilisant le CO2 comme fluide frigorigène.

Enfin, chaque compresseur ayant une cylindrée qui lui est propre, la fréquence des compresseurs a été ajustée au cas par cas, afin d'obtenir le COP optimal. Il est important de prendre en compte la fréquence du moteur dans le choix du compresseur. Généralement, les compresseurs fonctionnent dans une plage de fréquence comprise entre 35 Hz et 70 Hz. Cependant, il est plutôt conseillé de fonctionner à des fréquences comprises entre 50 Hz et 60 Hz (régime nominal). En fonctionnant à trop haute ou à trop basse fréquence, le moteur peut se dégrader plus rapidement ou chauffer excessivement.

Le tableau 4.8 présente les fréquences optimales et les COPs obtenus des 5 meilleurs compresseurs sur les 14 étudiés.

Tableau 4.8: Propriétés des 5 compresseurs transcritiques les plus performants du marché

R32	HGX-34-110S	HAX2-90	HAX2-70	HGX2-70	HGX2-90
Rendement isentropique	0,73	0,70	0,70	0,67	0,66
Cylindrée [cm ³]	106	88,5	71,3	71,3	88,5
COP	4,25	4,12	4,11	3,99	3,97
n (tr/min)	1120	1310	1705	1780	1385
f (Hz)	37,3	43,7	56,8	59,3	46,2
f(50Hz-f) /50Hz	25 %	13 %	14 %	19 %	8 %

Il est à noter que la sélection du compresseur s'est faite avant que le HGX-34-110s soit disponible sur le marché, ce qui explique pourquoi il n'a pas été sélectionné bien qu'il ait le meilleur rendement isentropique. Un inconvénient demeure tout de même pour ce compresseur : la cylindrée est particulièrement élevée compte tenu des conditions de fonctionnement de la PAC, ce qui a pour conséquence de devoir l'utiliser à une fréquence particulièrement basse. La simulation montre que, pour ce compresseur, la fréquence optimale de fonctionnement est de 37,3 Hz, ce qui est 25 % inférieur à la fréquence nominale (50 Hz-60 Hz). En supposant que ce compresseur ait été choisi, le COP calculé donne 4,25.

Le HGX2-70 est légèrement sous-dimensionné, ce qui amène sa fréquence d'utilisation optimale à 59,3 %. Or, il a été fortement conseillé par les constructeurs GEA de choisir un compresseur légè-

ment surdimensionné afin d'éviter une surchauffe trop importante du moteur électrique dans le cas où le refroidissement se ferait avec les gaz aspirés. Enfin, le HGX2-90 a le rendement isentropique le plus faible des 5 meilleurs compresseurs parmi les 14 sélectionnés; néanmoins il est légèrement surdimensionné et son coût fait partie des plus bas, comme le montre le tableau 4.9.

Finalement, le choix du compresseur s'est porté sur le HGX2-90. C'est un bon compromis entre efficacité énergétique (puisque'il est le 5^e meilleur compresseur sur les 14 sélectionnés donnant un COP de 3,97) et vitesse de rotation (dimension du compresseur idéal pour les besoins de production de chaleur fixés à 30 kW). Après une demande de devis sur d'autres produits, notamment le HAX2-90 et le HGX-34-110S, le HGX2-90 s'est révélé être également très compétitif, en termes de coûts à l'achat.

Tableau 4.9: Prix de 3 compresseurs transcritiques GEA Bock (informations recueillies en avril 2014)

Modèle	HGX-34-110S	HGX2-90	HAX2-90
Prix € (HT)	5480,40	3176,80	3391,80

4.3.3 Dimensionnement des échangeurs de chaleur

Refroidisseur de gaz

La structure de l'échangeur a été optimisée afin de minimiser la production d'entropie des écoulements externes et internes dans l'échangeur. Pour cela, le modèle du refroidisseur de gaz présenté dans le chapitre 3 a été utilisé. Il a fallu également intégrer les contraintes techniques imposées par le constructeur dues entre autre à la pression interne élevée, et listées ci-dessous :

- Diamètre interne du tube : $D_{int} = 11.1$ mm
- Épaisseur du tube : $\epsilon_{tube} = 0.7$ mm
- Espacement longitudinal : $F_l = 32.5$ mm
- Espacement transversal : $F_t = 37.5$ mm
- Angle d'ondulation : $\theta = 16^\circ$
- Épaisseur des ailettes : $\delta_f = 0.13$ mm
- Taille du motif projeté : $X_f = 6.5$ mm
- Pas d'ailettes : $2 \text{ mm} < F_p < 6 \text{ mm}$

La méthode utilisée pour optimiser la structure est la suivante. Parmi les paramètres géométriques, 3 peuvent être ajustés : le pas d'ailettes, la longueur des tubes par rangée mais également le nombre de circuits permettant de diminuer la vitesse d'écoulement des flux. La première étape a été d'étudier l'impact du pas d'ailettes sur la longueur de tube totale permettant de fournir une puissance calorifique de 30 kW et de chauffer l'air de 60 °C à 120 °C. La figure 4.5 présente l'impact du pas d'ailettes sur les pertes de charges externes et sur la puissance calorifique fournie par l'échangeur par mètre de tube. Cet impact est estimé en calculant le rapport de 30 kW sur la longueur de tube suffisante permettant d'échanger 30 kW. On observe une zone optimale proche du pas d'ailettes de 2,5 mm, donnant un bon compromis entre les pertes de charges et la puissance calorifique métrique

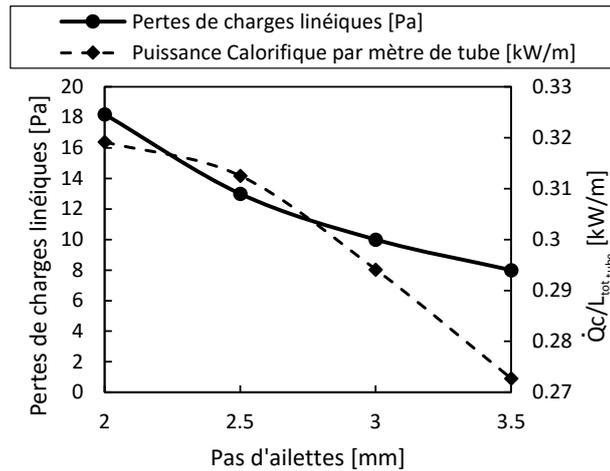
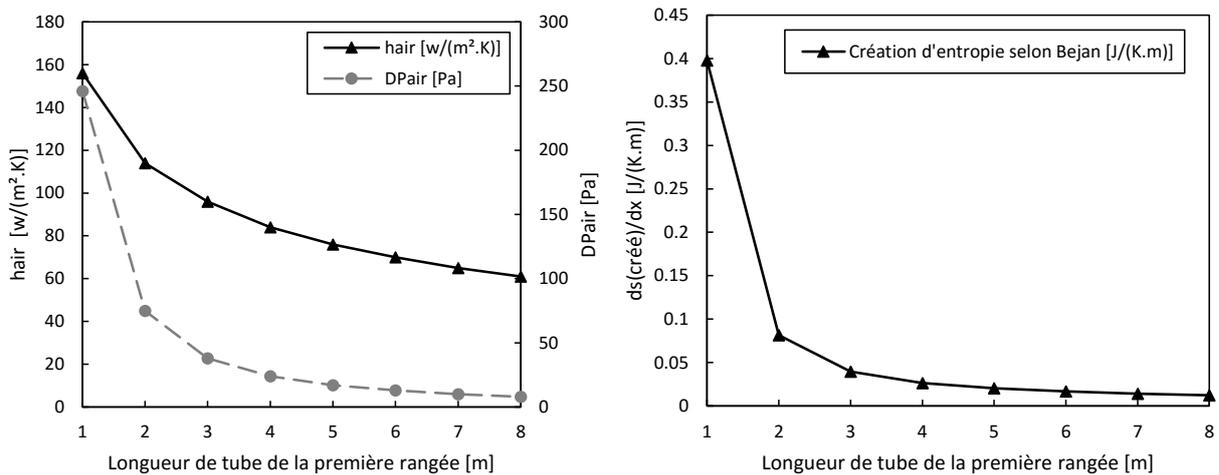


Figure 4.5: Choix du pas d'ailettes du refroidisseur de gaz

de l'échangeur.

La seconde étape a consisté à étudier la production d'entropie des écoulements internes et externes pour la première rangée de tubes de l'échangeur, en faisant varier le nombre de circuits et la longueur de tube. En fixant le nombre de circuit à 1, il s'est avéré que les pertes de charges internes (singulières+linéiques) étaient en moyenne de 1000 Pa et que le coefficient d'échange interne convectif valait en moyenne 5000 W/(m².K). Ces résultats sont satisfaisants. De plus, compte tenu de la pression interne particulièrement élevée dans le refroidisseur de gaz, on peut supposer que l'impact des pertes de charges internes dans le calcul du dimensionnement est négligeable. Ainsi l'analyse de la minimisation de la production d'entropie s'est portée sur les écoulements externes.



(a) Impact de la longueur de tube utilisée par rangée sur le coefficient d'échange externe convectif et les pertes de charges

(b) Production d'entropie linéique

Figure 4.6: Impact de la longueur de tube utilisée par rangée ou nappe

La figure 4.6a présente l'évolution des pertes de charges externes et du coefficient d'échange thermique externe par convection en fonction de la longueur de tube disposée sur la première rangées de l'échangeur. Il s'avère qu'à partir de 4 mètres de tube, les pertes de charges deviennent faible-

ment dépendantes de la longueur de tube ajoutée. Cette observation est identique pour le coefficient d'échange. La figure 4.6b présente la production d'entropie linéique en fonction de la longueur de tube utilisée à la première rangée. La production d'entropie a été calculée en utilisant l'équation de Bejan présentée dans le chapitre 1. Cette figure conforte le fait qu'après 4 mètres de tube, il est difficilement envisageable d'améliorer d'avantage l'efficacité de l'échangeur avec ce paramètre.

Au final, ce sont 6 mètres de tube par rangée qui ont été choisis pour concevoir le refroidisseur de gaz. Ici on aurait pu choisir 4 mètres vraisemblablement. On s'est donné ici une marge d'erreur sur la dimension du refroidisseur de 30 %, étant donné les incertitudes qui demeurent sur les dimensions de ce nouvel échangeur. Finalement, les caractéristiques géométriques et physiques du refroidisseur de gaz sont les suivantes (en accord avec le constructeur) :

- Matériaux : tube en inox et ailettes en aluminium
- Nombre de circuit (distribution côté réfrigérant) : 1
- Disposition des tubes : en quinconce
- Longueur total de tube : 96 m
- Volume de l'échangeur : 600x420x560 mm
- Nombre de nappes : 16
- Nombre de pass par nappes : 10
- Longueur des pass : 600 mm
- Pas transversal : 32.5 mm
- Pas longitudinal : 37.5 mm
- Pas d'ailettes (épaisseur de l'ailette + distance entre les ailettes) : 2.5 mm
- Diamètre externe du tube : 12.5 mm
- Diamètre interne du tube : 11.1 mm
- Épaisseur de l'ailette : 0,13 mm
- Taille du motif projeté : 6.5 mm
- Angle d'ondulation : 16°

Évaporateur

Le dimensionnement de l'évaporateur a été réalisé de manière analogue à celui du refroidisseur de gaz. Cette fois-ci l'objectif est de pouvoir soutirer à l'air humide une puissance frigorifique de 22.72 kW. Cette puissance a été calculée en utilisant le modèle présenté dans le chapitre 2, en ajustant le rendement isentropique du compresseur transcritique choisi (GEA Bock HGX2-90) et en intégrant également les pertes de charges internes induites par le refroidisseur de gaz.

Contrairement au cas du refroidisseur de gaz, comme le montre le tableau 4.10, il est nécessaire d'avoir 4 circuits d'échange afin d'avoir des pertes de charges internes et externes acceptables. Pour

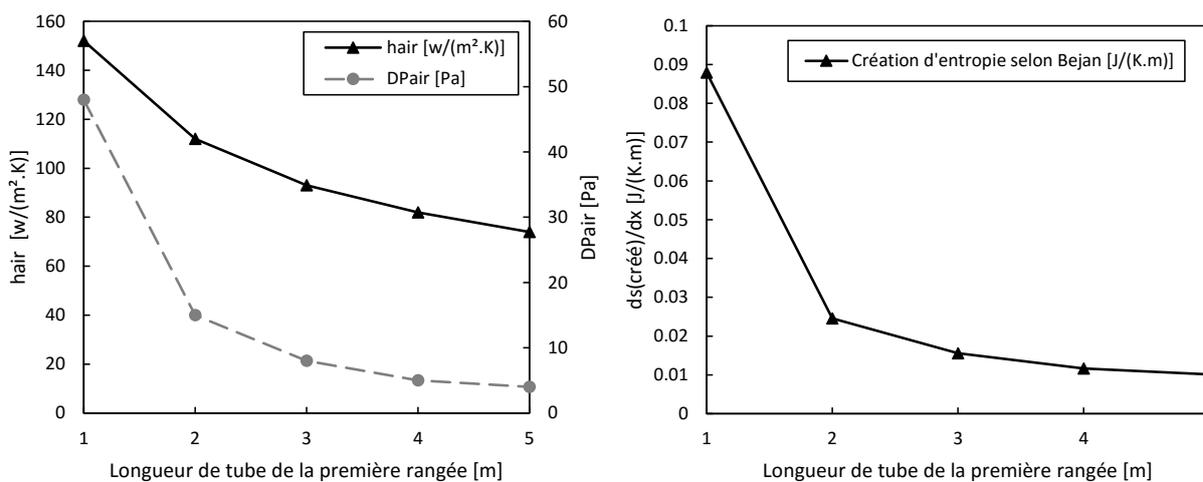
Tableau 4.10: Détermination du nombre de circuits minimum nécessaires pour dimensionner l'évaporateur. Valeurs prises sur la première rangée de l'échangeur

Nombre de circuits	$m_{air}/circuit$ (kg/s)	h_{air} (w/m ² .K)	DP_{air} (Pa)	$m_{ref}/circuit$ (kg/s)	h_{ref} (w/m ² .K)	DP_{ref} (Pa)
1	1	173	79	0.114	15275	10571
2	0.5	127	24	0.057	11058	3085
4	0.25	93	8	0.0285	2184	917

ce tableau, la longueur de tube par rangée a été fixée à 3 m.

Concernant le pas d'ailettes, compte tenu du fait que de grandes quantités d'eau seront amenées à se condenser dans l'évaporateur, le constructeur a conseillé d'utiliser un pas d'ailette minimum de 3 mm pour diminuer les pertes de charges. En effet, Wang *et al.* [4] montrent qu'en condition d'échange humide, les pertes de charges sont plus importantes qu'en condition sèche lorsque le pas d'ailette est faible (<2.25 mm). Ainsi, le choix du pas d'ailettes a été fixé à 3 mm.

De manière analogue au cas du refroidisseur de gaz, les figures 4.7a et 4.7b présentent l'impact de la longueur de tube par rangée sur les pertes de charges externes, le coefficient d'échange thermique externe par convection et la production d'entropie au sens de Bejan.



(a) Impact de la longueur de tube utilisée par rangée sur le coefficient d'échange externe convectif et les pertes de charges

(b) Production d'entropie linéique

Figure 4.7: Impact de la longueur de tube utilisée par rangée ou nappe

Au vu des résultats numériques, 3 mètres de tubes devraient suffire, mais encore une fois une marge supplémentaire de 30 % sur les dimensions de l'échangeur a été prise. Finalement les caractéristiques géométriques et physiques de l'évaporateur sont les suivantes (en accord avec le constructeur) :

- Matériaux : tube en inox et ailettes en aluminium
- Nombre de circuits (distribution côté réfrigérant) : 4
- Disposition des tubes : en quinconce
- Longueur total de tube : 72 m

- Volume de l'échangeur : 750x720x120 mm
- Diamètre interne des 4 brins reliant le distributeur à la nourrisse de l'évaporateur : 8 mm
- Diamètre du collecteur : 25,4 mm
- Diamètre sortie du collecteur : 12,7 mm
- Nombre de rangées ou de nappes : 4
- Nombre de pass par nappes : 6
- Longueur d'une pass : 750 mm
- Pas transversal : 32.5 mm
- Pas longitudinal : 37.5 mm
- Pas d'ailette : 3 mm
- Diamètre externe du tube : 12.5 mm
- Diamètre interne du tube : 11.1 mm
- Épaisseur de l'ailette : 0,13 mm
- Taille du motif projeté : 6.5 mm
- Angle d'ondulation : 16°

Les échangeurs sont présents en annexe A.3 sous forme de schéma 3D.

4.3.4 Dimensionnement du détendeur

Le détendeur a été choisi par la société Danfoss en fonction de la valeur du K_v et des caractéristiques du fluide frigorigène en entrée et en sortie du détendeur. Le K_v (en m^3/h) traduit la résistance hydraulique du détendeur lorsqu'il est grand ouvert, son calcul se fait comme suit :

$$K_v = D_v \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}} = 0.071 \quad (4.2)$$

Où la masse volumique ρ est exprimé en kg/dm^3 , le débit volumique du fluide à l'entrée du détendeur D_v est exprimé en m^3/h et la variation de pression entre l'entrée et la sortie du détendeur ΔP est exprimée en bar. Il est préférable pour le banc d'essais d'avoir un détendeur électronique, pour faciliter la régulation.

Application numérique : $D_v = 0.49 \text{ m}^3/\text{h}$, $\rho = 0.814 \text{ kg}/\text{dm}^3$ et $\Delta P = 57 \text{ bar}$.

4.3.5 Estimation de la charge en réfrigérant

Dans les systèmes de PAC classiques, un réservoir de liquide est présent en sortie de l'échangeur de chaleur HP. Dans des conditions éloignées de son point nominal, le réservoir assure une plus grande stabilité du fonctionnement de la PAC, mais étant assimilé à un volume tampon, il atténue l'influence de la charge sur les performances du système. Or, dans le cas de la PAC T-THT R32, l'influence de la charge doit être observée afin de comprendre tous les phénomènes physiques. Le réservoir de

liquide n'a donc pas été installé.

Hormis les organes divers, filtres, détendeurs, voyants, déshydrateurs et bouteille anti-coup de liquide, l'essentiel de la charge en fluide présent dans une PAC se trouve dans les échangeurs de chaleur et la tuyauterie. Pour les échangeurs de chaleur, la simulation de la PAC T-THT R32 en condition nominale de fonctionnement donne les résultats de charge suivants :

- Refroidisseur de gaz : 4022 g
- Évaporateur : 2849 g

Pour avoir un ordre de grandeur de la charge avant les essais, un calcul approximatif a été effectué, prenant en compte le diamètre interne des tubes et une longueur supposée de 5 mètres approximée par la conception d'un schéma 3D du banc d'essai, voir figure 4.8. En attribuant 30 % de réfrigérant en phase gazeuse et 70 % en phase liquide, on en déduit que pour remplir la tuyauterie en fluide frigorigène il faudrait 295 grammes de R32. Concernant la bouteille anti-coup de liquide le modèle utilisé est le LCY 14 de chez Carly pouvant contenir jusqu'à 400 grammes de R744 à 30 °C. En connaissant le rapport des densités à l'état de vapeur saturé entre le R32 à 40 °C et le R744 à 30 °C, il vient que la bouteille anti-coup de liquide peut contenir jusqu'à 85 grammes de R32. Par conséquent la masse totale nécessaire est de 7246 grammes. Cette valeur sera à confirmer et à ajuster, du fait de l'hypothèse concernant le circuit et des incertitudes liées au modèle. Pour cela, la procédure expérimentale sera celle présentée dans le livre de Meunier *et al.* [5], pour déterminer la charge optimale de la PAC considérée.

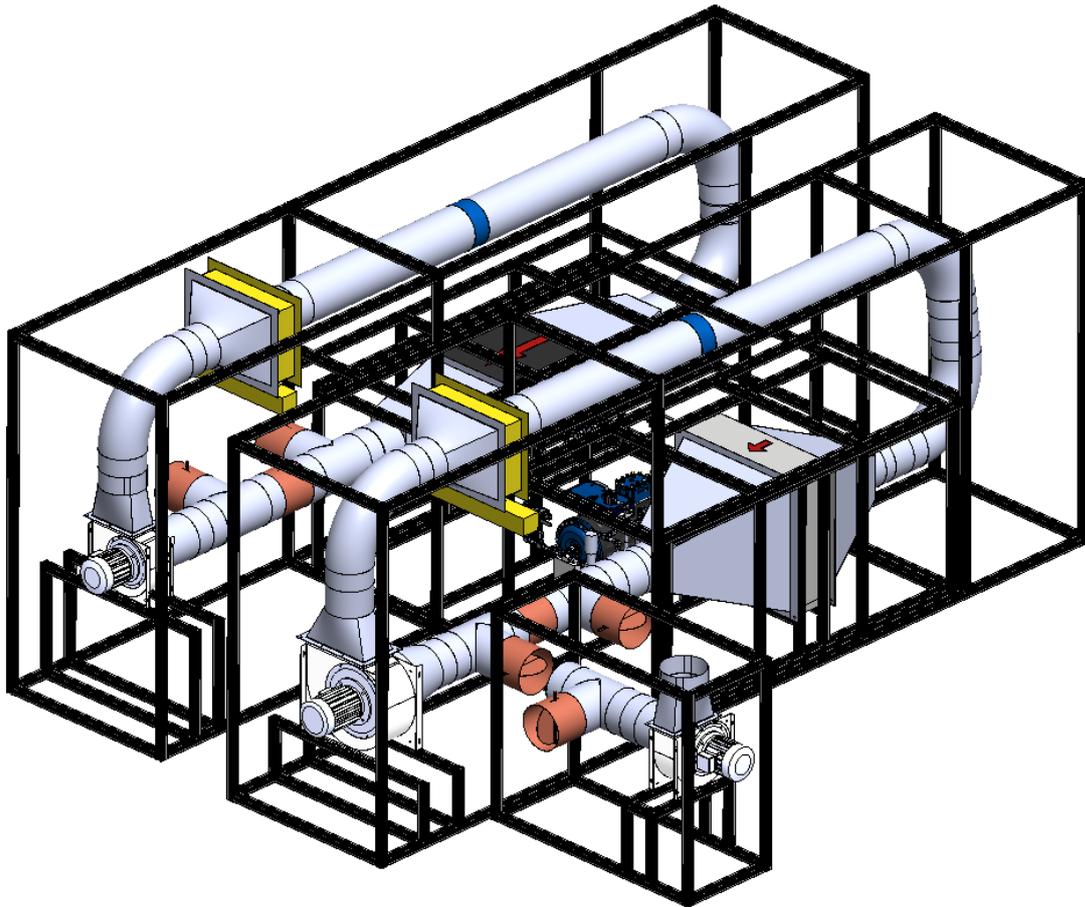


Figure 4.8: Schéma 3D du banc d'essai, $L \times l \times H = 5500 \times 4100 \times 2100 \text{ mm}^3$, SolidWorks 2013

4.4 Dimensionnement de la boucle froide

La figure 4.9 présente un schéma de procédé ou *process flow diagram (PFD)* de la boucle froide. L'état thermo-physique de l'air humide à l'entrée de chaque composant est issu d'un calcul détaillé dans les paragraphes suivants.

4.4.1 Humidificateur (HV-01) et résistance électrique chauffante (RE-01)

L'humidificateur est utilisé pour simuler les rejets industriels. Il augmente la teneur en eau de l'air circulant dans le circuit aéraulique en injectant de la vapeur d'eau qu'on suppose être à 105 °C. Le débit injecté de vapeur doit être supérieur au débit d'eau qui se condense dans l'évaporateur et dans la gaine aéraulique pour maintenir l'humidité constante.

Les paramètres d'entrée du modèle ont été calculés en fixant la température d'air humide à 50 °C, l'humidité relative HR à 100 % et le débit à 1 kg(air sec)/s. L'équation 4.3 définit le rapport de mélange ou la teneur en eau de l'air humide ω ($\text{kg}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{airsec}}$) en fonction de la pression partielle de vapeur d'eau contenue dans l'air et de la pression partielle d'air sec.

$$\omega = 0.622 \left(\frac{P_{\text{vap}}}{P_{\text{as}}} \right) \quad (4.3)$$

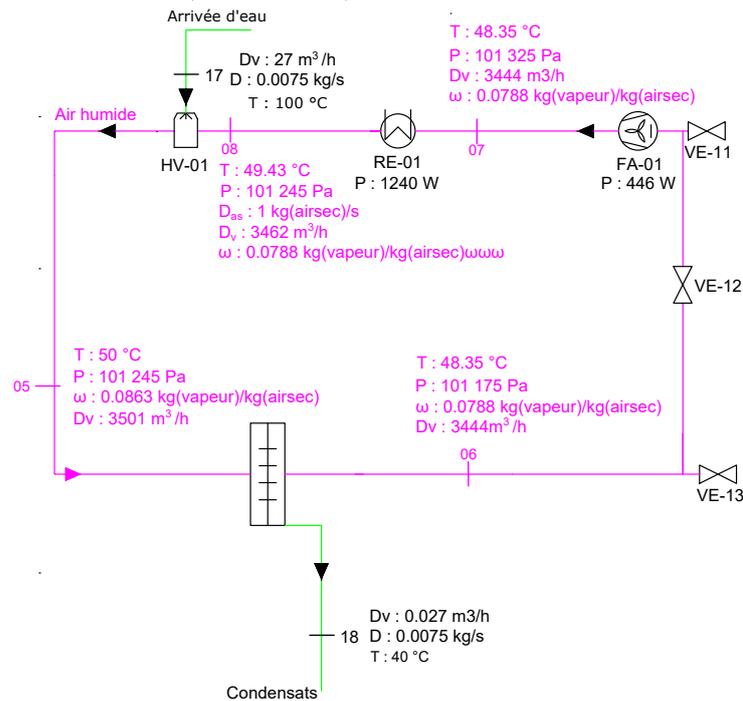


Figure 4.9: Schéma de principe et points de fonctionnement de la boucle froide

La pression totale P de l'air humide étant la somme des pressions partielles de chaque entité le constituant, il vient :

$$\omega = 0.622 \left(\frac{P_{\text{vap}}}{P - P_{\text{vap}}} \right) \quad (4.4)$$

Ainsi :

$$\frac{P_{\text{vap}}}{P} = \frac{\omega}{0.622 + \omega} \quad (4.5)$$

$$\frac{P_{\text{as}}}{P} = \frac{0.622}{0.622 + \omega} \quad (4.6)$$

Le volume spécifique de l'air sec permettant de calculer le débit volumique d'air sec aux extrémités de l'évaporateur s'écrit donc :

$$v_{\text{as}} = \frac{R_{\text{as}} T}{P_{\text{as}}} = (1 + 1.6078\omega) \frac{R_{\text{as}} T}{P} \quad (4.7)$$

Avec R_{as} la constante spécifique de l'air sec qui vaut : 287,058 J/(kg.K).

L'humidité relative en pourcentage est définie comme suit :

$$\text{Hr} = \frac{P_{\text{vap}}}{P_{\text{svap}}(T)} \cdot 100 \quad (4.8)$$

En connaissant la pression de saturation de la vapeur en fonction de la température présentée en Annexe A.5, la relation suivante lie la teneur en eau à l'humidité relative :

$$\omega = 0.622 \frac{\text{Hr}}{100} \left(\frac{P_{\text{svap}}(T)}{P - \frac{\text{Hr}}{100} P_{\text{svap}}(T)} \right) \quad (4.9)$$

L'air humide étant proche de son point de saturation à l'entrée de l'évaporateur, il se refroidit en restant dans un état proche de la saturation. Par conséquent, il est possible à l'aide de l'équation 4.9 de calculer le rapport de mélange de l'air humide à l'entrée et la sortie de l'évaporateur. Le tableau 4.11 présenté l'état thermodynamique de l'air humide aux extrémités de l'évaporateur.

Tableau 4.11: État de l'air humide à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur

Paramètres d'entrée		Sortie évaporateur côté air humide	
Température [°C]	50	Température [°C]	48,35
ω [kgvap/kgas]	0,0863	Teneur en eau [kgvap/kgas]	0,0788
Débit volumique [m ³ /h]	3501	Débit volumique [m ³ /h]	3444

Le débit d'eau condensée dans l'évaporateur est égal à :

$$D_{\text{eau}} = (\omega_s - \omega_e) \cdot D_{\text{as}} = 27\text{kg/h} \quad (4.10)$$

Remarque : l'eau se condensant au contact de l'échangeur, il a été supposé que sa température est égale à la température du fluide frigorigène au changement de phase, donc 40 °C.

En conclusion, l'humidificateur doit fournir au moins 27 kg/h de vapeur d'eau dans les conditions opératoires du procédé. Le choix de l'humidificateur s'est porté sur la technologie à injection de vapeur chaude pour des questions de réactivité. La production de vapeur dite par « nid d'abeilles » (évaporation de l'eau à l'aide d'un substrat alvéolé) et la production de vapeur par ultrasons (création de microgouttelettes d'eau en suspension dans l'air) qui sont deux technologies alternatives, ont une cinétique de production de vapeur plus faible. L'humidificateur à injection de vapeur choisi permet de maintenir la teneur en eau de l'air constante avec une précision sur l'humidité relative mesurée de $\pm 5 \%$.

Pour calculer le point nominal de fonctionnement de la boucle aéraulique, la température en entrée de l'humidificateur est une inconnue. Entre l'évaporateur et l'humidificateur, une résistance chauffante est installée pour fournir les calories de l'air humide perdues dans l'évaporateur. Cette résistance électrique par effet Joule doit fournir une puissance calorifique dépendant de la puissance produite par l'humidificateur. L'humidificateur fournit de la vapeur surchauffée à 105 °C. Ce qui suit explicite la méthode utilisée pour déterminer la température de l'air humide en entrée de l'humidificateur, ainsi que la puissance minimale requise par la résistance électrique pour obtenir la température souhaitée à l'entrée de l'évaporateur, c'est-à-dire 50 °C. En supposant que les condensats ne se forment pas sur les parois de la gaine aéraulique, la teneur en eau à la sortie de l'humidificateur est la même qu'à l'entrée de l'évaporateur. La relation 4.11 donne la puissance calorifique injectée dans la boucle froide par l'humidificateur :

$$\dot{Q}_{\text{hum}} = D_{\text{meau}} \left(c_{p_{\text{eau},15}} + L_{v_{\text{eau},100}} + c_{p_{\text{vap},100}} T_{\text{vap}} \right) \quad (4.11)$$

avec comme valeur de constantes utilisées :

- Température de l'eau de ville : 15 °C

- Température de la vapeur rejetée : 105 °C
- $c_{p_{eau}}(20\text{ °C}-100\text{ °C}) = 4180\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ à pression atmosphérique
- L_v (chaleur latente de vaporisation) = 2255 kJ/kg à 100 °C
- $c_{p_{vap}}$ (vapeur d'eau) = 2031 J/(kg.K) à pression atmosphérique entre 100 et 140 °C

La puissance minimale que doit fournir l'humidificateur a donc pour valeur $\dot{Q}_{hum} = 20.1\text{ kW}$.

L'enthalpie spécifique de l'air humide rapportée à 1 kilogramme d'air sec s'écrit :

$$h_{ah}(T) = c_{pas}T + \omega(h_{eau,0^\circ C} + 1.85T) \quad (4.12)$$

avec :

- $h_{eau,0^\circ C} = 2501\text{ kJ}/\text{kg}$
- c_{pas} (air sec) = 1008 J/(kg.K) à pression atmosphérique entre 15 et 120 °C

En effectuant un bilan d'énergie centré sur les entrées et la sortie de l'humidificateur, la relation suivante permet de déterminer à quelle température l'air humide devra entrer dans l'humidificateur :

$$\dot{m}_{as}h_s(\omega_s, T_s) = \dot{m}_{as}h_e(\omega_e, T_e) + \dot{Q}_{hum} \quad (4.13)$$

$$T_e = \frac{\dot{m}_{as}h_s(\omega_s, T_s) - \dot{Q}_{hum} - \omega_e \cdot h_{eau,0^\circ C} \dot{m}_{as}}{\dot{m}_{as}(c_{pas} + \omega_e \cdot 1.85)} = 49.43\text{ °C} \quad (4.14)$$

En effectuant un second bilan d'énergie sur la résistance électrique, il vient que :

$$P_{elec} = \dot{m}_{as}(h_s(0.0788, 49.43) - h_e(0.0788, 48.35)) = 1.24\text{ kW} \quad (4.15)$$

4.4.2 Ventilateur de la boucle froide

Les pertes de charges dans le circuit aéraulique sont majoritairement dues à l'évaporateur 70 Pascals (valeur calculée via la modélisation de l'évaporateur) et à la résistance électrique 80 Pascals (valeur donnée par les constructeurs); Viennent ensuite les pertes de charges singulières dues aux coudes et les pertes de charges linéiques dues à la longueur des tubes. Les gaines installées ont un diamètre de 250 millimètres et le circuit possède 4 coudes arrondis de 90°.

Pertes de charges linéiques

Avec un débit volumique 3500 m³/h et un diamètre de gaine de 250 millimètre, la vitesse d'air est de 19,5 m/s. Le nombre de Reynolds vaut donc 270833 en ayant pris une viscosité cinématique de l'air humide égale à celle de l'air sec, dont la valeur est de 15.6 m²/s. Le régime d'écoulement de l'air est donc turbulent. Ainsi le coefficient de perte de charge linéique, formulé par Colebrook est donné par :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2.51}{\text{Re}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\lambda}} + \frac{\lambda}{3.7D_{int}} \right) \quad (4.16)$$

À l'aide d'un processus d'itération, le coefficient λ vaut 0,0189. En supposant que la gaine aéraulique a une longueur totale de 10 mètres, les pertes de charges linéiques totales du circuit, obtenues à l'aide de la relation suivante, valent 136 Pascals.

$$\Delta P = \frac{\lambda}{D} \cdot \rho V^2 \cdot \frac{L_{\text{circuit}}}{2} \quad (4.17)$$

Pertes de charges singulières

Il est supposé que le circuit aéraulique est composé de 4 coudes. La formule suivante donne les pertes de charges singulières pour un coude :

$$\Delta P = K \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad (4.18)$$

Le terme K est le module de perte de charge défini pour chaque type de singularité. Sa valeur pour un coude arrondi de 90° est de 0,224. Finalement les pertes de charges totales dues aux coudes valent 180 Pascals.

En conclusion, les pertes de charges totales dans la boucle froide valent 466 Pascals, d'où une puissance minimale requise de 446 Watts ($P_{\text{ventilo}} = D_v \cdot \Delta P$). Pour avoir la certitude de pouvoir maintenir la pression au sein des gaines, le ventilateur choisi est surdimensionné. Le ventilateur choisi a une puissance de 1000 Watts.

4.4.3 Diffuseur d'air pour l'évaporateur

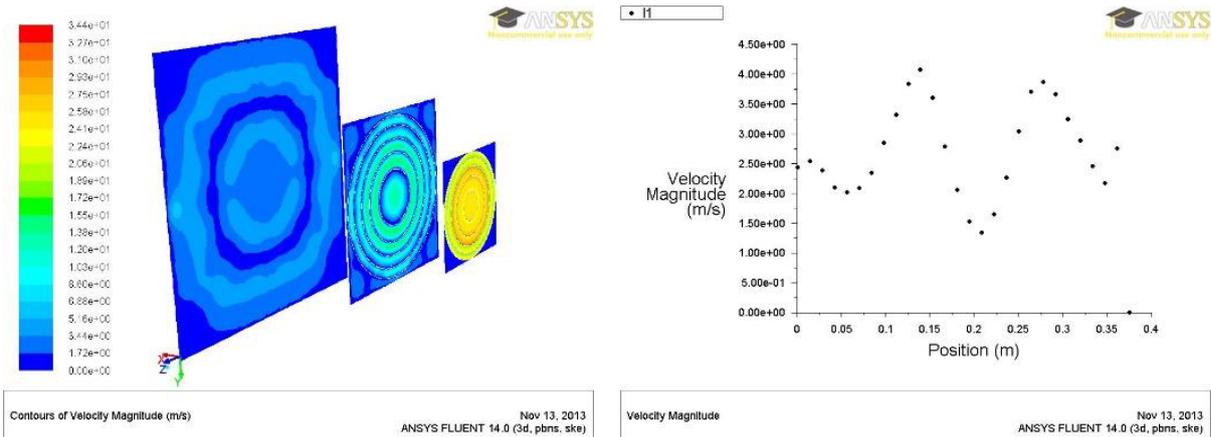
La section de passage au niveau de l'évaporateur est rectangulaire, de longueur 75 cm et de largeur 72 cm. Les gaines aérauliques sont circulaires et ont un diamètre de 25 cm. Un diffuseur d'air a été conçu afin d'avoir une répartition d'air homogène à l'entrée de l'évaporateur. Le dimensionnement s'est fait sous ANSYS Workbench. Des cônes concentriques de diamètre croissant ont été pensés afin d'avoir une section de passage d'air égale entre chaque cône. Les variables qui ont été ajustées sont les suivantes :

- Profondeur des cônes dans le diffuseur (chaque cône à la même profondeur)
- Nombre de cônes au sein du diffuseur

L'objectif du diffuseur est d'obtenir une vitesse d'air suivant le sens de l'écoulement suffisamment répartie pour ne pas dégrader l'échange de chaleur au sein de l'évaporateur. Après plusieurs essais de géométries, la répartition présentée en annexe A.6 a été choisie. Dans notre cas de figure, la vitesse moyenne de l'écoulement à l'entrée de l'évaporateur est de 1.80 m/s, pour un débit volumique de 3500 m³/h. En observant la figure 4.10a, présentant les niveaux de vitesse sur différentes sections planes normales à l'écoulement, la répartition du flux d'air est quasi homogène. Enfin sur la figure 4.10b, la vitesse suivant l'axe de l'écoulement est représentée en fonction d'un axe mis sur la section de passage de l'évaporateur, partant du centre et suivant l'axe des z , voir figure 4.10a.

4.4.4 Système de mesure de l'humidité relative d'un air proche de la saturation

Au-delà de 95 % d'humidité relative, les hygromètres classiques ne sont pas capables d'effectuer une mesure précise. Afin de garder une précision convenable, deux piquages ont été installés afin de



(a) Répartition du champ des vitesses pour 3 sections, une à l'entrée du diffuseur, une à la fin des cônes et une à l'entrée de l'évaporateur

(b) Vitesse suivant x en fonction de l'axe des z . Le pôle du repère est situé au centre de la section de passage de l'évaporateur

Figure 4.10: Répartition du flux d'air à l'entrée de l'évaporateur

recupérer une légère quantité d'air circulant dans la boucle froide, avant et après l'évaporateur, voir figure 4.11. Au niveau de chaque piquage, l'air est soutiré en amont du flux par petites quantités, puis chauffé de quelques degrés Celsius à l'aide d'une mini résistance électrique, pour s'éloigner du point de saturation, puis enfin réintroduit dans la gaine aéraulique. Ce système rend l'humidité relative de l'air plus faible pour une même teneur en eau, par conséquent la mesure d'humidité relative devient plus précise.



Figure 4.11: Système de piquage permettant une mesure plus précise de l'humidité relative d'un air proche de la saturation

4.5 Dimensionnement de la boucle chaude

La figure 4.12 présente un PFD de la boucle chaude. L'état thermo-physique de l'air sec à l'entrée de chaque composant est issu d'un calcul détaillé, dans les paragraphes suivants.

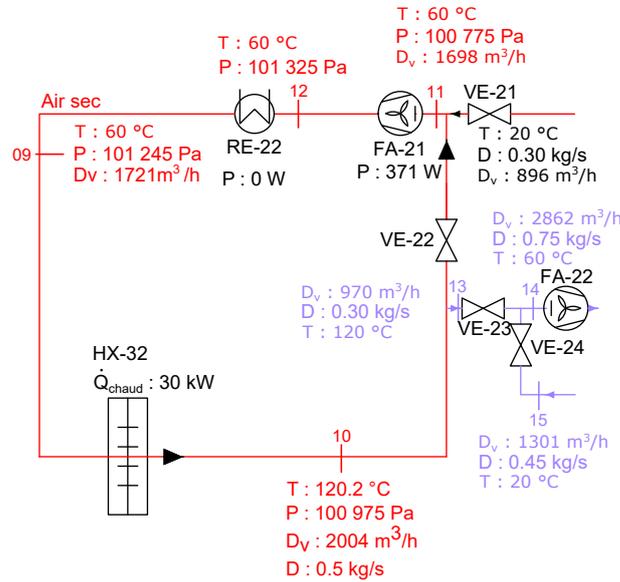


Figure 4.12: Schéma de principe et points de fonctionnement de la boucle chaude

4.5.1 Débits d'air et dilueur d'air

La boucle chaude est composée d'une résistance électrique (RE-22) et de deux ventilateurs (FA-21 et FA-22) afin de pouvoir contrôler la température en entrée du refroidisseur de gaz. Dans le cas du procédé, l'humidité de l'air est supposée négligeable. Selon le cahier des charges, l'air doit entrer à une température de 60 °C et sortir à 120 °C dans le refroidisseur de gaz avec un débit de 0.5 kg/s. Le débit volumique de l'air sec calculé toujours avec les données du Nist, est proposé ici en fonction de la température :

$$D_v = 1.293 \cdot \frac{273.15}{T} \quad (4.19)$$

Il s'ensuit que le débit volumique à l'entrée du refroidisseur de gaz vaut 1698 m³/h et en sortie 2004 m³/h. En sortie du refroidisseur de gaz, l'air est à 120 °C. Pour réguler cette température à 60 °C, un système de vannes automatisées a été pensé pour permettre de diluer cet air sec avec l'air extérieur. Il suffit pour ce faire de connaître le débit exact entrant et sortant de la boucle aéraulique, en fonction de la température de l'air extérieur. L'équation de conservation de la masse et le bilan d'énergie donnent la relation suivante :

$$\dot{m}_{as,e,ext} = \dot{m}_{as,BC} = \dot{m}_{as,BC} \cdot \frac{60}{120 - T_{ext}} = 0.3 \text{ kg/s} \quad (4.20)$$

En supposant que l'air extérieur est à 20 °C, il vient que le débit d'entrée d'air provenant de l'extérieur est de 0,3 k/s ou encore de 896 m³/h. Pour éviter d'évacuer un air trop chaud (120 °C) dans l'environnement de la PAC T-HT, un second ventilateur et un second système de vannes de régulations connectées avec l'extérieur seront utilisés pour abaisser la température, en passant de

120 °C à 60 °C. De manière analogue, les débits massiques et les températures en chaque point des boucles ont été calculés et sont présentés sur la figure 4.12.

La résistance électrique n'est pas nécessaire car le système de vannes automatisées permet de réguler la température de l'air à la température de consigne. Cependant, une résistance de 10 kW est tout de même installée afin d'aider, la PAC au démarrage des essais, à chauffer l'air sec dans la boucle aéroulique pour atteindre 60 °C.

4.5.2 Diffuseur d'air pour le refroidisseur de gaz

Le refroidisseur de gaz a une géométrie rectangulaire également ; sa longueur est de 60 cm et sa largeur de 30 cm. Par conséquent, des trémies à base rectangulaire au lieu de cônes ont été installées de manière concentrique au sein du diffuseur. Les variables d'optimisation sont les mêmes que définies précédemment pour le cas de l'évaporateur. Après plusieurs simulations, les figures 4.13 et 4.14 montrent que la géométrie présentée en annexe A.7 est adéquate pour le banc d'essai. En effet, la figure 4.13 révèle que la répartition des vitesses en chaque point du diffuseur est plutôt homogène sur toute la section de passage à l'entrée du refroidisseur de gaz.

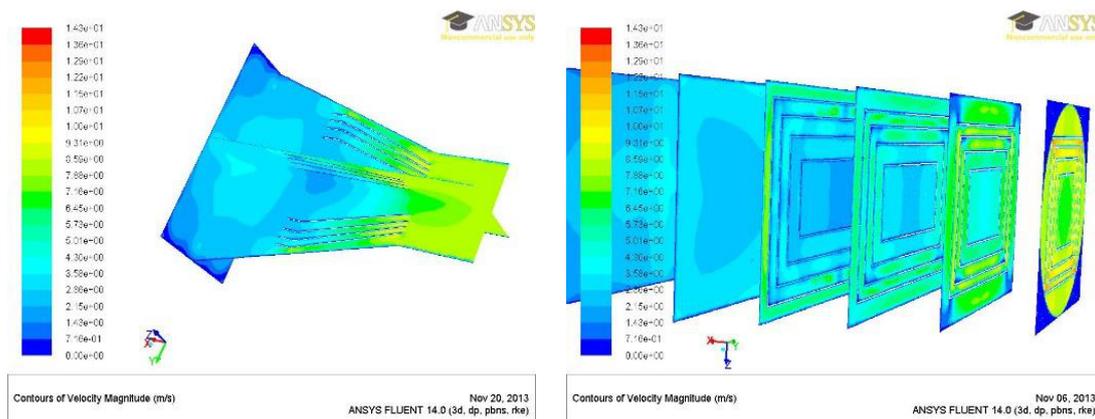


Figure 4.13: Répartition du champ des vitesses suivant plusieurs coupes au sein du diffuseur

De plus, la figure 4.14 indique que les vitesses suivant l'axe « y » sont comprises entre 2,60 m/s et 3,75 m/s (18 % d'erreur relative avec la moyenne des vitesses qui est de 3,17 m.s⁻¹) et suivant l'axe « z » entre 3,25 m/s et 3,75 m/s (7 % d'erreur relative avec la moyenne des vitesses qui est de 3,5 m/s), autrement dit les vitesses sont appropriées pour un bon échange thermique avec toutes les nappes de l'échangeur.

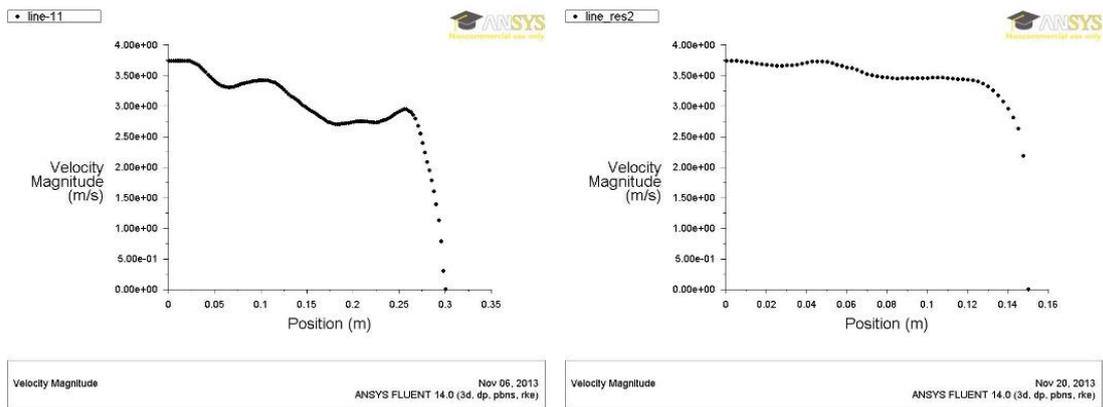


Figure 4.14: Vitesses de l'air sec dans la boucle aéraulique chaude à l'entrée du refroidisseur de gaz suivant l'axe y (suivant la longueur de la section de passage) à gauche et suivant l'axe z (suivant la hauteur de l'échangeur de passage) à droite

4.6 Conclusions

Les différents résultats présentés ont permis d'aboutir à un banc d'essai fonctionnel permettant de tester une PAC T-THT R32. Les dimensions du banc ont été calculées dans le but d'avoir une PAC pouvant fournir une puissance calorifique de 30 kW. Pour avoir une idée de la taille du démonstrateur, la photo ci-contre présente le banc d'essai.



Figure 4.15: Photographie du banc d'essai côté boucle aéraulique chaude. Sont visibles, les deux ventilateurs et une armoire de contrôle à droite, le refroidisseur de gaz, le système de registre permettant de contrôler la température de retour d'air et une résistance chauffante au centre.

Les deux échangeurs de chaleur de la PAC ont été achetés chez Morgana, le compresseur transcritique chez Gea Bock, le détendeur transcritique chez Danfoss, les deux résistances électriques avec un système de régulation de type PID chez Vulcanic, les deux ventilateurs chez Airap et l'humidificateur chez Regulvar.

Le chapitre suivant présentera les résultats obtenus en opérant le pilote développé. Ces résultats permettent de valider les performances énergétiques et d'étudier la précision des modèles « physiques » développés.

4.7 Références

- [1] Fabrication du papier. Rapport technique, SCA, 2010. URL http://www.sca.com/global/publicationpapers/pdf/brochures/papermaking_fr.pdf. 95
- [2] Compresseurs semi-hermétiques pour le fluide frigorigène r744. Rapport technique, GEA Bock, 2015. URL http://www.bock.de/Data/DocumentationFiles/96220_Compresseurs_CO2_F.pdf. 98
- [3] Reciprocating compressors for r744, transcritical new model. Rapport technique, Bitzer, 2015. URL https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/kp-135-5.pdf. 98
- [4] C. C. Wang, W. L. Fu et Chang C. T. : Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14:174–186, 1997. 105
- [5] Francis Meunier, Paul Rivet et Marie-France Terrier : *Froid Industriel*. La RPF, Dunot, 2004. 107

Chapitre 5

Performances énergétiques de la PAC T-THT R32 et validation expérimentale des modèles utilisés

« L'expérience est une lanterne qui n'éclaire que celui qui la porte »

Louis-Ferdinand Céline

Sommaire

5.1	Introduction	120
5.2	Performances énergétiques	121
5.2.1	Méthode expérimentale	121
5.2.2	Analyse thermodynamique	124
5.2.3	Traitement des données et incertitudes	125
5.2.4	Effets de la charge en fluide frigorigène sur le système (E1)	126
5.2.5	Influences des conditions opératoires sur les performances énergétiques de la PAC T-THT R32 (E2) et (E3)	130
5.3	Validation expérimentale du modèle de la PAC T-THT R32 fonctionnant en régime établi	132
5.3.1	Cycle optimisé en négligeant les pertes de charges internes et externes	132
5.3.2	Refroidisseur de gaz	134
5.3.3	Évaporateur	136
5.3.4	Compresseur	138
5.3.5	Cycle optimisé de la PAC T-THT R32 en prenant en considération les pertes de charges dans les échangeurs de chaleur	138
5.4	Conclusions	139
5.5	Références	140

5.1 Introduction

Ce dernier chapitre présente en première partie les performances énergétiques de la PAC T-THT R32 conçue ainsi que la démarche expérimentale utilisée pour faire cette analyse.

Les performances énergétiques de la PAC T-THT R32, déterminées théoriquement dans le chapitre 2, supposent une charge en réfrigérant optimale dans le système. Cette charge a été estimée dans le chapitre 4 à 7246 grammes avec une incertitude que l'on ne peut réellement estimer. La première série d'essais (E1) a donc consisté à déterminer avec plus de précision la valeur de cette charge optimale dans les conditions opératoires du procédé de séchage présenté dans les chapitres précédents. Suite à cela, une seconde série d'essais (E2) est présentée : l'objectif est d'analyser les performances énergétiques de la PAC dans des conditions opératoires de plus en plus défavorables au système, en partant du point de fonctionnement nominal qui a servi à dimensionner le banc d'essai. Les performances énergétiques seront analysées en prenant en considération les incertitudes dues aux capteurs utilisés.

La seconde partie de ce chapitre présente la validation expérimentale du modèle global de la PAC fonctionnant en régime établi. L'objectif de cette étude est de pouvoir prédire les performances énergétiques de la PAC T-THT avec plus de précision dans des conditions opératoires différentes et de pouvoir utiliser le modèle pour concevoir d'autres systèmes de PACs transcritiques. Ce modèle n'est autre qu'une association des deux modèles présentés dans les chapitres 2 et 3 :

- Le modèle simplifié, calculant le cycle optimal de la PAC en supposant une puissance calorifique produite, un rendement isentropique et volumétrique au compresseur, et un écart de température minimale aux échangeurs de chaleur (chapitre 2).
- Le modèle « physique » des échangeurs de chaleur, supposant une puissance échangée et l'enthalpie des deux fluides à l'entrée de l'échangeur (chapitre 3).

L'association de ces deux modèles est décrite ci-après.

Dans un premier temps, les rendements isentropique et volumétrique du compresseur sélectionné sont estimés. Dans l'annexe A.2, les calculs montrent que le rendement isentropique du compresseur sélectionné vaut 0,66 et que le rendement volumétrique vaut 0,81. Ensuite, en prenant en compte la cylindrée du compresseur sélectionné qui vaut $88,5 \text{ cm}^3$ (valeur donnée par le constructeur), en fixant un écart minimal de température aux échangeurs de 5 °C et en fixant la puissance calorifique produite par le refroidisseur de gaz, le modèle simplifié présenté dans le chapitre 2 permet de calculer chaque point du cycle thermodynamique de la PAC (pression, température, enthalpie, entropie) et de déterminer le débit du fluide frigorigène associée à la puissance calorifique fixée. Ce modèle permet également de retrouver la puissance échangée à l'évaporateur pour les conditions opératoires imposées par le procédé de séchage étudié. Il permet enfin de déterminer la fréquence optimale du compresseur. Il est important de noter ici que ce modèle simplifié ne prend pas en compte les pertes de charges internes au niveau des échangeurs de chaleur, la transformation se fait donc de manière isobare. Ensuite, à l'aide du modèle « physique » des échangeurs de chaleur, l'objectif est de déterminer les dimensions du refroidisseur de gaz ainsi que de l'évaporateur permettant d'avoir un écart minimal de température de 5 °C , la puissance calorifique échangée au refroidisseur de gaz et la puissance calorifique échangée à l'évaporateur estimée par le modèle d'optimisation de cycle. Enfin, la dernière étape est d'intégrer les pertes de charges calculées à l'aide du modèle « physique »

des échangeurs de chaleur dans le modèle simplifié, en imposant par une simple égalité la valeur des pertes de charges entre l'entrée et la sortie des échangeurs. Ainsi un nouveau cycle plus fidèle au cycle réel peut-être obtenu. La figure 5.1 présente le modèle ainsi décrit.

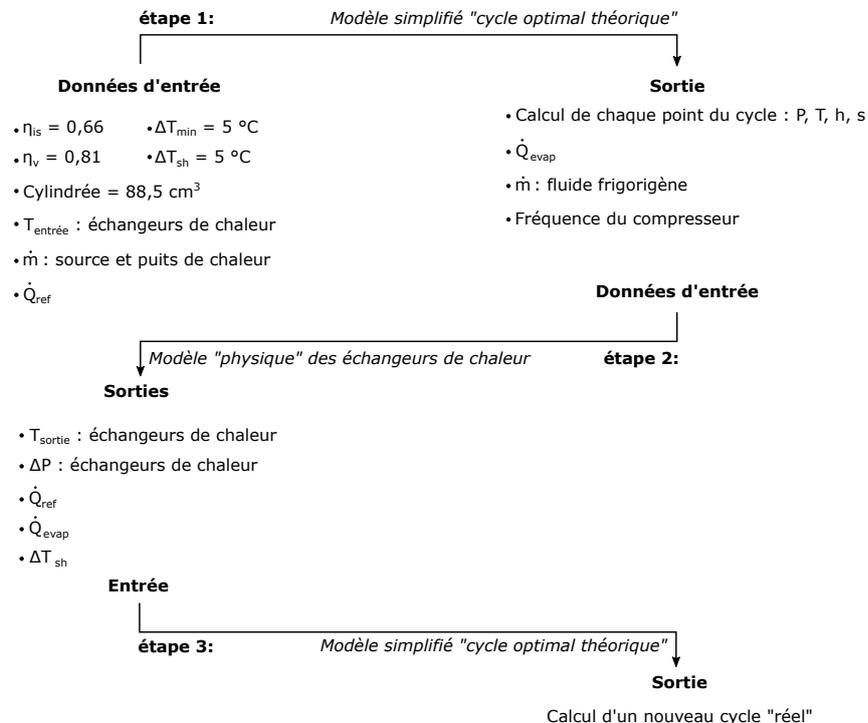


Figure 5.1: Schéma numérique du modèle global de PAC en régime permanent

5.2 Performances énergétiques

Cette section présente la démarche expérimentale utilisée pour déterminer la performance énergétique réelle de la PAC T-THT R32. S'en suit une analyse thermodynamique formulant le COP réel de la machine, puis une analyse d'incertitudes sur les performances réelles de la machine.

5.2.1 Méthode expérimentale

L'annexe A.8 indique la démarche à suivre pour mettre en marche la PAC et atteindre le point nominal de fonctionnement.

Comme expliqué dans le chapitre 4, le banc d'essai permet de générer aux échangeurs de la PAC T-THT R32 les conditions que l'on retrouve dans un procédé de séchage classique, c'est-à-dire une source de chaleur humide proche de la saturation à l'évaporateur et un puits de chaleur sec au refroidisseur de gaz.

Installation

On rappelle que le banc d'essai composé de deux boucles aérauliques fermées a été dimensionné afin d'assurer une production de chaleur de 30 kW à 120 °C, dans les conditions opératoires typiques d'un procédé de séchage. L'air humide (source de chaleur) circule dans la boucle froide et

l'air chaud (puits de chaleur) dans la boucle chaude. Un schéma de l'installation est présenté sur la figure 5.2. La boucle froide est composée d'un humidificateur à jets de vapeur surchauffée, d'un ventilateur, d'une résistance chauffante et de vannes automatisées afin de réguler l'humidité, la température et le débit d'air à l'entrée de l'évaporateur. La boucle chaude est composée de ventilateurs, d'une résistance chauffante et de vannes automatisées afin de contrôler la température et le débit à l'entrée du refroidisseur de gaz. L'air sec provenant de l'air ambiant est préchauffé jusqu'à une température de 60 °C puis amené au refroidisseur de gaz afin d'atteindre la température cible fixée à 120 °C.

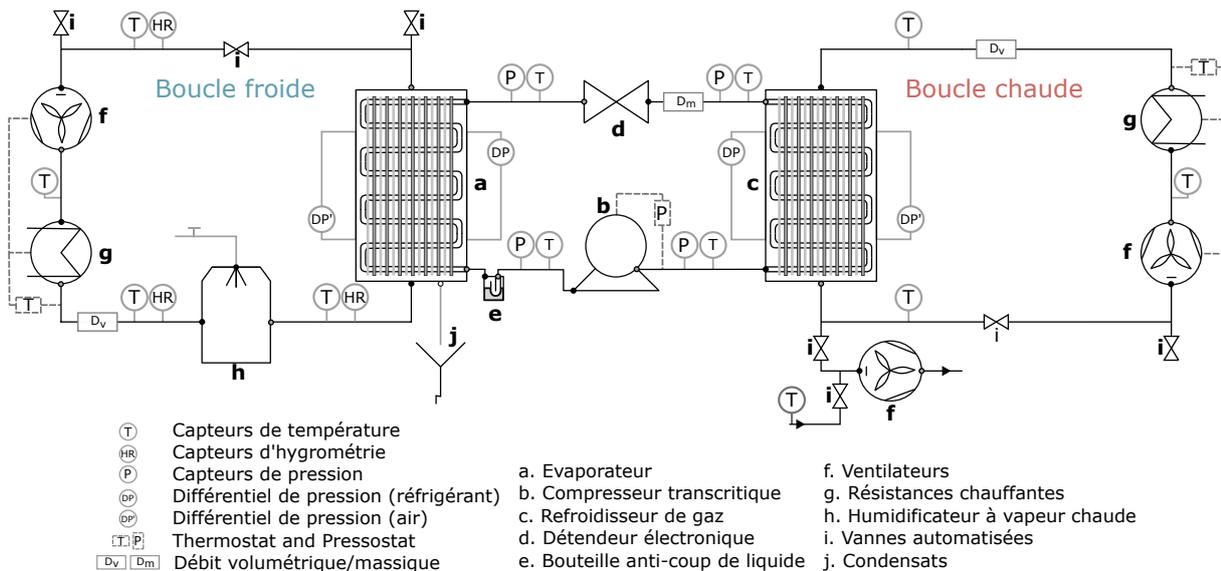


Figure 5.2: Schéma du banc d'essai

Le fluide frigorigène quant à lui circule dans le système de compression mécanique de vapeur dont les composants essentiels et ces caractéristiques principales sont listés ci-dessous :

- Le fluide frigorigène choisi pour faire fonctionner la pompe à chaleur est le R32 (fluide sélectionné à partir des conclusions de l'étude d'optimisation de cycle présentée dans le chapitre 2). Sa température critique est de 78,11 °C. L'huile lubrifiante choisie est une huile polyolester synthétique (Reniso TRITON SE55) ayant de bonnes propriétés de mélange avec le frigorigène sélectionné.
- Le refroidisseur de gaz est composé d'ailettes en aluminium et de tubes en acier inoxydable. Les dimensions sont les suivantes : hauteur de 0,30 m, largeur de 0,60 m et 16 rangs de tubes en profondeur. Il est composé d'un seul circuit avec 10 tubes par rangées (ou nappes). Les tubes ont un diamètre externe de 12,5 mm et le pas d'ailette est de 2,5 mm.
- L'évaporateur est composé d'ailettes en aluminium et de tubes en acier inoxydable. Les dimensions sont les suivantes : hauteur de 0,72 m, largeur de 0,75 m avec 4 rangs de tubes en profondeur. Il est composé de 4 circuits de 6 tubes par rang. Les tubes ont un diamètre externe de 12,5 mm et le pas d'ailette est de 3 mm.
- Le compresseur choisi est le Bock HGX2/90 conçu à l'origine pour le CO₂, de type semi-hermétique à pistons. Il peut balayer un volume de 7,7 m³/heure à une fréquence 1485 tr/min. Sa pression maximale de service est de 130 bar.

- Un variateur de vitesse à induction a été utilisé pour piloter le régime de fonctionnement du compresseur. Le modèle est un Danfoss, VLT HVAC à convertisseur de fréquence. La puissance maximale pouvant être consommée par le compresseur est de 11 kW.
- Le modèle du détendeur électronique choisi est un CCM10 Danfoss également conçu pour le CO₂. Il est utilisé pour contrôler le débit massique du frigorigène ainsi que la surchauffe à la sortie de l'évaporation.

D'autres composants ont été utilisés afin d'assurer la sécurité et limiter la dégradation des performances globales lors de l'expérimentation : une bouteille anti-coup de liquide et un déshydrateur pouvant supporter une pression de service de 90 bar.

Instrumentation

Les capteurs utilisés pour l'expérimentation sont listés dans le tableau 5.1. Leur disposition est visible sur la figure 5.2.

Tableau 5.1: Liste des appareils de mesure utilisés et leur précision

Données mesurées	Appareils de mesure	Incertitude
Entrée et sortie de la température du réfrigérant	Class A RTD	$\pm 0.15 + 0.0020 T $ %
Entrée et sortie de la température de l'air sec	Class A RTD	$\pm 0.15 + 0.0020 T $ %
Entrée et sortie de l'humidité relative de l'air	HC2-S ROTRONIC	± 3 %
Débit volumique dans les boucles aérauliques	DEBIMO airfoil	± 5 %
Pression dans les boucles aérauliques	CP300 KIMO	$\pm 0,5$ % + 1 Pa
Pression dans le circuit du réfrigérant	PA21Y piezo resistive	± 1 %
Différentiel de pression (air)	Rosemount série 3051-S	± 0.44 Pa
Différentiel de pression (réfrigérant)	Rosemount série 3051-S	± 100 Pa ou ± 500 Pa
Débit massique du réfrigérant	CORI FLOW	$\pm 0,2$ %
Puissance consommée par le compresseur	Moteur à induction 3 phases	$\pm 0,5$ %.

Au niveau des boucles aérauliques, les températures sèche et humide sont mesurées respectivement aux entrées et sorties du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur. La température sèche est mesurée en utilisant des capteurs de type PT100 4 fils en platine, chemisés, et les températures de rosées sont mesurées par des capteurs HC2-S ROTRONIC. Le différentiel de pression aux échangeurs est mesuré avec des capteurs de type piézorésistif. Du côté du fluide frigorigène, les températures et les pressions sont mesurées en utilisant respectivement des RTD et des capteurs de pression également de type piézorésistif, insérés à travers les parois de la tuyauterie. Le débit massique est mesuré par un débitmètre de type Coriolis. Enfin la puissance électrique absorbée par le compresseur est mesurée par le variateur de vitesse, mais également par un wattmètre.

Tableau 5.2: Capteurs utilisés dans la boucle du réfrigérant

PAC	Entrée compresseur	Entrée refroidisseur de gaz	Entrée détendeur	Entrée évaporateur
Température	RTD-T31	RTD-T32	RTD-T33	RTD-T34
Pression	AI-P31	AI-P32	–	AI-P33
Débit volumique	–	–	AI-Q31	–

Tableau 5.3: Capteurs utilisés dans la boucle chaude

Boucle Chaude	Entrée registre	Entrée résistance	Entrée d'air	Entrée refroidisseur de gaz
Température	RTD-T21	RTD-T22	RTD-T23	RTD-T24
Pression	-	-	-	AI-P21
Différentiel de pression	-	-	-	AI-DP21
Débit volumique	-	-	-	AI-Q21

Tableau 5.4: Capteurs utilisés dans la boucle froide

Boucle Froide	Entrée humidificateur	Entrée résistance	Sortie évaporateur	Entrée évaporateur
Température	RTD-T11	RTD-T12	RTD-T13	RTD-T14
Pression	AI-P11	-	-	-
Différentiel de pression	-	-	-	AI-DP11
Débit volumique	AI-Q11	-	-	-
Humidité relative	AI-HR11	-	AI-RH12	AI-RH13

Les tableaux 5.2, 5.3 et 5.4 listent chacun des capteurs utilisés. Et l'annexe A.9 présente les instruments utilisés pour l'expérimentation dans un *Process and instrumentation diagram* (P&ID).

Essais réalisés

La charge optimale pour une PAC est définie comme la charge en fluide frigorigène requise pour que le système ait les meilleures performances énergétiques. Choi et Kim [1] et Corberán *et al.* [2] ont étudié l'influence de la charge en fluide frigorigène sur les performances énergétiques d'une PAC subcritique et ont montré, au travers d'une expérimentation, comment le COP évoluait lors de l'augmentation de la charge du système. La même procédure expérimentale a été conduite ici, afin d'optimiser les performances énergétiques de la PAC T-THT R32. Les premiers essais (E1) ont donc été menés pour déterminer la charge optimale du système. La charge a été augmentée pas à pas, en partant d'une charge de 6500 grammes. Les essais se sont arrêtés lorsque les performances énergétiques de la PAC ont commencé à décliner. Ainsi, le COP optimal a pu être observé autour d'une charge de 8160 grammes. Cette charge a été fixée pour la suite des essais. Le second test a été consacré à l'analyse du comportement de la PAC dans des conditions opératoires différentes. Les tests effectués sont présentés dans le tableau 5.5. Les essais (E2) ont été effectués afin de caractériser le COP pour des humidités relatives plus basses, dans la boucle froide. La diminution s'est faite par pas de 10 %. Enfin, les essais (E3) ont été effectués à une température d'air humide plus basse. La température de l'air humide a été fixée à 45 °C au lieu de 50 °C, abaissant la température d'évaporation du frigorigène de 5 °C. Dans ces conditions, 2 essais ont été effectués, le premier avec une température à l'entrée du refroidisseur de gaz de 55 °C et le suivant avec une température de 60 °C.

5.2.2 Analyse thermodynamique

L'efficacité énergétique de la PAC est représentée par son COP chaud, qui est défini comme suit :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{\text{elec}}} \quad (5.1)$$

Tableau 5.5: Conditions opératoires des 3 expérimentations effectuées (E1, E2 et E3)

Essais	E1	E2	E3	Incrémentation	Unité
Charge en réfrigérant	6,50-8,67	8,16	8,16	0,5	kg
Humidité relative à l'entrée de l'évaporateur	100	60-90	90	10	%
Température sèche à l'entrée de l'évaporateur	50	50	45	-	°C
Température sèche à l'entrée du refroidisseur de gaz	60	60	55-60	5	°C
Température cible	120	115	105	5	°C

Où \dot{Q}_c est la puissance calorifique produite par le refroidisseur de gaz. Cette puissance calorifique est calculée à l'aide des mesures des températures et des pressions d'une part du fluide et d'autre part de l'air sec en chaque entrée et sortie du refroidisseur de gaz. Ce qui donnera deux mesures de la puissance calorifique produite par la PAC : une mesure côté réfrigérant et une autre côté air de la boucle chaude. Concernant le terme \dot{W}_{elec} il correspond à la puissance électrique absorbée par le compresseur qui est mesurée à la fois par un wattmètre et le variateur de vitesse. Une seule mesure fera office de résultats car les deux appareillages donnent des valeurs de puissances absorbées très similaires.

Le COP chaud ainsi défini permet de connaître la performance énergétique réelle de la machine conçue. Et donc, par définition, il prend en considération les pertes thermiques, électriques et mécaniques internes au compresseur et est donc inférieur au COP thermodynamique défini dans le chapitre 2, qui lui n'analyse les performances qu'en terme d'enthalpie du réfrigérant (voir la partie 2.5).

Dans le but de déterminer l'efficacité exergetique de la PAC, le COP de Lorentz a été calculé (voir chapitre 1) dans les conditions opératoires du système pour chaque essai, avec :

$$COP_{\text{lorentz}} = \frac{\tilde{T}_{\text{chaud}}}{\tilde{T}_{\text{chaud}} - \tilde{T}_{\text{froid}}} \quad (5.2)$$

Avec :

$$\tilde{T} = \frac{\Delta h}{\Delta s} \quad (5.3)$$

Ainsi le rendement exergetique s'écrit :

$$\eta_{\text{PAC}}(T_0 = \tilde{T}_{sf}) = \left(1 - \frac{\tilde{T}_{sf}}{\tilde{T}_{sc}}\right) \cdot \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{elec}} \quad (5.4)$$

Où T_0 représente la température de référence. Dans ce cas pratique, la température de référence a été supposé égal à \tilde{T}_{sf} qui correspond à la température entropique moyenne de l'air dans l'évaporateur. \tilde{T}_{sc} correspond à la température entropique moyenne de l'air dans le refroidisseur de gaz. Côté réfrigérant, l'enthalpie et l'entropie du réfrigérant ont été calculées en chaque point du cycle en utilisant les données provenant du NIST et les mesures de pression et de température en entrée et en sortie de l'échangeur. Le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur a été déterminé en supposant que la détente au niveau du détendeur se fait de manière isenthalpique.

5.2.3 Traitement des données et incertitudes

Les données mesurées par les capteurs sont enregistrées à l'aide du logiciel d'acquisition de données CVI. Toutes les mesures ont été prises avec un intervalle de temps d'une seconde. Pour valider les

résultats, il a fallu maintenir l'état du système stable durant un minimum de 80 minutes. Ce temps a été fixé par la capacité de l'humidificateur à maintenir l'hygrométrie constante dans la boucle froide. Pour effectuer un essai, il faut compter en moyenne 4 heures. Les mesures enregistrées sont moyennées sur la plage de temps où la PAC est jugée la plus stable. Généralement les plages de temps sont comprises entre 20 minutes et 40 minutes. Enfin, sur cette plage de temps considérée, l'écart type des grandeurs mesurées a été calculé afin de connaître les fluctuations de la grandeur considérée autour de sa moyenne.

Le tableau 5.1 présente l'incertitude des capteurs utilisés lors de l'expérimentation. Lorsque les grandeurs : puissances calorifiques échangées \dot{Q} ou coefficient de performance COP doivent être calculées à l'aide des résultats expérimentaux, il est primordial de prendre en compte ces incertitudes, pouvant parfois donner une plage de valeur, de la grandeur considérée, importante.

Afin de rendre compte des incertitudes de mesures dues aux capteurs, chaque mesure est présentée avec son incertitude. De plus en utilisant la formule de propagation d'incertitude pour le cas d'une somme algébrique (5.6) et d'un produit ou quotient (5.9), il est possible de déterminer les incertitudes sur les grandeurs « g » considérés.

Dans le cas où la grandeur « g » considérée s'écrit comme une somme algébrique :

$$g = \sum_{k=1}^N \alpha_k x_k \quad (5.5)$$

Si les entrées son indépendantes, alors l'incertitude sur « g » s'écrit :

$$u_c^2(g) = \sum_{k=1}^N \alpha_k^2 u^2(x_k) \quad (5.6)$$

Dans le cas où les entrées sont dépendantes l'une de l'autre la formulation diffère légèrement :

$$u_c(g) = \sum_{k=1}^N |\alpha_k| u(x_k) \quad (5.7)$$

Dans le cas où la grandeur « g » considérée s'écrit comme un produit ou un quotient :

$$g = \frac{\alpha x_1^{a_1} x_2^{a_2} \dots}{\beta x_3^{a_3} x_4^{a_4} \dots} \quad (5.8)$$

Si les entrées son indépendantes, alors l'incertitude sur « g » s'écrit :

$$\left(\frac{u_c(g)}{g}\right)^2 = a_1^2 \left(\frac{u(x_1)}{x_1}\right)^2 + a_2^2 \left(\frac{u(x_2)}{x_2}\right)^2 + a_3^2 \left(\frac{u(x_3)}{x_3}\right)^2 + \dots \quad (5.9)$$

Dans le cas où les entrées sont dépendantes l'une de l'autre la formulation diffère légèrement :

$$\left(\frac{u_c(g)}{g}\right) = |a_1| \left(\frac{u(x_1)}{x_1}\right) + |a_2| \left(\frac{u(x_2)}{x_2}\right) + |a_3| \left(\frac{u(x_3)}{x_3}\right) + \dots \quad (5.10)$$

5.2.4 Effets de la charge en fluide frigorigène sur le système (E1)

Pour évaluer l'impact de la charge en réfrigérant sur les performances énergétique du système, l'analyse d'incertitudes n'est pas intégrée dans l'étude. En revanche tous les résultats présentés par la

suite intégreront l'incertitude des capteurs utilisés.

Remarque

Plusieurs essais n'ont pas pu aboutir pour des raisons de sécurité lorsque la PAC était commandée pour produire 30 kW de chaleur, car la pression atteinte pour certaines charges atteignait des valeurs trop proches de la pression limite de certains composants (échangeur de chaleur 90 bars, bouteille anti-coup de liquide 90 bars, ...). Cette pression, plus élevée, que ce qui a été prédit initialement lors du dimensionnement du banc d'essai, est due à une mauvaise appréciation des pertes de charges internes dans le refroidisseur de gaz à l'état initial du projet. En effet, au point nominal de fonctionnement, pour produire une puissance proche de 30 kW, le modèle utilisé au moment de la conception prédisait une perte de charge inférieure à 2 bars, alors qu'en réalité, en moyenne on observé qu'il y avait près de 6 bars de pertes de charge entre l'entrée et la sortie du refroidisseur de gaz. Cette erreur est due à une mauvaise implémentation initiale. Cette erreur a été corrigé par la suite, en voyant l'écart important avec la réalité. Pour pouvoir répondre au besoin fixé par le procédé, cette perte de charge importante observée impose d'augmenter le régime de fonctionnement du compresseur, ce qui a pour conséquence d'augmenter la HP. Ce qui explique la pression anormalement élevée relevée au refoulement du compresseur. En diminuant la puissance calorifique fournie par la PAC à 25 kW (valeur fortement dépendante de la charge), le débit massique du réfrigérant dans le circuit se trouve diminué. Par conséquent les pertes de charges internes au refroidisseur de gaz diminuent également. Tous les essais ont donc été effectués, même lorsque le système était sur-chargé, ont pu être effectués.

Diagramme de Mollier

La figure 5.3 montre l'influence de la charge en réfrigérant (R32) sur le comportement thermodynamique de la PAC T-THT R32 dans un diagramme de Mollier. Sur cette figure, les résultats des essais effectués pour les charges supérieures à 8320 grammes n'ont pas été présentés, afin de pouvoir mieux visualiser les résultats à plus faible charge où plusieurs phénomènes apparaissent. De plus au-delà de 8320 grammes, la seule évolution observable se situe au niveau de la HP du cycle qui ne fait qu'augmenter à chaque rajout de masse de réfrigérant. Concernant les cycles présents sur la figure, plusieurs phénomènes peuvent être observés lors de l'augmentation de la charge (de 6500 grammes à 8320 grammes) : la HP monte de 8 % et l'enthalpie en sortie du refroidisseur de gaz décroît de 10 %. De plus, à partir d'une charge de 8030 grammes, le cycle dessiné en trait plein orange représentant le cycle de la PAC T-THT R32 optimisé est quasiment atteint par la machine réelle. Ce qui laisse supposer que la charge de 8030 grammes est proche de la charge optimale. Enfin, les charges de 8160 grammes et 8320 grammes permettent à la machine d'atteindre le titre vapeur optimal calculé. En revanche, pour la charge de 8320 grammes, le cycle commence à se différencier du cycle optimal, due à une pression au refoulement du compresseur trop élevée. Ce phénomène va s'empirer davantage en augmentant la quantité de charge dans la PAC. On voit donc, au travers de cette expérience, le rôle que joue la charge dans l'optimisation d'un cycle de PAC transcritique.

Performances énergétiques

La figure 5.4a présente l'évolution du COP de la machine pour les différentes charges analysées (de 6500 grammes à 8670 grammes). La puissance calorifique peut être mesurée à partir des données

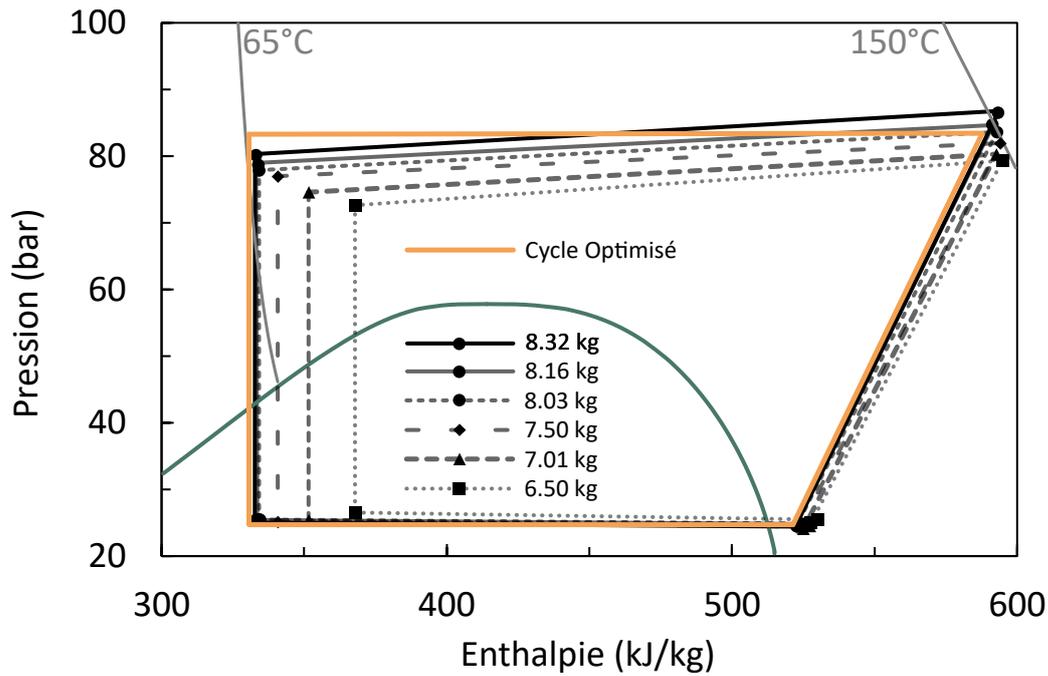
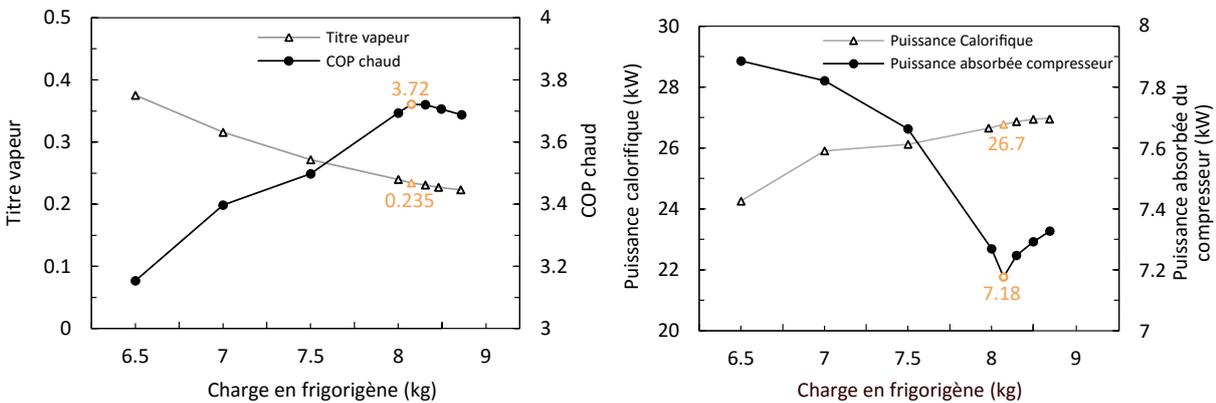


Figure 5.3: L'influence de la charge sur la PAC transcritique représentée sur un diagramme de Mollier

prises sur boucle aéraulique chaude, mais également à partir des données prises sur la boucle du réfrigérant. Ainsi, deux mesures du COP machine peuvent être effectuées. En analysant les incertitudes des différents capteurs, présentées au tableau 5.1, le COP mesuré à partir de la boucle frigorigène est plus fiable. C'est ce dernier qui est utilisé pour analyser les performances de la PAC en fonction de la charge.



(a) Évolution du titre en vapeur et du COP en fonction de la charge

(b) Évolution de la puissance calorifique produite par le refroidisseur de gaz et de la puissance du compresseur en fonction de la charge

Figure 5.4: Impact de la charge sur le comportement thermodynamique du démonstrateur. Les conditions opératoires sont identiques pour ces essais

Pour chacune des charges, l'objectif a été de faire varier la vitesse du compresseur de sorte à atteindre au mieux la température cible de 120 °C, tout en jouant sur le détendeur afin de stabiliser la température d'évaporation à 40 °C. La figure 5.4a met ainsi en évidence, dans un premier temps, la croissance du COP lorsque la charge en réfrigérant augmente, ce qui indique que le système est en

condition de sous-charge, puis au fur et à mesure que la charge augmente, le COP atteint un optimal de 3,72 pour un titre de vapeur de 0,235, puis décroît à mesure que la charge augmente. Ainsi, il a été possible d'augmenter la valeur du COP de 17 % en jouant uniquement sur la charge en réfrigérant. Enfin, en augmentant davantage la charge, le COP commence à décroître très légèrement ce qui indique que le système est en sur-charge. Ce comportement a déjà été observé par Choi et Kim [1] pour un cycle de réfrigération utilisant le CO_2 comme réfrigérant. La figure 5.4a montre également l'évolution du titre vapeur du R32 à l'entrée de l'évaporateur en fonction de la charge. Le titre vapeur décroît constamment en fonction de la charge et atteint la valeur de 0,216 pour une charge de 8670 grammes. Ainsi, en augmentant la charge, le titre vapeur expérimental se rapproche du titre vapeur du cycle optimal qui vaut 0,205 (valeur estimée par le modèle sans prise en compte des pertes de charges aux échangeurs et en supposant que l'écart minimal de température aux échangeurs vaut 5 °C, voir chapitre 2).

La figure 5.4b montre l'influence de la charge sur la puissance calorifique délivrée par le refroidisseur de gaz et sur la puissance qu'absorbe le compresseur. À chaque augmentation de la charge il est intéressant de constater que la puissance calorifique délivrée par le refroidisseur de gaz ne cesse d'augmenter. Quant à la puissance absorbée par le compresseur, son évolution n'est pas monotone durant l'augmentation de la charge. Dans un premier temps, on observe une diminution de 9 % de la puissance absorbée par la compresseur, jusqu'à ce que la charge atteinte soit égale à 8160 grammes. Ensuite, à chaque ajout de charge, on observe une évolution croissante de la puissance absorbée par le compresseur. Cette dernière observation confirme le fait que la charge de 8160 grammes est bien la charge la plus proche de la charge optimale, d'un point de vue énergétique.

Le tableau 5.6 présente certains résultats expérimentaux à chaque charge analysée. Ainsi, la température cible (120 °C) est pratiquement atteinte à chaque essai.

Tableau 5.6: Mesures expérimentales liées aux essais d'optimisation de charge

Charge (kg)	Te (medium)	Ts (medium)	Qchaud (réfrigérant)	Qchaud (medium)	Écart (PAC-BC)
6.5	59.76	118.46	24.16	24.21	0.05
7	59.74	117.41	25.91	26.19	0.28
7.5	60.14	117.31	26.02	26.11	0.09
8.03	60.66	117.65	26.59	27.03	0.44
8.16	60.26	117.73	26.71	27.38	0.67
8.32	59.48	118.10	26.79	27.42	0.63
8.5	59.93	118.38	26.85	27.51	0.66
8.67	60.50	118.01	26.97	27.86	0.89
Unité	°C	°C	kW	kW	kW

Les résultats venant d'être présentés permettent de confirmer que de manière analogue aux cycles subcritiques, les cycles transcritiques peuvent être optimisés en jouant sur la charge. Cependant, dans un cycle transcritique le sous refroidissement ne peut être utilisé comme un indicateur sur l'efficacité énergétique du cycle. En revanche, il est intéressant de constater, sur les figures 5.4a et 5.4b, que le titre en vapeur peut être utilisé comme un indicateur de l'efficacité énergétique d'un cycle transcritique. Par conséquent, les résultats qui suivent présenteront à la fois le COP et le titre en vapeur.

5.2.5 Influences des conditions opératoires sur les performances énergétiques de la PAC T-THT R32 (E2) et (E3)

La figure 5.5a montre les performances de la PAC dans les conditions (E2). Les essais ont été effectués dans le but d'observer l'évolution du COP durant un procédé de séchage de type Batch, où le drainage de l'eau du substrat à sécher devient de plus en plus difficile à mesure que la teneur en eau se réduit. Lorsque l'humidité relative décroît de 90 % à 50 %, le COP décroît de 3,61 à 3,31. Cette décroissance des performances est due à la réduction de la capacité calorifique équivalente de la source de chaleur, augmentant la destruction d'exergie à l'évaporateur (le chapitre 2 explique ce phénomène plus en détail par l'analyse exergétique). La PAC transcritique devient donc moins adaptée pour ce scénario. Malgré ces observations, la PAC reste compétitive avec un rendement exergétique au plus bas de 37,1 %. La figure 5.5b montre l'influence des conditions opératoires (E3). Pour ces tests, la température de l'air humide à l'entrée de l'évaporateur a été réduite de 5 °C, pour atteindre 45 °C. La nouvelle température cible a été fixée à 105 °C. Pour le premier essai la température à l'entrée du refroidisseur de gaz est de 55 °C et pour le second la température est fixée à 60 °C. En ajustant le débit volumique de l'air dans la boucle chaude, les 2 tests ont pu être effectués à puissance calorifique constante. Pour le glissement au refroidisseur de gaz de 50 °C, le COP est 7 % supérieur au cas où le glissement est de 45 °C. Cette différence est due à la température de la source chaude qui dans le premier cas est inférieure au second. On peut remarquer également que dans les deux cas le rendement exergétique est supérieur à 45 %.

Les figures 5.5a et 5.5b présentent également les incertitudes associées aux grandeurs mesurées directement (HR, T) et indirectement (COP, η_{ex}). Les incertitudes sur le COP ont été calculées à partir des incertitudes sur l'enthalpie et celle sur la puissance électrique absorbée par le compresseur, mesurée par son variateur de vitesse. L'incertitude sur l'enthalpie est déterminée en prenant la plus grande plage de valeur qu'elle peut avoir en fonction des incertitudes liées à la pression et à la température, comme le montre le tableau 5.7. De manière analogue on retrouve l'incertitude sur le titre vapeur, présenté au tableau 5.8.

Tableau 5.7: Incertitudes sur l'enthalpie en kJ/kg en sortie refroidisseur de gaz, essai (E1) :

$h(P,T)$	$h(P-u(P),T+u(T))$	$h(P+u(P),T-u(T))$	$u(h) = (\max(h)-\min(h))/2$
333.25	582.73	594.19	5.73

Les incertitudes sur la température n'ont pas été représentées sur les graphiques, car les valeurs sont trop faibles, mais elles sont bien utilisées pour calculer l'incertitude des grandeurs qui dépendent d'elles.

Tableau 5.8: Incertitudes sur le titre vapeur en entrée de l'évaporateur, essai (E1) Charge optimale

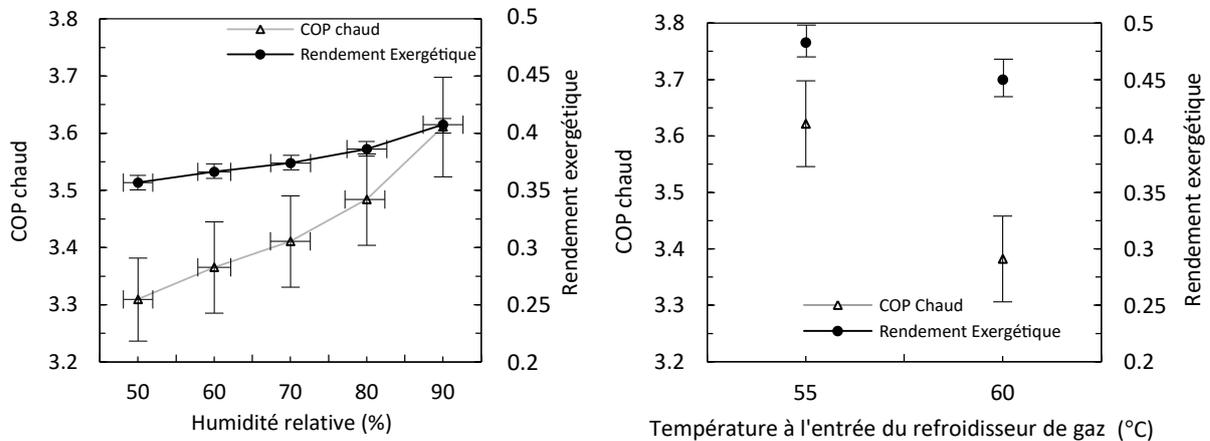
$x_{vap}(P,T)$	$x_{vap}(P-u(P),T+u(T))$	$x_{vap}(P+u(P),T-u(T))$	$u(x_{vap}) = (\max(x_{vap})-\min(x_{vap}))/2$
0.235	0.188	0.246	0.029

Le tableau 5.9 présente les incertitudes moyennes des grandeurs permettant de calculer l'incertitude sur le COP et le rendement exergétique pour les essais (E2) et (E3) :

Tableau 5.9: Incertitude sur le COP et le rendement exergetique

$u(h_e)$ (kJ/kg)	$u(h_s)$ (kJ/kg)	$u(\Delta h)$ (kJ/kg)	$u(m)$ (kg)	$u(Q_{exp})$ (W)	$u(W_{elec})$ (W)	$u(COP)$ (-)	$u(\eta_{ex})$ (-)
5.75	3.75	6.8	0.01788	1476	30	0.075	0.001

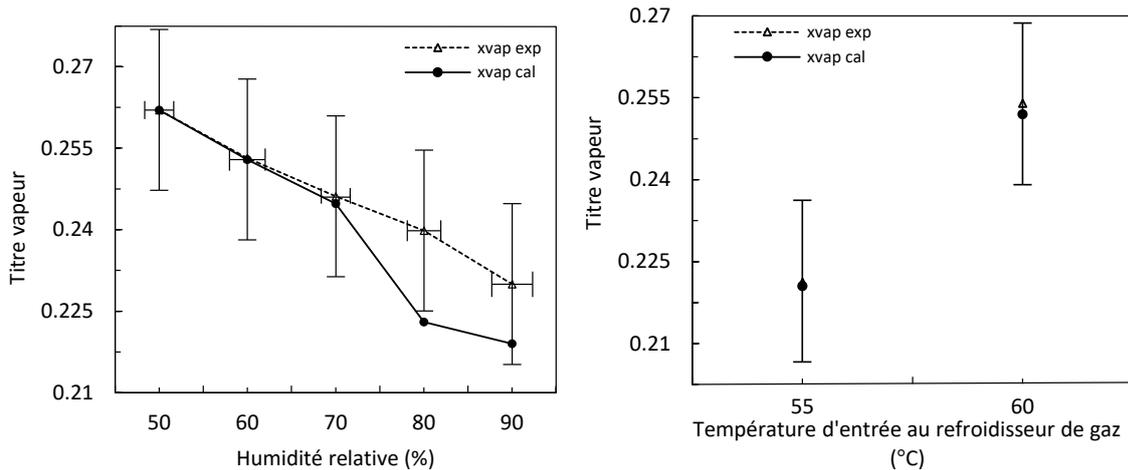
Les figures 5.6a et 5.6b montrent que tous les essais, à l'exception de deux, ont été effectués dans des conditions de charge optimale. En effet, pour les tests à 90 % et 80 % d'humidité relative, on note une différence relative de 5 % entre le titre en vapeur du modèle et celui issu de l'expérience. Pour les autres tests, cette différence est inférieure à 1 %. Par conséquent, à charge fixée en fluide frigorigène, il est préférable de fonctionner en dessous de la charge optimale, lorsque la source de chaleur a une température ou une humidité relative qui décroît. Ces conclusions doivent être néanmoins relativisées au vu des valeurs des incertitudes sur le titre vapeur, ainsi présentées.



(a) Impacts des conditions opératoires (E2) sur les performances de la PAC

(b) Impacts des conditions opératoires (E3) sur les performances de la PAC

Figure 5.5: Performances énergétiques de la PAC T-THT R32 pour les conditions opératoires (E2) et (E3)



(a) Différence entre le titre vapeur mesuré et le titre vapeur calculé dans les conditions (E2) (b) Différence entre le titre vapeur mesuré et le titre vapeur calculé dans les conditions (E3)

Figure 5.6: Évolution du titre vapeur du R32 à l'entrée de l'évaporateur dans les conditions opératoires (E2) et (E3)

5.3 Validation expérimentale du modèle de la PAC T-THT R32 fonctionnant en régime établi

La partie qui suit présente la validation expérimentale du modèle global de PAC décrit dans l'introduction de ce chapitre. Dans un premier temps, les échangeurs de chaleur sont analysés expérimentalement. Puis ensuite, ce sont les performances du compresseur qui sont étudiées. Enfin, on montre que le modèle créé permet de prédire le cycle thermodynamique réel de la PAC en régime permanent avec une précision qui sera définie.

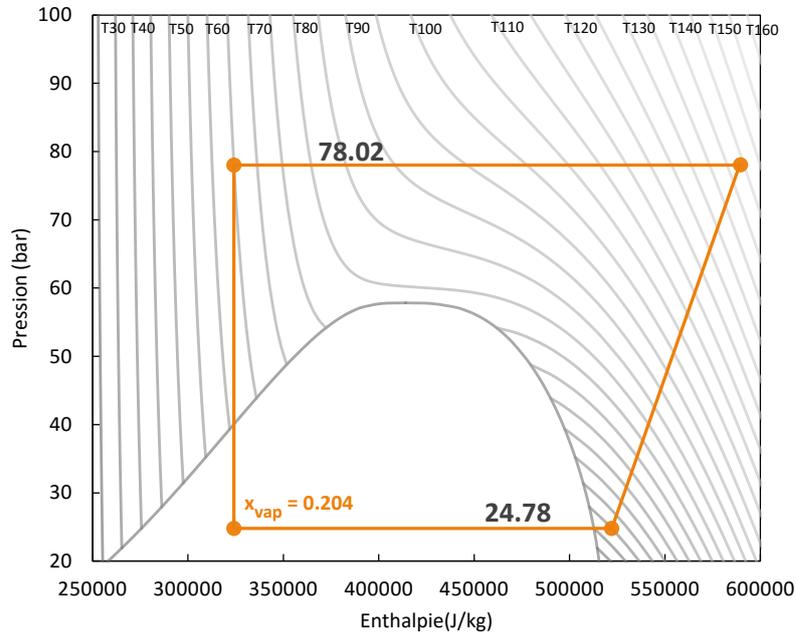
Le modèle théorique présenté dans le chapitre 2, permettant de calculer le cycle optimal, suppose que les échangeurs de chaleur sont parfaitement dimensionnés pour avoir un écart minimum de température fixé. Il suppose également que la charge en réfrigérant dans la PAC est optimisée. Par conséquent, la démarche de validation expérimentale des modèles s'est basée sur les mesures effectuées lors des essais à charge optimale (8160 grammes) au point nominal de fonctionnement, *i.e.* lorsque la température cible de 120 °C est atteinte.

En fonction des paramètres d'entrées choisis, la méthode de validation expérimentale des modèles « physiques » des échangeurs de chaleur peut-être différente. Dans le cas du refroidisseur de gaz, les grandeurs d'entrées sélectionnées pour la validation sont le débit massique, la température et la pression (T, p, \dot{m}). Pour l'évaporateur, est ajoutée l'humidité relative côté air humide (T, p, \dot{m}, HR).

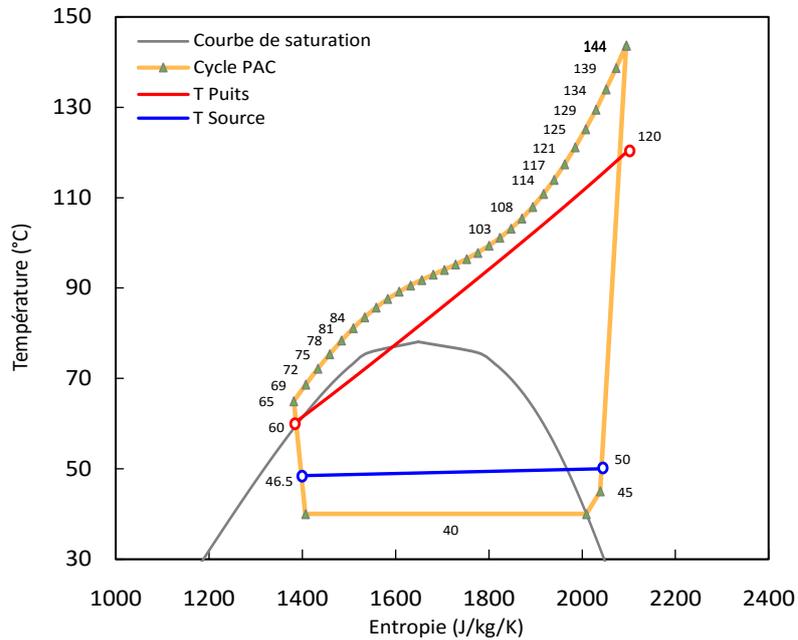
5.3.1 Cycle optimisé en négligeant les pertes de charges internes et externes

Comme expliqué dans l'introduction, le modèle global de PAC consiste, dans un premier temps, à déterminer le cycle thermodynamique optimisé de la PAC, en supposant une condition d'écart minimal de température aux échangeurs de chaleur et des rendements isentropique et volumétrique du compresseur sélectionné, estimés à l'aide des données fournies par le constructeur.

Du fait des contraintes techniques énoncées précédemment, la puissance calorifique fournie par la PAC a été diminuée. Ici, dans le cas de l'étude de validation l'objectif a été de produire 22 kW au



(a) Diagramme (p,h) du cycle sans prise en compte du modèle physique des échangeurs de chaleur



(b) Diagramme (T,s) du cycle sans prise en compte du modèle physique des échangeurs de chaleur

Figure 5.7: Caractéristiques thermodynamique de la PAC T-THT R32 issues du modèle d'optimisation de cycle prenant en compte uniquement les rendements isentropique et volumétrique estimée du compresseur sélectionné

lieu de 30 kW. Ainsi, pour atteindre la température cible de 120 °C à partir d'un air à 60 °C, le débit massique d'air en entrée du refroidisseur de gaz doit valoir 0.363 kg/s, et le débit volumique 1250 m³/h. À l'entrée de l'évaporateur, on considère que les effluents (air humide) arrivent saturés (HR = 100 %) avec un débit volumique de 1500 m³/h, ce qui donne un débit massique de 0.432 kg/s.

En partant des données d'entrée ainsi présentée, des rendements isentropique et volumétrique déjà estimé ($\eta_{is} = 0.66$ et $\eta_v = 0.81$), et en supposant que l'écart minimal de température dans les échangeurs de chaleur vaut 5 °C, il est possible de dessiner les 2 cycles (p,h) et (T,s) de la PAC représentés respectivement sur les figures 5.7a et 5.7b. On connaît ainsi la puissance échangée à l'évaporateur qui vaut 16472 W, le débit massique du réfrigérant qui a pour valeur 83.2 kg/s, l'enthalpie spécifique du réfrigérant à l'entrée du refroidisseur de gaz qui vaut 589153 J/kg et celle à l'entrée de l'évaporateur qui vaut 324045 J/kg. Enfin, on a une estimation de la BP et la HP de la PAC dans les conditions opératoires imposées (figure 5.7a). Le tableau 5.10 regroupe les informations importantes permettant de comparer le cycle réel à celui déterminé numériquement.

Tableau 5.10: Résultats importants issu du modèle de cycle de la PAC T-THT R32

Grandeur	Valeur	Unité
Puissance évaporateur	16472	W
Puissance refroidisseur de gaz	22051	W
Puissance Compression	5580	W
Débit	83.2	g/s
Fréquence rotation compresseur (Hz)	40.1	Hz
COP chaud	3.95	-

C'est en utilisant ces premiers résultats issu du modèle simplifié, que les modèles « physiques » des échangeurs de chaleur sont testés.

5.3.2 Refroidisseur de gaz

Pour valider le modèle du refroidisseur de gaz, les paramètres en entrée du modèle côté réfrigérant et côté air sont les données réelles mesurées sur le démonstrateur. Les tableaux 5.11 et 5.12 présentent les pressions et températures mesurées en entrée et sortie du refroidisseur de gaz pour le R32 et l'air sec, avec leur écart type et leur incertitude associée.

Tableau 5.11: Pressions (entrée, sortie)

	P_e (bar)	$\sigma(P_e)$ (Pa)	$u(P_e)$ (Pa)	ΔP	$\sigma(\Delta P)$ (Pa)	$u(\Delta P)$ (Pa)
Air humide	1.012	9.50	506	167 Pa	9.62	0.44
R32	84.86	9084	84860	3,50 b	0.04	500

On rappelle que l'écart type est appliqué sur l'ensemble des mesures effectuées permettant de calculer la moyenne d'une grandeur (T, P, DP, ...) sur une plage de temps donnée. L'écart type donne une idée de la précision de la moyenne calculée. Compte tenu des résultats, les écarts types présentés ici sont raisonnables.

Tableau 5.12: Températures (entrée, sortie)

(°C)	T_e	$\sigma(T_e)$	$u(T_e)$	T_s	$\sigma(T_s)$	$u(T_s)$
air sec	60.28	0.475	1.3556	118.6	0.6357	2.522
R32	148.1	0.7823	3.112	69.16	0.3245	1.5332

Dans le tableau 5.12, la température du R32 en sortie du refroidisseur de gaz vaut 69.2 °C. Or, les dimensions de l'échangeur ont été calculées de sorte à ce qu'il y ait un double pincement de température (voir chapitre 2), un peu avant l'inflexion de la courbe de température sur un diagramme (T-s) et un autre en sortie du refroidisseur de gaz (côté R32). De plus, étant donné qu'on se trouve ici dans un cycle où la charge a été optimisée, cela veut dire, que l'écart minimal de température fixé à 5 théoriquement, vaut en fin de compte 9.2 plus ou moins l'incertitude associée au capteur.

En reprenant les dimensions du refroidisseur de gaz présentées dans le chapitre 4, la simulation prédit la température et la pression en sortie de l'échangeur à la fois pour le R32 et pour l'air. Les résultats issus du modèle sont comparés avec les résultats expérimentaux dans le tableau 5.13 :

Tableau 5.13: Écarts (Pression, Température) entre les mesures et le modèle

	ΔP_{exp} (Pa)	ΔP_{cal} (Pa)	$ \Delta P_{exp} - \Delta P_{cal} $ (Pa)	$T_{s_{exp}}$	T_s	$ T_{s_{exp}} - T_s $
Air sec	167	170	3	118.6	118.9	0.3
R32	430460	463190	32730	69.2	67.0	2.2

Au vu des résultats présentés dans le tableau 5.13 le modèle prédit correctement la température en sortie, pour l'air, avec un écart sur la valeur mesurée de 0,3 °C. Pour le réfrigérant l'écart sur la valeur mesurée en sortie est de 2,2 °C. Concernant les pertes de charges, le modèle prédit suffisamment bien la pression en sortie de l'air avec une erreur sur la valeur mesurée de 3 pascals. Concernant les pertes de charges en écoulement supercritique du R32, l'erreur sur les pertes de charges est plus importante, avec un écart sur la valeur mesurée de 32730 Pascals. Au vu du haut niveau de la HP (84 bars) cette erreur reste faible.

Le tableau 5.14 donne la valeur de la puissance calorifique échangée dans le refroidisseur de gaz, issue de deux mesures différentes, une provenant des capteurs de la boucle chaude (capteurs extérieurs à la PAC) et une provenant des capteurs de la boucle frigorigène.

Tableau 5.14: Débits et puissance échangée

	\dot{m}	$\text{sig}(\dot{m})$	$u(\dot{m})$	Δh	$u(\Delta h)$	Q_{exp}	$u(Q_{exp})$
(kg/s)	(kg/s)	(kg/s)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(W)	(W)	
Air sec	0.358	0.014	0.018	58.903	2.892	21063.784	1476.021
R32	0.081	0.007	0.000	255.300	6.840	20735.466	557.091

L'incertitude sur la valeur de l'enthalpie a été déterminée en prenant l'écart enthalpique le plus important sur les 4 enthalpies pouvant être calculées en prenant l'incertitude sur la pression et l'incertitude sur la température. Ainsi, la puissance échangée dans le refroidisseur de gaz est mesurée à 20735 W du côté réfrigérant et 21064 W du côté boucle aéraulique. La différence relative est inférieure à 2 %. De plus, les techniques de mesures dans la boucle frigorigène sont plus fiables, car l'écoulement

se fait dans une section de passage bien plus faible que dans la gaine aéraulique et l'écoulement reste moins turbulent, du fait d'une plus grande viscosité du R32 par rapport à l'air. Cela se reflète très bien sur l'incertitude associée à chacune des mesures. Il faudra donc porter plus de valeurs aux résultats associées aux mesures sur la boucle frigorigène.

Pour cet essai, la puissance absorbée par le compresseur a été mesurée à 5630 W avec un écart relatif de 79 W et une incertitude sur la mesure de 28 W. En prenant en considération les incertitudes sur la puissance absorbée par le compresseur et la puissance échangée au refroidisseur de gaz, il est possible de déterminer le COP réel de la machine et son incertitude due. Les résultats du calcul sont présentés dans le tableau 5.15 :

Tableau 5.15

COP Elec	COP (ref)	$u(COP_{ref})$	COP (air)	$u(COP_{air})$
Valeur	3.68	0.10	3.74	0.26

Ainsi, dans les conditions optimales de la PAC (charge optimisée, point nominal de fonctionnement atteint) le COP réel de la machine vaut $3,68 \pm 0,10$.

5.3.3 Évaporateur

Pour valider le modèle d'évaporateur, la méthode est la même que celle utilisée pour valider le modèle du refroidisseur de gaz. Les tableaux 5.16 et 5.17 présentent respectivement les pressions et les températures en entrée et en sortie de l'évaporateur pour le R32 et l'air humide, avec leur écart type et leur incertitude associée. Du côté air humide le tableau 5.18 présente les rapport de mélange mesurés en entrée et en sortie de l'évaporateur.

Tableau 5.16: Pressions (entrée, sortie)

	P_e (bar)	$\sigma(P_e)$ (Pa)	$u(P_e)$ (Pa)	DP (Pa)	$\sigma(DP)$ (Pa)	$u(DP)$ (Pa)
Air humide	1.012	9.447	506	52.1	1.351	0.44
R32	26.03	34895	26030	19993	39470	500

Tableau 5.17: Températures (entrée, sortie)

(°C)	T_e	$\sigma(T_e)$	$u(T_e)$	T_s	$\sigma(T_s)$	$u(T_s)$
Air humide	51.77	1.3012	1.1854	48.81	0.9724	1.1262
R32	40.83	0.5029	0.9666	49.84	1.363	1.1468

Tableau 5.18: Le rapport de mélange ou teneur en eau (entrée, sortie)

	ω_e (gvap/kgas)	$\sigma(\omega_e)$	$u(\omega_e)$	ω_s (gvap/kgas)	$\sigma(\omega_s)$	$u(\omega_s)$
Air humide	80.8	1.899	2.46	64.63	2.324	2.3

En reprenant les dimensions de l'évaporateur présenté dans le chapitre 4, la simulation prédit la température, la pression ainsi que le rapport de mélange ω de l'air humide, ainsi que la température et la

pression du R32 à la sortie de l'évaporateur. Les résultats sont comparés dans les tableaux 5.19 et 5.20.

Tableau 5.19: Écarts (Pression, Température) entre les mesures et le modèle

	ΔP_{exp} (Pa)	ΔP (Pa)	$ \Delta P_{exp} - \Delta P $ (Pa)	$T_{s_{exp}}$ (°C)	T_s (°C)	$ T_{s_{exp}} - T_s $ (°C)
Air sec	52.1	117	64.9	48.81	49.12	0.31
R32	19993	23054	3061	49.84	47.49	2.35

Tableau 5.20: Écarts sur le rapport de mélange entre les mesures et le modèle

$\omega_{s,exp}$ (gvap/kgas)	$\omega_{s,cal}$ (gvap/kgas)	$ \omega_{s,exp} - \omega_{s,cal} $ (gvap/kgas)
64.63	67.23	2.6

Au vu des résultats présentés au tableau 5.19, la température de sortie de l'air humide est relativement bien estimée. En revanche, pour ce qui est de la température du fluide frigorigène, il y a une erreur relative de 5 % approximativement avec la mesure expérimentale. Cette erreur peut être due à une mauvaise appréciation de l'hygrométrie en entrée, mais peut être les conséquences d'une corrélation caractérisant trop ou pas assez l'un des deux transferts thermiques convectifs (interne, externe). Néanmoins, l'erreur ici calculée reste acceptable.

Concernant le rapport de mélange estimé par le modèle et compte tenu de l'incertitude liée aux mesures de l'humidité relative, on peut dire que la prédiction faite par le modèle physique de l'évaporateur est correcte.

Finalement, pour avoir une estimation des erreurs que fait le modèle global de PAC sur l'estimation du COP thermodynamique défini au chapitre 2 (*i.e.* ne prenant pas en compte les pertes électriques et mécaniques dues au compresseur, une dernière analyse a porté sur le calcul du COP thermodynamique de la machine. On rappelle que ce COP est défini comme suit :

$$\text{COP}_{\text{thermo}} = \frac{\dot{Q}_{\text{rgaz}}}{\dot{Q}_{\text{rgaz}} - \dot{Q}_{\text{evap}}} \quad (5.11)$$

En prenant en considération les incertitudes liées aux capteurs, la propagation d'incertitude donne les résultats présentés dans le tableau 5.21 :

Tableau 5.21: COP thermodynamique et incertitude associée

COP_{bref} (boucle réfrigérant)	$u(\text{COP}_{\text{bref}})$	COP_{bc} (boucle froide)	$u(\text{COP}_{\text{bc}})$
3.95	0.51	9.5	20.47

En se référant au tableau 5.10 présentant le COP thermodynamique calculé par le modèle, la différence relative avec le COP mesurée est de 0.2 %. Il faut néanmoins prendre des précautions en exhibant ce résultat, car l'incertitude sur le COP mesuré est assez importante ici, $\pm 0,51$.

Un résultat, qui confirme ce qui a été énoncé dans la partie 5.2.2, mérite d'être remarqué ici : l'incertitude sur le COP thermodynamique mesuré via les données mesurées sur la boucle aéraulique froide

est si grande que la valeur même du COP calculé ne peut faire sens. Et donc seul le COP calculé sur la boucle du R32 peut être comparé aux résultats du modèle conçu.

5.3.4 Compresseur

Tableau 5.22: Rendements isentropiques du compresseur transcritique mesurés

Charge (kg)	τ_{comp}	h_{in} (kJ/kg)	h_{out} (kJ/kg)	$h_{out,is}$ (kJ/kg)	η_{is}
6.5	2.968	526.5	584	569.4	0.7460
7	3.022	528.4	588.4	572.7	0.7383
7.5	3.228	528.9	593.7	576.2	0.7299
8	3.365	528.1	596.7	577.1	0.7143
8.16	3.391	528.5	599	578.3	0.7063
8.32	3.398	528.6	598.1	577.5	0.7036

Comme énoncé dans le chapitre 4, les rendements isentropique et volumétrique ont été estimés en utilisant le modèle simplifié présenté dans le chapitre 2 et les données fournies par le constructeur. Ces estimations ont été établies en prenant comme réfrigérant le R744. Or, dans le cas présent, c'est le R32 qui est utilisé avec une huile de lubrification adaptée.

Le tableau 5.22 présente les rendements isentropiques mesurés pour les différentes charges. Les incertitudes sur les rendements isentropiques valent en moyenne $u(\eta_{is}) = 0,035$.

Au vu de ces résultats, la pré-estimation faite sur le rendement isentropique à partir des données fournies par le constructeur peuvent être revues à la hausse. Finalement, dans le modèle le rendement isentropique du compresseur est fixé à 0,706.

5.3.5 Cycle optimisé de la PAC T-THT R32 en prenant en considération les pertes de charges dans les échangeurs de chaleur

Les résultats issus du modèle « physique » des échangeurs de chaleur ainsi que la nouvelle valeur du rendement isentropique déterminé expérimentalement permettent de déterminer le cycle réel de la PAC T-THT R32 avec précision. En effet, en traçant sur un diagramme (p,h) le cycle réel de la machine à l'aide des mesures expérimentales et le cycle calculé en utilisant la démarche ainsi présenté, on obtient la figures 5.8. Sur ces figures le cycle réel de la machine est dessiné.

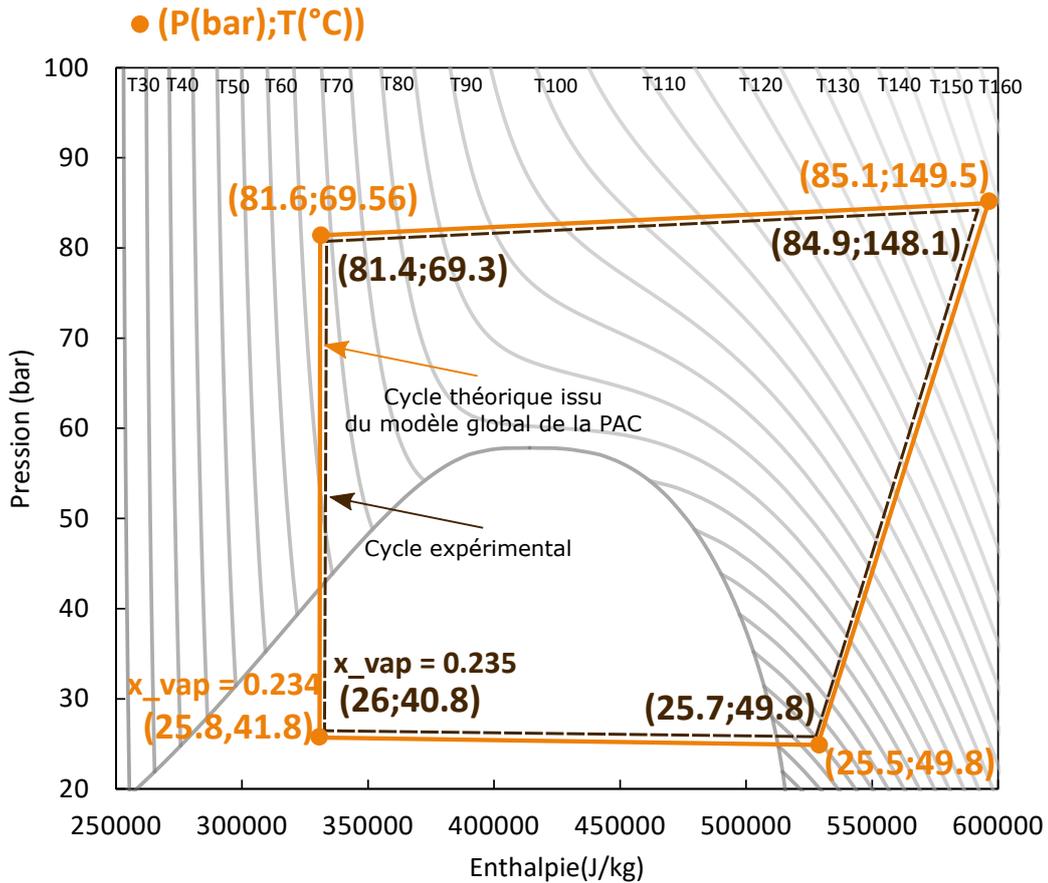


Figure 5.8: L'influence de la charge sur la PAC transcritique représentée sur un diagramme de Mollier

5.4 Conclusions

Dans ce chapitre, les performances énergétiques de la PAC T-THT R32 conçue ont été analysées au point nominal de fonctionnement (*i.e.* point de fonctionnement pour lequel la machine peut produire approximativement 22 kW et répondre à la température cible de 120 °C en partant de 60 °C, en ayant une source de chaleur de type air humide à l'état saturé et dont la température est proche de 50 °C). Cette analyse a été effectuée pour différentes charges en réfrigérant dans le système, en partant de 6500 grammes et en terminant à 8500 grammes de R32 afin de déterminer, la performance énergétique optimale. Cette charge optimale a été estimée dans la partie 3 du chapitre 4 à 7246 grammes. En fin de compte, les essais ont montré que la charge optimale se trouve être entre 8160 grammes et 8320 grammes. Pour une charge de 8160 grammes le COP mesuré vaut 3,69 avec une incertitude de $\pm 0,10$. Les essais suivants ont été réalisés avec une charge de 8160 grammes.

La seconde série d'essais a permis d'analyser l'impact de l'hygrométrie de la source de chaleur sur le COP. Ces essais ont montré que le COP chutait de 3,61 à 3,31 lorsque l'humidité relative passait de 90 % à 60 %. Il a été remarqué ici que le titre en vapeur est un bon indicateur sur la qualité de la charge du système. Ainsi les essais ont pu mettre en évidence que le fonctionnement en légère sous-charge est énergétiquement avantageux aux conditions opératoires défavorables, notamment lorsque l'humidité relative ou le niveau de température de la source de chaleur décroît.

La validation expérimentale du modèle global de PAC fonctionnant en régime permanent a également

été traitée. Il a pu être observé que l'association du modèle d'optimisation de cycle avec le modèle « physique » des échangeurs de chaleur permet de prédire de manière suffisamment précise, à la fois les performances de la PAC T-THT R32, mais également les niveaux de température et de pression du cycle thermodynamique.

Enfin, la modélisation du transfert de masse et de chaleur dans l'évaporateur a pu être validée quelle que soit la méthode choisie (supposition d'un nombre de Lewis proche de 1 ou corrélation permettant de calculer le coefficient de transfert massique par convection dans un échangeur à tubes à ailettes ondulées continues).

5.5 Références

- [1] Jongmin Choi et Yongchan Kim : Influence of the expansion device on the performance of a heat pump using R407C under a range of charging conditions. *International Journal of Refrigeration*, 27:378–384, 2004. ISSN 01407007. 124, 129
- [2] Jose M. Corberán, Israel O. Martínez et José González : Charge optimisation study of a reversible water-to-water propane heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 31(4):716–726, juin 2008. ISSN 01407007. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700707002484>. 124

Chapitre 6

Conclusions générales et perspectives

6.1 Conclusions

En explorant le champ des connaissances actuelles dans le domaine des PACs industrielles à compression mécanique de vapeur fonctionnant à l'électricité, la présente thèse a su proposer une technologie innovante et efficace permettant de répondre à un besoin industriel particulièrement important aujourd'hui, qui est de produire de la chaleur à très haute température (au sens des PACs industrielles) avec un puits de chaleur à fort glissement de température.

Plusieurs démarches scientifiques ont été adoptées pour aboutir à ce résultat. La première a été de concevoir un modèle générique de PACs et de systèmes plus complexes : systèmes composés de deux PACs en série inversée ou systèmes composés d'une PAC ayant un échangeur interne. Cette généralité a été transposée aux fluides de travail, en intégrant au sein même des équations de la thermodynamique des systèmes frigorifiques, les équations d'états multi-paramétriques et semi-empiriques des fluides au sens de Backone, afin d'avoir un modèle générique précis et surtout robuste aux abords des zones critiques du fluide de travail étudié. Une fois ce travail abouti, une démarche d'optimisation tout aussi générique a été présentée afin de pouvoir déterminer à la fois la meilleure architecture possible de PAC (détermination du ou des meilleurs fluides de travail, du régime du cycle *i.e.* subcritique ou transcritique, de la complexité du système *i.e.* PAC simple, PAC avec échangeur interne ou deux PACs en série inversée) pour répondre à un besoin industriel donné. La méthode d'optimisation classique (*i.e.* par itération) s'est très vite confrontée au grand nombre de degrés de liberté qu'ont les PACs. C'est en théorisant la question de la minimisation de la production d'entropie dans les échangeurs de chaleur contre-courant qu'a pu être intégrée au modèle générique la condition du double pincement (écart minimum de température) afin de déterminer pour un fluide de travail donné le cycle thermodynamique optimal sans processus itératif.

Ce modèle générique est utilisé pour déterminer la meilleure architecture de PACs pour un procédé de séchage où le potentiel d'intégration énergétique ressenti est particulièrement important dans le contexte actuel. C'est la PAC transcritique utilisant un HFC comme fluide de travail, le R32, qui a été sélectionnée, à la suite d'une étude plus globale intégrant certaines problématiques environnementales, de sécurité et de coûts liées au PACs. Cette PAC pourrait théoriquement répondre à un besoin industriel de chaleur où la température cible à atteindre vaut 120 °C, avec une source de chaleur disponible à 50 °C, et en ayant un coefficient de performance égal à 4.

Cette nouvelle architecture de PACs a été étudiée d'un point de vue physique, en modélisant les

transferts thermiques et massiques pouvant avoir lieu dans les échangeurs de chaleur de la dite PAC. L'étude a montré qu'il était tout à fait envisageable, techniquement parlant, de concevoir ces échangeurs de chaleur (évaporateur et refroidisseur de gaz), dans les conditions opératoires de l'analyse.

La modélisation du refroidisseur de gaz d'un point de vue physique a montré que quelle que soit la corrélation utilisée pour caractériser les transferts thermiques internes par convection d'un écoulement supercritique tubulaire et horizontal, les dimensions de l'échangeur seraient les mêmes. En ce qui concerne la modélisation physique de l'évaporateur, la principale problématique s'est portée sur la modélisation des transferts thermiques et massiques ayant lieu au sein de l'évaporateur, lors de l'écoulement externe d'un air fortement chargé en vapeur d'eau se condensant aux abords de la paroi de l'échangeur. La modélisation présentée au chapitre 3, montre que les dimensions de l'échangeur ne sont pas impactées par le niveau de complexité ou de détail du modèle. En effet, en supposant dans un premier temps que le transfert de masse est dirigé par l'analogie de Reynolds (*i.e.* en fixant le nombre de Lewis égal à 1) et en supposant que la condensation de la vapeur d'eau sur les parois n'influe pas sur la chaleur sensible échangée, les résultats du modèle ont été les mêmes que lorsque la chaleur sensible échangée est caractérisée par des corrélations qui prenaient en compte le transfert de masse aux abords de la paroi externe de l'échangeur. Enfin un troisième niveau de complexité a été ajouté au second niveau, qui est de caractériser le transfert de masse par une corrélation établie par Wang, et donc en n'utilisant plus l'analogie de Reynolds, (voir chapitre 3 pour plus de détail). Ce dernier niveau de complexité n'apporte pas de réelles différences avec le modèle le plus simple, et c'est donc ce dernier qui a été utilisé pour modéliser l'évaporateur du banc d'essai.

À la suite de quoi une analyse technologique des compresseurs a été menée afin de déterminer le compresseur le plus adapté pour concevoir un démonstrateur de cette nouvelle architecture de PAC de 30 kW. L'étude ayant été concluante, un banc d'essai a été conçu permettant d'analyser les performances énergétiques de la PAC transcritique très haute température au R32 (PAC T-THT R32). Le banc d'essai a permis de valider les performances énergétiques en déterminant expérimentalement la charge optimale du système au préalable. Le COP réel de la machine dans les conditions opératoires du procédé de séchage étudié vaut 3.72. La PAC dans ces conditions atteint la température cible de 119 °C et contient 8160 grammes de R32.

Enfin, la dernière partie du chapitre 5 montre que les modèles conçus et utilisés pour concevoir le banc d'essai permettent de prédire avec suffisamment de précision le comportement global et local de la machine conçue.

6.2 Perspectives

Plusieurs points méritent d'être soulevés dans les perspectives de ce projet de recherche :

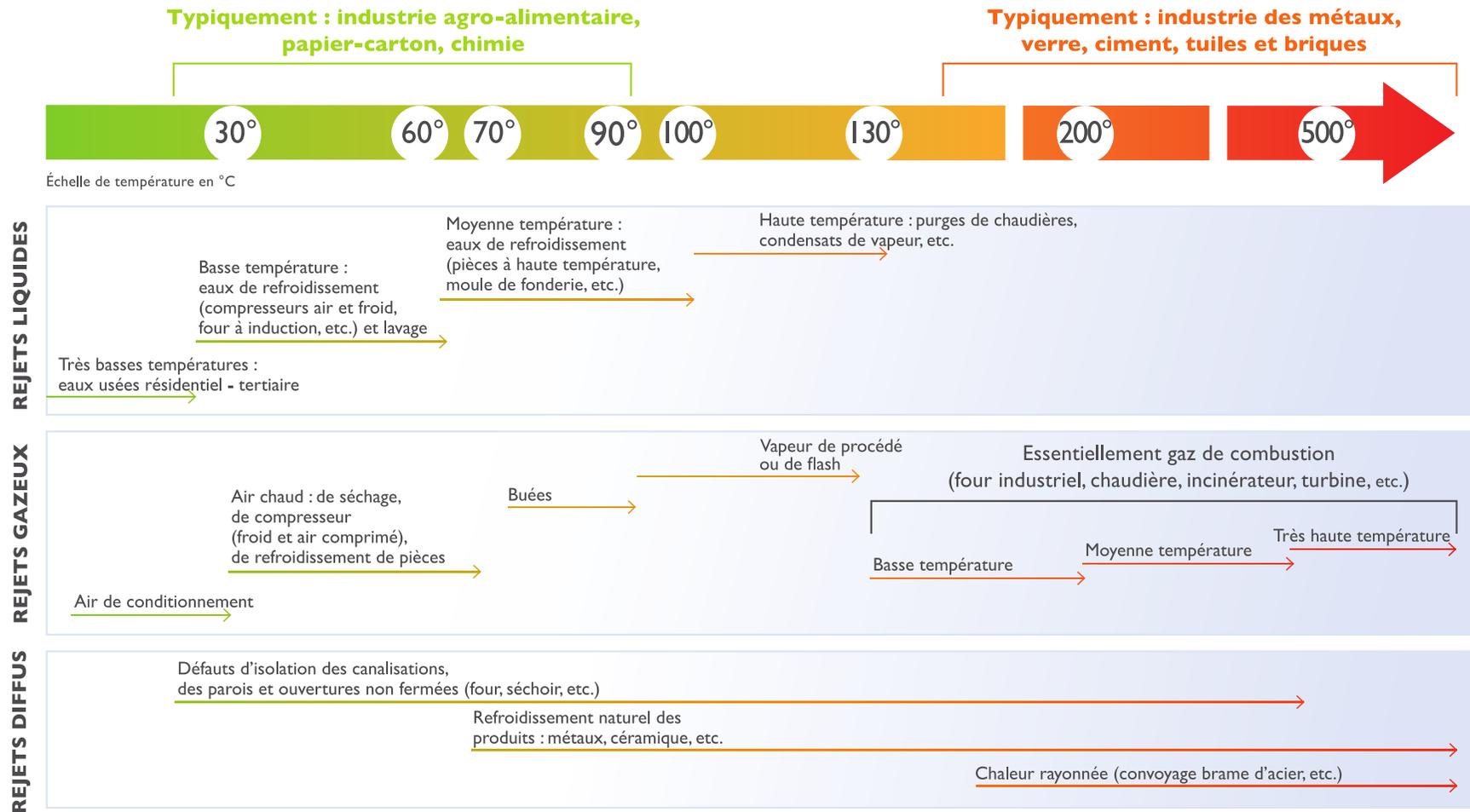
- Étudier sur du plus long terme le fonctionnement de la machine pour s'assurer que la température de refoulement n'altère pas le système précipitamment
- Développer un modèle économique pour étudier la rentabilité pour ce genre de PACs à échelle industrielle. Les modèles doivent pouvoir déterminer la corrélation entre les coûts d'investissement et les pincements atteignables aux échangeurs

- Exploiter la méthodologie présentée pour identifier des cycles intéressants de PACs pour atteindre des températures plus élevées, afin de répondre à des demandes énergétiques encore plus importantes.
- La caractérisation des transferts thermiques et des pertes de charges linéiques du R32 en écoulement tubulaire supercritique horizontal mérite d'être estimée de manière plus précise, afin d'établir une corrélation propre pour ce fluide

Annexe A

Annexes

A.1 Origines et caractéristiques des rejets thermiques par procédé industriel



Conseil en communication & publicité - L'Effet papillon - www.effetpapillon.fr

Secteurs industriels, origines et caractéristiques des rejets thermiques donnés à titre indicatif.

A.2 Méthode utilisée pour déterminer les rendements isentropique et volumétrique du compresseur pour un point de fonctionnement

CO ₂		Données de performance											50 Hz	
Type		Puissance frigorifique \dot{Q}_0 [W]						Puissance absorbée P_e [kW]						
		Température d'évaporation °C												
		15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	
HGX2/90-4 CO ₂ T	t_c °C	SOUS-CRITIQUES												
	10	Q						23600	19400	15800	12600	9760	7280	
		P						5,21	5,34	5,35	5,25	5,04	4,71	
	15	Q				30800	25800	21500	17600	14200	11200	8560	6240	
		P				5,85	6,21	6,44	6,54	6,51	6,37	6,10	5,72	5,21
	20	Q			32900	27800	23300	19300	15700	12600	9760	7330	5190	
		P			5,85	6,21	6,44	6,54	6,51	6,37	6,10	5,72	5,21	
	25	Q		34100	29100	24600	20500	16800	13600	10800	8240	6050		
		P		6,37	6,78	7,05	7,19	7,20	7,09	6,85	6,48	5,99		
	30	Q	32200	27700	23600	19900	16500	13500	10800	8400	6330			
	P	6,98	7,43	7,74	7,92	7,96	7,86	7,64	7,29	6,80				
HGX2/90-4 CO ₂ T	t_{ga} °C	TRANSCRITIQUES												
	30	p_{v2}	75	75	75	75	75	75	75	75	75			
		Q	40400	35000	30000	25500	21400	17700	14500	11600	8990	6720		
		P	6,83	7,39	7,80	8,08	8,22	8,22	8,09	7,82	7,42	6,90		
	35	p_{v2}	85	85	85	90	90	90	90	90	80			
		Q	35200	30400	26100	23300	19400	16000	12800	10100	7600	3900		
		P	8,31	8,75	9,04	9,70	9,64	9,42	9,07	8,58	7,94	7,03		
	40	p_{v2}	100	100	100	100	105	105	105	100	90			
		Q	33200	28700	24400	20600	17600	14300	11300	8560	5330			
		P	10,30	10,60	10,70	10,60	10,70	10,30	9,75	8,90	7,94			
	45	p_{v2}	110	110	115	115	115	120	115	100				
		Q	29500	25400	22500	18900	15500	12700	9800	6340				
		P	11,60	11,70	12,10	11,80	11,40	10,90	10,00	8,90				
	50	p_{v2}	125	125	130	130	130	130	115					
		Q	27500	23700	20600	17200	14000	11200	7930					
	P	13,40	13,30	13,30	12,80	12,10	11,20	10,00						

Figure A.1: Points de fonctionnement du compresseur choisi pour le banc d'essai, compresseur Gea Bock (HGX2/90-4 CO₂ T). Les données proviennent du catalogue technique Compresseurs semihermétiques pour le fluide R744

Les points de fonctionnement testés par l'équipe technique de Gea Bock sur le compresseur y sont présents et sont définis par le couple pression, température à l'aspiration et au refoulement du compresseur ainsi que leurs puissances frigorifique et électrique. Afin d'illustrer le calcul du rendement isentropique et volumétrique, les points de fonctionnement issu du catalogue technique de GEA BOCK a été intégrée à l'annexe, figure A.1 et un point de fonctionnement a été choisi et présenté sur le tableau A.1. La pression à l'aspiration a été calculée via la base de données NIST, car la température d'évaporation est connue. Et la température à l'aspiration n'est que la somme de la température d'évaporation et la surchauffe qui selon le catalogue a été fixée à 10 °C.

Tableau A.1: Point de fonctionnement du compresseur transcritique entouré en rouge sur la figure A.1

Grandeurs	Valeur
Pression [bar] – Température [°C] à l'aspiration	34.8 – 0
Pression [bar] – Température [°C] au refoulement	75 – 30
Puissance électrique [W]	8080
Puissance frigorifique [W]	25500

À partir de ces paramètres, le modèle thermodynamique présenté dans le chapitre 2 calcule les rendements isentropique et volumétrique qui ont pour valeur respective : 0.66 et 0.81.

A.3 Dimensions du refroidisseur de gaz et de l'évaporateur (Dessin Morgana)

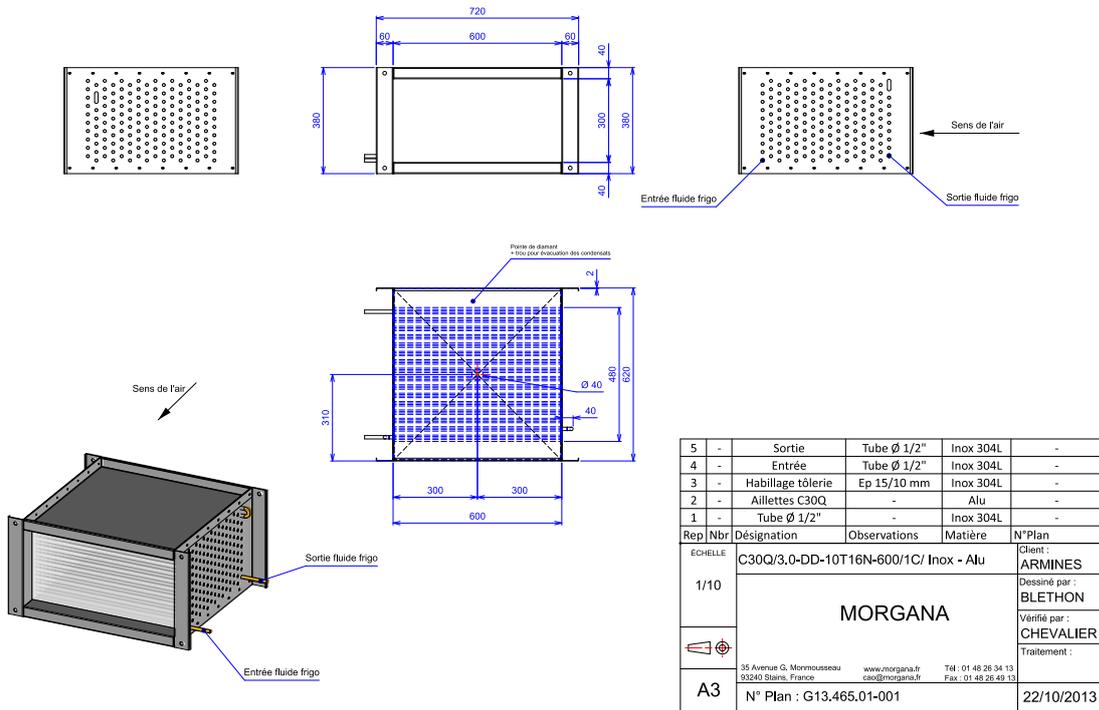


Figure A.2: Dessin 3D du refroidisseur de gaz de la PAC

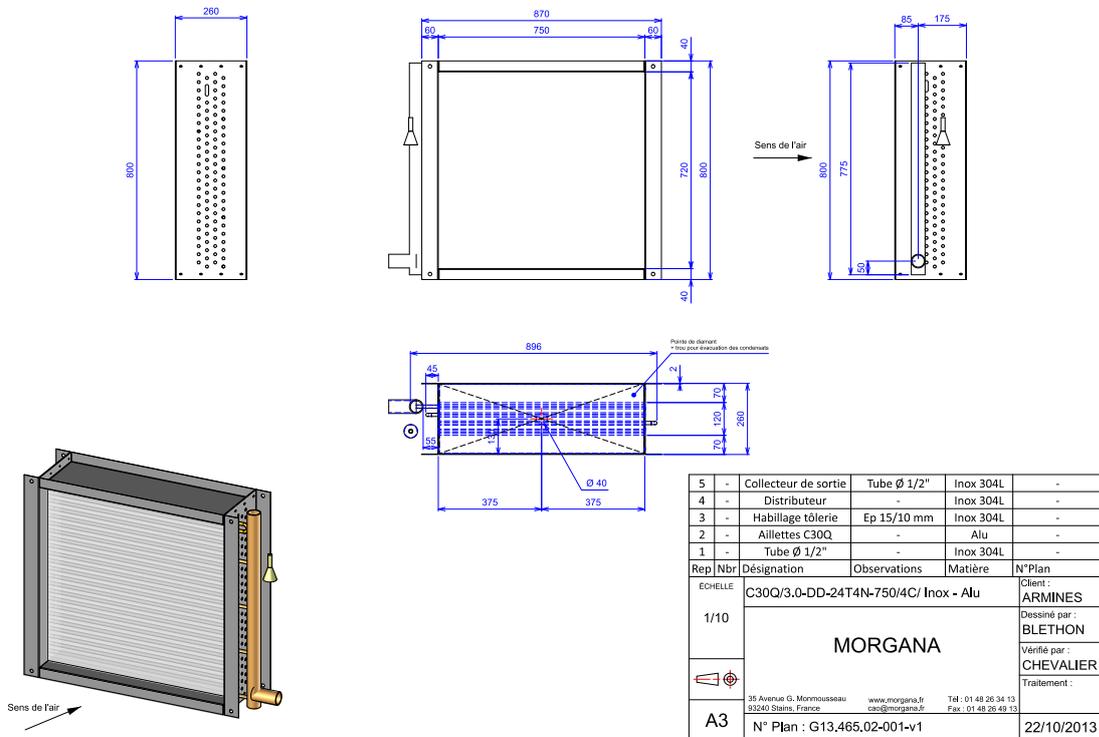
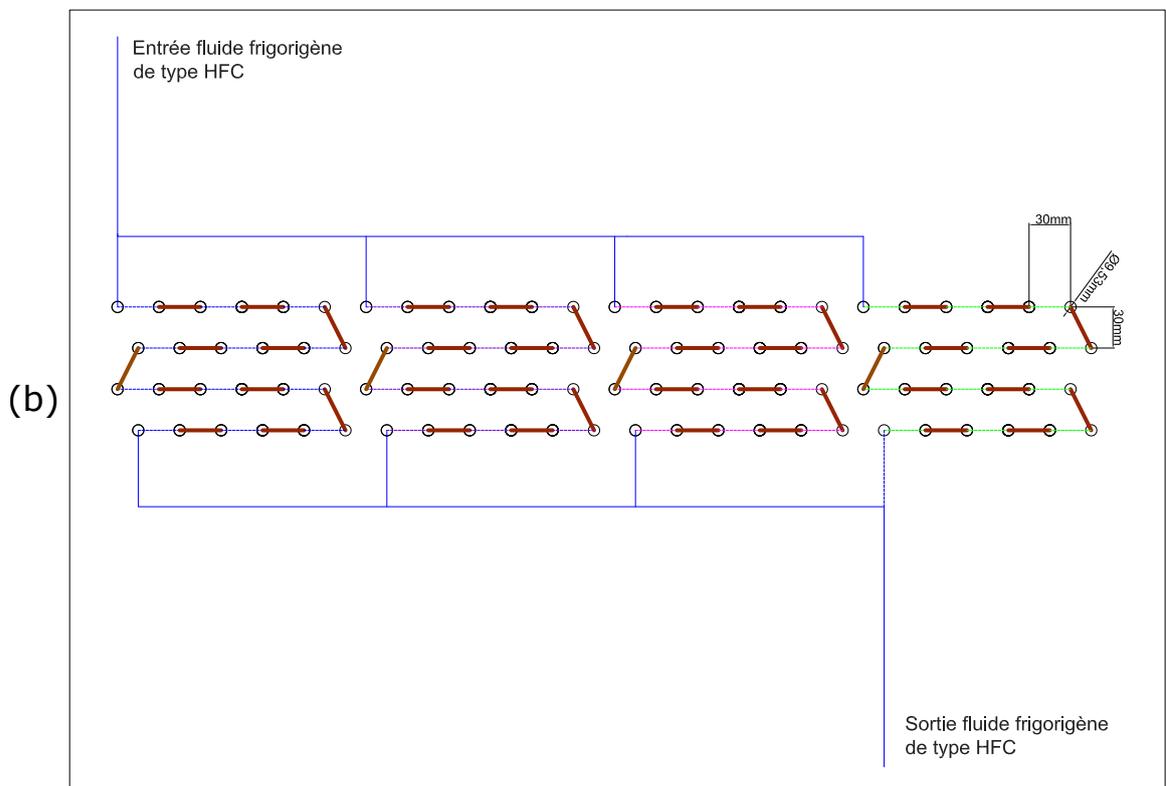
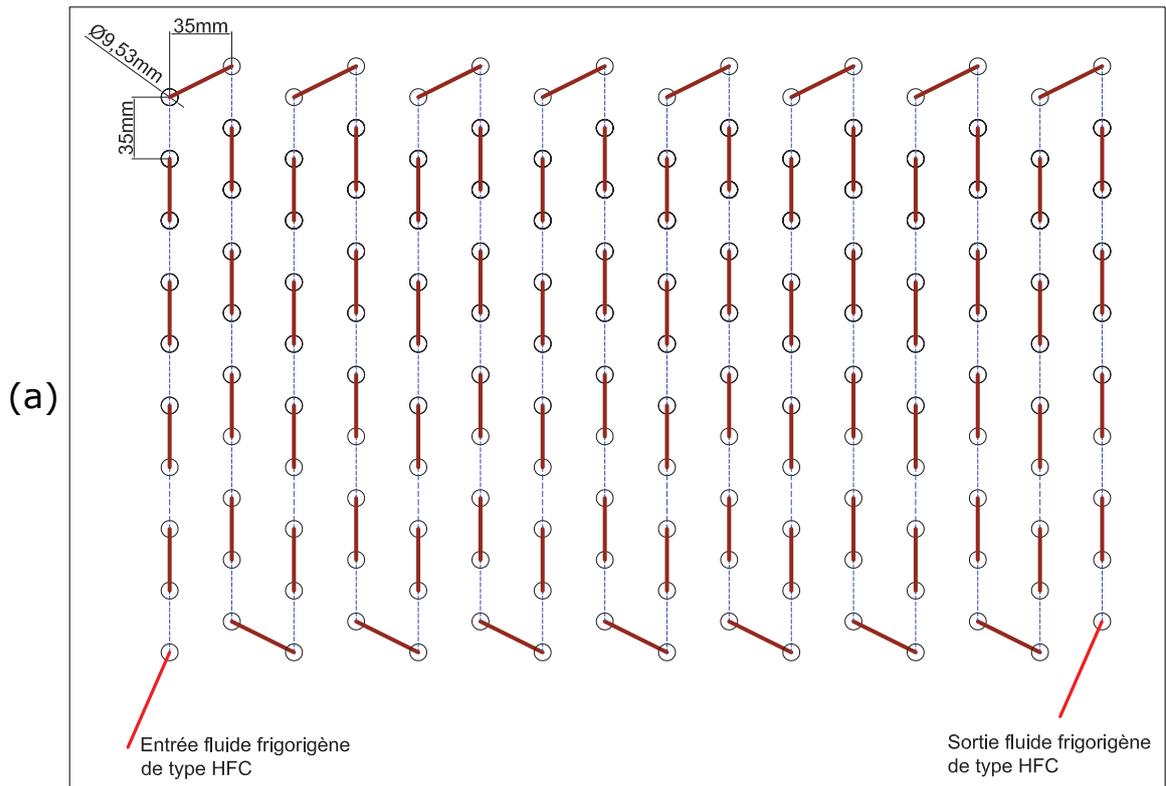


Figure A.3: Dessin 3D de l'évaporateur de la PAC

A.4 Circuits du refroidisseur de gaz (a) et de l'évaporateur (b)



A.5 Pression de vapeur saturante de l'eau à la température T

Tableau A.2: Constantes associées à la pression de saturation de la vapeur d'eau

Constantes	Valeurs
C1	-5674.5359
C2	6.3925247
C3	-0.009677843
C4	6.22116E-07
C5	2.07478E-09
C6	-9.48402E-13
C7	4.1635019
C8	-5800.2206
C9	1.3914993
C10	-0.048640239
C11	4.17648E-05
C12	-1.44521E-08
C13	6.5459673

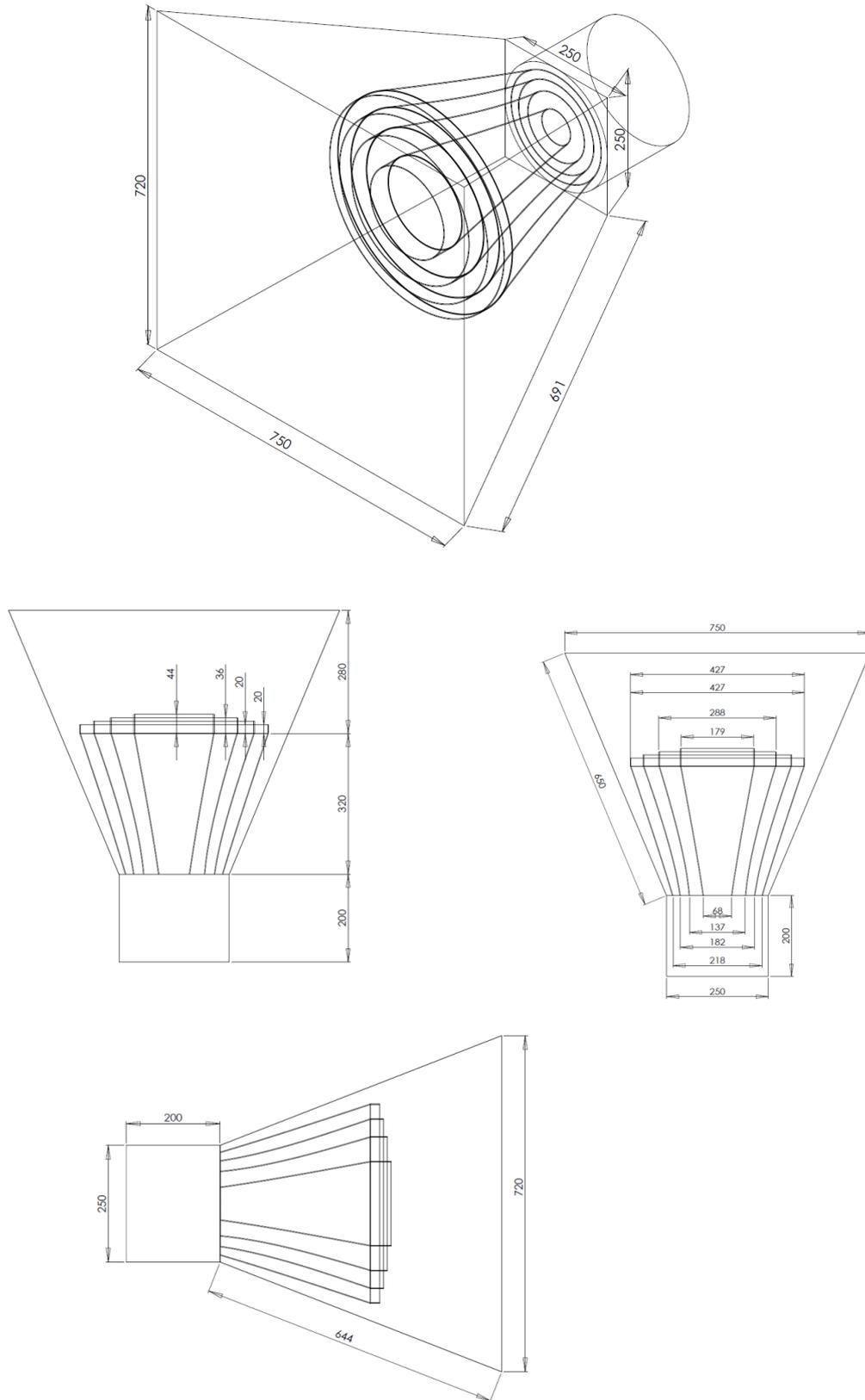
Si T est compris entre 173.15 et 273.15 alors :

$$P_{\text{svap}}(T) = \exp\left(\frac{C1}{T} + C2 + C3 \cdot T + C4 \cdot T^2 + C5 \cdot T^3 + C6 \cdot T^4 + C7 \cdot \log(T)\right) \quad (\text{A.1})$$

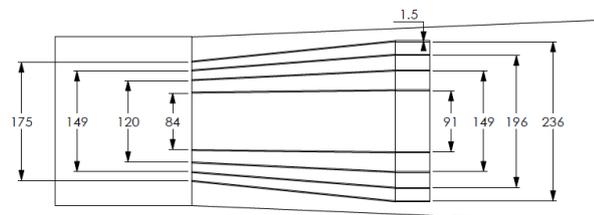
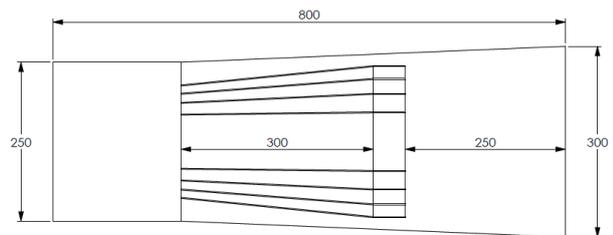
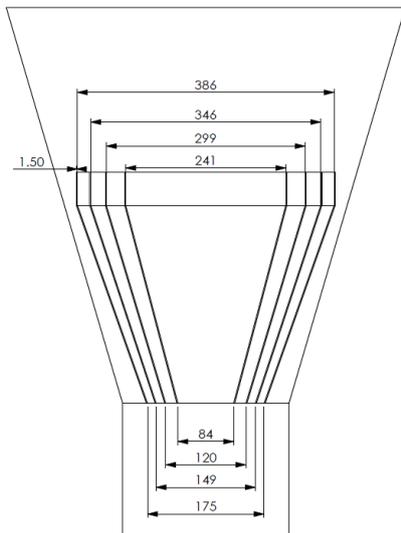
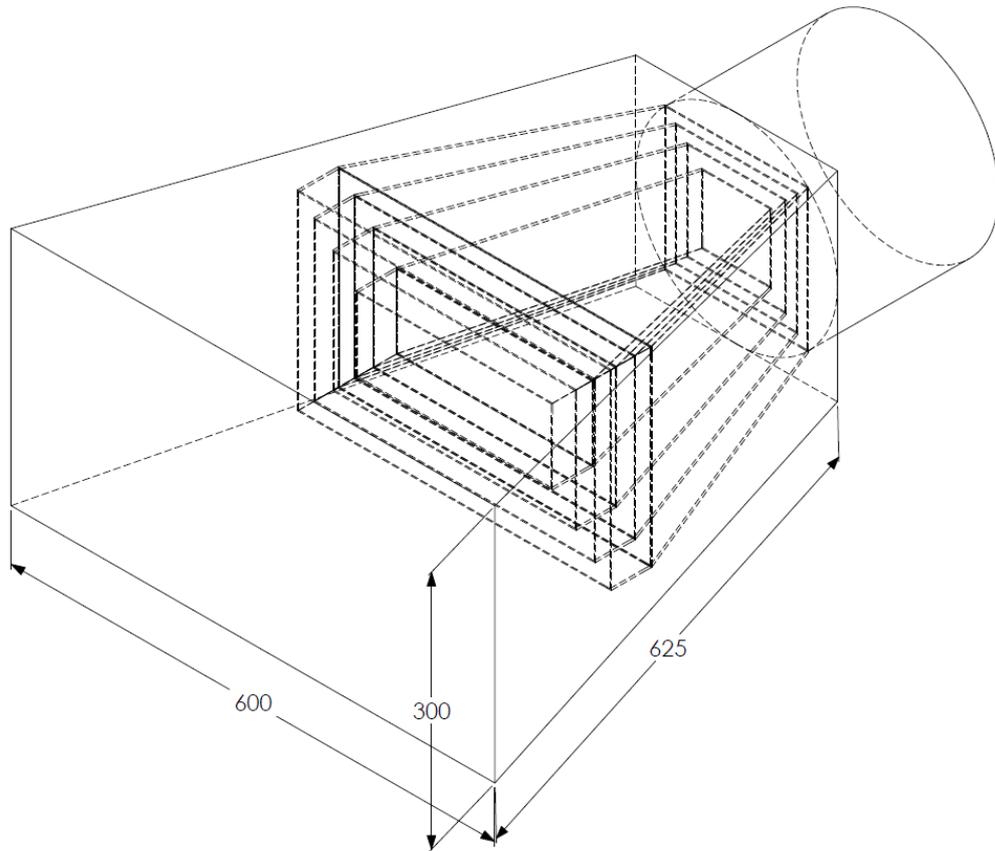
Si T est compris entre 273.15 et 473.15 :

$$P_{\text{svap}}(T) = \exp\left(\frac{C8}{T} + C9 + C10 \cdot T + C11 \cdot T^2 + C12 \cdot T^3 + C13 \cdot \log(T)\right) \quad (\text{A.2})$$

A.6 Géométrie du diffuseur d'air à l'entrée de l'évaporateur



A.7 Géométrie du diffuseur d'air à l'entrée du refroidisseur de gaz



A.8 Mise en marche de la PAC T-THT R32

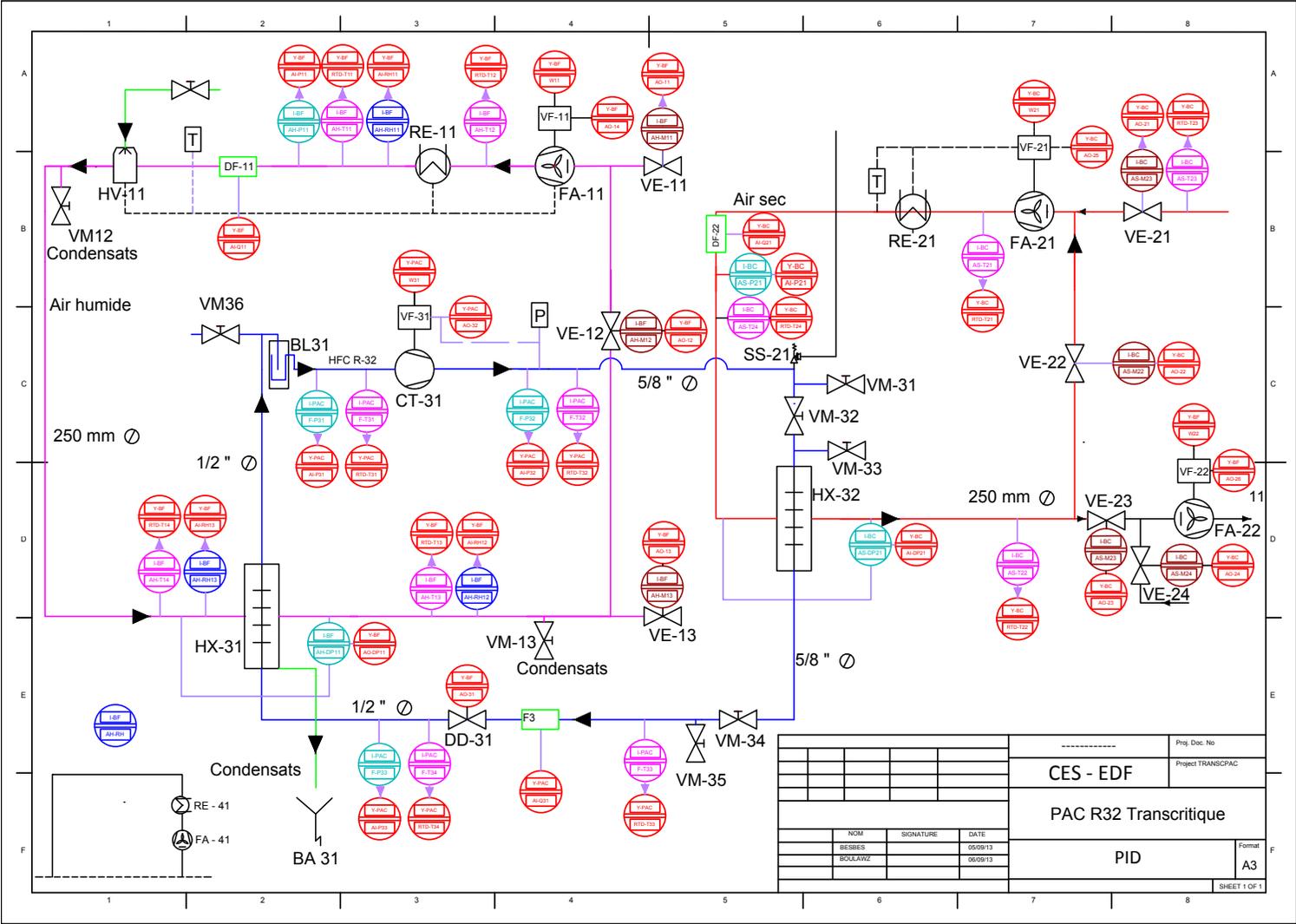
Pour une puissance à fournir de 20 kW et une température cible de 120 °C

- Vérifier que la vanne d'arrivée d'eau est ouverte
- Vérifier que le tuyau des condensats est bien à un niveau bas
- S'assurer que les résistances électriques soient mises en défaut avant le démarrage de la PAC
- Actionner le levier de mise sous tension générale, activer les résistances électriques
- Démarrer l'acquisition et régler l'acquisition à l'aide des données présentées dans le Tableau A.3, sauf le détendeur qui devra être ajusté afin d'avoir une surchauffe acceptable. Attention il convient de remplir la fenêtre associée à la PAC (Compresseur, Détendeur) en dernier
- Il est important également d'ajuster le détendeur et la puissance du compresseur de sorte que la température du fluide frigorigène en sortie de l'évaporateur soit à 40 °C précisément à plus ou moins 0.5 °C près selon la stabilité de l'hygrométrie.
- Une fois que la PAC a atteint son état d'équilibre, vérifiez que les résultats issus du modèle sont similaires aux données mesurées. Étant donné que le rendement volumétrique du compresseur n'est pas encore bien défini selon les plages de fonctionnement, il convient de se fixer une marge d'erreur sur l'ensemble de l'analyse.

Tableau A.3: Consignes BF, BC et PAC

N	BF	N	BC	N	PAC
RE11	47.4 °C	RE21	45 °C	VF22	35 %
HV11	56 %	VF21	45.30 %	VE22	49 %
VF11	44 %	VE21	35 %	DD31	24.45 %
VE11	100 %	VE23	35 %	CT31	66 %
VE12	0 %	VE24	35 %		
VE13	100 %				

A.9 P&ID du banc d'essai



			Proj. Doc. No
			Project TRANSPAC
			CES - EDF
			PAC R32 Transcritique
NOM	SIGNATURE	DATE	Format
BESSES		05/09/13	A3
BOULARDIZ		06/09/13	
			PID
			SHEET 1 OF 1

Annexe B

Liste des acronymes

ADEME L'Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie est un établissement public à caractère industriel et commercial français créé en 1991. Il est placé sous la tutelle des ministres chargés de la recherche, de l'écologie et de l'énergie. 2

ATE Acteurs en Transition Énergétique. 2

CCAC Lancée en février 2012, la Climate and Clean Air Coalition cherche à identifier des actions aux bénéfices rapides pour réduire le temps de vie des polluants dans l'atmosphère, notamment le méthane, le dioxyde de carbone et les hydrofluorocarbones. 2

COP Le coefficient de performance d'un système thermodynamique est le quotient de la chaleur produite par le travail fourni. 4

CSLF Le Carbon Sequestration Leadership Forum établi en 2003, cherche à faciliter le développement de technologies économiquement viables de stockage du dioxyde de carbone à long terme et à l'international, en finançant des projets de R&D. 2

CTMP Pâtes issues de procédés de fabrication de type mécanique sur copeaux de bois avec traitement chimique au préalable. 8

Dymola Dymola (pour Dynamic Modeling Laboratory) est un outil complet pour la modélisation et la simulation de systèmes complexes utilisés en automobile, aéronautique, robotique et autres applications. 17

F-Gas Réglementation européenne, entrée en vigueur le 4 juillet 2007. Elle est chargée de contrôler la mise sur le marché, l'utilisation et la manipulation des fluides fluorés. 21

GWP Le Potentiel de Réchauffement Global (PRG) ou *Global Warming Potential (GWP)* est un indice de comparaison associé à un gaz à effet de serre, qui quantifie sa contribution au réchauffement climatique comparativement à celle du dioxyde de carbone et cela sur une certaine période choisie. Le PRG d'un gaz est le rapport entre les effets causés par la libération en début de période d'une masse donnée de ce gaz et ceux causés par la même masse de dioxyde de carbone. Par définition, le PRG du CO₂ est toujours égal à 1. 4, 21

PERCHE Pompe à chaleur En Relève de CHaudière Existante. 2

POPE Loi n°2005-781 du 13 juillet 2005 de Programme des Orientations des Politiques Énergétiques. 2

SCWR The supercritical water reactor (SCWR) is a Generation IV reactor concept that uses supercritical water as the working fluid. 73

TMP Pâtes issues de procédés de fabrication de type mécanique sur copeaux de bois. 8

UNEP Le Programme des Nations Unies pour l'Environnement (PNUE), ou *United Nations Environment Programme (UNEP)* est un organisme dépendant de l'Organisation des Nations Unies (ONU), créé en 1972, et ayant pour but de coordonner les activités des Nations unies dans le domaine de l'environnement et assister les pays dans la mise en œuvre de politiques environnementales. 2

Pompes à chaleur industrielle transcritique très haute température récupérant la chaleur sur des buées à moyenne température

Résumé : La pompe à chaleur industrielle très haute température (PAC THT) à compression mécanique de vapeur, fonctionnant à l'électricité, figure parmi l'une des technologies innovantes les plus efficaces permettant de valoriser les rejets thermiques industriels à basse et moyenne température ($<90\text{ °C}$). Néanmoins, compte tenu des besoins industriels actuels de chaleur, les niveaux de température cible atteignable par les PACs restent trop faibles et freinent fortement son implantation. Les procédés de séchage, dans leur grande majorité, rejettent des buées ou de la vapeur d'eau à moyenne température (50 °C - 90 °C) et ont des besoins de chaleur à très haute température (110 °C - 150 °C). Le grand écart de température entre la source et le besoin de chaleur ainsi que le niveau de température du besoin, font qu'aujourd'hui envisager l'intégration d'une PAC dans ce type de procédés relève d'un défi énergétique et technologique particulièrement intéressant, dont l'enjeu économique est considérable. Les présents travaux de recherche envisagent à l'aide d'une méthodologie générique d'optimisation de cycles thermodynamiques basée sur la minimisation de la production d'entropie dans les échangeurs de chaleur de déceler les architectures de PACs les plus efficaces d'un point de vue énergétique. L'analyse théorique a permis de déceler la haute efficacité énergétique des architectures transcritiques de PACs dans des conditions de grands glissements de température entre l'entrée et la sortie du besoin de chaleur. Le développement d'un démonstrateur de PAC transcritique très haute température fonctionnant au R32 (PAC T-THT R32) a permis d'une part de démontrer la faisabilité technique d'une PAC, pouvant atteindre la température cible de 120 °C en partant de 60 °C avec une source de chaleur disponible à 50 °C , et d'autre part de démontrer sa haute efficacité énergétique ($\text{COP} \simeq 4$).

Mots clés : Optimisation de cycles thermodynamiques, Pompe à chaleur très haute température au R32, Cycle transcritique, Analyse exergétique, Intégration énergétique.

High temperature industrial transcritical heat pump recovering heat on moist air at middle temperature

Abstract : The mechanical vapour compression high temperature heat pump for industry using electricity is one of the most effective innovative technologies to recover the industrial waste heat at low and medium temperature ($<90\text{ °C}$). However, given the current industrial heat needs, the heat pump target temperature levels remain too low and slow strongly its implantation. Overwhelmingly, the drying processes reject saturated moist air at middle temperature (50 °C - 90 °C) and have heat needs at very high temperature (110 °C - 150 °C). The large temperature difference between the source and the heat need and the level off temperature that is needed, today, makes the heat pump integration in such processes an interesting energy and technological challenge, whose economic stake is considerable. The present works tackle, with a generic methodology of thermodynamic optimisation cycles based on the entropy minimization in the heat exchangers, to identify the most efficiency heat pump architectures from an energy point of view. The theoretical analysis allowed to detect the transcritical heat pump architecture, in conditions of high temperature glides between the inlet and the outlet of the heat need. The development of a transcritical high temperature heat pump demonstrator using the R32 as working fluid allowed to demonstrate the technical feasibility of a heat pump that can reach the target temperature of 120 °C from 60 °C with an available heat source at 50 °C , and to demonstrate its high energy efficiency ($\text{COP} \simeq 4$).

Keywords : Thermodynamic cycle optimization, R32 high temperature heat pump, Transcritical cycle, Exergy analysis, Energy integration.