



**Titre:** Analyse énergétique d'un système de pompe à chaleur transcritique  
Title: au CO2 pour le chauffage combiné

**Auteur:** Walid Lallam  
Author:

**Date:** 2020

**Type:** Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

**Référence:** Lallam, W. (2020). Analyse énergétique d'un système de pompe à chaleur  
Citation: transcritique au CO2 pour le chauffage combiné [Mémoire de maîtrise,  
Polytechnique Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/5259/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**  
Open Access document in PolyPublie

**URL de PolyPublie:** <https://publications.polymtl.ca/5259/>  
PolyPublie URL:

**Directeurs de  
recherche:** Massimo Cimmino  
Advisors:

**Programme:** Génie énergétique  
Program:

**POLYTECHNIQUE MONTRÉAL**

affiliée à l'Université de Montréal

**Analyse énergétique d'un système de pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub>  
pour le chauffage combiné**

**WALID LALLAM**

Département de génie mécanique

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*

Génie énergétique

Mai 2020

# **POLYTECHNIQUE MONTRÉAL**

affiliée à l'Université de Montréal

Ce mémoire intitulé :

## **Analyse énergétique d'un système de pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub> pour le chauffage combiné**

présenté par **Walid LALLAM**

en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*

a été dûment accepté pour le jury d'examen constitué de :

**Michel BERNIER**, président

**Massimo CIMMINO**, membre et directeur de recherche

**Michaël KUMMERT**, membre

## REMERCIEMENTS

À mon directeur de recherche Massimo CIMMINO, merci pour ton excellent encadrement, ta disponibilité, pour ton soutien précieux et de m'avoir accueilli au sein de ton équipe de recherche. Tes encouragements, tes conseils m'ont beaucoup apporté tant sur le plan scientifique que personnel, cela m'a beaucoup aidé tout au long de mon parcours. Merci infiniment.

À mes collègues de bureau : Aziz, Florent, Camille, Alex, Louis, Samuel, Geoffrey, Annie, Grégor et Houaida. J'ai très apprécié de travailler à vos côtés.

À ma très chère femme pour sa patience et son soutien pendant toute la durée de ma maîtrise malgré les moments difficiles qu'on a eu. J'ai eu vraiment la chance de t'avoir à mes côtés.

À mon petit ange adorable Adam, ton beau sourire m'a donné la force de continuer pendant les nuits d'études. Je t'aime mon bébé.

À mes parents qui m'ont toujours soutenu et mon guidé depuis mon enfance.

À mes proches ainsi que mes amis.

## RÉSUMÉ

Cette étude a été réalisée pour développer un système de pompe à chaleur transcritique eau-eau au CO<sub>2</sub> destiné au secteur résidentiel. Le choix s'est porté sur le CO<sub>2</sub> car c'est un réfrigérant naturel non toxique, ininflammable et qui ne contribue pas à l'appauvrissement de la couche d'ozone ni au réchauffement climatique. Le modèle de pompe à chaleur proposé ici évalue la performance saisonnière de la pompe à chaleur transcritique dotée de deux refroidisseurs de gaz en série avec une circulation à contrecourant entre le CO<sub>2</sub> et l'eau. Deux librairies ont été utilisées pour cette étude, la librairie IBPSA pour l'utilisation des modèles de base ainsi que la librairie AixLib pour l'évaluation des propriétés thermo-physiques du CO<sub>2</sub>. Des simulations sur une configuration permettant de réaliser le chauffage d'espace et de produire de l'eau chaude domestique simultanément ont été effectuées pour une saison de chauffage représentant un climat froid. La configuration utilise les données météorologiques de Montréal et un profil de consommation d'eau chaude artificiel généré avec une méthode de probabilité statistique de tirage d'eau. Pour une température d'entrée d'eau côté source de la PAC constante de 5 °C et une consigne de production d'eau chaude à 61°C, le COP de la PAC a été évalué selon trois modes : mode de chauffage d'espace seul, mode de chauffage d'eau seule et le mode de chauffage d'eau et d'espace simultanément. Les résultats de la simulation ont montré que le COP en mode chauffage d'espace se rapproche du COP global car plus de 86% de l'énergie fournie par la PAC a été utilisée pour chauffer l'espace. Un COP global de 2.44 a été enregistré et de 3.2 pour une opération en mode combinée pour une journée du mois de février de la saison de chauffage.

## ABSTRACT

This study was carried out to develop a transcritical water-to-water CO<sub>2</sub> heat pump system for the residential sector. CO<sub>2</sub> was chosen since it is a natural refrigerant that is non-toxic, non-flammable and does not contribute to the depletion of the ozone layer and global warming. The heat pump model proposed here evaluates the seasonal performance of the transcritical heat pump with two gas coolers in series with countercurrent circulation between the CO<sub>2</sub> and water. Two libraries were used for this study: the IBPSA library for the use of the basic models and the AixLib library for the evaluation of the thermo-physical properties of CO<sub>2</sub>. Simulations on a configuration that allowed space heating and domestic hot water heating, simultaneously, were carried out for a heating season in a cold climate. The configuration uses Montreal meteorological data and an artificial hot water consumption profile generated with a statistical probability method. For a constant water inlet temperature of the heat pump source of 5°C and a hot water production set point of 61°C, the COP of the heat pump was evaluated using three modes: space heating alone, water heating alone and water and space heating simultaneously. The simulation results showed that the COP in space heating mode is close to the global COP because more than 86% of the energy supplied by the heat pump was used to heat the space. A global COP of 2.44 was recorded, while a COP of 3.2 was achieved for a combined mode operation for one day of February during the heating season.

## TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS .....	III
RÉSUMÉ.....	IV
ABSTRACT .....	V
TABLE DES MATIÈRES .....	VI
LISTE DES TABLEAUX.....	IX
LISTE DES FIGURES.....	X
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS .....	XII
CHAPITRE 1 INTRODUCTION.....	1
1.1 Contexte de l'étude.....	1
1.2 Problématique.....	2
1.3 Objectifs .....	4
CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE .....	5
2.1 Le CO <sub>2</sub> dans les pompes à chaleur .....	5
2.1.1 Cycle de compression de vapeur transcritique .....	5
2.1.2 Influence de la pression de refoulement sur les performances du cycle transcritique .....	8
2.2 Applications des pompes à chaleur au CO <sub>2</sub> .....	10
2.2.1 Chauffage de l'eau chaude domestique.....	10
2.2.2 Chauffage combiné des espaces et de l'eau chaude domestique .....	12
2.3 Modélisation des composants des pompes à chaleur .....	13
2.3.1 Modélisation des compresseurs.....	13
2.3.2 Modélisation des échangeurs de chaleur .....	15
2.4 Profils d'utilisation d'eau chaude domestique .....	16
2.5 Conclusion.....	18

CHAPITRE 3	DÉMARCHE DU TRAVAIL DE RECHERCHE ET ORGANISATION DU MÉMOIRE.....	20
3.1	Méthodologie générale de l'étude .....	20
3.1.1	Développement d'un modèle de PAC au CO <sub>2</sub> .....	20
3.1.2	Analyse de la performance saisonnière de la PAC .....	20
3.2	Organisation du mémoire .....	20
CHAPITRE 4	MODÉLISATION DE LA POMPE À CHALEUR AU CO <sub>2</sub> .....	22
4.1	Introduction .....	22
4.2	Modélisation des composants de la pompe à chaleur .....	22
4.2.1	Compresseur Scroll .....	23
4.2.2	Compresseur à piston .....	28
4.2.3	Échangeurs de chaleur.....	31
4.2.4	Vanne d'expansion.....	34
4.3	Modèle de PAC au R410A.....	35
4.4	Modèle de PAC au CO <sub>2</sub> .....	36
4.5	Calibration du modèle de la PAC au CO <sub>2</sub> .....	39
4.6	Conclusion.....	43
CHAPITRE 5	RÉSULTATS DE LA CONFIGURATION COMBINÉE.....	44
5.1	Chauffage d'eau chaude domestique.....	44
5.1.1	Description et fonctionnement .....	44
5.1.2	Profil de tirage d'eau chaude domestique .....	46
5.1.3	Paramètres de la configuration.....	48
5.1.4	Résultats et analyse .....	50
5.2	Chauffage des espaces.....	53
5.2.1	Description et fonctionnement .....	53



5.2.2	Paramètres de la configuration et analyse des résultats .....	54
5.2.3	Profil de la température extérieure de design .....	55
5.2.4	Modèle du bâtiment.....	56
5.2.5	Résultats et analyse .....	57
5.3	Chauffage combiné de l'eau chaude domestique et des espaces.....	58
5.3.1	Description et fonctionnement .....	58
5.3.2	Paramètres de la configuration .....	60
5.3.3	Résultats et analyse .....	61
5.4	Conclusion.....	68
CHAPITRE 6	CONCLUSION .....	69
6.1	Contribution de l'étude.....	69
6.2	Améliorations futures .....	69
RÉFÉRENCES	.....	71

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 4-1 Résultat de calibration des paramètres du compresseur à piston .....	42
Tableau 5-1 Paramètres utilisés pour la génération du profil d'ECD .....	48
Tableau 5-2 Paramètres de simulation du modèle de PAC en mode chauffage d'eau .....	49
Tableau 5-3 Paramètres de simulation de la PAC en mode chauffage d'espace .....	55
Tableau 5-4 Paramètres de simulation de la configuration combinée de la PAC .....	61
Tableau 5-5 Résultat pour le calcul de COP .....	65

## LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 Diagramme (P, h) pour une machine transcritique au CO <sub>2</sub> .	4
Figure 2.1 (a) Diagramme p-h transcritique au CO <sub>2</sub> . (b) Diagramme p-h sous-critique au R410A	6
Figure 2.2 Configuration d'une pompe à chaleur transcritique au CO <sub>2</sub> pour le chauffage	7
Figure 2.3 Cycle transcritique pour une pompe à chaleur au CO <sub>2</sub>	8
Figure 2.4 Consommation finale d'énergie pour l'ECD dans le secteur du bâtiment (2012)	18
Figure 4.1 Schéma conceptuel de la PAC au CO <sub>2</sub> avec deux refroidisseurs de gaz	23
Figure 4.2 Représentation conceptuelle du modèle compresseur Scroll	24
Figure 4.3 Modèle de compresseur Scroll	27
Figure 4.4 Représentation conceptuelle du modèle compresseur à piston	28
Figure 4.5 Modèle de compresseur à piston	31
Figure 4.6 Représentation schématique du modèle d'échangeur à contre-courant	32
Figure 4.7 Segment d'échangeur de chaleur	34
Figure 4.8 Modèle de pompe à chaleur au R410A	36
Figure 4.9 Modèle de pompe à chaleur transcritique au CO <sub>2</sub>	38
Figure 4.10 Paramètres et variables d'entrée et sortie du modèle PAC transcritique au CO <sub>2</sub>	39
Figure 4.11 Organigramme de calcul pour l'estimation des paramètres du compresseur à piston	41
Figure 4.12 Comparaison des capacités et de la puissance absorbée du modèle avec les données du fabricant	43
Figure 5.1 Configuration en mode chauffage d'eau	46
Figure 5.2 Profil journalier de consommation d'ECD	47
Figure 5.3 Résultats de la PAC en mode chauffage d'eau	52
Figure 5.4 Configuration en mode chauffage d'espace	54

Figure 5.5 Profil horaire de la température sèche pour la journée du mois de février .....	56
Figure 5.6 Résultats de la PAC en mode chauffage d'espace.....	58
Figure 5.7 Configuration combinée .....	60
Figure 5.8 Résultats de la simulation combinée pour la production d'ECD.....	63
Figure 5.9 Résultat de la configuration combinée pour le chauffage d'espace .....	64
Figure 5.10 COP instantané pour la journée du mois de février .....	66
Figure 5.11 Zoom sur la période 12h-14h pour le COP instantané journalier du mois de février	67

## LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

DTLM Différence de température moyenne logarithmique

ECD Eau chaude domestique

NTU Nombre d'unités de transfert

PAC Pompe à chaleur

A Surface [ $\text{m}^2$ ]

COP Coefficient de performance [-]

$C_f$  Facteur de dégagement [-]

$C_{p,f}$  Chaleur spécifique du fluide caloporteur [ $\text{J kg}^{-1} \text{C}^{-1}$ ]

$\Delta T_{Sub}$  Degré de sous-refroidissement [K]

$\Delta T_{Sup}$  Degré de surchauffe [K]

h Enthalpie spécifique [ $\text{J kg}^{-1}$ ]

$p_{con}$  Pression de condensation [Pa]

$p_{eva}$  Pression d'évaporation [Pa]

$p_{hig}$  Pression haute de refoulement [Pa]

$\dot{Q}$  Capacité thermique [W]

s Entropie spécifique [ $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ]

$T_{db}$  Température sèche [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{ref}$  Température du réfrigérant [ $^{\circ}\text{C}$ ]

t Temps [s]

UA Coefficient de transfert de chaleur [ $\text{W K}^{-1}$ ]

$\dot{V}$  Débit volumique [ $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ]

$\dot{V}_s$  Volume balayé par le piston [ $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ]

$v$	Volume spécifique [ $\text{m}^3 \text{ kg}^{-1}$ ]
$\dot{W}_t$	Débit massique [W]
$\dot{W}_t$	Pertes de puissance [W]
$\dot{W}_t$	Travail de compression mécanique [W]
$\dot{W}_{in}$	Puissance électrique [W]

## Indices

amb	Ambiant
cc	Chambre de compression
con	Condenseur
cte	Constant
dis	Refoulement
eva	Évaporateur
f	Fluide caloporteur
gas	Refroidisseur de gaz
hig	Haute
ise	Isentropique
iso	Isochore
loss	Pertes
nom	Nominal
p	Personnes
pin	Pincement
r	Ratio
rad	Radiateur
ref	Réfrigérant

Room Espace

set Consigne

seg Segment d'échangeur de chaleur

su Alimentation

tank Réservoir

Tol Tolérance

### **Lettres grecques**

$\gamma$  Exposant isentropique

$\varepsilon$  Efficacité

$\rho$  Masse volumique

$\eta$  Rendement électromécanique

## CHAPITRE 1 INTRODUCTION

### 1.1 Contexte de l'étude

De nombreux efforts ont été déployés depuis l'adoption du protocole de Montréal en 1987 en ce qui concerne l'utilisation des fluides frigorigènes dans les systèmes de réfrigération et les pompes à chaleur, dans le but de protéger la couche d'ozone et réduire les émissions de gaz à effet de serre. Les systèmes frigorifiques utilisant les fluides frigorigènes halogénés, comme les chlorofluorocarbures (CFC) et les hydrochlorofluorocarbures (HCFC), contribuent à la destruction de la couche d'ozone. Les CFC et HCFC ont aussi un impact sur le réchauffement climatique étant donné que leur indice de potentiel de réchauffement global (PRG) est non négligeable. De ce fait, le protocole de Montréal a été mis en place afin d'éliminer l'utilisation des fluides ayant un effet néfaste sur la couche d'ozone. Le protocole de Montréal est entré en vigueur en 1987 et a depuis été ratifié par 197 pays. Le protocole établit le calendrier d'élimination progressive des CFC et des HCFC. Ces restrictions ont mené à l'adoption des HFC comme fluides de remplacement.

Suite au succès du protocole de Montréal, une volonté internationale se manifeste et se concentre aujourd'hui sur l'élimination graduelle des substances considérées comme des gaz à effet de serre, comme les HFC. En effet, malgré l'absence d'impact sur la couche d'ozone, les HFC ont un potentiel de réchauffement climatique généralement comparable ou supérieur à celui des HCFC, ce qui se reflète par une valeur élevée de leur PRG. À titre d'exemple, l'émission d'un kilogramme de R410A, un HFC ayant un PRG= 2100 (calculé sur une période 100 ans), contribue 2100 fois plus au réchauffement climatique que l'émission d'un kilogramme de CO<sub>2</sub>. Ainsi, plusieurs accords et exigences internationaux ont vu le jour, dont le protocole de Kyoto en 1997. Le protocole de Kyoto est entré en vigueur en 2005 incitant les parties présentes au protocole de diminuer 5% de leurs émissions des gaz à effet de serre par rapport à l'année 1990. Les HFC y sont identifiés comme gaz à effet de serre.

En 2015, l'accord de Paris a été conclu à la conférence internationale sur le climat (COP21). La conférence internationale a pu réunir l'Union Européenne et 195 états dans l'objectif principal de limiter le réchauffement climatique sous la barre des 2 °C d'ici l'année 2100 par rapport à l'ère préindustrielle (1880-1899). L'accord établit l'engagement de chaque partie à réduire ses émissions de gaz à effet de serre en démontrant les efforts réalisés afin d'atteindre ses objectifs. L'accord a



également permis la mise en place d'un plan financier pour soutenir les pays en voie de développement dans la lutte face au réchauffement climatique.

Dans le même contexte, l'amendement de Kigali au protocole de Montréal, entré en vigueur en 2019, vise à éliminer progressivement l'utilisation des HFC dans tous les systèmes de réfrigération d'ici l'année 2047. Dans cette situation, la transition vers des systèmes plus écologiques utilisant des fluides qui n'ont pas d'impact sur le réchauffement climatique, comme les hydrofluoroléfines (HFO) et les fluides naturels, est considérée comme une solution prometteuse.

Avec un potentiel de réchauffement global beaucoup plus faible que les HFC, un caractère ininflammable et non-toxique, le CO<sub>2</sub> apparaît très approprié pour remplacer les réfrigérants actuellement utilisés pour diverses applications, notamment dans le secteur résidentiel. Dans ce secteur, plus de trois millions d'unités d'un système de chauffe-eau CO<sub>2</sub> ont été installés pour la production d'eau chaude résidentielle au Japon (Zhang, Qin, & Wang, 2015). D'autres produits destinés aux secteurs commercial et industriel utilisant le CO<sub>2</sub> comme réfrigérant naturel ont également été développés par plusieurs manufacturiers pour réduire l'impact sur le réchauffement climatique, comme les systèmes de réfrigération de la série Purity au Canada<sup>1</sup>.

## 1.2 Problématique

Les pompes à chaleur (PAC), aussi appelées thermopompes, sont des dispositifs permettant de transférer de la chaleur entre un milieu à basse température vers un milieu à haute température. Cela permet de chauffer des espaces ou l'eau (la charge) en puisant de l'énergie thermique d'un milieu froid (la source de chaleur), par exemple l'air ambiant extérieur ou l'eau provenant de puits géothermiques. Le fonctionnement d'une PAC peut être renversé, auquel cas la chaleur est rejetée à la source (qui devient alors un puits) afin de climatiser des espaces. La désignation pompe à chaleur air-eau signifie que l'air ambiant représente la source pour chauffer l'eau. De la même manière, une pompe à chaleur utilisant l'eau comme source est appelée pompe à chaleur eau-eau. L'application des technologies de PAC dans le domaine résidentiel représente une solution avantageuse en termes de performance et d'empreinte environnementale. En effet, le

---

<sup>1</sup> Manufacturier LMP, système Purity CO<sub>2</sub>. Tiré de <https://lmpinc.ca/produits/purity-c02/>.

fonctionnement d'une PAC introduit un levier entre la dépense énergétique (l'énergie électrique requise pour son fonctionnement) et la chaleur livrée aux espaces.

La différence entre la chaleur livrée et la dépense énergétique provient alors de la source de chaleur. Dans un contexte de chauffage, on définit le coefficient de performance (COP) comme le rapport entre la chaleur livrée et la dépense énergétique. Par exemple, une pompe à chaleur avec un COP = 3 livre trois unités d'énergie pour une seule unité d'énergie électrique consommée. Face aux enjeux climatiques, les technologies de pompe à chaleur s'appuyant sur l'utilisation des fluides naturels, comme le CO<sub>2</sub>, ont vu le jour. En effet, le nombre d'articles traitant le CO<sub>2</sub> comme réfrigérant principal présentés à la conférence IIR-Gustav Lorentzen est passé de 6 % en 1994 à 39 % en 2002 (Kim, Pettersen, & Bullard, 2004).

Dans la région supercritique, le CO<sub>2</sub> (R744) est refroidi dans un refroidisseur de gaz sans condensation et avec un glissement de température important. Cet aspect est représenté dans la figure 1.1, qui montre un gradient de température significatif entre l'entrée et la sortie du refroidisseur de gaz (point 2 :  $T_2 = 81.15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , point 3 :  $T_3 = 10.73\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Cette caractéristique a été exploitée par plusieurs travaux de recherches, les premiers étaient exclusivement utilisés pour le chauffage d'eau chaude domestique (ECD) ou des espaces. Cependant, plusieurs études ont démontré la possibilité de réaliser des applications à double service (Sarkar, Bhattacharyya, & Gopal, 2006; Stene, 2005) avec des configurations adaptées au niveau du refroidisseur de gaz. La présente étude implique le développement d'un modèle de pompe à chaleur résidentielle transcritique au CO<sub>2</sub> pour assurer un chauffage combiné d'espace et d'ECD.

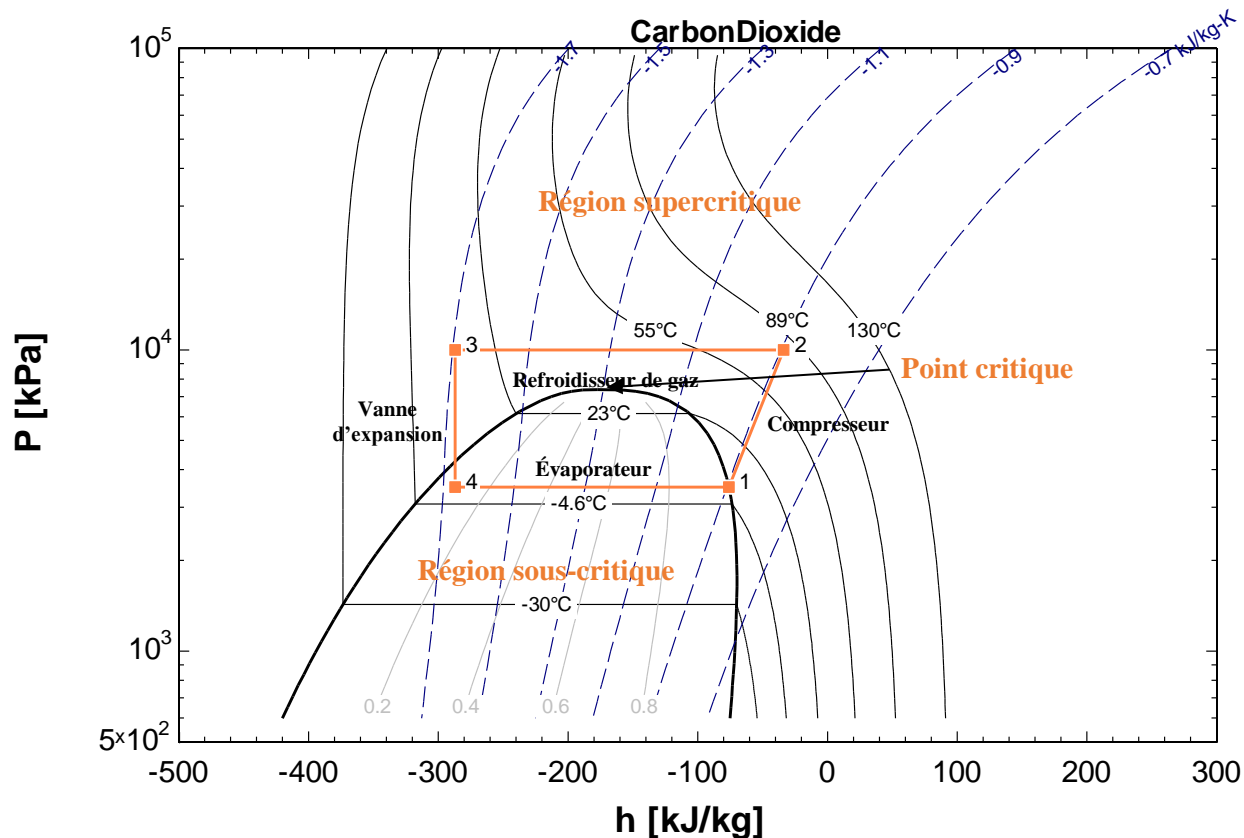


Figure 1.1 Diagramme (P, h) pour une machine transcritique au CO<sub>2</sub>.

### 1.3 Objectifs

Ce travail a comme objectif principal d'évaluer sur une base saisonnière l'efficacité énergétique d'une pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub> pour le chauffage combiné des espaces et de l'eau chaude domestique. Il en découle de cet objectif principal, deux objectifs spécifiques :

- 1- Développer un modèle de pompe à chaleur au CO<sub>2</sub> pour le chauffage combiné des espaces et de l'ECD avec le langage Modelica.
- 2- Évaluer la performance saisonnière du système avec une configuration de deux refroidisseurs de gaz en série.

## CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

Ce chapitre présente une revue de littérature sur les systèmes de pompes à chaleur (PAC) pour des applications résidentielles. La première partie présente les caractéristiques du  $\text{CO}_2$  en tant que réfrigérant dans le cycle transcritique. Dans la deuxième partie, les performances et les applications des PAC au  $\text{CO}_2$  (R744) sont présentées. La troisième partie de la revue littérature aborde la modélisation des systèmes de PAC. Finalement, la quatrième partie est consacrée à la prédiction de la consommation d'eau chaude domestique.

### 2.1 Le $\text{CO}_2$ dans les pompes à chaleur

#### 2.1.1 Cycle de compression de vapeur transcritique

Contrairement aux réfrigérants conventionnels, le  $\text{CO}_2$  possède une température critique basse de  $31.1^\circ\text{C}$  et une pression critique élevée de 73.8 bar. Cette particularité permet aux systèmes de PAC au  $\text{CO}_2$  d'opérer de part et d'autre du point critique entre les deux régions de pressions sous-critiques et supercritiques. Dans la région supercritique, le dioxyde de carbone reste monophasique en échangeant de la chaleur à des pressions supercritiques. Ainsi, l'échangeur de chaleur est appelé refroidisseur de gaz tandis que le cycle est qualifié transcritique.

La figure 2.1 illustre les diagrammes de pression-enthalpie (p-h) pour un cycle de PAC transcritique au  $\text{CO}_2$  et un cycle de PAC conventionnel au R410A. On observe que l'absorption de chaleur par les fluides frigorigènes au niveau de l'évaporateur dans la région sous-critique est similaire dans les deux cycles. Cependant, le processus de rejet de chaleur se fait dans deux régions différentes. Pour la PAC conventionnelle, le R410A change de phase en rejetant de la chaleur à température constante au niveau de son condenseur. Pour le  $\text{CO}_2$ , le rejet de chaleur au niveau du refroidisseur de gaz s'effectue sans condensation avec une température qui diminue tout au long du processus d'échange. Également, on remarque que la différence de pression entre l'évaporateur et le refroidisseur de gaz est beaucoup plus élevée dans un cycle transcritique par rapport à un cycle conventionnel.

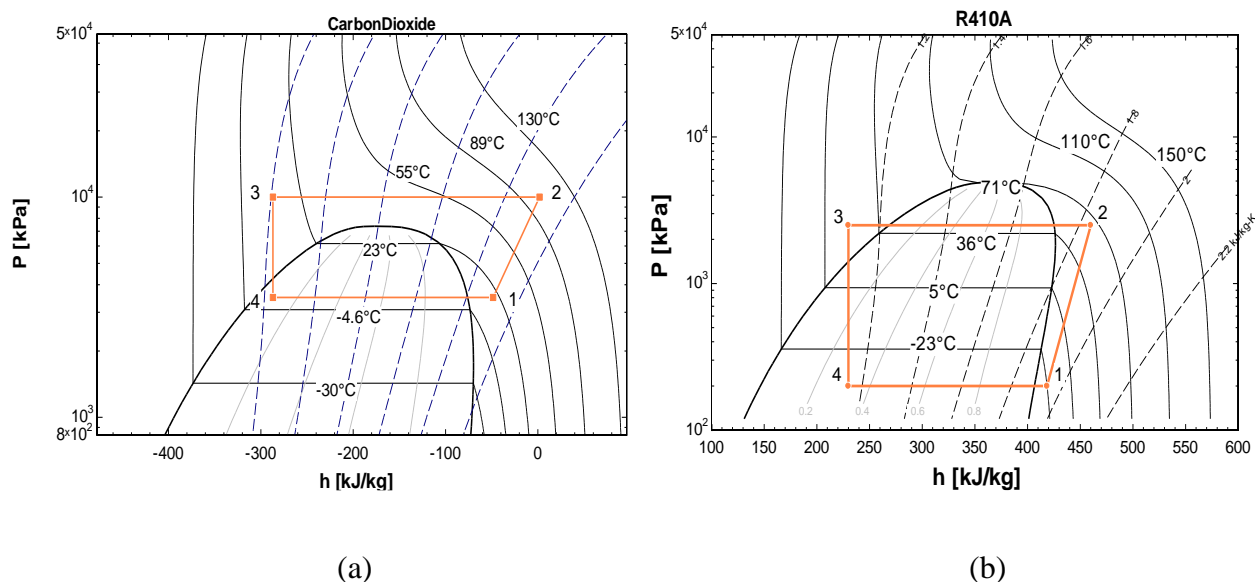


Figure 2.1 (a) Diagramme p-h transcritique au  $\text{CO}_2$ . (b) Diagramme p-h sous-critique au R410A

La figure 2.2 présente une configuration de base d'une PAC transcritique au  $\text{CO}_2$  pour le chauffage. À la sortie de l'évaporateur (point 1), le  $\text{CO}_2$  à l'état de vapeur surchauffée est comprimé dans un compresseur depuis la pression d'évaporation  $p_1$  jusqu'à une pression supercritique  $p_2$  au coût d'un travail mécanique au compresseur. À la sortie du compresseur (point 2), le  $\text{CO}_2$  à l'état supercritique entre dans un refroidisseur de gaz et transfère de la chaleur au milieu chaud. À la sortie du refroidisseur de gaz (point 3), le  $\text{CO}_2$  est détendu jusqu'à la pression basse  $p_4$  correspondant à la pression d'évaporation à travers une vanne d'expansion. Finalement, à la sortie de la vanne d'expansion (point 4), le  $\text{CO}_2$  pénètre dans un évaporateur et absorbe la chaleur depuis la source. Le transfert de chaleur dans le refroidisseur de gaz diffère du processus de condensation dans les PAC conventionnelles à compression de vapeur. En effet, dans un condenseur, la chaleur est rejetée par un changement de phase dans une région sous critique, tandis qu'elle est rejetée sans condensation pour un refroidisseur de gaz supercritique. C'est ce qui distingue les PAC au  $\text{CO}_2$  par rapport aux PAC à compression de vapeur.

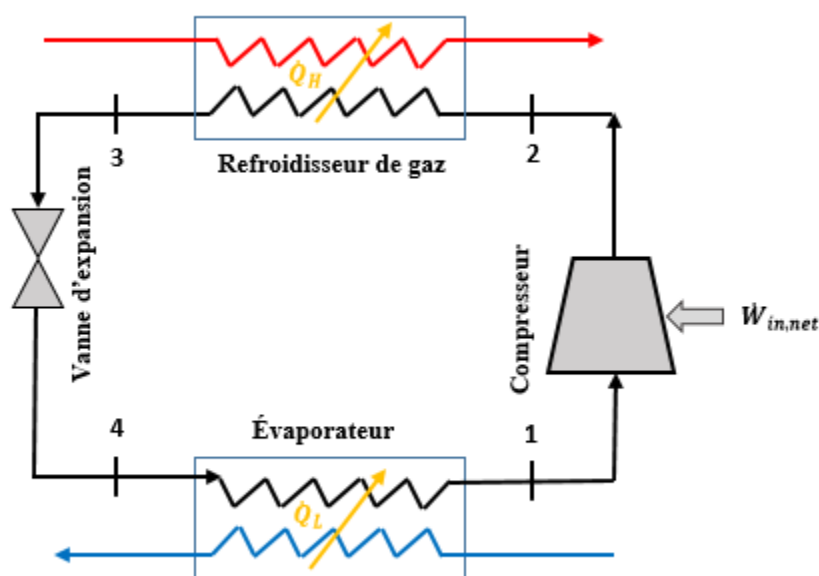


Figure 2.2 Configuration d'une pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub> pour le chauffage

D'autres configurations existent dans la littérature. Lorentzen (1993) présente une configuration avec un séparateur de liquide situé à l'entrée du compresseur afin d'éviter la présence de gouttes liquide dans le compresseur. Une analyse basée sur la deuxième loi de la thermodynamique d'un cycle de réfrigération au CO<sub>2</sub> a été réalisé par Fartaj et al. (2004). Les auteurs ont étudié une configuration avec un échangeur de chaleur interne entre la sortie du refroidisseur de gaz et l'entrée de la vanne d'expansion dans le but de préchauffer le CO<sub>2</sub> avant son entrée au compresseur. Kim et al. (2004) ont proposé une configuration avec un séparateur de liquide situé entre deux vannes d'expansion. La configuration permet alors de bien contrôler la charge et la pression haute du système. Nemat et al. (2017) ont réalisé une analyse environnementale et exergo-économique d'un cycle transcritique à éjecteur-détente bi-étagé pour différents réfrigérants. La configuration du système étudié est composée d'un compresseur bi-étagé, d'un refroidisseur intermédiaire à pression constante entre les étages de compresseur, d'un séparateur gaz-liquide, d'un échangeur de chaleur interne, d'un éjecteur, d'un évaporateur et d'une vanne d'étranglement.

## 2.1.2 Influence de la pression de refoulement sur les performances du cycle transcritique

La performance de la pompe à chaleur au  $\text{CO}_2$  est influencée par la pression de refoulement. En effet, Lorentzen (1994) mentionne que la variation de la pression de refoulement a un effet direct sur la puissance frigorifique et sur la puissance consommée par le compresseur. La figure 2.3 illustre le fonctionnement d'une PAC transcritique au  $\text{CO}_2$  pour trois niveaux de pressions de refoulement et pour la même température de sortie au refroidisseur de gaz. En se déplaçant sur l'isotherme de  $43^\circ\text{C}$  pour les trois niveaux de pressions de rejets, la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie du refroidisseur de gaz (points 2a à 3a, 2b à 3b et 2c à 3c) varie de façon significative. En effet, cette variation qui représente l'échange de chaleur avec la charge est beaucoup plus marquée entre les deux derniers niveaux de pression. Cependant, elle varie moins entre les deux hautes pressions de rejet présentées dans le cycle. Cela est dû à la forme en S des isothermes dans la région supercritique. Par conséquent, le COP de la machine est grandement affecté par la pression de refoulement.

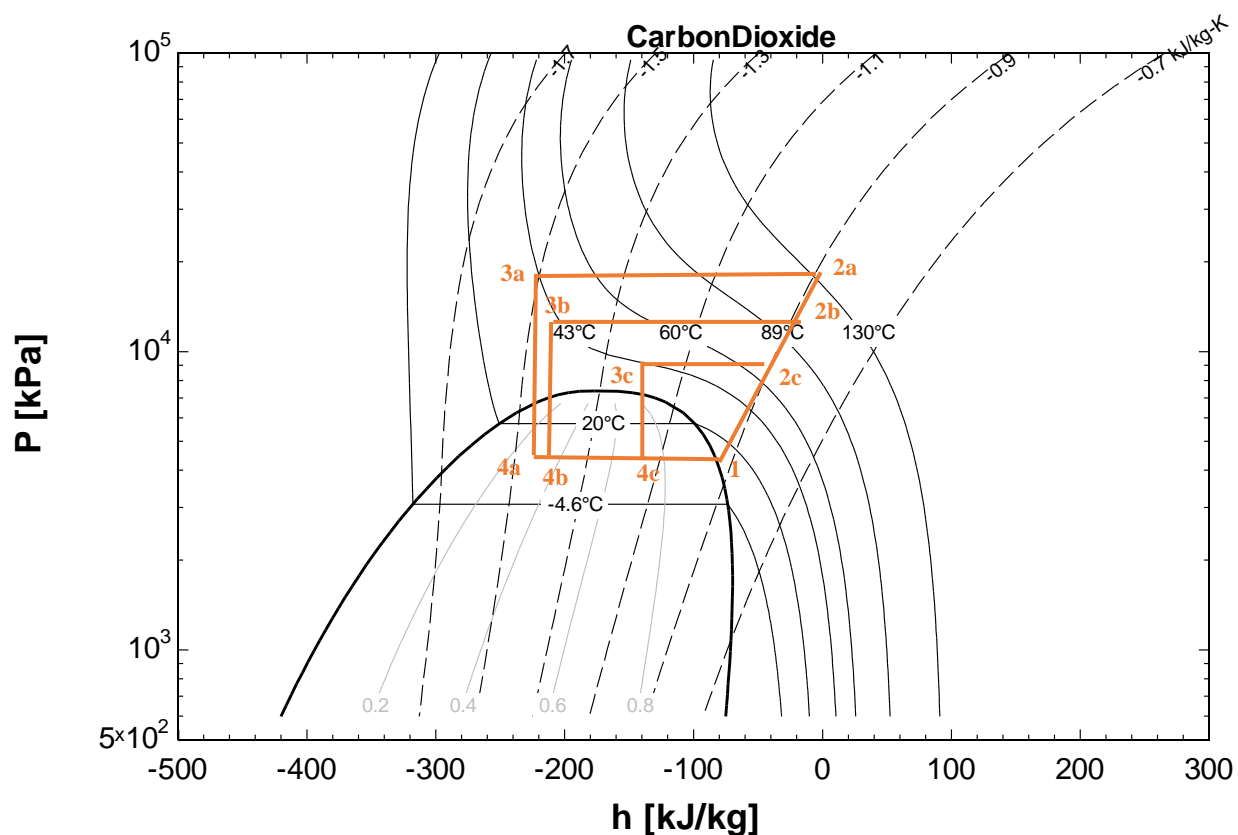


Figure 2.3 Cycle transcritique pour une pompe à chaleur au  $\text{CO}_2$

Dans ce contexte, beaucoup d'auteurs ont mené des études dans le but de trouver la pression optimale de refoulement pour les systèmes transcritique au CO<sub>2</sub>. L'analyse des performances d'un chauffe-eau à pompe à chaleur au CO<sub>2</sub> réalisé par Nawaz et al.(2018) a montré que la pression optimale permettant d'atteindre un COP maximal dépend de plusieurs paramètres. Parmi ces paramètres, il y a la taille du refroidisseur de gaz, la température du réfrigérant à l'entrée du refroidisseur de gaz ainsi que le débit d'eau circulant dans le refroidisseur de gaz. Neksa et al. (1998) ont étudié un système de PAC au CO<sub>2</sub> pour le chauffage d'eau allant jusqu'à 90°C avec une température d'évaporation constante de 0 °C. D'après leur étude, la puissance à l'arbre du compresseur augmente linéairement avec la pression de refoulement. Également, la capacité de chauffage augmente fortement au début, puis, pour des pressions de refoulement plus élevées, elle s'aplatit. Leur résultat a montré que la pression optimale était de 92 bars et que le COP du système étudié atteint une valeur de 4.3 pour une température d'évaporation de 0 °C et une production d'eau chaude allant à 60 °C.

D'autres paramètres du cycle de compression de vapeur transcritique au CO<sub>2</sub> ont une influence sur la pression de refoulement et donc sur la performance du système. En effet, Qin et al. (2019) ont étudié l'influence de la fréquence du compresseur et de la pression de refoulement sur les performances optimales d'une pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub>. La PAC au CO<sub>2</sub> atteint un COP optimal de 5.1 pour une température maximale de sortie d'eau de 80.5 °C. Les auteurs ont remarqué que le COP de la machine diminue pour des fréquences de compresseur basses avec une valeur de pression de refoulement de 97 bars calculée à partir d'une corrélation basée sur le théorème de Buckingham PI. Wang et al. (2013) ont étudié expérimentalement un système de chauffage d'eau à pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub> avec une entrée de température d'eau fixe de 40°C. Ils ont démontré que la température d'évaporation ainsi que la température du CO<sub>2</sub> à la sortie du refroidisseur de gaz ont un effet sur la pression optimale et le COP du système. Les auteurs ont mentionné que les corrélations sur la pression optimale en fonction des températures de sortie du refroidisseur de gaz ne sont pas adaptées à toutes les configurations des systèmes transcritiques. Par conséquent, ils proposent une corrélation en fonction des températures ambiantes (15 °C à 35 °C) et des températures de sortie de l'eau (55 °C à 80 °C) basées sur leurs résultats expérimentaux. À cet effet, les auteurs recommandent d'effectuer des simulations détaillées sur la configuration étudiée sous l'effet de tous les facteurs influençant la pression de refoulement afin de déduire une corrélation empirique de pression de refoulement optimale. Liao et al. (2000) ont



montré que la température de sortie de CO<sub>2</sub> du refroidisseur de gaz, la température d'évaporation ainsi que les performances du compresseur étaient les facteurs principaux affectant la pression de refoulement optimale. Rozhentsev et Wang (2001) ont effectué une analyse de performance d'un cycle de conditionnement d'air au CO<sub>2</sub> avec un échangeur interne. D'après leur étude, le COP maximal est atteint pour une pression de refoulement maximale de 108 bars. Ils ont démontré que le COP était sensible aux variations de l'efficacité du compresseur ainsi que la taille de l'échangeur récupérateur.

Suite à cette analyse, on peut conclure qu'il existe une pression de refoulement optimale pour les pompes à chaleur fonctionnant au dioxyde de carbone. La pression de refoulement permet d'atteindre un meilleur coefficient de performance via une régulation du système au CO<sub>2</sub>. Par conséquent, le contrôle de la pression de refoulement est indispensable dans l'étude des systèmes au CO<sub>2</sub>.

## **2.2 Applications des pompes à chaleur au CO<sub>2</sub>**

### **2.2.1 Chauffage de l'eau chaude domestique**

Dans les applications de chauffage, l'important glissement de température au niveau du refroidisseur de gaz peut être mis à profit s'il est accompagné d'une variation de température comparable du côté de la charge. C'est le cas de l'ECD qui doit être chauffée à des températures atteignant les 60 °C depuis des températures d'alimentation aussi basses que 5 °C. Par ailleurs, Neksa et al. (1998) ont montré que le glissement de température lors du rejet thermique peut permettre au COP d'atteindre une valeur de 3.6 lors du chauffage de l'eau à 80 °C pour des valeurs de pressions optimales comprises entre 90 et 110 bars. Austin et al. (2011) ont comparé des profils de température de l'eau et du réfrigérant pour un condenseur et un refroidisseur de gaz lors de la production d'ECD. Les auteurs montrent que les écarts de température du CO<sub>2</sub> se rapprochent à celles de l'eau dans un refroidisseur de gaz en comparant à un écoulement dans un condenseur. Ils ont donc déduit que le glissement de température contribue à un bon échange de chaleur sensible dans un refroidisseur de gaz permettant ainsi de produire de l'eau chaude à haute température. Bouteiller (2017) a montré expérimentalement que les pompes à chaleur utilisant des mélanges à base de CO<sub>2</sub> pourraient produire de l'eau chaude à une température de 65 °C en un seul passage dans un refroidisseur de gaz à contre-courant. Fernandez et al. (2010) ont montré que le COP de la

pompe à chaleur était 30 % plus élevé lors du chauffage d'un réservoir rempli d'eau froide par rapport à un scénario de réchauffage d'eau.

Yokoyama et al. (2010) ont réalisé des simulations pour analyser les performances d'une PAC air-eau au CO<sub>2</sub> couplée à un ballon d'eau chaude en fonction d'une demande journalière normalisée d'eau chaude. Pour une capacité de PAC de 4.5 kW avec un ballon d'eau chaude de 370 L, on observe que le COP moyen journalier n'est pas affecté par la demande d'eau chaude quotidienne. Cependant, l'auteur suggère d'élargir l'étude de performance du système pour d'autres conditions ambiantes et pour une demande d'eau chaude réelle. Le même type de système (PAC air-eau au CO<sub>2</sub>) a été étudié par Nawaz et al. (2018). Le modèle développé par les auteurs a été calibré sur une base de données expérimentales d'une PAC air-eau au CO<sub>2</sub> puis utilisé pour prédire les performances de la PAC sous l'influence des facteurs suivants : température d'alimentation en eau, le débit de circulation de l'eau, la stratification du réservoir et la configuration du condenseur. Les auteurs ont montré que la performance du système au CO<sub>2</sub> avec une configuration de refroidisseur de gaz séparée est comparable à un système au R134a avec pour les mêmes conditions ambiantes. Également, les auteurs ont remarqué que le débit de circulation d'eau a un impact direct sur la stratification et l'efficacité du système.

La revue présentée par Zhang et al. (2015) sur les PAC résidentielles au CO<sub>2</sub> au Japon a montré le succès de la technologie. En effet, plus de trois millions d'unités « ECOCUTE » ont été installées dans le domaine résidentiel pour la production d'eau chaude. La technologie a reconnu un intérêt majeur de la population pour sa performance énergétique et aussi en raison des subventions octroyées par le gouvernement Japonais.

La majorité des travaux cités ci-dessus ont étudié les performances du système de chauffe-eau à pompe à chaleur au CO<sub>2</sub> pour la production d'eau chaude en utilisant l'air comme source d'énergie. Cependant, il existe quelques travaux utilisant l'eau comme source d'énergie dans les systèmes de PAC au CO<sub>2</sub>. Une étude expérimentale des performances d'un système de PAC au CO<sub>2</sub> à source d'eau couplée à deux réservoirs d'eau a été réalisée par Liu et al. (2017). Les auteurs ont testé une unité de 3 kW avec échangeur interne couplée à deux réservoirs : un réservoir chaud côté refroidisseur de gaz et un réservoir froid côté évaporateur. Les résultats de leurs tests montrent que la fréquence du compresseur, l'ouverture de la vanne d'expansion ainsi que les débits d'eau chaude et d'eau froide influencent le COP de la machine. Ils ont déduit qu'une fréquence élevée donne un

meilleur COP et que le degré d'ouverture de la vanne d'expansion ainsi que des débits de circulation faibles n'influencent pas la stratification thermique. Cependant, le degré d'ouverture de la vanne d'expansion affecte le COP de la machine. Les auteurs ont obtenu un COP de refroidissement de 2.26 et un COP de chauffage de 3.23.

Étant donné ces travaux de recherche, on peut constater que le système de chauffe-eau à PAC au CO<sub>2</sub> présente des performances élevées pour la production d'eau chaude.

### **2.2.2 Chauffage combiné des espaces et de l'eau chaude domestique**

Les systèmes de pompes à chaleur au CO<sub>2</sub> se sont développés pour des applications à double service. Une étude portant sur la simulation d'un cycle de pompe à chaleur transcritique en régime permanent pour des applications simultanées de refroidissement et de chauffage a été réalisée par Sarkar et al. (2006). Les auteurs ont évalué les performances de la pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub> en fonction des paramètres suivant : la vitesse du compresseur, la température du CO<sub>2</sub> à l'entrée de l'évaporateur, la température d'entrée d'eau dans le refroidisseur de gaz, la pression de refoulement et finalement le rapport des surfaces d'échange dans les échangeurs de chaleur. Pour une usine laitière, le COP maximal à pression de refoulement optimale est atteint pour un rapport de surfaces d'échanges variant entre 1.6 et 1.9. Ils ont proposé de développer des compresseurs avec des rendements isentropiques et volumétriques élevés pour atteindre de bons coefficients de performance.

Stene et al. (2005), ont également réalisé une étude théorique et expérimentale pour un système de PAC au CO<sub>2</sub> (eau glycolée-eau) pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire. Leur configuration est composée de trois refroidisseurs de gaz à contre-courant. Le premier refroidisseur de gaz (où circule le CO<sub>2</sub> à basse température) est utilisé pour préchauffer l'ECD, le second (où circule le CO<sub>2</sub> à moyenne température) est utilisé pour le chauffage des espaces à basse température et le troisième refroidisseur de gaz (où circule le CO<sub>2</sub> à haute température) permet de chauffer l'ECD. Les auteurs mentionnent que leur configuration est considérée comme la configuration optimale et permettrait d'atteindre le meilleur COP possible de la machine avec une température de source constante pour une production d'eau chaude variant entre 60 °C et 85 °C. Cependant, les auteurs n'ont pas évalué les performances du système sur une base annuelle. Une étude de conception et des simulations d'une PAC utilisant un HFC ou le CO<sub>2</sub> pour des applications simultanées de chauffage et de refroidissement a été réalisé par Byrne et al. (2009). Il a été constaté

que la PAC au CO<sub>2</sub> consommait 27.4 % en moins d'électricité qu'un système standard au HFC grâce à la production directe d'ECD.

## **2.3 Modélisation des composants des pompes à chaleur**

La littérature sur la modélisation des composants d'une pompe à chaleur est très étendue, on retrouve des modèles basés sur le principe de boîtes noires, boîtes grises, des modèles en régime permanent ou transitoire, etc. Ces modèles permettent d'effectuer des études de simulation et d'analyse des performances (capacités, COP, etc.) d'un seul composant de la PAC ou du système dans son ensemble.

### **2.3.1 Modélisation des compresseurs**

Negrão et al. (2011) ont présenté un modèle semi-empirique d'un compresseur à pistons pour des applications de réfrigération résidentielle. Le modèle proposé par les auteurs en régime transitoire a été calibré à 13 ensembles de données de manufacturier. Winandy et al. (2002b) ont modélisé un compresseur à piston ouvert basé sur des observations d'une analyse expérimentale. Le modèle nécessite 7 paramètres pour prédire le débit massique, la température de refoulement du réfrigérant et la puissance consommée. En effet, les auteurs proposent une évolution isentropique à l'intérieure de la chambre de compression avec un échauffement des gaz à l'aspiration. Les résultats obtenus par les auteurs en comparant la simulation avec le modèle expérimental montrent que les erreurs relatives sont : -6 % à 6 %, -7 % à 3 % et -3 K à 6 K pour le débit massique, la puissance consommée et la température de refoulement respectivement. Winandy et al. (2002a) ont présenté également un modèle de compresseur hermétique à volute (Scroll). De la même manière que leurs études sur le compresseur à piston, les auteurs ont procédé à des tests expérimentaux afin d'analyser les processus qui affectent le débit massique, la puissance du compresseur et la température de refoulement. Les résultats expérimentaux ont permis de prédire les paramètres du modèle proposé en minimisant l'erreur sur le débit massique et la puissance consommée ainsi que la température de refoulement.

Navarro et al. (2007) ont présenté un modèle de compresseur hermétique à piston. L'évolution du processus de compression du réfrigérant à l'intérieur du compresseur suit les étapes suivantes :

- Échauffement du gaz à pression constante dû au refroidissement du moteur et à la dissipation des pertes mécaniques ;

- Un autre échauffement qui provient de la chaleur dégagée par les gaz au refoulement ;
- Chute de pression à enthalpie constante au niveau de la valve d'aspiration ;
- Compression isentropique ;
- Chute de pression à enthalpie constante au niveau de la valve de décharge ;
- Refroidissement dû à la chaleur transférée au côté alimentation ;

Les auteurs ont présenté leurs résultats sur l'estimation des paramètres permettant de prédire l'efficacité du compresseur en se basant sur les données expérimentales ou les données de manufacturiers. Le modèle permet de prédire les performances du compresseur à piston de 3% d'écart sur une large gamme de conditions de fonctionnement.

Lemort et al. (2009) ont également proposé un modèle semi-empirique d'un compresseur scroll intégré dans un cycle de Rankine. Le modèle proposé par les auteurs décrit l'évolution du réfrigérant à l'intérieur du compresseur de façon semblable à celle de (Winandy et al., 2002a; Winandy et al., 2002b). La compression du réfrigérant est modélisée à travers les six évolutions suivantes :

- Chute de pression adiabatique à l'entrée du compresseur liée aux pertes de charge de la conduite d'alimentation jusqu'à la chambre d'aspiration.
- Refroidissement isobare à l'alimentation.
- Évolution isentropique à une pression adaptée qui est imposée par le rapport de volume.
- Évolution isochore à partir de la pression adaptée.
- Mélange adiabatique entre les débits d'alimentation et de fuite.
- Refroidissement ou échauffement isobare à la décharge (sortie compresseur) : le refroidissement est lié aux échanges de chaleur avec l'environnement tandis que l'échauffement est lié aux gaz chauds à l'intérieur de la coque.

La puissance électrique consommée, la température des gaz d'échappement ainsi que le débit massique du réfrigérant ont été validés expérimentalement.

Jin (2002) a présenté un modèle de compresseur à piston en se basant sur le processus thermodynamique d'une compression réelle. En effet, l'auteur a considéré une compression

isentropique avec un exposant qui dépend du réfrigérant utilisé. Cimmino et Wetter (2017) ont présenté une étude réalisée avec le langage Modelica portant sur la modélisation des PAC eau-eau avec des paramètres calibrés sur la base des données du fabricant. Les auteurs ont présenté un modèle de compresseur scroll en se basant sur les travaux de Jin (2002). Le modèle proposé permet de calculer la puissance théorique du compresseur scroll. Le processus de compression est basé sur une évolution de compression isentropique à un ratio de volume suivie d'une compression isochore à la pression de condensation. La puissance théorique est exprimée de la manière suivante :

$$\dot{W}_t = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_{eva} \dot{V}_{nom} \left( \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_{con}}{p_{eva} V_r} + \frac{1}{\gamma} p_r^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right) \quad (1)$$

où  $\gamma$  est l'exposant isentropique,  $V_r$  est le ratio de volume,  $\dot{V}_{nom}$  est le débit volumique nominal du réfrigérant et  $p_{con}$  et  $p_{eva}$  représentent respectivement les pressions du condenseur et de l'évaporateur.

En tenant compte des pertes de puissance, la puissance totale du compresseur scroll est calculée en sommant la puissance théorique du modèle avec les pertes de puissance. La validation du modèle proposé par les auteurs a été réalisé par une méthode de calibration des paramètres utilisant des données de fabricant.

### 2.3.2 Modélisation des échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs façons de modéliser les échangeurs de chaleur pour les systèmes de PAC qui dépendent de l'objectif de l'étude.

Jin (2002) a présenté une étude de modélisation basée sur l'estimation des paramètres pour une PAC à source d'eau. L'évaporateur et le condenseur ont été modélisés par la méthode  $\varepsilon - NTU$ . La méthode considère que les pertes de pression sont négligeables et donc que le réfrigérant est à une température constante (l'échange de chaleur sensible est négligé) :

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}_f C_{p,f}} \quad (2)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (3)$$

où  $\varepsilon$  est l'efficacité de l'échangeur de chaleur,  $NTU$  est le nombre d'unités de transfert,  $UA$  représente le coefficient de transfert de chaleur pour l'évaporateur ou le condenseur,  $\dot{m}_f$  est le débit massique du fluide caloporteur et finalement  $C_{p,f}$  représente la capacité calorifique isobare spécifique du fluide caloporteur.

Pfafferoth et al. (2004), ont réalisé une étude de modélisation et de simulation en régime transitoire pour un système de refroidissement au  $CO_2$  pour le domaine aéronautique. Les auteurs ont opté pour la méthode des volumes finis afin de modéliser les échangeurs de chaleur. McKinley et Alleyne (2008) ont développé un modèle non linéaire d'échangeur de chaleur à frontière mobile pour les cycles de compression de vapeur. Ils ont montré qu'en utilisant cette méthode, la résistance thermique globale de l'échangeur de chaleur est prédite avec précision.

## 2.4 Profils d'utilisation d'eau chaude domestique

L'analyse de performance énergétique des systèmes de PAC pour la production d'ECD nécessite des informations précises sur la consommation d'eau chaude résidentielle. De nombreux travaux de recherche ont été menés afin de proposer des profils de tirage d'eau chaude selon deux approches.

La première approche permet de générer des profils de consommation d'ECD en se basant sur des campagnes de mesure au niveau d'un certain nombre de foyers. Evarts et Swan (2013) ont réalisé une étude permettant d'analyser les données de consommation d'ECD de la région d'Halifax. Les auteurs ont recueilli des données sur le nombre des occupants présents dans le foyer et sur la consommation d'eau et d'énergie à partir des factures publiques de 1594 participants. L'approche considérée pour développer leur modèle permettant de prédire la consommation d'ECD était de calculer la quantité d'énergie utilisée pour le chauffage d'ECD. Elle a été estimée en isolant la quantité du combustible utilisée pour le chauffage des espaces à celle utilisée pour le chauffage d'eau, en supposant que le mazout était le combustible utilisé pour les systèmes d'ECD. Le résultat de l'étude révèle que la consommation moyenne par habitant est de 65 litres et que l'utilisation moyenne d'ECD est de 200 litres / jour. Edwards et al. (2015) ont proposé 12 profils de tirage annuel d'ECD pour les systèmes solaires, basés également sur des mesures prises au niveau de 73 maisons au Québec. Les auteurs ont utilisé des débitmètres installés au niveau des réservoirs électriques d'eau chaude afin de mesurer la quantité d'eau utilisé pour chaque foyer pendant un

intervalle de 5 min et pour une période continue allant jusqu'à 165 jours. Les résultats montrent que la consommation moyenne est de 189 litres / jour et un mode d'utilisation d'ECD différent pour chaque foyer. Edwards et al. (2015) ont constaté qu'environ un tiers des foyers utilise beaucoup plus l'eau chaude le soir contre un quart le matin et que d'autres présentent des pics de consommation avec des horaires journaliers différents. Les résultats obtenus par les auteurs ont permis de proposer des profils de tirage à :

- Quatre niveaux de consommation : moyenne, médiane, 20% d'échantillon et 80 % d'échantillon ;
- Trois modes de consommation : le matin, le soir et une consommation dispersée tout au long de la journée ;

La deuxième approche est basée sur une fonction de probabilité statistique qui a été proposée par Jordan et Vajen (2000). Les auteurs ont étudié l'influence du profil de charge d'ECD sur la consommation d'énergie pour un système solaire. L'approche permet d'attribuer des fonctions de probabilités pour chaque type de prélèvement caractérisant une activité donnée (douche, lavage des mains, etc.). Les auteurs ont également développé un outil de calcul basé sur cette méthode permettant ainsi de générer des profils journaliers ainsi que des profils annuels (à des intervalles de 1 à 60 minutes). Cependant, l'utilisation de l'outil nécessite quelques paramètres statistiques afin de générer des profils de consommation d'ECD, comme la consommation moyenne journalière et le débit de prélèvement par tirage. L'approche de Jordan et Vajen (2000) a également été utilisée par Santiago et al. (2017) afin de traiter leurs données recueillies pour des maisons suisses dans le but de prédire des profils de tirage d'ECD.

La consommation moyenne journalière est généralement connue. Il a été estimé pour une maison unifamiliale en Amérique du nord entre 224 litres / jour à 250.6 litres / jour par Hobbi et Siddiqui (2009). Les auteurs ont réalisé une étude sur un système de chauffe-eau solaire à circulation forcée pour une unité résidentielle en climat froid en utilisant TRNSYS. Aussi, d'après ressources naturelles Canada (Canada, 2012), la consommation moyenne journalière est estimée à 225 litres / jour avec une consommation de 75 litres par personne par jour. Le débit de prélèvement par tirage, le nombre de tirages pour une activité ainsi que sa valeur moyenne sont difficiles à trouver dans la littérature.



Les travaux cités ci-dessus ont montré que le nombre d’occupants influence la consommation d’eau chaude qui pourrait aussi être influencée par d’autres facteurs comme : le paramètre géographique, la période saisonnière de l’année et l’horaire d’utilisation journalier. En effet, les principales utilisations de l’ECD par foyer sont réparties de la manière suivante : les douches, les bains, les laveuses, les lave-vaisselles, les fuites et les robinets. Leurs pourcentages d’utilisation au Canada (2012) sont représentés sur la figure 2.4

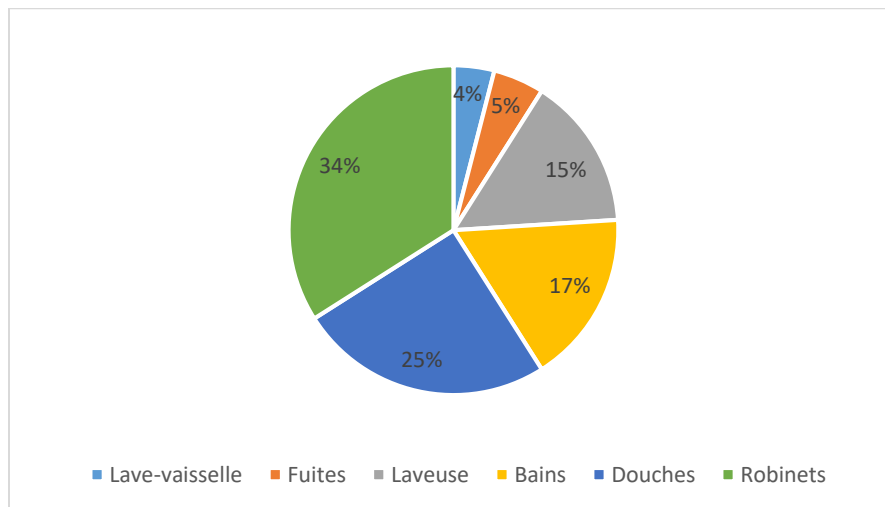


Figure 2.4 Consommation finale d’énergie pour l’ECD dans le secteur du bâtiment (2012)

## 2.5 Conclusion

Ce chapitre a présenté une revue de littérature en quatre parties. La première était consacrée à la description du cycle transcritique des PAC au  $\text{CO}_2$ . Des travaux antérieurs sur les PAC au  $\text{CO}_2$ , plus particulièrement pour des applications résidentielles ont été présentés dans la deuxième partie. Peu de travaux de recherche ont été réalisés pour évaluer les performances énergétiques annuelles d’un système de PAC au  $\text{CO}_2$  pour une application combinée. La majorité des travaux cités plus haut ont portés sur la production d’ECD seulement. Il a été donc jugé nécessaire de présenter un modèle avec une configuration combinée permettant à la fois d’assurer le chauffage des espaces et de l’ECD. Également, nous avons vu que les PAC au  $\text{CO}_2$  présentent des performances élevées en profitant d’un glissement de température important dans le domaine supercritique, application promotrice de la PAC au  $\text{CO}_2$ . Nous avons constaté que les machines se sont développées pour des applications à double service présentant ainsi des performances satisfaisantes pour le chauffage des locaux et de l’eau chaude. Nous avons donc conclu à travers cette partie que pour les deux

applications, les PAC au CO<sub>2</sub> présentent des meilleures performances en cas d'une bonne régulation de pression de refoulement.

La troisième partie de la revue de littérature a présenté les travaux portant sur la modélisation des composants de PAC avec différentes approches qui sera utile pour présenter notre modèle au chapitre 4.

Finalement, la dernière partie a présenté quelques travaux antérieurs sur les méthodes et les approches utilisées pour la génération des profils d'ECD. Une approche basée sur des données de mesures et une autre sur des données de probabilités statistiques ont été abordées.

## **CHAPITRE 3 DÉMARCHE DU TRAVAIL DE RECHERCHE ET ORGANISATION DU MÉMOIRE**

Ce chapitre présente dans un premier temps la méthodologie élaborée pour cette étude. Par la suite, la structure du mémoire est présentée dans la deuxième partie du présent chapitre.

### **3.1 Méthodologie générale de l'étude**

#### **3.1.1 Développement d'un modèle de PAC au CO<sub>2</sub>**

La première étape consiste à développer un modèle de pompe à chaleur au CO<sub>2</sub> utilisé pour tester les performances énergétiques d'une configuration combinée pour le chauffage des espaces et de l'ECD.

Dans un deuxième temps, le modèle de PAC au CO<sub>2</sub> développé avec un seul refroidisseur de gaz est calibré avec des données de fabricants pour un compresseur au CO<sub>2</sub> pour simuler une configuration avec un seul refroidisseur de gaz. Finalement, le modèle de PAC au CO<sub>2</sub> a été adapté pour avoir une configuration d'une PAC avec plusieurs refroidisseurs de gaz afin de réaliser des simulations pour une configuration de chauffage combinée.

#### **3.1.2 Analyse de la performance saisonnière de la PAC**

La deuxième étape de cette étude consiste à tester les performances saisonnières du modèle de PAC au CO<sub>2</sub> avec une configuration de deux refroidisseurs de gaz en série. Pour cela, le modèle a été testé pour une configuration de chauffage d'espace, une configuration pour le chauffage d'eau et finalement pour une configuration combinée (espace et eau chaude). Les simulations ont été réalisées avec un profil de consommation d'eau chaude artificiel généré par la méthode de Jordan et Vajen (2000). Également, des données de profil journalier pour les conditions météorologiques représentant chaque mois de la saison de chauffage ont été utilisées dans cette étape.

### **3.2 Organisation du mémoire**

Le mémoire est composé de six chapitres. Après l'introduction, le chapitre 2 présente une revue littérature qui représente des travaux antérieurs sur les technologies de PAC résidentielle au CO<sub>2</sub> pour le chauffage des espaces et de l'eau chaude. Également, la revue porte sur une brève

explication du cycle thermodynamique transcritique pour une PAC au  $\text{CO}_2$ . La dernière partie du chapitre résume quelques travaux antérieurs sur les approches utilisées pour générer un profil de tirage d'ECD, qui sera utilisé pour effectuer des simulations de performances du modèle de PAC au  $\text{CO}_2$ . Le développement du profil d'ECD est expliqué en détail dans le chapitre 4. La modélisation de chaque élément constituant le modèle et une validation du modèle global avec des données de fabricants a été présentée dans le chapitre 4. Le chapitre 5 présente une analyse et une discussion des résultats obtenus par le modèle. Pour finir, une conclusion générale qui résume les travaux effectués dans cette étude ainsi que les perspectives futures a été présenté.

## **CHAPITRE 4 MODÉLISATION DE LA POMPE À CHALEUR AU CO<sub>2</sub>**

### **4.1 Introduction**

Ce chapitre est consacré au développement d'un modèle de PAC au CO<sub>2</sub> permettant de simuler et d'analyser les performances saisonnières d'une configuration en chauffage combiné. Le modèle proposé est une PAC eau-eau développé dans le langage Modelica.

La première section du chapitre présente le développement des modèles constituant la PAC au CO<sub>2</sub> ainsi que la PAC R410A. La structure globale de la PAC au R410A ainsi que la description de son fonctionnement sont présentés dans la deuxième section. Idem pour la PAC au CO<sub>2</sub> qui est présentée dans la troisième section. Finalement, la validation du modèle de PAC au CO<sub>2</sub> développé en se basant sur la méthode Jin (2002) est présentée dans la dernière section du chapitre.

### **4.2 Modélisation des composants de la pompe à chaleur**

Cette section décrit la modélisation de chaque composant de PAC développé sur Modelica. Modelica est un langage de programmation orienté objet, basé sur les équations, qui permet de modéliser de systèmes physiques volumineux, complexes et hétérogènes. En effet, il permet de développer et de simuler des modèles d'une façon modulaire exprimés mathématiquement par un système d'équations.

Le modèle de PAC proposé s'appuie sur une approche de conception modulaire. En effet, tous les composants développés ont été testés et simulés de façon indépendante dans Modelica avant leur implémentation dans le modèle global de la PAC, qui est assemblé depuis les modèles élémentaires par des connecteurs afin d'assurer un échange d'informations et une continuité des grandeurs physiques comme la pression, le débit massique, l'enthalpie, etc.

La figure 4.1 montre une configuration possible d'une PAC au CO<sub>2</sub> dotée de deux refroidisseurs de gaz à contre-courant. Le premier refroidisseur de gaz permet la production d'ECD au moyen d'un réservoir de stockage d'eau et le second pour réaliser le chauffage des espaces à basse température. La configuration inclut également un évaporateur, un compresseur et une vanne d'expansion.

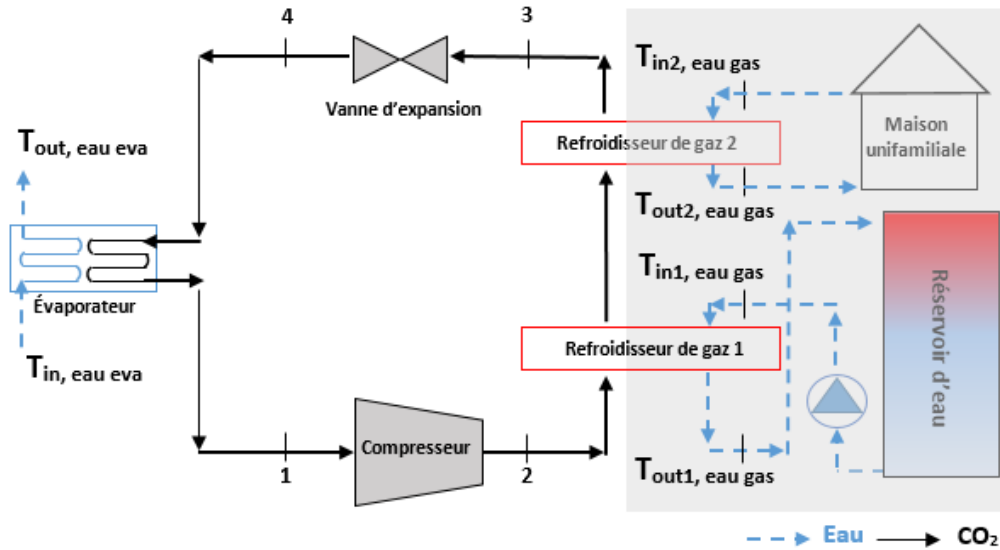


Figure 4.1 Schéma conceptuel de la PAC au CO<sub>2</sub> avec deux refroidisseurs de gaz

### 4.2.1 Compresseur Scroll

Le développement du modèle de compresseur Scroll reprend l'évolution de l'état thermodynamique du réfrigérant dans un cycle de compression en régime permanent développé par Winandy et al. (2002a). L'évolution est représentée à la figure 4.2. À l'alimentation, le réfrigérant subit un gain thermique,  $\dot{Q}_{su}$ , à pression constante égale à la pression d'alimentation jusqu'à son entrée à la chambre de compression (de  $su$  à  $su_{cc}$ ). Le gain thermique provient de la chaleur dégagée due à la dissipation des pertes mécaniques provenant du groupe moteur,  $\dot{Q}_{loss}$ . Par la suite, le processus de compression du réfrigérant suit une évolution en deux parties : une compression isentropique suivie d'une compression isochore (de  $su_{cc}$  à  $dis_{cc}$ ). Le compresseur consomme une puissance électrique  $\dot{W}_{in}$ , donnée par la somme des pertes,  $\dot{Q}_{loss}$  et du travail mécanique de compression,  $\dot{W}_t$ . Finalement, le réfrigérant subit un échauffement  $\dot{Q}_{dis}$  entre la sortie de la chambre de compression  $dis_{cc}$  jusqu'à la sortie du compresseur Scroll  $dis$ .

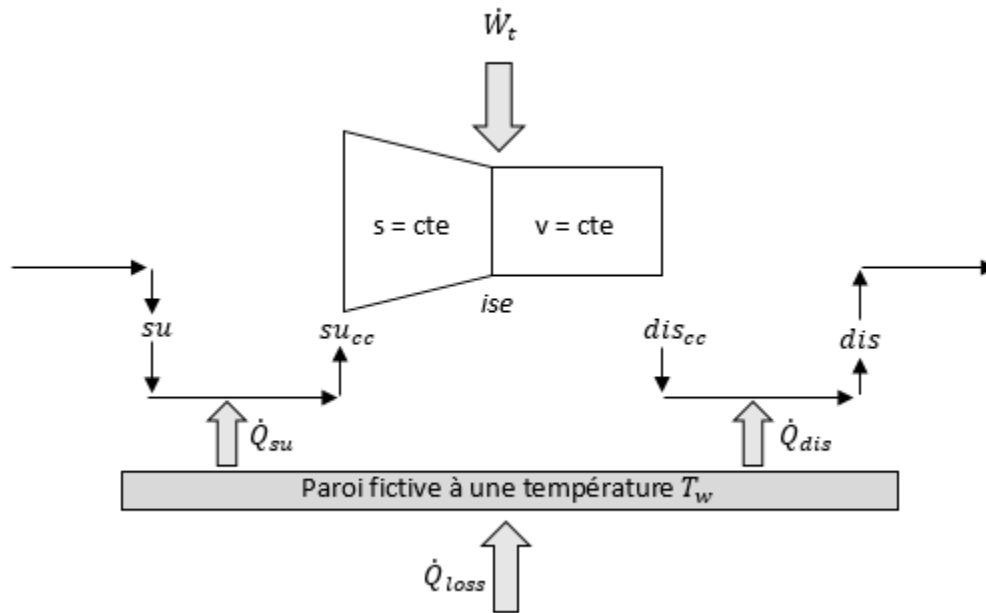


Figure 4.2 Représentation conceptuelle du modèle compresseur Scroll

Dans le modèle de la compression isentropique, un système d'équations a été bâti afin d'estimer la puissance théorique et le débit massique du réfrigérant. Le modèle possède deux paramètres. Le premier paramètre représente le débit volumique du réfrigérant entraîné par la volute du compresseur Scroll dans les conditions nominales (à pleine charge),  $\dot{V}_{nom}$ . Le deuxième paramètre est le volume ratio « *built-in* »  $V_r$ , qui est défini comme étant le rapport de volume du réfrigérant introduit dans le compresseur après l'aspiration et avant le refoulement :

$$V_r = \frac{v_{su_{cc}}(p_{ise}, h_{ise})}{v_{ise}(p_{su_{cc}}, h_{su_{cc}})} = \frac{\rho_{ise}(p_{ise}, h_{ise})}{\rho_{su_{cc}}(p_{su_{cc}}, h_{su_{cc}})} \quad (4)$$

où  $v_{su_{cc}}$  et  $v_{ise}$  sont les volumes spécifiques du réfrigérant à la succion et au refoulement du compresseur isentropique et  $\rho_{su_{cc}}$  et  $\rho_{ise}$  sont les densités du réfrigérant. Les états du réfrigérant sont définis à partir des pressions  $p_{ise}$  et  $p_{su_{cc}}$  et des enthalpies spécifiques  $h_{su_{cc}}$  et  $h_{ise}$  à la succion et au refoulement du compresseur isentropique. Les équations d'états de la librairie Aixlib (Müller, 2016) sont utilisées dans l'ensemble du mémoire pour l'évaluation des propriétés des réfrigérants.

À vitesse de rotation constante, le débit volumique de réfrigérant aspiré par le compresseur est constant. Le débit massique du réfrigérant est alors évalué en fonction de la densité volumique  $\rho_{succ}$  à la succion et du débit du réfrigérant nominal  $\dot{V}_{nom}$  :

$$\dot{m}_{ref} = \dot{V}_{nom} \rho_{succ} \quad (5)$$

Pour une compression isentropique, l'entropie est constante :

$$s_{succ}(p_{succ}, h_{succ}) = s_{ise}(p_{ise}, h_{ise}) \quad (6)$$

où  $s_{succ}$  et  $s_{succ}$  sont les entropies spécifiques à la succion et au refoulement du compresseur isentropique.

Ainsi, la puissance théorique développée par la compression isentropique est calculée :

$$\dot{W}_{t,ise} = \dot{m}_{ref}(h_{ise} - h_{succ}) \quad (7)$$

où  $\dot{W}_{t,ise}$  est la puissance théorique associée à la compression isentropique.

Dans la compression isochore, la puissance développée est attribuable au gain (ou perte) de pression en maintenant la densité constante à la densité d'aspiration :

$$\dot{W}_{t,iso} = \dot{m}_{ref} \frac{(p_{discc} - p_{ise})}{\rho_{ise}(p_{ise}, h_{ise})} = \dot{m}_{ref} (h_{discc} - h_{ise}) \quad (8)$$

où  $\dot{W}_{t,iso}$  est la puissance théorique associée à la compression isochore,  $p_{discc}$  est la pression au refoulement du compresseur isochore et  $h_{discc}$  est l'enthalpie spécifique au refoulement du compresseur isochore. La puissance théorique peut être négative dans les cas où la pression au refoulement du compresseur isentropique est plus grande que la pression au refoulement du compresseur isochore (égale à la pression du compresseur Scroll), auquel cas le réfrigérant doit subir une expansion isochore à travers le compresseur isochore.

Les gains thermiques du réfrigérant dans le compresseur Scroll sont modélisés par des échanges thermiques à pression constante entre le réfrigérant et une paroi fictive isotherme en contact avec le réfrigérant à l'aspiration et au refoulement du compresseur Scroll.



- À la suction :

$$\dot{Q}_{su} = UA_{su} (T_w - T_{su_{cc}}(p_{su_{cc}}, h_{su_{cc}})) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{ref} (h_{su_{cc}} - h_{su}) \quad (10)$$

$$p_{su_{cc}} = p_{su} \quad (11)$$

- Au refoulement :

$$\dot{Q}_{dis} = UA_{dis} (T_w - T_{dis}(p_{dis}, h_{dis})) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{dis} = \dot{m}_{ref} (h_{dis} - h_{dis_{cc}}) \quad (13)$$

$$p_{dis} = p_{dis_{cc}} \quad (14)$$

où  $UA_{su}$  et  $UA_{dis}$  sont les coefficients de transfert thermique à l'alimentation et au refoulement du compresseur Scroll,  $T_{su_{cc}}$  et  $T_{dis}$  sont les températures,  $p_{su_{cc}}$  et  $p_{dis}$  sont les pressions et  $h_{su_{cc}}$  et  $h_{dis}$  sont les enthalpies du réfrigérant à la suction et au refoulement, respectivement.

Au niveau de la paroi, le gain thermique total est égal à la chaleur dissipée par le compresseur :

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{Q}_{su} + \dot{Q}_{dis} \quad (15)$$

où  $\dot{Q}_{loss}$  est la chaleur dissipée par le compresseur, égale à la différence entre la puissance électrique consommée,  $\dot{W}_{in}$ , et la puissance théorique,  $\dot{W}_t (= \dot{W}_{t,ise} + \dot{W}_{t,iso})$  :

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_t \quad (16)$$

La puissance électrique consommée par le compresseur Scroll est calculée en considérant une efficacité linéaire pour le travail mécanique du compresseur :

$$\dot{W}_{in} = \frac{\dot{W}_t}{\eta} + \dot{W}_{loss} \quad (17)$$

où  $\eta$  est le rendement électromécanique et  $\dot{W}_{loss}$  sont des pertes de puissance constantes du compresseur Scroll.

Le fonctionnement du modèle de compresseur scroll développé dans cette section repose sur 6 paramètres :  $\eta$ ,  $\dot{W}_{loss}$ ,  $\dot{V}_{nom}$ ,  $V_r$ ,  $UA_{su}$  et  $UA_{dis}$ . L'implémentation des équations du modèle de compresseur Scroll sur Modelica est représentée sur la figure 4.3. Dans cette dernière, la circulation du réfrigérant s'effectue entre le port\_a (la suction) et le port\_b (le refoulement) en passant respectivement par les deux modèles élémentaires représentant la compression isentropique (iseCom) et isochore (isoCom). Les conditions aux frontières sont données par l'état du réfrigérant à la suction ( $p_{suc}$  et  $h_{suc}$ ) et la pression de refoulement ( $p_{dis}$ ).

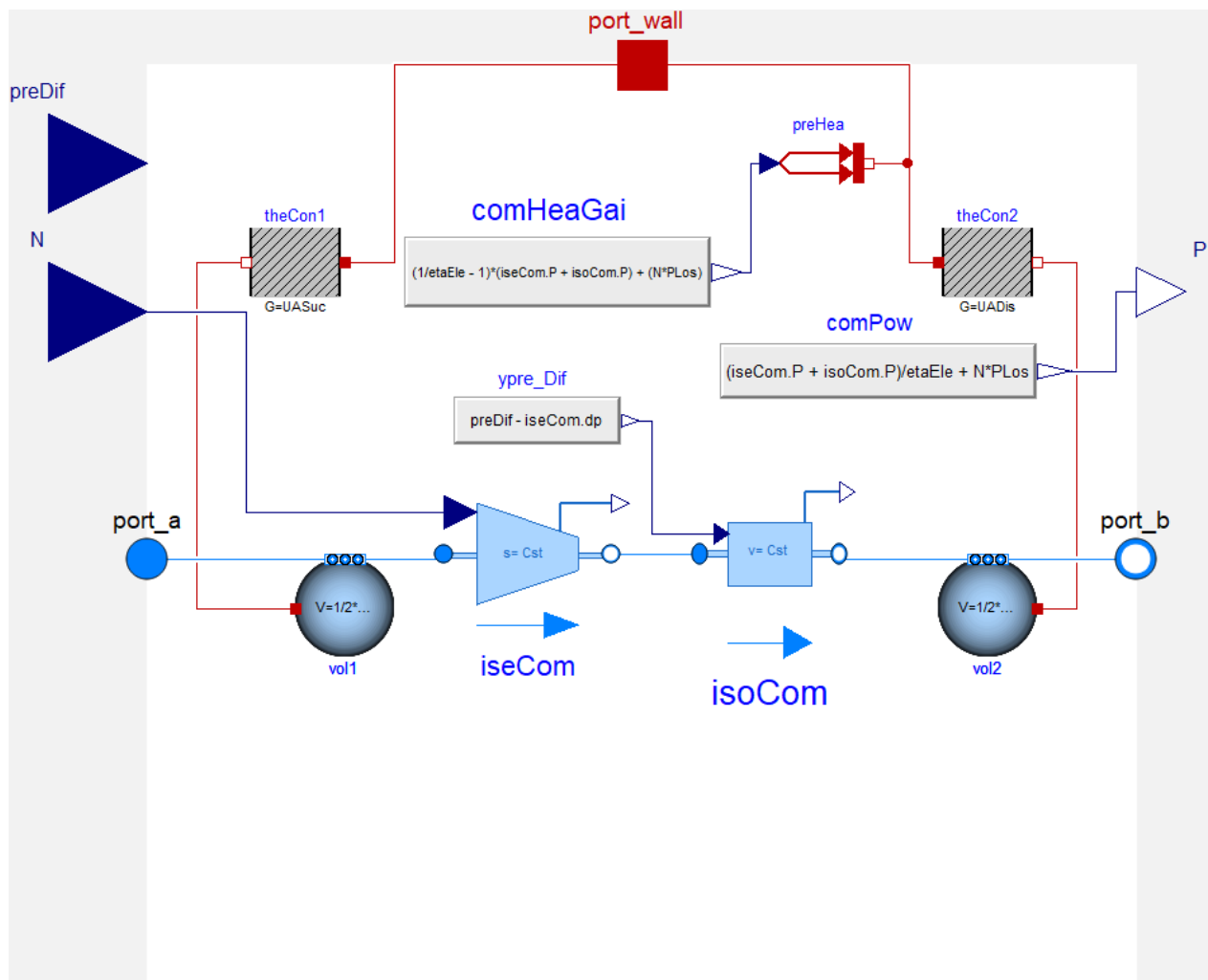


Figure 4.3 Modèle de compresseur Scroll

### 4.2.2 Compresseur à piston

Le modèle de compresseur à piston a été développé pour la PAC au CO<sub>2</sub>. Son schéma conceptuel est représenté à la figure 4.4. Le modèle utilise une approche similaire pour décrire le transfert thermique avec le réfrigérant élaboré pour le compresseur Scroll. Comme pour le compresseur Scroll, le modèle est développé en régime permanent. Le modèle de compresseur à piston n'inclut qu'une seule étape de compression isentropique.

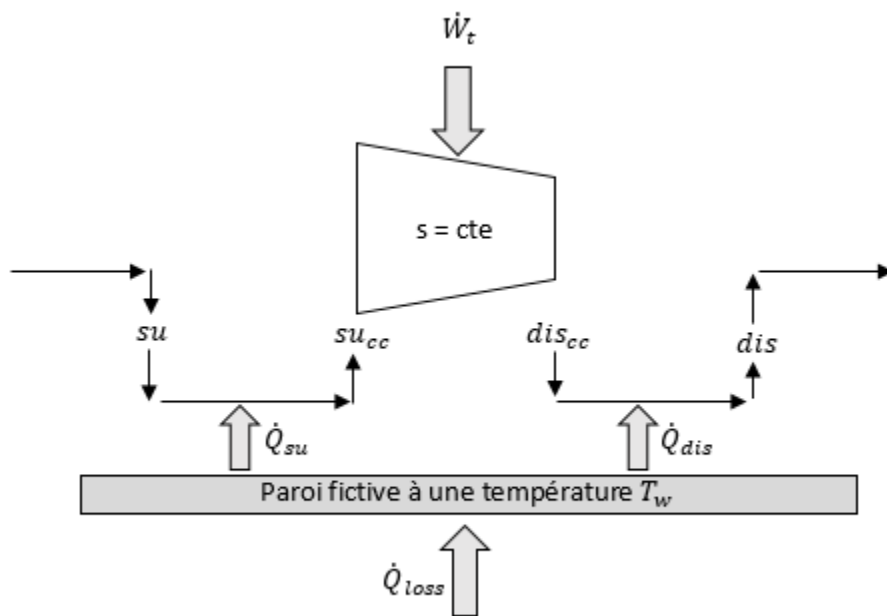


Figure 4.4 Représentation conceptuelle du modèle compresseur à piston

Le débit massique est évalué en fonction du volume balayé par le piston et du facteur de dégagement  $C_f$  qui tient compte du volume du réfrigérant restant dans le volume au refoulement. Selon Jin (2002), le débit du réfrigérant est exprimé :

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{V}_s \left[ 1 + C_f - C_f (p_r)^{\frac{1}{\gamma}} \right]}{v_{su_{cc}} (p_{su_{cc}}, h_{su_{cc}})} \quad (18)$$

où  $\dot{V}_s$  est volume balayé par le piston (en m<sup>3</sup>/s) et  $v_{su_{cc}}$  est le volume spécifique à la succion (en m<sup>3</sup>/kg),  $\gamma = \frac{c_p(p_{su_{cc}}, h_{su_{cc}})}{c_v(p_{su_{cc}}, h_{su_{cc}})}$  est l'exposant isentropique et  $p_r = \frac{p_{dis_{cc}}}{p_{su_{cc}}}$  est le rapport de pression entre la pression de refoulement et celle de la succion.

L'entropie reste constante entre la succion et le refoulement étant donné que l'évolution est isentropique :

$$s_{su_{cc}}(p_{su_{cc}}, h_{su_{cc}}) = s_{dis_{cc}}(p_{dis_{cc}}, h_{dis_{cc}}) \quad (19)$$

Ainsi le travail mécanique de la compression isentropique est calculé :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{ref} (h_{dis_{cc}} - h_{su_{cc}}) \quad (20)$$

Les gains thermiques du réfrigérant dans le compresseur à piston sont modélisés par des échanges thermiques à pression constante entre le réfrigérant et une paroi fictive isotherme en contact avec le réfrigérant à l'aspiration et au refoulement du compresseur à piston.

- À la succion :

$$\dot{Q}_{su} = UA_{su} (T_w - T_{su_{cc}}(p_{su_{cc}}, h_{su_{cc}})) \quad (21)$$

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{ref} (h_{su_{cc}} - h_{su}) \quad (22)$$

$$p_{su_{cc}} = p_{su} \quad (23)$$

- Au refoulement :

$$\dot{Q}_{dis} = UA_{dis} (T_w - T_{dis}(p_{dis}, h_{dis})) \quad (24)$$

$$\dot{Q}_{dis} = \dot{m}_{ref} (h_{dis} - h_{dis_{cc}}) \quad (25)$$

$$p_{dis} = p_{dis_{cc}} \quad (26)$$

où  $UA_{su}$  et  $UA_{dis}$  sont les coefficients de transfert thermique à l'alimentation et au refoulement du compresseur à piston,  $T_{su_{cc}}$  et  $T_{dis}$  sont les températures,  $p_{su_{cc}}$  et  $p_{dis}$  sont les pressions et  $h_{su_{cc}}$  et  $h_{dis}$  sont les enthalpies du réfrigérant à la succion et au refoulement, respectivement.

Au niveau de la paroi, le gain thermique total est égal à la chaleur dissipée par le compresseur :

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{Q}_{su} + \dot{Q}_{dis} \quad (27)$$

où  $\dot{Q}_{loss}$  est la chaleur dissipée par le compresseur, égale à la différence entre la puissance électrique consommée,  $\dot{W}_{in}$ , et la puissance théorique,  $\dot{W}_t = \dot{W}_{t,ise} + \dot{W}_{t,iso}$  :

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_t \quad (28)$$

Comme pour le compresseur Scroll, la puissance électrique consommée par le compresseur à piston est calculée en considérant une efficacité linéaire pour le travail mécanique du compresseur :

$$\dot{W}_{in} = \frac{\dot{W}_t}{\eta} + \dot{W}_{loss} \quad (29)$$

où  $\eta$  est le rendement électromécanique et  $\dot{W}_{loss}$  sont des pertes de puissance constantes du compresseur à piston.

Le modèle de compresseur à piston possède 6 paramètres :  $\eta$ ,  $\dot{W}_{loss}$ ,  $\dot{V}_s$ ,  $UA_{su}$ ,  $UA_{dis}$  et  $C_f$ . Il a été développé pour la PAC au CO<sub>2</sub> en raison du manque de données de fabricants pour les compresseurs Scroll au CO<sub>2</sub>. Son implémentation dans Modelica est représentée par la figure 4.5. Dans cette dernière, le réfrigérant s'écoule entre la succion et le refoulement à travers les ports port\_a et port\_b en passant par le modèle isentropique du compresseur à piston (PisCom). Également, les conditions aux frontières sont données par l'état du réfrigérant à la succion ( $p_{suc}$  et  $h_{suc}$ ) et la pression de refoulement ( $p_{dis}$  et  $h_{dis}$ ).

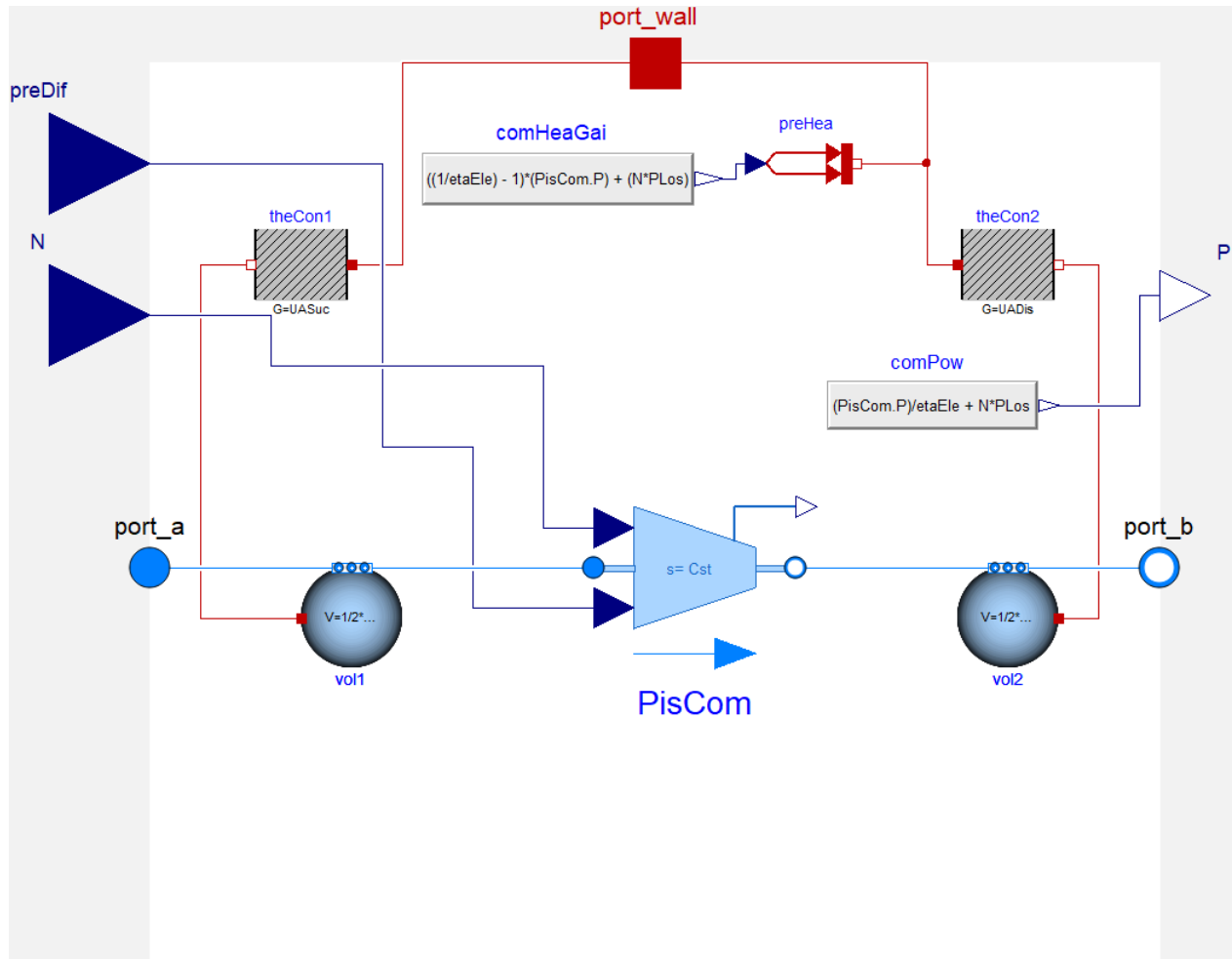


Figure 4.5 Modèle de compresseur à piston

### 4.2.3 Échangeurs de chaleur

L'évaporateur, le condenseur ainsi que le refroidisseur de gaz ont été modélisés en discrétisant l'échangeur de chaleur en une série de  $N$  segments. L'eau circule à contre-courant avec le réfrigérant. Les pertes de pressions sont négligées et l'échange thermique au niveau du réfrigérant est en régime permanent. Du côté de l'eau, l'échange thermique est considéré en régime transitoire. Les états de sortie de l'eau et du réfrigérant à chaque segment sont donnés par leurs états aux nœuds. La figure 4.6 représente un schéma discrétisé pour l'ensemble des segments constituant l'échangeur de chaleur, le fluide chaud qui représente le réfrigérant circule avec un débit  $\dot{m}_{ref}$  et l'eau qui représente le débit froid avec un débit  $\dot{m}_{eau}$ .

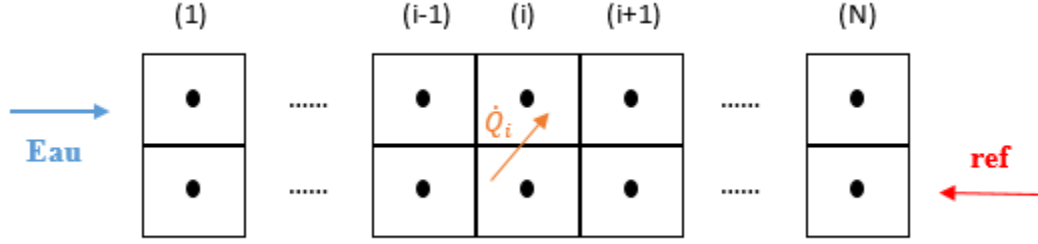


Figure 4.6 Représentation schématique du modèle d'échangeur à contre-courant

Les équations décrivant le modèle de l'échangeur de chaleur sont issues des lois de conservation de l'énergie de chaque élément  $i$ . Le système d'équations pour un segment  $i$  s'écrit :

- Pour l'eau :

$$\rho_{eau} V_{eau}^i \frac{dh_{eau}^i}{dt} = \dot{Q}_i - \dot{m}_{eau} (h_{eau}^i - h_{eau}^{i-1}) \quad (30)$$

où  $\rho_{eau}$  est la densité de l'eau,  $V_{eau}^i$  est le volume d'eau dans le segment  $i$ ,  $h_{eau}^i$  et  $h_{eau}^{i-1}$  sont les enthalpies de l'eau dans les segments  $i$  et  $i-1$  et  $\dot{Q}_i$  est le transfert de chaleur (en Watts) depuis le réfrigérant vers l'eau circulant dans le segment  $i$ .

- Pour le réfrigérant :

$$0 = \dot{Q}_i - \dot{m}_{ref} (h_{ref}^i - h_{ref}^{i+1}) \quad (31)$$

où  $h_{ref}^i$  et  $h_{ref}^{i+1}$  sont les enthalpies spécifiques du réfrigérant dans les segments  $i$  et  $i+1$ .

La chaleur transférée entre les deux fluides est donnée par :

$$\dot{Q}_i = UA_i (T_{eau}^i(p_{eau}, h_{eau}^i) - T_{ref}^i(p_{ref}, h_{ref}^i)) \quad (32)$$

où  $UA_i (= UA/N)$  est le coefficient de transmission thermique entre les deux fluides pour le segment  $i$ ,  $UA$  est le coefficient de transmission thermique global de l'échangeur de chaleur,  $T_{eau}^i$  et  $T_{ref}^i$  sont les températures de l'eau et du réfrigérant dans le segment  $i$  et  $p_{eau}$  et  $p_{ref}$  sont les pressions constantes de l'eau et du réfrigérant à travers l'échangeur de chaleur.

Les équations pour les nœuds aux frontières des côtés eau et réfrigérant sont :

$$h_{eau,in} = h_{eau}^0 \quad (33)$$

$$h_{eau,out} = h_{eau}^N \quad (34)$$

$$h_{ref,in} = h_{ref}^{N+1} \quad (35)$$

$$h_{ref,out} = h_{ref}^1 \quad (36)$$

Le modèle d'un segment d'échangeur de chaleur implémenté sur Modelica est représenté par la figure 4.7. Les deux fluides circulent à contre-courant entre le port\_a1 et port\_b (pour l'eau) et entre le port\_a2 et le port\_b2 (le réfrigérant) en échangeant de la chaleur via le composant HeatTransfer qui représente le coefficient global de transfert thermique  $UA$  de l'échangeur de chaleur.



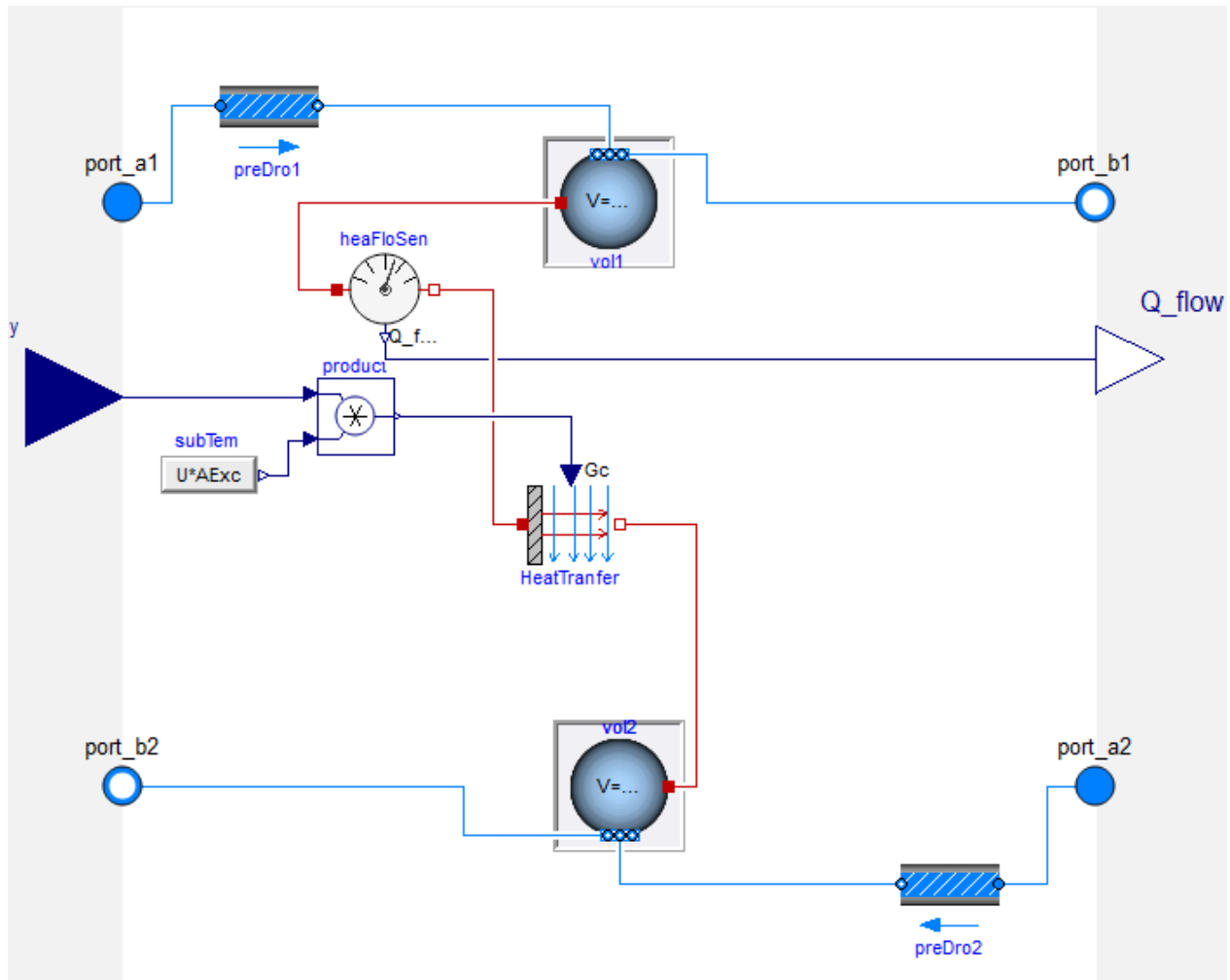


Figure 4.7 Segment d'échangeur de chaleur

#### 4.2.4 Vanne d'expansion

La vanne d'expansion est un composant de la PAC permettant de détendre le réfrigérant de la pression haute de condensation à la pression d'évaporation. En effet, l'ouverture et la fermeture de la vanne permettent de faire circuler un débit de réfrigérant afin de maintenir un certain degré de surchauffe. Le modèle proposé ici ne modélise pas l'ouverture et la fermeture de la vanne. Il est basé sur une évolution isenthalpique entre la pression haute et la pression basse :

$$h_{van,out} = h_{van,in} \quad (37)$$

où  $h_{van,out}$  et  $h_{van,in}$  sont les enthalpies spécifiques à la sortie et à l'entrée de la vanne d'expansion, respectivement.

### 4.3 Modèle de PAC au R410A

Le modèle de PAC au R410 présenté par la figure 4.8 est composé de deux échangeurs de chaleur représentant l'évaporateur et le condenseur, d'une vanne d'expansion, d'un compresseur scroll, un contrôle pour la surchauffe et un autre pour le sous-refroidissement. En effet, le contrôle de la surchauffe est un modèle qui permet de fixer la pression d'évaporation  $p_{eva}$  à la surchauffe  $\Delta T_{Sup}$ . Également, le modèle de sous refroidissement permet de fixer la pression de condensation  $p_{con}$  de la PAC à la température de sous refroidissement, ainsi :

$$\Delta T_{Sup} = T_{Sup}(p_{eva}, h_{Sup}) - T_{eva}(p_{eva}) \quad (38)$$

$$\Delta T_{Sub} = T_{con}(p_{con}) - T_{Sub}(h_{Sub}, p_{con}) \quad (39)$$

où  $T_{eva}$  est la température d'évaporation du réfrigérant,  $T_{Sup}$  est la température du réfrigérant à l'aspiration du compresseur (à l'état de vapeur surchauffée),  $T_{Sub}$  est la température du réfrigérant à la sortie du condenseur (à l'état de liquide sous-refroidi),  $T_{con}$  est la température de condensation du réfrigérant,  $\Delta T_{Sup}$  et  $\Delta T_{Sub}$  sont les degrés de surchauffe et de sous-refroidissement, et  $h_{Sup}$  et  $h_{Sub}$  sont les enthalpies du réfrigérant à l'aspiration du compresseur et à la sortie du condenseur.

L'enthalpie du réfrigérant à la sortie du condenseur est mesurée par un capteur d'enthalpie dans le but de communiquer l'état du réfrigérant au modèle de contrôle de sous refroidissement afin d'évaluer la pression de condensation de la PAC. De la même manière, un capteur de température mesure la température de surchauffe du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur et renvoie cette mesure au modèle de contrôle de la surchauffe pour évaluer la pression d'évaporation. Le compresseur va donc comprimer le réfrigérant entre ces deux niveaux de pressions. Également, une vanne de détente est utilisée pour détendre le réfrigérant de la pression de condensation à la pression d'évaporation.

Le modèle de PAC au R410A a été développé pour tester et vérifier le bon fonctionnement des composants de la PAC développés pour cette étude avant leur implémentation dans la PAC transcritique au CO<sub>2</sub>.

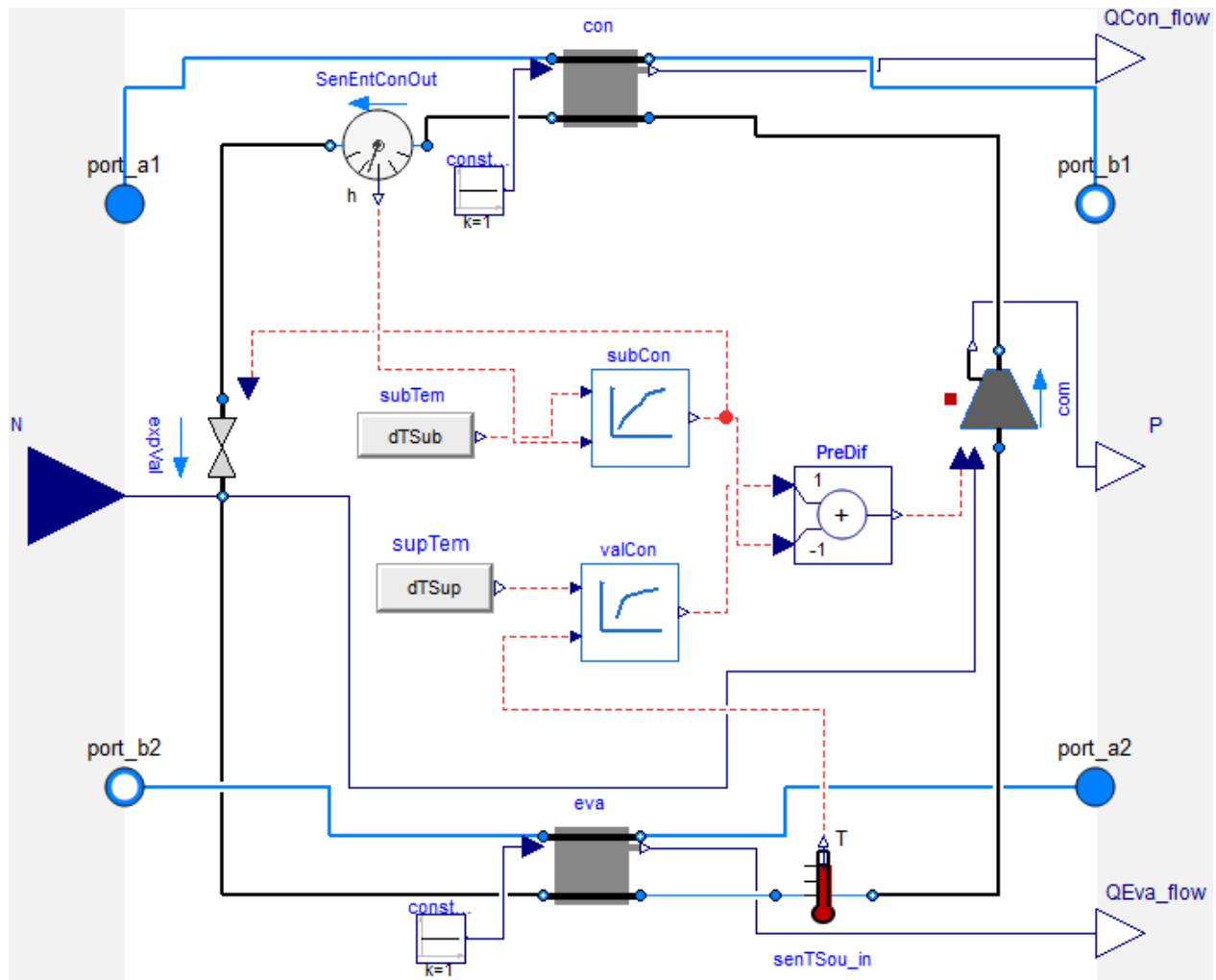


Figure 4.8 Modèle de pompe à chaleur au R410A

#### 4.4 Modèle de PAC au CO<sub>2</sub>

Le modèle de la PAC eau-eau transcritique au CO<sub>2</sub> représenté par la figure 4.9 est composé d'un évaporateur, d'un refroidisseur de gaz, d'une vanne d'expansion, d'un compresseur à piston et d'un contrôle de la surchauffe pour la pression d'aspiration. Il est construit en assemblant les composants par des connecteurs qui assurent une continuité des valeurs physiques entre les ports fluides. L'assemblage des modèles a permis de générer le code Modelica de la PAC au CO<sub>2</sub> qui est composé d'un ensemble d'équations provenant des connexions entre les ports fluides et les équations pour chaque modèle élémentaire auquel on rajoute les paramètres, les variables ainsi que les équations d'initialisation pour le réfrigérant.

D'après la figure, le circuit du réfrigérant (en noir) passe via les ports « port\_a2 » et « port\_b2 » du refroidisseur vers les mêmes ports au niveau de l'évaporateur. Tandis que l'eau s'écoule à travers les ports « port\_a1 », « port\_b1 » pour les mêmes composants (en bleu). Un capteur de température qui mesure la température de surchauffe à la sortie de l'évaporateur renvoie la valeur de la mesure vers le composant « valCon » qui représente un modèle de contrôle de la surchauffe. Le réfrigérant quitte l'évaporateur à l'état vapeur surchauffée. À cet état, un capteur de température mesure la température du réfrigérant pour évaluer la pression d'évaporation requise pour assurer le degré de surchauffe prescrit. Le compresseur comprime le réfrigérant jusqu'à la pression de refoulement qui est un paramètre du modèle. Le réfrigérant à haute pression et température pénètre dans un refroidisseur de gaz afin d'échanger de la chaleur avec l'eau qui s'écoule en contre-courant entre les ports port\_a1 et port\_b1. Le réfrigérant se détend à travers une vanne d'expansion jusqu'à la pression d'évaporation. Finalement, un échange de chaleur permettant d'évaporer le réfrigérant s'effectue entre l'eau source qui s'écoule entre les ports port\_a2 et port\_b2.

Le modèle de la PAC au CO<sub>2</sub> proposé dans cette section évalue les propriétés thermodynamiques du CO<sub>2</sub> par des fonctions thermodynamiques en utilisant le package R744 de la bibliothèque AixLib (Müller, 2016). Ces fonctions permettent de définir l'état du réfrigérant en tout point de l'installation pour des valeurs de pressions limitées entre 10 et 100 bars (limitation de la librairie).

Les hypothèses du modèle sont :

- Le réfrigérant quitte l'évaporateur avec une surchauffe  $\Delta T_{sup}$  constante;
- Les coefficients d'échange thermique globaux sont considérés constants dans les échangeurs de chaleur;
- Les chutes de pression dans les lignes et les échangeurs sont négligeables;
- Le travail de la compression mécanique est calculé à partir d'une évolution isentropique;
- La vitesse de rotation du compresseur est supposée constante;
- L'évolution est isenthalpique à travers la vanne d'expansion;
- La pression haute du système,  $p_{high}$ , est constante;

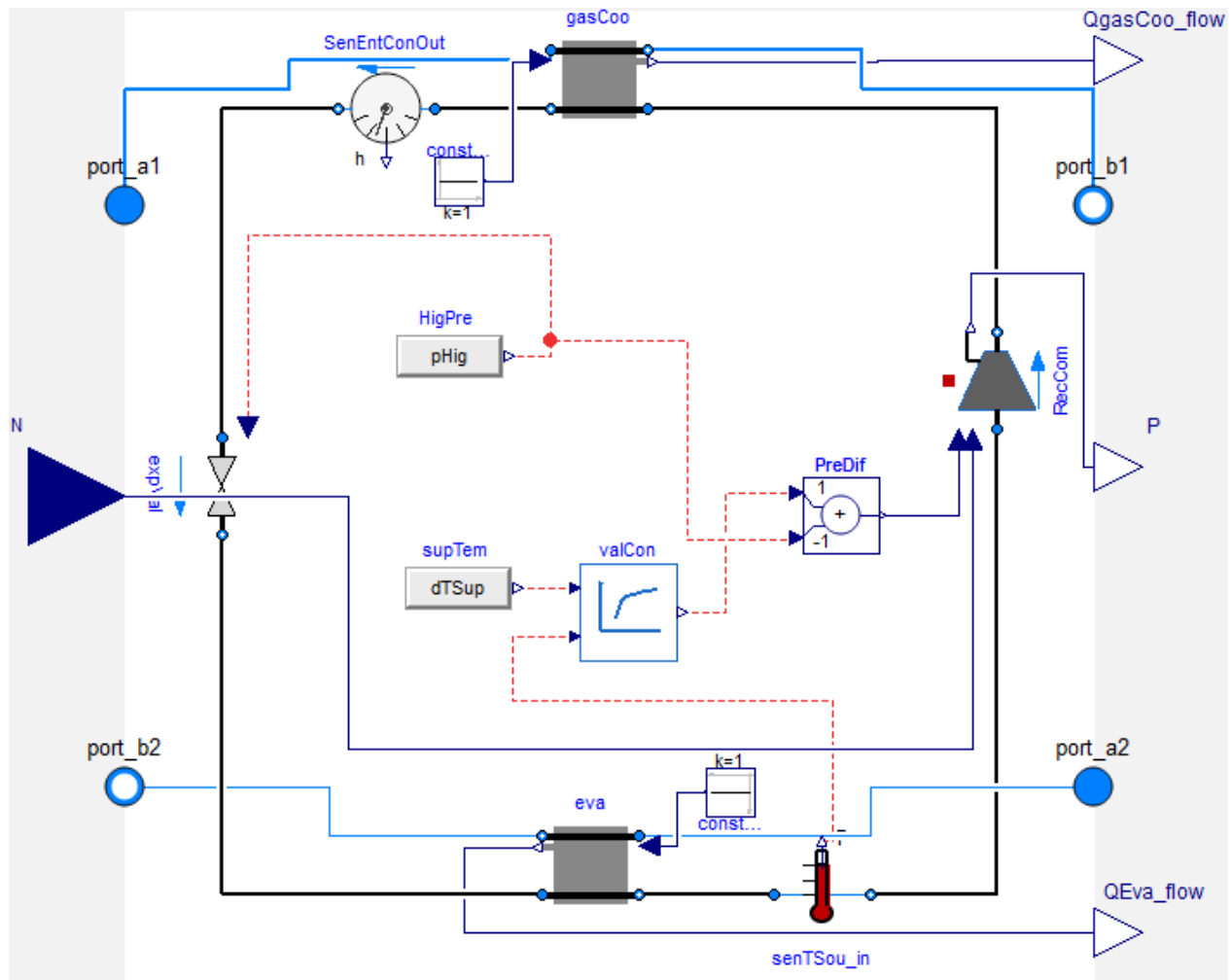


Figure 4.9 Modèle de pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub>

La figure 4.10 résume les paramètres du modèle de la PAC transcritique au CO<sub>2</sub> proposé pour cette étude. Les paramètres sont montrés en fonction des variables d'entrée et sortie du modèle :

- Température d'entrée d'eau (côté source),  $T_{in,eau\ eva}$ ;
- Température d'entrée d'eau (côté charge),  $T_{in,eau\ gas}$ ;
- Vitesse de rotation du compresseur,  $N$ ;
- Débit d'eau de la source,  $\dot{m}_{eau,eva}$ ;
- Débit d'eau de la charge,  $\dot{m}_{eau,gas}$ ;
- Débit, températures et enthalpies du réfrigérant,  $\dot{m}_{CO_2}$ ,  $T_i$ , et  $h_i$ ;
- Puissance, capacités et le coefficient de performance de la PAC,  $\dot{W}$ ,  $\dot{Q}_{eva}$ ,  $\dot{Q}_{gas}$  et  $COP$ ;

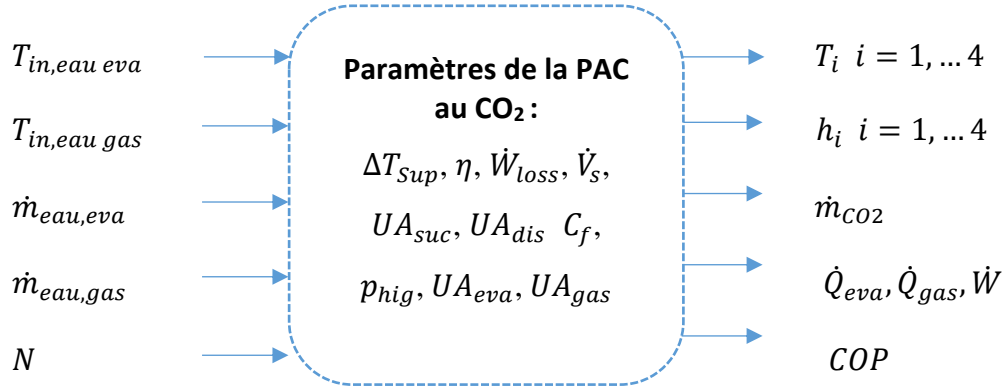


Figure 4.10 Paramètres et variables d'entrée et sortie du modèle PAC transcritique au CO<sub>2</sub>

## 4.5 Calibration du modèle de la PAC au CO<sub>2</sub>

L'estimation des paramètres est une étape qui consiste à calibrer les paramètres du modèle développé avec des données expérimentales ou des données de fabricants. Dans le cas de notre étude, l'estimation est basée sur des données de fabricants en utilisant la méthode d'estimation des paramètres de Jin (2002).

Généralement, le fabricant ne donne aucun détail concernant les valeurs des paramètres pour les composants de la PAC utilisés pour la réalisation des tests de performance. En effet, les performances sont présentées sous forme de valeurs tabulées pour différentes conditions reliant les variables d'entrées (débit et température de la source et de la charge) en fonction des variables de sortie (puissance, capacités et COP).

L'estimation des paramètres par la méthode de Jin (2002) utilisée pour cette étude consiste à calibrer le modèle de PAC avec une méthode d'optimisation. Cette méthode permet d'estimer les paramètres qui minimisent la somme des erreurs quadratiques des capacités de la PAC ainsi que la puissance consommée en utilisant une fonction appelée fonction de coût. Elle s'exprime comme suit :

$$cost = \sum_{i=1}^N \left[ \left( \frac{\dot{Q}_{con}^{(i)} - \dot{Q}_{con,data}^{(i)}}{\dot{Q}_{con,data}^{(i)}} \right)^2 + \left( \frac{\dot{Q}_{eva}^{(i)} - \dot{Q}_{eva,data}^{(i)}}{\dot{Q}_{eva,data}^{(i)}} \right)^2 + \left( \frac{\dot{W}^i - \dot{W}_{data}^{(i)}}{\dot{W}_{data}^{(i)}} \right)^2 \right] \quad (40)$$

Un script Python et un modèle de calibration ont été développés pour vérifier le modèle de compresseur à piston de la PAC au CO<sub>2</sub>. En effet, le modèle de calibration est appelé par le script

Python permettant de calculer les paramètres optimisés du compresseur. Le but est de diminuer l'erreur relative entre les résultats de simulation et les données de fabricants pour la puissance consommée et les capacités en identifiant les paramètres qui minimisent la fonction objective. La procédure de calcul est représentée dans la figure 4.11.

Étant donné que les valeurs de puissances thermiques étaient fournies par les données du fabricant pour le modèle compresseur à piston. Il était possible de calibrer le modèle avec les valeurs des puissances absorbées ainsi que les capacités du refroidisseur de gaz. En effet, les capacités du refroidisseur de gaz ont été évaluées en fonction de l'état du réfrigérant à la sortie du refroidisseur de gaz (température de sortie et la pression de refoulement) et l'état du réfrigérant à la sortie du compresseur. Les résultats de la simulation pour la puissance consommée par le compresseur et la capacité délivrées par le refroidisseur de gaz sont comparés avec les données du fabricant en utilisant la fonction de coût. À ce stade, la méthode séquentielle des moindres carrés (SLSQP) est utilisée pour minimiser la fonction coût. En effet, si la variation par rapport à l'itération précédente de la somme des erreurs quadratiques des capacités de la PAC ainsi que des puissances est sous une tolérance de  $10^{-8}$ , la convergence est atteinte. À cet effet, le calcul s'arrête et les paramètres de calibration de cette itération sont les paramètres optimisés.

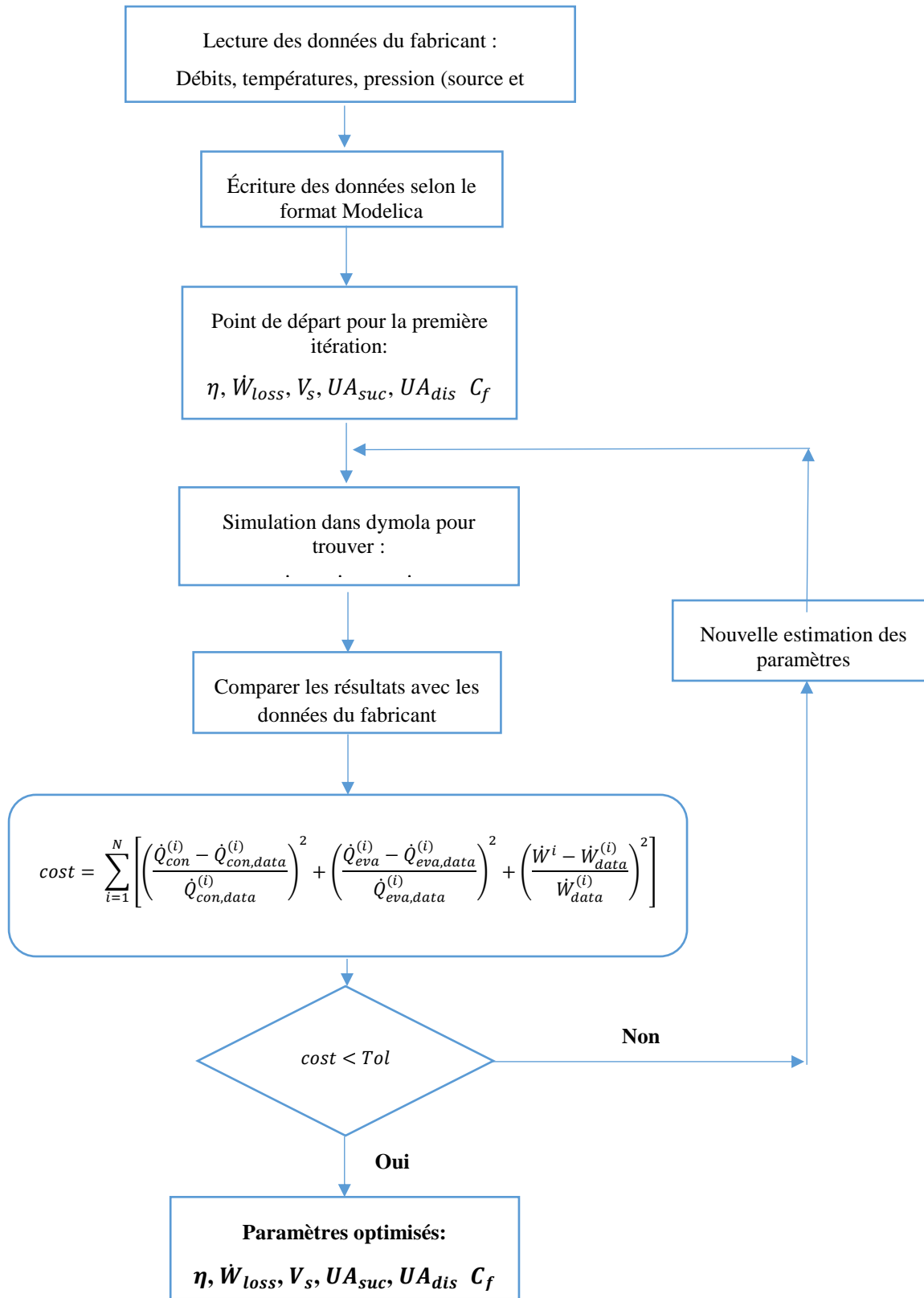


Figure 4.11 Organigramme de calcul pour l'estimation des paramètres du compresseur à piston



En utilisant les données du fabricant GEA (<https://vap.gea.com/>) pour le modèle de compresseur semi-hermétique au CO<sub>2</sub> HGX34/110-4 ML CO<sub>2</sub> T avec une surchauffe de 10 C°, le script python a permis d'identifier les paramètres optimisés du compresseur pour l'ensemble des données transcritique. Le modèle de compresseur à piston a été calibré avec un échantillon de 18 points de données qui représentent : les températures d'évaporation du CO<sub>2</sub> de 0, -5, -10, -15, -20, -25 et -30 °C; les températures à la sortie du refroidisseur de gaz de 30, 35, 40, 45 et 50 °C et pour des pressions transcritiques de 75, 85, 90 et 100 bar. Les paramètres de départ ainsi que les paramètres optimisés du modèle sont représentés dans le tableau 4.1.

Tableau 4-1 Résultat de calibration des paramètres du compresseur à piston

Paramètres	Valeurs de départs	Valeurs optimisées
$UA_{suc}[W/K]$	5	2.3768
$UA_{dis}[W/K]$	40	43.8884
$\eta[-]$	0.82	0.7596
$\dot{W}_{loss}[W]$	260	281.1990
$C_f[-]$	0.06	0.0675
$V_s[m^3/s]$	0.0029	0.003

Les résultats de calibration du modèle compresseur à piston présentés par la figure 4.12 montrent un bon accord avec les données du fabricant. En effet, les erreurs relatives maximale et minimales pour la puissance absorbée entre le modèle et les données du fabricant est de 3.2 % et -3.24%, respectivement. Pour les capacités du modèle, l'erreur relative maximale et minimale sont respectivement 1.32 % et -3.2 % par rapport aux données du fabricant avec une présence d'un point aberrant qui a été ignoré pour cette étude car il présentait une erreur relative de 19%. Le temps de calcul pour la calibration du modèle est de 5539 secondes.

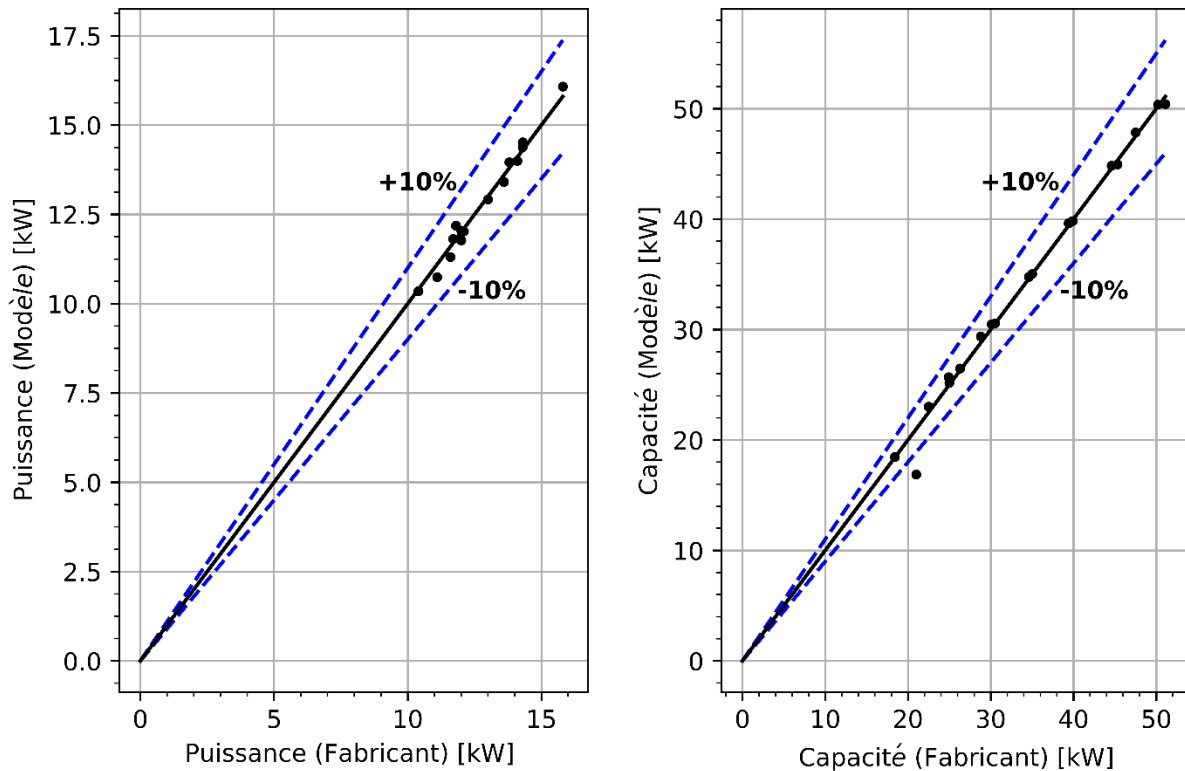


Figure 4.12 Comparaison des capacités et de la puissance absorbée du modèle avec les données du fabricant

## 4.6 Conclusion

Dans ce chapitre, le développement du modèle de PAC transcritique au  $\text{CO}_2$  ainsi que la modélisation de ces composants ont été présentés. Le modèle a également été calibré avec des données du fabricant et les résultats de cette validation montrent que le modèle est en accord avec les données du fabricant. Dans le prochain chapitre, le modèle de la PAC au  $\text{CO}_2$  sera simulé pour évaluer la performance saisonnière de la PAC en chauffage combinée.

## CHAPITRE 5 RÉSULTATS DE LA CONFIGURATION COMBINÉE

Ce chapitre présente les résultats des simulations obtenues par le modèle de PAC au CO<sub>2</sub> pour réaliser un chauffage combiné. Les résultats portent sur une configuration composée de deux refroidisseurs de gaz. Le premier refroidisseur de gaz permet de chauffer un espace et le second pour la production d'eau chaude. La première partie de ce chapitre présente les résultats pour une configuration en mode chauffage d'eau et la deuxième partie pour une configuration en mode chauffage d'espace. Le but est de tester le fonctionnement des contrôleurs développés pour chacune de ces configurations avant leurs implémentations dans la configuration combinée qui sera présentée dans la troisième partie.

### 5.1 Chauffage d'eau chaude domestique

#### 5.1.1 Description et fonctionnement

La figure 5.1 présente une configuration pour une opération de production d'eau chaude domestique. La configuration est composée d'une PAC transcritique eau-eau munie d'un seul refroidisseur de gaz, d'un réservoir de stockage d'eau chaude avec un volume de 227 litres, des pompes de recirculation d'eau du côté source et charge de la PAC, des contrôles hystérésis pour la température haute et basse du réservoir et une régulation pour le débit d'eau chaude envoyée au réservoir.

Le modèle de réservoir d'eau utilisé pour cette configuration est un modèle de réservoir stratifié qui est implémenté dans la librairie IBPSA (<https://github.com/ibpsa/modelica>). Le réservoir est composé de plusieurs segments de volume pour modéliser la stratification. En effet, il modélise l'échange thermique par conduction et convection entre les volumes fluides ainsi qu'entre les volumes fluides et l'ambient. Les segments de volume possèdent des ports thermiques qui peuvent être connectés avec des capteurs de température ou bien connectés avec un modèle qui ajoute de la chaleur à un segment. Également, l'eau peut circuler de haut en bas ou de bas en haut en fonction du tirage d'eau au bas ou au haut du réservoir à travers les ports fluide placés aux extrémités. Le modèle proposé par cette étude est composé de 10 segments répartis du haut vers le bas de tel sorte que le haut représente le segment le plus chaud.

Un modèle de régulation du débit massique d'eau est nécessaire pour la boucle d'eau du côté charge de la PAC afin de maintenir la température au haut du réservoir à la température de consigne de 60 °C. Un régulateur idéal est utilisé dans le modèle afin de fixer le débit de circulation du côté du réservoir :

$$\dot{m}_{eau} = \frac{\dot{Q}_{gas,tank}}{C_{p,eau}(T_{ret} - T_{set})} \quad (41)$$

où  $\dot{Q}_{gas}$  représente la capacité délivrée par le refroidisseur de gaz de la PAC pour chauffer l'eau,  $\dot{m}_{eau}$  est le débit massique d'eau chaude et  $T_{ret}$  est la température de retour d'eau vers la PAC et  $T_{set}$  est la température de consigne de l'eau vers le réservoir. Dans le modèle, la température au haut du réservoir résulte d'un mélange entre l'eau en provenance de la PAC et le segment supérieur du réservoir. Pour cette raison, la température de consigne de l'eau vers le réservoir doit être supérieure à la température cible du haut du réservoir.

Des débits maximum et minimum sont maintenus du côté du réservoir afin d'assurer le bon fonctionnement de la PAC :

$$\dot{m}_{eau,max} = \frac{\dot{Q}_{nom}}{\Delta T_{min} C_{p,eau}} \quad (42)$$

$$\dot{m}_{eau,min} = \frac{\dot{Q}_{nom}}{\Delta T_{max} C_{p,eau}} \quad (43)$$

où  $\dot{Q}_{nom}$  est la capacité nominale de la PAC,  $C_{p,eau}$  est la chaleur spécifique de l'eau,  $\Delta T_{max} = 55\text{ °C}$  et  $\Delta T_{min} = 5\text{ °C}$  sont les différences de température maximale et minimale de l'eau à travers la PAC, dans les cas où l'eau est chauffée de 5 °C à 60 °C et de 55 °C à 60 °C, respectivement.

Le système se met en marche lorsque la mesure de température des segments est en dehors des températures des consignes. Autrement dit, un contrôleur hystérésis actionne le système, soit la PAC et les deux pompes de circulation, lorsque la température au haut du réservoir chute sous 58°C. Un second contrôleur hystérésis actionne le système lorsque la température au bas du réservoir chute sous 48°C. À cet effet, une première pompe de circulation fait circuler l'eau du côté de l'évaporateur pour évaporer le réfrigérant, tandis qu'une deuxième permet d'alimenter le réservoir en eau chaude du côté charge de la PAC. La température d'entrée d'eau coté source est

de 5°C. Le système s'arrête lorsque les températures du haut et du bas du réservoir dépassent 60°C et 50°C, respectivement. Les deux contrôleurs assurent donc une variation de température d'eau chaude minimale de 10°C à travers le refroidisseur de gaz.

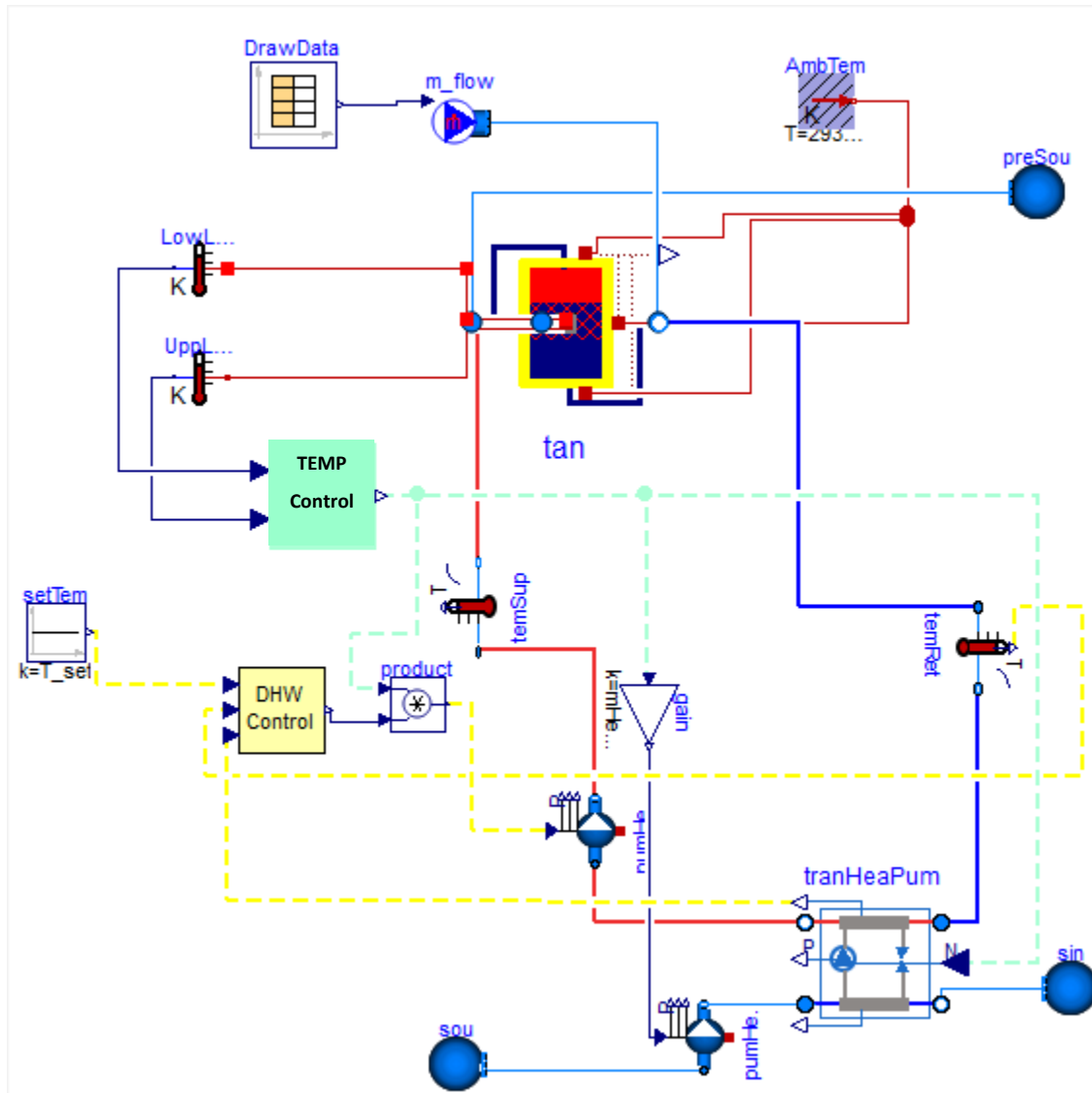


Figure 5.1 Configuration en mode chauffage d'eau

### 5.1.2 Profil de tirage d'eau chaude domestique

Un profil de charge de consommation d'ECD est présenté à la figure 5.2. Le profil a été généré en utilisant la méthode de Jordan et Vajen (2000) qui permet de générer des profils aléatoires en se basant sur une méthode de probabilité. La méthode attribue des probabilités à des événements de

tirage d'ECD (bain, douche, lave-vaisselle, etc.) et estime la consommation sur un intervalle de temps de 1 minute. Le tirage d'ECD provient de quatre catégories définies par une consommation moyenne et non par rapport à l'activité. Les quatre catégories sont :

- Tirage court pour un volume de charge moyen de 1 l (par exemple, le lavage des mains) ;
- Tirage moyen pour un volume de charge moyen de 6 l (par exemple, le lave-vaisselle) ;
- Tirage pour un bain pour un volume moyen de 140 l ;
- Tirage pour une douche pour un volume moyen de 40 l ;

Les débits de tirage générés par le calculateur sont estimés en fonction des valeurs moyennes de chaque catégorie définie précédemment avec une distribution gaussienne selon la fonction de probabilité :

$$prob(\dot{V}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(\dot{V}-\dot{V}_{mean})^2}{2\sigma^2}} \quad (44)$$

où  $\sigma$  est l'écart-type des débits de tirage pour une catégorie et  $\dot{V}_{mean}$  sont les débit moyens de chaque catégorie.

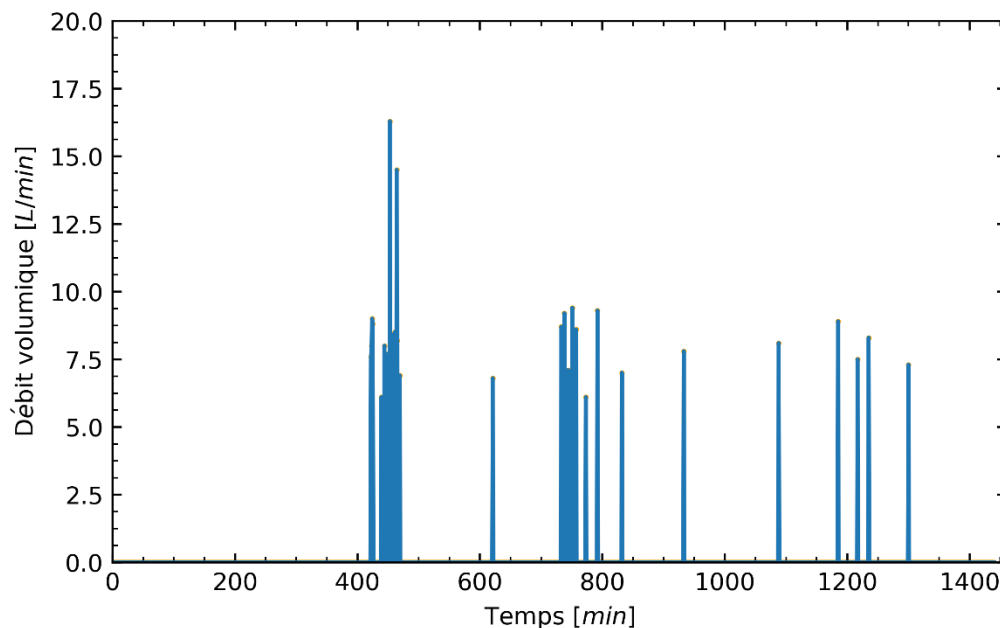


Figure 5.2 Profil journalier de consommation d'ECD

Les paramètres utilisés pour générer le profil de tirage sont montrés au tableau 5-1. La consommation de 247.2 L/jour représente la moyenne des consommations trouvées dans la littérature, se situant entre 224 L/jour à 250.6 L/jour pour une maison unifamiliale au Canada avec 4 occupants (Hobbi & Siddiqui, 2009). Également, d’après les données sur l’utilisation finale de la consommation d’ECD au Canada présentée à la figure 2.4, 50 % de la consommation provient de la douche et du robinet (34 % robinet et 25% pour la douche). À cet effet, le débit moyen de prélèvement par tirage a été choisi pour une valeur de 8 L/min = 480 L/h qui correspond au débit moyen de la douche.

Tableau 5-1 Paramètres utilisés pour la génération du profil d'ECD

Paramètres	Valeurs
Consommation moyenne journalière	247.2 l/jour
Pas de temps de prélèvement	1 min
Débit moyen de prélèvement par tirage	480 L/h

La répartition journalière peut être influencée par plusieurs facteurs comme : la journée d’utilisation durant la semaine, la saison d’utilisation mais aussi par rapport au nombre d’occupants dans le foyer. Le but de cette section est non pas de générer des profils en fonction de ces facteurs mais plutôt de générer un profil artificiel réaliste qui sera utilisé pour effectuer des simulations sur les modèles développés. En effet, un profil répétitif de la consommation journalière d’ECD a été utilisé pour cette étude.

### 5.1.3 Paramètres de la configuration

Le système a été testé pour une simulation d’une durée de 24h avec les données du profil de tirage présenté par la figure section 5.2 sous les paramètres présentés dans le tableau 5.2. Les paramètres du compresseur utilisés pour cette simulation sont les paramètres de calibration présentés dans le tableau 4.1. Les paramètres représentant le déplacement du piston ainsi que les pertes de puissance ont été ajustés en fonction d’un facteur d’échelle pour réduire la taille du compresseur.

Tableau 5-2 Paramètres de simulation du modèle de PAC en mode chauffage d'eau

Paramètres	Valeurs
Capacité nominale de la PAC $\dot{Q}_{nom}$	7.65 kW
Coefficient de transmission global de l'évaporateur $UA_{eva}$	1074.43 $\frac{W}{K}$
Coefficient de transmission global du refroidisseur de gaz $UA_{gas}$	1074.43 $\frac{W}{K}$
Pression de refoulement $P_{hig}$	92 bars
Paramètres du compresseur	Voir tableau 4.1
Degré de surchauffe $\Delta T_{sup}$	10 K
Température d'entrée d'eau côté source $T_{in,eau\ eva}$	5 °C
Température de consigne pour la régulation $T_{set}$	61 °C
Température du segment froid (bas du réservoir) $T_{seg,froid}$	$48 \leq T_{seg,froid} \leq 50$
Température du segment chaud (haut du réservoir) $T_{seg,chaud}$	$58 \leq T_{seg,chaud} \leq 60$
Débit d'eau massique maximal $\dot{m}_{eau,max}$	0.3656 $\frac{kg}{s}$
Débit d'eau massique minimal $\dot{m}_{eau,min}$	0.0332 $\frac{kg}{s}$
Débit d'eau massique de la source $\dot{m}_{eau,source}$	0.3825 $\frac{kg}{s}$

La valeur du coefficient de transmission pour l'évaporateur a été estimé par la méthode de la moyenne logarithmique des différences de températures DTLM en supposant que l'échange de chaleur au niveau de l'évaporateur est transféré en totalité à une température d'évaporation constante. La puissance thermique délivrée au réfrigérant est :



$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{eau,source} \times C_{p,eau} (T_{in,eau\ eva} - T_{out,eau\ eva}) \quad (45)$$

Le débit massique d'eau de la source est estimé à 0.05 (kg/s)/(kW nominal) :

$$\dot{m}_{eau,source} = \dot{Q}_{nom} \frac{0.05}{1000} = 0.3825 \frac{kg}{s} \quad (46)$$

Pour un pincement  $\Delta T_{pin} = (T_{out,eau\ eva} - T_{eva}) = 5 K$  et en supposant que toute la chaleur transférée du côté charge provient de l'évaporateur  $\dot{Q}_{eva} = \dot{Q}_{nom}$ , la température d'entrée d'eau de la source est exprimée :

$$T_{in,eau} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{m}_{eau,source} \times C_{p,eau}} + (T_{eva} + \Delta T_{pin}) \quad (47)$$

Par la suite, la DTLM est calculée comme suit :

$$DTLM = \frac{(T_{in,eau} - T_{eva}) - (T_{out,eau} - T_{eva})}{\ln \frac{(T_{in,eau} - T_{eva})}{(T_{out,eau} - T_{eva})}} = \frac{9.78 - 5}{\ln \frac{9.78}{5}} = 7.12 K \quad (48)$$

Avec les hypothèses citées ci-dessus, le coefficient de transmission global pour l'évaporateur a été estimé :

$$UA_{eva} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{DTLM} = \frac{7650}{7.12} = 1074.43 \frac{W}{K} \quad (49)$$

Étant donné que le réfrigérant est refroidi avec un glissement de température et non pas à une température constante, le coefficient de transmission global pour le refroidisseur de gaz a été estimé avec un écart de température moyen égal à celui de l'évaporateur. Ainsi :

$$UA_{gas} = \frac{\dot{Q}_{nom}}{7.12} = 1074.43 \frac{W}{K} \quad (50)$$

### 5.1.4 Résultats et analyse

La figure 5.3 résume quelques résultats obtenus pour l'opération de la PAC en mode chauffage d'eau. Au départ, la figure montre que les températures dans le réservoir respectent les consignes.

En effet, le haut du réservoir est maintenu à une température d'environ 60 °C tandis que le bas du réservoir est à une température d'environ 50 °C. La PAC est alors à l'arrêt. À l'instant  $t = 7.03 \text{ h}$ , la température dans le réservoir chute sous 48 °C et la PAC est en opération. Cette tendance se répète pour chaque tirage d'eau au courant de la journée étant donné que la demande s'effectue dans plusieurs périodes de la journée. Durant ces périodes, la régulation module le débit massique d'eau chaude afin de maintenir les températures dans le réservoir et la PAC se met en mode ON et OFF selon les besoins. De l'eau froide à 5 °C remplace l'eau chaude consommée dans le réservoir, ce qui explique une chute de température en bas de 48 °C qui représente la limite du contrôle hystérésis pour le bas du réservoir.

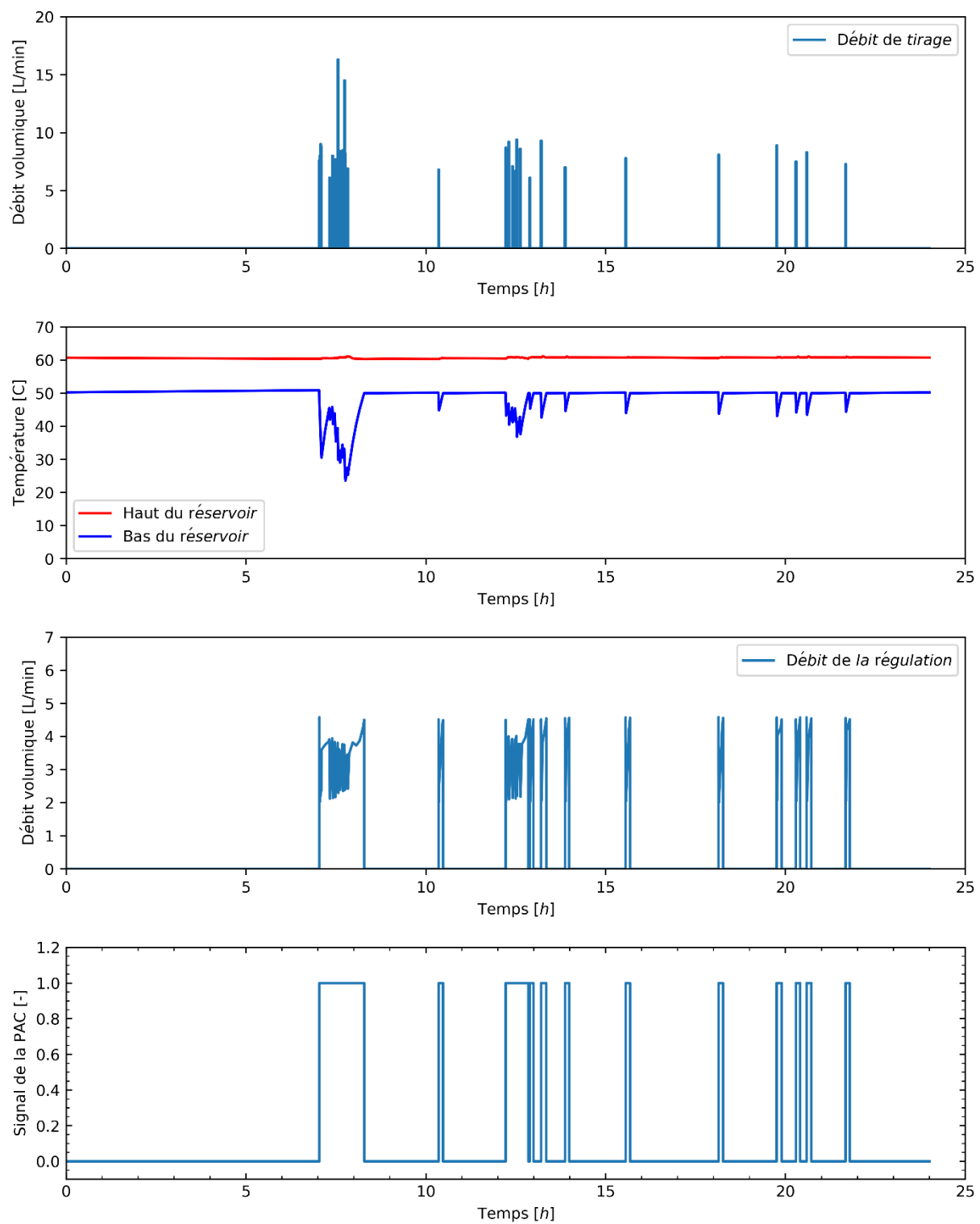


Figure 5.3 Résultats de la PAC en mode chauffage d'eau

## 5.2 Chauffage des espaces

### 5.2.1 Description et fonctionnement

Une configuration d'une PAC au CO<sub>2</sub> pour chauffer un espace est présentée à la figure 5.4. La configuration est composée d'une PAC eau-eau, d'un radiateur pour chauffer l'espace et des pompes de circulation de chaque côté de la PAC. Un contrôleur hystérésis maintient la température de consigne dans l'espace à chauffer entre 19°C et 21°C.

Lorsque la température intérieure baisse en dessous de 19°C et que l'espace a besoin d'être chauffé, la PAC et les pompes de circulation sont actionnées par le contrôleur qui envoie un signal afin de chauffer l'eau circulant dans le radiateur. En effet, une puissance de chauffage sous forme radiative et convective est échangée entre l'eau du radiateur et l'air de l'espace pour maintenir la température de consigne. L'eau de retour quittant le radiateur pénètre à nouveau dans le refroidisseur de gaz afin d'être chauffé à nouveau jusqu'à ce que la température de l'espace atteigne  $T_{int,air} = 21^{\circ}\text{C}$ . À cet effet, l'espace n'a pas besoin d'être chauffé, par conséquent un signal OFF est envoyé vers la PAC et les pompes de circulation pour faire arrêter le système.

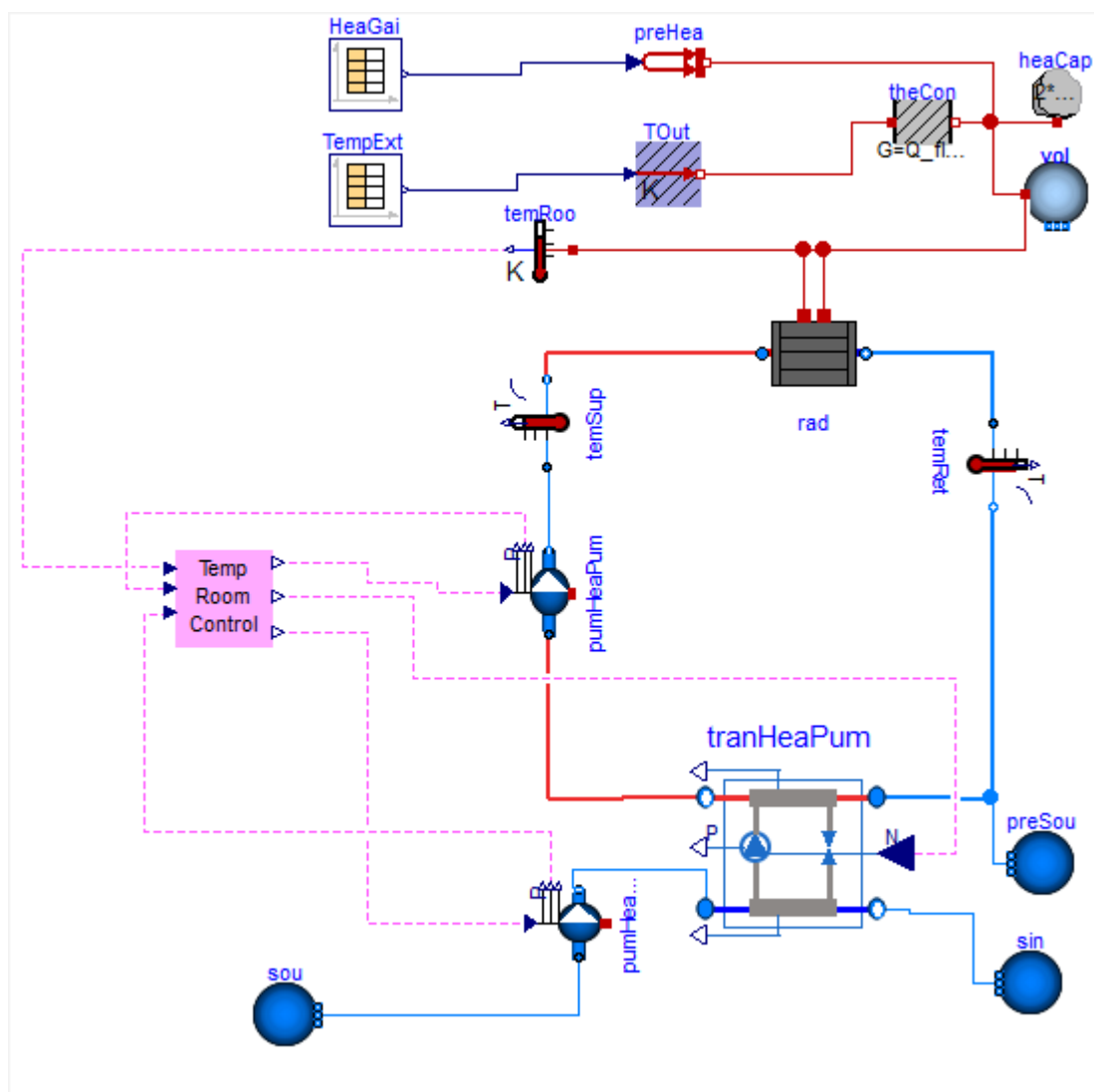


Figure 5.4 Configuration en mode chauffage d'espace

### 5.2.2 Paramètres de la configuration et analyse des résultats

Les paramètres de la configuration utilisés sont présentés dans le tableau 5.3. Les coefficients de transmission globaux pour l'évaporateur et le refroidisseur de gaz ont été calculés de la même manière que pour la configuration en mode chauffage d'eau avec un pincement de 5K. Également, les paramètres du compresseur ont été ajustés avec un facteur d'échelle selon la capacité nominale de la PAC utilisée pour cette simulation.

Tableau 5-3 Paramètres de simulation de la PAC en mode chauffage d'espace

Paramètres	Valeurs
Capacité nominale de la PAC $\dot{Q}_{nom}$	17.85 kW
Coefficient de transmission global de l'évaporateur $UA_{eva}$	2507 $\frac{W}{K}$
Coefficient de transmission global du refroidisseur de gaz $UA_{gas}$	2507 $\frac{W}{K}$
Température d'entrée d'eau côté source $T_{in,eau\ eva}$	5 °C
Température de consigne de l'air intérieur $T_{in,air}$	19 °C $\leq T_{in,air} \leq$ 21 °C
Pression de refoulement $P_{hig}$	92 bars
Paramètres du compresseur	Voir tableau 4.1
Degré de surchauffe $\Delta T_{Sup}$	10 K
Débit d'eau massique de la source $\dot{m}_{eau,source}$	0.82 $\frac{kg}{s}$
Débit d'eau massique nominal $\dot{m}_{eau,nom}$	0.85 $\frac{kg}{s}$

### 5.2.3 Profil de la température extérieure de design

Des profils horaires de la température sèche extérieure ont été générés pour chaque mois de la saison de chauffage. Chaque profil sera utilisé comme un profil représentatif de toutes les températures extérieures mensuelles. Cette hypothèse a été prise dans le but de réduire le temps de simulation.

La température sèche de l'air extérieur a été calculée comme suit :

$$T_{db,amb} = T_{db,min} + (1 - f) DR_{db} \quad (51)$$

où  $f$  est un facteur compris entre 0 et 1,  $T_{db,min}$  représente la température minimale quotidienne tirée des données de la normale climatique de la station aéroport Trudeau de Montréal et  $DR_{db}$

représente la variation maximale de la température sèche pour le même mois. Les températures minimales quotidiennes ainsi que les variations moyennes sèches pendant le mois ont été établis selon le tableau de conditions de design d'ASHRAE (2017) et la normale climatique à l'aéroport Trudeau de Montréal (<https://climat.meteo.gc.ca>).

La Figure 5.5 montre le profil obtenu pour le mois de février, alors que la température sèche minimale est de  $-12.2\text{ }^{\circ}\text{C}$  et la variation de température est de  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

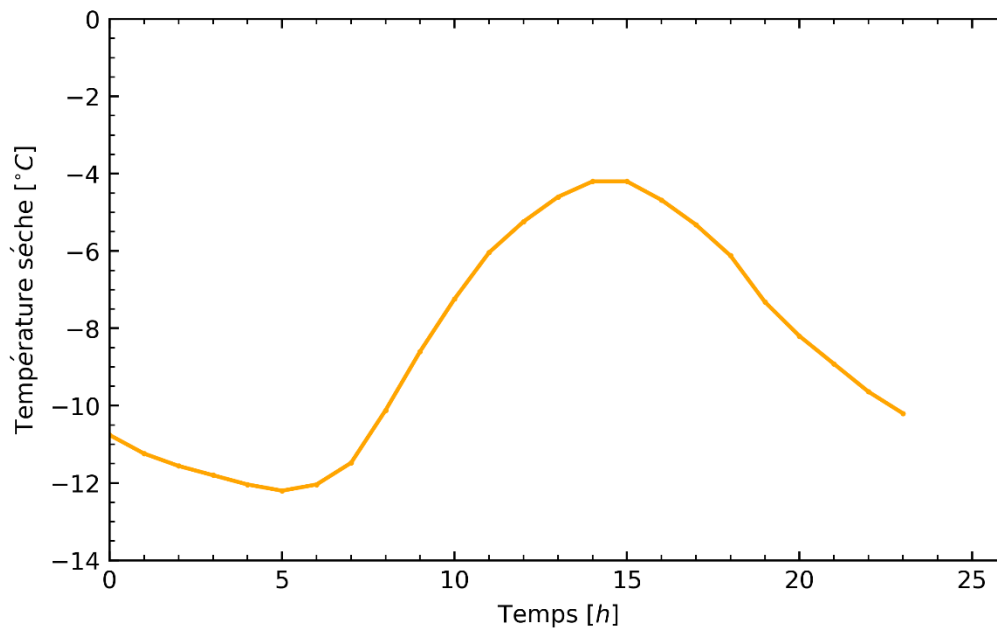


Figure 5.5 Profil horaire de la température sèche pour la journée du mois de février

### 5.2.4 Modèle du bâtiment

Le modèle du bâtiment utilisé pour cette étude est un modèle dynamique qui utilise une masse thermique équivalente constante regroupant tout le stockage d'énergie dans les parois extérieures, intérieures et pour les fournitures internes du bâtiment en fonction du volume de l'espace. Elle est estimée comme suit:

$$C = 10 \times V \rho_{air} C_{p,air} \quad (52)$$

où  $V$  représente le volume de l'espace et  $\rho_{air}$ ,  $C_{p,air}$  représentent respectivement la densité et la chaleur spécifique de l'air.

En appliquant le principe de la conservation de l'énergie sur l'enveloppe et en supposant que les gains par infiltration sont négligeables, l'évolution de la température à l'intérieur du bâtiment s'écrit :

$$C \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_{gains} - \dot{Q}_{pertes} + \dot{Q}_{rad} \quad (53)$$

$$C \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_{gains} - UA (T - T_{ext}) + \dot{Q}_{rad} \quad (54)$$

où  $\dot{Q}_{pertes}$  représente les pertes de chaleur totales de l'enveloppe (toit, murs, fenêtres) calculées en fonction de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieure du bâtiment avec une valeur de coefficient de transmission global  $UA = 400 \frac{W}{K}$  constante,  $\dot{Q}_{rad}$  est la puissance délivrée par le radiateur à l'air intérieur de l'espace et  $\dot{Q}_{gains}$  représente les gains internes des occupants utilisant les données du profil d'ASHRAE . Les gains de chaleur dégagés par les occupants ont été calculé pour un espace composé de 4 personnes en fonction de la densité d'occupation avec une valeur  $\dot{Q}_p = 115 \text{ W/pers}$  recommandée par ASHRAE (2010).

### 5.2.5 Résultats et analyse

La configuration a été testée pour une simulation de 24h et avec les données de température extérieure représentant le mois de février. La figure 5.6 montre la variation de la température dans l'espace à chauffer ainsi que le signal de la PAC en fonction du temps. En effet, les besoins de l'espace sont évalués en fonction de différence de températures entre l'intérieur et l'extérieure avec un  $UA = 400 \frac{W}{K}$  et une capacité thermique globale  $C = 5.43 \times 10^6 \frac{J}{K}$ . Les résultats présentés par la figure pour les cinq premières heures, montrent un bon fonctionnement du système. En effet, le contrôle de la PAC maintient la température dans l'espace à chauffer dans la bande de 19 °C à 21 °C.



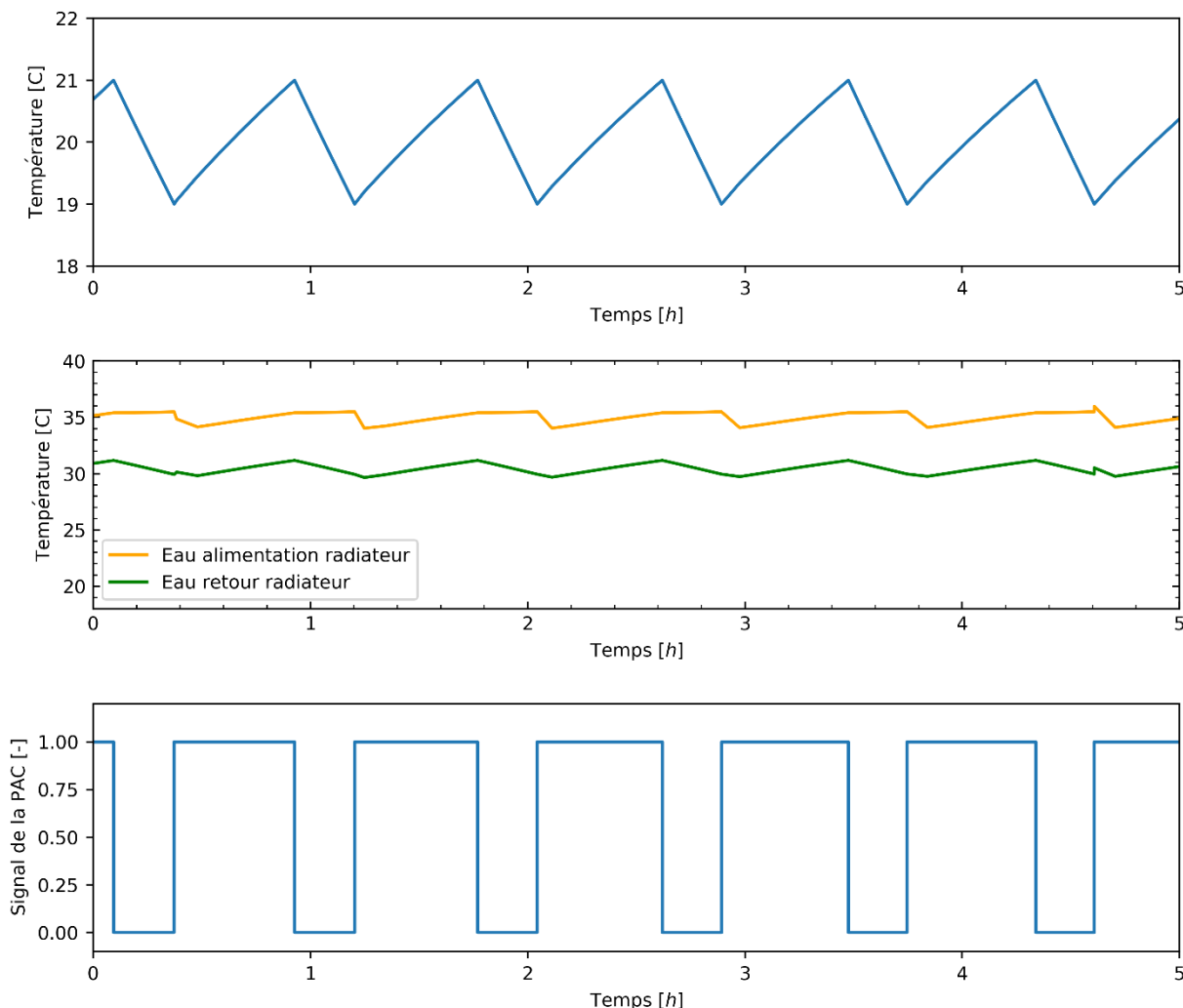


Figure 5.6 Résultats de la PAC en mode chauffage d'espace

## 5.3 Chauffage combiné de l'eau chaude domestique et des espaces

### 5.3.1 Description et fonctionnement

Après avoir simulé la PAC transcritique au  $\text{CO}_2$  pour les deux modes d'opération séparément, la performance de la PAC en opération combinée est testée dans cette section. La figure 5.7 présente la configuration établie pour réaliser une simulation en mode combiné.

La configuration est composée d'une PAC transcritique au  $\text{CO}_2$  avec deux refroidisseurs de gaz en série et deux boucles d'eau chaude. La première boucle d'eau chaude passe à travers le premier refroidisseur de gaz dans laquelle une pompe de circulation est utilisée pour circuler l'eau chaude

au réservoir. Dans cette boucle, l'eau chaude est contrôlée via une régulation du débit massique d'eau chaude décrite dans la section 5.1. La deuxième boucle possède également une pompe de circulation permettant de faire circuler l'eau au radiateur, dans le cas où l'espace nécessite un chauffage. Une autre pompe d'alimentation est utilisée dans la configuration combinée du côté source de la PAC permettant de faire circuler l'eau dans l'évaporateur afin d'échanger de la chaleur avec le réfrigérant. La configuration combinée utilise des capteurs de température pour mesurer la température d'alimentation et de retour d'eau ainsi que la température de l'espace. Des modèles similaires pour le réservoir d'eau, le radiateur ainsi que les contrôles hystérésis élaborés dans les deux configurations précédentes ont été implémentés dans cette configuration. Finalement, la configuration a besoin de trois fichiers de données pour lire les débits de tirage d'ECD, les températures extérieures et les gains internes de l'espace.

Dans cette configuration, la PAC transcritique doit répondre aux besoins de chauffage de l'espace ainsi que les besoins en eau chaude simultanément ou séparément. Le premier refroidisseur de gaz situé juste après le compresseur est utilisé pour chauffer l'eau de retour en provenance du réservoir d'eau. Le second est utilisé pour chauffer l'eau de retour du radiateur. Le réfrigérant s'écoule dans les deux refroidisseurs de gaz en série et donc il va échanger de la chaleur avec le premier refroidisseur de gaz puis avec le second.

Le système se met en marche dans les 3 cas : une des mesures de température dans le réservoir chute sous sa valeur de consigne (58 °C pour le haut et 48 °C pour le bas du réservoir); la température intérieure de l'espace chute sous 19 °C ou bien les deux cas simultanément. Dans le premier cas les contrôles hystérésis actionnent la PAC, la régulation de débit d'eau chaude, la pompe de circulation de la première boucle et celle côté source afin de chauffer l'eau de retour au réservoir. Cela se produit suite à une demande d'eau chaude. En effet, de l'eau froide à 5 °C remplace l'eau chaude consommée ce qui provoque une baisse de température dans le réservoir. Dans le deuxième cas, le contrôle hystérésis actionne la PAC, la pompe de circulation de la deuxième boucle et celle de l'évaporateur en raison d'une baisse de température de l'espace sous 19°C. Finalement, le troisième cas représente la combinaison des deux cas qui précèdent.

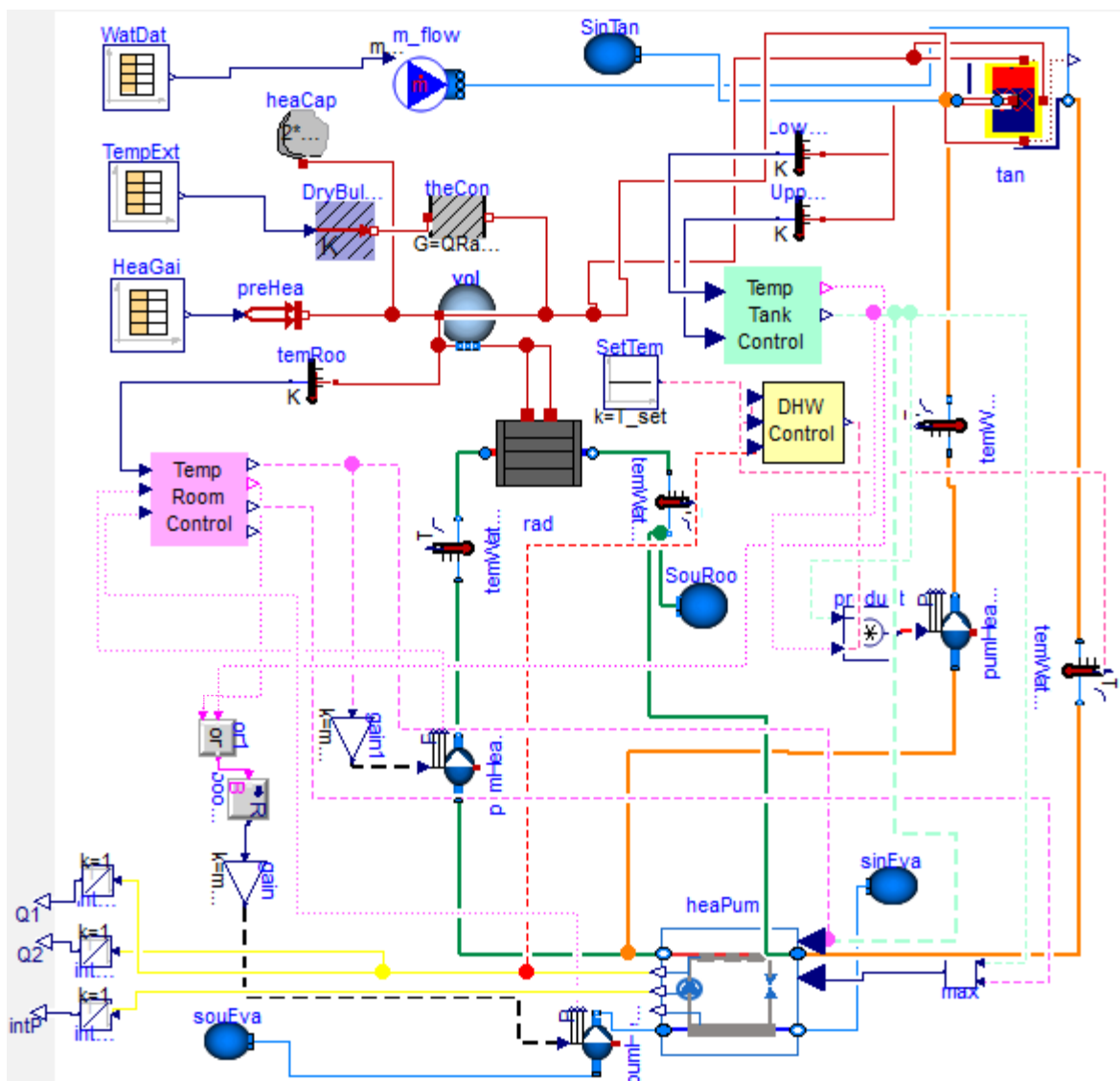


Figure 5.7 Configuration combinée

### 5.3.2 Paramètres de la configuration

Le calcul des paramètres pour la configuration combinée utilise les mêmes hypothèses établis dans les deux sections précédentes. Les paramètres de cette configuration sont présentés dans le tableau 5.4.

Tableau 5-4 Paramètres de simulation de la configuration combinée de la PAC

Paramètres	Valeurs
Capacité nominale de la PAC $\dot{Q}_{nom}$	24.4 kW
Coefficient de transmission global de l'évaporateur $UA_{eva}$	3427 $\frac{W}{K}$
Coefficient de transmission global du refroidisseur de gaz pour le réservoir d'eau $UA_{gas,tank}$	1123.6 $\frac{W}{K}$
Coefficient de transmission global du refroidisseur de gaz pour l'espace à chauffer $UA_{gas,Room}$	2303.4 $\frac{W}{K}$
Pression de refoulement $P_{hig}$	92 bars
Paramètres du compresseur	Voir tableau 4.1
Degré de surchauffe $\Delta T_{Sup}$	10 K
Température de consigne de l'air intérieur $T_{in,air}$	$19^{\circ}C \leq T_{in,air} \leq 21^{\circ}C$
Température de consigne pour la régulation $T_{set}$	61 °C
Température d'entrée d'eau côté source $T_{in,eau\ eva}$	5 °C
Débit d'eau massique de la source $\dot{m}_{eau,source}$	1.22 $\frac{kg}{s}$
Débit d'eau massique nominal de la boucle de l'espace $\dot{m}_{nom,Room}$	1.1663 $\frac{kg}{s}$
Débit d'eau massique nominal de la boucle du réservoir $\dot{m}_{nom,Tank}$	0.3824 $\frac{kg}{s}$

### 5.3.3 Résultats et analyse

Sept simulations journalières ont été réalisées pour évaluer la performance saisonnière de la PAC transcritique au CO<sub>2</sub> en opération combinée. Les résultats de la simulation pour la production d'ECD ainsi que pour le chauffage de l'espace pour la journée représentative du mois de février sont présentés par les figures 5.8 et 5.9, respectivement. Au début de la simulation, entre les instants

$0 \text{ h} \leq t \leq 7.033 \text{ h}$ , la régulation de débit massique d'eau chaude est en arrêt car les températures dans le réservoir respectent les consignes et aucune demande d'ECD n'a été effectuée. Cependant, le signal de contrôle de la température d'espace est en mode ON ou OFF pour assurer les besoins de chauffage de l'espace. En effet, d'après la figure 5.9, le contrôle de la température maintient la température de l'espace entre  $19 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq T_{in,air} \leq 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Suite à un tirage d'eau de 7 L/min à  $t = 7.033 \text{ h}$ , la température dans le réservoir baisse ce qui actionne la régulation de débit massique d'eau chaude pour maintenir la température d'eau à  $61 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

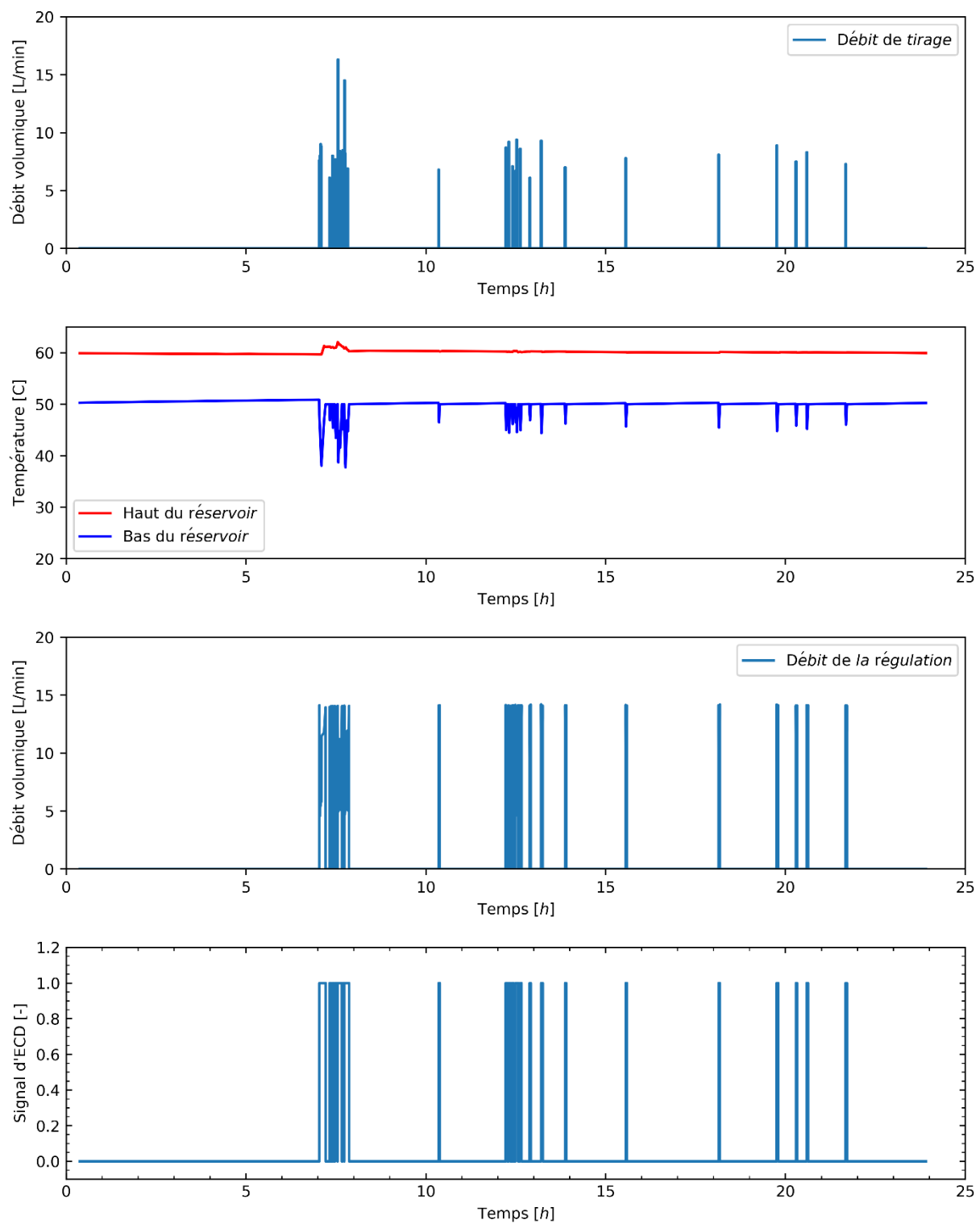


Figure 5.8 Résultats de la simulation combinée pour la production d'ECD

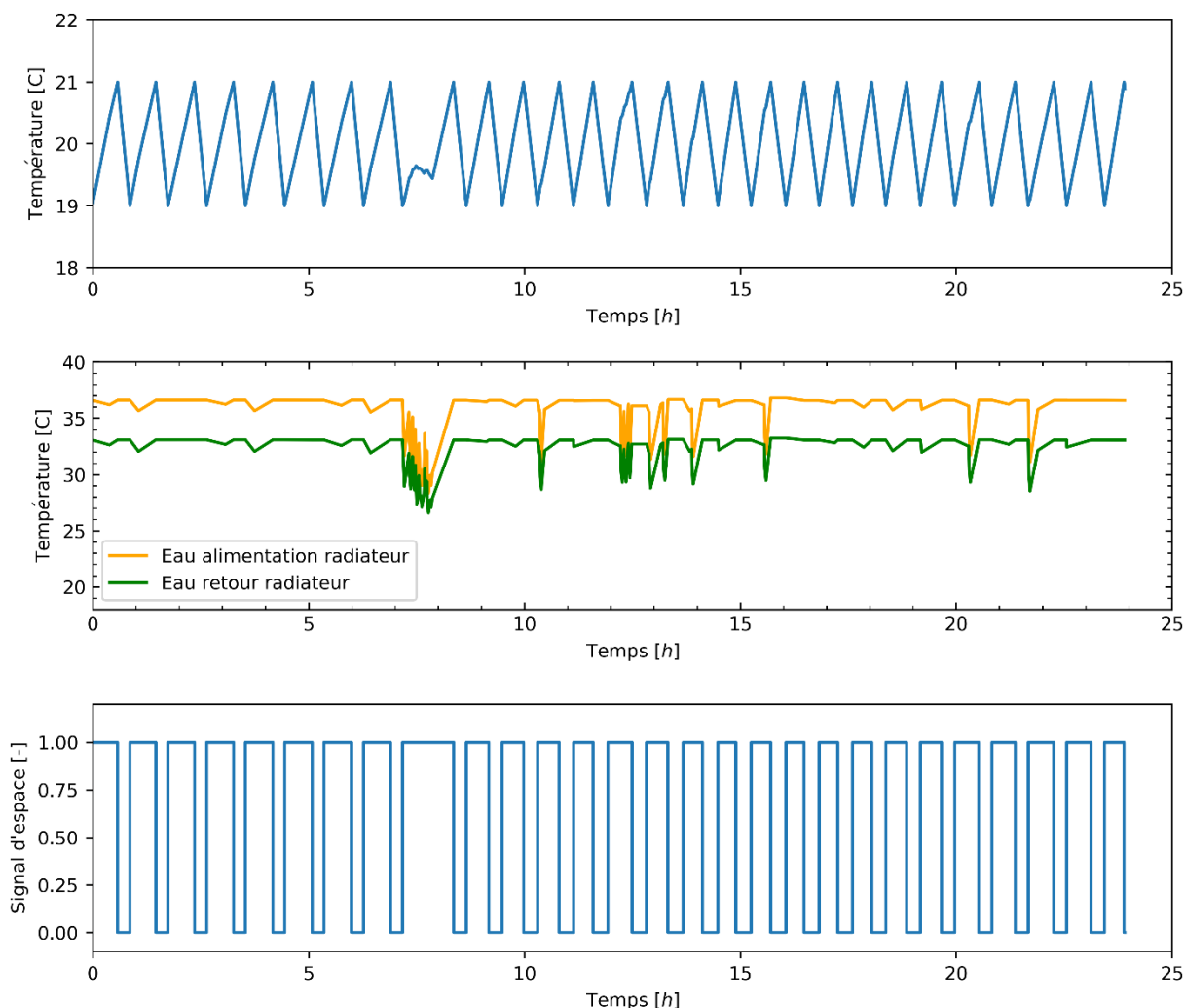


Figure 5.9 Résultat de la configuration combinée pour le chauffage d'espace

Le coefficient de performance de la PAC a été évalué pour un fonctionnement de la PAC en mode chauffage d'espace, en mode chauffage d'eau et en mode combinée. En effet, les quantités d'énergie cumulées pour les capacités des refroidisseurs de gaz ainsi que pour la puissance ont été séparé pour chaque mode. Le COP en mode chauffage d'eau seule est calculé lorsque seulement le premier refroidisseur de gaz échange de chaleur avec la boucle d'eau chaude du réservoir. Également, le COP en mode chauffage d'espace est calculé si seulement le refroidisseur de gaz échange de la chaleur avec l'eau du radiateur. Le cas combiné représente le cas où les deux refroidisseurs de gaz sont en mode échange de chaleur avec les boucles d'eau. Finalement, le COP global est la combinaison des trois modes.

Le tableau 5.5 présente les résultats obtenus pour le calcul de COP de la PAC transcritique au CO<sub>2</sub> selon les trois modes. D'après le tableau, le COP pour une opération de la PAC en chauffage d'espace est supérieur à celui obtenu pour une opération de la PAC en mode chauffage d'eau. Le COP combiné quant à lui est supérieur au COP de la PAC en opération de chauffage d'espace seulement et en opération pour la production d'ECD. En effet, la capacité délivrée par la PAC est plus grande en mode combinée car les deux refroidisseurs de gaz échangent de la chaleur avec l'eau des deux boucles. Par conséquent, le COP est plus élevé en opération combinée.

En effet, 86.63 % de l'énergie fournie par la PAC était destinée pour chauffer l'espace et seulement 3.51 % pour une opération en mode chauffage d'eau seulement. Également, seulement 9.85% de l'énergie fournie représente l'opération de la PAC en mode combiné. Le maximum du COP global de la PAC est de 2.45. Le COP global s'approche du COP obtenu pour l'opération de la PAC en chauffage d'espace, ce qui est cohérent étant donné que la PAC était en mode chauffage d'espace pour la majorité du temps de son fonctionnement.

Tableau 5-5 Résultat pour le calcul de COP

<b>Mois</b>	<b>Chauffage des espaces seulement</b>	<b>Chauffage d'eau chaude domestique seulement</b>	<b>Chauffage combiné</b>	<b>COP global</b>
Octobre	2.41	1.94	3.14	2.39
Novembre	2.41	1.94	3.18	2.43
Décembre	2.41	1.82	3.24	2.45
Janvier	2.41	1.88	3.24	2.45
février	2.41	1.99	3.19	2.44
Mars	2.41	1.95	3.21	2.44
Avril	2.41	1.88	3.27	2.37



La figure 5.10 présente la variation instantanée du COP journalier pour la journée du mois de février. Un échantillon de la courbe est présenté par la figure 5.11 montre une discontinuité des valeurs de COP dans quelques intervalles de temps. En effet, cela représente l'arrêt du fonctionnement de la PAC. Les valeurs de COP instantanés se concorde avec le résultat du tableau 5.5. En effet, les valeurs minimales du COP instantanés représentent le cas où la PAC est en opération de chauffage d'eau, les valeurs moyenne représentent l'opération pour le chauffage d'espaces et les valeurs maximales sont pour le cas combiné.

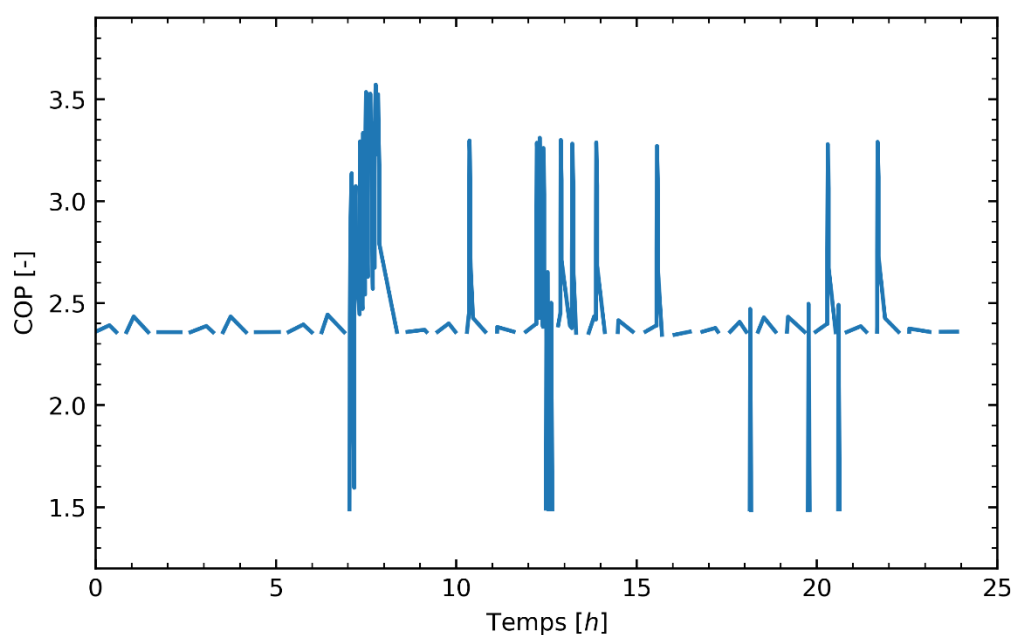


Figure 5.10 COP instantané pour la journée du mois de février

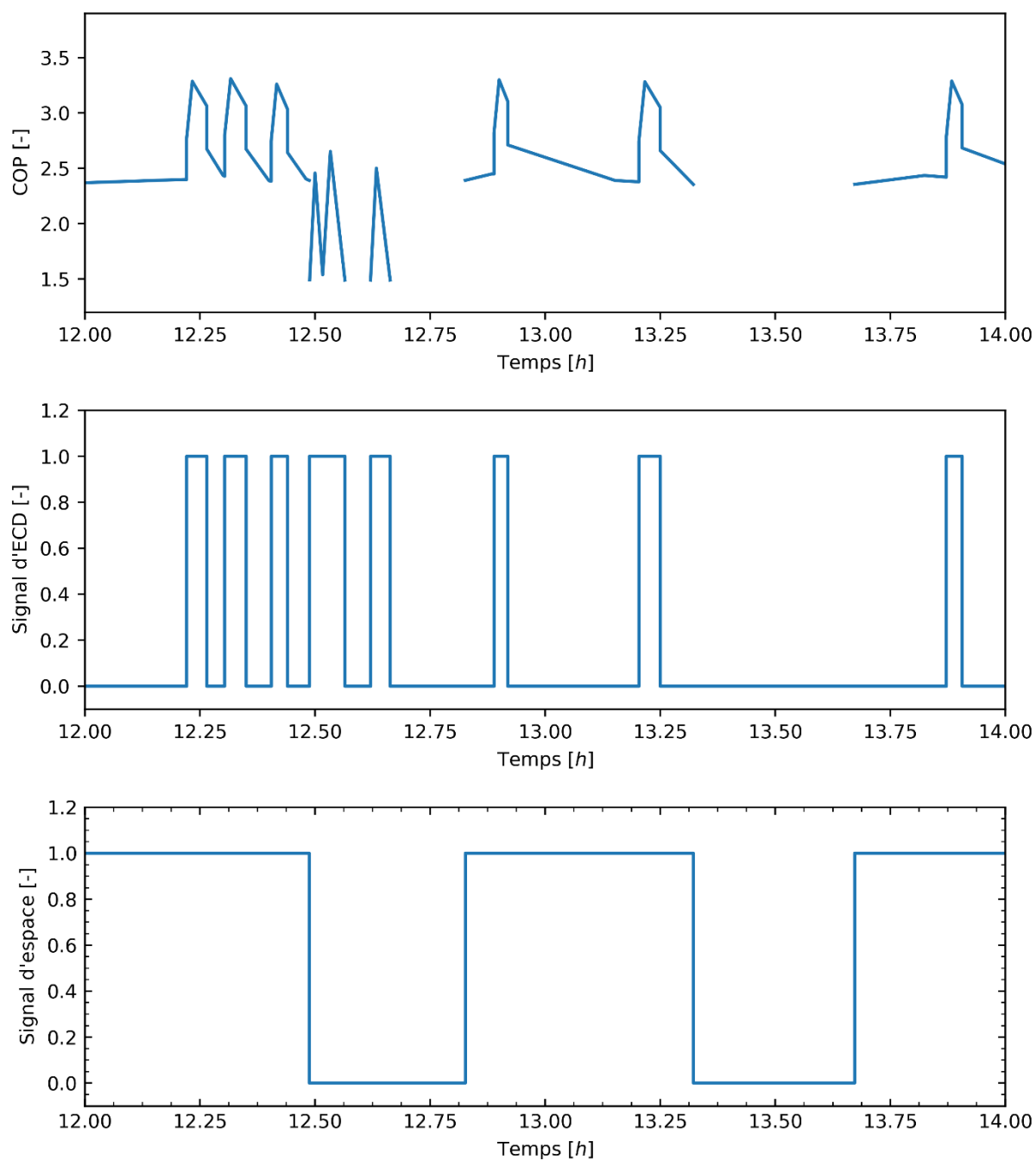


Figure 5.11 Zoom sur la période 12h-14h pour le COP instantané journalier du mois de février

## 5.4 Conclusion

Dans ce chapitre, la performance de la PAC transcritique a été évaluée pour une configuration combinée à deux refroidisseurs de gaz en série. La PAC était capable de couvrir la demande en chauffage d'espace et d'eau chaude à la fois. En effet, il a été conclu que le système était plus performant pour réaliser un chauffage combiné avec un COP de 3.2 pour la journée du mois de février. Cependant, il nécessite des améliorations afin d'augmenter ces performances. Dans le dernier chapitre, une conclusion générale de l'étude sera présentée qui comporte des pistes d'amélioration pour la configuration de la PAC transcritique au CO<sub>2</sub>.

## CHAPITRE 6 CONCLUSION

### 6.1 Contribution de l'étude

La principale contribution de ce travail a été le développement d'un modèle de la PAC au CO<sub>2</sub> pour réaliser un chauffage à double service. En effet, le glissement de température important que présente le CO<sub>2</sub> au niveau de la région supercritique nous a amené à exploiter cette caractéristique pour chauffer un espace et produire de l'ECD.

Une modélisation de tous les composants de la PAC a été réalisée dans le langage Modelica pour développer un modèle de PAC au R410A et un modèle de PAC au CO<sub>2</sub>. Le développement de la PAC au R410A a été réalisé dans le but de tester et vérifier le fonctionnement des composants avant leurs implémentations dans le modèle de PAC au CO<sub>2</sub>.

Le modèle de la PAC transcritique au CO<sub>2</sub> proposé par ce travail peut être utilisé avec plusieurs configurations au niveau de ces refroidisseurs de gaz. Une configuration en série a été choisie pour cette étude. Après avoir calibré le modèle sur des données de fabricant, le modèle a été évalué pour 3 modes de fonctionnement : un fonctionnement pour une opération de production d'ECD, une opération en chauffage d'espace et finalement une configuration combinée. Les résultats obtenus pour des simulations effectuées sur une saison de chauffage montrent que la PAC était plus performante pour une opération combinée. En effet, son coefficient de performance a été évalué en à 3.2 comparé à 2.4 pour une opération en mode chauffage d'espace et 1.9 pour le chauffage d'ECD. Également, nous avons constaté que le COP global de la PAC était beaucoup plus proche de celui de la PAC en opération en mode chauffage d'espace, étant donné que 86.4 % de l'énergie fournie par la PAC était destinée pour chauffer l'espace seulement.

### 6.2 Améliorations futures

À l'avenir des pistes d'amélioration sont envisageables afin d'augmenter la performance de la PAC au CO<sub>2</sub> proposé par cette étude.

D'abord, le contrôle du paramètre de la pression de refoulement n'a pas été étudié. En effet, une valeur de 92 bars a été utilisée pour toutes les simulations en raison d'une limite de package AixLib pour les propriétés thermo-physiques du CO<sub>2</sub> à 100 bars. Il serait donc nécessaire de développer un package des propriétés thermo-physiques du CO<sub>2</sub> allant à des pressions qui dépassent les 100

bars afin de développer un contrôle permettant d'avoir la pression de refoulement optimale de la PAC.

Le modèle de PAC proposé par cette étude utilise un modèle de compresseur à vitesse constante. Il serait intéressant d'améliorer le modèle avec un compresseur à vitesse variable ou bien avec deux compresseurs : un compresseur pour le chauffage d'espace et un autre d'une taille plus petite pour le chauffage d'ECD. L'idée est que la PAC au CO<sub>2</sub> utilise un compresseur d'une taille plus petite si les besoins sont plus faibles comme dans le cas du fonctionnement en mode chauffage d'eau seulement. Cela permettrait d'augmenter la performance de la PAC.

Aussi, étant donné que le COP maximal est obtenu en chauffage combiné, il serait intéressant de diminuer la taille du refroidisseur de gaz afin de livrer une capacité pendant toute la journée sans arrêter la PAC. Cela va assurer un fonctionnement de la PAC en opération combinée pendant la majorité du temps au cours de la journée.

Également, les résultats de la simulation pour la configuration à deux refroidisseurs de gaz ont montré que le réfrigérant quittant le deuxième refroidisseur de gaz est encore chaud avec une température de l'ordre de 40 °C. Il serait très avantageux d'étudier une configuration avec trois refroidisseurs de gaz où le dernier refroidisseur de gaz permet de préchauffer l'eau du réservoir d'ECD. Finalement, l'optimisation de la configuration des refroidisseurs de gaz (nombre et taille des refroidisseurs de gaz) est également une perspective intéressante pour les travaux futurs de ce mémoire.

## RÉFÉRENCES

- ASHRAE. (2010). ASHRAE Handbook - Refrigeration (SI Edition). Tiré de [https://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpASHRAE82/viewerType:toc//root\\_slug:2010-ashrae-handbook?kpromoter=marc](https://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpASHRAE82/viewerType:toc//root_slug:2010-ashrae-handbook?kpromoter=marc).
- ASHRAE. (2017). ASHRAE handbook: Fundamentals. Tiré de [https://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpASHRAEP2/viewerType:toc//root\\_slug:2017-ashrae-handbook?kpromoter=marc](https://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpASHRAEP2/viewerType:toc//root_slug:2017-ashrae-handbook?kpromoter=marc).
- Austin, B. T., & Sumathy, K. (2011). Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 4013-4029. doi:10.1016/j.rser.2011.07.021
- Bouteiller, P. (2017). Etude expérimentale de cycles de pompe à chaleur utilisant des mélanges à base de CO<sub>2</sub>. (Thèse de doctorat, École Doctorale Science des Métiers de l'Ingénieur, Université Paris 13, CNAM, Paris, France). Tiré de <https://hal.inria.fr/tel-01583171v1>.
- Byrne, P., Miriel, J., & Lenat, Y. (2009). Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO<sub>2</sub> as a working fluid. *International Journal of Refrigeration*, 32(7), 1711-1723. doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.05.008
- Canada, R. n. (2012). Guide sur les chauffe-eau: Chauffe-eau-electrique-domestique. Tiré de <https://www.rncan.gc.ca/efficacite-energetique/efficacite-energetique-pour-les/information-sur-les-produits/chauffe-eau/13738>.
- Cimmino, M., & Wetter, M. (2017). Modelling of Heat Pumps with Calibrated Parameters Based on Manufacturer Data. *Proceedings of the 12th International Modelica Conference*, 219-226. doi:10.3384/ecp17132219
- de Santiago, J., Rodriguez-Villalón, O., & Sicre, B. (2017). The generation of domestic hot water load profiles in Swiss residential buildings through statistical predictions. *Energy & Buildings*, 141, 341-348. doi:10.1016/j.enbuild.2017.02.045
- Edwards, S., Beausoleil-Morrison, I., & Laperrière, A. (2015). Representative hot water draw profiles at high temporal resolution for simulating the performance of solar thermal systems. *Solar Energy*, 111, 43-52. doi:10.1016/j.solener.2014.10.026
- Evarts, J. C., & Swan, L. G. (2013). Domestic hot water consumption estimates for solar thermal system sizing. *Energy and Buildings*, 58, 58-65. doi:10.1016/j.enbuild.2012.11.020
- Fartaj, A., Ting, D. S. K., & Yang, W. W. (2004). Second law analysis of the transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 45(13-14), 2269-2281. doi:10.1016/j.enconman.2003.07.001
- Fernandez, N., Hwang, Y., & Radermacher, R. (2010). Comparison of CO<sub>2</sub> heat pump water heater performance with baseline cycle and two high COP cycles. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 33(3), 635-644. doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.12.008
- Hobbi, A., & Siddiqui, K. (2009). Optimal design of a forced circulation solar water heating system for a residential unit in cold climate using TRNSYS. *Solar Energy*, 83(5), 700-714. doi:10.1016/j.solener.2008.10.018

- Jin, H. (2002). Parameter estimation based models of water source heat pumps. . (Thèse de doctorat, université Oklahoma State, USA). Tiré de [https://scholar.google.com/scholar?hl=fr&as\\_sdt=0%2C5&q=Parameter+estimation+based+models+of+water+source+heat+pumps&btnG=](https://scholar.google.com/scholar?hl=fr&as_sdt=0%2C5&q=Parameter+estimation+based+models+of+water+source+heat+pumps&btnG=).
- Jordan, U., & Vajen, K. (2000). Influence of the DHW load profile on the fractional energy savings: A case study of a solar combi-system with TRNSYS simulations. *Solar Energy*, 69(1-6), 197-208.
- Kim, M. H., Pettersen, J., & Bullard, C. W. (2004). Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(2), 119-174. doi:10.1016/j.pecs.2003.09.002
- Lemort, V., Quoilin, S., Cuevas, C., & Lebrun, J. (2009). Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29(14-15), 3094-3102. doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.04.013
- Liao, S. M., Zhao, T. S., & Jakobsen, A. (2000). A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. *Applied Thermal Engineering*, 20(9), 831-841. doi:Doi 10.1016/S1359-4311(99)00070-8
- Liu, F., Zhu, W., Cai, Y., Groll, E. A., Ren, J., & Lei, Y. (2017). Experimental performance study on a dual-mode CO<sub>2</sub> heat pump system with thermal storage. *Applied Thermal Engineering*, 115, 393-405. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.12.095
- Lorentzen, G. (1994). Revival of Carbon-Dioxide as a Refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 17(5), 292-301. doi:10.1016/0140-7007(94)90059-0
- Lorentzen, G., & Pettersen, J. (1993). A New, Efficient and Environmentally Benign System for Car Air-Conditioning. *International Journal of Refrigeration*, 16(1), 4-12. doi:10.1016/0140-7007(93)90014-Y
- McKinley, T. L., & Alleyne, A. G. (2008). An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method. *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1253-1264. doi:10.1016/j.ijrefrig.2008.01.012
- Müller, D., M. Lauster, A. Constantin, M. Fuchs, and P. Remmen. (2016). AixLib – An open-source Modelica library within the IEA-EBC Annex 60 framework. Tiré de [www.ibpsa.org/proceedings/bausimPapers/2016/A-02-3.pdf](http://www.ibpsa.org/proceedings/bausimPapers/2016/A-02-3.pdf).
- Navarro, E., Granryd, E., Urchueguia, J. F., & Corberan, J. M. (2007). A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 30(7), 1254-1265. doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.02.006
- Nawaz, K., Shen, B., Elatar, A., Baxter, V., & Abdelaziz, O. (2018). Performance optimization of CO<sub>2</sub> heat pump water heater. *International Journal of Refrigeration*, 85, 213-228. doi:10.1016/j.ijrefrig.2017.09.027
- Negrão, C. O. R., Erthal, R. H., Andrade, D. E. V., & Silva, L. W. d. (2011). A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications. *Applied Thermal Engineering*, 31(6-7), 1114-1124. doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.12.006

- Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, G. R., & Schiefloe, P. A. (1998). CO<sub>2</sub>-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 21(3), 172-179. doi:10.1016/S0140-7007(98)00017-6
- Nemati, A., Nami, H., & Yari, M. (2017). A comparison of refrigerants in a two-stage ejector-expansion transcritical refrigeration cycle based on exergoeconomic and environmental analysis. *International Journal of Refrigeration*, 84, 139-150. doi:10.1016/j.ijrefrig.2017.09.002
- Pfafferott, T., & Schmitz, G. (2004). Modelling and transient simulation of CO<sub>2</sub>-refrigeration systems with modelica. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 27(1), 42-52. doi:10.1016/S0140-7007(03)00098-7
- Qin, X., Liu, H. D., Meng, X. R., Wei, X. L., Zhao, L. H., & Yang, L. X. (2019). A study on the compressor frequency and optimal discharge pressure of the transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 99, 101-113. doi:10.1016/j.ijrefrig.2018.12.028
- Rozhentsev, A., & Wang, C. C. (2001). Some design features of a CO<sub>2</sub> air conditioner. *Applied Thermal Engineering*, 21(8), 871-880. doi:10.1016/S1359-4311(00)00087-9
- Sarkar, J., Bhattacharyya, S., & Gopal, M. R. (2006). Simulation of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *International Journal of Refrigeration*, 29(5), 735-743. doi:10.1016/j.ijrefrig.2005.12.006
- Stene, J. (2005). Residential CO<sub>2</sub> heat pump system for combined space heating and hot water heating. *International Journal of Refrigeration*, 28(8), 1259-1265. doi:10.1016/j.ijrefrig.2005.07.006
- Wang, S. G., Tuo, H. F., Cao, F., & Xing, Z. W. (2013). Experimental investigation on air-source transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 36(3), 701-716. doi:10.1016/j.ijrefrig.2012.10.011
- Winandy, E., Saavedra, C., & Lebrun, J. (2002a). Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor. *Applied Thermal Engineering*, 22(2), 107-120. doi:10.1016/S1359-4311(01)00083-7
- Winandy, E., Saavedra, O. C., & Lebrun, J. (2002b). Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor. *International Journal of Thermal Sciences*, 41(2), 183-192. doi:10.1016/S1290-0729(01)01296-0
- Yokoyama, R., Wakui, T., Kamakari, J., & Takemura, K. (2010). Performance analysis of a CO<sub>2</sub> heat pump water heating system under a daily change in a standardized demand. *Energy*, 35(2), 718-728. doi:10.1016/j.energy.2009.11.008
- Zhang, J.-F., Qin, Y., & Wang, C.-C. (2015). Review on CO<sub>2</sub> heat pump water heater for residential use in Japan. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 50, 1383-1391. doi:10.1016/j.rser.2015.05.083