



HAL
open science

Efficacité énergétique des thermofrigopompes

Paul Byrne

► **To cite this version:**

Paul Byrne. Efficacité énergétique des thermofrigopompes. Thermique [physics.class-ph]. Université de Rennes 1, 2020. tel-03239929

HAL Id: tel-03239929

<https://hal.science/tel-03239929>

Submitted on 28 May 2021

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

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



Ecole doctorale SPI (Sciences pour l'Ingénieur)

Mémoire
d'Habilitation à Diriger des Recherches
présenté par

Paul BYRNE

Maître de conférences – Université de Rennes 1

IUT Génie Civil Construction Durable / Laboratoire Génie Civil Génie Mécanique

Efficacité énergétique des thermofrigopompes
Energy efficiency of heat pumps for simultaneous heating and cooling

Version finale

Rapporteurs

Jocelyn BONJOUR

Professeur à l'INSA de Lyon

Vincent LEMORT

Professeur à l'Université de Liège

Nolwenn LE PIERRES

Professeur à l'Université de Savoie Mont Blanc

Autres membres du jury :

Amina MESLEM

Professeur à l'Université de Rennes 1

Pierre NEVEU

Professeur à l'Université de Perpignan Via Domitia

Thierry MARE

Maître de Conférences HDR à l'Université de Rennes 1

Soutenu le 8 juillet 2020

Remerciements

Je souhaite remercier les personnes qui ont participé de près ou de loin à ces travaux, plus précisément...

- Mes collègues de l'IUT de Rennes qui ont parfois participé à ces recherches et toujours entretenu les conditions agréables de travail dans lesquelles j'ai évolué,
- Mes mentors, Jacques Miriel et Thierry Maré, qui m'ont guidé durant ces quinze premières années de recherche,
- Les étudiants que j'ai eu la chance d'encadrer pour produire ces résultats intéressants,
- Et surtout, ma famille.

Résumé

Mes activités de recherche portent sur le fonctionnement des thermofrigopompes (TFP), machines frigorifiques par lesquelles sont valorisées simultanément les productions de froid et de chaleur. Jusqu'à présent, j'ai travaillé sur les machines frigorifiques les plus classiques, celles à compression de vapeur. La première partie de ce mémoire est la synthèse de mes travaux scientifiques qui présente l'ensemble des études menées en autonomie et avec l'aide de mes collègues, enseignants-chercheurs et techniciens, et des étudiants de licence (1), de master (9), de doctorat (2) et de post-doctorat (1) que j'ai co-encadrés. Ce mémoire me permet de faire un bilan complet des actions menées tout au long de ces années en tant que chercheur, de montrer la cohérence de ma démarche de recherche et de présenter certaines études ou analyses complémentaires aux travaux publiés dans des journaux et présentés dans des congrès.

Dans le premier chapitre de la synthèse de mes travaux scientifiques, je présente les usages des productions des thermofrigopompes sous la forme d'une analyse des besoins de différents types de bâtiments et d'une revue bibliographique des installations. Les applications des TFP que j'ai étudiées sont diverses et variées : chauffage d'ambiance, eau chaude sanitaire (ECS), eau chaude pour un procédé de dessalement, rafraîchissement d'ambiance...

J'expose ensuite les principes de fonctionnement du cycle frigorifique à compression de vapeur dans le deuxième chapitre. J'ai appliqué des moyens et des méthodes d'amélioration des performances des cycles frigorifiques et de la gestion des productions de chaleur et de froid pour satisfaire les besoins thermiques. Pour cela, j'ai mené des études paramétriques, des analyses énergétiques et exergétiques ainsi que des calculs d'impact environnemental par TEWI.

Dans chaque étude, une réflexion sur le fluide frigorigène a été menée par des études comparatives. La performance est fortement liée au fluide frigorigène qui subit un cycle thermodynamique. Les propriétés thermophysiques et autres caractéristiques des fluides frigorigènes employés dans les TFP sont présentées dans le troisième chapitre. Pour des raisons environnementales, les fluides frigorigènes naturels ont souvent été préférés dans mes différentes études. J'ai ainsi pu collecter des corrélations rencontrées dans la littérature pour le calcul des coefficients d'échange convectifs adaptées aux machines étudiées.

Le chapitre quatre résume les résultats de recherche expérimentaux et numériques obtenus au travers de mes co-encadrements et de mes autres activités. De nouvelles architectures de circuits frigorifiques ont été conçues. Des prototypes couplant chauffage-rafraîchissement, chauffage-rafraîchissement-ECS et rafraîchissement-dessalement ont été élaborés, construits et testés. Ces systèmes ont été modélisés finement à l'aide des logiciels EES [1] et TRNSYS [2], couplés à des modèles de bâtiments et soumis aux sollicitations de différents climats. Les résultats montrent que les TFP sont des systèmes généralement très performants. Toutefois, une forte simultanéité des besoins est primordiale. La production simultanée de froid et de dessalement est une piste d'étude à approfondir avec le CO₂ comme fluide frigorigène.

La synthèse de mes travaux de recherche est suivie de mon curriculum vitae détaillé.

Ce mémoire est accompagné de quatre productions complémentaires en appendices et de sept articles en annexes.

Mots clés

Thermofrigopompe, pompe à chaleur, machine frigorifique, efficacité énergétique, exergie, chauffage, rafraîchissement, eau chaude sanitaire, dessalement, production simultanée, conception, modélisation, EES, TRNSYS, simulation, prototype, essais expérimentaux, fluides frigorigènes, R407C, R134a, R1234yf, propane, CO₂

Table des matières

Remerciements.....	2
Résumé.....	3
Nomenclature.....	5
Synthèse de mes travaux scientifiques Efficacité énergétique des thermofrigopompes	7
0. Introduction.....	7
1. Applications des thermofrigopompes.....	9
1.1. Evaluation de la simultanéité des besoins en chauffage et en rafraîchissement	10
1.2. Revue bibliographique.....	15
2. Cycle thermodynamique et méthodes d'optimisation	21
2.1. Caractéristiques du cycle thermodynamique à compression de vapeur	21
2.2. Moyens et méthodes d'amélioration des performances.....	24
3. Fluides frigorigènes	30
3.1. Contraintes de sécurité	30
3.2. Contraintes environnementales.....	32
3.3. Principaux types de fluides.....	32
3.4. Comparaison des propriétés thermophysiques	39
3.5. Comparaison des performances des cycles.....	43
3.6. Bilan sur les fluides frigorigènes.....	45
4. Résultat de recherche significatifs.....	46
4.1. Amélioration de l'architecture des thermofrigopompes	46
4.2. Couplage de la production de froid et du dessalement.....	52
5. Conclusion	63
5.1. Bilan	63
5.2. Perspectives.....	64
6. Références bibliographiques	66
7. Liste des appendices.....	72
8. Liste des annexes.....	72

Nomenclature

Abréviations :

AIE	Agence Internationale de l'Énergie
AGMD	air gap membrane distillation
AR	autres revues internationales avec comité de lecture
BBC	bâtiment basse consommation
CFC	chlorofluorocarbure
CI	congrès international avec actes et comité de lecture
CISA	congrès international sans actes
CN	congrès nationaux avec actes
CNSA	communications nationales sans actes
ECBCS	Energy Conservation in Community Systems
ECS	eau chaude sanitaire
EES	Engineering Equation Solver
EF	énergie finale
EP	énergie primaire
ERP	établissement recevant du public
GES	gaz à effet de serre
HC	hydrocarbure
HCFC	hydrochlorofluorocarbure
HFC	hydrofluorocarbure
HFO	hydrofluorooléfine
MD	distillation membranaire
ME	mémoire de recherche
PAC	pompe à chaleur
RA	rapport de recherche
RE	réglementation environnementale
RI	revue internationale
RN	revue nationale avec comité de lecture
RT	réglementation thermique
TFA	acide trifluoroacétique
TFP	thermofrigopompe
TRNSYS	Transient System Simulation Software

Lettre latines :

B	besoins thermiques (kWh)
Bo	nombre d'ébullition (-)
BP	basse pression (Pa)
C	volume mort relatif (-)
COP	coefficient de performance (-)
Cp	capacité thermique massique à pression constante ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
Cv	capacité thermique massique à volume constant ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
dh	diamètre hydraulique (m)
DTLM	moyenne logarithmique de l'écart de température (K)
E	consommation d'énergie (kWh)
Ex	quantité d'exergie (J)
ex	exergie spécifique ($J.kg^{-1}$)
\dot{E}_x	puissance exergétique (W)
ExR	ratio exergétique (kg/MJ)
F	paramètre d'intensification (-)
f	friction factor (-)
g	accélération gravitationnelle ($m.s^{-2}$)
GOR	gained output ratio (-)

GWP	Global Warming Potential (kg_{CO_2} sur 100 ans)
h	enthalpie spécifique ($kJ.kg^{-1}$)
hc	coefficient de transfert convectif ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
HP	haute pression (Pa)
LIE	limite inférieure d'inflammabilité (%)
LES	limite supérieure d'inflammabilité (%)
PR	ratio de performance (kg/MJ)
PRP	potentiel de réchauffement planétaire (kg_{CO_2} sur 100 ans)
h	enthalpie ($J.kg^{-1}$)
k	coefficient polytropique (-)
L	taux de fuite annuel (%/an), longueur caractéristique (m)
M	masse molaire ($kg.mol^{-1}$)
\dot{m}	débit massique ($kg.s^{-1}$)
n	nombre d'années (ans), nombre de moles
NUT	nombre d'unités de transfert (-)
Nu	nombre de Nusselt (-)
ODP	potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (-)
P, p	pression (Pa)
Pr	nombre de Prandtl (-)
Q	quantité de chaleur (J)
q	quantité de chaleur spécifique ($J.kg^{-1}$)
\dot{Q}	puissance thermique (W)
R	constante des gaz parfaits ($J.K^{-1}.mol^{-1}$)
Re	nombre de Reynolds (-)
S	surface (m^2)
s	entropie spécifique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
sc	surchauffe (K)
SCOP	COP saisonnier (-)
SEC	consommation d'énergie spécifique (kWh/m^3)
sr	sous-refroidissement (K)
T	température (K)
t	temps (s)
TBS	taux de besoins simultanés (%)
tep	tonne équivalent pétrole (tep)
TEWI	total equivalent warming impact (kg_{CO_2})
tt	temps total (s)
U	coefficient d'échange global ($W.m^{-2}.K^{-1}$), énergie interne (J)
u	énergie interne ($J.kg^{-1}$)
V	volume (m^3)
v	volume spécifique ($m^3.kg^{-1}$), vitesse ($m.s^{-1}$)
V_b	volume balayé ($m^3.h^{-1}$)
\dot{W}	puissance mécanique (W)
w	puissance mécanique spécifique ($J.kg^{-1}$)
We	nombre de Weber (-)
x	fraction massique de vapeur (-)
Xo	paramètre de corrélation (-)
Xtt	paramètre de Lockhart-Martinelli (-)
z	altitude (m)

Lettres grecques :

α	coefficient de proportionnalité (-), taux de récupération de fluide frigorigène (%)	ecf	entrée canal froid
β	ratio d'émission de GES ($\text{kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}$)	éco	économique
γ	coefficient polytropique (-)	ECS	eau chaude sanitaire
Δ	écart	ef	eau froide
η	rendement (-)	el	électrique
μ	viscosité dynamique (Pa.s)	EV	évaporateur
μ_{io}	potentiel chimique (J.mol^{-1})	ev	évaporation
ρ	masse volumique (kg.m^{-3})	EX	expansion
σ	tension surface (N.m^{-1})	ex	exergétique
λ	conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	f	froid
Indices :		gc	gas cooler
0	état de référence	in	interne
amb	ambient	is	isentropique
aux	auxiliaires	l	liquide
b	balayé	meca	mécanique
c	chaud	nb	ébullition nucléée
cb	ébullition convective	opt	optimal
CD	condenseur	ph	physique
cd	condensation	pot	potentielle
ch	chimique	pro	procédé
cin	cinétique	s	sortie
CP	compresseur	scc	sortie canal chaud
crit	critique	scf	sortie canal froid
D	détruite	sm	sans mouvement
e	entrée	so	source
ec	eau chaude	th	thermique
ecc	entrée canal chaud	v	vapeur
		vap	vaporisation
		vol	volumétrique

Efficacité énergétique des thermofrigopompes

0. Introduction

La prise de conscience de l'impact des activités humaines sur l'environnement a toujours guidé mes activités de recherche scientifique. Les consommations d'énergie augmentent du fait de l'accroissement de la population et de l'aspiration légitime des peuples à évoluer vers un meilleur niveau de vie. Le levier d'action qui m'a été suggéré et que j'ai choisi est celui des équipements du bâtiment car ce secteur consomme à lui-seul environ 45 % de l'énergie finale en France (contre 33 % pour le transport, 19 % pour l'industrie et 3 % pour l'agriculture, chiffres de 2014) [3]. La Figure 1 montre l'évolution des exigences de consommation d'énergie primaire (EP) maximale dans la construction neuve de maisons individuelles depuis les premiers chocs pétroliers. Malgré ces mesures, le parc français de bâtiments consomme en moyenne près de 186 kWh_{EP}/(m².an) [3]. De gros efforts restent donc à faire en rénovation.

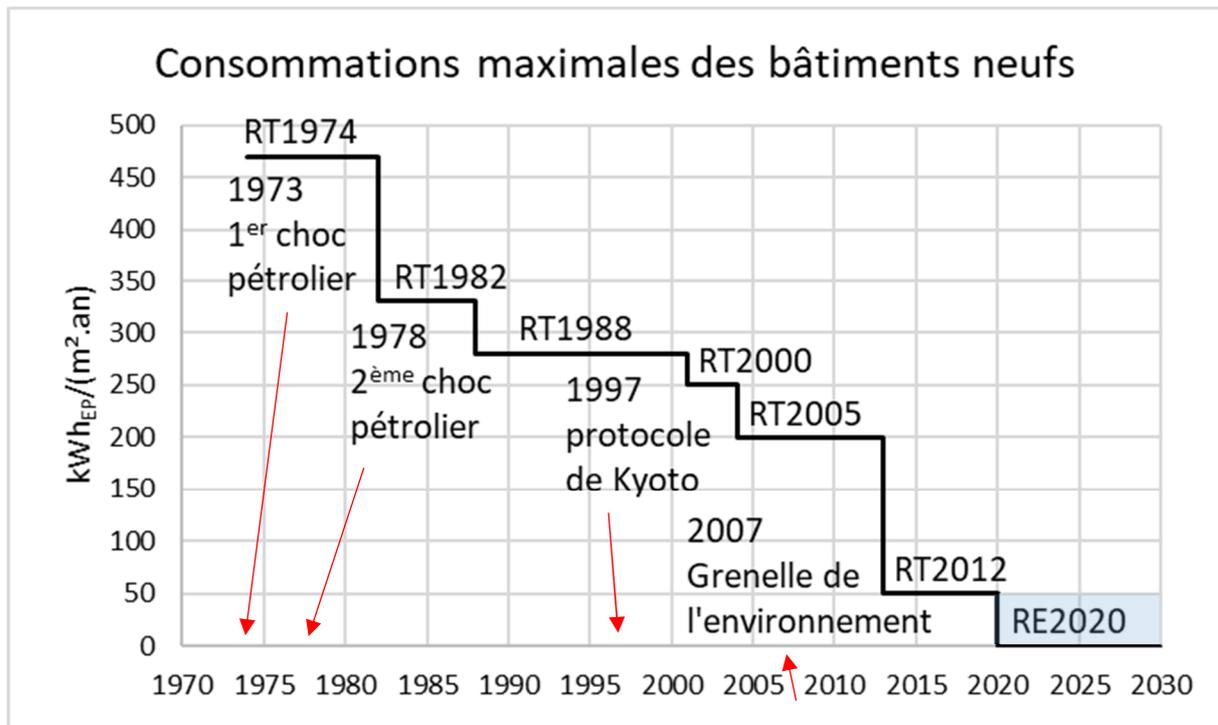


Figure 1 : Réduction des consommations maximales des bâtiments résidentiels neufs liée aux réglementations thermiques successives

Les enveloppes des bâtiments se sont améliorées grâce aux réglementations thermiques (RT) successives (RT2005, RT2012), imposant de plus en plus de performance énergétique et environnementale. La prochaine réglementation environnementale RE2020 aura un objectif réglementaire de consommation d'énergie primaire encore plus exigeant. Par conséquent, les besoins thermiques de chauffage et de rafraîchissement ont fortement diminué dans les bâtiments. La part de consommation d'eau chaude sanitaire a donc fortement augmenté au profit du développement des chauffe-eau thermodynamiques. Les équipements du bâtiment ont aussi été amenés à évoluer vers de meilleurs rendements énergétiques et de plus faibles consommations d'énergie primaire pour réduire leur impact environnemental. Grâce à un coefficient de performance intéressant, les ventes de pompes à chaleur pour le chauffage des bâtiments ont connu une forte croissance ces dernières années. L'industrie agroalimentaire, le froid commercial et la climatisation sont aussi des secteurs continuellement en demande d'évolutions techniques. Dans ce contexte, mes travaux de

recherche visent l'amélioration de la performance énergétique et environnementale des machines thermodynamiques.

Mes activités de recherche portent sur le fonctionnement des thermofrigopompes (TFP), machines frigorifiques par lesquelles sont valorisées simultanément les productions de froid et de chaleur. Ces machines sont actuellement majoritairement utilisées dans l'industrie et pour quelques unités, dans des immeubles de bureaux. En France, il existe moins d'une centaine de TFP identifiées comme telles. Mais de plus en plus d'installations de froid s'équipent de systèmes de récupération de chaleur pour produire de l'eau chaude sanitaire. Ayant une culture génie civil de par mon poste à l'IUT de Rennes, j'ai voulu développer les TFP pour satisfaire les besoins thermiques de bâtiments tertiaires, résidentiels et commerciaux. Les machines frigorifiques que j'ai étudiées sont les plus classiques, celles à compression de vapeur. Leur puissance varie entre une centaine de W et quelques dizaines de kW pour des raisons de coût et de facilité d'utilisation.

Ce mémoire d'HDR commence par la partie technique car je souhaitais pouvoir diffuser cette partie seule, sans mon CV. Mon CV peut donc être considéré comme une deuxième partie indépendante de ce rapport.

Dans le premier chapitre de ce mémoire technique, je présente les applications des TFP sous la forme d'une analyse des besoins de différents types de bâtiments suivie d'une revue bibliographique exhaustive des articles scientifiques portant sur ces installations.

J'expose ensuite les principes de fonctionnement du cycle frigorifique à compression de vapeur dans le chapitre 2 ainsi que les moyens et les méthodes d'amélioration des performances des cycles frigorifiques et de la gestion des productions de chaleur et de froid pour satisfaire les besoins thermiques.

Les fluides frigorigènes étudiés pour les TFP sont présentés dans le troisième chapitre.

Le dernier chapitre décrit les principaux résultats expérimentaux et numériques obtenus au travers des diverses actions de recherche menées avec les étudiants que j'ai encadrés.

1. Applications des thermofrigopompes

Une analyse des besoins de chauffage et de rafraîchissement est abordée dans l'annexe 48 du programme ECBCS (Energy Conservation in Community Systems) de l'Agence Internationale de l'Energie [4]. Le titre de cette annexe est "Heat Pumping and Reversible Air Conditioning". Ce document présente les bâtiments ayant des besoins simultanés ou légèrement différés de chaleur et de froid. Il détaille les solutions possibles pour satisfaire ce type de demande dans des bâtiments tertiaires et médicaux. Les applications identifiées jusqu'à présent sont :

- le chauffage d'ambiance à basse et haute température,
- le rafraîchissement d'ambiance ou la climatisation (avec contrôle de l'humidité),
- la production d'eau chaude sanitaire,
- le dessalement d'eau de mer ou d'eau saumâtre,
- le froid commercial,
- le froid industriel,
- les procédés industriels.

Le potentiel d'économie d'énergie d'une thermofrigopompe par rapport à un système de pompe à chaleur réversible dépend fortement de l'existence de besoins simultanés ou légèrement différés de production de chaleur et de froid. Le déséquilibre des productions est compensé soit par un fonctionnement sur une source gratuite, soit par un appareil auxiliaire d'appoint. Une source externe de chaleur est donc parfois nécessaire pour pallier le déséquilibre des productions vis-à-vis des demandes. Un deuxième rapport de l'annexe 48 (ECBCS AIE) recense les sources gratuites externes utilisables citées ci-dessous [5] :

- l'air extérieur,
- l'air extrait par ventilation mécanique,
- l'eau souterraine des nappes phréatiques,
- les eaux de surface,
- une boucle d'eau du bâtiment en tant que réseau interne d'équilibrage,
- les eaux usées,
- l'eau condensée provenant de tours de refroidissement,
- le sol par une boucle d'eau dans un puits géothermique ou par une détente directe de fluide frigorigène,
- des capteurs solaires,
- de la chaleur rejetée par des procédés industriels.

L'utilisation d'un système de stockage de chaleur et/ou de froid permet d'augmenter les temps de fonctionnement en mode simultané pour pouvoir satisfaire des besoins différés sur de courtes durées. La simultanéité des besoins peut s'évaluer par le calcul d'un taux de besoins simultanés (TBS), une méthode développée dans les travaux de thèse de R. Ghouali également présentée dans un article [6]. Le TBS est défini dans la section 1.1.2. La revue bibliographique qui suit recense de manière exhaustive les différentes publications sur les thermofrigopompes et décrit leurs utilisations.

1.1. Evaluation de la simultanéité des besoins en chauffage et en rafraîchissement

Cette première section présente le calcul des besoins de chaleur et de froid des quatre types de bâtiments étudiés lors de ma thèse et des thèses que j'ai co-encadrées. Le but est ici de se rendre compte à quel point ceux-ci ont des besoins thermiques simultanés. Si ces besoins simultanés sont importants, l'utilisation d'une thermofrigopompe sera intéressante pour l'utilisateur.

1.1.1. Simulation des besoins des bâtiments

Dans les travaux de thèse de R. Ghouali [6], différentes typologies de bâtiments sont simulées à l'aide du logiciel TRNSYS [2] afin d'évaluer leurs besoins de chauffage, de refroidissement et de production d'ECS. Le modèle de bâtiment multizone utilisé est le TYPE 56. Les climats océanique, méditerranéen et continental, respectivement de Rennes, Marseille et Strasbourg, ont été retenus pour comparaison. La Figure 2 présente l'évolution des températures extérieures moyennes mensuelles des trois villes. Ces trois climats sont représentatifs de trois zones climatiques identifiées dans la RT 2012, respectivement H2a, H1b et H3.

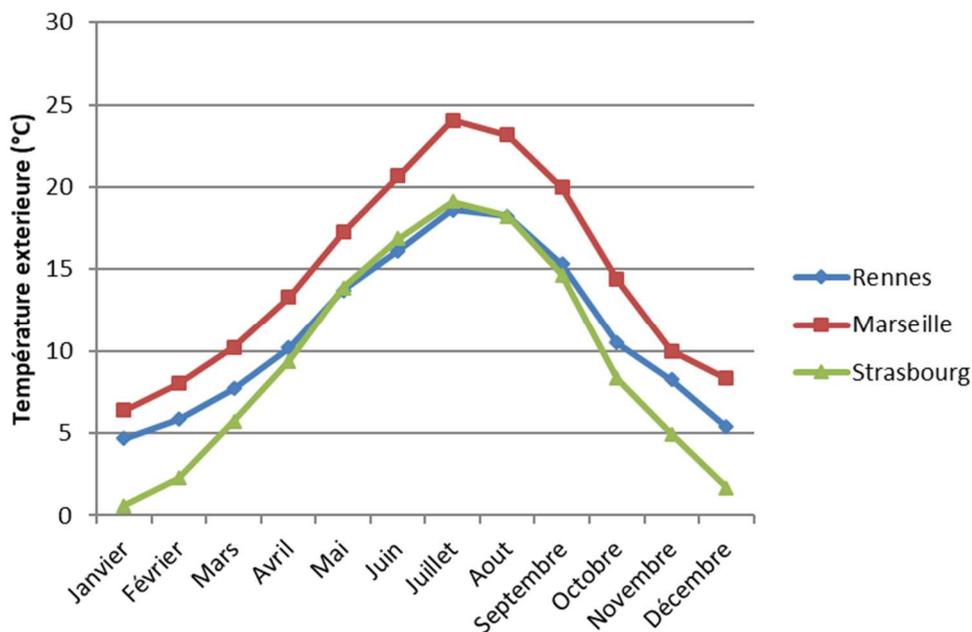


Figure 2 : Evolutions des températures moyennes mensuelles trentenaires sur l'année à Rennes, Marseille et Strasbourg

Dans mes travaux de thèse, le bâtiment type était un hôtel de 45 chambres. La Figure 3 présente une vue isométrique du bâtiment. Le rez-de-chaussée est composé d'une zone d'accueil, de bureaux, d'une salle commune et de 11 chambres. Les deux étages supérieurs comportent 18 chambres chacun.

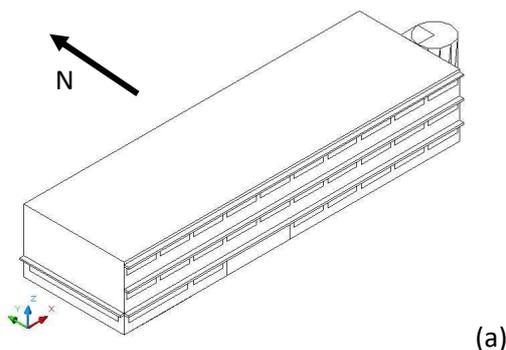


Figure 3 : Vue isométrique du bâtiment hôtel (a) modélisé

Trois types de bâtiments ont été étudiés par R. Ghouali : un bâtiment résidentiel collectif BBC (Bâtiment Basse Consommation), un magasin de distribution alimentaire, un immeuble de bureaux pour le petit tertiaire. La Figure 4 présente les différents bâtiments modélisés en 3D. La mise en communication des modules Open studio de Google Sketchup et TRNSYS3D permet de modéliser en trois dimensions les zones thermiques des bâtiments. Cette méthode facilite la saisie et le contrôle des données géométriques des bâtiments dans TRNSYS (TYPE 56). Sur les façades exposées plein sud, des objets d'ombrage (arbres, bâtiments adjacents...), représentés par des blocs violets sur la Figure 4, ont été ajoutés afin de simuler la limitation des apports solaires par des masques lointains. A partir des fichiers météorologiques, le modèle multizone calcule les besoins de chauffage et de rafraîchissement du bâtiment.

Les consignes de chauffage et de rafraîchissement sont respectivement de 19 et 24 °C. Le pas de temps de simulation est de 1 heure. Les parois extérieures ont été modélisées avec un coefficient de transfert global U de 0.112 W.m⁻².K⁻¹ (bon niveau d'isolation), pour l'hôtel (a), les bâtiments d'habitation (b) et de bureaux (c). Le coefficient U du magasin est de 0.217 W.m⁻².K⁻¹. Tous les vitrages sont de type faible émissivité avec une lame d'argon et ont un coefficient U_w de 1.5 W.m⁻².K⁻¹.

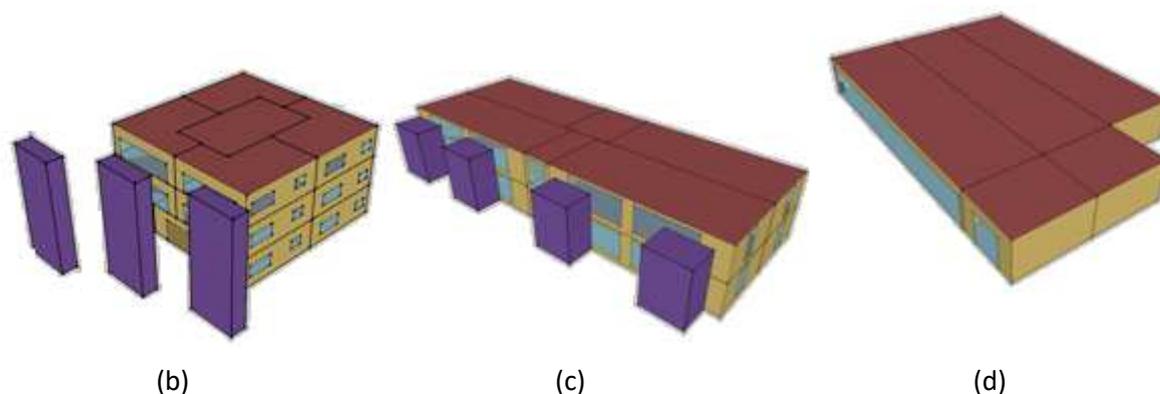


Figure 4 : Bâtiments modélisés à l'aide de Sketchup et TRNSYS3D ; (b) collectif BBC, (c) bureaux, (d) magasin

Le Tableau 1 décrit les usages des bâtiments étudiés, incluant les scénarios d'occupation et d'éclairage. L'orientation et l'utilisation définissent les zones thermiques. Une zone avec des apports internes importants (salles de serveurs) est prise en compte dans les bureaux. Cette zone nécessite un traitement impératif pour des raisons techniques ce qui génère de forts besoins de rafraîchissement tout au long de l'année. L'apport des appareils électriques est supposé constant et égal à 230 W par unité, valeur par défaut pour un PC dans TRNSYS. La plage de fonctionnement des équipements électriques est similaire aux horaires d'occupation.

Tableau 1 : Scénarios d'usages des bâtiments simulés

Type de bâtiment	Surface (m ²)	Nombre de zones thermiques	Gains			
			Occupation		Éclairage (W/m ²)	Nombre équipements électriques (P = 230 W)
			Nombre de personnes	Horaires		
(a) Hotel	1440	30	Chambres : 28 Accueil bureaux : 3	20h-7h 8h-18h	10	Accueil bureaux : 2
(b) Collectif BBC	675	15	24	6h-9h 18h-24h	5	64
(c) Bureaux	792	12	123	8h-20h	10	141
(d) Magasin	1467	5	134	8h-21h	10	9

Les besoins d'eau chaude sanitaire (ECS) sont donnés en kWh par l'équation 1 issue du guide de calcul prévisionnel des consommations d'énergie édité par AICVF (Association des Ingénieurs en Climatique, Ventilation et Froid) [7] :

$$B_{ECS} = 1,163 \cdot V_{ECS} \cdot (T_{ECS} - T_{ef}) \quad (1)$$

Avec :

- T_{ECS} : Température d'eau chaude sanitaire produite (°C)
- T_{ef} : Température moyenne d'eau froide sur la période (°C) (fonction du climat)
- V_{ECS} : Volume d'ECS consommé sur la période (m³)

Les volumes d'ECS sont estimés en litres par jour selon des estimations citées dans la littérature spécialisée :

- Hôtel : 135 litres/jour et par personne à 60°C [8]
- Collectif BBC : 40 litres/jour et par personne à 60°C [8]
- Bureaux : 5 litres/jour et par employé à 60°C [7]
- Magasin : 10 litres/jour et par employé à 45°C [8]

Par rapport à l'étude menée par R. Ghouali, des besoins de froid ont été ajoutés au modèle de magasin correspondant à la production de froid pour les meubles de vente et pour une chambre froide de conservation des denrées. A l'aide d'une étude du cabinet d'ingénierie Enertech, une estimation de ces besoins a été évaluée à une valeur de 730 kWh par jour pour une surface de 1200 m² [9]. Une fonction d'optimisation a été utilisée pour déterminer les besoins de froid qui menaient au taux de besoins simultanés maximal. Cette consommation de froid a été évaluée à 104 kWh par jour.

1.1.2. Taux de besoins simultanés

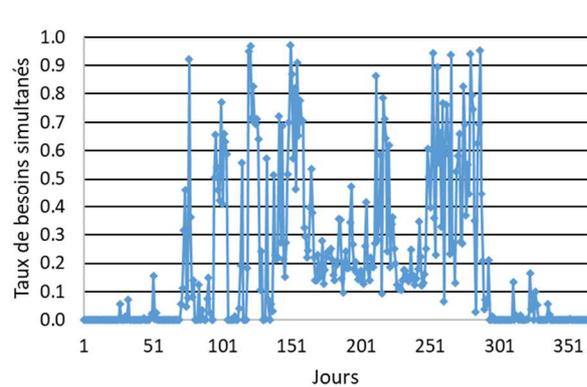
L'utilisation d'un taux de besoins simultanés en chaleur et en froid (TBS) permet de qualifier les bâtiments vis-à-vis de l'intérêt d'une thermofrigopompe (équation 2). Plus le TBS sera élevé et plus la thermofrigopompe aura tendance à solliciter un mode simultané. Ce taux est défini comme le minimum entre le rapport et son inverse des besoins de chauffage et d'ECS sur les besoins de froid cumulés sur une journée, l'hypothèse étant que des ballons de stockage permettant de contenir la production journalière sont associés à la thermofrigopompe.

$$TBS = \min \left(\frac{B_c + B_{ECS}}{B_f}, \frac{B_f}{B_c + B_{ECS}} \right) \quad (2)$$

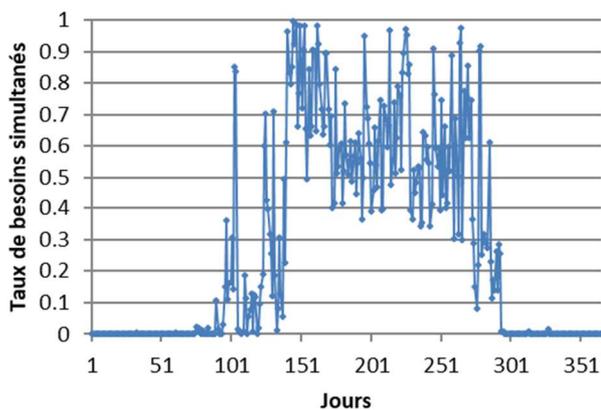
1.1.3. Résultats de simulation

Pour le climat de Rennes, les courbes du taux de besoins simultanés au cours d'une année pour les cas de l'hôtel, du bâtiment collectif d'habitation BBC, du magasin sans besoins de froid et avec des besoins de froid de 730 kWh et de 104 kWh et des bureaux sont présentées dans la Figure 5.

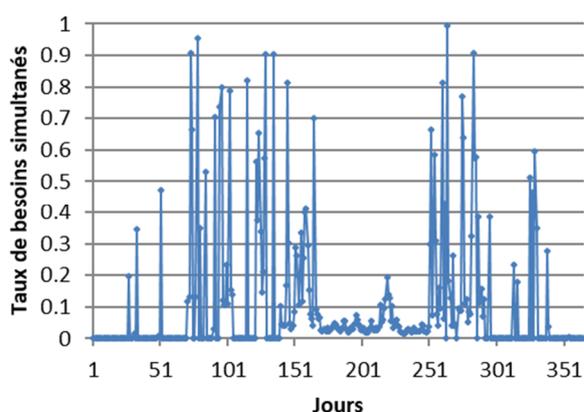
Dans l'hôtel (Figure 5a) et le bâtiment collectif d'habitation BBC (Figure 5b), les taux de besoins simultanés sont les plus importants en période estivale, lorsque les besoins en eau chaude sanitaire sont couplés aux besoins de rafraîchissement. Le bâtiment de bureaux (Figure 5c) présente davantage de besoins climatisation à cause des apports internes élevés des équipements et de la salle serveur. Le magasin (Figure 5d, 5d' et 5d'') a très peu de besoins de chauffage en été. Le TBS est très dépendant de la demande de froid. Le Tableau 2 regroupe les taux de besoins simultanés journaliers en moyenne annuelle pour le collectif BBC, le magasin et les bureaux pour des climats océanique (Rennes), méditerranéen (Marseille) et continental (Strasbourg ou Bruxelles). Le TBS maximum est obtenu pour le bâtiment collectif BBC avec le climat méditerranéen de Marseille.



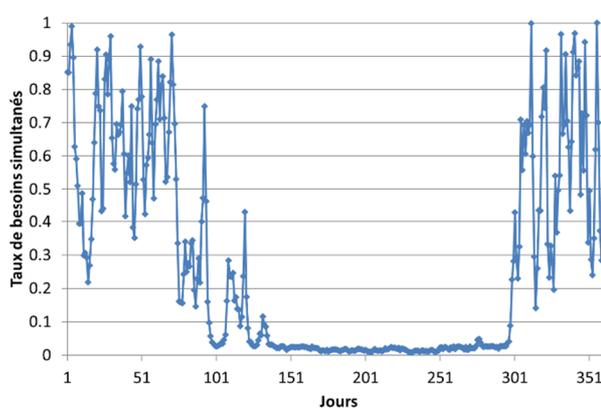
(a)



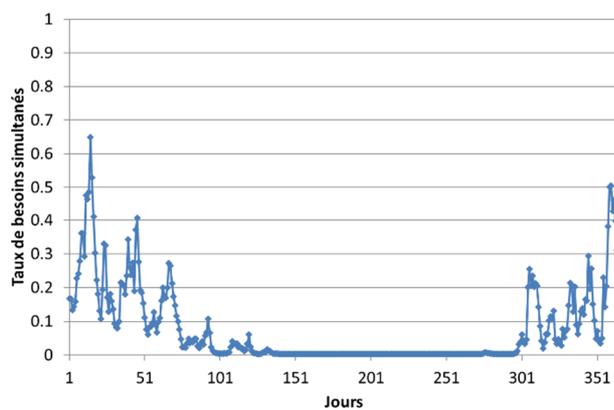
(b)



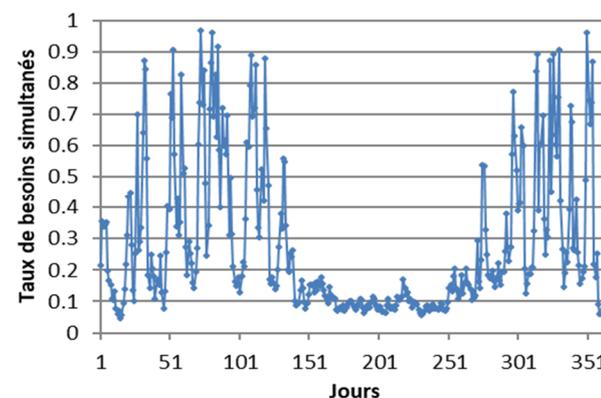
(c)



(d)



(d')



(d'')

Figure 5 : Evolution annuelle du taux de besoins simultanés ; (a) hôtel, (b) collectif BBC, (c) bureaux, (d) magasin sans inclure les besoins de froid commercial, (d') avec besoins de 730 kWh/jour, (d'') 104 kWh/jour

Tableau 2 : Taux de besoins simultanés journaliers moyens

Climat	Hôtel	Collectif BBC	Bureaux	Magasin	Magasin 730 kWh froid commercial	Magasin 104 kWh froid commercial
Océanique	18,97%	28,00%	28,17%	10,17%	7,64%	26,82%
Continental	15,31%*	22,50%	22,57%	6,86%	5,15%	18,09%
Méditerranéen	20,47%	30,52%	24,37%	10,26%	7,71%	27,06%

*Climat de Bruxelles

1.1.4. Remarques générales

Tendance à l'hybridation des systèmes

Les systèmes multi-énergies se développent de plus en plus dans un souci d'efficacité énergétique du fait de la raréfaction des ressources. Les instances telles que l'AIE le préconisent par l'annexe 48 de l'ECBCS. La récupération de chaleur dans l'industrie du froid se développe énormément actuellement.

Choix d'une TFP et dimensionnement grâce au TBS

Dans les applications possibles des thermofrigopompes présentées ci-dessus, le taux de besoins simultanés se situe entre 15 et 30 %. Cette valeur peut être atteinte grâce à un dimensionnement des thermofrigopompes sur ce critère. En effet, pour l'exemple du magasin, lorsque les besoins de froid commercial augmentent largement au-dessus des besoins de chauffage, le TBS chute fortement. Dans le cas des forts besoins à 730 kWh, une thermofrigopompe pourrait assurer 104 kWh de froid par jour et serait complétée par un groupe froid pour le reste des besoins.

Importance de la taille des ballons

Des simulations complémentaires ont prouvé qu'un temps d'intégration des besoins sur une période plus courte qu'une journée, ce qui correspondrait à un sous-dimensionnement du système de stockage ou pas de stockage du tout, mènerait à une baisse importante de la simultanéité des besoins thermiques. Les ballons doivent être dimensionnés pour couvrir les besoins d'une journée au minimum.

Besoins simultanés de rafraîchissement et de dessalement

L'article en annexe 1 de ce rapport [10] met en évidence la simultanéité des besoins de climatisation et d'eau douce. La Figure 6 est tirée de cette publication. Elle met en parallèle l'augmentation de température due au changement climatique entre 1901 et 2012, les degrés-jours de froid calculés d'après les données météorologiques trentenaires du logiciel TRNSYS et la baisse de précipitation par habitant entre 1951 et 2010 dans 5 villes du monde. L'augmentation de la population a été prise en compte dans le calcul. La baisse de précipitation est considérée comme étant potentiellement une hausse de la production d'eau douce par dessalement. Ce graphique montre que, dans les zones où la somme des degrés-jours de froid est élevée, la baisse de précipitation en 60 ans a été plus forte que la valeur moyenne pour les cinq villes, représentée par le niveau 1 sur l'axe des ordonnées. On peut ainsi détecter un potentiel de besoins simultanés importants pour des thermofrigopompes de froid et de dessalement avec récupération de chaleur gratuite au condenseur.

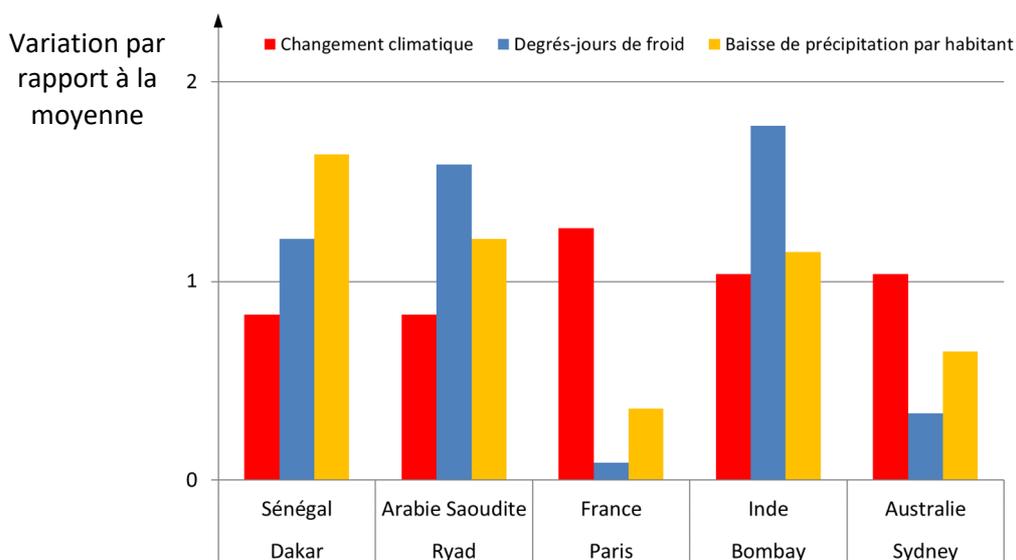


Figure 6 : Relation entre les valeurs relatives de réchauffement climatique, les degrés-jours de rafraîchissement et la baisse de précipitation ramenée au nombre d'habitants

1.2. Revue bibliographique

1.2.1. Articles scientifiques

La plus ancienne publication que j'ai trouvée portant sur les thermofrigopompes date de 1964. La centrale thermodynamique de la maison de l'ORTF est une des premières réalisations de thermofrigopompe à échangeur d'équilibrage sur air. Ce bâtiment à faible inertie est chauffé ou refroidi suivant les zones par des plafonds radiants [11].

Le travail théorique de Le Goff [12] présente une méthode d'optimisation d'un système en fonction du rendement exergetique et d'un facteur de performance économique ou écologique. Des indicateurs spécifiques de performance sont donc employés afin de mieux évaluer les améliorations apportées par les TFP.

Lecrivain et al. [13] présentent les performances d'une thermofrigopompe qui produit de l'eau chaude à 95°C et de l'eau glacée pour l'industrie agroalimentaire. La machine est composée de deux circuits frigorifiques en cascade. L'étage de production d'eau chaude est au R114 et celui de production d'eau froide fonctionne au R22. Un sous-refroidisseur sur l'étage R114 et un condenseur à air d'équilibrage sur le circuit R22 ont été ajoutés afin d'augmenter les performances et d'apporter plus de souplesse dans le fonctionnement. Cette solution a permis d'économiser annuellement 36 tep (tonnes équivalent pétrole) par rapport à une solution associant un groupe frigorifique et une chaudière au gaz naturel.

Ghosh et al. [14] ont quantifié les avantages économiques dans l'introduction de systèmes de production simultanée de chaleur et de froid en industrie. Ils présentent un temps de retour sur investissement qui dépend du coût d'investissement, des économies annuelles réalisées grâce à la production simultanée et du capital annuel fixe. Ils ont constaté que pour des coûts d'électricité en Inde, une pompe à chaleur avec production simultanée a un temps de retour sur investissement inférieur à 18 mois.

Des économies d'énergie sont ainsi réalisées grâce à l'utilisation de ce type de matériel frigorifique connecté à des planchers ou à des plafonds radiants, des centrales de traitement d'air et des ventilo-convecteurs. En France, plusieurs réalisations de thermofrigopompes avec équilibrage sur nappe phréatique existent dans des bâtiments publics et industriels tels que la CAF de Lyon (600 kW chaud et 600 kW froid) [15] [16], l'immeuble Le Brabant à Paris, loué par le Ministère de la Justice (deux groupes de 180 et 460 kW froid) [17], le siège social de la société Havas à Suresnes dans les Hauts-de-Seine (trois groupes de 600, 750 et 100 kW froid) [18] ou encore le siège mondial d'Infogrames à Lyon (3 groupes pour une puissance totale de 1500 kW électrique) [19].

Les bâtiments de l'industrie informatique et alimentaire ont de forts besoins de chauffage et de rafraîchissement dans leurs procédés de fabrication. L'usine IBM de Corbeil est équipée d'une thermofrigopompe avec deux circuits en cascade pour des puissances de 1880 kW chaud et 1770 kW froid [20]. White et al. présentent l'étude du point de vue technico-économique et environnemental d'une installation au CO₂ de réfrigération et de production d'eau chaude pour l'industrie agroalimentaire de 115 kW chaud [21].

L'Infirmierie protestante de Caluire (Rhône) est équipé d'un système de chauffage et de rafraîchissement par thermofrigopompe connecté à une centrale de traitement d'air et à des ventilo-convecteurs utilisés pour le chauffage uniquement. La thermofrigopompe est assistée de deux pompes à chaleur réversibles air-eau pouvant travailler sur la même boucle d'eau ou sur des boucles d'eau différentes. 56% des besoins de chauffage ont ainsi pu être couverts par la récupération d'énergie sur la boucle d'eau froide [22]. Une école de musique à Biarritz (300 kW froid et 400 kW chaud) [23] fonctionne avec une thermofrigopompe de marque Rhoss brevetée sous le nom d'Exergy.

Une installation de traitement d'air et de production d'eau chaude sanitaire est proposée par Gong et al. [24]. Un prototype de 7 kW de puissance nominale froid a été réalisé. Les deux échangeurs à eau (de production d'ECS) et à air (d'équilibrage) sont disposés en série. Le prototype a été testé dans différents climats et le coefficient de performance atteint est de 6. Faisant suite à cette étude, une installation frigorifique au R22 d'une puissance de 1750 kW a été modifiée afin de produire en simultané de l'ECS et de

l'eau glacée [25]. Un échangeur de rejet de chaleur sur air extérieur est disposé en série avec le condenseur à eau de production d'eau chaude sanitaire.

Une étude expérimentale et numérique est présentée dans les publications de Sarkar et al. [26] [27] [28]. Il a développé une thermofrigopompe au CO₂ dont tous les composants du prototype sont en acier inoxydable. Les auteurs ont utilisé un compresseur Dorin d'une puissance nominale de 2,5 kW à 2900 tr/mn. L'évaporateur et le refroidisseur de gaz sont des échangeurs à contre-courant coaxiaux. Un modèle développé à partir de leurs données expérimentales calcule les performances énergétiques et exergetiques de la TFP.

Fatouh et Elgendy [29] ont développé un prototype de PAC eau/eau au R134a. Cet équipement peut fonctionner dans les modes chauffage, rafraîchissement ou simultané. Le coefficient de performance en mode simultané est défini comme le rapport de la somme des puissances utiles sur la puissance électrique absorbée.

Agrawal et Bhattacharyya [30] ont mené une étude sur l'application simultanée de chauffage et de refroidissement avec une pompe à chaleur fonctionnant au CO₂. Ils ont montré qu'il existait une charge optimale pour laquelle le système donne le meilleur COP.

Liu [31] a analysé en 2013 la performance d'une pompe à chaleur multifonctions en mode de chauffage en utilisant un évaporateur à air et un évaporateur à eau. Les deux évaporateurs sont soit séparés et soit combinés en parallèle ou en série. Il a conclu que le système avec les deux évaporateurs en parallèle présente la meilleure performance (COP froid supérieur à 5 dans toutes les configurations) dans les deux modes (mode chauffage des locaux et mode chauffage des locaux plus production d'eau chaude), par rapport aux autres systèmes. En 2014, Liu et al. ont publié une nouvelle étude sur une TFP ayant deux sources d'équilibrage, les eaux grises et l'air extérieur [32]. Ils obtiennent un COP chaud entre 4,8 et 5,8 suivant les conditions de fonctionnement.

Kang [33], Joo [34] et Jung [35] ont travaillé sur le même projet de thermofrigopompe pour le chauffage et le rafraîchissement en faisant varier les conditions de fonctionnement avec des charges partielles et en utilisant des méthodes d'optimisation. Leur prototype de 8 kW froid a atteint un COP maximal de 7,69. Fricker et Zoughaib ont étudié des solutions flexibles de production simultanée de chaleur et de froid par des combinaisons de pompes à chaleur [36]. De meilleures performances ont été obtenues, notamment dans la minimisation des surproductions de chaleur à haute exergie. La flexibilité est ici aussi réalisée par un compresseur et un ventilateur à vitesses variables.

Plus récemment, de nouvelles études ont montré la diversité des sources et des applications. Liu et al. ont évalué l'amélioration de la performance énergétique de thermofrigopompes dans sept procédés de l'industrie agroalimentaire [37] [38]. Ces TFP fonctionnant soit à l'ammoniac (NH₃) soit au CO₂ disposaient selon les configurations de cycles biétagés, d'échangeurs internes liquide/vapeur ou encore de multiples condenseurs. Shin et al. ont développé un modèle de simulation d'un système de thermofrigopompe utilisant de multiples sources : eau chaude de chauffage, eau chaude sanitaire, eau froide de rafraîchissement, puits géothermique et eaux usées [39]. Les data-centers sont d'autres bâtiments ayant une forte demande simultanée en chauffage et en rafraîchissement. Deymi-Dashtebayaz et al. présentent un système découplé dans les cycles de production de chaleur et de froid, mais couplé dans les sources et puits de chaleur pour ce genre d'applications avec de forts potentiels d'économies d'énergie [40].

Le chauffage et le rafraîchissement simultanés peuvent être réalisés par des pompes à chaleur à sorption soit par absorption dans un liquide en mouvement décrivant un cycle soit par adsorption dans un matériau solide. En 1987, Best et al. définissent l'interaction entre les températures chaude et froide du cycle [41]. Zheng et al. montrent qu'une machine à absorption assistée par des capteurs solaires permet de réaliser d'importantes économies d'énergie primaire [42]. Cette technologie de pompes à chaleur n'est pas dans le cadre de mes recherches qui se sont focalisées sur les machines thermodynamiques à compression de vapeur, plus classiques et donc plus répandues.

Peu d'études existent sur des machines frigorifiques couplées à des systèmes de dessalement. Amin et Hawlader [43] et Attia [44] font exception. Les premiers ont étudié l'influence de la vitesse du compresseur sur la performance d'un système de dessalement utilisant une pompe à chaleur au R134a assistée d'un système solaire. Attia a travaillé sur le dessalement par cristallisation. Le froid produit pour réaliser la cristallisation d'eau de mer étant ensuite utilisé pour une autre application.

Enfin, à plus grande échelle, une autre application dans la production combinée de chaleur, de froid et de travail mécanique a été étudiée par Liu et al. [45] et Mohammadi et Powell [46]. Les cycles thermodynamiques diffèrent des cycles à compression de vapeur car ils sont généralement moteurs et incluant une détente dans un expandeur. Le dioxyde de carbone est un fluide disposant de propriétés thermophysiques privilégiées pour ce genre de fonctionnement. Du fait de sa faible température au point critique, de fortes différences de pression sont constatées sur le cycle et donc un travail mécanique élevé peut être obtenu à la détente.

D'après la revue bibliographique des articles scientifiques, les thermofrigopompes sont des installations de chauffage, de production d'ECS et de rafraîchissement généralement uniques, conçues pour une application spécifique et de forte puissance, utilisées dans des bâtiments de grande surface ou dans des procédés industriels ciblés. Toutes les études parcourues dans cette revue bibliographique concluent à une amélioration de performances en comparaison avec des systèmes ne produisant qu'une seule énergie. Cependant, les TFP sont par essence plus complexes. C'est cette complexité qui explique qu'elles ne se soient pas encore démocratisées. Plus de composants doivent être connectés et contrôlés. Toutes disposent d'un système de régulation par automate pour gérer les différents modes de fonctionnement et les températures ou les débits des fluides sources. Les sources gratuites d'équilibrage sont plus généralement l'air extérieur, un puits géothermique, une boucle d'eau ou des eaux grises. Des optimisations sur les cycles frigorifiques avec récupération de l'énergie de sous-refroidissement ont été menées. Un tableau récapitulatif des 22 publications scientifiques sur les thermofrigopompes rencontrées dans la littérature scientifique est disponible dans la publication [47] en annexe 2 de ce rapport.

1.2.2. Brevets

Le premier brevet qui s'approche le plus d'un schéma de thermofrigopompe est recensé en 1952 (Zimmerman US2581744). L'inventeur note que ce système est adapté aux climats extrêmes nord-américains. Cette configuration comporte deux échangeurs fluide frigorigène/eau et un échangeur d'équilibrage sur air. Un des échangeurs à eau est relié à une conduite enterrée sous terre pour basculer en PAC eau/eau lors des périodes de froid extrême afin d'éviter une prise en givre sévère sur l'échangeur à air. Ce dispositif permet de s'affranchir d'un système de dégivrage et d'augmenter ainsi les performances de la machine. Dans ce brevet on ne relève aucune mention claire d'une production simultanée de chaleur et de froid. Néanmoins, c'est ce que permet le schéma frigorifique du système.

Un brevet qui décrit le fonctionnement d'une pompe à chaleur adaptée pour une production simultanée est déposé par Harnish pour le compte de la société Westinghouse Electric Corporation (US3264839) en 1966 (Figure 7). Cette pompe à chaleur est la combinaison d'une PAC eau/eau et d'une PAC air/eau. L'échangeur à air fonctionne soit en évaporateur en série avec l'évaporateur à eau lorsque les besoins de chaleur sont supérieurs aux besoins de froid ou en condenseur (en plus de l'échangeur à eau) lorsque les besoins de froid sont supérieurs. Le fluide frigorigène sort en mélange liquide vapeur de l'évaporateur à eau. Ce mélange est déversé dans une bouteille tampon. Les vapeurs sont aspirées par le compresseur alors que le liquide en bas de la bouteille est réinjecté à l'aide d'une pompe (après détente) dans l'échangeur sur air.

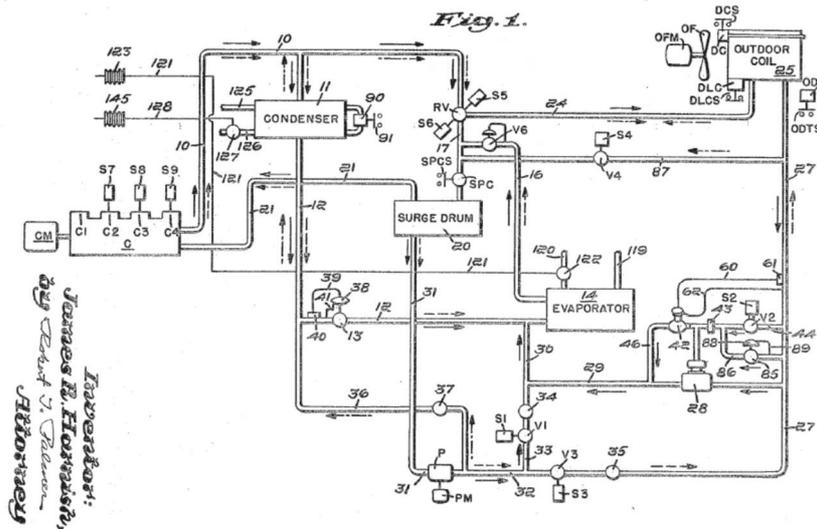


Figure 7 : Schéma de principe du brevet de Westinghouse Electric Corporation (US3264839)

Un schéma de pompe à chaleur destiné au chauffage (ou rafraîchissement) et production simultanée d'eau chaude sanitaire (ECS) est présenté dans le brevet de Mitsubishi Denki Kabushiki Kaisha (US4592206) en 1986 (Figure 8). On remarque dans cette configuration l'existence de trois types d'échangeurs : deux échangeurs sur air intérieur, un échangeur sur air extérieur et un échangeur en serpentin de production d'eau chaude sanitaire. Une vanne trois-voies en sortie de compresseur distribue les vapeurs, en fonction du mode, à l'échangeur de production d'eau chaude sanitaire ou à une vanne quatre-voies. La combinaison des deux vannes permet le basculement entre les différents modes de fonctionnement. On distingue quatre modes de fonctionnement : le mode chauffage seul (condensation dans les échangeurs internes et évaporation dans l'échangeur à air externe), le mode chauffage et production d'ECS (condensation dans les échangeurs internes ainsi que le serpentin et évaporation dans l'échangeur à air externe), le mode rafraîchissement seul (condensation dans l'échangeur à air externe et évaporation dans les échangeurs internes) et le mode rafraîchissement et production d'ECS (condensation dans le serpentin et évaporation dans les échangeurs internes). En mode production d'eau chaude sanitaire et chauffage, les échangeurs internes et l'échangeur d'ECS sont soit alimentés en parallèle soit de manière alternative avec basculement suivant la température dans la pièce, en mode chauffage seul ou production d'ECS seule.

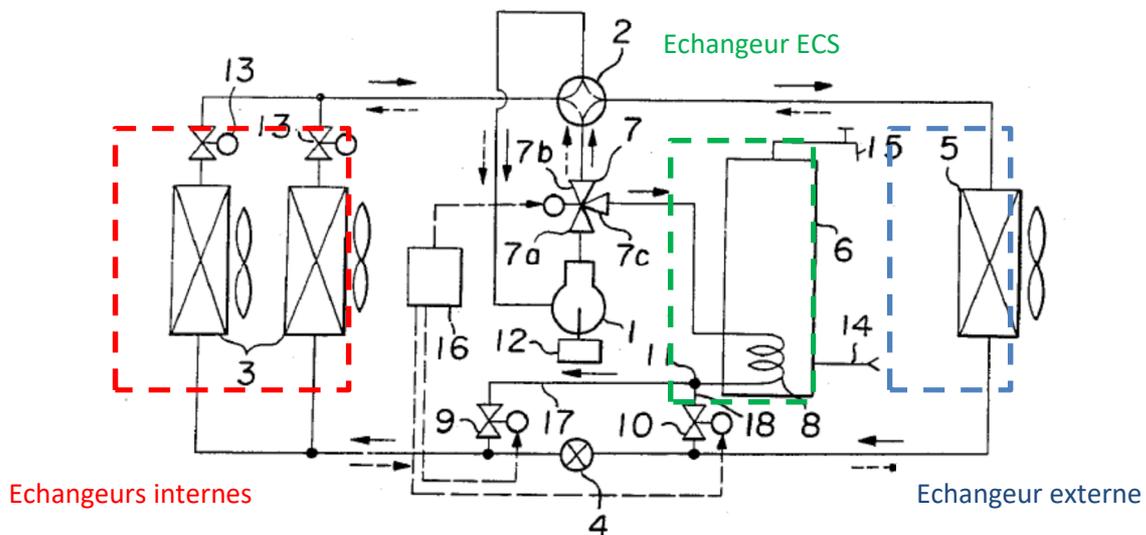


Figure 8 : Schéma de principe du brevet de Mitsubishi Denki Kabushiki Kaisha (US4592206)

Matsuura décrit dans le brevet (US5211023) en 1993, pour le compte de Union Kogyo Kabushiki Kaisha, un appareil de production de chaleur et de froid de manière simultanée (Figure 9). Ce schéma comporte un condenseur, un évaporateur et deux échangeurs d'équilibrage sur air ou sur eau, encadrés en rouge sur la Figure 9. Deux électrovannes 3-voies sont nécessaires (électrovanne haute température et basse température) afin de basculer sur l'un des échangeurs d'équilibrage lorsqu'il existe un déséquilibre des besoins. Dans le schéma de droite dénommé FIG.8 du même brevet, on peut s'apercevoir que les deux échangeurs sont remplacés par un seul échangeur qui fonctionne, selon le mode, soit en évaporateur, soit en condenseur.

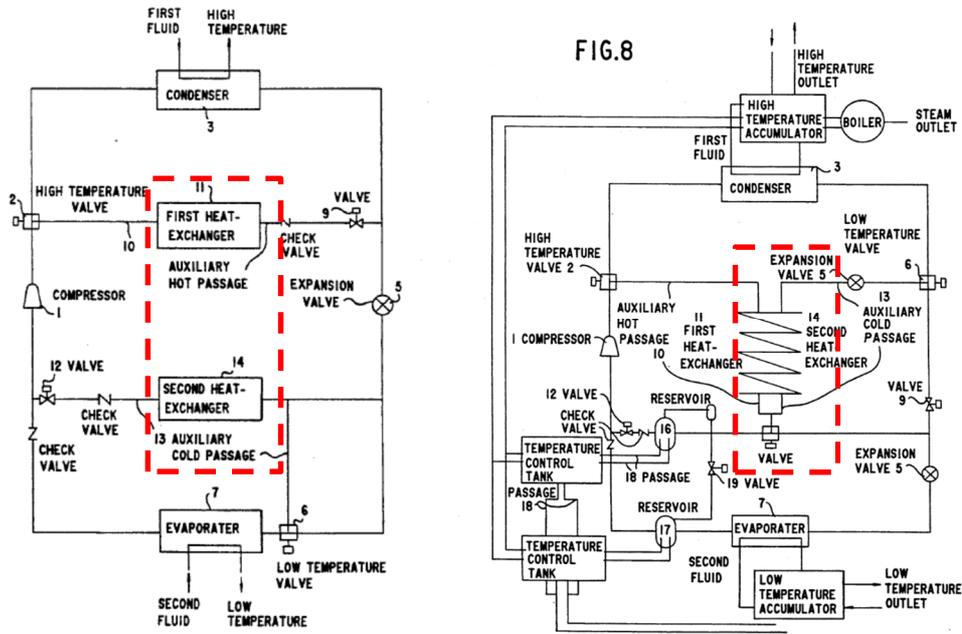


Figure 9 : Schéma de principe du brevet de Union Kogyo Kabushiki Kaisha (US5211023)

Le brevet d'un appareil de chauffage, refroidissement et déshumidification simultanés est présenté par Jungwirth (US6751972) en 2004 (Figure 10). On retrouve la même logique de fonctionnement que dans le brevet de Matsuura avec deux échangeurs à eau pour la production d'eau (chaude ou froide) ainsi que deux échangeurs d'équilibrage sur air (évaporateur et condenseur). Une vanne 3-voies en sortie du compresseur alimente soit le condenseur à eau soit le condenseur à air. On distingue quatre modes de fonctionnement : le mode simultané (production d'eau chaude et d'eau froide), le mode chauffage seul (avec condensation sur eau et évaporation sur air), le mode refroidissement (évaporation sur eau et condensation sur air) et le mode déshumidification (évaporation et condensation sur air).

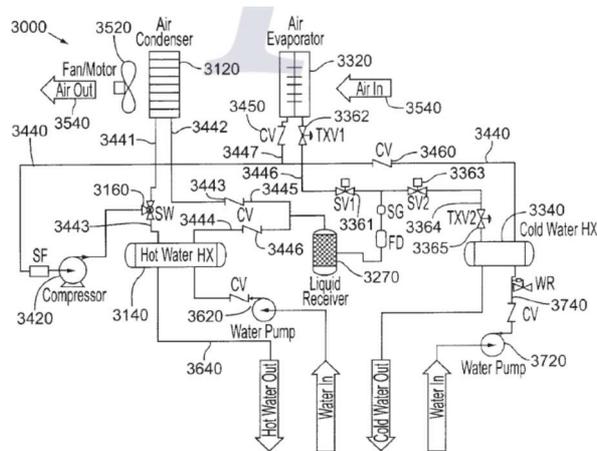


Figure 10 : Schéma de principe du brevet de Jungwirth (US6751972)

Le brevet de CLIMATIK Sarl (FR2886388) en 2005 décrit une thermofrigopompe similaire à celle du brevet de Matsuura (Figure 11). Trois échangeurs sont nécessaires dans ce schéma : un condenseur, un évaporateur et un échangeur d'équilibrage sur air. Le passage du fluide frigorigène dans le condenseur à eau ou à air est commandé par une électrovanne 3-voies au refoulement du compresseur.

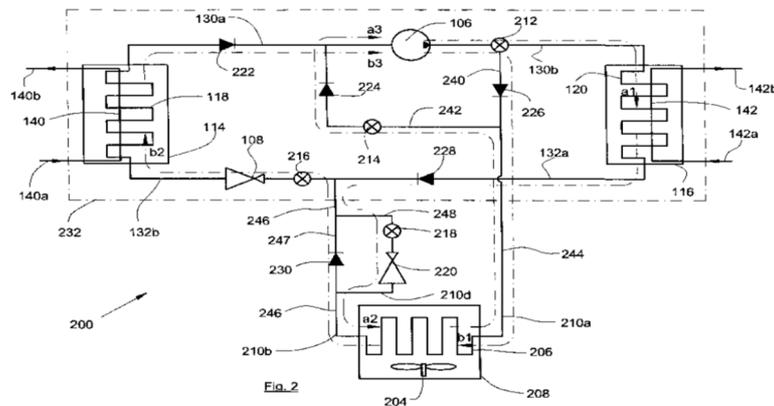


Figure 11 : Schéma de principe du brevet de Climatik Sarl (FR2886388-2005)

Mobile confort holding (EP2085721-2009) a développé un dispositif multi-énergies à production simultanée d'eau chaude, d'eau froide et d'électricité (Figure 12). Ce système est constitué d'une pompe à chaleur et d'un système de production d'électricité (soit un moteur à combustion associé à un alternateur, pile à combustible ou panneaux solaires). Dans le cas d'une simultanéité des besoins, les deux échangeurs à eau sont utilisés. Un troisième échangeur à air est utilisé en l'absence de besoins en chaud. La chaleur est récupérée du système de production d'électricité (du circuit de refroidissement et des gaz d'échappement du moteur dans le cas du moteur à combustion par exemple) afin d'évaporer le fluide frigorigère et ainsi produire de l'eau chaude à très haute température.

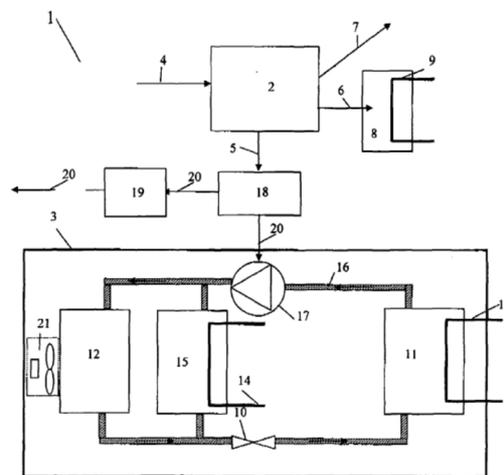


Figure 12 : Schéma de principe du brevet de Mobile confort holding (EP2085721)

D'après l'étude des brevets de thermofrigopompes menée par R. Ghouali [48], on peut remarquer une fréquente utilisation de vannes 3-voies en sortie compresseur. Des échangeurs d'équilibrage sont systématiquement mis en place sur le circuit frigorifique afin d'adapter les productions aux demandes de chaleur et de froid. Si on exclut le brevet de Mitsubishi, on remarque aussi l'absence de la stratégie de régulation dans les autres brevets. En effet, la logique de contrôle-commande est l'aspect le plus important dans une machine qui comporte plusieurs modes de fonctionnement et sa divulgation, même dans un cadre protégé, n'est pas souhaitable car elle constitue un savoir-faire sur la technologie. Suite aux travaux de thèse de R. Ghouali, nous avons déposé un brevet pour protéger l'architecture du prototype développé [49]. Dans le texte déposé, la stratégie de fonctionnement est décrite mais les paramètres de dimensionnement et régulation sont tenus secrets.

2. Cycle thermodynamique et méthodes d'optimisation

2.1. Caractéristiques du cycle thermodynamique à compression de vapeur

Le cycle thermodynamique mis en œuvre dans les machines frigorifiques à compression de vapeur est un cycle de Rankine inversé. Ce cycle théoriquement parfait présente quelques modifications liées à la technologie des machines frigorifiques. Améliorer les performances du cycle frigorifique consiste à réduire les irréversibilités des différentes transformations du fluide frigorigène qui circule dans les composants de la machine pour transférer la chaleur de la source froide vers la source chaude. En partant du cycle de Carnot, cette partie du mémoire, présentée dans un chapitre d'ouvrage [50], détaille progressivement l'évolution des cycles pour aboutir au cycle « réel » des machines thermodynamiques à compression de vapeur.

2.1.1. Objectif du cycle thermodynamique

Une pompe à chaleur, une machine frigorifique ou une thermofrigopompe réussit à transférer de la chaleur d'une source froide vers une source chaude grâce à un travail mécanique. Le fluide de transfert est appelé fluide frigorigène car les premières machines étaient utilisées pour produire du froid. Ce fluide échange généralement de la chaleur latente par évaporation avec la source froide et par condensation avec la source chaude. La température de changement d'état du fluide dépend de sa pression.

L'objectif est donc de transférer un maximum d'énergie de la source froide vers la source chaude en consommant un minimum de travail mécanique.

2.1.2. Le cycle idéal de Carnot

Le cycle inversé de Carnot (Figure 13) décrit les transformations réversibles appliquées à un fluide pour transférer de la chaleur d'une source froide à une source chaude. Ce cycle est parfait car sans irréversibilités. Tous les échanges se produisent dans les limites thermodynamiques. C'est-à-dire que la température du fluide frigorigène est égale à la température du fluide source ou encore que les pincements sont nuls. Il est composé des transformations suivantes :

- 1-2 : Evaporation isotherme produisant une puissance frigorifique \dot{Q}_f
- 2-3 : Compression isentropique consommant un travail mécanique \dot{W}_{CP}
- 3-4 : Condensation isotherme produisant une puissance calorifique \dot{Q}_c
- 4-1 : Détente ou expansion isentropique produisant un travail mécanique \dot{W}_{EX}

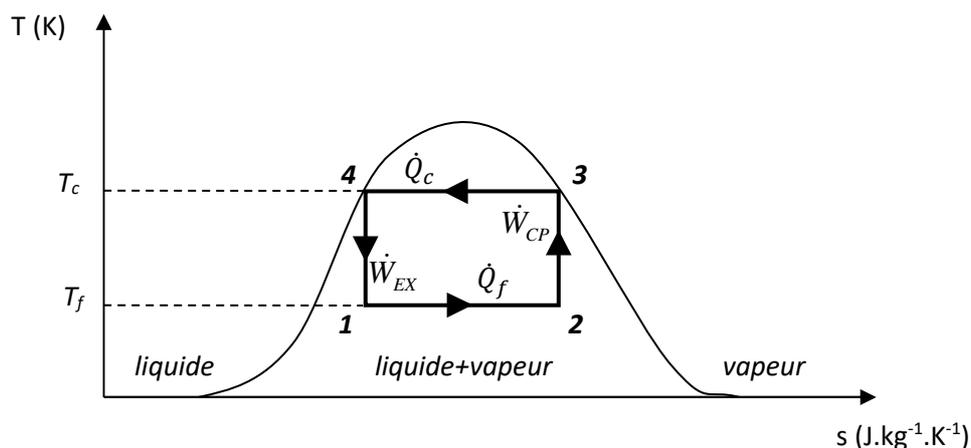


Figure 13 : Cycle inversé de Carnot dans le diagramme température-entropie

Le cycle est dit inversé car il réalise un transfert de chaleur à partir d'un travail mécanique. Les transformations s'effectuent dans le sens inverse des aiguilles d'une montre. Le cycle est dit récepteur en opposition avec le cycle moteur de Carnot qui produit un travail à partir de deux sources de chaleur avec une circulation dans le sens des aiguilles d'une montre. Le coefficient de performance (COP) idéal d'une

thermofrigopompe est la somme des coefficients de performance en chaud et en froid (équations 3, 4 et 5). Le rendement de Carnot en cycle moteur est donné par l'équation 6.

$$\text{COP}_{\text{chaud-Carnot}} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (3)$$

$$\text{COP}_{\text{froid-Carnot}} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (4)$$

$$\text{COP}_{\text{TFP-Carnot}} = \frac{T_c + T_f}{T_c - T_f} \quad (5)$$

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (6)$$

2.1.3. Cycle de Rankine inversé

Le cycle thermodynamique de la pompe à chaleur idéale correspond au cycle de Rankine inversé. Dans ce cycle, la compression s'effectue en phase gazeuse et la détente est adiabatique. Ce qui correspond aux conditions de fonctionnement d'un compresseur et d'un détendeur classiques parfaits. La Figure 14 et la Figure 15 présentent les cycles thermodynamiques dans les diagrammes température-entropie (T-s) et pression-enthalpie (P-h).

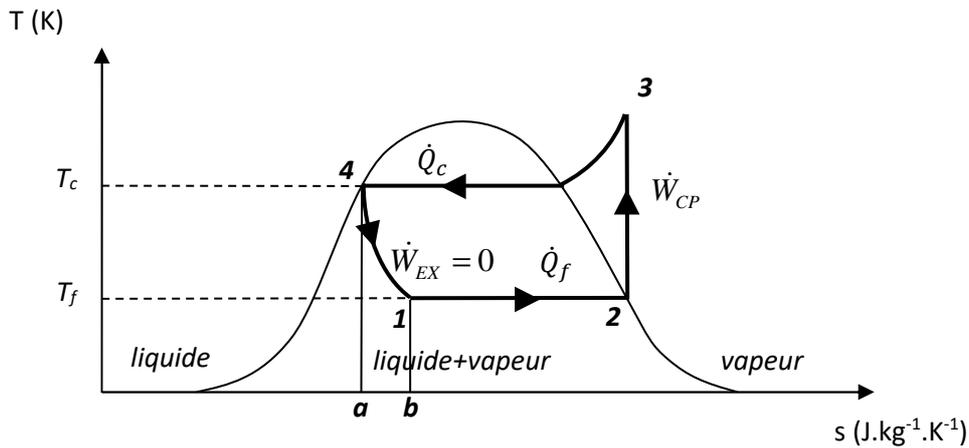


Figure 14 : Cycle inversé de Rankine dans le diagramme température-entropie

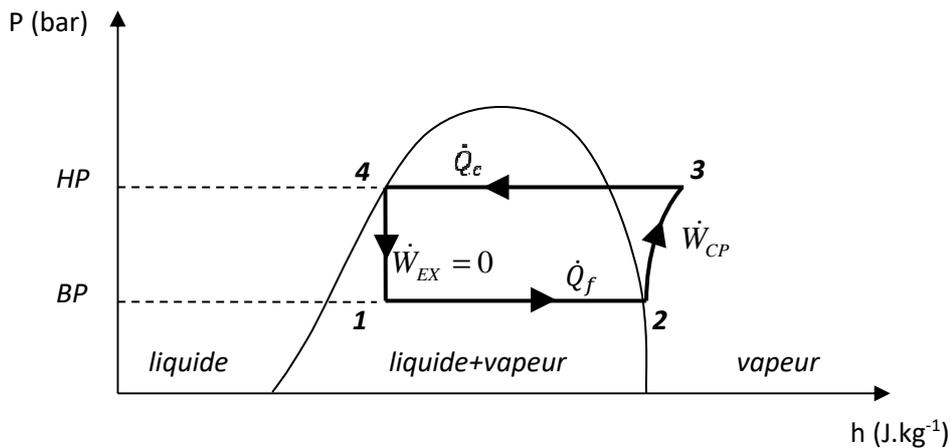


Figure 15 : Cycle inversé de Rankine dans le diagramme pression-enthalpie

Ce cycle introduit des pertes de performance par rapport au cycle de Carnot. D'une part, le fait que la compression se produise en phase vapeur induit une température plus élevée à la sortie du compresseur pour atteindre la haute pression correspondant à la température de la source chaude. D'autre part, la

détente étant adiabatique, aucun travail n'est récupéré. La consommation totale de travail de ce cycle correspond à la zone 1-2-3-4-a-b-1 de la Figure 14 et est plus grande que celle du cycle de Carnot. Une perte de performance se produit également à l'évaporation par rapport au cycle de Carnot. La quantité de chaleur gagnée par le fluide frigorigène est inférieure en raison de la détente adiabatique (non isentropique). Généralement, la production de travail au niveau de la détente (avec un « expandeur », une petite turbine de récupération de travail) n'est pas intéressante du point de vue économique, sauf pour les systèmes au CO₂ qui fonctionnent avec une différence de pression très élevée. Enfin, la quantité de chaleur transférée à la source chaude augmente par rapport au cycle de Carnot. Cependant, en raison de la plus forte augmentation du travail, le COP diminue considérablement.

2.1.4. Cycle thermodynamique « réel » d'une machine frigorifique

Le cycle d'une pompe à chaleur réelle inclut d'autres irréversibilités thermodynamiques illustrées dans la Figure 16 et la Figure 17, respectivement sur les diagrammes T-s et P-h. Les irréversibilités se produisent de trois manières [45] : friction et chocs, pertes de chaleur et mélange. Les quatre transformations thermodynamiques formant le cycle sont présentées ci-dessous.

- 1-2 : Evaporation et surchauffe quasi-isobares. La surchauffe notée « sc », de quelques K, assure une alimentation en vapeur du compresseur.
- 2-3 : Compression polytropique. L'évolution de la compression est due à l'étanchéité de la chambre de compression et aux pertes thermiques des pièces électromécaniques. Le travail mécanique effectivement transmis au fluide sera plus important au détriment d'une plus grande consommation d'énergie.
- 3-4 : Désurchauffe, condensation et sous-refroidissement quasi-isobares. Cette transformation n'est pas tout à fait isobare en raison des pertes de charge survenant dans la conduite de refoulement du compresseur, dans le condenseur et dans la ligne liquide. Un sous-refroidissement nommé « sr » d'environ 2 K doit assurer une alimentation en liquide du détendeur et éviter le phénomène de « pompage ».
- 4-1 : Détente ou expansion adiabatique. La puissance mécanique récupérable à la détente \dot{W}_{EX} est généralement nulle.

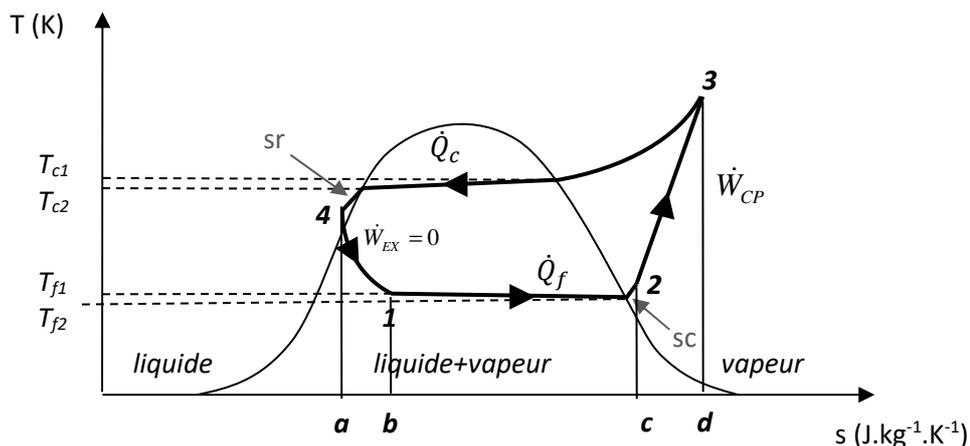


Figure 16 : Cycle réel dans le diagramme température-entropie

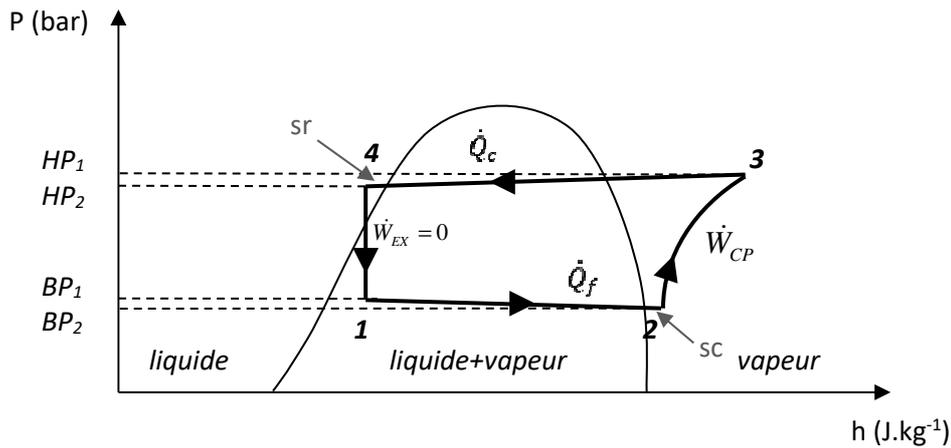


Figure 17 : Cycle réel dans le diagramme pression-enthalpie

Ce cycle introduit une autre perte de performance à la compression par rapport au cycle idéal de la pompe à chaleur. La consommation totale de travail du cycle de pompe à chaleur réelle correspond à la zone 1-2-c-d-3-4-a-b-1 de la figure 5 et est supérieure à celle du cycle de Rankine inversé en raison de la compression non isentropique.

La chaleur absorbée par la source froide et transférée à la source chaude augmente légèrement par rapport au cycle idéal de la pompe à chaleur grâce à la surchauffe à l'aspiration et au sous-refroidissement. Cependant, en raison de la forte augmentation de la consommation de travail, le COP diminue considérablement. De plus, l'introduction de pertes de charge peut avoir un effet négatif sur le dimensionnement de l'échangeur et augmenter le pincement (écart minimal de température entre les deux fluides à l'intérieur de l'échangeur).

2.2. Moyens et méthodes d'amélioration des performances

La caractérisation des cycles frigorifiques est obtenue par la mesure ou le calcul des coefficients de performance et des rendements exergetiques. L'amélioration des performances et l'optimisation du fonctionnement des machines utilise les analyses énergétique et exergetique afin de réduire les irréversibilités des différents procédés mis en jeu dans le cycle thermodynamique.

2.2.1. Analyse énergétique

D'après le cycle thermodynamique, les puissances thermiques échangées et la puissance mécanique sont données par les équations 7, 8 et 9 avec la convention qui considère que l'énergie entrante est positive (et l'énergie sortante est négative) et que le fluide frigorigène est le système.

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (8)$$

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (9)$$

La puissance mécanique interne (indice « in ») de compression du fluide peut aussi s'écrire en fonction des pressions, du débit massique de fluide frigorigène, du volume spécifique à l'aspiration et du coefficient polytropique k sous la forme de l'équation 10 en supposant que le fluide frigorigène se comporte comme un gaz parfait idéal (à chaleur spécifique constante). L'expression de cette équation, la loi de Laplace, valable pour des gaz parfaits, est démontrée dans l'appendice 1.

$$\dot{W}_{in} = \dot{m} \cdot P_1 v_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (10)$$

La puissance électrique absorbée au compresseur prend en plus des pertes électromécaniques de conversion de la puissance électrique en puissance mécanique sur l'arbre du compresseur et les pièces mouvantes de la chambre de compression, puis en puissance mécanique de compression du fluide. Ces pertes peuvent être décrites par une puissance additionnelle (équation 11) ou par des rendements (équation 12). Les pertes telles que représentées sur la Figure 18 issue de l'article en annexe 3 et la température de refoulement peuvent être déterminées par identification à partir de résultats expérimentaux.

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{in} + \dot{W}_{pertes} \quad (11)$$

$$\dot{W}_{total} = \frac{\dot{W}_{in}}{\eta_{el}\eta_{meca}} \quad (12)$$

Il est aussi possible de s'appuyer sur un rendement isentropique pour calculer la puissance mécanique interne (équation 13). Lors d'une compression isentropique, la puissance mécanique est celle d'une évolution adiabatique et réversible. Même si le rendement isentropique dépend du comportement thermique du compresseur dans son environnement, donc externe au fluide frigorigène, ce rendement peut rendre compte du comportement moyen d'un compresseur dans des conditions nominales de fonctionnement.

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}_{in}} \quad (13)$$

Le débit massique de fluide frigorigène (équation 14) dépend du rendement volumétrique. L'équation 15, valable pour un compresseur à pistons, dépend du taux de compression HP/BP, du volume mort relatif c et du coefficient polytropique k .

$$\dot{m} = \rho \cdot \eta_{vol} \cdot V_b \quad (14)$$

$$\eta_{vol} = 1 - c \left[\left(\frac{HP}{BP} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad (15)$$

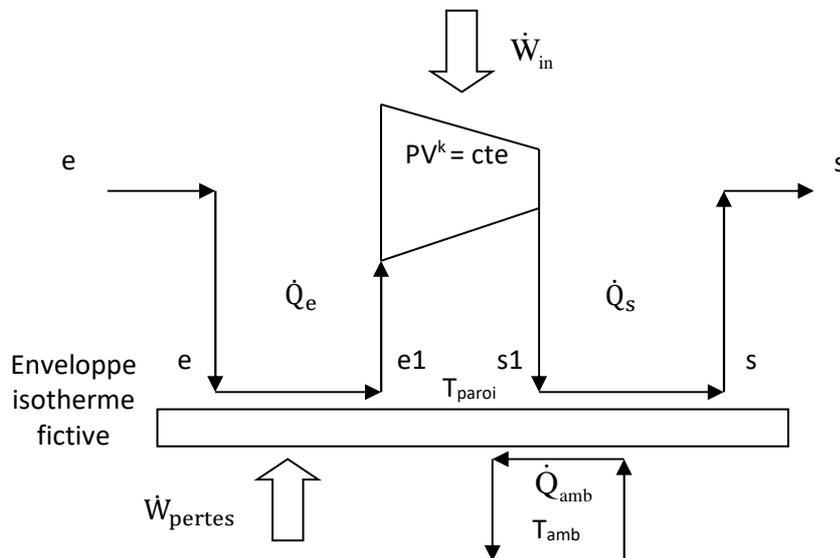


Figure 18 : Représentation du principe de modélisation de compresseur de l'annexe 3

En valeurs instantanées, les coefficients de performance (COP) du cycle sont le rapport de la puissance thermique utile produite divisée par la puissance mécanique (équations 16, 17 and 18).

$$COP_c = \frac{|\dot{Q}_c|}{\dot{W}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} = COP_f + 1 \quad (16)$$

$$COP_f = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (17)$$

$$COP_{TFP} = COP_c + COP_f = \frac{|\dot{Q}_c| + \dot{Q}_f}{\dot{W}} = \frac{h_3 - h_4 + h_2 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (18)$$

Dans le calcul de COP en valeurs réelles, les puissances thermiques sont mesurées sur les fluides sources (équation 19) et la puissance consommée est la puissance électrique consommée par le moteur électrique du compresseur et les auxiliaires tels que les pompes, les ventilateurs et les organes de régulation.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (19)$$

Pour une thermofrigopompe, la performance sur une certaine durée tt (temps total) s'évalue par le SCOP (coefficient de performance saisonnier) en effectuant la somme des puissances mesurées multipliées par le pas de temps d'échantillonnage des mesures Δt .

$$SCOP = \frac{\sum_0^{tt} (|\dot{Q}_c| + \dot{Q}_f + |\dot{Q}_{ECS}|) \cdot \Delta t}{\sum_0^{tt} (\dot{W}) \cdot \Delta t} \quad (20)$$

2.2.2. Analyse exergetique

L'analyse énergétique est largement utilisée dans le secteur de l'ingénierie pour l'évaluation de la performance des systèmes tandis que l'analyse exergetique évalue l'ampleur des pertes d'énergie dans chaque composant ou dans un système complet afin de révéler des pistes d'amélioration potentielles. L'exergie est définie comme la quantité d'énergie maximale convertible en travail mécanique par un moteur de Carnot [51]. Cette grandeur reflète la « qualité » de l'énergie, son caractère noble [52]. Aucune exergie n'est détruite lors d'une transformation réversible et une partie de l'exergie est détruite lors d'une transformation irréversible.

Pour un système fermé (qui peut échanger du travail et de la chaleur avec son environnement mais pas de matière), l'exergie d'un fluide sans mouvement Ex_{sm} est donnée par l'équation 21 [53].

$$Ex_{sm} = Ex_{ph} + Ex_{ch} + Ex_{cin} + Ex_{pot} \quad (21)$$

Ex_{ph} , Ex_{ch} , Ex_{cin} et Ex_{pot} correspondent aux exergies physique, chimique, cinétique et potentielles définies par les équations 22 à 25. Dans l'équation 23, n_i est le nombre de moles pour le composé i , μ_{i0} et μ_{i00} respectivement sont les potentiels chimiques du composé i à l'état considéré et à l'état de référence.

$$Ex_{ph} = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (22)$$

$$Ex_{ch} = \sum_i n_i (\mu_{i0} - \mu_{i00}) \quad (23)$$

$$Ex_{cin} = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (24)$$

$$Ex_{pot} = \rho g z \quad (25)$$

L'exergie d'un flux de matière est la somme de l'exergie sans mouvement et de l'exergie associée au travail de la différence de pression par rapport à la pression de référence P_0 .

$$Ex_{flux} = Ex_{sm} + (P - P_0)V \quad (26)$$

Pour les cycles frigorifiques, les composantes chimique, cinétique et potentielles peuvent être négligées. L'exergie spécifique d'un fluide à n'importe quel état peut être considérée comme un bilan d'exergie en régime transitoire entre l'état considéré et l'état de référence par l'équation 27, où h_0 , T_0 et s_0 sont respectivement les valeurs de l'enthalpie spécifique, de la température et de l'entropie spécifique pour les conditions de référence. Les références de température et de pression sont celles de l'environnement du système, usuellement celles de l'air ambiant [54].

$$ex = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (27)$$

Pour les cycles thermodynamiques, l'analyse exergetique est utilisée pour évaluer le degré d'irréversibilité des transformations. L'objectif d'une étude d'optimisation est alors de minimiser la destruction d'exergie de chaque composant. Pour définir les transferts d'exergie au cours des différentes transformations du cycle thermodynamique, on utilise le rendement de Carnot suivant l'équation 28, où \bar{T}_{so} correspond à la température source en moyenne logarithmique (équation 29). L'utilisation de cette forme utilisant le rendement de Carnot permet d'évaluer l'exergie comme travail mécanique pouvant être récupéré d'une quantité d'énergie thermique \dot{Q} (équation 30).

$$\eta_{Carnot} = \left| 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{so}} \right| \quad (28)$$

$$\bar{T} = \frac{T_e - T_s}{\ln\left(\frac{T_e}{T_s}\right)} \quad (29)$$

$$\dot{E}x = \dot{Q} \cdot \eta_{Carnot} \quad (30)$$

Le rendement exergetique est le rapport entre la puissance exergetique produite et la puissance exergetique fournie au système, qui correspond à la puissance électrique consommée par le compresseur et les auxiliaires (équations 31, 32 et 33). L'énergie électrique et le travail mécanique sont considérés comme des formes pures d'exergie.

$$\eta_{ex-c} = \frac{\dot{E}x_c}{\dot{W}_{CP} + \dot{W}_{aux}} \quad (31)$$

$$\eta_{ex-f} = \frac{\dot{E}x_f}{\dot{W}_{CP} + \dot{W}_{aux}} \quad (32)$$

$$\eta_{ex-TFP} = \frac{\dot{E}x_c + \dot{E}x_f}{\dot{W}_{CP} + \dot{W}_{aux}} \quad (33)$$

Améliorer le cycle thermodynamique réel consiste à minimiser la destruction d'exergie pendant les quatre transformations du cycle, en particulier lors de la compression [52] [54]. Une analyse exergetique permet d'évaluer dans chaque composant l'amélioration possible. La formulation théorique de la destruction d'exergie dans chaque transformation est donnée par les équations suivantes (équations 34 à 37). Dans l'évaporateur et le condenseur, la puissance exergetique détruite $\dot{E}x_D$ liée aux irréversibilités est la différence entre les puissances exergetiques calculées avec les propriétés de la source externe et du fluide frigorigène. Les pressions et les températures à chaque point du cycle sont mesurées au cours d'essais expérimentaux. L'enthalpie et l'entropie sont ensuite calculées à l'aide d'un logiciel qui inclut une base de données de propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes.

$$\dot{E}x_{D-CP} = \dot{W} - \dot{m} \cdot [(h_s - h_e) - T_0 \cdot (s_s - s_e)] \quad (34)$$

$$\dot{E}x_{D-CD} = \dot{m} \cdot [(h_e - h_s) - T_0 \cdot (s_e - s_s)] - \dot{Q}_c \cdot \left| 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{so}} \right| \quad (35)$$

$$\dot{E}x_{D-EX} = \dot{m} \cdot [-T_0 \cdot (s_e - s_s)] \quad (36)$$

$$\dot{E}x_{D-EV} = \dot{Q}_f \cdot \left| 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{so}} \right| - \dot{m} \cdot [(h_s - h_e) - T_0 \cdot (s_s - s_e)] \quad (37)$$

Pour les systèmes de dessalement, la puissance exergetique d'un flux d'eau salée est définie par l'équation 38. L'exergie spécifique chimique ex_{ch} permet de tenir compte de la variation de la teneur en sels lors d'une opération de dessalement.

$$\dot{E}x_{eau} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0) + ex_{ch}] \quad (38)$$

Le rendement exergetique d'une thermofrigopompe de dessalement a été défini dans la thèse d'A. Diaby [55] et dans l'annexe 4 [56] grâce aux équations 39 et 40. Un rendement exergetique économique divise les puissances exergetiques produites thermiquement et dans le flux d'eau douce par les puissances exergetiques consommées payantes pour l'utilisateur. Le deuxième rendement exergetique (« pro » pour procédé) inclut tous les flux, entrants et sortants, qui peuvent être potentiellement valorisés.

$$\eta_{ex,eco} = \frac{\dot{E}x_{th} + \dot{E}x_{eau,s}}{\dot{E}x_{CP} + \dot{E}x_{aux}} \quad (39)$$

$$\eta_{ex,pro} = \frac{\dot{E}x_{th} + \dot{E}x_{eau,s} + \dot{E}x_{saumure,s}}{\dot{E}x_{CP} + \dot{E}x_{aux} + \dot{E}x_{eau,e}} \quad (40)$$

2.2.3. Méthodes complémentaires

Durant mes recherches, j'ai pu expérimenter plusieurs techniques pour améliorer les performances des cycles thermodynamiques des thermofrigopompes.

1. Dimensionner au mieux par un optimum technico-économique

Plusieurs phénomènes doivent être pris en compte lors de la conception des échangeurs de chaleur. Les débits des fluides sources doivent être élevés pour limiter la différence de température entre l'entrée et la sortie des échangeurs. Le pincement de température est la plus faible différence entre les deux fluides. Le pincement doit être le plus faible possible. Un équilibre doit être trouvé entre une perte de charge acceptable et une taille limitée de l'échangeur de chaleur (diamètre hydraulique et surface d'échange), la masse de matériau influençant fortement le coût du composant.

2. Effectuer des calculs d'échangeurs par discrétisation

La puissance thermique échangée peut également être déterminée par un coefficient d'échange global U , par la surface d'échange et par la moyenne logarithmique de l'écart de température (équation 41).

$$\dot{Q} = U \cdot S \cdot DTLM \quad (41)$$

Le coefficient d'échange global U est calculé grâce aux coefficients d'échange convectif des deux fluides avec les parois de l'échangeur (équation 42).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{hc_c} + \frac{1}{hc_f} \quad (42)$$

Certaines corrélations portent sur le nombre de Nusselt, d'autres sur le coefficient d'échange par convection hc (équation 43). L'appendice 2 rassemble toutes les corrélations récoltées dans la bibliographie et utilisées dans les différentes études.

$$hc = \frac{Nu \cdot \lambda}{dh} \quad (43)$$

Pour augmenter la précision des modèles, les échangeurs de chaleur peuvent être discrétisés. Sur chaque segment, un coefficient d'échange local peut être déterminé à l'aide de ces corrélations. La variation de température étant faible, celle-ci peut être négligée selon l'équation 44.

$$d\dot{Q} = U \cdot dS \cdot (T_c - T_f) \quad (44)$$

3. Etudes paramétriques numériques ou expérimentales

Dans toutes les différentes études que j'ai menées, des paramètres et des conditions opératoires ont été variés afin de trouver un optimum de fonctionnement. Les conditions opératoires variées sont généralement les températures et les débits des sources chaudes et froides. Deux logiciels de simulation ont été utilisés : EES et TRNSYS. EES est un solveur d'équations non-linéaires dont la description est détaillée en appendice 3. TRNSYS est un logiciel de simulation thermique dynamique dévolu principalement aux enveloppes et aux équipements du bâtiment. La présentation du logiciel TRNSYS est en appendice 4. A titre d'exemple, la publication [57] en annexe 5 présente l'évolution des performances d'un chauffe-eau thermodynamique pour trois types de condenseurs montés sur la même cuve et avec variation de la charge en fluide frigorigène. Un choix des composants et la détermination de la charge optimale ont ainsi pu être effectués.

4. Simuler les écoulements par la mécanique des fluides numérique ou CFD (Computational Fluid Dynamics)

Dans de futurs travaux en perspective, des simulations d'échangeurs par CFD seront réalisées. Cette méthode permet de simuler les écoulements et les champs de température dans des composants. L'objectif est de calculer les coefficients d'échange dans un fluide frigorigène en condensation. La CFD permettra alors de définir une géométrie d'échangeur optimisée pour une application bien spécifique.

5. Minimiser la destruction d'exergie

La destruction de l'exergie dépend fortement des différences de température et de pression et indirectement du dimensionnement des composants. En effet, des conditions de fonctionnement correctes sont étroitement liées au dimensionnement des composants. La publication en annexe 2 porte principalement sur une évaluation des quantités d'exergie détruites dans les composants des prototypes de TFP développés durant ma thèse [58] et celle de R. Ghouali [48]. Grâce à cette étude, les composants critiques ont pu être identifiés. Les futures études devront aller plus loin et évaluer les destructions d'exergie évitable et inévitable, endogène et exogène comme le proposent Morosuk et al. [59]. Il s'agit d'une comparaison des cycles avec destructions d'exergie inévitables à la performance d'un cycle idéal ayant une détente isentropique et des pincements minimales. L'optimisation du cycle de la TFP est alors réalisée en minimisant cette destruction d'exergie évitable. Il est aussi possible de diviser la destruction d'exergie évitable en une partie endogène, agissant sur le composant lui-même et une partie exogène, agissant sur les autres composants. Cette méthode permet de détecter les composants sur lesquels des améliorations d'efficacité seraient les plus profitables au système global.

3. Fluides frigorigènes

Le fluide frigorigène est le support du transfert de la chaleur de la source froide vers la source chaude. Au cours de mes recherches, les propriétés des fluides frigorigènes furent des éléments clés de chaque étude. Le choix du fluide influence fortement les performances des thermofrigopompes et des machines frigorifiques en général. Les fluides frigorigènes ont des propriétés thermodynamiques parfois très différentes et sont soumis à des réglementations en fonction des contraintes de sécurité et d'impact environnemental.

Ce chapitre a été bâti principalement à partir d'un chapitre d'ouvrage [50] et d'une publication au CIFQ 2017 [60]. Les fluides les plus rencontrés dans les thermofrigopompes sont présentés. Leurs propriétés thermophysiques sont comparées. Enfin, une étude comparative de simulation est menée pour évaluer leurs performances dans des cycles thermodynamiques pour le chauffage, le rafraîchissement et la production d'eau chaude sanitaire.

3.1. Contraintes de sécurité

L'ASHRAE American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers classe les fluides frigorigènes selon leur degré de toxicité (A pour une faible toxicité et B pour une toxicité élevée) et leur degré d'inflammabilité (1 pour les substances non-inflammables, 2 pour les substances faiblement inflammables, 2L pour une inflammabilité faible (« L » pour « low ») et 3 pour une grande inflammabilité) (Figure 19) [61].

		SAFETY GROUP	
F L A M M A B I L I T Y	Higher Flammability	A3	B3
	Lower Flammability	A2 A2L*	B2 B2L*
	No Flame Propagation	A1	B1
		Lower Toxicity	Higher Toxicity
		INCREASING TOXICITY	

* A2L and B2L are lower flammability refrigerants with a maximum burning velocity of ≤ 3.9 in./s (10 cm/s).

Figure 19 : Classification d'après l'ASHRAE des fluides frigorigènes vis-à-vis de leur inflammabilité et de leur toxicité

Deux paramètres sont à prendre en compte dans l'aspect sécurité de manipulation : l'inflammabilité et la toxicité. Les limites inférieure et supérieure d'explosivité, LIE et LES, définissent l'intervalle d'explosivité du mélange du fluide frigorigène à l'état gazeux et de l'air. Lorsque la concentration de gaz dans l'air est en dessous de la LIE ou au-dessus de la LSE, le risque d'amorce d'une explosion est faible.

La norme EN378-1 indique que les locaux sont classés en trois catégories selon leurs conditions d'occupation et limite la charge en fluide frigorigène admise dans un local en fonction de son type d'occupation, du groupe de sécurité du fluide et de la technologie de l'équipement. Le Tableau 3 donne la quantité autorisée dans les trois types de locaux définis dans la norme pour un système direct lorsque l'installation est mise dans un espace occupé par l'homme (autre qu'une salle des machines). La charge d'un fluide classé A3 (cas du propane) est limitée à 1,5 kg pour la catégorie d'occupation générale (type A) et 2,5 kg pour les locaux classés B.

Tableau 3 : Quantité autorisée de fluide dans les locaux de type A, B et C (systèmes directs)

Fluide frigorigène		Hydrocarbure
Groupe de sécurité (EN 378 1-2012/ASHRAE 34 -2010)		A3
Directive équipement sous pression		1
Catégorie d'occupation	Occupation générale A (résidentiels, hôtels, écoles...)	< 1,5 kg
	Occupation surveillée B (bureaux, laboratoires, locaux de fabrication...)	1 kg au-dessous du niveau du sol et 2,5 kg au-dessus du niveau du sol
	Occupation uniquement à accès réservé C (raffineries, entrepôts frigorifiques...)	1 kg au-dessous du niveau du sol et 10 kg au-dessus du niveau du sol

Remarque : La réglementation française sur les établissements recevant du public (ERP) interdit explicitement les hydrocarbures, sans distinction de charge, notamment pour les applications de ventilation et de climatisation.

Des normes de sécurité ont été développées pour l'utilisation de fluides inflammables, y compris des tests de simulation de fuite et les spécifications pour plusieurs composants électriques qui peuvent entrer en contact avec des fuites de fluide frigorigène. Les normes émises par l'International Electrotechnical Commission (IEC) traitent des règles de conception et d'essai des appareils fonctionnant avec des fluides frigorigènes inflammables :

- IEC 60335-2-24: Appareils électrodomestiques et analogues,
- IEC 60335-2-34: Moto-compresseur,
- IEC 60335-2-89: Réfrigérateurs commerciaux et congélateurs,
- IEC 60335-2-40: Pompes à chaleur, climatiseurs et déshumidificateurs.

Les normes IEC 60335-2-24, IEC 60335-2-89 autorisent l'utilisation des hydrocarbures sans restriction si la charge est inférieure à **0,15 kg** dans le cas de systèmes hermétiquement scellés (tous les joints sont soudés ou brasés) [62]. Cette règle offre la possibilité d'utiliser les hydrocarbures dans les réfrigérateurs ménagers et les pompes à chaleur à très faible puissance. Par contre, il n'existe pas de consensus pour les systèmes de climatisation et de PAC de moyenne puissance. Certaines sociétés européennes proposent des équipements domestiques avec des charges d'hydrocarbures qui peuvent atteindre 1,5 kg. Le fabricant Allemand Dimplex commercialise des pompes à chaleur air/eau d'une puissance calorifique de 19 kW avec une charge en propane de 1 à 2,5 kg [63]. Néanmoins, l'ASERCOM (Association of European Component Manufacturers) limite la garantie aux machines frigorifiques avec une charge en fluide frigorigène réduite à moins de 150g.

Les appareils électriques et mécaniques, utilisés dans des atmosphères explosives, doivent remplir les conditions ATEX (Atmosphères Explosives). Des composants adaptés aux HFC peuvent être utilisés avec des hydrocarbures. En effet, la plupart des compresseurs au R22 sont compatibles avec les hydrocarbures mais avant toute utilisation, les fabricants de compresseurs doivent être consultés.

La directive EN et IEC 60335-2-34, norme internationale qui traite de la sécurité des groupes moto-compresseurs étanches de type hermétique et semi-hermétique a été étendue à des fluides frigorigènes inflammables et exige une certification [64].

Il existe des méthodes d'analyse des risques liés à l'utilisation des fluides naturels basées sur des scénarios tirés de retours d'expérience lors de l'exploitation de grosses installations industrielles (risque d'échelle en taille d'installations) [65] [66]. Un autre volet, non négligeable mais peu rencontré dans la littérature, est l'augmentation du nombre de petites installations dans un même bâtiment qui peuvent engendrer des accidents plus importants (par effet domino).

Dans un système à compression de vapeur, l'huile assure la lubrification des éléments mobiles dans le compresseur. Chaque fluide frigorigène est associé à une famille de lubrifiants. Le niveau et l'inspection de la qualité de l'huile permet également de vérifier l'état du système. La sélection de l'huile est souvent

fonction de sa structure chimique et de son interaction avec le fluide frigorigène. En pratique, il est important d'avoir une huile miscible avec le fluide sélectionné pour assurer la lubrification du compresseur et éviter un dépôt d'huile dans les échangeurs. L'interaction de l'huile avec les éléments du circuit est aussi un critère important à prendre en compte. Il est recommandé de consulter le fabricant du compresseur avant de choisir l'huile. Par exemple, les huiles à base de silicone ou de silicate (souvent utilisées comme additifs anti-mousse) ne sont pas compatibles avec les hydrocarbures. En pratique, l'huile lubrifiante reste principalement dans le compresseur. Elle n'est généralement pas prise en compte dans les calculs thermodynamiques.

3.2. Contraintes environnementales

L'impact environnemental d'un fluide frigorigène peut être évalué par différents critères, notamment ceux de l'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP) et du réchauffement planétaire (PRP et TEWI). Le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP, Ozone Depletion Potential) est l'indice de destruction de la couche d'ozone en référence à la destruction par l'ozone du CFC R12. Les fluides frigorigènes actuellement mis sur le marché ont un ODP nul. Il reste cependant un stock important de R22 qui a un ODP de 0,055, soit 18 fois moins que le R12. Le PRP (potentiel de réchauffement planétaire) ou GWP (Global Warming Potential) caractérise l'effet de serre produit exprimé en masse de dioxyde de carbone équivalente sur une durée de vie de 100 ans dans l'atmosphère. Le TEWI est la somme de l'effet direct des fuites de réfrigérant dans un appareil de réfrigération et de l'effet indirect dû à la consommation d'énergie de cet appareil (équation 45).

$$TEWI = GWP \cdot m \cdot [L \cdot n + (1 - \alpha)] + n \cdot E \cdot \beta \quad (45)$$

- le GWP est évalué sur une période de 100 ans,
- m est la masse de fluide (kg),
- L est le taux de fuite annuel (environ 3 %/an),
- n est la durée de vie de la machine frigorifique (20 ans classiquement),
- α est le taux de récupération en fin de vie (75 %),
- E est la consommation annuelle d'énergie (kWh/an),
- et β est l'émission de CO₂ par kWh électrique consommé (kgCO₂/kWh).

Certains rapports β ont été présentés par Cavallini dans une conférence invitée au 19^{ème} Congrès international du froid en 1995 [67]. Les valeurs moyennes régionales en énergie électrique fournie aux utilisateurs étaient alors de 0,18 kgCO₂/kWh pour la France, 0,51 pour l'Europe de l'Ouest, 0,67 pour l'Amérique du Nord et 0,58 pour le Japon. Ces valeurs ont peu évolué depuis. La forte proportion de production d'énergie électrique par les centrales nucléaires en France conduit à un faible rapport β .

La réglementation internationale sur les frigorigènes qui a fait suite au protocole de Montréal a conduit à l'élimination progressive des substances chlorées ayant un impact sur la couche d'ozone comme le R12 et le R22. En effet, un atome de chlore libéré dans l'atmosphère est un catalyseur de la réaction de destruction de l'ozone. Aujourd'hui, les fluides frigorigènes les plus courants sont les hydrofluorocarbures synthétiques (HFC) dans les nouveaux appareils de réfrigération. Néanmoins, il reste encore dans les installations existant dans le monde de grandes quantités d'hydrochlorofluorocarbures (HCFC) et de chlorofluorocarbures (CFC).

Dans la continuité du protocole de Kyoto en 1997, le règlement (UE) n°517/2014 relatif aux gaz à effet de serre fluorés (appelé communément réglementation F-Gas) est entré en vigueur le 1er janvier 2015 dans l'ensemble de l'union européenne [68]. Ce texte abroge l'ancien règlement 842/2006 et introduit un programme de réduction des émissions de gaz à effet de serre jusqu'en 2030 et avec en ligne de mire une diminution drastique des quantités de HFC dès 2015 par un phase-down progressif défini par l'amendement de Kigali [69]. Ces réglementations sont en évolution continue particulièrement pour des secteurs comme l'automobile où les fuites de fluide frigorigène sont plus importantes.

3.3. Principaux types de fluides

Les principaux types de fluides sont les chlorofluorocarbures (CFC), les hydrochlorofluorocarbures (HCFC), les nouvelles hydrofluorooléfines (HFO) ainsi que les substances naturelles comme les hydrocarbures (HC),

l'ammoniac (NH₃) et le dioxyde de carbone (CO₂). J'ai surtout étudié un mélange de HFC, le R407C, le propane, et l'isobutane dans des prototypes ainsi que le CO₂ et le R1234yf de manière simulée.

Les fluides frigorigènes sont nommés par la lettre « R » pour « réfrigérant » suivie de deux, trois ou quatre chiffres et éventuellement d'autres lettres. Les chlorofluorocarbures (CFC) sont désignés par un nombre à trois chiffres qui permet d'en déduire la structure chimique [70] :

- Le chiffre des centaines correspond au nombre de carbone de la molécule moins 1.
- Le chiffre des dizaines correspond au nombre d'atomes d'hydrogène plus un.
- Le chiffre des unités indique directement le nombre d'atomes de fluor.

Dans le cas où la molécule contient du brome (halons), le nombre à trois chiffres est suivi de la lettre B affectée d'un exposant correspondant au nombre d'atomes de brome. Les autres valences libres du carbone sont saturées par des atomes de chlore.

Les hydrochlorofluorocarbures (HCFC), les hydrofluorocarbures (HFC) et les hydrocarbures respectent la même nomenclature. Les 3 chiffres peuvent être suivis des lettres a ou b en fonction des isomères. Le R22 est un dérivé du méthane, avec un atome d'hydrogène, deux atomes de fluor et un de chlore. Il a pour formule CHF₂Cl. Le R134a est un dérivé de l'éthane, avec deux atomes d'hydrogène et quatre de fluor. Il a pour formule C₂H₂F₄.

Les mélanges et les fluides naturels se différencient par le chiffre des centaines. Quand le chiffre des centaines vaut :

- 4, il s'agit d'un mélange zéotrope ou quasi-azéotrope avec un glissement de température à pression constante entre la température de bulle et la température de rosée supérieur à 1K. Par exemple, le R404A est un mélange de HFC134a, de HFC125 et de HFC143a, le R407C est un mélange de HFC32, de HFC125 et de HFC134a et le R410A, très utilisé en pompes à chaleur, est un mélange de HFC32 et de HFC125.
- 5, il s'agit de mélanges azéotropes (ébullition à température et à composition fixes). Par exemple, le R502 est un mélange de HCFC22 et de CFC115. Le R513A est un mélange de HFO1234yf et de HFC134a.
- 6, il s'agit d'un composé organique autre que des CFC, HCFC et HFC. Par exemple, l'isobutane a pour référence R600a. Le propane, C₃H₈ ou R290, suit quant à lui la nomenclature classique des CFC.
- 7, il s'agit d'un composé inorganique suivi de la valeur de la masse molaire. Par exemple, R717 est la référence de l'ammoniac, 17 étant la masse molaire de la molécule d'ammoniac, le R718 et le R744 sont respectivement de l'eau et du dioxyde de carbone utilisés comme fluides frigorigènes.

Dans les séries 400, 500 et 600, les numérotations apparaissent selon l'ordre chronologique d'enregistrement du fluide par l'ASHRAE.

La série 1000 correspond aux composés organiques insaturés comme l'hydrocarbure R1270, (propène appelé aussi propylène) et le HFO1234yf.

3.3.1. Les chlorofluorocarbures (CFC) et les hydrochlorofluorocarbures (HCFC)

Les CFC et les HCFC tels que le R12 et le R22 sont les fluides qui ont été les plus utilisés depuis les années 1930. Pour rappel, les fréons sont les dénominations des CFC et HCFC commercialisées par la société Dupont de Nemours. Ces substances de synthèse ont été utilisées pour leurs performances très intéressantes. La présence de chlore dans ces molécules leur confère la propriété de dégrader les molécules d'ozone. Depuis le protocole de Montréal, ces substances sont en phase d'abandon. Plus aucune nouvelle machine au CFC ou au HCFC n'est mise sur le marché, du moins en Europe. Les recharges des machines aux CFC et aux HCFC s'effectuent avec des fluides de remplacement qui ont un ODP nul. A cause du peu d'avenir lié à leur impact sur la couche d'ozone, je n'ai pas étudié ces fluides en détail.

3.3.2. Les hydrofluorocarbures (HFC)

Les hydrofluorocarbures sont des dérivés d'hydrocarbures synthétisés. Ils ne contiennent pas de chlore et ne participent donc pas à l'appauvrissement de la couche d'ozone. Avec un ODP nul, ce sont les substances de substitution privilégiées aux CFC et aux HCFC. Cette famille compte un nombre important de fluides, chacun plus ou moins adapté à une application spécialisée. Il existe cependant des HFC assez polyvalents comme le R134a, qui est le fluide le plus utilisé en climatisation (Tableau 4). Ces substances étant des gaz à effet de serre, les HFC risquent également d'être interdits dans un avenir proche. Certains HFC comme le R32 connaissent actuellement un regain d'intérêt important. Le R32 est un fluide à relativement faible GWP mais assez inflammable. Il est classé dans la catégorie A2 de l'ASHRAE.

Tableau 4 : Caractéristiques du R134a et du R32

Fluide	R134a (1,1,1,2-tétrafluoroéthane)	R32 (Difluorométhane)
Formule chimique	C ₂ H ₂ F ₄	CH ₂ F ₂
GWP _{100ans} (kgCO ₂ /kg)	1430	650
ODP	0	0
Risque potentiel	Réchauffement climatique	Réchauffement climatique Inflammabilité

3.3.3. Les hydrofluorooléfines (HFO)

Les hydrofluorooléfines (HFO) sont des HFC insaturés. Oléfine est l'ancien terme pour un alcène, un hydrocarbure insaturé. L'insaturation provient d'une double liaison covalente entre deux atomes de carbone. Ce caractère confère à la molécule un plus faible temps de vie dans l'atmosphère, donc un plus faible GWP mais provoque une décomposition rapide du HFO en acide trifluoroacétique (TFA). Les TFA représentent un risque d'acidification des pluies et des cours d'eau lorsqu'ils sont rejetés dans l'atmosphère [71]. Pourtant, plusieurs études ont prouvé leur capacité à remplacer le R134a en tant que « retrofit » (recharge) ou « drop-in » (intégration directe du fluide) dans des applications de climatisation [72] [73]. Néanmoins, une étude de simulation a montré que l'impact sur l'acidification des eaux de pluie du remplacement des HFC par des HFO dans la climatisation automobile demeurerait limité à l'échelle de l'Europe [74]. Un autre risque de l'utilisation des HFO est la légère inflammabilité de ces fluides. Ils sont classés A2L d'après l'ASHRAE [61]. Cette catégorie a été créée spécialement pour cette famille de fluides très faiblement inflammables. Malgré la faible inflammabilité, certaines études portent sur des mélanges de HFO avec d'autres fluides frigorigènes pour encore réduire l'inflammabilité du mélange produit. Les caractéristiques du R1234yf, destiné à la climatisation, et du R1234ze(E) et R1234ze(Z), destinés aux pompes à chaleur sont reportées dans le Tableau 5. Ces deux derniers fluides frigorigènes sont des isomères (Figure 20). Ils sont utilisables notamment dans des PAC à haute température [75].

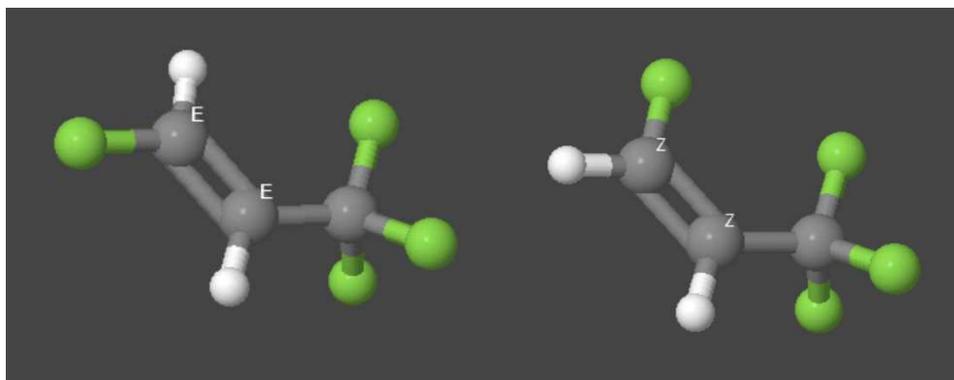


Figure 20 : Dessin de la structure moléculaire des deux isomères du R1234ze, R1234ze(E) à gauche et R1234ze(Z) à droite

Tableau 5 : Caractéristiques du R1234yf, du R1234ze(E) et du R1234ze(Z)

Fluide	R1234yf (2,3,3,3-tétrafluoroprop-1-ène)	R1234ze(E) (Trans-1,3,3,3-tétrafluoroprop-1-ène)	R1234ze(Z) (Cis-1,3,3,3-tétrafluoroprop-1-ène)
Formule chimique	CH ₂ =CFCF ₃	CFH=CH-CF ₃	CFH=CH-CF ₃
GWP _{100ans} (kgCO ₂ /kg)	4	7	<10
ODP	0	0	0
Risques potentiels	Légère inflammabilité Acidification des eaux	Légère inflammabilité Acidification des eaux	Légère inflammabilité Acidification des eaux

3.3.4. L'ammoniac (R717, NH₃)

L'ammoniac (NH₃ ou R717) est un des tout premiers fluides frigorigènes (Tableau 6). Son impact environnemental est nul concernant l'appauvrissement de la couche d'ozone et sur le réchauffement climatique mais peut participer à l'acidification des eaux et des sols. Ce fluide peut être mortel pour l'homme inhalé à haute dose, est éventuellement inflammable ou explosif et se montre corrosif pour certains métaux comme le cuivre et ses alliages. Pourtant, ses performances en cycle frigorifique surpassent celles de tous les autres fluides frigorigènes disponibles actuellement. A cause de sa forte toxicité, il est utilisé principalement dans les installations industrielles. Bien que l'expérience acquise tout au long du XX^{ème} siècle sur l'étanchéité des machines frigorifiques et la détection de fuites [76] ainsi que le durcissement des contraintes réglementaires sur les HFC qui ouvre d'autres perspectives pour ce fluide frigorigène [77], il reste encore une forte crainte vis-à-vis de la toxicité de ce fluide et à ce jour, aucune installation de pompe à chaleur ou de machine frigorifique de petite puissance n'est commercialisée.

Tableau 6 : Caractéristiques de l'ammoniac

Fluide	R717 (ammoniac)
Formule chimique	NH ₃
GWP _{100ans} (kgCO ₂ /kg)	0
ODP	0
Risques potentiels	Forte toxicité Corrosion du cuivre Légère inflammabilité

3.3.5. Les hydrocarbures (HC)

Les hydrocarbures (HC) offrent des performances thermodynamiques intéressantes mais leur développement à grande échelle reste limité à certaines applications [78] [79]. Plusieurs types d'hydrocarbures ont été utilisés comme fluides frigorigènes dans nos études sur les TFP. Le propane (R290) et l'isobutane (R600a) étaient parmi ceux utilisés avant 1930. La grande majorité des installations où l'utilisation des hydrocarbures est potentiellement intéressante sont des installations domestiques (réfrigérateurs, climatiseurs) ou commerciales. L'isobutane (R600a) est l'hydrocarbure le plus fréquemment utilisé dans les réfrigérateurs. Le propane (R290) est développé par des fabricants de pompes à chaleur. Il est également employé dans les chauffe-eau thermodynamiques, les climatiseurs et les systèmes de réfrigération commerciale.

Le Tableau 7 présente les domaines d'application des hydrocarbures les plus utilisés et les fluides HFC équivalents. Les niveaux de température de refroidissement de source sont les suivants : haute ⇔ T > 0°C ; moyenne ⇔ -20 °C < T < 0 °C ; basse ⇔ T < -20 °C. Les principales contraintes imposées par les

réglementations portent sur le caractère inflammable des hydrocarbures. Le Tableau 8 détaille la formule chimique, le pouvoir de réchauffement global (GWP), le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone, les limites inférieure et supérieure d'explosivité (LIE et LSE) exprimées en pourcentages volumiques dans l'air ainsi que la température d'auto-inflammation. Pour les trois hydrocarbures, les valeurs sont assez proches. Ils sont classés A3, fortement inflammables et non toxiques, d'après l'ASHRAE [61]. Si bien que dans les réglementations européennes et nationales actuelles, les machines frigorifiques ayant une charge de plus de 150 g sont interdites dans des locaux occupés par des personnes [68].

Tableau 7 : Domaines d'application des hydrocarbures

Fluide frigorigène	Domaine d'application	Niveaux de température	Fluide synthétique équivalent
R600a (isobutane)	réfrigération domestique	Haute et moyenne température	R12, R134a
R290 (propane)	commerciale, industrielle, congélateurs, climatisation, PAC	Haute, moyenne et basse température	R22, R404A, R407C, R507A
R1270 (propylène)	réfrigération industrielle, climatisation, pompes à chaleur, tertiaire, industrielle	Haute, moyenne et basse température	R22, R404A, R407C, R507A

Tableau 8 : Caractéristiques de l'isobutane, du propane et du propylène

Fluide	R600a (isobutane)	R290 (propane)	R1270 (propylène)
Formule chimique	CH ₃ CH ₂ CH ₃	C ₄ H ₁₀	C ₃ H ₆
GWP _{100ans} (kgCO ₂ /kg)	3	3	2
ODP	0	0	0
Risque potentiel		Forte inflammabilité	
LIE % (V/V)	2,2	1,8	2
LSE % (V/V)	10	9,8	11,2
Température d'auto- inflammation	470 °C	460 °C	485 °C

3.3.6. Le dioxyde de carbone (R744, CO₂)

Le dioxyde de carbone fait partie des premiers fluides utilisés dans l'histoire de la réfrigération. Dans les années 1930, il a été complètement abandonné au profit des CFC. Ce fluide a un ODP nul et un GWP égal à 1 (Tableau 9). Le dioxyde de carbone se distingue surtout des autres fluides par une température critique faible et des pressions opératoires élevées. Contrairement au cycle thermodynamique classique dans les applications de chauffage et de rafraîchissement, le cycle utilisé avec le dioxyde de carbone n'a pas d'étape de condensation en condenseur. En effet, la source chaude d'une pompe à chaleur ou d'un climatiseur est souvent à une température plus élevée que la température critique du CO₂. Le cycle est donc dit « transcritique » (Figure 21) car il passe par la phase supercritique, lorsque la pression est supérieure à la pression critique. Au point critique, la densité et la viscosité des phases solide et liquide s'égalisent si bien qu'à l'état supercritique, l'état du fluide s'apparente à un brouillard visqueux. Au cours de ce cycle spécifique qui fait le tour du point critique, le CO₂ est comprimé jusqu'à une pression supercritique pouvant atteindre 120 bar. Puis, il est refroidi dans un échangeur appelé « refroidisseur de gaz » ou « gas cooler » dans lequel le fluide passe progressivement de l'état de « gaz supercritique » à « liquide supercritique » avec une variation des propriétés thermodynamiques importante mais progressive.

Tableau 9 : Caractéristiques du dioxyde de carbone

Fluide	R744 (dioxyde de carbone)
Formule chimique	CO ₂
GWP _{100ans} (kgCO ₂ /kg)	1
ODP	0
Risques potentiels	Pression élevée

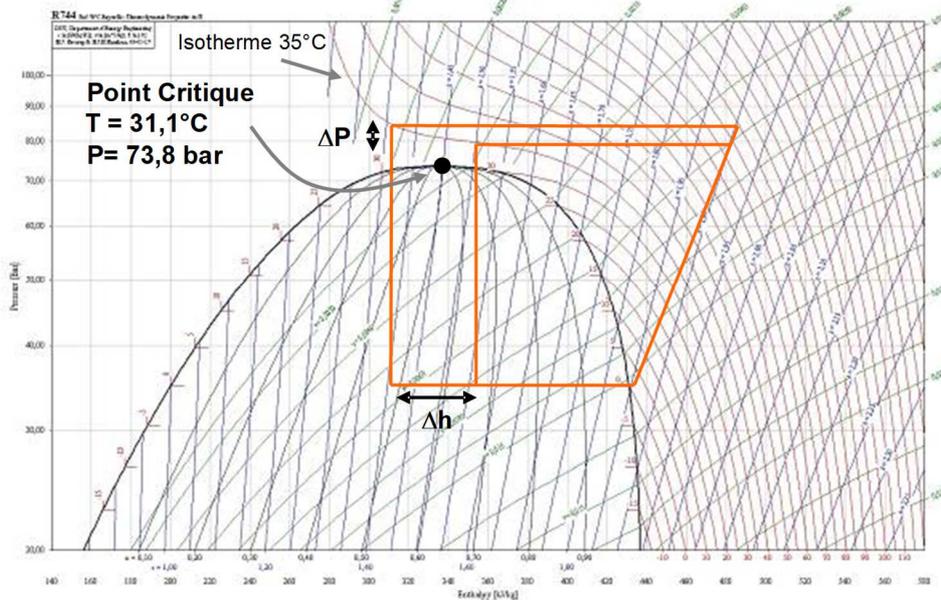


Figure 21 : Cycle transcritique du CO₂ sur le diagramme pression-enthalpie

Les isothermes au-dessus du point critique présentent un point d’inflexion. On peut remarquer que dans ce domaine, pour une température avant détente constante (35°C sur la Figure 21), une faible variation de pression entraîne une forte variation de la puissance aux échangeurs et donc une forte variation du coefficient de performance. Il est donc important de contrôler la haute pression du système. Il existe une haute pression optimale pour laquelle le COP est maximal. Les études sur ce sujet sont analysées dans la publication de Liao et al. [80]. Les équations que nous avons utilisées pour nos modèles sont celles de Liao et al. (équation 46) dans la référence [81], puis celle de Yang et al. [82] (équation 47) dans la référence [83] qui a résulté en de meilleures performances de cycles et qui est valable dans les mêmes conditions que la corrélation de Liao et al. [80]. Dans la publication de Yang et al. [82], une minimisation de la perte de COP par rapport au COP maximal sur une plus grande plage de fonctionnement a donné une troisième corrélation de la même forme (équation 48). Plus récemment, Qi et al. ont proposé une corrélation sous la forme d’une équation polynomiale uniquement en fonction de la température de sortie du gas cooler pour un chauffe-eau thermodynamique au CO₂ (équation 49) [84]. Les températures sont exprimées en °C et les pressions sont calculées en bar.

$$HP_{opt40} = (2,778 - 0,0157 \cdot T_{ev}) \cdot T_{gc-s} + (0,381 \cdot T_{ev} - 9,34) \quad (46)$$

$$HP_{opt41} = 3,065 \cdot T_{gc-s} + 0,36 \cdot T_{ev} - 0,0153 \cdot T_{ev} \cdot T_{gc-s} - 20,33 \quad (47)$$

$$HP_{opt42} = 2,759 \cdot T_{gc-s} + 0,471 \cdot T_{ev} - 0,018 \cdot T_{ev} \cdot T_{gc-s} - 13,955 \quad (48)$$

$$HP_{opt43} = 132,3 - 8,4 \cdot T_{gc-s} + 0,3 \cdot T_{gc-s}^2 - 27,7 \times 10^{-4} \cdot T_{gc-s}^3 \quad (49)$$

La Figure 22 compare l'évolution de la haute pression optimale pour les quatre corrélations des équations 46 à 49. On remarque très peu d'écart entre les trois premières corrélations, même pour des températures d'évaporation différentes. La quatrième corrélation est liée au dispositif expérimental de Qi et al. [84].

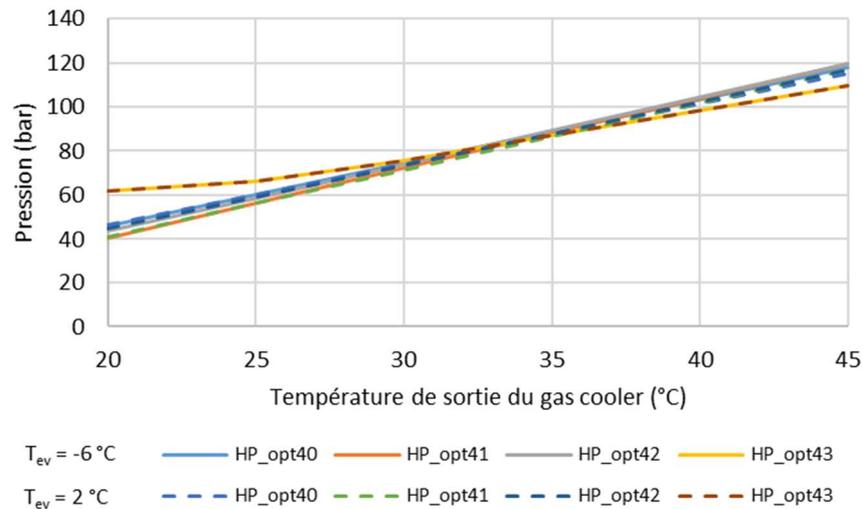


Figure 22 : Comparaison des hautes pressions optimales du cycle au CO₂ transcritique calculées avec quatre corrélations

Aujourd'hui, le dioxyde de carbone n'est pas un fluide utilisé dans l'application du chauffage des bâtiments. Les performances du cycle thermodynamique en chauffage sont environ 30 % plus faibles qu'avec du R134a [50]. L'impact sur le réchauffement climatique est alors indirect, par l'augmentation des émissions de gaz à effet de serre due à la surconsommation d'électricité pour produire la même quantité de chaleur.

Cependant, Gustav Lorentzen, chercheur norvégien auteur de "Revival of carbon dioxide as a refrigerant" [85], affirme en 1995 que le dioxyde de carbone se présente comme le meilleur fluide pour remplacer les CFC et les HCFC. L'industrie en a décidé autrement car elle a préféré fabriquer des machines fonctionnant au HFC, fluide adapté à la technologie déjà existante des machines au CFC ou au HCFC. Mais aujourd'hui, au vu des réglementations de plus en plus contraignantes sur les gaz à effet de serre, le dioxyde de carbone apparaît de nouveau comme un fluide intéressant. Si bien que d'après Peter Neksa [86], le CO₂ est un fluide prometteur, même pour l'application du chauffage des bâtiments. En effet, les nouveaux composants de cette technologie sont de plus en plus adaptés aux propriétés thermodynamiques du CO₂. Le cycle transcritique du CO₂ atteint des performances correctes à partir du moment où l'on refroidit au maximum le gaz supercritique comme cela est déjà réalisé dans l'application des chauffe-eau thermodynamiques « Eco Cute » développés par la Norvège et le Japon. La variation continue de température du CO₂ entre environ 120 et 20 °C au gas cooler est mise à profit pour produire de l'eau chaude à une température plus élevée que celle obtenue avec les pompes à chaleur traditionnelles. C'est la possibilité de produire de l'eau chaude sanitaire avec le cycle CO₂ qui explique en partie le développement important de ce type d'appareils au Japon, pays où les besoins en eau chaude sanitaire sont élevés du fait des traditions liées aux bains [87]. Stene propose par ailleurs un système combiné de production d'eau chaude sanitaire et de chauffage par pompe à chaleur au CO₂ [88]. La machine dispose de trois gas coolers en série dans lesquels la température du CO₂ supercritique diminue progressivement. Les gas coolers des niveaux de température le plus bas et le plus élevé réalisent respectivement un préchauffage et un réchauffage de l'eau chaude sanitaire alors que le gas cooler de niveau intermédiaire de température prépare de l'eau chaude pour le réseau de chauffage des locaux. Ce concept permet de profiter au maximum du sous-refroidissement et de l'importante variation de température au gas cooler. Un autre domaine d'application du CO₂ est la réfrigération en supermarché, principalement en boucle secondaire. Le CO₂ est un excellent fluide frigoporteur ou caloporteur. Son utilisation à la place d'un HFC permet de diminuer l'impact sur le réchauffement climatique [89].

3.4. Comparaison des propriétés thermophysiques

Pour cette comparaison, le choix s'est porté sur au moins un fluide de chaque grande famille. 11 fluides frigorigènes ont été sélectionnés :

- CFC : R12,
- HCFC : R22,
- HFC : R134a et R32,
- mélange de HFC : R407C car utilisé pour le prototype de ma thèse,
- HFO : R1234yf, R1234ze(E) et R1234ze(Z)
- HC : R290 et R600a car utilisés respectivement pour les prototypes des thèses de R. Ghouali et d'A. T. Diaby,
- NH₃
- CO₂

Le Tableau 10 présente quelques propriétés thermophysiques du R12 et du R22, CFC et HFC les plus utilisés par le passé, des HFC, des HC et des HFO étudiés dans mes recherches sur les TFP, de l'ammoniac et du CO₂. Pour chaque colonne de ce tableau, les valeurs sont graduellement présentées du rouge pour la valeur la plus élevée vers le bleu pour la valeur la plus faible. La masse molaire du fluide frigorigène dépend de la composition de la molécule et varie entre 17,03 m³/kg pour l'ammoniac et 120,9 m³/kg pour le R12.

Tableau 10 : Quelques propriétés thermophysiques des fluides frigorigènes étudiés

Fluide frigorigène	Masse molaire (g/mol)	Température critique (°C)	Pression critique (bar)	Volume spécifique à T _{rosée} = 0 °C (m ³ /kg)	Chaleur latente de changement d'état à T _{rosée} = 0°C (kJ/kg)	Chaleur latente de changement d'état à T _{rosée} = 50°C (kJ/kg)
R12	120,9	112	41,14	0,05542	151,5	121,5
R22	86,47	96,1	49,89	0,04708	205	154,1
R134a	102	101	40,59	0,0693	198,6	151,8
R32	52,02	78,1	57,84	0,04526	315,3	209,6
R407C	86,2	86,2	46,32	0,05087	218,2	157
R1234yf	114	94,7	33,82	0,05653	163,3	122,2
R1234ze(E)	114	109,4	36,32	0,08389	184,2	145,1
R1234ze(Z)	114	150,1	35,33	0,279	220,5	189
R290	44,1	96,7	42,47	0,09651	374,7	284,3
R600a	58,12	134,7	36,4	0,2353	355	298,5
NH ₃	17,03	132,3	113,3	0,2892	1262	1050
CO ₂	44,01	30,98	73,77	0,01024	230,9	état supercritique

La température critique la plus élevée est celle du R1234ze(Z), puis celles de l'ammoniac et de l'isobutane. Ces fluides sont utilisés dans des applications de haute température. La température critique du CO₂ est si faible que pour chauffer de l'eau ou de l'air pour les applications des thermofrigopompes, il faut utiliser un cycle transcritique. Pour les autres fluides, les températures critiques sont au voisinage des 80 à 100 °C.

Pour les hydrocarbures et ses dérivés, les pressions critiques sont proches de 40 bar. La pression critique de l'ammoniac et du CO₂ sont largement plus élevées.

Les volumes spécifiques des fluides à 0 °C sur la courbe de rosée (saturation en gaz) sont reportés dans la troisième colonne. Les HFO R1234ze(E) et R1234ze(Z), qui sont pourtant des isomères, ont des volumes spécifiques très différents à cause de répartitions de charges électroniques différentes. L'isobutane et l'ammoniac se démarquent par une forte valeur de volume spécifique et le CO₂ montre la valeur la plus faible. Le volume spécifique peut être lié à la taille du compresseur s'il est associé à la chaleur latente de changement de phase. En effet, à puissance équivalente et chaleur latente équivalente, une machine utilisant

un fluide frigorigène ayant un faible volume spécifique aura un compresseur avec un plus petit volume balayé.

Pour les hydrocarbures et ses dérivés présentés ici, les chaleurs latentes de changement d'état à 0 °C et 50 °C sont globalement assez proches. Elles ont tendance à diminuer avec la complexification de la molécule. Le CO₂ a des chaleurs latentes comparables à celles des hydrocarbures. Au contraire, l'ammoniac montre des chaleurs latentes trois à quatre fois supérieures. Les fluides avec une haute température critique ont des chaleurs latentes de changement d'état qui varient relativement peu avec la température de rosée.

Les diagrammes pression-enthalpie des fluides frigorigènes étudiés sont présentés sur la même figure (Figure 23). Le point d'enthalpie nulle correspond à une température de 25 °C et une pression standard de 101325 Pa. Les courbes de saturation du CO₂ et de l'ammoniac sont décalées par rapport aux hydrocarbures et les dérivés d'hydrocarbures. Cette figure met bien en évidence la grande chaleur latente de l'ammoniac. Parmi les dérivés d'hydrocarbures, le R32 présente la plus grande chaleur latente.

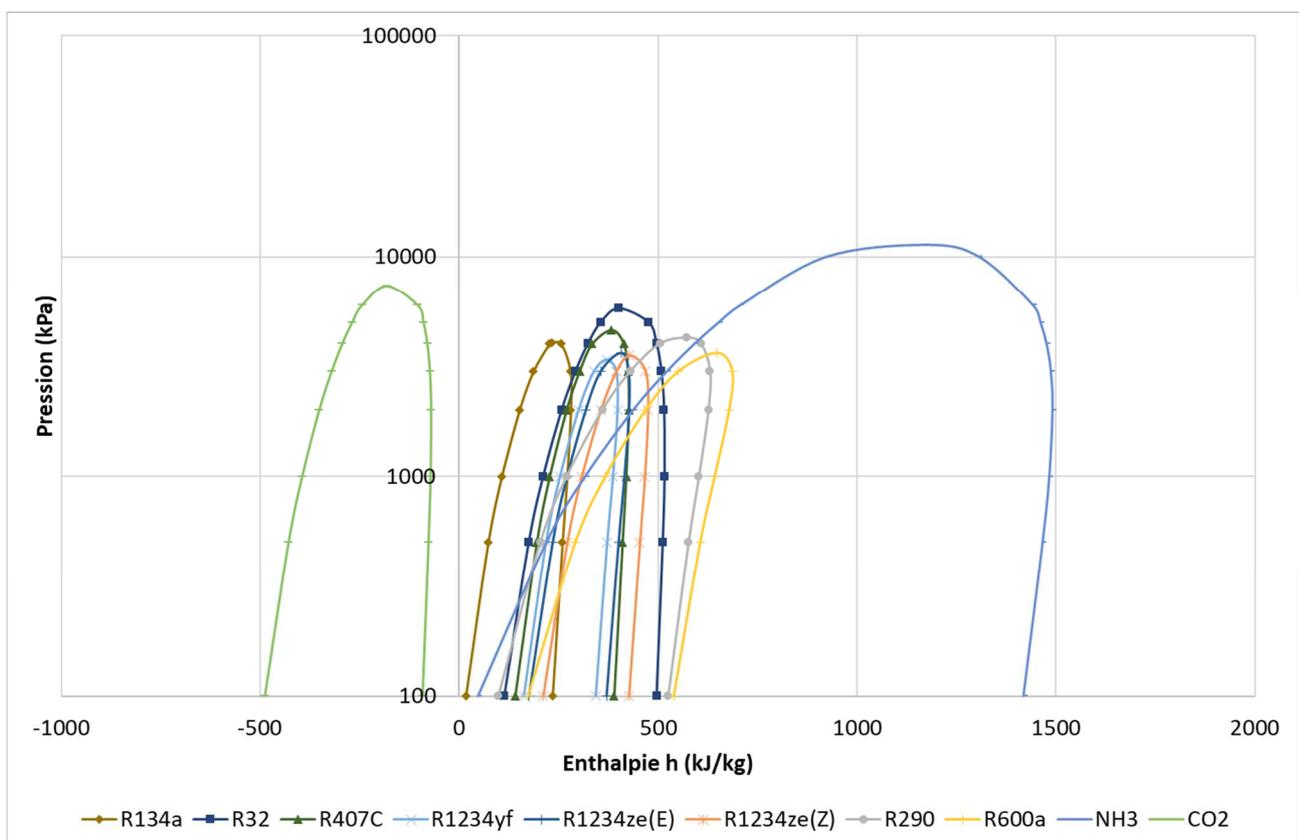


Figure 23 : Comparaison des diagrammes pression-enthalpie

Les pressions de saturation en fonction de la température de rosée sont présentées sur la Figure 24. A température équivalente, le CO₂ (R744) présente des pressions nettement plus hautes que les autres fluides. Les hautes pressions induisent des contraintes mécaniques plus fortes sur les composants du circuit frigorifique et les raccords. Des technologies différentes sont utilisées. Le R32 présente également une pression de saturation plus élevée que celle des autres fluides. Les fluides qui présentent les plus faibles pressions de saturation sont le R600a et le R1234ze(Z).

La température d'ébullition du R600a et du R1234ze(Z) à la pression atmosphérique sont de -11,7 °C et de 9,3 °C. Toute application en dessous de cette température exige une parfaite étanchéité de l'installation afin d'éviter que l'humidité de l'air ambiant ne s'infilte dans le circuit frigorifique.

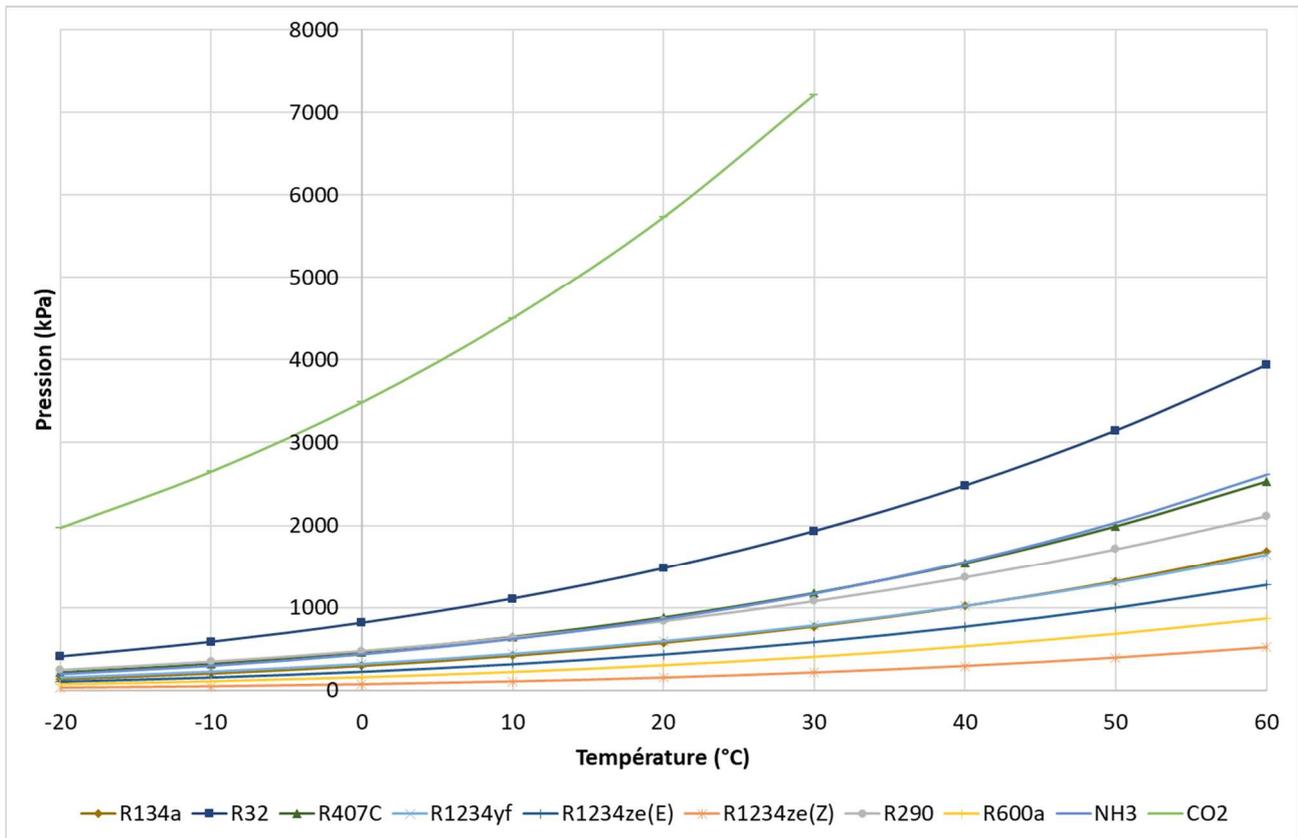


Figure 24 : Comparaison des diagrammes pression-température

Les capacités thermiques massiques des fluides en phases liquide et vapeur saturées sont présentées sur la Figure 25. Ces propriétés sont liées aux coefficients d'échange. Accessoirement, une plus grande capacité thermique massique contribue à la diminution de la température d'aspiration compresseur, étant donné que le gaz aspiré devient plus difficile à surchauffer. Les plus forts C_p sont observés pour l'ammoniac, le CO_2 , le propane (R290), l'isobutane (R600a) et le R32. La température critique du CO_2 est de 30,98 °C. Les valeurs des C_p liquide et vapeur à 30 °C sont beaucoup plus élevées et égales respectivement à 35,4 $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ et 55,9 $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Les évolutions des conductivités thermiques en phases liquide et vapeur saturées en fonction de la température sont présentées sur la Figure 26. Une forte conductivité thermique a un effet favorable sur le coefficient d'échange. L'ammoniac se distingue par de fortes valeurs. Le CO_2 présente également une forte conductivité thermique, surtout en phase vapeur pour une température s'approchant de celle du point critique. A 30 °C, la conductivité thermique de la vapeur atteint 0,14 $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

La Figure 27 montre l'évolution des viscosités des phases liquide et vapeur en fonction de la température de saturation. Une faible viscosité dynamique liquide correspond à une faible friction dans les conduites liquides, ce qui contribue à diminuer les pertes de charge dans le circuit frigorifique. Une viscosité élevée entrainera une réduction des échanges.

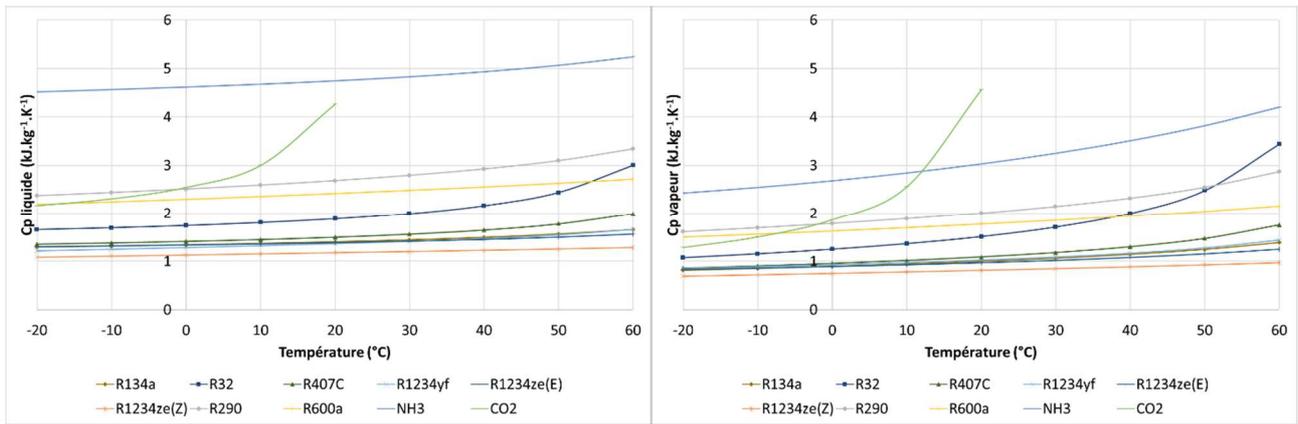


Figure 25 : Comparaison des évolutions des capacités thermiques massiques en fonction de la température

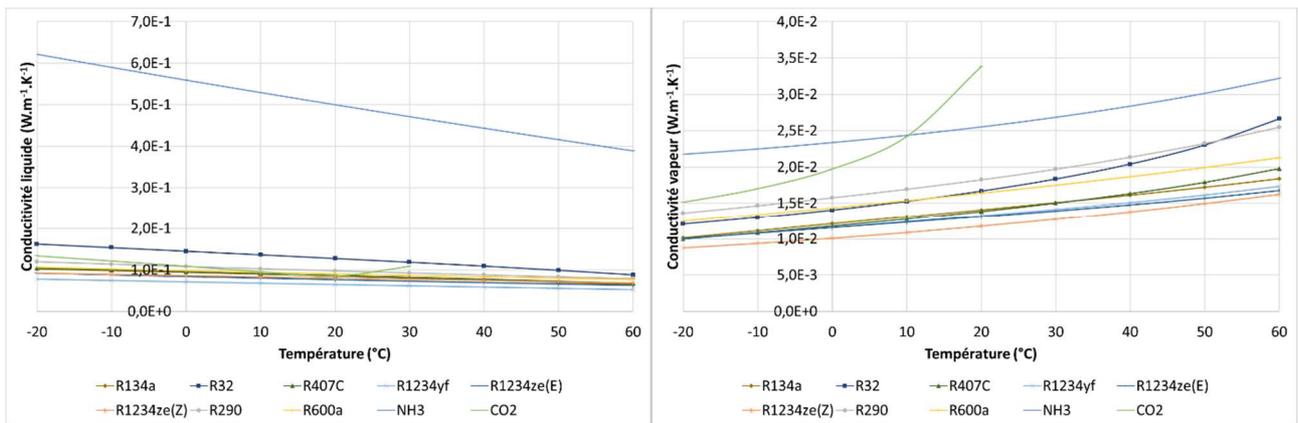


Figure 26 : Comparaison des évolutions de la conductivité thermique en fonction de la température

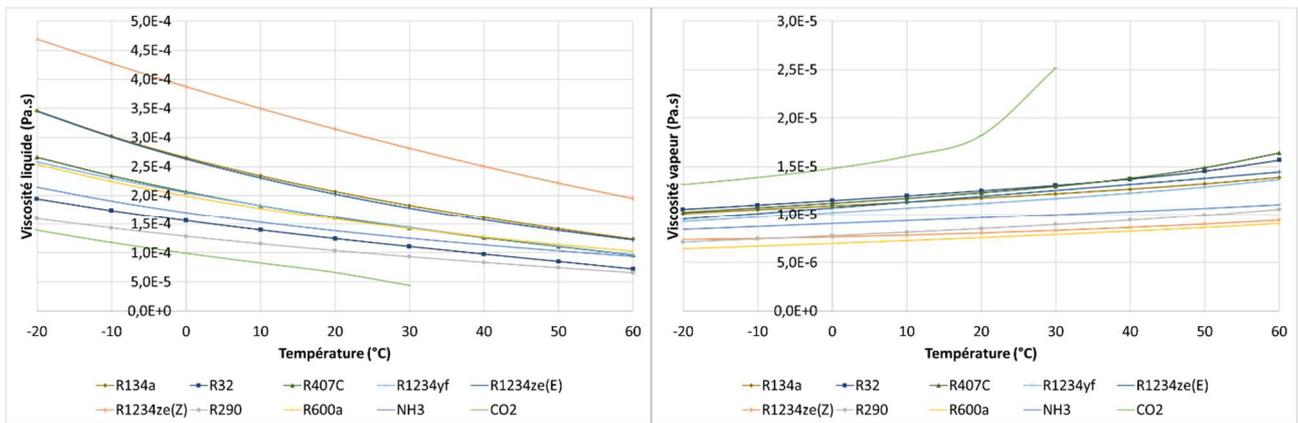


Figure 27 : Comparaison des évolutions de la viscosité en fonction de la température

3.5. Comparaison des performances des cycles

Les performances des cycles thermodynamiques des fluides frigorigènes présentées dans le Tableau 10 sont comparées pour trois applications : la production d'eau chaude à 35 °C et d'eau froide à 7 °C, pour le chauffage et le rafraîchissement de locaux et la production d'eau chaude sanitaire à 55 °C selon les températures imposées par les normes d'essai EN14511 [90] et EN16147 [91]. En fonction des températures des sources, 5 modes sont simulés selon le Tableau 11 :

- mode (1) chauffage seul,
- mode (2) rafraîchissement seul,
- mode (3) ECS seule,
- mode (4) simultané chauffage et rafraîchissement,
- mode (5) simultané ECS et rafraîchissement.

Ces 5 modes correspondent à 4 simulations car les températures d'évaporation et de condensation sont supposées être les mêmes dans les modes (2) rafraîchissement seul et (4) simultané chauffage et rafraîchissement.

Tableau 11 : Températures de fonctionnement des modes simulés

Mode	T _{e,air} (°C)	T _{s,air} (°C)	T _{e,ef} (°C)	T _{s,ef} (°C)	T _{e,ec} (°C)	T _{s,ec} (°C)	T _{ev} (°C)	T _{cd} (°C)
(1) chauffage seul	7	-1	-	-	30	35	-6	40
(2) rafraîchissement seul	27	35	12	7	-	-	2	40
(3) ECS seule	7	-1	-	-	15	55	-6	60
(4) simultané chauffage et rafraîchissement	-	-	12	7	30	35	2	40
(5) simultané ECS et rafraîchissement	-	-	12	7	15	55	2	60

Les températures de production d'eau chaude choisies impliquent des températures de condensation plus élevées et des températures d'évaporation plus basses que celles des sources. On suppose que les pincements de température dans les échangeurs de chaleur sont de 5 K pour l'eau et 8 K pour l'air. Pour les fluides classiques, la température de condensation est de 40 °C et 60 °C respectivement pour le chauffage de locaux et la production d'eau chaude sanitaire. L'air ambiant est supposé être à une température de 7 °C comme utilisé dans la norme européenne EN14511 [90]. Cette température ambiante donne une température d'évaporation de -6 °C pour un refroidissement de l'air supposé de 8 K, à l'exception du mélange zéotropique R407C, pour lequel le glissement de température permet de remonter à une température d'évaporation de -1 °C au point de rosée. Le régime de température d'eau fraîche de rafraîchissement est 12 °C / 7 °C. La température d'évaporation est donc de 7 °C pour le R407C et de 2 °C pour les autres fluides. Les hypothèses suivantes ont été prises en compte pour tous les fluides.

- la surchauffe est égale à 5 K,
- le sous-refroidissement est égal à 2 K,
- les pertes de charge dans les échangeurs de chaleur sont négligées,
- le rendement isentropique est égal à 0,7,
- une surchauffe non-utile dans la conduite d'aspiration égale à 1 K.

Pour le cycle transcritique du dioxyde de carbone, la haute pression a été calculée d'après la corrélation de Qi et al. [84] (équation 49). La haute pression optimale dépend de la température de sortie du gas cooler $T_{s,gc}$. Pour le chauffage de locaux et la production d'ECS, les températures de sortie du gas cooler sont égales à 35 °C et 20 °C et les pressions optimales à 87,04 bar et de 62,14 bar respectivement. Selon cette corrélation, le cycle thermodynamique du CO₂ est très légèrement sous critique pour une température de sortie de gas cooler de 20 °C. Cependant, cette corrélation serait valable dans le cas où la source chaude n'aurait qu'une faible variation de température. En effet, à cette pression la température de condensation du CO₂ est de 23

°C et la chaleur latente nécessaire pour condenser le fluide est trop importante. L'ECS ne peut pas récupérer cette grande quantité de chaleur à si basse température (23 °C) puis subir une montée en température jusqu'à 55 °C grâce à l'énergie de désurchauffe avec le même débit. Pour faciliter la comparaison des cycles et assurer un refroidissement supercritique du CO₂, la pression de 87,04 bar est aussi utilisée pour les modes (3) et (5) de productions d'ECS.

Les simulations ont été réalisées avec Engineering Equation Solver [1]. La Figure 28 présente les COP des cycles thermodynamiques dans les modes de fonctionnement présentés ci-dessus. Le fluide frigorigène R407C se démarque parmi les HFC du fait du glissement de température lors des changements de phase. Le R1234ze(Z) affiche des COP légèrement au-dessus des autres fluides. Le CO₂ a un comportement particulier. En modes chauffage et rafraîchissement seuls, les performances du cycle sont assez mauvaises. En mode de production d'ECS seule, les performances du cycle du CO₂ sont équivalentes à celles des autres fluides frigorigènes. En mode simultané de rafraîchissement et de production d'eau chaude à haute température, les performances sont bien meilleures. Ce comportement vient de l'importance de la température d'évaporation. La Figure 29 présente une plus forte évolution du COP_{TFP} de CO₂ en fonction de la température d'évaporation. Le CO₂ reste donc un fluide intéressant pour les TFP pour autant que la température de sortie du gaz cooler soit basse, donc en mode de production d'ECS (3) ou (5), ou alors avec une récupération de chaleur après un premier refroidissement de gaz supercritique, et que la température d'évaporation ne soit pas trop faible. Les autres fluides présentent des performances moyennes.

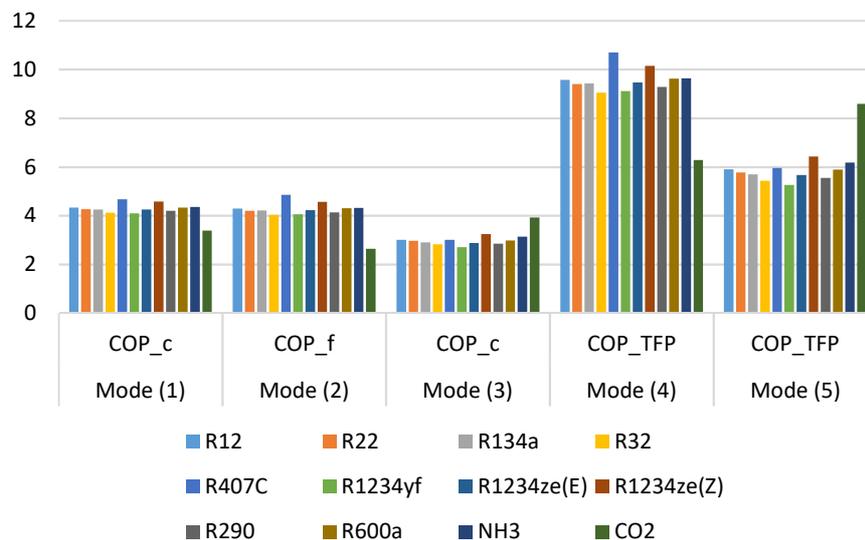


Figure 28: Comparaison des COP des cycles dans différents modes de fonctionnement de thermofrigopompe

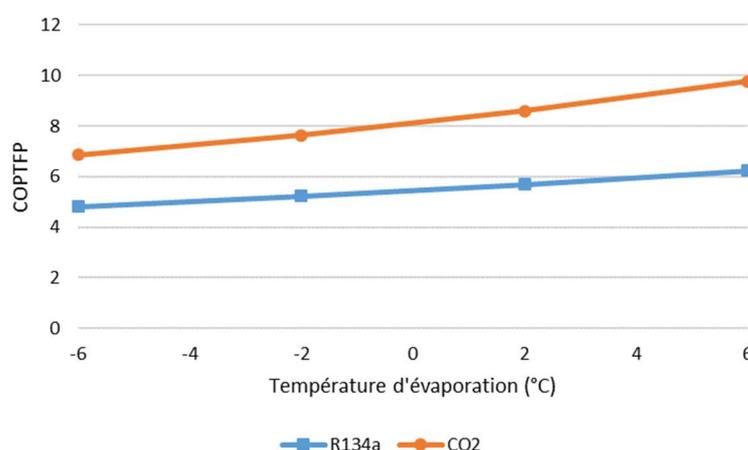


Figure 29 : Evolution du COP_{TFP} des cycles du R134a et du CO₂ en fonction de la température d'évaporation

3.6. Bilan sur les fluides frigorigènes

A l'heure actuelle, aucun fluide frigorigène ne répond pleinement aux exigences de performance, de sécurité et de protection de l'environnement. Chaque application dispose d'une sélection de plusieurs fluides particulièrement adaptés.

Pour les étudier, l'outil numérique EES intègre un accès facile aux propriétés thermophysiques des fluides frigorigènes [1] et l'application Coolpack développée dans l'environnement EES par la DTU (Technical University of Denmark) facilite le calcul des performances des cycles frigorifiques [92].

Les fluides fluorés sont les réfrigérants les plus utilisés dans le monde. Des firmes industrielles fabriquent des substances aux caractéristiques thermodynamiques adaptées à chaque application du secteur de la réfrigération. Les CFC constituaient la première famille de fluides largement utilisés pour la réfrigération et ont été interdits d'utilisation en raison de leur effet d'appauvrissement de la couche d'ozone. Les HCFC ont beaucoup moins d'effet sur l'appauvrissement de la couche d'ozone et ont été utilisés comme fluides de transition vers des substances ayant un ODP nul. De nos jours, les HFC sont les fluides frigorigènes les plus utilisés dans les nouveaux appareils de réfrigération. Cependant, leur impact sur l'environnement concerne le réchauffement climatique et l'effet de serre. Ces fluides sont classés par le protocole de Kyoto dans la catégorie des gaz à effet de serre. Grâce à un relativement faible GWP de 650, le R32 est de plus en plus utilisé en climatisation. Mais les HFC sont donc déjà soumis par la réglementation européenne F-gas à un calendrier fixant des interdictions de mise sur le marché de fluides ayant un GWP au-dessus de seuils de 150, 750 ou 2500 en fonction des applications et donc du risque de fuite et de l'exposition des personnes à ces machines. Pour anticiper ces contraintes, de nouveaux fluides de synthèse de la famille des hydrofluorooléfines (HFO) ont fait leur apparition sur le marché et offrent un très faible GWP. D'autres fluides de substitution font actuellement l'objet de recherches dans l'industrie chimique afin de répondre aux exigences de faible GWP et de performances élevées.

Dans le contexte environnemental, le retour aux fluides frigorigènes « naturels », c'est-à-dire naturellement présents dans l'environnement, devient une alternative prometteuse dans le développement de nouvelles thermofrigopompes. Parmi les fluides naturels, trois candidats se démarquent : les hydrocarbures, le dioxyde de carbone et l'ammoniac. Cependant, les contraintes de sécurité dans les bâtiments bannissent l'usage de l'ammoniac. Les prochaines régulations internationales vont pousser les fabricants de petites pompes à chaleur à développer des machines utilisant des fluides frigorigènes à faible GWP. La revue bibliographique a identifié plusieurs candidats parmi les fluides purs : quelques hydrocarbures, les HFO et le CO₂. Les hydrocarbures montrent de bonnes performances mais sont fortement inflammables. Une limitation de charge est appliquée aux petites pompes à chaleur dans les locaux occupés. Les HFO sont moins performants, ont aussi peu d'impact sur le réchauffement climatique mais sont plus chers car synthétisés par l'industrie chimique. Les HFO sont parfois légèrement inflammables et présentent un risque potentiel d'acidification des cours d'eau. Le CO₂ est très performant en production d'ECS mais peu performant en chauffage. Les hautes pressions de fonctionnement imposent l'utilisation de composants plus chers que pour les autres technologies. Aujourd'hui, il n'existe donc pas de fluide à faible GWP idéal pour les TFP.

Les fluides frigorigènes que j'ai étudiés de manière préférentielle sont donc les fluides frigorigènes naturels : le propane en étude expérimentale et simulée et le CO₂ en simulation. L'ammoniac n'a pas été étudié à cause de l'incompatibilité entre sa dangerosité pour l'homme et les applications visées par les thermofrigopompes étudiées jusqu'à présent. Dans le futur, il serait intéressant d'aborder les thermofrigopompes à l'ammoniac dans les applications industrielles car ce fluide possède les meilleures propriétés thermodynamiques. Le propane (R290) est l'hydrocarbure qui a été retenu pour plusieurs études du fait de ses niveaux de pression moyens. Les perspectives sont toutefois limitées à cause du caractère inflammable des hydrocarbures. Une attention particulière a été portée sur le CO₂ car ses caractéristiques thermophysiques uniques lui confèrent des avantages pour la production d'eau chaude à haute température pour la production d'ECS et le dessalement d'eau de mer par distillation membranaire. Les thermofrigopompes ont un fonctionnement de double service dans lequel les performances sont évaluées d'une façon différente des autres systèmes thermodynamiques si bien que leur développement est une opportunité pour appuyer l'usage de ce fluide frigorigène naturel au comportement unique.

4. Résultat de recherche significatifs

Sur la base des éléments développés dans les chapitres précédents, j'ai encadré des étudiants dans leurs travaux et obtenu un certain nombre de résultats de recherche. Cette section en présente les principaux.

4.1. Amélioration de l'architecture des thermofrigopompes

Ma thèse sur le développement d'une thermofrigopompe de petite à moyenne puissance destinée aux petits bâtiments tertiaires et résidentiels collectifs a permis de décrire une séquence de fonctionnement hivernal alternant un mode chauffage puis un mode HP simultané et incluant un dégivrage par thermosiphon diphasique [58]. Par la suite, j'ai continué à œuvrer à l'amélioration de cette TFP par une étude complémentaire sur ce système de dégivrage, par la co-direction d'une thèse sur le passage au stade préindustriel de la machine et par une étude complémentaire sur le développement d'un chauffe-eau thermodynamique au propane. Ces quatre points sont développés ci-après.

4.1.1. Description du fonctionnement du premier prototype

La Figure 30 présente le schéma du premier prototype de thermofrigopompe. Son fonctionnement par mode dépend des besoins thermiques. Les demandes de chaleur et de froid sont définies par les températures dans les ballons d'eau chaude et d'eau froide connectés à la TFP. L'échangeur à air est une batterie à ailettes à trois fluides dont deux, fluide frigorigène basse et haute pression, sont utilisés en alternance. Cet échangeur est utilisé soit en tant qu'évaporateur en mode chauffage (zone LP pour low pressure), soit en tant que condenseur en mode rafraîchissement (zone HP pour high pressure). L'évaporateur à eau produit de l'eau froide dans les modes rafraîchissement et simultané. Le condenseur à eau produit de l'eau chaude dans les modes chauffage et simultané. Le dernier échangeur est un sous-refroidisseur qui permet de stocker de la chaleur à basse température dans le ballon d'eau froide en mode chauffage, quand il n'y a pas de besoin de rafraîchissement. Ce stock d'énergie est utilisé en temps différé dans un mode simultané. Si du givre s'est formé sur l'évaporateur à air, il sera fondu par la condensation du fluide frigorigène dans un thermosiphon diphasique décrit dans la section 4.1.2.

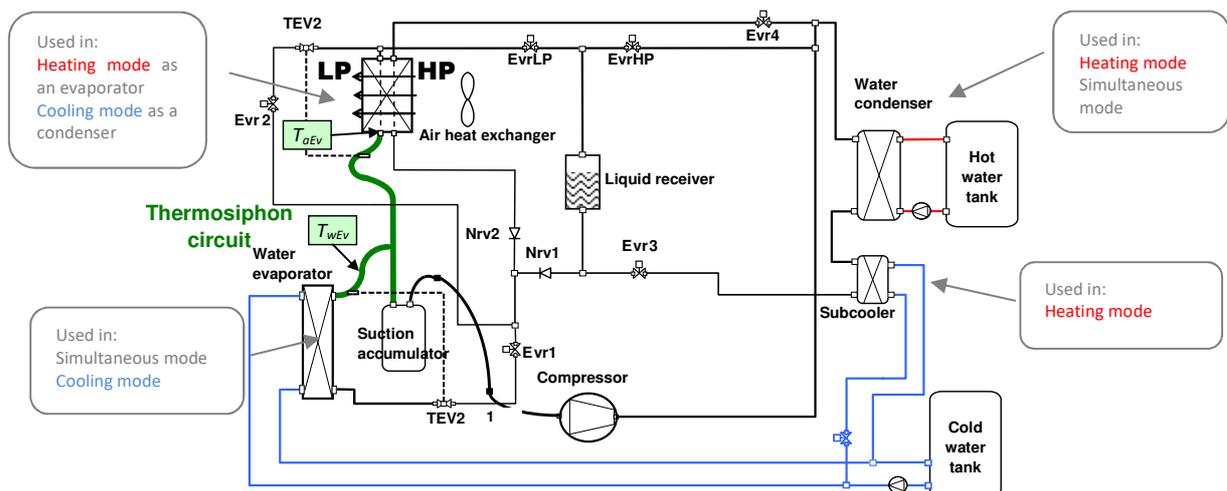


Figure 30 : Schéma de principe du premier prototype de thermofrigopompe

Le fonctionnement hivernal alternant le mode chauffage avec évaporation sur air et le mode simultané avec évaporation sur eau à température plus élevée donne une amélioration de performance supplémentaire par rapport à une thermofrigopompe classique ainsi que des améliorations encore plus nettes par rapport à une pompe à chaleur réversible qui aurait les mêmes composants et fonctionnerait dans les mêmes conditions. Le Tableau 12 rassemble l'ensemble des résultats de simulations annuelles obtenus grâce au logiciel TRNSYS à partir d'un modèle validé de TFP. On peut établir les conclusions suivantes :

1. Une thermofrigopompe apporte un gain de coefficient de performance saisonnier par rapport à une pompe à chaleur réversible. Le gain peut atteindre jusqu'à 20 % selon les cas d'études.
2. Les coefficients de performance saisonniers et les rendements exergétiques sont meilleurs lorsque les besoins simultanés sont élevés. Le rendement exergétique est très sensible à cet aspect.
3. Le CO₂ présente de meilleures améliorations de performance que le R407C lors du passage d'une PAC réversible à une TFP.
4. Le propane utilisé dans une TFP donne de meilleures performances énergétiques et environnementales que le R407C et le R1234yf.
5. L'impact environnemental évalué par le TEWI est réduit par l'usage d'une TFP par rapport à une PAC réversible.

Tableau 12 : Résultats des simulations annuelles menées avec le logiciel TRNSYS

Article	Bâtiment	Site	Fluide	Indice de performance	Commentaires	
[93] International Journal of Refrigeration	Hôtel	Paris	R407C	SCOP = 3,57	+16,7 %	Par rapport à une PAC réversible
			CO2	SCOP = 3,26	+20,7 %	
			R407C	$\eta_{ex} = 26,40 \%$	+11,0 %	
			CO2	$\eta_{ex} = 27,48 \%$	+49,5 %	
			R407C	TEWI = 113112 kg _{CO2}	-12,0 %	
			CO2	TEWI = 95359 kg _{CO2}	-27,4 %	
[94] Building Simulation	Hôtel	Rennes	R407C	SCOP = 4,34	+13,0 %	Par rapport à une PAC réversible
			R407C	$\eta_{ex} = 36 \%$	+16,1 %	
		Marseille	R407C	SCOP = 5,33	+6,2 %	
			R407C	$\eta_{ex} = 33 \%$	+6,5 %	
		Bruxelles	R407C	SCOP = 3,61	+18,7 %	
R407C	$\eta_{ex} = 36 \%$	+56,5 %				
[6] Energy and Buildings	Résidentiel collectif BBC	Rennes	R407C	SCOP = 2,84		Une partie des consommations est couverte par un appoint. TFP environ 4 fois moins puissante que dans [93].
			R290	SCOP = 3,21		
			R1234yf	SCOP = 3,05		
			R407C	TEWI = 26362 kg _{CO2}		
			R290	TEWI = 12709 kg _{CO2}		
			R1234yf	TEWI = 13741 kg _{CO2}		

4.1.2. Dégivrage par thermosiphon diphasique

Le dégivrage par thermosiphon diphasique est rendu possible dans la configuration matérielle d'une thermofrigopompe par la présence de deux évaporateurs en parallèle dans le circuit. Cette technique de dégivrage innovante utilise la différence de pression liée à la différence de température à l'intérieur d'un circuit frigorifique pour mettre en mouvement de la vapeur produite dans une zone chaude vers une zone froide créée par le givre. Au point froid, la vapeur se condense et l'énergie de condensation sert à dégivrer l'évaporateur. Le principe de ce dégivrage a d'abord été présenté dans une publication dans la revue Applied Energy issue de mes travaux de thèse [95]. Par la suite, un article dans une conférence de l'ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration and Air conditioning Engineers) [96] a permis de mieux caractériser le phénomène grâce à l'observation à l'aide d'une caméra infrarouge du tube de connexion entre les deux évaporateurs.

Le schéma de la Figure 30 met aussi en évidence le circuit du thermosiphon diphasique. Ce circuit (Figure 31) doit avoir des dimensions qui favorisent la montée des vapeurs de fluide frigorigène tout en autorisant la descente du liquide. Une visualisation dans le temps par caméra infrarouge et des mesures simultanées de températures en parties haute et basse du tube ont été effectuées afin de caractériser le phénomène.

Les images infrarouges sont présentées sur la Figure 32. Après un long fonctionnement en mode chauffage qui a entraîné le givrage de l'évaporateur, le mode simultané est enclenché (Figure 32a). A l'instant initial de l'observation, le tube est froid. Au bout de 100 s (Figure 32b), le thermosiphon s'est activé naturellement. Du fluide frigorigène vaporisé dans l'évaporateur à eau est monté et a réchauffé le tube. Une minute après (Figure 32c), du fluide frigorigène liquide provenant de l'évaporateur givré redescend dans le tube de connexion. A 200 s (Figure 32d), le tube est redevenu complètement froid.

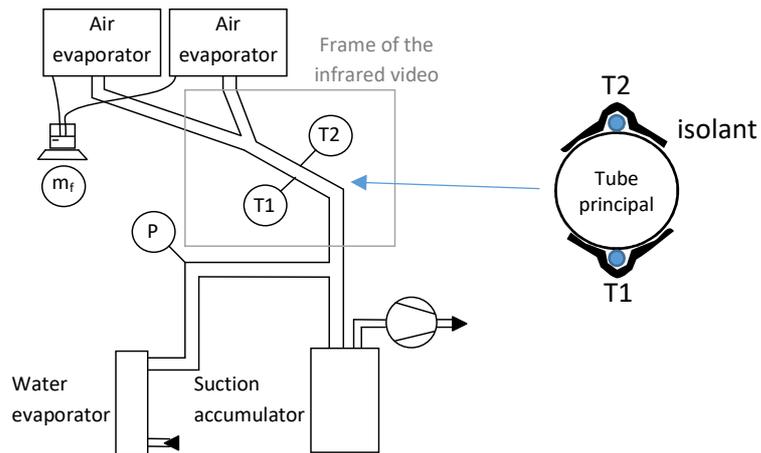


Figure 31 : Circuit frigorifique du thermosiphon

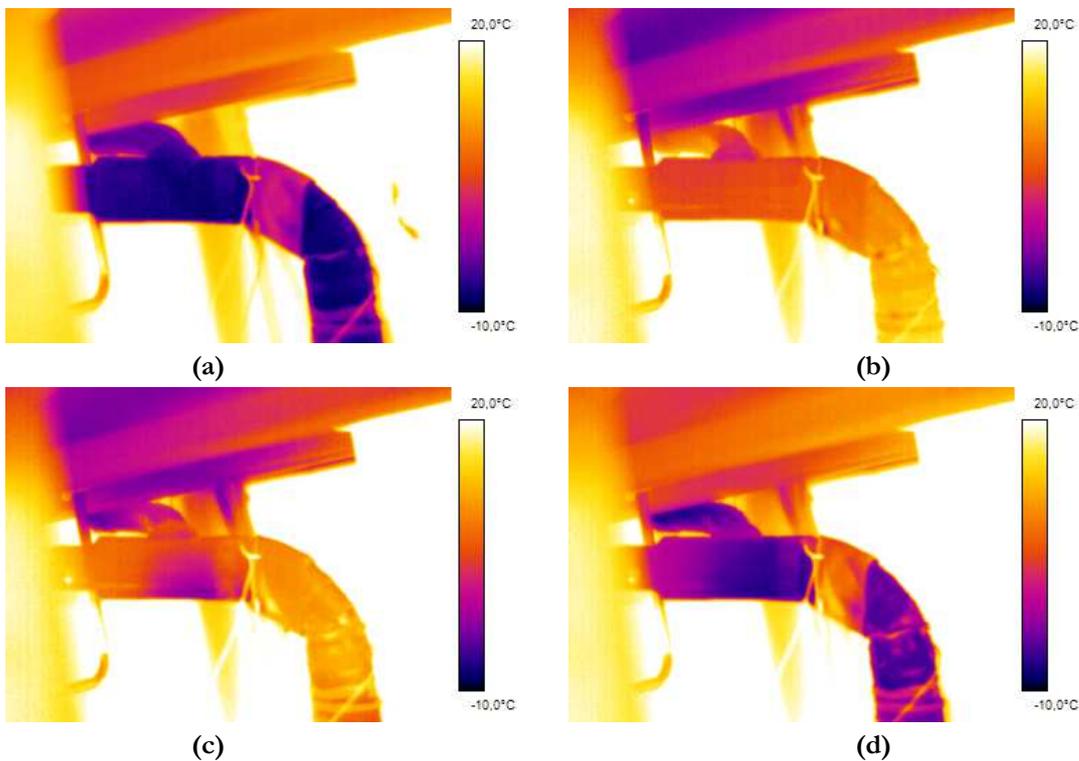


Figure 32 : Images par thermographie infrarouge du thermosiphon à 0 s (a), 100 s (b), 160 s (c) et 200 s (d)

Durant le même essai, des mesures de température (T1 et T2 en Figure 31) ont été effectuées par des thermocouples de type K de précision 0,1 °C sur la partie haute et la partie basse du tube principal. La courbe de la Figure 33 montre que les températures du tube augmentent en présence de vapeur et diminuent en présence de liquide. A partir de 160 s d'essai, la température T1 devient plus faible que T2. On peut donc conclure que la partie basse du tube contient du liquide alors que la partie haute contient de la vapeur.

Ces essais témoignent du fonctionnement du thermosiphon. Néanmoins, sur ce prototype le phénomène s'arrête de lui-même assez rapidement. Pour de fortes prises en givre, la production de fluide frigorigène condensé est si importante qu'elle crée des bouchons de liquide qui bloquent la remontée des vapeurs dans le tube. Le phénomène de thermosiphon est d'abord perturbé puis s'arrête de lui-même. Des essais complémentaires menés au début de la thèse de R. Ghouali sur le premier prototype l'ont attesté.

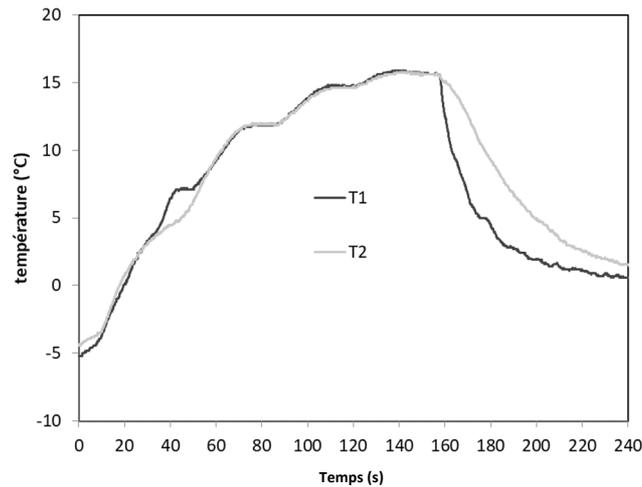


Figure 33 : Evolution des températures lors de l'activation du thermosiphon.

4.1.3. Développement d'un prototype préindustriel de thermofrigopompe

Etant donné les problèmes de fonctionnement détectés sur le premier prototype, de nécessaires évolutions étaient à réaliser sur la thermofrigopompe. La thèse de Redouane Ghouali a porté sur l'amélioration de l'architecture de la thermofrigopompe jusqu'au dépôt d'un brevet. Le cadre de cette thèse était un contrat CIFRE avec le Pôle Cristal de Dinan. Les moyens mis en œuvre ont été expérimentaux et numériques.

Après une étude bibliographique poussée présentée dans un premier chapitre, le deuxième chapitre de la thèse détaille l'étude du premier prototype en conditions d'essais normalisés. L'analyse des performances a permis de détecter des défauts de dimensionnement. Un travail sur l'architecture et le dimensionnement des composants a été effectué par R. Ghouali. Les composants ont donc été sélectionnés et/ou dimensionnés en conditions nominales en fonction de leur implication dans les différents modes de fonctionnement avec un ordre de priorité en fonction des usages que l'on souhaite privilégier (Figure 34). Ainsi, le mode 1, simultané chauffage, conditionne les dimensionnements du condenseur à eau et de l'évaporateur à eau. Le dimensionnement de l'évaporateur à air (EVA) et du sous-refroidisseur (SR) sont ensuite menés dans le mode 2, chauffage seul avec évaporation sur air. Le mode 3, simultané ECS, détermine le dimensionnement du condenseur d'ECS (CDECS). Enfin, une vérification du dimensionnement en conditions nominales est effectuée dans les deux derniers modes de fonctionnement.

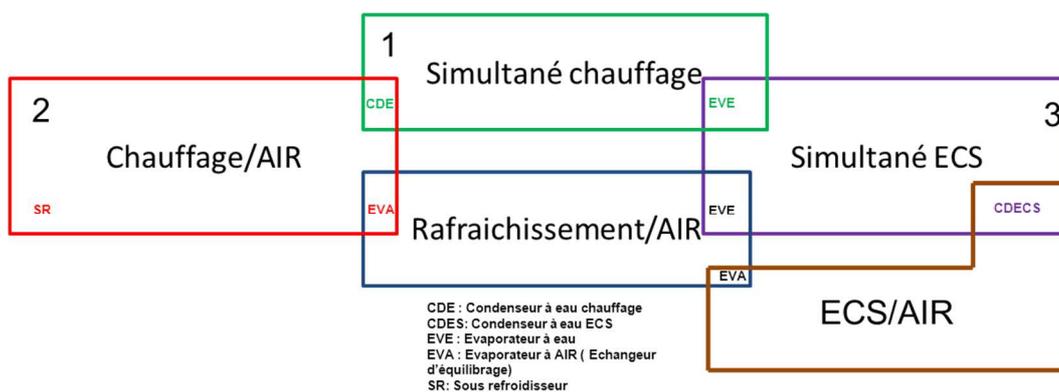


Figure 34 : Méthode de sélection des échangeurs de la TFP

Un deuxième prototype de TFP a donc été dimensionné, construit et testé par R. Ghouali (Figure 35, Figure 36 et Figure 37). Des résultats expérimentaux ont validé le dimensionnement et le principe de fonctionnement de la TFP. La mise au point du prototype est restée confidentielle pour constituer le savoir-faire qui accompagne un brevet sur son architecture. Des vannes quatre-voies ont été placées astucieusement pour rapatrier le fluide frigorigène dans les composants utiles de la TFP en connectant les

éléments non-utilisés à l'aspiration du compresseur, ne les laissant qu'avec du fluide frigorigène sous forme vapeur. La Figure 38 présente la première page du brevet déposé sur ce concept.

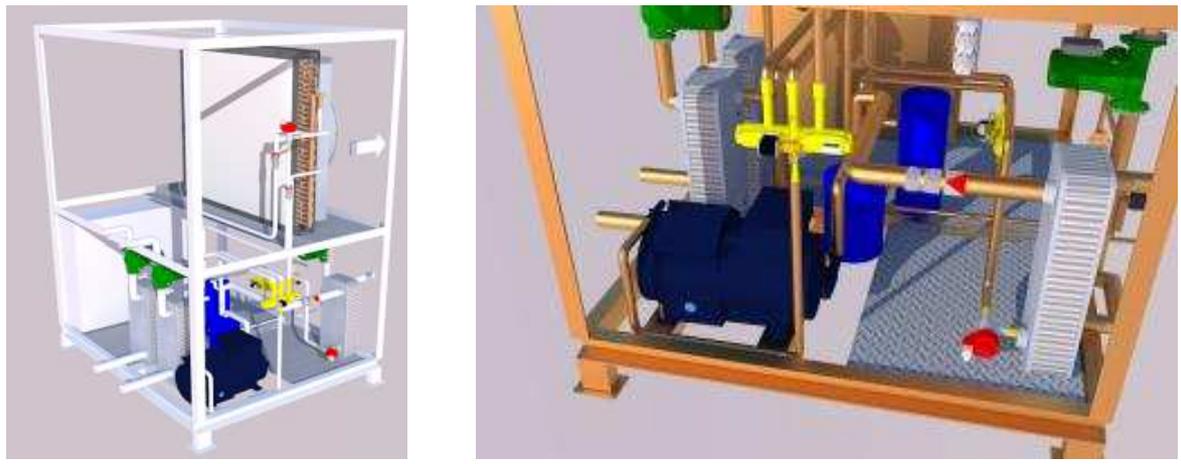


Figure 35 : Schémas du prototype TFP en 3D

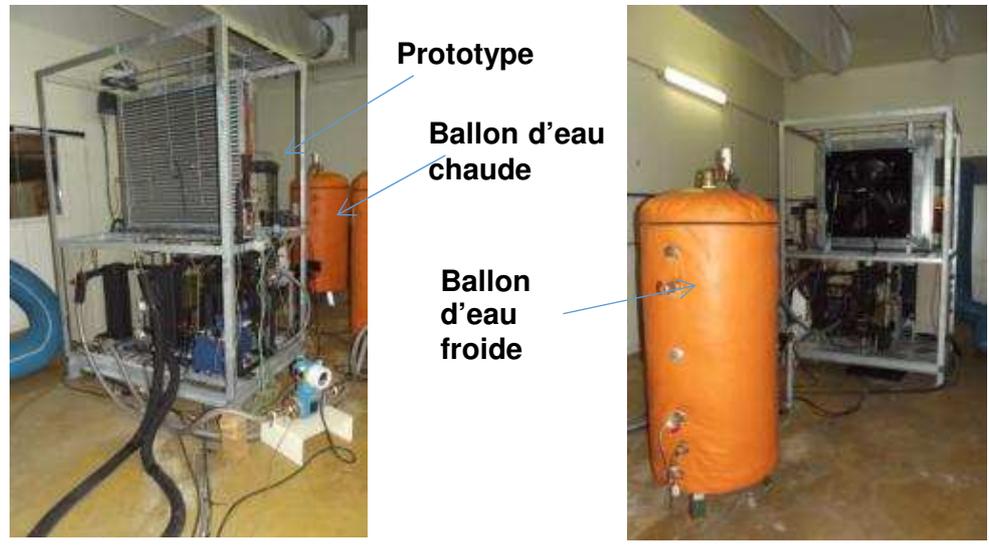


Figure 36 : Photographies du prototype de TFP



Figure 37 : Photographie d'implantation de la TFP dans les enceintes climatiques

(12) DEMANDE INTERNATIONALE PUBLIÉE EN VERTU DU TRAITÉ DE COOPÉRATION EN MATIÈRE DE BREVETS (PCT)

(19) Organisation Mondiale de la
Propriété Intellectuelle
Bureau international



(10) Numéro de publication internationale
WO 2015/015104 A1

(43) Date de la publication internationale
5 février 2015 (05.02.2015)

WIPO | PCT

(51) Classification internationale des brevets :
F25B 13/00 (2006.01)

Noyal Chatillon (FR). **BYRNE, Paul**; 7 Allée de la Vil-
louyère, F-35850 Geveze (FR).

(21) Numéro de la demande internationale :
PCT/FR2014/051948

(74) Mandataires : **DUTREIX, Hugues** et al.; Ipsilon Brema-
Loyer, 3, rue Edouard Nignon, F-44300 Nantes (FR).

(22) Date de dépôt international :
28 juillet 2014 (28.07.2014)

(81) États désignés (sauf indication contraire, pour tout titre
de protection nationale disponible) : AE, AG, AL, AM,
AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY,
BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM,
DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR,
KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME,
MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ,
OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA,
SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM,
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM,
ZW.

(25) Langue de dépôt : français

(26) Langue de publication : français

(30) Données relatives à la priorité :
1357482 29 juillet 2013 (29.07.2013) FR

(71) Déposants : **ASSOCIATION POLE CRISTAL** [FR/FR];
49 Avenue René Cassin, F-22100 Dinan (FR). **INSTITUT
NATIONAL SCIENCES APPLIQUEES** [FR/FR]; 20
avenue des Buttes de Coesmes, F-35700 Rennes (FR).
UNIVERSITE DE RENNES 1 [FR/FR]; 2, rue du Tha-
bor, F-35065 Rennes (FR).

(84) États désignés (sauf indication contraire, pour tout titre
de protection régionale disponible) : ARIPO (BW, GH,
GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ,
UG, ZM, ZW), eurasiatique (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ,
TM), européen (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK,
EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV,
MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM,

(72) Inventeurs : **GHOUBALI, Redouane**; 93 rue Mohammed
Zekkel, Alger (DZ). **BAZANTAY, Frédéric**; 8 résidence
des Châtaigniers, F-22980 La Landec (FR). **MEAR, Ludo-
vic**; 18 Boulevard du Mail, F-35870 Combourg (FR). **MI-
RIEL, Jacques**; Le Moulin de Château Létard, F-35230

[Suite sur la page suivante]

(54) Title : REFRIGERATING CIRCUIT, FACILITY COMPRISING SUCH A CIRCUIT AND CORRESPONDING METHOD

(54) Titre : CIRCUIT FRIGORIFIQUE, INSTALLATION COMPRENANT UN TEL CIRCUIT ET PROCÉDE CORRESPON-
DANT

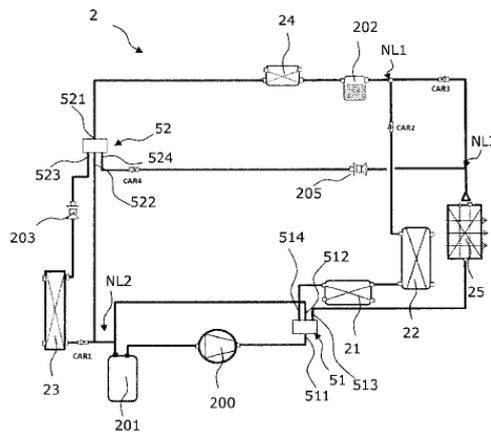


FIG.3

(57) Abstract : The invention relates to a refrigerating
circuit (2) for a facility, called a thermorefrigerating
pump (1), comprising a compressor (200), a condensing
heat exchanger (21, 22), a balancing heat exchanger
(25), a node (NL1) for connection between the conden-
sing heat exchanger (21, 22) and the balancing exchan-
ger (25), and an evaporating heat exchanger (23), two
fluid management devices (51, 52) each comprising four
channels. The invention also relates to a facility compri-
sing such a refrigerating circuit and hot and cold fluid
production circuits, and to a method for heating and/or
cooling fluid by means of such a facility.

(57) Abrégé : L'invention concerne un circuit frigo-
rifique (2) pour une installation, appelée thermofrigo-
pompe (1), comprenant un compresseur (200), un échan-
geur condenseur (21, 22), un échangeur (25) d'équili-
brage, un nœud (NL1) de liaison entre l'échangeur
condenseur (21, 22) et l'échangeur (25) d'équilibri-
rage, et un échangeur (23) évaporateur, deux dispositifs (51, 52)
de gestion de fluide comprenant chacun quatre voies.
L'invention concerne également une installation compren-
nant un tel circuit frigorifique et des circuits de produc-
tion de fluide chaud et froid, et un procédé de chauffage
et/ou de refroidissement de fluide à l'aide d'une telle ins-
tallation.

WO 2015/015104 A1

Figure 38 : Première page du brevet de TFP déposé suite aux travaux de R. Ghoubali

Un gros travail de modélisation et de simulation a été mené par R. Ghoubali. Je lui ai apporté mes connaissances du logiciel TRNSYS pour la partie modélisation des bâtiments et simulation des besoins thermiques en fonction des usages et des climats. R. Ghoubali m'a initié au logiciel EES pour la partie simulation des machines frigorifiques. Nous avons travaillé sur une co-simulation alliant TRNSYS et EES. Malgré des temps de calcul plus importants mais toutefois acceptables, cette co-simulation a permis de bien

détailler les modèles de bâtiment et de TFP. Une évaluation complète des performances annuelles a été effectuée [6] (en annexe 6). En parallèle, nous avons réalisé une étude sur la modélisation des compresseurs au propane [97] (en annexe 3). Une analyse exergetique a permis de quantifier la diminution de la destruction d'exergie et l'amélioration des performances entre les prototypes [47] (en annexe 2). Au total, cette thèse a donné lieu à 3 articles scientifiques dans des revues internationales de rang A, à 2 dans des revues nationales et à 8 dans des congrès internationaux.

4.1.4. Etude d'un chauffe-eau thermodynamique au propane

Cette étude a été menée par un post-doctorant (encore R. Ghouali !) que j'ai encadré en autonomie sur la partie académique sur une période de 18 mois. Le contrat de recherche a été passé entre un industriel, le Pôle Cristal de Dinan et le LGCGM.

L'étude a consisté à développer un prototype de chauffe-eau thermodynamique au propane à l'aide d'essais expérimentaux réalisés au Pôle Cristal et d'une étude numérique avec EES en appui. Plusieurs condenseurs ont été testés dans des essais de chauffe.

Un modèle de simulation a été développé avec succès pour simuler l'essai de la norme européenne EN16147 [91].

Du fait de la confidentialité des travaux, ce post-doctorat n'a donné lieu qu'à un article scientifique dans l'International Journal of Refrigeration [57] présent en annexe 5 et une communication dans un congrès scientifique [98].

4.2. Couplage de la production de froid et du dessalement

L'idée de produire de l'eau douce avec la chaleur rejetée aux condenseurs des machines frigorifiques est séduisante. Ainsi, ces systèmes deviendraient eux-aussi des thermofrigopompes. L'application étudiée principalement dans nos recherches est le couplage d'une unité de dessalement avec un système de climatisation. Si elle était mise en place massivement, cette application permettrait de réduire les rejets de chaleur des condenseurs installés dans les appartements d'immeubles. Dans les zones densément peuplées, ces rejets participent à l'effet d'îlot de chaleur urbain qui dégrade le confort thermique et les performances des climatiseurs. La Figure 39 a été présentée lors d'un événement « Pint of Science » à Rennes le 25 mai 2016 [99]. Sur cette image, on peut détecter 62 condenseurs. En admettant grossièrement que l'on voit la moitié de la façade, qu'il y a le même nombre de condenseurs de l'autre côté de l'immeuble et que chaque condenseur a une puissance de 3 kW, cela équivaut à un potentiel récupérable de 744 kW thermiques. Ce potentiel pourrait également être mutualisé pour augmenter la performance énergétique. Il faudrait aussi pouvoir amener l'eau salée au pied de l'immeuble comme cela a été réalisé avec succès à Hong Kong pour alimenter des sanitaires.



Figure 39 : Photographie d'un immeuble à Hong Kong (crédit photo : Pascale Simon)

Dans cette partie, les études sur le dessalement couplé au rafraîchissement seront présentées chronologiquement. D'abord, de premiers essais et de premières simulations sous COMSOL avec des modèles d'unité de dessalement en 1D et en 2D ont été menés. Puis, une thèse a été menée par A. Diaby en cotutelle avec l'École Supérieure Polytechnique de Dakar sur le développement d'un prototype et l'étude simulée d'une TFP pour le rafraîchissement et le dessalement [55]. Enfin, les résultats de cette thèse ont été complétés pour envisager la suite des travaux dans le cadre d'une deuxième thèse sur un prototype à taille réelle au CO₂.

4.2.1. Travaux préliminaires

Les premiers travaux ont porté sur la détection d'une technique de dessalement compatible avec les niveaux de température de fonctionnement d'un condenseur de climatiseur. La distillation membranaire (MD) a semblé être un principe intéressant (Figure 40). Il s'agit d'un procédé utilisant une membrane polymère microporeuse et hydrophobe (les membranes d'osmose inverse sont nanoporeuses). Le caractère hydrophobe permet d'éviter à l'eau liquide de venir mouiller et traverser la membrane. A la surface de la membrane, l'eau s'évapore sous l'effet d'un gradient de pression de vapeur existant de part et d'autre de la membrane. Ce gradient est produit par un gradient thermique ou par une pompe à vide. Dans la zone de condensation, l'eau redevient liquide sous une forme pure. Avec la MD, le taux de rejet de sels est très proche de 100%. Contrairement à l'osmose inverse, ce procédé est très peu dépendant de la salinité de la solution en entrée.

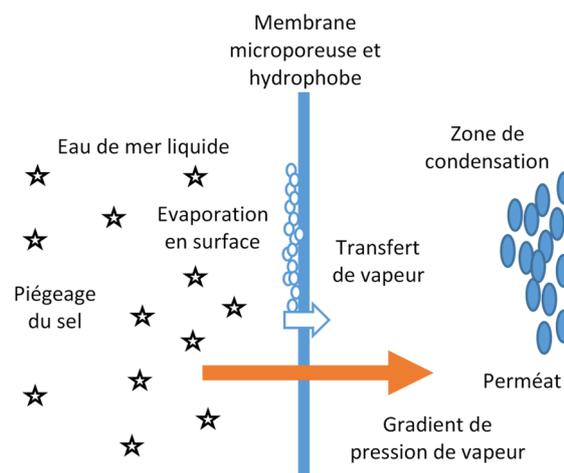


Figure 40 : Principe de fonctionnement de la distillation membranaire

Les indicateurs principaux de la performance des systèmes de dessalement sont :

- le GOR (gained output ratio) décrit ci-après,
- le PR (performance ratio) en kg d'eau douce produite par MJ d'énergie consommée,
- l'ExR (exergy ratio) en kg d'eau douce produite par MJ d'exergie consommée,
- la consommation d'énergie spécifique (ou SEC pour specific energy consumption) en kWh/m³
- et pour les systèmes membranaires, la production d'eau douce en l.m⁻².h⁻¹, parfois nommée LMH qui est rapportée à la surface de membrane.

Le GOR est le rapport de la quantité de chaleur nécessaire à l'évaporation de l'eau douce produite sur la quantité de chaleur consommée (équation 50). C'est un indicateur sans dimension qui ne s'applique qu'aux systèmes thermiques. Il ne prend pas en compte la quantité d'énergie électrique consommée par d'éventuels équipements électriques auxiliaires présents dans le système [100].

$$GOR = \frac{\dot{m}\Delta h_{vap}}{\dot{Q}} \quad (50)$$

Les premiers articles publiés sur le sujet par notre équipe sont des communications aux colloques CIFEM 2012 (Ouagadougou, Burkina Faso) [101] et CFIEM 2014 (Moroni, Comores) (Colloque International Francophone d'Energétique et Mécanique) [102] ainsi qu'au colloque IMAT2014 (Kuala Lumpur, Malaisie)

[103]. Les phénomènes d'évaporation en surface de membrane, de transferts de chaleur et de masse à travers la membrane puis à travers le canal d'air froid et le canal de condensation sont modélisés à l'aide des logiciels EES et Matlab. Une étude paramétrique évalue l'impact des dimensions de la cellule de distillation, des débits d'eau de mer et de la salinité de la solution. Cette étude présente une première optimisation des dimensions d'une cellule de distillation membranaire adaptée à un couplage avec une thermofrigopompe. Une évaluation en configuration bidimensionnelle a permis de conclure à une faible influence sur le plan thermique de l'épaisseur du film liquide en surface de la plaque de condensation. Enfin, cette unité de dessalement couplée à une thermofrigopompe est comparée à un groupe froid associé à un système d'osmose inverse, la technique de dessalement la plus employée. Etant donné que la température de condensation devient constante, le couplage proposé semble ici plus intéressant que l'association groupe froid et osmose inverse en-dessous d'une certaine température extérieure.

Une étude comparative des systèmes de dessalement a été présentée à la conférence IREEC2016 (Hammamet, Tunisie) [104]. Le tableau de l'article¹ reporte les valeurs de GOR, de PR (performance ratio) et d'ExR (exergy ratio) obtenues avec :

- un pilote de distillation membranaire acquis par l'ISCR (financement projet émergent de l'Université de Rennes 1) en partie pour les travaux de thèse d'A. Diaby,
- un prototype de distillateur solaire type solar pond testé lors du stage de master de Y. Sarray,
- un système de distillation multiple effet grâce aux données de l'article de Faye et al. [105],
- un système d'osmose inverse sur la base de la documentation commerciale de la gamme Aquabase de la société SLCE de Lorient.

Dans le Tableau 13, la consommation d'énergie spécifique SEC est également évaluée. Sur ce critère et celui du PR, la distillation membranaire se place entre la distillation multiple effet et la distillation solaire. Le ratio exergetique est meilleur. Ces résultats intéressants nous ont poussés à lancer des travaux de thèse sur le sujet.

Tableau 13 : Comparaison des performances de systèmes de dessalement

Système	Description	Type d'énergie	GOR (-)	SEC (kWh/m ³)	PR (kg/MJ)	ExR (kg/MJ)
Distillation membranaire	Pilote Univ. Rennes 1	Electrique	0,142-0,477	1368-4789	0,058-0,203	1,77-14,68
Distillateur solaire	Prototype Univ. Rennes 1	Solaire	0,0179	3655	0,076	0,088
Distillation multiple effet	Analytique	Solaire et électrique	1,50	439	0,633	0,651
Osmose inverse	Gamme commerciale	Electrique		4,53-33,35	8,33-61,27	8,33-61,27

Pour tous les systèmes de dessalement, un prétraitement et un post-traitement doivent être mis en place. Le prétraitement consiste généralement en une microfiltration et une ultrafiltration afin de piéger les suspensions et les micro-organismes. D'autres procédés sont moins largement utilisés tels que l'aération, l'acidulation, l'ajout de produit anti-corrosif, anti-tartre, l'adsorption et l'échange d'ions. Le post-traitement est une dilution de minéraux dans l'eau distillée afin de la rendre potable.

Le rejet de la saumure plus chargée en sels peut créer des dommages sur l'environnement. Les techniques rencontrées sont le mélange de la saumure avec l'eau rejetée par un autre procédé industriel, la création d'un jet d'eau de large diamètre pour disperser la saumure en surface. Le rejet dans les fonds marins semble être une moins bonne idée car d'une part, la flore sous-marine serait plus directement confrontée à la forte salinité de la saumure et d'autre part, parce que les fonds marins sont généralement moins brassés que la surface de la mer.

¹ Dans l'article publié dans les actes de l'IREEC2016, une erreur s'était glissée dans les unités de PR et d'ExR. Elles étaient exprimées en kg/kJ au lieu de kg/MJ.

4.2.2. Thèse sur le couplage rafraîchissement-dessalement [55]

L'étude bibliographique menée dans la thèse d'A. Diaby a confirmé l'adéquation de la distillation membranaire avec les niveaux de température des condenseurs. Parmi les systèmes les plus connus présentés dans la Figure 41, le Tableau 14 présente la MD comme le procédé de dessalement le plus adapté à la chaleur à basse température disponible au condenseur d'un climatiseur standard.

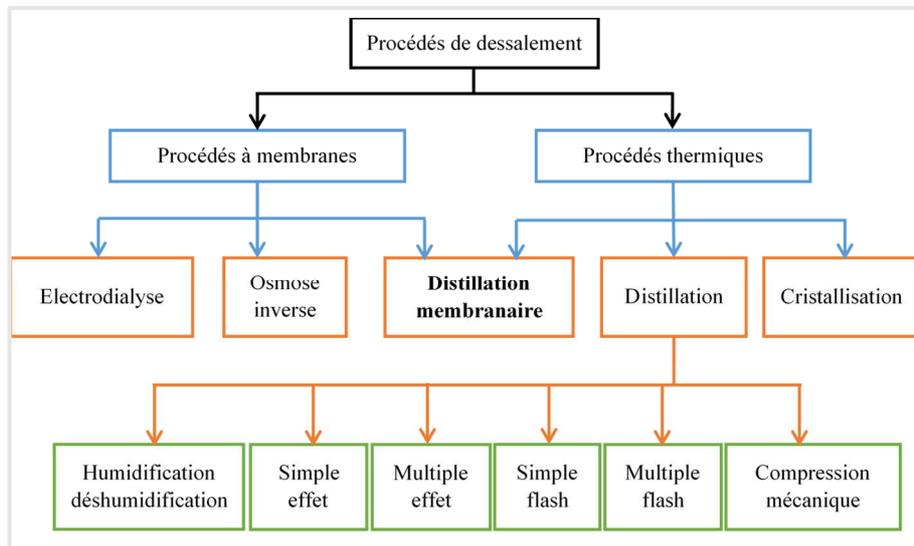


Figure 41 : Principaux procédés de dessalement

Tableau 14 : Compatibilité des procédés de dessalement pour un fonctionnement avec une TFP

Système	Type de procédé	GOR [106]	Température de fonctionnement	Compatibilité avec TFP
Electrodialyse	Electrique/Membranaire	NA	Non approprié	Non
Osmose inverse	Mécanique/Membranaire	NA	Peu d'influence	Non
Distillation multiple effet MED	Thermique	9,3 – 12,4	65 °C – 90 °C	Oui, avec une TFP haute température
Distillation multiple flash MSF	Thermique	6,5 - 8	90 °C – 120 °C	Non
Distillation membranaire	Thermique/Membranaire	0,5 – 8,1	30 °C – 90 °C	Oui, avec une TFP classique
Humidification déshumidification	Thermique	0,5 – 2,75	37 °C – 90 °C	Oui, avec une TFP classique
Compression de vapeur	Mécanique/Thermique	12	60 °C – 70 °C	Non, il n'y a pas d'effet frigorifique

Plusieurs types de MD sont décrits dans la littérature :

- DCMD : direct contact membrane distillation
- AGMD : air gap membrane distillation
- VMD : vacuum membrane distillation
- SGMD : sweeping gas membrane distillation
- PGMD : permeate gap membrane distillation
- CGMD : conductive gap membrane distillation
- ...

Le choix de notre étude s'est porté sur l'AGMD, la distillation membranaire avec intervalle gazeux, car malgré une résistance thermique assez forte créée par la lame d'air, cette technique produit un flux de perméat relativement important, les pertes thermiques par conduction sont faibles, il est possible de récupérer la chaleur dans la saumure et le mouillage de la membrane est faible. Le mouillage d'une surface par un liquide dépend de la pression d'entrée du liquide (liquid entry pressure) qui est définie par l'équation de Laplace (équation 51) dans laquelle γ est la tension de surface du liquide, d_p est le diamètre des pores et θ est l'angle de contact du liquide sur la surface de la membrane.

$$\Delta P = \frac{4\gamma}{d_p} \cos\theta \quad (51)$$

La MD serait moins sensible à l'encrassement que l'osmose inverse (OI) parce qu'il semblerait que l'absence de forte pression (comme en OI) associée à l'hydrophobicité de la membrane créerait un film liquide permanent entre la membrane et le dépôt éventuel. Un deuxième facteur est la faible résistance thermique additionnelle créée par la présence du dépôt comparée à la forte résistance mécanique dans le cas de l'osmose inverse.

Les matériaux des membranes hydrophobes et microporeuses sont le fluorure de polyvinylidène (PVDF), le polytétrafluoroéthylène (PTFE), le polypropylène (PP) et polyéthylène (PE). Dans les applications rencontrées dans la littérature, elles sont planes et ont une épaisseur d'environ 0,2 mm. Un espaceur en forme de treillis en matière plastique est placé dans l'intervalle d'air pour limiter la déformation de la membrane et garder une épaisseur de lame d'air homogène sur toute la surface du module.

Le procédé de distillation membranaire a d'abord été caractérisé par A. Diaby sur une installation pilote dans le laboratoire de l'ISCR équipe Chimie et Ingénierie des Procédés en collaboration avec Patrick Louergue (MCF), Béatrice Balannec (MCF) et Anthony Szymczyk (PR). L'objectif était de se créer un jeu de données expérimentales complet pour alimenter un modèle de simulation qui permettrait ensuite de concevoir un prototype de TFP couplée à l'unité de distillation membranaire. Le matériau de la membrane testée était ici du polytétrafluoroéthylène (PTFE). La Figure 42 présente l'évolution du flux de perméat en fonction des températures d'alimentation en eau chaude et en eau froide. Comme la résistance thermique de la plaque de condensation en métal est négligeable, on peut considérer que la température d'eau froide est égale à la température de la surface de la plaque de condensation dans la lame d'air. Cette figure présente des résultats équivalents à ceux que l'on peut trouver dans la littérature. Le flux de perméat augmente fortement avec la température d'eau chaude et relativement peu avec la baisse de la température d'eau froide. Aux plus hautes température, la baisse de la température d'eau froide a relativement moins d'influence sur l'écart de température total.

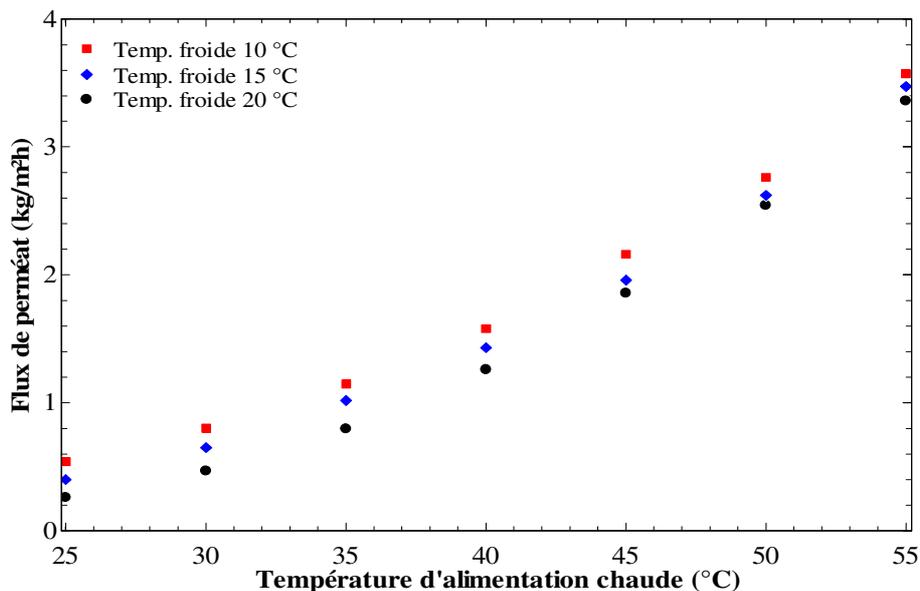


Figure 42 : Evolution du flux de perméat en fonction des températures d'alimentation

Le schéma de principe de la TFP et de la cellule de distillation est présenté dans la Figure 43 [103]. Les étapes du fonctionnement sont les suivantes :

1. Entrée de l'eau de mer dans le canal froid pour rafraîchir la plaque de condensation.
2. Préchauffage par la chaleur de la saumure, assuré par un échangeur interne.
3. Chauffe à la température de consigne grâce à la condensation du fluide frigorigène de la TFP.
4. Entrée dans le canal chaud.
5. Evaporation d'eau pure en surface de membrane, transfert de vapeur puis condensation sur la plaque froide.
6. Récolte du perméat.
7. Réutilisation de la saumure pour le préchauffage dans l'échangeur interne.
8. Rejet de la saumure dans un réservoir ou directement dans la mer selon l'application (*).

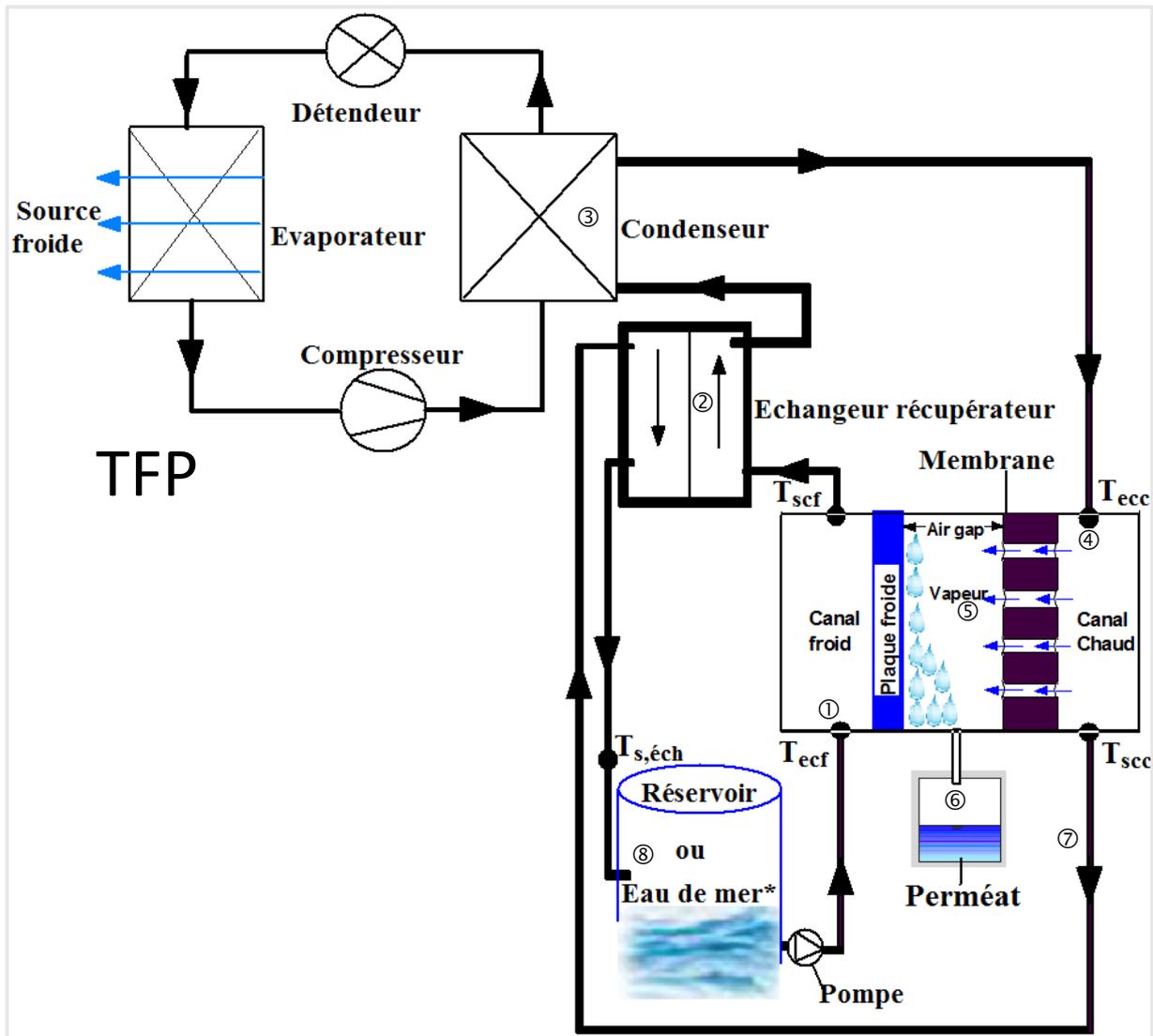


Figure 43 : Schéma de principe de la TFP couplée à une cellule de distillation

Durant sa thèse, A. Diaby a conçu et construit un prototype de TFP (Figure 44) pour le froid et le dessalement à partir d'un réfrigérateur de très petite puissance et d'une cellule de distillation membranaire fabriquée par impression 3D (Figure 45). Le matériau de la coque de la cellule est du PLA (acide polylactique), un polymère biodégradable.

Ce prototype a produit simultanément du froid dans la caisse du réfrigérateur et de l'eau déminéralisée par la cellule de distillation membranaire.

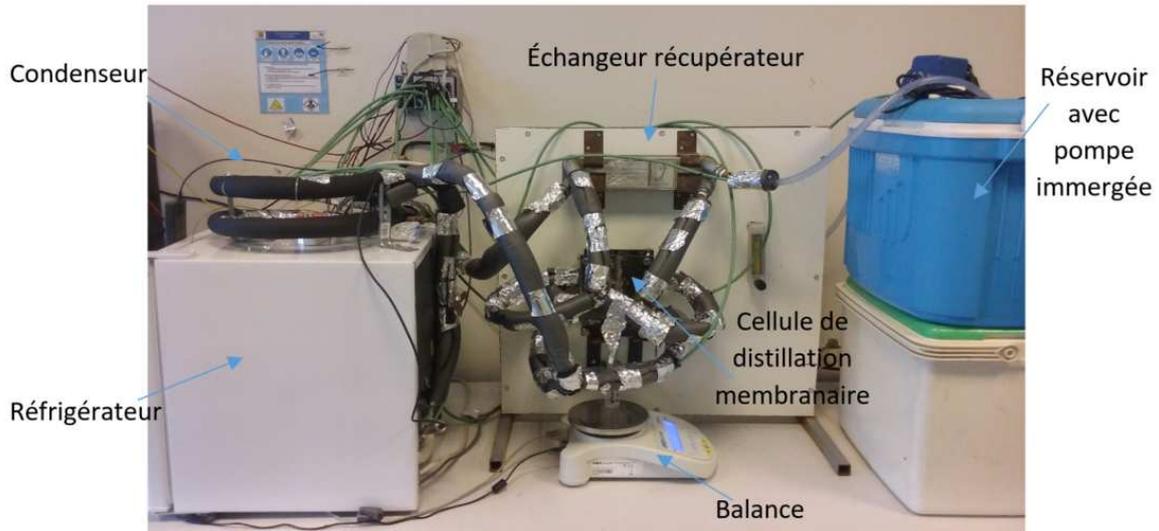
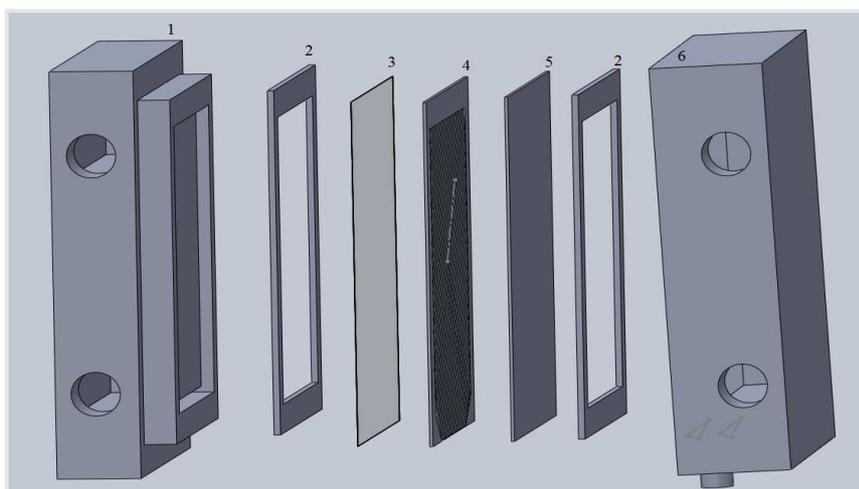


Figure 44 : Photo du prototype de TFP (réfrigérateur) couplée à la cellule de distillation membranaire



1. Support du canal chaud (impression 3D)
2. Joints en caoutchouc
3. Membrane microporeuse en propylène
4. Espaceur
5. Plaque de condensation
6. Support du canal froid (impression 3D)

Figure 45 : Vue éclatée de l'assemblage de la cellule de distillation membranaire

Grâce à ce prototype, nous avons pu réaliser une étude paramétrique expérimentale. Les deux principaux paramètres variés étaient le débit et la température de l'eau en entrée du système. Les essais ont confirmé que la température d'entrée du canal chaud et le débit de circulation de l'alimentation en eau chaude ont un effet significatif sur le flux de perméat et que l'effet de la température du fluide de refroidissement n'est pas négligeable. Cette étude a aussi mis en évidence les effets des couplages entre les deux productions. La diminution du débit d'eau chaude augmente le temps de circulation dans le condenseur. Ceci a pour effet d'augmenter la température de l'eau de mer chaude et la température de condensation du cycle thermodynamique de la TFP. Le COP est donc diminué et la masse d'eau distillée produite devrait augmenter. Sur la Figure 46, on observe curieusement que la masse d'eau distillée présente un maximum pour une certaine valeur de débit d'alimentation. Des travaux complémentaires menés durant la thèse d'A. Diaby ont montré qu'un débit trop faible engendrait des pertes de chaleur parasites au sein de la structure de la cellule MD.

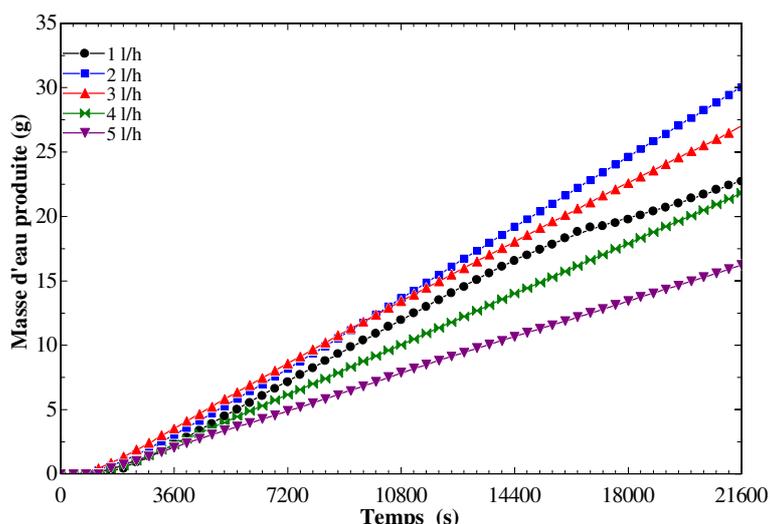


Figure 46 : Effet du débit sur la masse d'eau distillée produite en fonction du temps (Température initiale du réservoir : 20 ± 1 °C; température initiale de l'air du réfrigérateur : 18 ± 1 °C)

Un modèle numérique a été développé sur la base des résultats expérimentaux afin de simuler le comportement de la TFP de rafraîchissement et de dessalement en fonctionnement. Les résultats de simulation ont été publiés dans deux revues de rang A. L'annexe 4 est l'article publié dans la revue Desalination [56]. Deux scénarios d'usage de la TFP sont présentés. Le premier scénario correspond à une utilisation côtière avec une canalisation de captage directement dans la mer. Le second scénario fonctionne avec une livraison d'eau de mer quotidienne dans un réservoir de 100 l. Les conclusions générales confortent les tendances des résultats d'essais concernant les débits et les températures. Plus particulièrement, on remarque que les meilleurs rendements exergetiques sont obtenus lorsque la température d'eau froide est la plus faible. L'article en annexe 7 publié dans l'International Journal of Refrigeration traite de la simulation de deux TFP au CO₂ [83]. La première TFP est destinée à l'application de chauffage d'ambiance, de rafraîchissement et de production d'eau chaude sanitaire. La seconde machine est une TFP de rafraîchissement-dessalement simulée avec EES et couplée à un modèle de bâtiment hôtel dans TRNSYS. Les conclusions de cette étude sont les suivantes :

- Le CO₂ permet une grande variation de la température d'eau de mer au gas cooler qui est intéressante pour l'application de distillation membranaire.
- Le rendement exergetique économique (équation 39) est inférieur au rendement exergetique de la première TFP mais le rendement exergetique procédé (équation 40) est supérieur.
- Le coût de l'eau distillée produite et les émissions de gaz à effet de serre sont réduites.
- La TFP peut contribuer à 13 % des besoins en eau potable de l'hôtel.

Le Tableau 15 présente des résultats dans des conditions de simulation avec des températures d'eau de mer plus proches de la température extérieure. Cette température étant la référence dans les calculs d'exergie, le rendement exergetique parait dans ce cas plus faible pour le CO₂. La consommation d'énergie spécifique devient intéressante grâce au couplage à la production de froid. Les valeurs calculées dans le Tableau 15 sont largement inférieures à celles présentées au début de cette partie (Tableau 13). La consommation d'énergie spécifique de la TFP au CO₂ se rapproche du niveau d'une installation d'osmose inverse.

Tableau 15 : Comparaison des TFP rafraîchissement-dessalement pour trois fluides frigorigènes

Fluide	COP (-)	GOR (-)	SEC (kWh/m ³)	$\eta_{\text{éco}}$ (%)	η_{pro} (%)
R1234yf	2,8	4,2	312,4	24,8	30,1
R290	3,2	4,5	278,5	28,7	35,9
R744	2,7	9,5	68,1	4,4	13,32

La collaboration avec A. Diaby a donné lieu à la soumission d'un chapitre d'ouvrage, à deux publications dans des revues internationales [56] et [83], à des communications dans des congrès internationaux et nationaux et à une présentation de vulgarisation.

4.2.3. Etudes complémentaires

En parallèle des travaux de thèse, la simulation du couplage entre les applications de froid et de dessalement a aussi été publiée dans un chapitre d'ouvrage sur les thermofrigopompes intitulé « Heat pumps for simultaneous heating and cooling » [107]. Un système de TFP au R407C couplée à une unité MD a été comparé avec l'association d'un groupe froid (au R407C aussi) et d'une unité d'osmose inverse (OI) à l'aide d'une modélisation TRNSYS et EES avec le climat de Dakar au Sénégal (Figure 47). Pour la même production de froid, les valeurs annuelles de la consommation d'énergie électrique et de la production d'eau distillée dépendent fortement de la température d'entrée du canal chaud. En effet, si la température de l'eau de mer au condenseur est élevée, le coefficient de performance de la TFP est plus faible que celui du groupe froid. Le climat de Dakar étant assez chaud, la température pour laquelle la TFP devient plus intéressante sur le critère de la consommation énergétique devrait être élevée. Cependant, cette température ne se situe qu'entre 25 et 30 °C. La production d'eau douce est donc moins élevée.

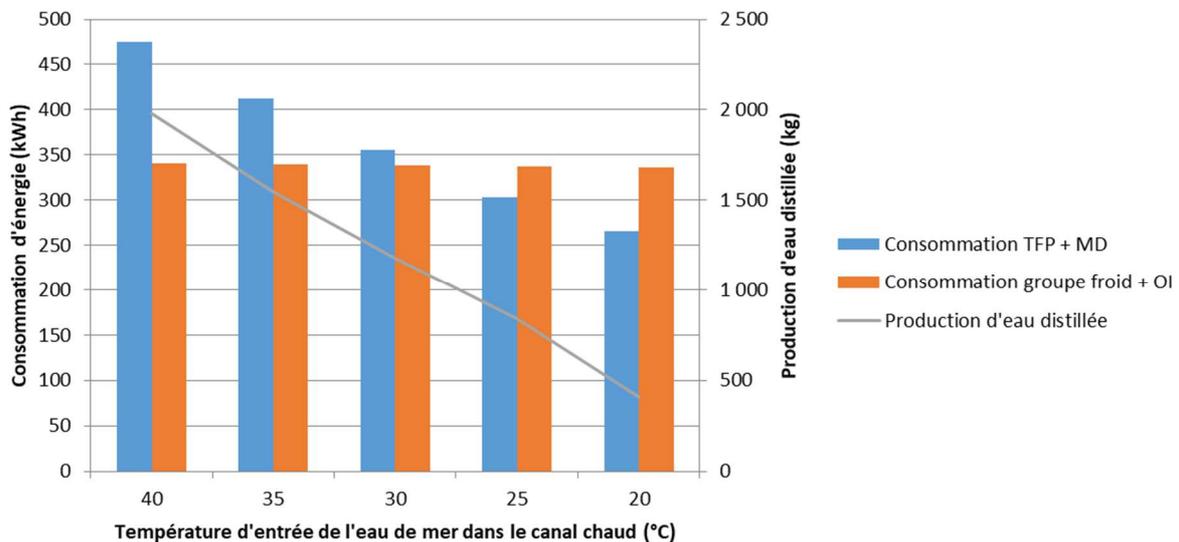


Figure 47: Comparaison des consommations d'énergie électrique et des productions d'eau distillée pour une TFP rafraîchissement-dessalement et l'association d'un groupe froid et d'une unité d'osmose inverse en fonction de la température d'entrée d'eau de mer dans le canal chaud [107]

Il est possible de rapporter les consommations d'énergie électrique pour effectuer le rafraîchissement et dessalement au mètre cube d'eau distillée (Figure 48). On obtient alors une consommation d'énergie spécifique (SEC) en fonction de la température d'entrée d'eau chaude dans le canal. Cet indicateur est très fortement dépendant de la masse d'eau distillée. Les valeurs de SEC sont élevées dans cette application surtout pour le froid produit. La SEC de l'osmose inverse étant prise constante et égale à 3 kWh/m³ dans ce calcul (valeur admise en site industriel), c'est la diminution de la production d'eau douce qui fait grimper le SEC de l'association groupe froid + OI.

Une deuxième étude du couplage des systèmes de froid et de dessalement a été réalisée pour la publication [10] en annexe 1. La Figure 49 présente l'évolution de la consommation d'énergie spécifique pour le froid et le dessalement d'une machine à coulis de glace, du couplage d'une machine à coulis de glace avec une unité de distillation membranaire et de l'association groupe froid + OI. La TFP équivalente à celle de l'exemple précédent aurait consommé 358 kWh/m³ dans les mêmes conditions de simulation que celles de la figure ci-dessous. La température d'eau de mer en entrée du canal chaud est de 40 °C pour les couplages avec la MD. La température de condensation de la TFP est donc de 45 °C. La machine frigorifique à coulis de glace permet de produire beaucoup d'eau douce par cristallisation. Elle peut être associée à une unité de MD pour produire

d'avantage d'eau douce. L'association coulis de glace + MD devient plus intéressante que le coulis de glace seul à partir d'une température extérieure entre 27 et 28 °C. Comme la quantité d'eau douce produite est élevée avec les machines à coulis de glace, l'association d'un groupe froid et d'une unité d'osmose inverse bénéficie de la production à faible SEC de l'OI.

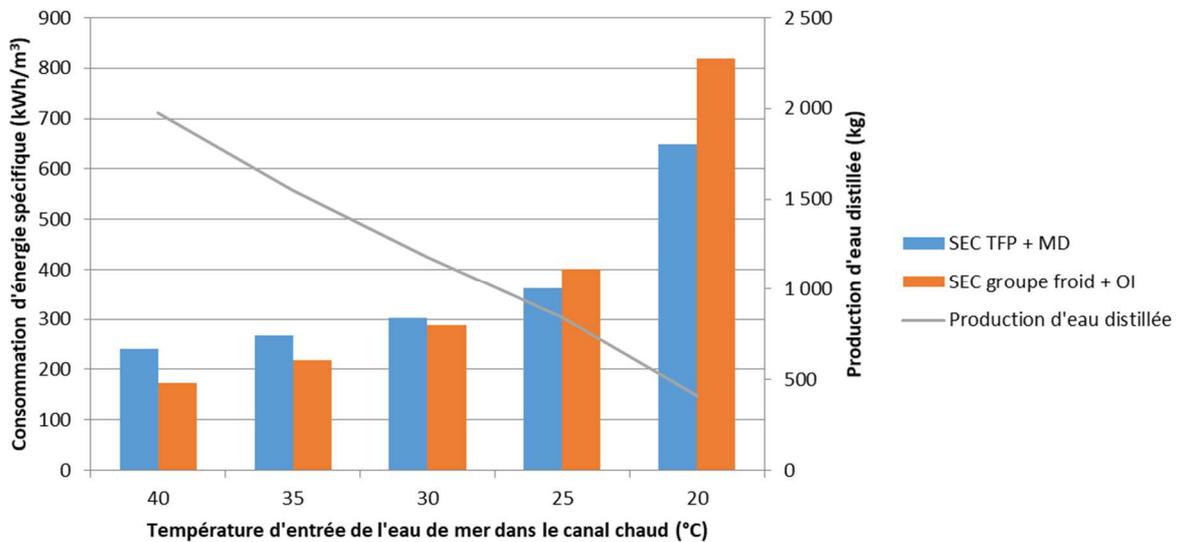


Figure 48: Comparaison des consommations d'énergie spécifiques de la TFP rafraîchissement-dessalement et du groupe froid + OI

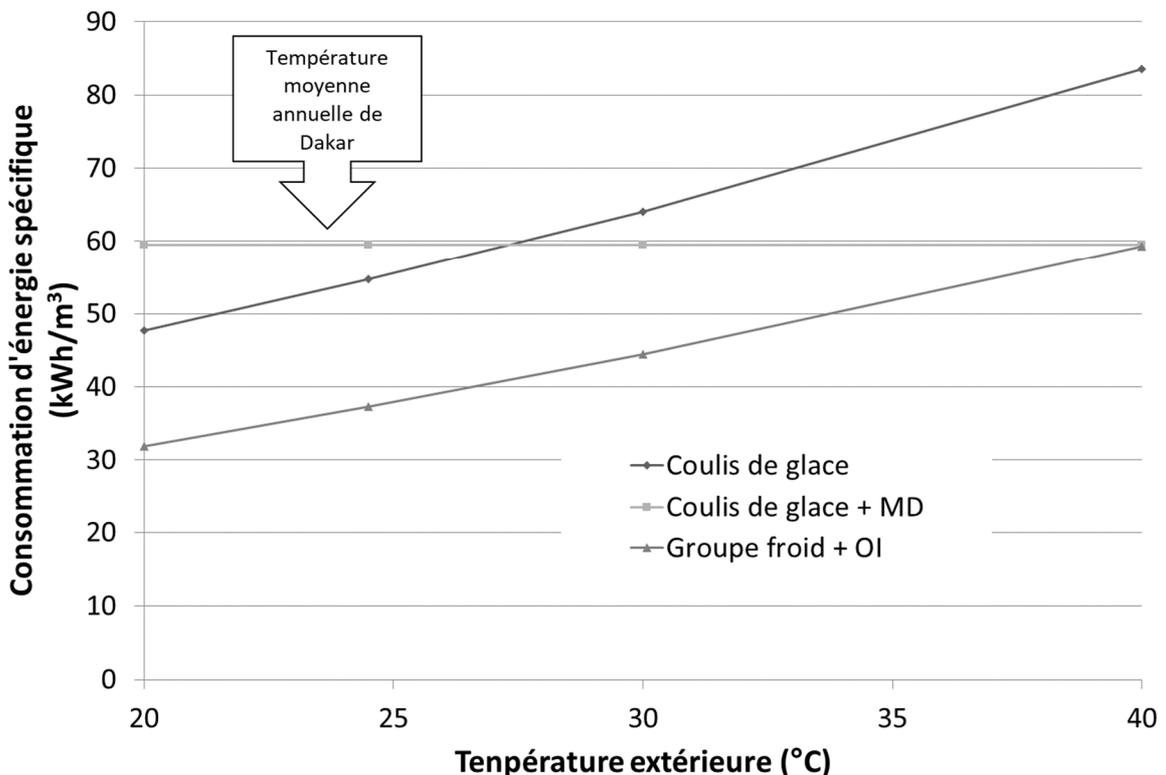


Figure 49: Comparaison entre une TFP rafraîchissement-dessalement et l'association d'un groupe froid et d'une unité d'osmose inverse en fonction de la température extérieure [10]

Pour une TFP avec un fluide frigorigène classique, ces simulations mènent à une impasse car la température d'entrée de l'eau de mer dans le canal chaud doit être la plus faible possible pour ne pas dégrader le COP de

la TFP. L'utilisation d'une machine à coulis de glace améliore les résultats. Cependant, dans tous ces cas de figure, l'association TFP + MD n'est pas énergétiquement plus intéressante que l'association d'un groupe froid et d'une unité d'osmose inverse.

Une solution pourrait être l'association d'une TFP au CO₂ transcritique avec une unité de distillation membranaire. La TFP au CO₂ autorise une température d'entrée d'eau de mer la plus élevée possible dans le canal chaud. Dans ce cas, la variation de température dans le gas cooler peut être très élevée et la récupération de chaleur sur la saumure ne sera pas intéressante. L'article [83] traite de la simulation d'une TFP de rafraîchissement-dessalement au CO₂ transcritique. La température de production d'eau de mer chaude est d'environ 60 °C. A cette température, la production d'eau distillée est de l'ordre de 3,5 kg.m⁻².h⁻¹. A une température de 95 °C, par extrapolation des courbes de la Figure 42, on peut espérer obtenir un ratio de 14 kg.m⁻².h⁻¹, soit quatre fois plus. Le COP de la TFP au CO₂ oscillant autour de 2,55 est peu dépendant de la température de production d'eau de mer chaude. La SEC à 60 °C de 400 kWh/m³ simulée dans les conditions de cet article pourrait passer à une valeur de 100 kWh/m³. En augmentant la surface de membrane, avec des promoteurs de tourbillons, en plaçant les membranes en parallèle et en alternance avec des plaques de condensation et des espaceurs, je suis convaincu que les performances pourraient encore être améliorées.

5. Conclusion

5.1. Bilan

Ma thématique de recherche porte sur les systèmes énergétiques du bâtiment et plus particulièrement sur les thermofrigopompes (TFP). Les thermofrigopompes sont des machines frigorifiques à compression de vapeur pour lesquelles les productions de chaleur et de froid sont valorisées. L'étude de ces systèmes fait appel principalement à des notions de thermodynamique, de transferts thermiques et de mécanique des fluides et dans une moindre mesure à de l'électronique et de l'automatique. La toute première étape de mon travail de recherche a été d'identifier et d'évaluer des demandes simultanées de chaud et de froid dans les secteurs des bâtiments résidentiels et tertiaires puis dans les hôtels. Cependant, ces demandes sont rarement parfaitement équilibrées en puissance thermique. La TFP dispose donc d'une source d'équilibrage (comme l'air extérieur ou le sol) pour adapter les puissances thermiques produites aux demandes. Ces demandes sont souvent légèrement différées dans le temps d'une journée ou d'une saison. L'utilisation d'un stockage permettant le lissage/amortissement des productions s'avère incontournable pour la plupart des systèmes. L'objectif principal de mes études est d'optimiser le fonctionnement de ces installations de thermofrigopompes pour que les applications visées bénéficient au maximum de la production simultanée. Les applications que j'ai étudiées jusqu'à ce jour sont le chauffage et le rafraîchissement d'ambiances, la production d'eau chaude sanitaire et le dessalement d'eau de mer par distillation.

La thèse que j'ai soutenue en 2009 s'intitule « étude expérimentale et simulée d'une thermofrigopompe de petite à moyenne puissance à équilibrage sur air ». Mes travaux ont consisté à concevoir, dimensionner, construire, instrumenter et tester un prototype de thermofrigopompe fonctionnant avec du R407C, un fluide frigorigène de type HFC (hydrofluorocarbure). L'étude expérimentale visant à évaluer les performances de la TFP dans les différents modes (chauffage, rafraîchissement et simultané) sous conditions variées a été complétée par une étude numérique réalisée dans l'environnement TRNSYS afin d'élargir l'étude au fonctionnement annuel de la machine couplée avec un bâtiment situé dans différents climats. Cette thermofrigopompe sert actuellement à alimenter une cellule climatique pour des recherches sur la qualité de l'air et est l'objet de travaux pratiques en DUT Génie Civil et en licence professionnelle Froid. Elle produit simultanément de la chaleur et du froid pour alimenter les parois actives de la cellule parcourues par des tubes en serpentins et en même temps les batteries du système de climatisation de la cellule.

Les travaux de recherche qui ont suivi ma thèse trouvent un fil conducteur et une cohérence dans leur lien avec l'efficacité énergétique des thermofrigopompes. J'ai mené ces travaux conjointement avec les étudiants en thèse et en post-doctorat et en parallèle pour alimenter la recherche des étudiants.

La thèse de Redouane Ghouali, que j'ai co-encadrée et qui a été soutenue en 2013, a permis de modifier le circuit frigorifique de la thermofrigopompe pour obtenir une version optimisée en termes de performance énergétique et environnementale. Les dimensionnements des composants ont été réalisés de manière optimisée et le choix du fluide s'est porté sur le propane. Ce fluide est inflammable mais a un potentiel de réchauffement global 500 fois moins élevé que celui du R407C. Les essais ont été menés en régime permanent selon la norme EN 378 puis en régime varié pour tester les changements de mode et les dégivrages. Les simulations réalisées en parallèle ont utilisé une méthode de co-résolution de modèles sous TRNSYS et EES (Engineering Equation Solver). Ces travaux ont abouti au dépôt d'un brevet et au transfert de la technologie développée vers un fabricant de systèmes climatiques. La commercialisation a démarré en 2020.

La thèse d'Ahmadou Tidiane Diaby, soutenue en 2017, a porté sur des travaux de recherche expérimentale et simulée sur une machine frigorifique couplée à une unité de dessalement par distillation membranaire. Les partenariats ont été très riches car j'ai co-encadré cette thèse en cotutelle avec le Sénégal et en associant des collègues du groupe membrane de l'équipe Chimie et Ingénierie des Procédés de l'Institut des Sciences Chimiques de Rennes. Un nouveau prototype de machine couplée a été construit, en partie grâce à une imprimante 3D, puis instrumenté et testé avec succès. Une étude d'optimisation a été menée à l'aide d'une évaluation énergétique et exergetique des flux mis en jeu.

Le post-doctorat de Redouane Ghouali (Contrat de recherche de 18 mois) a porté sur la conception d'un chauffe-eau thermodynamique au propane et sur le développement d'un modèle numérique d'aide à la conception. Ce modèle a été réalisé avec le logiciel EES puis transféré à l'entreprise. Il est capable de simuler le comportement de la machine frigorifique et du ballon d'eau stratifié en température lors d'un test EN16147 incluant des puisages d'eau chaude sanitaire. Il inclut des lois de thermodynamique pour le fluide frigorigène et de transferts thermiques par convection naturelle et forcée pour l'eau du ballon.

Ces actions de recherche m'ont permis de développer diverses compétences sur le plan expérimental à travers la conception des différents prototypes, par la mise en place de protocoles et de campagnes d'essais sur les prototypes et sur les échantillons complémentaires. Les modélisations et les études de simulation des bâtiments et des systèmes, menées en parallèle, ont guidé le développement dans une optique d'aide à la décision et d'optimisation énergétique et exergetique. Le détail de mes projets de recherche, de mes partenariats et de mes encadrements ainsi que la liste de mes publications sont présentés dans la deuxième partie de ce mémoire qui correspond à mon curriculum vitae détaillé.

5.2. Perspectives

Mes perspectives de recherche portent sur plusieurs axes : l'architecture des systèmes frigorifiques, le couplage des thermofrigopompes avec des installations de dessalement et le stockage de chaleur latente ou d'énergie renouvelable.

Les travaux sur les TFP rafraîchissement-dessalement et le CO₂ sont apparus comme prometteurs. J'ai acquis en 2015 un échangeur à plaques et joints qui pourra servir d'unité de dessalement par distillation membranaire après quelques modifications et en 2019 une PAC au CO₂. Nous sommes actuellement à la recherche du financement d'une thèse impliquant les mêmes partenaires pour associer les deux équipements et mener des essais sur un nouveau prototype optimisé.

En 2018, j'ai obtenu un congé pour recherches (dispositif CRCT) en Indonésie sur un projet d'hôtel net-zéro énergie. Pour atteindre l'objectif net-zéro, le recours aux énergies renouvelables associées à un système de stockage est indispensable. La solution choisie est de stocker de l'énergie plutôt sous forme thermique qu'électrique pour réduire l'impact environnemental. Pour une question de réduction du volume, le stockage est réalisé dans un matériau à changement de phase (MCP). J'ai mené une étude de modélisation de la fusion du MCP dans un matériau composite de graphite expansé compressé et d'un eutectique d'acides gras dérivés de l'huile de coco [108]. Des échantillons ont été réalisés et testés avec succès à l'Universitas Indonesia. Une conductivité thermique de l'ordre de $10 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ a été obtenue expérimentalement. Cette conductivité permet d'envisager l'usage de ce matériau composite dans des stockages de grandes capacités pour des applications de climatisation mais aussi de récupération d'énergie dans l'industrie. D'autres essais sont actuellement en cours sur de nouveaux échantillons de plus grandes dimensions, notamment avec Anne-Lise Tiffonnet, enseignante-chercheuse au laboratoire LUSAC de l'Université de Caen. Cette étude a aussi donné lieu à plusieurs publications dans des congrès [109] [110] [111].

Afin de structurer et développer ces recherches sur le stockage d'énergie, des financements CPER ont été demandés par le laboratoire et l'établissement pour créer un plateau technique dans les locaux de l'IUT. En lien avec les activités des collègues de l'axe 2 du LGCGM (Laboratoire Génie Civil Génie Mécanique de l'Université de Rennes 1 et de l'INSA de Rennes), ce plateau technique commun contiendra des équipements alimentés en chaleur et en froid par la thermofrigopompe au propane développée dans la thèse de R. Ghouali, mais chargée avec un fluide frigorigène autorisé dans les établissements recevant du public.

D'autres projets sont en gestation ou en cours d'instruction. Je suis en contact avec un ingénieur d'ELM Leblanc (groupe Bosch) pour travailler sur un chauffe-eau à gaz. Un stage de Master devrait être lancé. J'ai collaboré avec mes collègues Florence Collet et Amina Meslem au dépôt d'un projet sur les serres du futur. Des discussions ont été entamées concernant un projet de recherche sur le métro de Rennes en partenariat avec le BRGM. Je suis impliqué dans l'étude de distillateurs solaires à mèches mobiles pour l'humanitaire en partenariat avec le Sénégal. Des discussions avec le Pôle Cristal ont été entamées sur le projet d'une thèse sur la modélisation CFD de la condensation de fluide frigorigène dans des échangeurs. Enfin, un projet de stockage d'énergie renouvelable est lancé depuis quelques mois. Le système combine la technologie de

pompage/turbinage (PHES, pumped hydro energy storage) et stockage d'énergie thermique (PTES, pumped thermal energy storage). Il utilise des cavernes ou des cuves sous pression, un cycle CO₂ transcritique, un système de pompage-turbinage et des stockages thermiques [112] [113].

Les perspectives de recherche sont nombreuses. L'Habilitation à Diriger des Recherches est pour moi la reconnaissance par les pairs de la maturité d'un enseignant-chercheur dans son domaine et de sa capacité à s'élever au grade de Professeur des Universités si l'opportunité se présente. Au-delà de cette définition très générale, je souhaite pouvoir dans un premier temps continuer mes activités de recherche dans mon laboratoire avec davantage d'autonomie vis-à-vis de mes collègues qui suivent et valident mes travaux mais qui ont eux aussi leurs activités propres. L'axe de recherche dans lequel je m'inscris vise à étudier les systèmes énergétiques du bâtiment et une HDR de plus dans l'équipe permettrait de participer à son développement. Parmi mes collègues, je suis le plus impliqué dans le domaine de la réfrigération. J'aimerais pouvoir structurer et mettre en lumière mes compétences par une HDR pour continuer plus efficacement à les proposer aux partenaires académiques et industriels de ce secteur. Mon objectif est aussi de développer de nouvelles idées comme un système de dégivrage innovant et une thermofrigopompe pour le dessalement au dioxyde de carbone. Il faut, pour cela, des financements de thèse qui me seront plus faciles à obtenir avec une HDR. Enfin, continuer l'encadrement et l'accompagnement de nouveaux étudiants dans l'apprentissage par la recherche est une forte source de motivation du fait de la richesse des échanges et de l'émulation qui émerge de ces collaborations.

6. Références bibliographiques

- [1] Klein S. Engineering Equation Solver, Version 10.200-3D, ©1992–2017
- [2] Klein S. et al. TRNSYS 17: a transient system simulation program, solar energy laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA; (<http://sel.me.wisc.edu/TRNSYS>) (2010)
- [3] Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie. Climat, air et Energie – Chiffres-clés. Edition ADEME (2015)
- [4] Stabat P. Analysis of heating and cooling demands in the purpose of assessing the reversibility and heat recovery potentials, IEA EBC Annex 48 project report R1 (2011)
- [5] Bertagnolio S., Stabat P. Review of heat recovery and heat pumping solutions, IEA EBC Annex 48 project report R2 (2011)
- [6] Ghoubali R., Byrne P., Miriel J., Bazantay F. Simulation study of heat pumps for simultaneous heating and cooling coupled to buildings. *Energy and Buildings* 72 (2014) 141–149
- [7] AICVF : Association des ingénieurs en climatique, ventilation et froid. Volume 6, bâtiments non résidentiels. Edition AICVF (2000)
- [8] Recknagel H., Sprenger E., Schramek E.R. Recknagel, Manuel Pratique du Génie Climatique : Chauffage et Production d'eau chaude sanitaire, PYC Edition (1996) 222
- [9] Energetech, Diagnostic électrique d'un supermarché de moyenne surface, <https://www.energetech.fr/>
- [10] Byrne P., Fournaison L., Delahaye A., Ait Oumeziane Y., Serres L., Loulergue P., Szymczyk A., Mugnier D., Malaval J.-L., Bourdais R., Gueguen H., Sow O., Orfi J., Mare T. A review on the coupling of cooling, desalination and solar photovoltaic systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 47 (2015) 703–717
- [11] Marnet P., Mantran B., Mallet J. A., Rybaka R. La centrale thermodynamique de la maison de l'ORTF, application à la climatisation. *Annales de l'Institut Technique du Bâtiment et des Travaux Publics* 204 (1964)
- [12] Le Goff P. Exergetic, economic or ecologic optimisations of heat-cold-pumps. *Entropie* 220/221 (1999) 6-11
- [13] Lecrivain E., Laroche G., Vallot A. La production simultanée d'eau glacée et d'eau chaude à 95°C par une thermofrigopompe d'une laiterie. *International Journal of Refrigeration* 5 (1982) 221–225
- [14] Ghosh V.S., Devotta S., Patwardhan S. The economics of heat pump systems for simultaneous heating and cooling. *Heat Recovery Systems* 7 (1987) 159–166
- [15] Naveteur J., Bruss C. Chauffage et Rafraîchissement de la CAF de Lyon : une Réussite Exemplaire !, *Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air* 1079 (2007) 23-26
- [16] CFP. La « Thermofrigopompe », une technique économe... et peu émettrice de CO₂, *Chaud Froid Plomberie* 632 (2001) 67-71
- [17] CFP. Un immeuble parisien climatisé par une thermofrigopompe sur nappe phréatique, *Chaud Froid Plomberie* 660 (2003) 62-68
- [18] S. W., H. H. Rendements optimisés grâce à la nappe. *Clim Pratique* 76 2006 49-53
- [19] MAD. Climatisation d'Infogrames par Thermofrigopompes. *MAD l'outil froid* 47 (2002) 32-37
- [20] Bouttefroy P. Thermofrigopompe chez IBM Corbeil. *Revue Générale du Froid* 6 (1990) 19–23
- [21] White S.D., Cleland D.J., Cotter S.D., Stephenson R.A., Kallu R.D.S., Fleming A.K. A heat pump for simultaneous refrigeration and water heating. *IPENZ Transactions* 24 (1997) No. 1/EMCh
- [22] Sappa F. Chaud et Froid à l'Infirmierie protestante, *Clim Pratique* 52 (2003) 30-32
- [23] H. H. Ayphassorho Met l'Exergy en Musique, *Clim Pratique* 76 (2006) 55-58
- [24] Gong G., Zeng W., Wang L., Wu C. A new heat recovery technique for air-conditioning/heat-pump system, *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 2360–2370
- [25] Gong G., Chen F., Su H., Zhou J. Thermodynamic simulation of condensation heat recovery characteristics of a single stage centrifugal chiller in a hotel. *Applied Energy* 91 (2012) 326–333
- [26] Sarkar J., Bhattacharyya S., Gopal M.R. Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 830-838

-
- [27] Sarkar J., Bhattacharyya S., Gopal M.R. Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 735–743
- [28] Sarkar J., Bhattacharyya S., Gopal M.R. Performance of a Transcritical CO₂ heat pump for simultaneous water cooling and Heating. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering* 4 (2010) 571-577
- [29] Fatouh M., Elgendy E. Experimental investigation of a vapor compression heat pump used for cooling and heating applications. *Energy* 36 (2011) 2788–2795
- [30] Agrawal N., Bhattacharyya S. Experimental investigations on adiabatic capillary tube in a transcritical CO₂ heat pump system for simultaneous water cooling and heating. *International journal of refrigeration* 34 (2011) 476-483
- [31] Liu X., Ni L., Lau S., Li H. Performance analysis of a multi-functional heat pump system in heating mode. *Applied Thermal Engineering* 51 (2013) 698-710
- [32] Liu X., Lau S.K., Li H. Optimization and analysis of a multi-functional heat pump system with air source and gray water source in heating mode. *Energy and Buildings* 69 (2014) 1–13
- [33] Kang H., Joo Y., Chung H., Kim Y., Choi J. Experimental study on the performance of a simultaneous heating and cooling multi-heat pump with the variation of operation mode. *International Journal of Refrigeration* 32 (2009) 1452–1459
- [34] Joo Y., Kang H., Ahn J.H., Lee M., Kim Y. Performance characteristics of a simultaneous cooling and heating multi-heat pump at partial load conditions. *International Journal of Refrigeration* 34 (2011) 893–901
- [35] Jung H.W., Kang H., Chung H., Ahn J.H., Kim Y. Performance optimization of a cascade multi-functional heat pump in various operation modes. *International Journal of Refrigeration* 42 (2014) 57–68
- [36] Fricker J., Zoughaib A. Simultaneous heating and cooling production devices composed by reverse cycle systems under variable loads. *International Journal of Refrigeration* 55 (2015) 1-16
- [37] Liu Y., Groll E.A., Yazawa K., Kurtulus O. Theoretical analysis of energy-saving performance and economics of CO₂ and NH₃ heat pumps with simultaneous cooling and heating applications in food processing. *International Journal of Refrigeration* 65 (2016) 129-141
- [38] Liu Y., Groll E.A., Yazawa K., Kurtulus O. Energy-saving performance and economics of CO₂ and NH₃ heat pumps with simultaneous cooling and heating applications in food processing: Case studies. *International Journal of Refrigeration* 73 (2017) 111-124
- [39] Shin D.U., Ryu S.R., Kim K.W. Simultaneous heating and cooling system with thermal storage tanks considering energy efficiency and operation method of the system. *Energy and Buildings* 205 (2019) 109518
- [40] Deymi-Dashtebayaz M., Namanlo S.V., Arabkoohsar A. Simultaneous use of air-side and water-side economizers with the air source heat pump in a data center for cooling and heating production. *Applied Thermal Engineering* 161 (2019) 114133
- [41] Best R., Eisa M.A.R., Holland F.A. Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on ammonia-water—Part III. Simultaneous cooling and heating. *Heat Recovery Systems and CHP* 7 (1987) 187-194
- [42] Zheng X., Shi R., Wang Y., You S., Zhang H., Xia J., Wei S. Mathematical modeling and performance analysis of an integrated solar heating and cooling system driven by parabolic trough collector and double-effect absorption chiller. *Energy and Buildings* 202 (2019) 109400
- [43] Amin Z.M., Hawlader M.N.A. Analysis of solar desalination system using heat pump. *Renewable Energy* 74 (2015) 116–123
- [44] Attia A.A.A. New proposed system for freeze water desalination using auto reversed R-22 vapor compression heat pump. *Desalination* 254 (2010) 179–184
- [45] Liu Z., Cao F., Guo J., Liu J., Zhai H., Duan Z. Performance analysis of a novel combined cooling, heating and power system based on carbon dioxide energy storage. *Energy Conversion and Management* 188 (2019) 151-161
- [46] Mohammadi K., Powell K. Thermodynamic and economic analysis of different cogeneration and trigeneration systems based on carbon dioxide vapor compression refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering* 164 (2020) 114503
-

-
- [47] Byrne P., Ghouali R. Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling. *Applied Thermal Engineering* 149 (2019) 414-424
- [48] Ghouali R. Développement d'un prototype préindustriel de thermofrigopompe de petite à moyenne puissance. Thèse de doctorat, INSA de Rennes (2013)
- [49] Ghouali R., Bazantay, F., Méar L., Miriel J., Byrne P. Brevet N° WO 2015/015104 A1 d'un circuit frigorifique de thermofrigopompe. Titre : « Circuit frigorifique, installation comprenant un tel circuit et procédé correspondant ». Date de dépôt international : le 28 juillet 2013. Publié le 2 février 2015. Partenariat avec le Pôle Cristal, Ouest Valorisation et le cabinet Ipsilon
- [50] Byrne P. *Advances in air-source heat pump water heaters*. Chapitre 4, pp. 93-122 de l'ouvrage *Novel Concepts for Energy-Efficient Water Heating Systems: Theoretical Analysis and Experimental Investigation*. Editeur commercial : Nova Science Publishers. Editeurs scientifiques : MSc. Douglas F. Barbin et Prof. Dr. Vivaldo Silveira Jr. Janvier 2013
- [51] Dincer I., Cengel Y.A. Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering. *Entropy* 3 (2001) 116–149
- [52] Torío H., Angelotti A., Schmidt D. Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: A critical view. *Energy and Buildings* 41 (2009) 248–271
- [53] Dincer I., Rosen M.A. *Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning: Methods and Applications*. Chapitre 1, pp. 1-42 de l'ouvrage *Exergy and its Ties to the Environment, Economics, and Sustainability*. Editeur : Elsevier 2015
- [54] Ahamed J.U., Saidur R., Masjuki H.H. A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 1593–1600
- [55] Diaby A.T. Etude expérimentale et simulée d'une installation de thermofrigopompe pour la production de froid et le dessalement. Thèse de doctorat, Université de Rennes 1 (2017)
- [56] Diaby A.T., Byrne P., Loulergue P., Balannec B., Szymczyk A., Mare T., Sow O. Design study of the coupling of an air gap membrane distillation unit to an air conditioner. *Desalination* 420 (2017) 308-317
- [57] Ghouali R., Byrne P., Bazantay F. Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters. *International Journal of Refrigeration* 76 (2017) 230-244
- [58] Byrne P. Etude expérimentale et simulée d'une thermofrigopompe de moyenne puissance à équilibrage sur air. Thèse de doctorat, INSA de Rennes (2009)
- [59] Morosuk T., Tsatsaronis G. Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids. *Energy* 34 (2009) 2248–2258
- [60] Byrne P., Diaby A.T., Ghouali R., Maré T., Sow O. Fluides frigorigènes naturels et fluides a faible GWP pour petites pompes à chaleur. Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois, CIFQ 2017, 22 – 24 mai 2017, Saint-Lô, France, communication orale.
- [61] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ANSI/ASHRAE Standard 34, Designation and Safety Classification of Refrigerants (2004)
- [62] Granryd E. Hydrocarbons as refrigerants-an overview. *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 15-24
- [63] Palm B. Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems – A review. *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 552–563
- [64] Corberan J.M., Segurado J., Colbourne D., Gonzalez J. Review of standards for the use of hydrocarbon refrigerants in A/C, heat pump and refrigeration equipment. *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 748–756
- [65] Guilpart J. Evaluation des risques liés aux fluides frigorigènes naturels. *Tech. l'Ingénieur* (1999) BE9750
- [66] Claret J.C. Retour d'expérience L'ammoniac et la refrigeration, SEI / BARPI ED0389 - Février 1995
- [67] Cavallini A. Working fluids for mechanical refrigeration. Invited paper at the 19th International Congress of Refrigeration, The Hague, August 1995, *International Journal of Refrigeration* 19 (1996) 485-496
- [68] European Commission, 2014. Regulation (EU) No 517/2014 : On fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. *Official Journal of European Union*.
- [69] UNEP. The Kigali Amendment to the Montreal Protocol: HFC Phase-down. *Ozone Action Fact Sheet United Nations Environment Program (UNEP)* (2016) 1–7
-

-
- [70] Réseau Action Climat France. <http://www.rac-f.org>
- [71] Navarro-Esbri J., Mendoza-Miranda J.M., Mota-Babiloni A., Barragan-Cervera A., Belman-Flores J.M. Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system. *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) 870-880
- [72] Zilio C., Brown J.S., Schiochet G., Cavallini A. The refrigerant R1234yf in air conditioning systems. *Energy* 36 (2011) 6110-6120
- [73] Lee Y., Jung D. A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications. *Applied Thermal Engineering* 35 (2012) 240-242
- [74] Henne S., Shallcross D.E., Reimann S., Xiao P., Brunner D., O'Doherty S., Buchmann B. Future emissions and atmospheric fate of HFC-1234yf from mobile air conditioners, in Europe. *Environmental Science and Technology* 46 (2012) 1650-1658
- [75] Fukuda S., Kondou C., Takata N., Koyama S. Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps. *International Journal of Refrigeration* 40 (2014) 161-173
- [76] Calm J.M. Emissions and environmental impacts from air-conditioning and refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 293-305
- [77] Duminil M. Histoire et Evolution des Fluides Frigorifères des Systèmes Frigorifiques à Compression. *Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air* 1080 (2008) 45-55
- [78] Palm B. Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems - A review. *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 552-563
- [79] Chang Y.S., Kim M.S., Ro S.T. Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system. *International Journal of Refrigeration* 23 (2000) 232-242
- [80] Liao S.M., Zhao T.S., Jakobsen A. A correlation of optimal pressures in transcritical carbon dioxide cycles. *Applied Thermal Engineering* 20 (2000) 831-841.
- [81] Byrne P., Miriel J., Lénat Y. Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO₂ as a working fluid. *International Journal of Refrigeration* 32 (2009) 1711-1723
- [82] Yang L., Li H., Cai S.W., Shao L.L., Zhang C.L. Minimizing COP loss from optimal high pressure correlation for transcritical CO₂ cycle. *Appl. Thermal Eng.* 89 (2015) 656-662
- [83] Diaby A.T., Byrne P., Mare T., Simulation of heat pumps for simultaneous heating and cooling using CO₂. *International Journal of Refrigeration* 106 (2019) 616-627
- [84] Qi P.C., He Y.L., Wang X.L., Meng X.Z. Experimental investigation of the optimal heat rejection pressure for a transcritical CO₂ heat pump water heater. *Applied Thermal Engineering* 56 (2013) 120-125
- [85] Lorentzen G. Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 17 (1994) 292-301
- [86] Neksa P. CO₂ Heat Pump Systems, *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 421-427
- [87] Kusakari K. The spread situation and the future view of the CO₂ refrigerant heat pump water heater in Japan, 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, Keynote speech, 2006
- [88] Stene J. Residential CO₂ Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1259-1265
- [89] Fournaison L. Evolution des Fluides Frigoporteurs, *Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air* 1080 (2008) 45-55
- [90] AFNOR, NF EN 14511-3. Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération. Partie 3 : Méthodes d'essai (2004)
- [91] AFNOR, NF EN 16147. Pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique - Essais, détermination des performances et exigences pour le marquage des appareils pour eau chaude sanitaire (2017)
- [92] Technical University of Denmark, Department of Mechanical Engineering. Coolpack, A Collection of Simulation Tools for Refrigeration (1997-2001)
- [93] Byrne P., Miriel J., Lénat Y. Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO₂ as a working fluid. *International Journal of Refrigeration* 32 (2009) 1711-1723
- [94] Byrne P., Miriel J., Lénat Y. Modelling and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling. *Building Simulation: An International Journal* 5 (2012) 219-232
-

-
- [95] Byrne P., Miriel J., Lénat Y. Experimental study of a heat pump for simultaneous heating and cooling – Part 2: Dynamic behaviour and two-phase thermosiphon defrosting technique. *Applied Energy* 88 (2011) 3072–3078
- [96] Byrne P., Serres L., Ghouali R., Miriel J. Experimental study and simulation of a thermosiphon defrosting technique for air-source heat pumps, ASHRAE winter meeting, 26 – 30 janvier 2013, Dallas, USA
- [97] Byrne P., Ghouali R., Miriel J. Scroll compressor modelling for heat pumps using hydrocarbons as refrigerants. *International Journal of Refrigeration* 41 (2014) 1–13
- [98] Byrne P., Bazantay F., Ghouali R. Etude d'un chauffe-eau thermodynamique au propane. Colloque International Francophone en Energétique et Mécanique, CIFEM 2018, 23 – 25 avril 2018, Cotonou, Bénin
- [99] <https://pintofscience.fr/>
- [100] Koschikowski J., Wieghaus M., Rommel M. Solar thermal-driven desalination plants based on membrane distillation, *Desalination* 156 (2003) 295–304.
- [101] Byrne P., Miriel J., Serres L., Ghouali R. Etude simulée d'un système de dessalement d'eau de mer et de production de froid par thermofrigopompe couplée à des panneaux solaires. 2ème Colloque International Francophone en Energétique et Mécanique, CIFEM 2012, 2 – 4 mai 2012, Ouagadougou, Burkina Faso
- [102] Byrne P., Ait Oumeziane Y., Serres L., Miriel J. Etude simulée d'un système de distillation membranaire pour le dessalement d'eau de mer couplé à une thermofrigopompe. 3ème Colloque International Francophone en Energétique et Mécanique, CIFEM 2014, 5 – 7 mai 2014, Moroni, Comores
- [103] Byrne P., Ait Oumeziane Y., Serres L., Maré T. Study of a heat pump for simultaneous cooling and desalination. International Meeting on Advances in Thermofluids IMAT conference, 26 – 27 novembre 2014, Kuala Lumpur, Malaysia. Outstanding paper award
- [104] Byrne P., Diaby A.T., Sarray Y., Ghouali R., Loulergue P., Balannec B., Maré T., Sow O. Comparaison énergétique et exergetique de systèmes de dessalement. Présentation orale au 1er Colloque International Froid Energie et Environnement / First International Refrigeration Energy and Environment IREEC1 2016, 24 – 27 mars 2016, Hammamet, Tunisie
- [105] Faye A., Sow O., Maré T., Sene M., Adj M. Détermination du rendement exergetique des procédés de dessalement a multiples effets. IXème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la thermique des systèmes, 18 – 20 mai 2009, Lille.
- [106] Sharon H., Reddy K.S. A review of solar energy driven desalination technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 41(2015) 1080 – 1118
- [107] Byrne P., Ghouali R., Diaby A. T., Heat pumps for simultaneous heating and cooling. Chapitre 1, pp. 1-36 de l'ouvrage *Heat Pumps: Performance and Applications*. Editeur commercial : Nova Science Publishers. Editeur scientifique : Tea Espenson, Octobre 2018
- [108] Byrne P., Lalanne P. Simulation of a latent heat thermal energy storage for the solar air-conditioning system of a net-zero energy hotel. *WSEAS Transactions on Environment and Development* 15 (2019) 510-526
- [109] Byrne P., Putra N., Maré T., Abdullah N., Lalanne P., Alhamid I., Estelle P., Yatim A., Tiffonnet A.-L. Design of a solar AC system including a PCM storage for sustainable resorts in tropical region. International Meeting on Advances in Thermofluids IMAT conference, 16 – 17 novembre 2018, Bali, Indonésie
- [110] Byrne P., Abdullah N., Tiffonnet A.L., Lalanne P., Yatim A., Estelle P., Alhamid I., Maré T., Putra N. Etude d'un matériau de stockage par changement de phase pour le système de climatisation solaire d'un hôtel net-zéro énergie en région tropicale. Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois, CIFQ 2019, 16 – 20 juin 2019, Baie Saint-Paul, Québec, Canada, communication orale
- [111] Byrne P., Tiffonnet A.L., Filippidis M., Abdullah N., Lalanne P., Yatim A., Estelle P., Alhamid I., Maré T., Putra N. Study of a phase change material storage for the solar air-conditioning system of a net-zero energy hotel in a tropical region. International Conference on Sustainability and the Cold Chain ICC2020, 25-27 août 2020, Nantes, France, communication orale
- [112] Lalanne P., Byrne P. Large-scale pumped thermal electricity storages—converting energy using hallow lined rock caverns, carbon dioxide and underground pumped-hydro. *Applied Sciences* 9 (2019), 4150

-
- [113] Lalanne P., Byrne P. Underground pumped-hydro energy storage using carbon dioxide in shallow lined rock caverns; application to long-duration storage as the energy conversion of a pumped thermal electricity storage. 36th European PV Solar Energy Conference and Exhibition EU PVSEC, 9 – 13 septembre 2019, Marseille, France, communication par affiche
- [114] ASHRAE. ASHRAE Handbook Fundamentals (SI Edition), Edition of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Chapter 18, 1997
- [115] Pangarkar B.L., Deshmukh. S.K. Theoretical and experimental analysis of multi-effect air gap membrane distillation process (ME-AGMD). *Journal of Environmental Chemical Engineering* 3 (2015) 2127–2135
- [116] Aryapratama R., Koo H., Jeong S., Lee S. Performance evaluation of hollow fiber air gap membrane distillation module with multiple cooling channels. *Desalination* 385 (2016) 58–68
- [117] Khayet M. Membranes and theoretical modeling of membrane distillation: A review. *Advances in Colloid and Interface Science* 164 (2011) 56–88
- [118] Essalhi M., Khayet M. Application of a porous composite hydrophobic/hydrophilic membrane in desalination by air gap and liquid gap membrane distillation: a comparative study, *Sep. Purif. Technol.* 133 (2014) 176–186
- [119] Bansal P. K. and Purkayastha B. An NTU- model for alternative refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 21 (1998) 381–397
- [120] Giovanni A.L. Heat transfer and pressure drop during hydrocarbon refrigerant condensation inside a brazed plate heat exchanger. *International Journal of Refrigeration* 33 (2010) 944–953
- [121] Navarro-Esbrí J., Molés F., Peris B., Barragán-Cervera A., Mendoza-Miranda J., Mota-Babiloni A., Belman J.M. Shell-and-tube evaporator model performance with different two-phase flow heat transfer correlations. Experimental analysis using R134a and R1234yf. *Applied Thermal Engineering* 62 (2014) 80-89
- [122] Park K.J., Kang D.G., Jung D. Condensation heat transfer coefficients of R1234yf on plain, low fin, and Turbo-C tubes. *International Journal of Refrigeration* 34 (2011) 317-321
- [123] Tran T.N., Wambsganss M.W., France D.M. Small circular and rectangular-channel boiling with two refrigerants. *International Journal of Multiphase Flow* 22 (1996) 485–498
- [124] Bennett, D. L., Chen, J. C. Forced convection boiling in vertical tubes for saturated pure components and binary mixtures. *Journal of AIChE* 26 (1980) 454-461
- [125] Haberschill P., Guitari I., Lallemand A. Comportement dynamique d'une pompe à chaleur au CO₂ en cycles sous critique et transcritique. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 421-427

7. Liste des appendices

Appendice 1 : Démonstration de la formule de calcul de la puissance mécanique du fluide frigorigène lors de compressions isentropique et polytropique

Appendice 2 : Corrélations utilisées dans les différentes études menées sur les thermofrigopompes

Appendice 3 : Diaporama présentant la modélisation des cycles frigorifiques avec EES

Appendice 4 : Diaporama présentant la modélisation thermique dynamique avec TRNSYS

8. Liste des annexes

Annexe 1 : [10] [RI8] Byrne P., Fournaison L., Delahaye A., Ait Oumeziane Y., Serres L., Loulergue P., Szymczyk A., Mugnier D., Malaval J.-L., Bourdais R., Gueguen H., Sow O., Orfi J., Mare T. **A review on the coupling of cooling, desalination and solar photovoltaic systems.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 47 (2015) 703–717, IF = 11,239

Annexe 2 : [47] [RI12] Byrne P., Ghouali R. **Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling.** Applied Thermal Engineering 149 (2019) 414-424, IF = 4,022

Annexe 3 : [96] [RI6] Byrne P., Ghouali R., Miriel J. **Scroll compressor modelling for heat pumps using hydrocarbons as refrigerants.** International Journal of Refrigeration 41 (2014) 1–13, IF = 3,382

Annexe 4 : [55] [RI11] Diaby A.T., Byrne P., Loulergue P., Balannec B., Szymczyk A., Mare T., Sow O. **Design study of the coupling of an air gap membrane distillation unit to an air conditioner.** Desalination 420 (2017) 308-317, IF = 6,566

Annexe 5 : [56] [RI10] Ghouali R., Byrne P., Bazantay F. **Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters.** International Journal of Refrigeration 76 (2017) 230-244, IF = 3,382

Annexe 6 : [6] [RI5] Ghouali R., Byrne P., Miriel J., Bazantay F. **Simulation study of heat pumps for simultaneous heating and cooling coupled to buildings.** Energy and Buildings 72 (2014) 141–149, IF = 4,823

Annexe 7 : [82] [RI13] Diaby A.T., Byrne P., Maré T. **Simulation of heat pumps for simultaneous heating and cooling using CO₂.** International Journal of Refrigeration 106 (2019) 616–627, IF = 3,382

Appendice 1

Démonstration de la formule de calcul de la puissance mécanique du fluide frigorigène lors de compressions isentropique et polytropique.

Définitions générales

Les transformations isentropique et polytropique sont des transformations réversibles.

La démonstration utilise d'abord la loi des gaz parfaits.

$$pv = rT \quad (1)$$

Où r est une constante massique propre à chaque gaz parfait en $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

$$r = C_p - C_v \quad (2)$$

Où C_p et C_v sont les chaleurs massiques à pression constante et à volume constant.

$$r = \frac{R}{M} \quad (3)$$

Où $R = 8,31451 \text{ J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$ est la constante universelle des gaz parfaits,

M est la masse molaire du fluide en kg.mol^{-1} .

On pose :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad \text{donc : } C_p = \frac{\gamma r}{\gamma - 1} \quad \text{et : } C_v = \frac{r}{\gamma - 1} \quad (4)$$

Ce rapport dépend de la structure des molécules. Les théories cinétiques établissent que $\gamma = 5/3$ pour un gaz monoatomique et $7/5$ pour un gaz diatomique.

L'enthalpie est définie comme la somme de l'énergie interne (vibrations des atomes) et de l'énergie élastique (attraction-répulsion entre les molécules) définie par le produit de la pression par le volume.

$$h = u + pv \quad (5)$$

Le premier principe de la thermodynamique stipule que la variation d'énergie interne entre deux états est égale à la variation d'énergie mécanique et à la quantité de chaleur échangée.

$$du = \delta w + \delta q \quad (6)$$

Les variations d'enthalpie et d'énergie interne s'écrivent en fonction des chaleurs massiques.

$$dh = C_p dT \quad (7)$$

$$du = C_v dT \quad (8)$$

La variation d'entropie est le rapport de la chaleur échangée (de manière réversible) rapportée à la température.

$$ds = \frac{\delta q}{T} \quad \text{ou } \delta q = T ds \quad (9)$$

Dans une transformation avec transvasement, le travail mécanique est égale au produit de la pression par la variation de volume.

$$\delta w = -pdv \quad (10)$$

Cas d'une compression isentropique

Le terme isentropique signifie que la variation d'entropie est nulle. La transformation isentropique est réversible. Les capacités thermiques massiques à pression constante C_p et à volume constant C_v sont supposées constantes lors de la transformation. D'après l'équations (6), (9) et (10), on peut écrire la variation d'énergie interne sous la forme :

$$du = -pdv + Tds \quad (11)$$

Or $ds = 0$, donc :

$$-pdv = du = C_v dT \quad (12)$$

En dérivant la loi des gaz parfaits, on obtient :

$$pdv + vdp = rdT$$

$$dT = \frac{pdv + vdp}{r} \quad (13)$$

En remplaçant dT dans l'équation (12) et en utilisant la définition de r (équation 2), on aboutit à :

$$-pdv = C_v \frac{pdv + vdp}{r}$$

$$\left(-\frac{r}{C_v} - 1\right)pdv = -\gamma pdv = vdp$$

$$\frac{dp}{p} = -\gamma \frac{dv}{v} \quad (14)$$

En intégrant entre un état initial 1 et un état final 2, on obtient la loi de Laplace (équation 15).

$$\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = -\gamma \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{-\gamma} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma}$$

$$pv^{\gamma} = cte \quad (15)$$

Cas d'une compression polytropique avec le modèle de gaz parfait

Une évolution polytropique est définie par un lien de proportionnalité α entre la variation d'entropie et la variation d'enthalpie durant le processus.

$$Tds = \alpha dh \quad (16)$$

A partir des équations (11) et (16), on peut écrire la variation d'énergie interne en compression polytropique.

$$du = -pdv + \alpha dh \quad (17)$$

Avec l'expression de l'enthalpie (équation 5) et en appliquant la même conversion pour la variation d'énergie interne (équations 12 et 13), on obtient :

$$du = -pdv + \alpha du + \alpha rdT$$

$$(1 - \alpha)C_v dT - \alpha rdT = -pdv \quad (18)$$

En utilisant la dérivation de loi des gaz parfaits pour éliminer le terme dT (équation 13), on obtient l'équation suivante.

$$[(1 - \alpha)Cv - \alpha(Cp - Cv)] \frac{pdv + vdp}{r} = -pdv$$

$$\alpha Cp pdv + \alpha Cp v dp - \cancel{Cp} pdv - Cv v dp = Cp pdv - \cancel{Cp} pdv$$

$$(\alpha Cp - Cv) \frac{dp}{p} = -(\alpha Cp - Cv) \frac{dv}{v}$$

$$\frac{dp}{p} = -\frac{\alpha\gamma - \gamma}{\alpha\gamma - 1} \frac{dv}{v} = -k \frac{dv}{v} \quad (19)$$

En procédant par intégration comme pour la loi de Laplace (équation 15), on obtient la même forme :

$$pv^k = cte \quad (20)$$

Le coefficient polytropique a donc l'expression suivante :

$$k = \frac{\alpha\gamma - \gamma}{\alpha\gamma - 1} \quad (21)$$

Et le coefficient de proportionnalité entre les pertes de chaleur et la variation d'enthalpie peut être exprimé par la formule suivante :

$$\alpha = \frac{k - \gamma}{k\gamma - \gamma} \quad (22)$$

Expression de la puissance mécanique lors d'une compression isentropique et polytropique

La puissance mécanique de compression d'un fluide frigorigène s'écrit :

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (23)$$

$$w = h_2 - h_1 = Cp(T_2 - T_1) \quad (24)$$

$$w = \frac{\gamma r}{\gamma - 1} \left(\frac{p_2 v_2}{r} - \frac{p_1 v_1}{r} \right) \quad (25)$$

$$w = p_1 v_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} - 1 \right) \quad (26)$$

D'après la loi de Laplace en compression isentropique, on remplace le rapport des volumes par l'expression du rapport des pressions.

$$p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma \quad \text{donc : } \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{1}{\gamma}}$$

$$w = p_1 v_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\frac{p_2}{p_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$w = p_1 v_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (27)$$

Lors d'une compression polytropique, γ est remplacé par k . Le travail spécifique s'écrit sous la forme suivante :

$$w = p_1 v_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (28)$$

Application numérique

Le fluide frigorigène considéré dans cet exemple est du propane. Pour un cycle thermodynamique de production de chaleur à 35 °C et de froid à 7 °C, avec des pincements dans les échangeurs de 5 K, on obtient une température d'évaporation de 2 °C et de condensation de 40 °C. La température de refoulement du compresseur est de 60 °C. En considérant ces hypothèses, on obtient le jeu de résultats suivant :

$T_{\text{chaud}} = 35 \text{ °C}$	$T_{\text{froid}} = 7 \text{ °C}$	$T_{\text{cd}} = 40 \text{ °C}$	$T_{\text{ev}} = 2 \text{ °C}$
$c_p = 1,795 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	$c_v = 1,480 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	$\gamma = 1,213$	$r = 0,315 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$p_1 = 5,04 \text{ bar}$	$v_1 = 0,09348 \text{ m}^3.\text{kg}^{-1}$	$p_2 = 13,69 \text{ bar}$	$v_2 = 0,03665 \text{ m}^3.\text{kg}^{-1}$
$w = 73 \text{ kJ.kg}^{-1}$	$w_{\text{is}} = 48 \text{ kJ.kg}^{-1}$	$k = 5,469$	$\alpha = 0,785$

Si la compression avait été adiabatique et réversible, elle aurait suivi l'isentrope. La température de refoulement aurait été de 48,64°C. A cette température et à la pression p_2 , le volume $v_{2\text{is}}$ est de 0,03521. Avec ces valeurs, on obtient les valeurs de $p v^\gamma$ suivantes :

$$p_1 v_1^\gamma = 28439$$

$$p_2 v_2^\gamma = 24810$$

La différence provient du fait que les chaleurs spécifiques ne sont pas constantes tout au long de la compression.

On peut remarquer que le coefficient polytropique est très élevé. Si on calcule les valeurs de $p v^k$ aux points 1 et 2 on obtient les valeurs suivantes :

$$p_1 v_1^k = 1,184$$

$$p_2 v_2^k = 0,019$$

La loi de Laplace n'est pas non plus vérifiée car le fluide frigorigène réel ne se comporte pas tout à fait comme un gaz parfait et les chaleurs spécifiques ne sont encore ici pas constantes. Néanmoins, le coefficient polytropique peut être déterminé à partir d'un jeu de valeurs expérimentales pour simuler les compressions. Il peut également être variable et calculé par une équation (polynomiale par exemple) en fonction d'autres paramètres tels que les pressions ou les températures initiales et finales.

Appendice 2

Corrélations utilisées dans les différentes études menées sur les thermofrigopompes

Les coefficients de transfert de chaleur convectifs hc peuvent être calculés par l'Equation 37 en section 2.2.3 du mémoire où dh est le diamètre hydraulique, λ est la conductivité thermique et Nu est le nombre de Nusselt et peut être déterminé par les corrélations des tableaux ci-dessous pour l'eau et les fluides frigorigènes R290 (propane), R134a et R1234yf en page 1, puis R407C et CO₂ en page 2.

Certaines corrélations utilisent le nombre d'ébullition Bo et le nombre de Weber en phase liquide We_l .

$$Bo = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}h_{vap}}$$

$$We_l = \frac{\rho_l v^2 dh}{\sigma}$$

Fluide	Type d'échange	Corrélation	Source
Tous fluides	Sensible chauffage	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$	McAdams [83]
	Sensible rafraîchissement	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$	McAdams [83]
Eau salée en distillation membranaire	Sensible $2500 < Re < 1.25 \cdot 10^5$	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_{centre}}{\mu_{paroi}} \right)^{0.14}$	Pangarkar [84]
	Sensible $Re > 2100$	$Nu = 3.36 + \frac{0.036 Re Pr (dh/L)}{1 + 0.0011 (Re Pr/L)^{0.8}}$	Aryapratama [85]
	Sensible Régime transitoire	$Nu = 0.116 \left(Re^{1/3} - 125 \right) Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{dh}{L} \right)^{2/3} \right]$	Khayet [86]
	Sensible Régime laminaire	$Nu = 1.86 (Re Pr dh/L)^{1/3}$	Essalhi [87]
R290	Sensible	$Nu = 0,2 Re^{0,67} Pr^{0,4} \left(\frac{\mu_{centre}}{\mu_{paroi}} \right)^{0,1}$	Cooper and Usher [88]
	Evaporation	$hc = h_1 \cdot \{4,3 + 0,4(Bo \times 10^4)^{1,3}\}$ $h_1 = 0,004363 Re^{0,8} Pr^{0,4} \frac{\lambda_L}{dh}$	Smith et al. [88]
	Condensation	$hc = 3,578 \left(\frac{\lambda}{dh} \right) Re^{1/3} Pr^{1/3}$	Akers et al. [89]
R1234yf R134a	Evaporation	$hc = 3,683 hc_l X_{tt}^{-0,563}$ $hc_l = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \frac{\lambda_l}{dh}$ $X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1}$	Navarro-Esbrí [90]
	Condensation	$hc = \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) \lambda_l h_{vap}}{4 \mu_l (T_{sat} - T_s) dh} \right]^{0,25}$	Bansal [88]
R1234yf	Sensible	$Nu = 0,2 Re^{0,67} Pr^{0,4} \left[\frac{\mu_{centre}}{\mu_{paroi}} \right]^{0,1}$	Cooper and Usher [88]
	Evaporation	$hc = h_1 \cdot [4,3 + 0,4(Bo \times 10^4)^{1,3}]$ $h_1 = 0,005395 Re^{0,8} Pr^{0,4} \frac{\lambda_L}{dh}$	Smith et al. [88]
	Condensation	$hc = 0,0077 \times \left(\frac{Re^{0,4}}{\mu^{0,67}} \right) \times (\lambda^3 \rho^2 g)^{0,4105}$	McAdams [83]
		$hc = 0,79 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) \lambda_l^3 h_{vap}}{4 \mu_l \Delta T dh} \right]^{0,25}$	Park et al. [91]

Fluide	Type d'échange	Corrélation	Source
R407C	Evaporation	$hc = 8.4 \cdot 10^5 \cdot (Bo^2 We_l)^{0.3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{-0.4}$	Tran et al. [92]
	Condensation	$hc = 0.0077 \cdot (\lambda^3 \rho^2 g)^{0.33} \frac{Re^{0.4}}{\mu^{0.67}}$	McAdams [83]
CO ₂	Evaporation	$hc = \alpha_{cb} \cdot F + \alpha_{nb} \cdot S$ $\alpha_{cb} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_l}{dh} \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4}$ $F = \begin{cases} 1 & \text{si } \frac{1}{X_{tt}} > 0.1 \\ 2.35 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0.213\right)^{0.736} & \text{si } \frac{1}{X_{tt}} \leq 0.1 \end{cases}$ $\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.1} \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.9}$ $\alpha_{nb} = 0.00122 \cdot \frac{\lambda_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} \rho_v^{0.24} \Delta h_v} \cdot \Delta T_{sat}^{0.24} \cdot \Delta p_{sat}^{0.75}$ $\Delta p_{sat} = p_{sat}(T_{paroi}) - p_{sat}(T_{sat})$ $\text{et } \Delta T_{sat} = T_{paroi} - T_{sat}$ $S = \frac{1 - \exp(-b)}{b}$ $\text{avec } b = \frac{F \cdot \alpha_{cb} \cdot X_0}{\lambda_l} \text{ et } X_0 = 0.05 \cdot \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}\right]^{0.5}$	Benett-Chen [93] modifié par Hwang et al. [94]
	Refroidissement supercritique	$Nu = \left(\frac{Nu_{paroi} + Nu_{centre}}{2}\right) \frac{\lambda_{paroi}}{\lambda_{centre}}$ $Nu_{local} = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	Pittla et al. Gnielinski [25]

Modélisation des cycles frigorifiques

Paul Byrne

Maître de conférences
IUT GCCD
LGCGM

Logiciel EES

- Engineering Equation Solver [1]
- Solveur d'équations linéaires et non-linéaires pour des calculs d'ingénierie, principalement pour la thermique et la thermodynamique



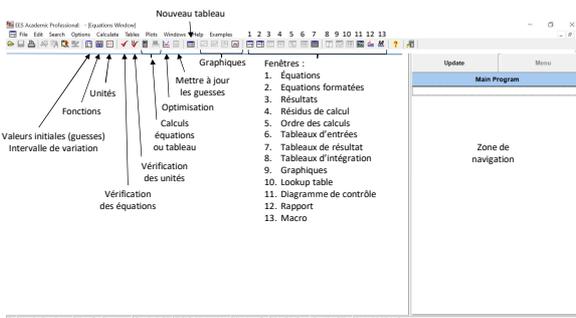
Spécificités 1

- Bibliothèque de fonctions internes
 - Calculs d'échangeurs, des pertes de charge, des coefficients d'échange,
 - Propriétés thermophysiques de fluides et de matériaux.
 - Description des fonctions dans l'aide du logiciel et référencée.

Spécificités 2

- Tableaux de variables pour études paramétriques, bases de données d'entrée ou série de résultats de calcul.
- Ces tableaux peuvent être utilisés pour tracer des courbes.
- La fonction d'intégration permet de déterminer l'évolution de variables dans le temps.

Environnement EES



Méthode de calcul

- Identification automatique des équations et groupe d'équations lorsqu'elles peuvent être résolues simultanément.
 - Simplification de la procédure pour l'utilisateur
 - Efficacité maximale.
- Méthode de Newton modifiée

$$x_{t+1} = x_t + \frac{f(x_t)}{f'(x_t)} \quad (1)$$

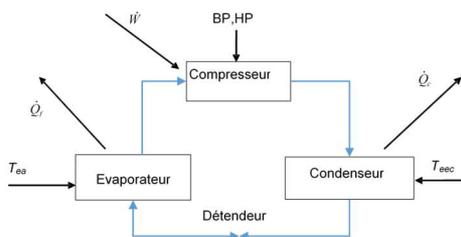
Résolution de calculs matriciels

- La **matrice jacobienne** (des dérivées des coordonnées les unes par rapport aux autres) nécessaire dans la méthode de Newton est évaluée numériquement à chaque itération.
- Des **techniques de calcul** sur matrices clairsemées (matrices peuplée principalement de zéros) [6-8] sont employées pour améliorer l'efficacité du calcul et permettre de résoudre des problèmes plutôt importants dans la mémoire limitée d'un micro-ordinateur.
- Les propriétés d'efficacité et de convergence de la **méthode** de la solution sont encore améliorées par l'altération et la mise en œuvre de l'algorithme de blocage de Tarjan [9] **qui transforme les problèmes en un certain nombre de problèmes plus petits et plus faciles à résoudre.**
- La version utilisée, Academic Professional Version V10.268-3D 32 bit, est limitée à **12000 variables et équations**

Comparaison des logiciels de simulation disponibles

Logiciel	Avantages	Inconvénients	Propriétés thermophysiques des fluides
TRNSYS	Modèles existants	Modèles peu modifiables Stratification mal modélisée	Non
DYMOLA	Modèles existants	Modèles peu modifiables Coût du logiciel	Oui
EES (Coolpack)	Fonctions internes de composants Maîtrise des équations	Pas de maîtrise de la méthode de calcul	Oui
Matlab	Maîtrise de la méthode de calcul Maîtrise des équations	Pas de fonctions internes Méthode de convergence à définir	Faire appel à un utilitaire Refprop

Principes de modélisation



Hypothèses de calcul

- Modèle quasi-statique ou dynamique
- Débit masse constant dans tous les composants
- Pertes de charge négligées ou pas
- Pertes de chaleur négligées ou pas
- Propriétés constantes ou pas
- ...

Mise en équation

- Pour résoudre le système d'équations et faire converger le calcul, il faut qu'il y ait...

... autant d'équations que d'inconnues !

Compresseur

- Débit masse :

$$\dot{m}_r = \rho \cdot \eta_{vol} \cdot V_b$$

- Puissance mécanique :

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r \cdot (h_{s-ideal} - h_r)$$

- Puissance électrique absorbée :

$$\dot{W} = \frac{\dot{W}_{comp}}{\eta_{el} \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{elec}}$$

- Puissance de compression : $\dot{W}_{comp} = \frac{n}{n-1} \cdot BP \cdot \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot \left[\left(\frac{HP}{BP} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$

Echangeurs

Transfert de chaleur	Corrélations	Equations
sensible	Mc Adams 1	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ en refroidissement
		$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33}$ en chauffage
évaporation R407C	Tran et al.	$hc = 8.4 \cdot 10^3 \cdot (Bo \cdot We_v)^{0.5} \left(\frac{\mu}{\rho}\right)^{-0.1}$
		$Bo = \frac{G}{\rho} \left(\frac{\rho}{\rho_s}\right)^{0.5}$
		$We_v = \frac{G^2 d}{\rho \mu}$
évaporation CO ₂	Sennott-Chen modifiée par Heung et al.	$hc = \alpha_{s,v} F + \alpha_{s,l} S$
		$\alpha_{s,v} = 0.023 \frac{d}{L} Re^{0.8} Pr^{0.4} Pr^{0.14}$
		$F = \begin{cases} 1 & \text{si } X_{s,v} \leq 0.1 \\ 2.35 \left[\frac{1}{X_{s,v}} + 0.213 \right]^{-0.9} & \text{si } 0.1 < X_{s,v} \leq 0.1 \end{cases}$
		$X_{s,v} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.75} \left(\frac{\rho}{\rho_s}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.125}$
		$\alpha_{s,l} = 0.00122 \frac{A_{s,v}^{0.4} C_p^{0.76} \rho^{0.44}}{d^{0.4} \mu^{0.14} Pr^{0.44}} \Delta T_{s,v}^{-0.4} \Delta p_{s,v}^{-0.15}$
		$\Delta p_{s,v} = p(T_{s,v}) - p(T_{s,l})$
		$\Delta T_{s,v} = T_{s,v} - T_{s,l}$
		$S = \frac{1 - \exp(-\beta)}{\beta}$
		$\beta = \frac{h_c \alpha_{s,v} X_{s,v}}{k_s}$
		$X_{s,l} = 0.05 \left(\frac{\rho}{\rho_s}\right)^{0.5}$
condensation R407C	Mc Adams 2	$hc = 0.0077 \cdot (Re \cdot Pr)^{0.4} \frac{R_c}{\mu^{0.14}}$
refroidissement CO ₂ supercritique	Gnielinski	$Nu_{s,c} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.4} Pr^{0.42} (Pr-1)}$
		Pitts et al.

Echangeurs

- $\dot{Q} = \dot{m}Cp\Delta T$ sur 1 fluide
- $\dot{Q} = \dot{m}\Delta h$ sur le fluide frigorigène
- $\dot{Q} = USDTLM$ entre 2 fluides
- $NUT = \frac{US}{\dot{m}Cp_{min}}$
- $\dot{m}Cp_{min}$ n'est jamais le fluide frigorigène
- $\varepsilon = f(NUT, Z)$
- $\dot{Q} = \varepsilon \dot{m}Cp_{min}(T_{ce} - T_{fe})$

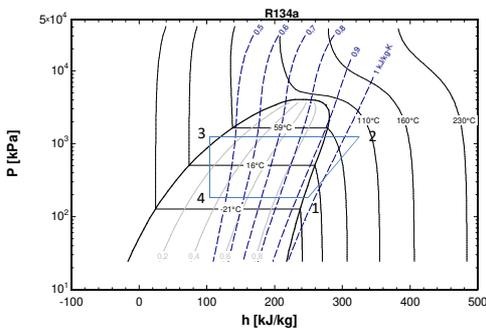
Détendeur

- $h_{entrée} = h_{sortie}$

TP de modélisation

- Facile...
 - Résoudre une équation
 - Résoudre un système de deux équations à deux inconnues
 - Générer un tableau
 - Tracer une courbe
 - Utiliser une fonction interne
 - Générer un diagramme de propriétés
- Moins facile...
 - Modéliser un compresseur
 - Modéliser un condenseur
 - Modéliser un détendeur
 - Modéliser un évaporateur
 - Modéliser une machine frigorifique
 - Tracer un cycle frigorifique
 - Calculer un COP froid, un COP chaud, un COP TFP

Tracer un cycle sur un diagramme



Références

- [1] S. Klein, Engineering Equation Solver, ©1992-2017, Academic Professional Version V10.268-3D 32 bit
- [2] A. W. Al-Khafaji and J. R. Tooley, *Numerical Methods in Engineering Practice*, Holt, Rinehart and Winston, 1986, pp. 190 & ff.
- [3] C. F. Gerald and P. O. Wheatley, *Applied Numerical Analysis*, Addison-Wesley 1984, pp. 135 & ff.
- [4] J. H. Ferziger, *Numerical Methods for Engineering Application*, Wiley-Interscience 1981, Appendix B.
- [5] F. S. Acton, *Numerical Methods that Usually Work*, Harper and Row 1970.
- [6] I. S. Duff, A. M. Erisman and J. K. Reid, *Direct Methods for Sparse Matrices*, 1986 Oxford Science Publications, Clarendon Press.
- [7] S. Pissanetsky, "Sparse Matrix Technology," Academic Press 1984.
- [8] F. L. Alvarado, "The Sparse Matrix Manipulation System," *Report ECE-89-1*, Department of Electrical and Computer Engineering, The University of Wisconsin, Madison, Wisconsin, January 1989.
- [9] Tarjan, R. "Depth-First Search and Linear Graph Algorithms," *SIAM J. Comput.* 1, 146- 160, (1972)

Présentation TRNSYS

Paul Byrne
Maître de Conférences
IUT Génie Civil Construction Durable
LGCGM



Plan de la présentation

1. Objectifs de la STD
2. Principes de la STD
3. Présentation de TRNSYS
4. Module TrnBuild et type56
5. Conclusion



1. Objectifs de la STD



Contexte énergétique

- Les tendances :
 - demande croissante d'énergie au niveau mondial
 - raréfaction des énergies fossiles
 - augmentation des coûts



Le bâtiment

- 1^{er} consommateur d'énergie en France
 - Environ 43 % de l'énergie finale totale consommée
 - Environ 23 % des émissions de gaz à effet de serre
- *L'évolution de la RT a permis de réaliser des économies d'énergie dans les bâtiments neufs*
 - moyenne : proche de 400 kWh/(m².an)
 - RT2005 : 80 à 250 kWh/(m².an), Tic
 - RT2012 : environ 50 kWh/(m².an), Bbio
 - RT2020 : BEPOS
- Gros enjeu : les bâtiments existants



Dans le bâtiment...

- Diminution des besoins énergétiques
- Augmentation de l'importance des phénomènes transitoires :
 - apports solaires,
 - inertie,
 - stratégie de régulation,
 - scénarios d'occupation...
- sur les consommations énergétiques
- et sur le confort thermique



Méthodes de calcul en bâtiment

1. DJU : Degrés-Jours Unifiés
 - Calcul annuel → 1 année
2. Bilan mensuel
 - Calcul plus fin → 1 mois
3. Simulation thermique dynamique
 - Estimation précise ($dt \leq 1$ h)
 - Phénomènes dynamiques : inertie des éléments, apports solaires, stratégies de régulation, **confort thermique** (T_{max} , PMV, PPD)... → 1 heure
 - 5 minutes

Applications STD bâtiment

- Quantifier les impacts :
 - sur la consommation d'énergie finale
 - sur le confort intérieur (PMV, PPD, Tic)
 - environnemental (rejets de CO_2 , énergie primaire)
- de la conception architecturale d'un bâtiment :
 - orientation, dimensions des vitrages, casquettes, inertie des parois, scénarios d'occupation, stores...
- du choix d'une technologie et de sa stratégie de régulation :
 - en chauffage, climatisation et ventilation
 - mise en place de réduits, lois d'eau, surventilation...

Logiciels de STD

DesignBuilder
Climawin (module)
EnergyPlus
Pleiades+COMFIE
TRNSYS
BLAST
DOE-2
TAS
Lesosai
Virtual Environment



2. Principes de la simulation thermique dynamique

Modélisation d'un système

- Définir le système
 - Définition spatiale : discrétisation d'un domaine, agencement des zones thermiques
 - Equations utilisées :
 - Conservation de l'énergie
 - Conservation de la masse
 - Conservation de la quantité de mouvement
 - Paramètres : caractéristiques physiques
 - Entrées : ce qui évolue dans le temps
 - Sorties : ce que l'on veut calculer

Modélisation d'un bâtiment

- Pas de temps de simulation
 - 1h pour un bâtiment
 - Quelques minutes pour équipements
- Définir les éléments :
 - Couche de matériau, mur, vitrages, bâtiment
 - Équipements
 - Météo
 - Régulation

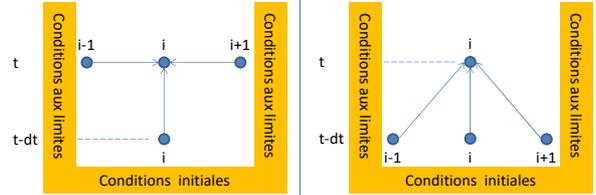
Simulation

- Définir les conditions initiales
 - Assez proches des conditions « réelles » pour assurer la convergence du modèle
- Définir le pas de temps de calcul

Forte précision $\xrightarrow{\text{dt}}$ Faible précision
 Grand temps de calcul $\xrightarrow{\text{dt}}$ Faible temps de calcul

- Définir le mode de résolution du système
 - Modèle implicite / Modèle explicite

Schémas de calcul Implicite / Explicite



- Système d'équation linéaire de dimension égale au nombre de nœuds, à résoudre à chaque pas de temps (inversion de matrice)
- Pas de temps de calcul quelconque
- Pas de critère de stabilité
- Pas de système d'équation, c'est beaucoup plus simple
- Pas de temps de calcul faible
- Critère de stabilité à respecter*

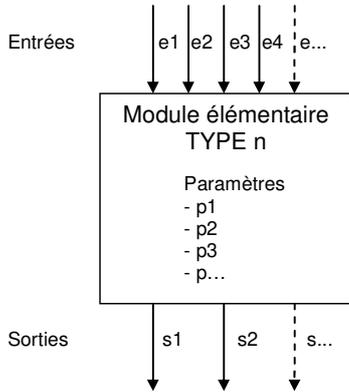
3. TRNSYS

TRNSYS

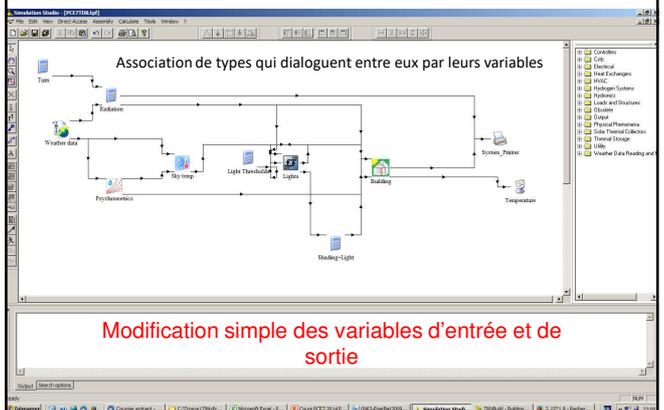
a TRaNsient SYstems Simulation program

- Solar Energy Laboratory
Université de Madison, Wisconsin, USA
- Version 18
- Logiciel modulaire
- Modèle de bâtiment multizone développé avec le CSTB
- Interface graphique fonctionnelle
- Bibliothèque d'équipements et de modèles utilitaires

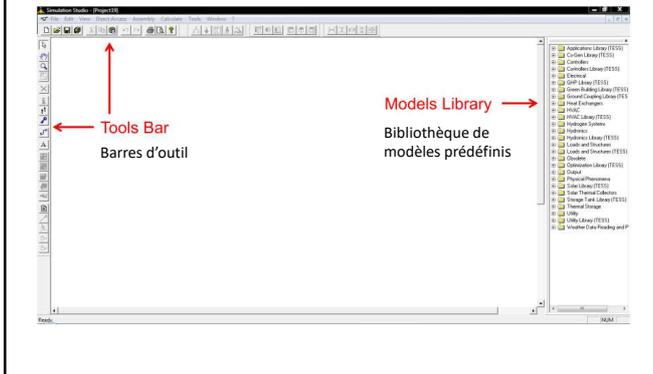
Module élémentaire TRNSYS



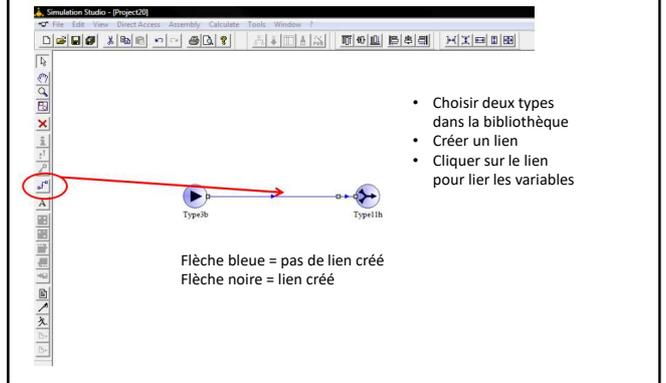
Trnsys studio



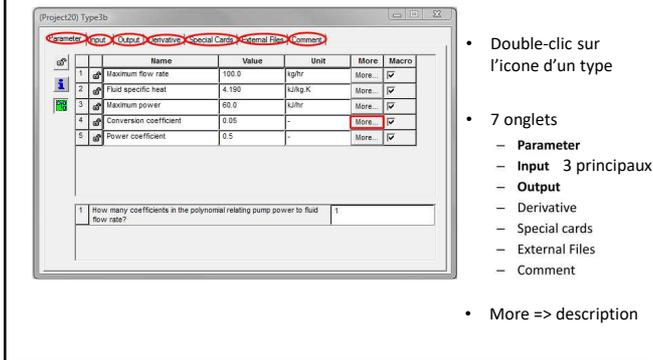
Eléments du TRNSYS studio



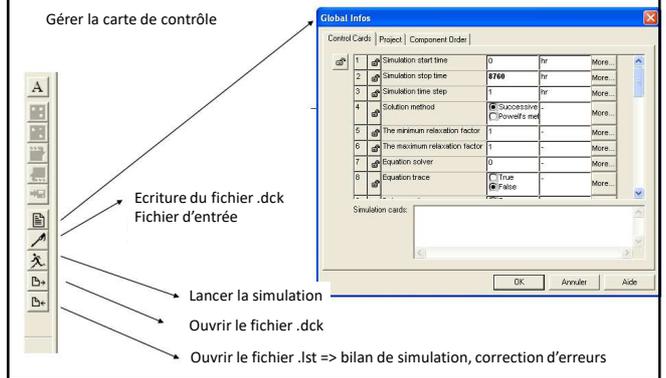
Lier deux types



Fenêtre d'un type



Lancer une simulation



Fichiers de résultats

! Ne jamais utiliser d'espaces dans les noms de variables, de fichiers, de dossiers



Plotter

- Trace les résultats sur un écran
- Deux axes des ordonnées possibles
- L'unité de l'axe des abscisses est toujours le temps
- Jusqu'à 10 variables par axe des ordonnées
- Affichage fond blanc ou noir

Printer

- Ecrit les résultats dans un fichier texte ou xls
- Le nom de fichier et le dossier d'écriture sont à spécifier dans l'onglet « external files » du type25
- Jusqu'à 100 variables

Plotter and printer

- Fait les deux avec moins de possibilités sur le fichier de résultats
- Ecrit les résultats dans un fichier texte ou xls
- Affiche les résultats sous forme de graphique

Lecture de variable externe

Lecteur de données Utility – Data readers

- Récupère les données d'un fichier externe
- Jusqu'à 100 entrées d'un même fichier
- Possibilité d'affecter un multiplicateur ou d'interpoler les données



Outil équation

Éditeur d'équations

entrées sorties

UNIVERSITÉ DE RENNES 1

Intégration

Type24

- Somme pratique pour calculer une quantité d'énergie quand on connaît la puissance et le pas de temps

$$E = \int P \cdot dt$$

- Accès dans utility

Puissances exprimées en kJ/h

UNIVERSITÉ DE RENNES 1

4. Modélisation de bâtiment avec le type56 et TRNBuild

UNIVERSITÉ DE RENNES 1

Type56 et TrnBuild

Changer la localisation

Editer le modèle

UNIVERSITÉ DE RENNES 1

Edition du type56 bâtiment multizone

Edition du type des parois

Parois définies dans le modèle

UNIVERSITÉ DE RENNES 1

Définition des zones

Surf Type	Area	Category
1 INTWALL	8.80	EXTERNAL
2 INTWALL	8.22	BOUNDARY
3 INTWALL	8.22	BOUNDARY
4 INTWALL	8.22	BOUNDARY
5 INTWALL	14.47	BOUNDARY
6 ROOF	14.47	BOUNDARY

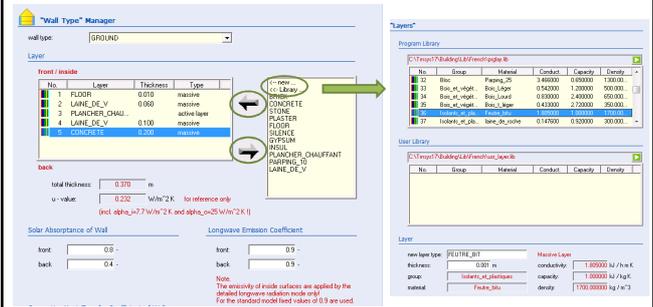
Paramètres de la paroi

UNIVERSITÉ DE RENNES 1

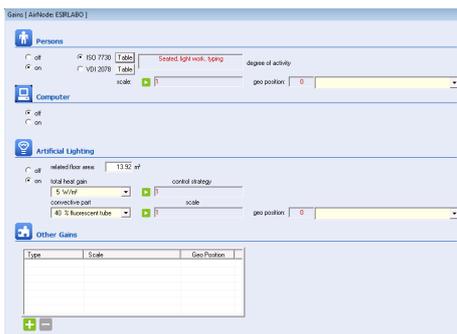
Définition des parois



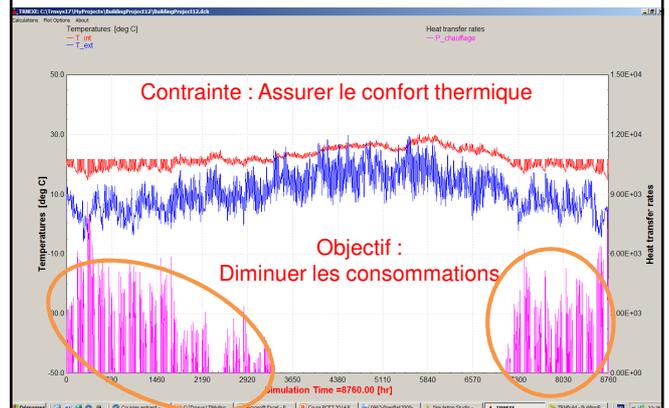
Définition des matériaux



Définition des apports internes



Exemple de simulation



5. Conclusion

A retenir

- La simulation thermique dynamique permet de simuler le comportement de bâtiments et de systèmes en régime variable
- Elle permet de prendre en compte les perturbations climatiques, les apports internes soumis à des scénarios, les changements de régimes dus à la régulation et l'inertie
- Phase de modélisation fine
- Phase de simulation

Conseils sur la modélisation

La modélisation prend plus de temps que la simulation !

- Progresser petit à petit
- Enregistrer son travail à chaque progression
- Abuser des tests, ne pas hésiter à relancer une simulation à chaque modification
- S'il y a une erreur, enregistrer le projet puis supprimer les types les uns après les autres pour identifier celui qui pose problème

Exercices

- Ouvrir Trnsys
 - Projet vide : lier deux types
- A partir des exemples,
- Projet système solaire
 - Projet bâtiment multizone

Références

[1] S. Klein et al. TRNSYS 17: a transient system simulation program, solar energy laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA; (<http://sel.me.wisc.edu/TRNSYS>) (2010)

[2] EES-TRNSYS days 2011, Université de Liège