

---

# THÈSE

*Présentée à*

**L'Université de Pau et des Pays de l'Adour**

École Doctorale des Sciences Exactes et leurs Applications

*Par*

**Rabah IBSAINE**

*Pour obtenir le grade de*

**DOCTEUR**

*Spécialité : Énergétique*

---

**Étude d'un système tritherme intégrant une compression thermique originale, destiné au marché du chauffage résidentiel**

---

Soutenue publiquement le 25 novembre 2015

**Directeur de thèse : Pascal Stouffs**

Devant la commission d'examen formée de :

|                         |  |            |
|-------------------------|--|------------|
| Michel Feidt            | Professeur émérite - LEMTA -<br>Université de Lorraine       | Rapporteur |
| Philippe Haberschill    | Habilité à diriger des recherches -<br>CETHIL - INSA de Lyon | Rapporteur |
| Jean-Pierre Bédécarrats | Professeur - LaTEP - UPPA                                    | Examineur  |
| Vincent Lemort          | Assistant professor - Labothap -<br>Université de Liège      | Examineur  |
| Pascal Stouffs          | Professeur - LaTEP - UPPA                                    | Examineur  |
| Jean-Marc Joffroy       | DG de la société boostHEAT - Toulouse                        | Ingénieur  |



# Table des matières

|   |           |
|---|-----------|
| <b>Remerciements</b>  | <b>3</b>  |
| <b>Résumé</b>   | <b>5</b>  |
| <b>Introduction générale</b>  | <b>10</b> |
| <b>1 État de l'art</b>  | <b>11</b> |
| 1.1 Introduction . . . . .  | 11        |
| 1.2 Moteurs Stirling . . . . .  | 13        |
| 1.2.1 Cycle du moteur Stirling . . . . .                              | 15        |
| 1.2.2 État de l'art de la modélisation des moteurs Stirling . . . . . | 16        |
| 1.3 Cycle transcritique au $CO_2$ . . . . .                           | 22        |
| 1.3.1 Naissance de la réfrigération artificielle . . . . .            | 22        |
| 1.3.2 Histoire et nouvelle utilisation du $CO_2$ . . . . .            | 25        |
| 1.3.3 Propriétés thermophysiques du $CO_2$ . . . . .                  | 26        |
| 1.3.4 Cycle transcritique au $CO_2$ . . . . .                         | 29        |
| 1.4 Conclusion du chapitre . . . . .                                  | 37        |
| <b>2 Présentation détaillée du compresseur boostHEAT</b>              | <b>39</b> |
| 2.1 Description du compresseur boostHEAT . . . . .                    | 39        |
| 2.2 Principe de fonctionnement . . . . .                              | 40        |
| 2.3 Conception du compresseur boostHEAT . . . . .                     | 41        |
| 2.4 Banc d'essais expérimental . . . . .                              | 45        |
| 2.4.1 Principe de fonctionnement du banc d'essai . . . . .            | 45        |
| 2.4.2 Instrumentation interne au compresseur thermique . . . . .      | 47        |
| <b>3 Modélisation détaillée du compresseur boostHEAT</b>              | <b>49</b> |
| 3.1 Description du modèle numérique . . . . .                         | 49        |
| 3.1.1 Calcul des volumes . . . . .                                    | 50        |

|          |  |           |
|----------|--|-----------|
| 3.1.2    | Équations pour la partie froide du cylindre ( <i>C</i> ) . . . . .   | 52        |
| 3.1.3    | Équations pour le premier volume de contrôle de l'échangeur<br>froid ( <i>K</i> <sub>1</sub> ) . . . . .     | 54        |
| 3.1.4    | Équations pour <i>K</i> <sub><i>i</i></sub> <sup>ème</sup> volume de contrôle de l'échangeur froid . . . . . | 58        |
| 3.1.5    | Équations pour le volume mort froid ( <i>RK</i> ) . . . . .  | 58        |
| 3.1.6    | Équations pour les volumes de contrôle du régénérateur ( <i>R</i> ) . . . . .                                | 59        |
| 3.1.7    | Équations pour le volume mort chaud ( <i>RH</i> ) . . . . .  | 63        |
| 3.1.8    | Équations pour l'échangeur chaud ( <i>H</i> ) . . . . .  | 64        |
| 3.1.9    | Équations pour la partie chaude du cylindre ( <i>E</i> ) . . . . .   | 65        |
| 3.1.10   | Équations pour l'espace annulaire autour du piston ( <i>HP</i> ) . . . . .                                   | 65        |
| 3.1.11   | Équations pour l'espace annulaire du bas du piston ( <i>BP</i> ) . . . . .                                   | 66        |
| 3.1.12   | Équations pour l'espace annulaire du guide de tige . . . . .   | 66        |
| 3.1.13   | Équations pour le volume du carter . . . . .   | 66        |
| 3.2      | Résultats de l'analyse . . . . .   | 67        |
| 3.2.1    | Évolutions instantanées des paramètres calculés . . . . .  | 67        |
| 3.2.2    | Profils de températures du fluide et de la matrice dans le régéné-<br>rateur . . . . .                       | 68        |
| 3.3      | Influence du débit de fuite autour du piston déplaceur . . . . .   | 81        |
| 3.4      | Études paramétriques du compresseur thermique . . . . .  | 84        |
| 3.4.1    | Influence du diamètre de la tige . . . . .   | 85        |
| 3.4.2    | Influence des volumes morts supplémentaires . . . . .  | 86        |
| 3.5      | Conclusion du chapitre . . . . .   | 92        |
| <b>4</b> | <b>Confrontation modèle-résultats expérimentaux</b>  | <b>93</b> |
| 4.1      | Fonctionnement du compresseur . . . . .  | 93        |
| 4.2      | Validation du modèle . . . . .   | 94        |
| 4.2.1    | Parois épaisses du boîtier du régénérateur . . . . .   | 95        |
| 4.2.2    | Parois fines du boîtier du régénérateur . . . . .  | 104       |
| 4.3      | Conclusion du chapitre . . . . .   | 109       |
| <b>5</b> | <b>Modélisation globale du cycle de PAC avec compresseur boostHEAT111</b>                                    |           |
| 5.1      | Optimisation thermodynamique du cycle transcritique au <i>CO</i> <sub>2</sub> . . . . .                      | 111       |
| 5.1.1    | Méthode d'analyse . . . . .  | 111       |
| 5.1.2    | Résultats des simulations . . . . .  | 113       |

|       |   |            |
|-------|---|------------|
| 5.2   | Optimisation du cycle d'une PAC équipée de deux étages du compresseur thermique . . . . . | 118        |
| 5.2.1 | Configuration étudiée . . . . .   | 118        |
| 5.2.2 | Optimisation du cycle . . . . .   | 119        |
| 5.3   | Conclusion du chapitre . . . . .  | 125        |
|       | <b>Conclusion générale</b>  | <b>130</b> |
|       | <b>Annexe</b>   | <b>140</b> |
|       | <b>Bibliographie</b>  | <b>141</b> |



# Confidentialité

**Pour des raisons de confidentialité, la société boostHEAT nous a demandé de ne pas faire apparaître certaines données et certaines figures du manuscrit original. La rédaction du manuscrit n'a pas été modifiée, mais ces éléments ont été supprimés et remplacés par la mention "Confidentiel" ou "XX". Nous pensons cependant que la suppression de ces éléments n'entrave pas la bonne compréhension du texte par le lecteur.**





# Remerciements

Ce travail a été réalisé au sein du Laboratoire Thermique, Énergétique et Procédés (LaTEP) et du département Génie Thermique et Énergie de (IUT) de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour (UPPA). Cette thèse s'inscrit dans le cadre du projet ANR-SEED TRICOM monté conjointement par le laboratoire LaTEP de l'université de Pau et des Pays de l'Adour et l'entreprise boostHEAT SAS, ainsi que dans le cadre du projet ADEME-COMANCHE.

Je remercie Monsieur Pierre Cezac, directeur du LaTEP, pour m'avoir accueilli dans le laboratoire et Monsieur Youcef Zeraouli, directeur du département de IUT-GTE pour m'avoir accepté dans leurs locaux.

J'exprime ma profonde gratitude à Monsieur Pascal Stouffs, professeur à l'université de Pau et des Pays de l'Adour et Messieurs Jean-Marc Joffroy et Luc Jacquet, fondateurs et directeurs de la société boostHEAT pour la confiance qu'ils m'ont accordé lorsqu'ils m'ont confié ce travail de recherche. Je tiens à remercier particulièrement Messieurs Pascal Stouffs et Jean-Marc Joffroy pour leur générosité et leur passion dans le partage de la connaissance.

J'adresse mes plus vifs remerciements à Monsieur Michel Feidt, professeur émérite à l'université de Lorraine et Monsieur Philippe Haberschill, maître de conférence (HDR) à l'INSA de Lyon d'avoir acceptés d'examiner ce travail et d'en être les rapporteurs.

Je tiens à adresser mes plus sincères reconnaissances à Monsieur Jean-Pierre Bédécarrats de l'université de Pau et des Pays de l'Adour, à Monsieur Vincent Lemort de l'université de Liège et à Monsieur Jean-Marc Joffroy de la société boostHEAT d'avoir accepté de faire partie du jury.

Je voudrais également adresser mes remerciements à toute l'équipe du département Génie Thermique et Énergétique (GTE) de l'IUT des pays de l'Adour, où j'ai effectué trois années d'enseignement. Merci aux étudiants du département GTE qui ont reçu mes enseignements et auprès desquels j'ai beaucoup appris.

Je ne peux oublier l'ensemble des personnels du laboratoire LaTEP et l'équipe de la société boostHEAT, pour leur précieuse aide pendant toute cette période de thèse.

Je tiens à remercier les doctorants des laboratoires LaTEP et SIAME pour leur bonne humeur et leur aide pendant ces années de thèse. Merci à toutes les personnes qui, de près ou de loin, m'ont aidé, conseillé et encouragé.

je profite également de l'occasion pour remercier mes parents, mes frères et sœurs, mes amis et particulièrement ma femme pour leur soutien inestimable.

---

## Résumé

L'innovation technologique dans les filières énergétiques est une manière pertinente de réaliser des économies d'énergie et de répondre aux préoccupations environnementales. Le chauffage représente la principale consommation d'énergie dans le secteur de l'habitat en France et contribue fortement aux rejets de gaz à effet de serre. Un nouveau concept de compresseur thermique a été développé par la société boostHEAT. Il est destiné à remplacer le compresseur mécanique conventionnel d'un système de pompe à chaleur au CO<sub>2</sub> pour former un système "tritherme". Ce compresseur thermique est constitué d'un cylindre muni d'un piston déplaceur, d'un échangeur réchauffeur, d'un régénérateur et d'un échangeur refroidisseur. Le réchauffeur est connecté à la partie chaude du cylindre d'une part, et au régénérateur, d'autre part. Le refroidisseur est connecté au régénérateur d'une part, et à la partie froide du cylindre d'autre part. Cette dernière est connectée à la branche basse pression (évaporateur) de la pompe à chaleur par un clapet d'admission, et à la branche haute pression de la pompe à chaleur (échangeur haute pression) par l'intermédiaire d'un clapet de refoulement. Après avoir exposé le principe de fonctionnement du compresseur thermique, la conception de ses principaux composants et le banc d'essai expérimental, nous présentons un modèle détaillé permettant de décrire le fonctionnement du compresseur thermique et d'étudier l'influence de différents paramètres sur ses performances énergétiques. Le modèle développé est validé par comparaison avec les résultats de l'expérience. Enfin, le cycle de pompe à chaleur au CO<sub>2</sub> supercritique, muni de deux étages du compresseur thermique, est étudié et optimisé.

## Abstract

Technological innovation in energy systems is a good way to improve energy efficiencies and respond to environmental preoccupations. Heating accounts for the primary energy consumption in the housing sector and contributes significantly to emissions of greenhouse gas. A new concept of thermal compressor was developed by the boostHEAT company. It is intended to replace the conventional mechanical compressor of a CO<sub>2</sub> heat pump system to form a "trithermal" system. This compressor is made up of a cylinder with a displacer piston, a heater, a regenerator and a cooler. The heater is connected to the hot part of the cylinder on the one hand and to the regenerator on the other hand. The cooler is connected to the regenerator on the one hand and to the cold part of the cylinder on the other hand. The cold part of the cylinder is connected to the low pressure branch of the

heat pump (evaporator) through an automatic inlet valve, and to the high pressure branch of the heat pump (gas cooler) through an automatic exhaust valve. After explaining the operating principle of the thermal compressor, the design of its main components and the experimental test bench, we present a detailed model for describing the operation of the thermal compressor. This model allows the study of the influence of several parameters on the energy performance of the thermal compressor. The model is then validated by comparison with experimental results. Finally, the supercritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle with two stages of thermal compressor is studied and optimized.

# Introduction générale

L'énergie est l'un des facteurs majeurs et incontournables du développement économique et social de l'humanité. Avec une démographie mondiale toujours en croissance (6,9 milliards en 2010 contre 8 à 9 milliards en 2050), la demande mondiale en énergie devrait croître sensiblement afin de répondre aux besoins des populations. Un scénario de l'AIE (Agence Internationale de l'Énergie) prévoit une augmentation de la demande énergétique mondiale de 37 % d'ici 2040 [55].

Les sources d'énergie dans le monde sont à plus de 80 % d'origine fossile : le pétrole (31,4 %), le charbon (29 %), le gaz naturel (21,3 %), le nucléaire (4,8 %) et les énergies renouvelables (13,5 % dont 10 % pour la biomasse). Ces sources d'énergie fossiles sont épuisables et c'est l'un des enjeux majeurs auxquels l'humanité fait face (les réserves mondiales sont estimées à 80 ans au rythme de production actuel). Ajouter à cela la problématique environnementale de plus en plus préoccupante due à la consommation massives de ces énergies d'origine fossile.

L'innovation énergétique apparaît ainsi comme la seule manière de développer des filières énergétiques présentant à la fois les caractéristiques de pérennité, coût raisonnable, faibles atteintes à l'environnement. En d'autres termes, le développement technologique permet de mieux utiliser les gisements d'énergie fossile, d'en découvrir d'autres, de développer les non-conventionnels, de réduire les pertes de transformation et de distribution, de maîtriser les énergies renouvelables de demain, de réduire les consommations unitaires et de dépasser les contraintes d'environnement [42].

L'habitat est l'un des principaux secteurs consommateurs d'énergie avec l'industrie et les transports. En France, ce secteur consomme 32 % de l'énergie totale et contribue à 25 % des émissions de gaz à effet de serre du pays. Le chauffage seul représente 70 % de la consommation totale des bâtiments [10]. Le chauffage représente donc un important gisement d'économies d'énergie potentielles et les efforts portés sur l'amélioration de l'efficacité énergétique des systèmes de production de chaleur auront un impact déterminant au niveau de la consommation de combustibles et de la réduction des émissions de gaz à effet de serre.

Les systèmes de production de chaleur à basse température à partir d'une source de chaleur comme la combustion du fuel ou du gaz, combiné à un effet de pompe à chaleur apportent une amélioration significative de l'efficacité énergétique des combustibles utilisés. Les principes thermodynamiques montrent que ces systèmes, appelés de façon générique « systèmes trithermes », peuvent obtenir une efficacité énergétique accrue pour les applications de production de chaleur en comparaison des chaudières traditionnelles. Parmi ces systèmes, il faut mentionner les systèmes non intégrés comme :

- le couplage d'un moteur à gaz avec une pompe à chaleur à compression de vapeur conventionnelle ;
- le couplage d'un moteur Stirling avec une pompe à chaleur à compression de vapeur conventionnelle ou avec une pompe à chaleur Stirling.

Il faut aussi mentionner les systèmes intégrés tels que les pompes à chaleur à absorption ou à adsorption et les machines de Vuilleumier.

Par ailleurs, dans le domaine des machines frigorifiques comme des pompes à chaleur, les préoccupations environnementales ont remis en cause l'utilisation des fluides frigorigènes de synthèse. En sa qualité d'être un fluide naturel, le dioxyde de carbone ( $CO_2$ ) s'impose de plus en plus comme frigorigène de remplacement [70, 20]. Le recours à un cycle transcritique a donné un nouvel essor au développement de pompes à chaleur et de machines frigorifiques au  $CO_2$  [86].

Dans ce contexte, un nouveau concept de pompe à chaleur entièrement innovant a été développé par la société boostHEAT. Il consiste en un système tritherme intégré combinant un compresseur thermique régénératif et une pompe à chaleur à compression de vapeur conventionnelle, utilisant le dioxyde de carbone ( $CO_2$ ) comme fluide de travail.

Le travail présenté dans ce manuscrit consiste en l'étude théorique et la validation du modèle développé par confrontation avec les résultats expérimentaux du nouveau compresseur thermique régénératif, et le développement d'une recherche appliquée sur un ensemble de thèmes relatifs à ce concept et aux cycles trithermes, ainsi que sur les potentialités de micro-cogénération à décliner autour de ce compresseur. Il s'inscrit dans le cadre du projet ANR-SEED TRICOM monté conjointement par le laboratoire LaTEP de l'université de Pau et des Pays de l'Adour et l'entreprise boostHEAT SAS, ainsi que dans le cadre du projet ADEME-COMANCHE.

Le premier chapitre de ce manuscrit est consacré à l'état de l'art des moteurs Stirling et des cycles transcritiques. La première partie donne un aperçu sur le principe de fonctionnement et sur les méthodes d'analyses des moteurs Stirling. En effet, la modélisation du compresseur thermique est basée sur les méthodes d'analyse connues pour les moteurs

---

Stirling. La deuxième partie est consacrée à la description des cycles transcritiques utilisant le  $CO_2$  comme fluide de travail, et à mettre en évidence leurs différences et complexité comparés aux cycles subcritiques.

Le deuxième chapitre fait l'objet d'une description complète du principe de fonctionnement et des principaux composants du compresseur thermique. Un aperçu sur la conception des principaux composants du compresseur est également présenté. La dernière partie de ce chapitre est consacrée au banc d'essai expérimental dont le principe de fonctionnement et l'instrumentation sont décrits.

La modélisation détaillée du compresseur thermique, basée sur la méthode dite « couplée » et habituellement utilisée pour la modélisation des moteurs Stirling, est présentée dans le troisième chapitre. Des résultats de cette méthode sont présentés avec un intérêt particulier sur le régénérateur qui est considéré comme un élément clé du compresseur thermique. En outre, une attention spécifique est portée sur l'influence du débit de fuite autour du piston déplaceur ainsi que sur l'impact des volumes morts entre les différents espaces du compresseur thermique.

Le quatrième chapitre est consacré à la validation du modèle décrivant le comportement du compresseur thermique à partir des résultats expérimentaux fournis par la société boostHEAT. Cette validation est réalisée pour deux géométries différentes du boîtier du régénérateur. Pour chaque géométrie, des comparaisons ont été faites entre les résultats du modèle et de l'expérience pour différentes températures de chauffe et différentes fréquences de fonctionnement.

Le dernier chapitre porte sur la modélisation globale et l'optimisation du cycle de pompe à chaleur au  $CO_2$  supercritique. Une première partie est consacrée à l'optimisation thermodynamique du cycle transcritique au  $CO_2$  utilisant un compresseur mécanique. La deuxième partie porte sur l'intégration de deux étages du compresseur thermique dans un cycle global de pompe à chaleur au  $CO_2$  supercritique.





# 1 État de l'art

## 1.1 Introduction

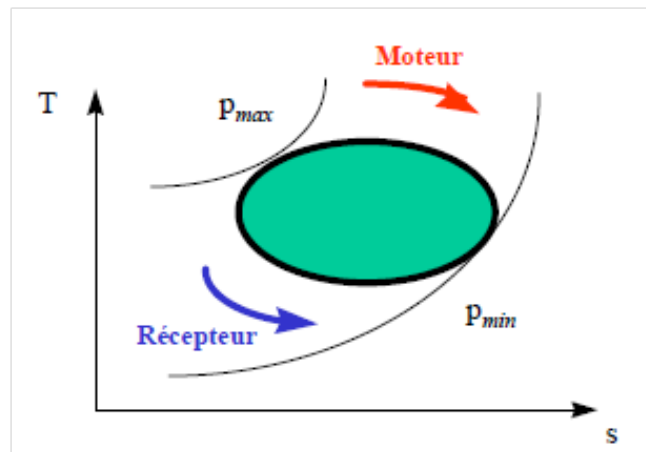
Les machines thermiques font partie des machines de conversion d'énergie. Elles permettent la conversion de la chaleur en énergie mécanique ou inversement. Si la machine réalise une conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique on parle de machine motrice, elle est dite réceptrice dans le cas contraire. Dans les deux cas de machines, motrices et réceptrices, la conversion est régie par les principes de la thermodynamique. Pour fonctionner, ces machines réalisent une succession cyclique (dans le temps et/ou dans l'espace) de transformations sur un fluide de travail [91]. Au cours de la succession des transformations, le fluide de travail décrit une courbe dans un diagramme thermodynamique qui peut être fermée ou ouverte, comme pour le diagramme (T, s) par exemple. La courbe est ouverte quand le cycle se referme sur l'atmosphère, comme c'est le cas pour les machines à combustion interne (moteurs alternatifs à combustion interne, turbines à gaz...). Le cycle est moteur si la courbe est parcourue dans le sens des aiguilles d'une montre, récepteur dans le sens inverse.

D'après le deuxième principe de la thermodynamique, la conversion de l'énergie n'est possible que dans le cas de la présence de deux sources de chaleur, une chaude et l'autre froide. Dans le cas d'un cycle moteur, le fluide de travail reçoit de la chaleur de la source chaude et fournit de la chaleur à la source froide. Pour une machine réceptrice, le processus est l'inverse de celui d'une machine motrice (Fig.1.1).

Autrement dit, aucune machine ne peut convertir toute la chaleur qui lui est fournie en travail utile. Cette limite du rendement thermique de la machine est à l'origine de l'énoncé de Kelvin-Planck [27]. Cet énoncé est le suivant :

« Il est impossible de concevoir une machine décrivant un cycle et qui n'aurait d'autre effet que de produire un travail et d'échanger de la chaleur avec un seul réservoir thermique. »

Dans le cas des machines thermiques motrices, les cycles thermodynamiques sont construits



**FIGURE 1.1:** Cycles thermodynamiques de machines thermiques.

à partir des modes de conversion énergétique et d'apport de chaleur [43]. Dans la plupart des cas, le fluide subit une compression précédant sa mise en contact avec la source chaude et une détente précédant sa mise en contact avec la source froide. Donc la machine thermique doit comporter une enceinte de compression et une enceinte de détente. Une classification des machines thermiques a été proposée par Stouffs [91]. Celle-ci est basée sur les aspects technologiques concernant les machines de compression et de détente utilisées, les composants permettant les échanges de chaleur avec les sources et à la nature du fluide de travail. Dix critères sont pris en considérations :

- MOT/REC : selon que l'on a une machine motrice ou réceptrice ;
- CD1/CD2 : selon que la compression et la détente se font dans une même enceinte, ou dans deux machines distinctes ;
- ROT/ALT/DYN/PAS : selon que la machine de compression ou de détente est de type volumétriques rotatif, volumétrique alternatif, dynamique (turbomachine), ou passif (vanne de détente, éjecteur, . . .) ;
- OUV/FER : selon que le cycle est ouvert (le fluide de travail est donc essentiellement de l'air) ou fermé (le fluide peut être quelconque) ;
- EXT/CBI : dans le cas des machines motrices, ce critère détermine si l'action calorifique est exercée sur le fluide par apport de chaleur externe au moyen d'un échangeur, ou par combustion interne. Dans ce dernier cas, le cycle ne peut être qu'ouvert ;
- IHX/NIX : selon que la machine comprend ou non des échangeurs de chaleur internes (récupérateur, régénérateur, . . .).

D'autres critères méritent d'être considérés :

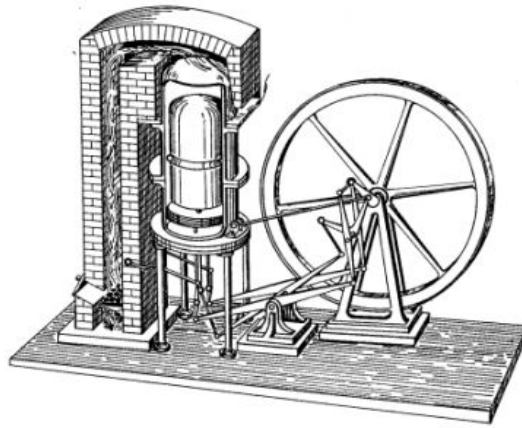
- 1PH/2PH : selon que le fluide de travail reste monophasique (gazeux en général) ou selon qu'il est présent sous deux phases dans la machine ;
- NOV/VLV : selon que les différents éléments de la machine sont directement connectés entre eux, ou le sont par l'intermédiaire de vannes, clapets, soupapes...
- HDP/LDP : selon que les variations de pression dans le fluide de travail sont de grande ou de petite amplitude ;
- HDT/LDT : selon que la différence de température entre les réservoirs chaud et froid est importante ou non, supérieure ou non à une centaine de degrés.

A chacun de ces critères peuvent être associés des avantages et des inconvénients. Ainsi, l'avantage de la configuration CD1 est la compacité de la machine, mais l'inconvénient est d'imposer le même rapport volumétrique pour la compression et pour la détente. Une machine à cycle ouvert gagne en compacité du fait qu'elle évite la présence d'un échangeur de chaleur avec la source froide. Tandis que la machine à cycle fermé permet une pressurisation générale de la machine, l'utilisation d'un fluide de travail plus favorable voire même à changement de phase. La valorisation de toute source d'énergie est l'œuvre des machines à apport de chaleur externe. Une machine sans clapets ni soupapes a l'avantage de la simplicité, moins bruyante et évite les pertes de charge dues aux organes d'isolement. La présence de clapets et de soupapes (machines VLV) peut parfois procurer une meilleure gestion de la circulation du fluide de travail.

## 1.2 Moteurs Stirling

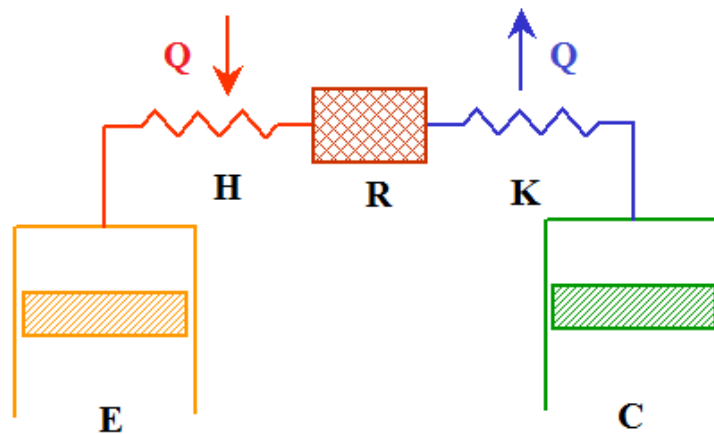
Le moteur Stirling fait partie de la famille des « moteurs à air chaud ». Il est inventé par le Pasteur Robert Stirling en 1816 (Fig. 1.2). Il a connu un grand succès pendant plusieurs années, avant que les moteurs à combustion interne voient le jour. Malgré les nombreux avantages qu'ils présentent, les moteurs Stirling restent aujourd'hui moins développés comparés aux autres technologies bien implantées.

Selon les critères de classification cités ci-dessus, une machine Stirling est définie par les critères repris dans le tableau 1.1. Un moteur est constitué principalement de cinq espaces de travail comme le schématise la figure 1.3 : un espace de compression  $C$  et un autre de détente  $E$ , un régénérateur  $R$ , un échangeur refroidisseur  $K$  (source froide) et un



**FIGURE 1.2:** Moteur à air chaud de Stirling (1816).

échangeur réchauffeur  $H$  (source chaude). Le fluide de travail (gaz) oscille entre les deux espaces de compression et de détente, en passant par les échangeurs de chaleur pour être réchauffé ou refroidi.



**FIGURE 1.3:** Schéma de principe d'un moteur Stirling.

**TABLE 1.1:** Critères de classification des machines thermiques Stirling [91].

| Objectif   | machines élémentaires |     | Cycle | Apport de chaleur | Régénérateur | Fluide | Vanne |
|------------|-----------------------|-----|-------|-------------------|--------------|--------|-------|
| MOT<br>REC | ALT                   | CD2 | FER   | EXT               | IHX          | 1PH    | NOV   |

### 1.2.1 Cycle du moteur Stirling

Pour appréhender le fonctionnement d'un moteur Stirling, il peut être utile de considérer le cycle théorique de Stirling. Il s'agit d'un cycle fermé décrit par quatre processus élémentaires. Ils consistent en deux transformations isochores de chauffage et de refroidissement et deux transformations isothermes de compression et de détente (Fig. 1.4).

1→2 *Compression isotherme* : ce processus consiste en une légère compression du gaz froid et d'un rejet de chaleur vers la source froide.

2→3 *Compression isochore* : le gaz est transféré du côté froid vers le côté chaud. Par son passage dans le régénérateur, il reçoit de celui-ci de la chaleur et sa pression augmente sous l'effet du chauffage.

3→4 *Détente isotherme* : le gaz étant du côté chaud, il reçoit de la chaleur de la source chaude. Ainsi, son volume augmente et exerce un travail sur le piston de travail.

4→5 *Détente isochore* : le gaz chaud à la fin de la détente isotherme est transféré vers la source froide. Il cède de la chaleur au régénérateur et sa pression diminue sous l'effet du refroidissement.

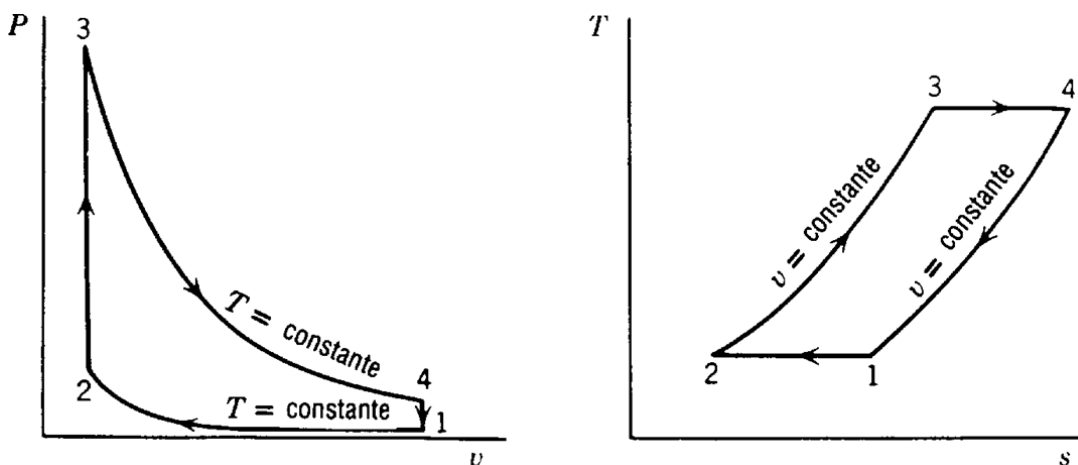


FIGURE 1.4: Cycle Stirling théorique.

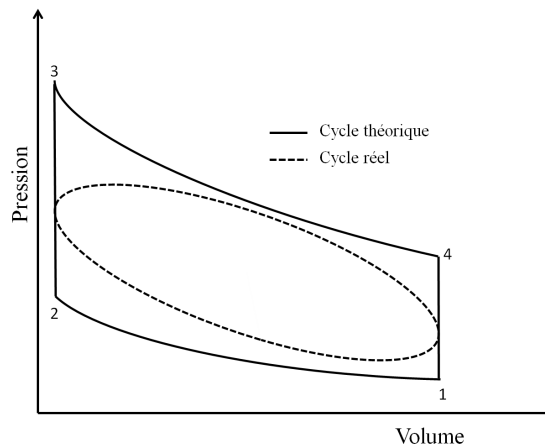
Si la quantité de chaleur reçue par le gaz lors de la compression isochore est la même que celle qu'il cède lors de la détente isochore (régénérateur parfait), alors les transferts de chaleur entre le moteur et son environnement consistent en un apport de chaleur à la température de la source chaude ( $T_{max}$ ) et un rejet de chaleur à la température de la source froide ( $T_{min}$ ). Dans ces conditions, le rendement théorique d'un cycle de Stirling

est analogue à celui de Carnot :

$$\eta = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (1.1)$$

Le cycle réel décrit par un moteur Stirling est différent du cycle théorique présenté précédemment. La figure 1.5 présente les diagrammes des deux cycles. Les principales causes, qui font différer le cycle réel du cycle théorique, sont les suivantes :

- Imperfection des échangeurs de chaleur ;
- Régénérateur non parfait ;
- Les volumes des échangeurs sont des volumes morts, c'est à dire des espaces non balayés par les pistons ; les propriétés thermodynamiques instantanées du fluide de travail ne sont donc pas uniformes dans le moteur ;
- Les transformations de compression et de détente ne sont pas isothermes ;
- Imperfection de la synchronisation des pistons : le mouvement théorique des pistons est discontinu ; il présente des phases de mouvement et des phases de repos, alors que dans la pratique, le mouvement est plutôt continu.



**FIGURE 1.5:** Diagramme indicateur réel et cycle théorique d'un moteur Stirling.

### 1.2.2 État de l'art de la modélisation des moteurs Stirling

Une des classifications les plus complètes des méthodes d'analyses des moteurs Stirling est celle proposée par Martini [75]. Ces analyses sont classées par ordre croissant de perfectionnement :

- les analyses du premier ordre, qui permettent une analyse approximative des performances de la machine ;
- les analyses du second ordre, qui sont basées sur les analyses du premier ordre tout en intégrant les différentes pertes de puissance ;
- les analyses du troisième ordre, qui permettent une analyse plus fine des comportements cycliques des fluides de travail et des phénomènes physiques dont les moteurs Stirling sont le siège.

Avant Martini, Finkelstein avait proposé la terminologie d'analyse découplée et celle d'analyse couplée pour les analyses de second ordre et de troisième ordre respectivement [76]. Les analyses de premier ordre sont appelées aussi analyses approximatives. Actuellement, les deux terminologies sont utilisées par les chercheurs.

Au début des années 1980, Chen et Griffin [28] ont réalisé un état de l'art sur les techniques de modélisation et les programmes de simulation des moteurs Stirling. Depuis lors, les modèles ont été affinés et améliorés, mais les idées fondamentales n'ont pas changé.

Une nouvelle classification, basée sur celle proposée par Martini mais qui est plus exhaustive, fut proposée par Dyson et al. [32]. Elle contient quatre niveaux d'analyses, classées toujours par ordre croissant de perfectionnement :

- les analyses d'ordre zéro (analyses approximatives),
- du premier ordre (analyses idéales),
- du second ordre (analyses découplées),
- du troisième ordre (analyses couplées) : écoulement mono ou multidimensionnel.

### 1.2.2.1 Analyses d'ordre zéro

Ces analyses sont utilisées pour donner approximativement les performances d'une machine. Elles donnent la puissance et le rendement moteur en fonction de certains paramètres thermophysiques.

William Beale a observé que la majorité des moteurs Stirling opèrent sous des conditions similaires de certains rapports paramétriques. En se basant sur des données expérimentales de différents moteurs, il proposa la relation suivante [75] :

$$\dot{W}_m = 0,0015 \tilde{P} V f \quad (1.2)$$

**avec,**

$\dot{W}_m$  : la puissance mécanique du moteur [W]

$\tilde{P}$  : la pression moyenne [*bar*]

$V$  : le volume balayé par le piston de travail [ $cm^3$ ]

$f$  : la fréquence [*Hertz*]

### 1.2.2.2 Analyse du premier ordre (analyse idéale)

La première analyse des cycles des moteurs Stirling a été proposée par Gustav Schmidt en 1871. Dans son analyse, Schmidt a considéré que les espaces de compression et de détente sont isothermes. Le fluide de travail est à la température de la source chaude dans l'espace de détente et à la température de la source froide dans l'espace de compression. Les échangeurs de chaleur sont supposés parfaits. La pression du fluide dans le moteur est supposée uniforme. La variation des volumes dans les cylindres est supposée sinusoïdale, ce qui est plus réaliste que les variations discontinues issues du cycle théorique [67]. Cette méthode conduit à un système d'équations ayant une solution analytique simple.

La méthode de Schmidt fut utilisée pendant plusieurs années avant que Finkelstein propose une autre méthode plus réaliste, appelée analyse adiabatique. Cette méthode suppose des transformations adiabatiques dans les espaces de compression et de détente. Les échangeurs de chaleur sont supposés parfaits et la variation des volumes dans les cylindres est sinusoïdale [75, 96]. Une résolution numérique est nécessaire pour le système d'équations obtenu pour cette analyse.

Une description détaillée de ces deux analyses, basée sur les travaux de Berchowitz et Urieli publiés en 1984, existe sur le site internet de l'université d'Ohio [96].

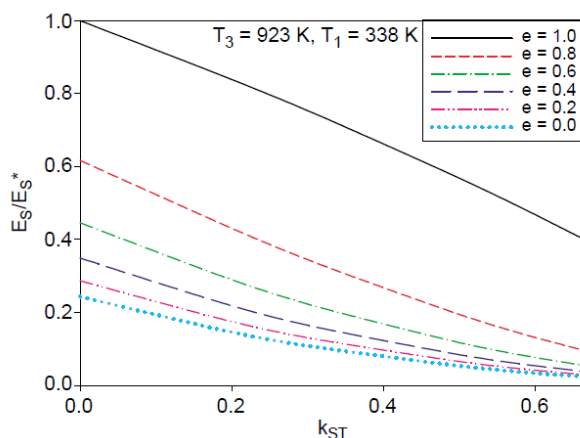
Puech et Tishkova [83] ont utilisé la méthode isotherme pour analyser le travail net et l'énergie emmagasinée dans le régénérateur durant un cycle complet. Le rendement de Carnot est atteint dans le cas d'un régénérateur parfait, quel que soit son volume. Avec un régénérateur non parfait, l'énergie emmagasinée dans ce dernier est supérieure au travail net et le rendement du moteur est d'autant plus réduit que la taille du volume mort est importante.

Košćak [64] a réalisé une étude comparative entre les deux méthodes isotherme et adiabatique pour les trois configurations des moteurs Stirling : alpha, bêta et gamma.

Kongtragool et Wongwises [63] ont étudié l'impact sur les performances d'un moteur Stirling d'une régénération non parfaite et du volume mort total généré par les trois échangeurs de chaleur (réchauffeur, régénérateur, refroidisseur). La figure 1.6 présente l'influence du volume mort total ( $k_{ST}$  : rapport du volume mort sur le volume total) des trois échangeurs sur le rendement du moteur (donné par le rapport du rendement calculé



$E_S$  sur le rendement théorique de Carnot  $E_S^*$ ) pour différentes valeurs de l'efficacité du régénérateur.



**FIGURE 1.6:** Rendement d'un moteur Stirling en fonction de l'efficacité du régénérateur et du volume mort total [63].

Les analyses du premier ordre comprennent aussi les analyses dites semi-adiabatiques. Dans ces analyses, l'hypothèse est que les coefficients de transfert de chaleur ont des valeurs finies. En 1960, Finkelstein [35] a introduit une approche de ce type. Celle-ci prend en compte les transferts de chaleur dans les espaces de compression et de détente. Les températures des parois de ces volumes sont supposées constantes et égales respectivement à celles de la source froide et de la source chaude. Les échangeurs de chaleur composant le moteur sont supposés parfaits.

### 1.2.2.3 Analyse du second ordre

Basées sur les analyses du premier ordre pour estimer les puissances calorifiques échangées et la puissance mécanique produite, les analyses du second ordre intègrent les différentes pertes dans le moteur afin de mieux estimer ses performances. Ces pertes sont dues essentiellement à l'écoulement du fluide dans les différents composants du moteur (principalement les pertes de charge dans le régénérateur) et aux transferts thermiques imparfaits aux niveaux des échangeurs. Dans une analyse de second ordre, les différentes pertes sont indépendantes les unes des autres et elles sont calculées séparément. Elles peuvent être classées en deux catégories : les pertes de puissance mécanique et les pertes thermiques [75].

**Pertes de puissance :** Elles résultent essentiellement des pertes de charge, représentant l'effet de frottement du fluide de travail, et des pertes de frottement des pièces mécaniques.

Les pertes de charge résultent des frottements visqueux du gaz lors de son passage dans les différents éléments composant le moteur (principalement les échangeurs de chaleur et les éléments de connexion). Contrairement à l'hypothèse d'une pression uniforme dans toute l'enceinte du moteur faite dans l'analyse du premier ordre, un gradient de pression existe partout où le fluide de travail est en écoulement. Les pertes de charge sont négligeables dans les espaces de compression et de détente à cause de sections de passage plus importantes.

Les pertes de puissance sont déduites de la puissance produite par le moteur, estimée par l'analyse du premier ordre.

**Pertes thermiques :** Elles sont générées avant tout par le fonctionnement du moteur et par l'inefficacité des différents échangeurs de chaleur [75, 67, 76, 74]. Ces pertes sont compensées par un apport supplémentaire de chaleur au niveau du réchauffeur.

1. **Pertes dues à une régénération imparfaite :** Dans l'analyse du premier ordre, le régénérateur est supposé parfait. À savoir que la chaleur absorbée par la matrice du régénérateur lors du passage du fluide du réchauffeur vers le refroidisseur est restituée au fluide lors de son passage dans le sens inverse. Ceci veut dire que le fluide de travail sort du régénérateur à la température de l'échangeur adjacent. Cette hypothèse est mise en défaut d'une part par le fait que le coefficient de transfert entre la matrice et le fluide est fini, et d'autre part par la variation de la température de la matrice au cours du temps.
2. **Pertes par conduction :** Elles sont dues aux transferts de chaleur par conduction du fait de l'existence d'un gradient de température entre la source chaude et la source froide. Cette conduction se manifeste essentiellement dans les parois des cylindres et des pistons et dans la matrice du régénérateur.
3. **Pertes dues au mouvement de navette du piston :** Le piston déplaceur fait des mouvements de navette entre le point mort de l'espace de détente (côté chaud) et le point mort de l'espace de compression (côté froid). Ces mouvements font que le piston absorbe de la chaleur du côté chaud et la restitue au côté froid.
4. **Pertes par pompage :** L'existence d'un jeu entre le piston et les parois du cylindre crée un écoulement cyclique du fluide de l'espace de détente vers l'espace de compression ou inversement. Comme les niveaux de température sont différents dans

les deux espaces du cylindre, une perte de chaleur supplémentaire est causée par cet écoulement.

Les résultats obtenus avec ces analyses sont plutôt plus réalistes comparés à ceux obtenus avec les analyses du premier ordre. Les pertes mécaniques sont déduites de la puissance mécanique produite par le moteur et les pertes thermiques sont additionnées à la puissance calorifique apportée au niveau du réchauffeur.

Tlili et al. [94] ont développé un modèle dynamique, tenant compte des pertes d'énergie thermique et mécanique dans le moteur Stirling. Les résultats obtenus montrent que les pertes par conduction interne, externe et par pertes de charge sont les plus importantes dans le régénérateur alors que les pertes par effet de navette du piston sont plus significatives dans le piston déplaceur. Les autres pertes sont négligeables.

Plusieurs programmes de simulation basés sur la méthode du second ordre ont été développés. Ils sont listés dans la littérature [5, 40, 74] comme suit :

### **Martini-Weiss**

Le programme Martini-Weiss (nommé aussi MarWeiss) est un programme de simulation des moteurs Stirling, développé par Martini et amélioré plus tard par Weiss. Des validations expérimentales ont été effectuées sur de vrais moteurs.

### **Logiciel SNAPpro (Stirling Numerical Analysis Program)**

C'est un logiciel commercial de simulation des moteurs Stirling. Il est développé sous Excel par Altman [4]. Le programme est basé sur le travail de Martini [75] et classifié comme un modèle du second ordre. Il permet de donner la configuration optimale de l'installation Stirling étudiée.

### **Logiciel PROSA (PROgram for Second Order Analysis)**

PROSA est un programme commercial de simulation des moteurs Stirling fourni par Thomas [93]. Ce logiciel inclut la totalité des pertes thermiques et de puissance touchant les moteurs Stirling.

#### **1.2.2.4 Analyses du troisième ordre**

L'objectif de la modélisation de troisième ordre est de fournir une représentation plus réaliste de l'état du fluide de travail en utilisant une résolution dans le temps et l'espace. Habituellement, la résolution dans l'espace est seulement à une dimension (1D), mais des ordres supérieurs sont possibles aussi (2D et 3D).

Une analyse du troisième ordre consiste en un premier temps à diviser le moteur en plusieurs volumes de contrôle et nœuds. Ensuite, les équations de bilans ainsi que l'équation d'état du gaz sont appliquées sur chaque volume de contrôle.

Aucune solution analytique n'est disponible, et les méthodes numériques doivent être appliquées pour résoudre le système. Des corrélations empiriques sont nécessaires pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur et de frottement afin d'obtenir des résultats valables.

Des modèles 1D, 2D et 3D de simulation d'ordre trois des moteurs Stirling ont été cités dans beaucoup de travaux de recherche [28, 32, 5, 40, 74, 65]. Des exemples de ces modèles sont cités ci-dessous.

**Écoulement monodimensionnel (modélisation 1D)** La NASA a été impliquée dans la recherche sur les moteurs Stirling depuis le début des années 70 et a joué un rôle important pour le développement de programmes de simulation Stirling. L'implication de la NASA dans le développement des modèles 1D a été résumée par Ibrahim et al. [52]. La NASA a acquis les programmes HFAST et GLIMPS qu'elle a utilisés pour le dimensionnement et la simulation des moteurs Stirling [97, 52]. L'utilisation de ces deux codes a abouti à des résultats de simulation conformes aux résultats expérimentaux [39].

Gedeon [37] a présenté son nouveau programme appelé Sage, développé à partir du code GLIMPS. A présent, il est le seul logiciel basé sur l'analyse d'ordre trois commercialement disponible [36]. Il est acquis aussi par la NASA.

**Analyse multidimensionnelle (modélisation 2D et 3D)** Un moteur Stirling est un système où plusieurs types d'écoulements et de géométries variables coexistent. Ces derniers doivent être pris en compte dans les techniques de modélisation nécessaires à la description du comportement du moteur.

La CFD (Computational Fluid Dynamic) a été utilisée principalement par deux groupes, la NASA [32, 52, 97] et Mahkamov et al. [73, 66], pour la simulation des moteurs Stirling en 2D et 3D.

## 1.3 Cycle transcritique au CO<sub>2</sub>

### 1.3.1 Naissance de la réfrigération artificielle

Les systèmes de pompes à chaleur (PAC) et de machines frigorifiques (MF) sont étroitement liés. Les systèmes à compression de vapeur sont développés pour la réfrigération depuis longtemps avant leurs utilisations pour le chauffage. Également, les fluides frigorigènes sont développés pour la réfrigération plutôt que pour le chauffage. En 1805, Oliver

Evans fut le premier à proposer l'utilisation d'un fluide volatil dans un cycle fermé pour geler l'eau en glace [20]. Il décrit un système de production de froid par évaporation de l'éther dans le vide. La vapeur produite est ensuite condensée par son passage dans un échangeur refroidisseur à eau avant sa réutilisation. Sans arriver à fabriquer une machine, l'idée de Evans influença probablement Jacob Perkins et Richard Trevithick. Ce dernier proposa en 1828 un système à cycle à air pour la réfrigération mais sans arriver non plus à construire une machine. En 1834, Perkins construit la première machine à compression mécanique de vapeur, fonctionnant à l'éther.

La machine à compression mécanique de vapeurs liquéfiables développée par Harrison en 1856 permet de mettre au point des systèmes frigorifiques à compression en 1866 pour le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>), en 1873 pour l'ammoniac (NH<sub>3</sub>), en 1874 pour le dioxyde de soufre (SO<sub>2</sub>) et en 1878 pour le chlorure de méthyle (CH<sub>3</sub>Cl) [77].

James M. Calm [20] classe la progression des fluides frigorigènes à partir de leur avènement à travers quatre générations (figure 1.7). La première génération est composée des fluides frigorigènes les plus courants pour les 100 premières années. Le choix de ces fluides est guidé tant en termes de leur disponibilité que par leurs qualités. Les accidents étaient courants à cette époque en raison de l'inflammabilité, la toxicité et la forte réactivité chimique de certains de ces fluides.

La deuxième génération, de 1931 jusqu'à 1990, se distingue par l'apparition de nouveaux fluides halogénés, les chlorofluorocarbones (CFC) et les hydrochlorofluorocarbones (HCFC). Avec la généralisation de la réfrigération dans les années 1930, il devenait urgent de trouver de nouveaux fluides qui répondent aux problèmes de sécurité

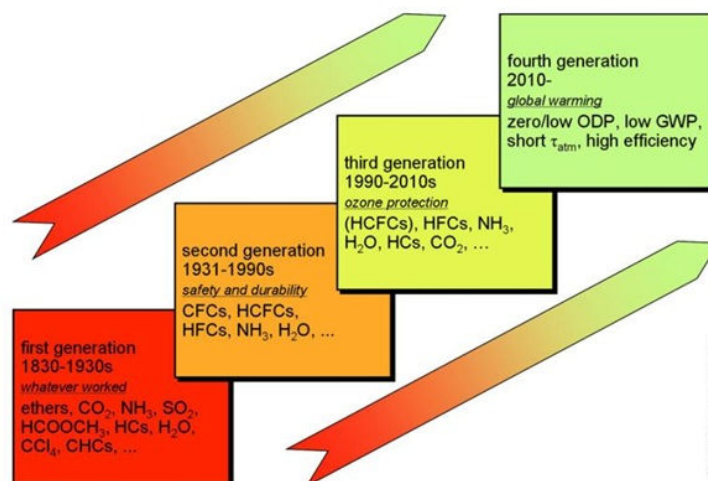


FIGURE 1.7: Progression des réfrigérants.

et de durabilité connus pour les frigorigènes de première génération. Thomas Midgley et son équipe furent les premiers à mener une recherche systématique des fluides frigorigènes avec pour contrainte des propriétés thermodynamiques adéquates tout en ayant pour objectif de minimiser les risques de réactivité chimique, d'inflammabilité [78]. Ils identifièrent et effectuèrent la synthèse du dichlorofluorométhane (CFC 12), qui devint le fluide frigorigène le plus courant.

La troisième génération est caractérisée par la découverte du phénomène de l'appauvrissement de la couche d'ozone sous l'impact des CFC. Les scientifiques ont observé un trou qui apparaît chaque printemps dans la couche d'ozone au dessus de l'Antarctique et se résorbe au début de l'automne. Les fluides frigorigènes CFC (fort ODP, OZONE DEPLETION POTENTIAL<sup>1</sup>) et HCFC (ODP plus faible comparés aux CFC) sont les premiers responsables de cette situation naturelle potentiellement dangereuse du fait qu'ils contiennent des atomes de chlore. La signature du protocole de Montréal en 1985 conduit à l'interdiction progressive des CFC, et, à plus long terme, des HCFC et des autres fluides nocifs à la couche d'ozone.

La dernière génération des fluides frigorigènes est celle qui répond aux préoccupations d'appauvrissement de la couche d'ozone, mais aussi à la préoccupation environnementale de réchauffement planétaire. Les seuls fluides halogénés acceptables vis-à-vis de la couche d'ozone sont les hydrofluorocarbones (HFC) qui ne contiennent pas d'atome de chlore et qui ont un ODP nul. Les fluides de cette famille sont le R134a, le R125, le R32 et le R143a pour les corps purs, ainsi que leurs mélanges [41]. Ces fluides présentent l'inconvénient d'avoir un GWP (Global Warming Potential<sup>2</sup>) élevé. Leur contribution à l'effet de serre, systématiquement au réchauffement climatique global, est potentiellement importante.

Les contraintes juridiques, instaurées dans les pays industrialisés, sur les fluides frigorigènes à fort ODP et à GWP élevé et leur suppression progressive ont poussé les spécialistes du domaine à chercher des alternatives à plus long terme. Le tableau 1.2 présente les caractéristiques de quelques fluides frigorigènes. Les seuls fluides de substitution sans inconvénients environnementaux sont les fluides naturels, tels les hydrocarbures (le propane et l'isobutane), l'ammoniac et le dioxyde de carbone ( $CO_2$  ou R744). Ce dernier est le seul fluide naturel à n'être ni toxique ni inflammable.

---

1. L'**ODP** du R11 est par convention égal à 1 et sert de référence.

2. Le **GWP** est le pouvoir de réchauffement planétaire direct des fluides frigorigènes. Il mesure le potentiel d'un gaz par rapport à celui du  $CO_2$  pris comme référence et calculé sur une durée de vie de 100 ans.

|                             | R12        | R22       | R134a     | R290 | R717  | R744 |
|-----------------------------|------------|-----------|-----------|------|-------|------|
| Fluide naturel              | Non        | Non       | Non       | Oui  | Oui   | Oui  |
| ODP                         | 0,82       | 0,055     | 0         | 0    | 0     | 0    |
| $GWP_{100ans}(kg\ CO_2/kg)$ | 8100-10600 | 1500-1900 | 1300-1600 | 20   | 0     | 1    |
| Toxicité                    | Non        | Non       | Non       | Non  | Oui   | Non  |
| Inflammabilité              | Non        | Non       | Non       | Oui  | Non   | Non  |
| Température critique (°C)   | 112        | 96,2      | 101,1     | 135  | 132,2 | 31,1 |
| Pression critique (Bar)     | 41,6       | 49,8      | 40,7      | 36,5 | 113,5 | 73,8 |

TABLE 1.2: Caractéristiques de quelques fluides frigorigènes [1].

### 1.3.2 Histoire et nouvelle utilisation du CO<sub>2</sub>

Durant la première moitié du 20<sup>ème</sup> siècle, le CO<sub>2</sub> a été largement utilisé comme fluide frigorigène, globalement dans la marine mais aussi dans les systèmes de conditionnement d'air. Le 1<sup>er</sup> concept de système à compression de vapeur au CO<sub>2</sub> a été proposé par Alexandre Twining en 1850 [11, 60]. Le premier système à compression mécanique de vapeur au CO<sub>2</sub> a été mis au point en 1866 l'Américain Thaddeus S.C Lowe pour la production de glace. L'Allemand Franz Windhausen a développé considérablement la technologie, et a déposé un brevet Anglais en 1886. Une année plus tard, la compagnie britannique J. & E. Hall a racheté les droits du brevet. En 1890, Hall a mis au point la première machine au CO<sub>2</sub> à deux étages [60]. Les premières applications ont été dans la réfrigération maritime. Vers 194

0, 80 % des navires utilisaient des compresseurs au CO<sub>2</sub> et les 20 % restant des installations de réfrigération à absorption à l'ammoniac comme le montre la figure 1.8 [11].

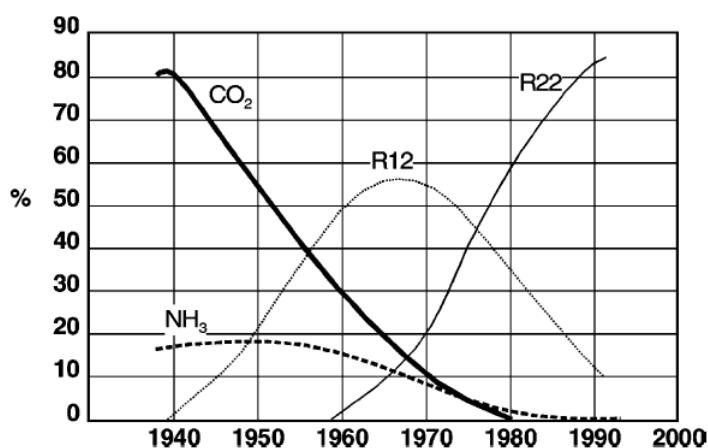


FIGURE 1.8: Utilisation comparée des fluides frigorigènes dans la marine [60].

La découverte des fluides frigorigènes de synthèse, comme le R12, vers les années 1930

a conduit au remplacement du  $CO_2$  comme fluide frigorigène. Ces fluides frigorigènes de synthèse sont non toxiques et non inflammables. De plus, ces fluides conduisent à des coefficients de performance (COP) élevés et les méthodes de construction sont simples et peu coûteuses du fait des faibles pressions de fonctionnement. Ainsi l'usage de ces fluides de synthèse n'a cessé d'augmenter et celui du  $CO_2$  a régulièrement décliné.

Les préoccupations environnementales ont remis en cause l'utilisation des fluides de synthèse. Ainsi, des climatologues ont appelé à la complète suppression progressive mondiale des fluides frigorigènes à GWP élevés de manière similaire à la suppression progressive des substances appauvrissant la couche d'ozone. Un potentiel fluide frigorigène de remplacement est le  $CO_2$ , un fluide naturel qui a un impact zéro sur le changement climatique lors de son utilisation dans les systèmes HVAC&R puisqu'il est récupéré à partir des rejets d'autres processus industriels. En outre, le  $CO_2$  est non toxique, non inflammable et sans impact sur la couche d'ozone. Il est non coûteux et disponible en abondance [17, 70].

Le professeur Gustav Lorentzen est le premier à faire ressurgir le  $CO_2$  en présentant en 1990 un cycle « transcritique ». En 1992, Lorentzen et Pettersen présentent les résultats expérimentaux d'un prototype de climatisation automobile fonctionnant au  $CO_2$  [71]. Ils ont montré que le  $CO_2$  est un excellent frigorigène pour les conditionneurs d'air des automobiles, et qu'il n'a, en outre, aucun effet néfaste sur l'environnement.

### 1.3.3 Propriétés thermophysiques du $CO_2$

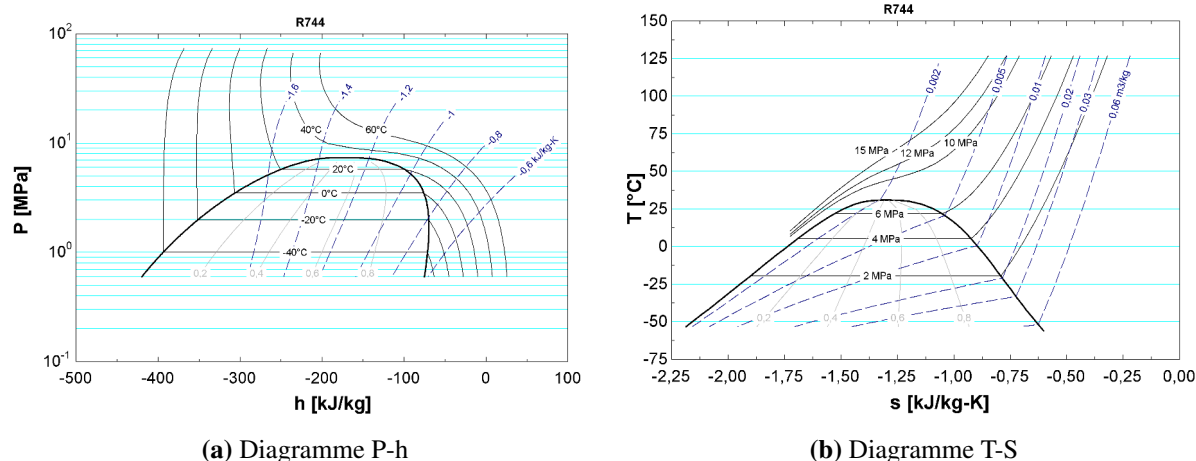
Plusieurs bases de données sur les propriétés thermodynamiques et de transport du  $CO_2$  existent. Dans ce travail, le logiciel EES (fchart) est utilisé pour évaluer les propriétés du  $CO_2$  au dessous et au dessus du point critique. Deux facteurs nécessitent une attention spéciale lors de l'utilisation du  $CO_2$  dans un système de pompe à chaleur (PAC) : le premier est sa température critique faible ( $31,1\text{ }^\circ\text{C}$ ), et le deuxième est caractérisé par sa pression élevée comparée à celle des autres fluides (figure 1.9).

Sur la figure 1.10, on remarque que le  $CO_2$  (R744) a une pression de saturation beaucoup plus élevée que celles des autres fluides pour une température donnée. Les pressions élevées présentent quelques avantages : le  $CO_2$  a une densité de vapeur relativement élevée et par correspondance une capacité de chauffage volumétrique élevée, ceci permet d'avoir un plus petit volume de  $CO_2$  à recycler pour atteindre la même demande de chauffage. Des composants plus petits et des systèmes plus compacts caractérisent ainsi les systèmes au  $CO_2$ .

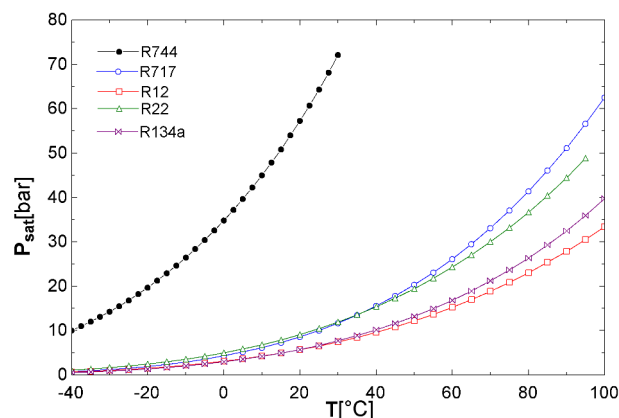
Dans le domaine supercritique, les propriétés thermodynamiques du  $CO_2$  subissent des grandes variations. La figure 1.11 montre que l'enthalpie et la masse volumique changent



### 1.3 Cycle transcritique au CO2



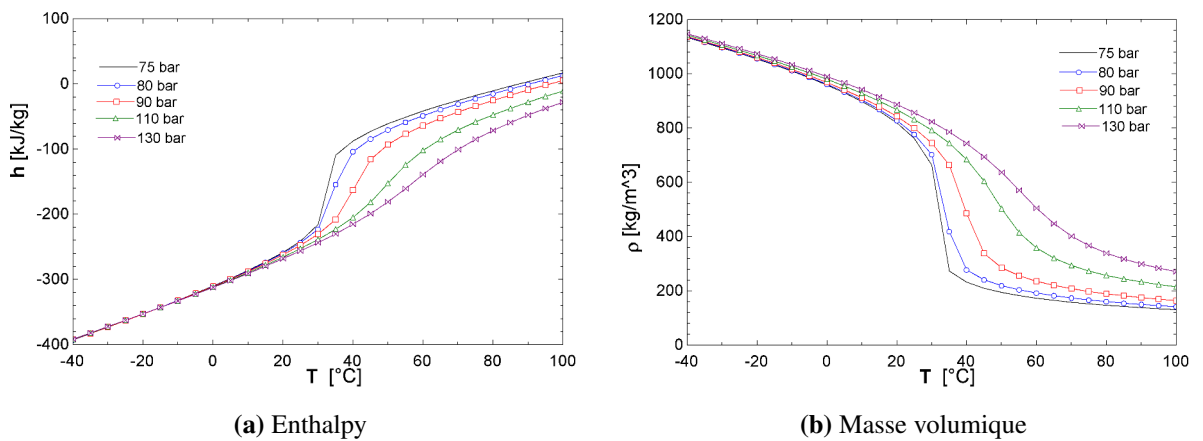
**FIGURE 1.9:** Diagrammes (P,h) et (T,s) du  $CO_2$ .



**FIGURE 1.10:** Courbe d'équilibre liquide vapeur de quelques fluides frigorigènes

avec le changement de la température. L'enthalpie augmente et la masse volumique diminue avec la température avec des variations plus marquées autour du point critique. La pression influence considérablement l'enthalpie et la masse volumique au-dessus de la température critique, tandis que l'effet est faible en dessous de la température critique.

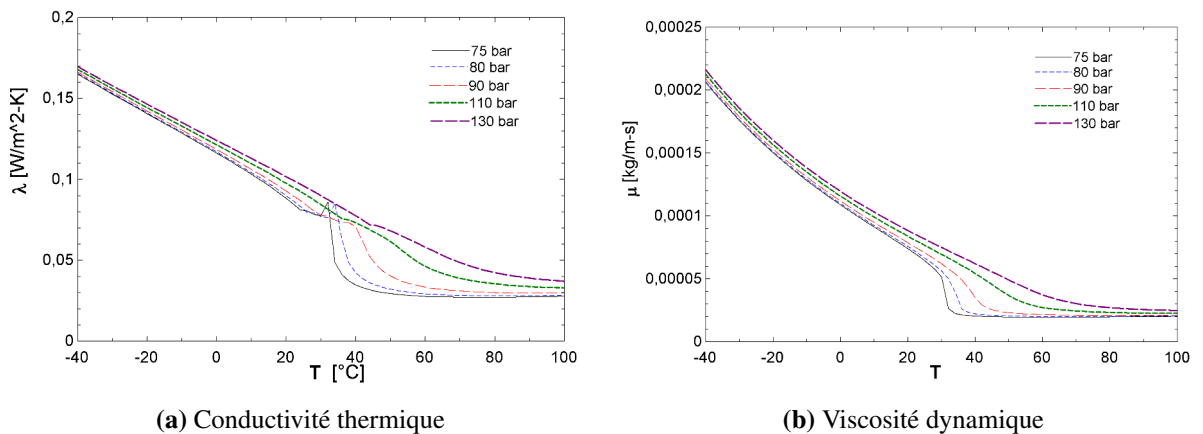
La figure 1.12 illustre les propriétés de transport du  $CO_2$ , à savoir la conductivité thermique et la viscosité dynamique dans le domaine supercritique. Une conductivité élevée est essentielle pour les coefficients de transfert dans les écoulements mono et diphasique. La viscosité du fluide, particulièrement celle de la phase liquide, et le rapport de la viscosité liquide à celle de la vapeur sont des paramètres importants à la fois pour le comportement de l'écoulement du fluide, les caractéristiques de la convection, les transferts



**FIGURE 1.11:** Propriétés thermodynamiques du  $CO_2$  en phase supercritique

thermiques diphasiques et les pertes de charge.

À pression constante, la conductivité (figure 1.12a) varie presque linéairement pour des températures sous critiques (état liquide). Elle varie fortement autour de la température critique pour des pressions proches de la pression critique. Pour des températures plus élevées que la température critique, la conductivité reprend une variation linéaire (état de vapeur). Une variation similaire à celle de la conductivité est observée pour la viscosité dynamique (figure 1.12b).



**FIGURE 1.12:** Propriétés de transport du  $CO_2$  en phase supercritique

Le nombre de Prandtl est un paramètre important pour le coefficient de transfert thermique. La figure 1.13 représente la variation du nombre de Prandtl du  $CO_2$  supercritique en fonction de la température. Le nombre de Prandtl a des valeurs maximales à des tempé-

### 1.3 Cycle transcritique au CO<sub>2</sub>

ratures proches de la température critique et ces valeurs décroissent avec l'augmentation de la pression.

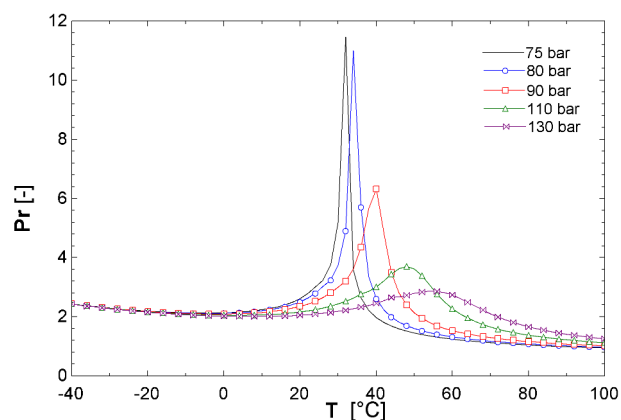


FIGURE 1.13: Variation du nombre de Prandtl du CO<sub>2</sub> dans le domaine supercritique

### 1.3.4 Cycle transcritique au CO<sub>2</sub>

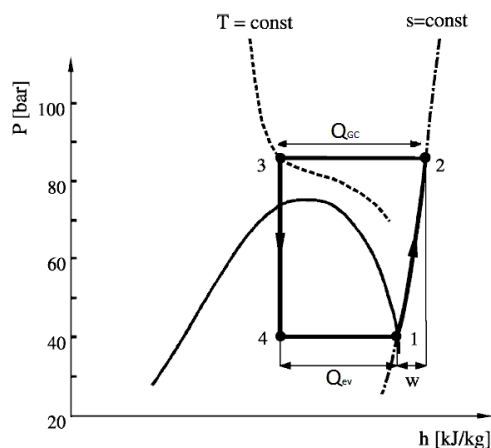


FIGURE 1.14: Diagramme P-h d'un cycle transcritique au CO<sub>2</sub>.

Comme mentionné précédemment, la température critique faible du CO<sub>2</sub> (31,1 °C) est sa propriété la plus remarquable. Ainsi, un système à compression de vapeur au CO<sub>2</sub> avec des températures normales de réfrigération, de pompe à chaleur et de conditionnement d'air, fonctionne avec un cycle dit « transcritique ». Ce cycle est caractérisé par une évaporation à une pression subcritique et un rejet de chaleur à la source chaude à une pression supercritique (figure 1.14). Le fluide au-dessus de la température critique est traité comme

un gaz et la température du  $CO_2$  au cours du processus de rejet de chaleur est supérieure à la température de la source chaude. Par conséquent, le rejet de chaleur à la source chaude s'effectue par refroidissement. Dans les cycles transcritiques, le condenseur des cycles conventionnels est remplacé par un échangeur de chaleur appelé « refroidisseur de gaz ».

Dans un cycle transcritique, les isothermes ont une forme non verticale (dite en S) dans un diagramme P-h. L'enthalpie massique à la sortie de l'échangeur haute pression au voisinage de la pression critique varie beaucoup en fonction de la température, mais aussi de la pression (figure 1.11a). Pour une même température à la sortie de l'échangeur haute pression (point 3 sur la figure 1.14), une légère variation de la pression engendre une grande variation de l'enthalpie massique. La variation de cette dernière représente la quantité de chaleur échangée avec la source chaude, qui augmente avec la pression de refoulement. En contrepartie, le travail massique de compression garde une évolution linéaire avec l'augmentation de la pression de refoulement.

#### 1.3.4.1 Pression de refoulement optimale

Dans un cycle subcritique de PAC, tant que les températures d'évaporation et de condensation sont connues, les performances de ce cycle peuvent être déterminées. Cependant, dans la région supercritique du cycle transcritique au  $CO_2$ , la température et la pression sont deux paramètres indépendants. Lorsque la température de sortie du refroidisseur de gaz est constante, la haute pression du système affecte également l'enthalpie du fluide.

Le coefficient de performance (COP) du cycle transcritique du dioxyde de carbone est influencé significativement par la pression de refoulement du compresseur. Des études théoriques [58, 69, 21, 89, 25] et expérimentales [90, 46, 9, 103, 84] ont montré l'existence d'une pression de sortie du compresseur qui donne le COP maximal.

Kauf [58] a donné une corrélation de la pression optimale en fonction de la température du  $CO_2$  à la sortie de l'échangeur haute pression. La corrélation est valable pour des températures du  $CO_2$  comprises entre 35 et 50 °C. Liao et al. [69] ont développé une corrélation donnant la pression optimale basée sur la température de l'évaporateur et celle du  $CO_2$  à la sortie de l'échangeur haute pression. Par ailleurs, Sarkar et al. [89] ont élaboré, à partir de la température de sortie de l'échangeur haute pression et celle de l'évaporateur, des corrélations donnant la pression optimale, la température optimale d'entrée de l'échangeur haute pression et le COP du système. Ces corrélations sont valables pour des températures d'évaporation de -10 à 10 °C et des températures du  $CO_2$  à la sortie de l'échangeur haute pression comprises entre 30 et 50 °C.

Sterne [90] a étudié expérimentalement un système de chauffage et de production d'eau

chaude. Il a différencié trois cas possibles de fonctionnement : chauffage seul, production d'eau chaude seule, chauffage et production d'eau chaude. Ces résultats expérimentaux montrent l'existence de la pression optimale dans les trois cas de figures. Dans leurs résultats expérimentaux, Haberschill et al. [46] ont mis en évidence que le COP tend vers un maximum pour une pression comprise entre 90 et 95 *bar* environ. Zhang et al. [103] ont réalisé une étude théorique et expérimentale sur un système de PAC au CO<sub>2</sub> transcritique muni de deux vannes de détente, pour étudier les relations entre la pression optimale et les autres paramètres de fonctionnement. Ils ont proposé une nouvelle corrélation qui corrige celle proposée par Liao et al. [69]. L'écart moyen entre la nouvelle corrélation et les données expérimentales dans cette recherche est inférieur à 1%. À partir de leurs résultats expérimentaux, Qi et al. [84] ont obtenu une corrélation simple de la pression optimale en fonction de la température du CO<sub>2</sub> à la sortie de l'échangeur haute pression. Une erreur de 5 % est donnée pour la pression et une erreur de 6 % pour le COP. La corrélation développée est valide pour des températures du CO<sub>2</sub> à la sortie de l'échangeur haute pression comprises entre 25 et 45 °C et des températures comprises entre -15 et 30 °C.

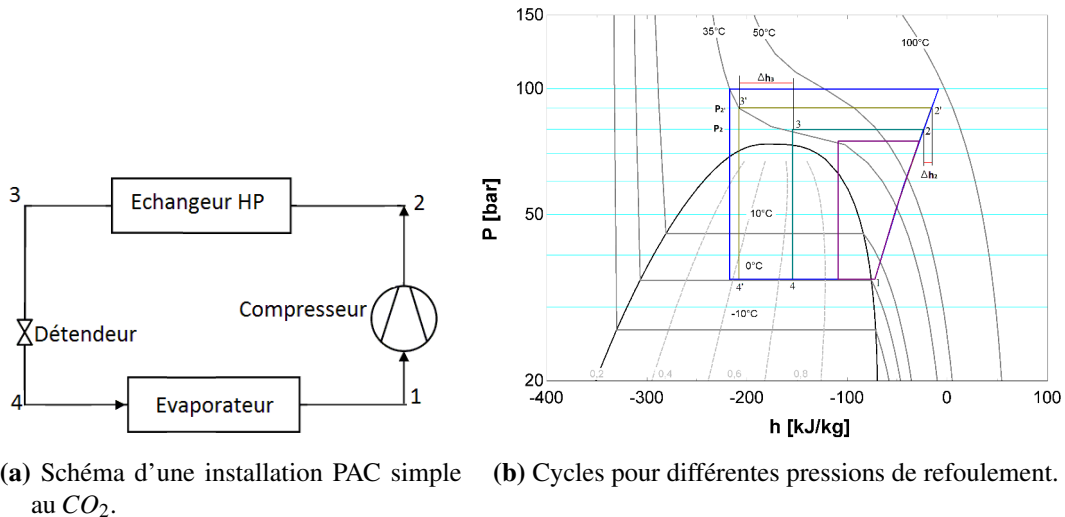
La connaissance de ces conditions optimales de fonctionnement est un facteur important dans la conception du cycle transcritique au CO<sub>2</sub>. La température de sortie de l'échangeur haute pression dépend de la température d'entrée du fluide extérieur. La pression optimale donnant un COP maximal dépend quant à elle de la température de sortie de l'échangeur haute pression. Le COP est défini comme étant le rapport entre la quantité de chaleur massique échangée avec la source chaude et le travail massique de compression (voir figure 1.15b) :

$$COP = \frac{Q_{GC}}{w} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (1.3)$$

Avec une augmentation de la pression de refoulement de  $P_2$  à  $P_{2'}$  et avec une température sortie échangeur haute pression constante (passage du point 3 au point 3' sur la figure 1.15b), le COP est modifié comme suit :

$$COP = \frac{(h_2 - h_3) + \Delta h_3 + \Delta h_2}{(h_2 - h_1) + \Delta h_2} \quad (1.4)$$

La figure 1.15b montre que, avec l'augmentation de la pression de refoulement, la quantité  $\Delta h_3$  est plus grande comparée à  $\Delta h_2$  et ceci engendre une augmentation de la valeur du COP modifié, comme le montre l'équation 1.4. Pour une valeur de pression particu-



**FIGURE 1.15:** Cycles de fonctionnement pour différentes pressions de refoulement du compresseur.

lière, le COP atteint une valeur maximale et cette pression correspondante est désignée comme la pression optimale du cycle. Au delà de la pression optimale, le COP commence à baisser.

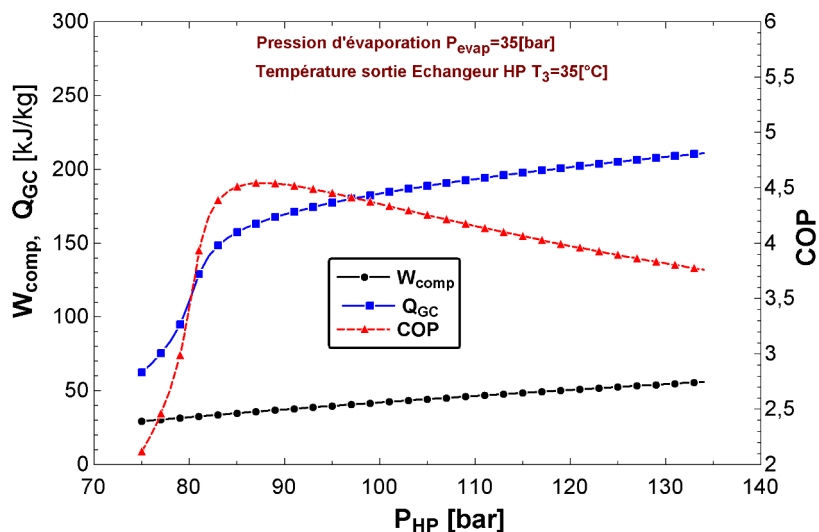
La figure 1.16 illustre bien l'existence de cette pression de refoulement optimale, pour un fonctionnement d'une installation dans les conditions suivantes :

- pression d'aspiration de 35 bar ;
- température sortie échangeur haute pression constante (35 °C) ;
- compression isentropique et surchauffe nulle.

La quantité de chaleur échangée avec la source chaude présente une augmentation rapide pour des pressions avoisinant la pression critique, tandis que le travail massique de compression garde une évolution linéaire. Le COP suit l'augmentation brusque de la quantité de chaleur échangée à la source chaude pour des pressions autour de la pression critique et présente un maximum qui correspond à une pression donnée, appelée pression optimale.

### 1.3.4.2 Cycle transcritique avec modifications

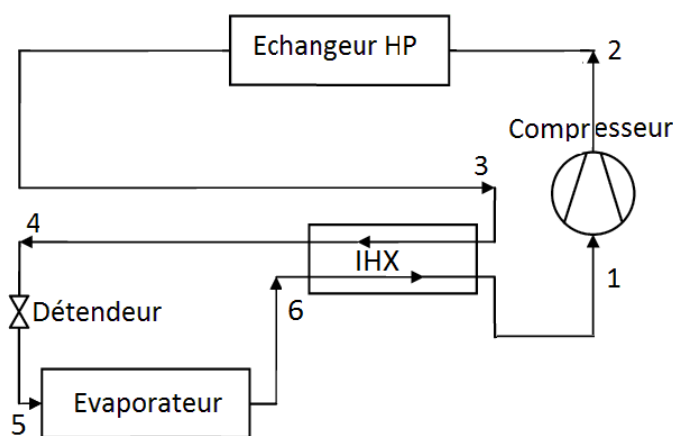
Zhang et al. [102] ont identifié environ 180 configurations de cycles de PAC. Ils ont analysé numériquement 15 configurations de cycles de PAC air-eau au  $CO_2$  destinées à des applications de chauffage hydronique des locaux et de production d'eau chaude. Dans les deux applications, le cycle à deux étages de compression avec un séparateur de phase donne les meilleures performances. Jahar Sarkar [88] a réalisé une synthèse



**FIGURE 1.16:** Évolution des performances de l’installation en fonction de la pression de refoulement.

sur les modifications possibles des cycles transcritiques au CO<sub>2</sub> de réfrigération et de pompe à chaleur en vue d’améliorer les performances des systèmes. Plusieurs chercheurs ([102, 31, 88, 72]) ont recensé des cycles transcritiques avec modifications. Ils ont réalisé des études comparatives entre les performances données par chaque cycle.

**Cycle avec un échangeur de chaleur interne**



**FIGURE 1.17:** Schéma d’un système au CO<sub>2</sub> transcritique avec un échangeur interne.

Dans la recherche de nouveaux cycles transcritiques au CO<sub>2</sub>, l’échangeur interne a eu

beaucoup d'intérêt. Il amène le fluide à la sortie du refroidisseur de gaz dans un échange thermique avec la vapeur de sortie de l'évaporateur. L'ajout d'un échangeur intermédiaire (figure 1.17) dans un cycle de base peut assurer le bon fonctionnement de l'installation et améliorer ses performances. Il est à penser à première vue que la présence de l'échangeur interne va diminuer les irréversibilités du système au niveau de la vanne de détente.

Robinson et Groll [85] ont obtenu une augmentation de 7 % du COP quand un échangeur interne est ajouté au cycle de base équipé d'une vanne de détente. Kim et al. [61] ont étudié les performances d'un cycle de  $CO_2$  transcritique avec un échangeur interne destiné à la production d'eau chaude. Les pressions optimales, qui donnent le maximum de la capacité de chauffage et du COP, diminuent avec une augmentation de la longueur de l'échangeur de chaleur interne. Des résultats de simulation (Sarkar et al. [89]) montrent que l'effet de l'échangeur interne sur les performances et la pression optimale du système est négligeable si la température du  $CO_2$  à la sortie de l'échangeur haute pression est faible et important si celle-ci est importante.

### Cycle avec plusieurs étages de compression

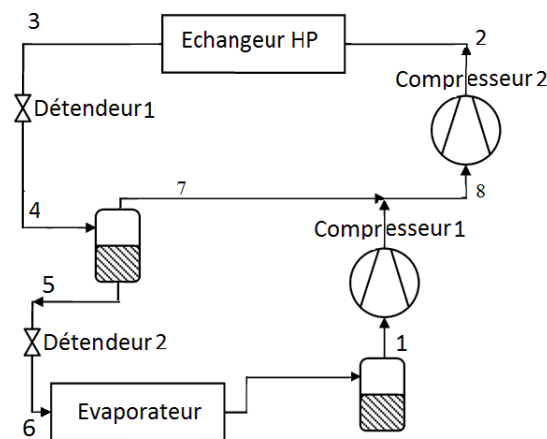


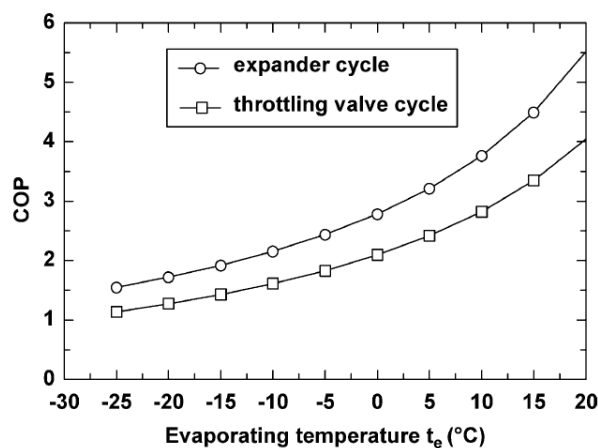
FIGURE 1.18: Schéma d'un cycle à deux étages de compression.

Le COP d'un cycle transcritique au  $CO_2$  peut être amélioré en utilisant une compression à plusieurs étages avec ou sans refroidissement intermédiaire (figure 1.18). Ce cycle peut réduire le travail de compression comparé au cycle de base à un étage de compression. Cecchinato et al. [24] ont analysé les performances d'un système de conditionnement d'air fonctionnant selon le cycle transcritique au  $CO_2$  avec deux étages de compression et un refroidissement intermédiaire. Comparé au cycle de base, le cycle à deux étages de compression permet d'augmenter le COP de refroidissement de 9 %.



Cavallini et al. [23] ont réalisé une étude théorique et expérimentale dans le but de déterminer le potentiel d'amélioration de l'efficacité du cycle transcritique à deux étages de compression avec refroidissement intermédiaire. Jusqu'à 25 % d'augmentation du COP a été trouvée pour les applications typiques de conditionnement d'air.

#### Détente avec récupération de travail

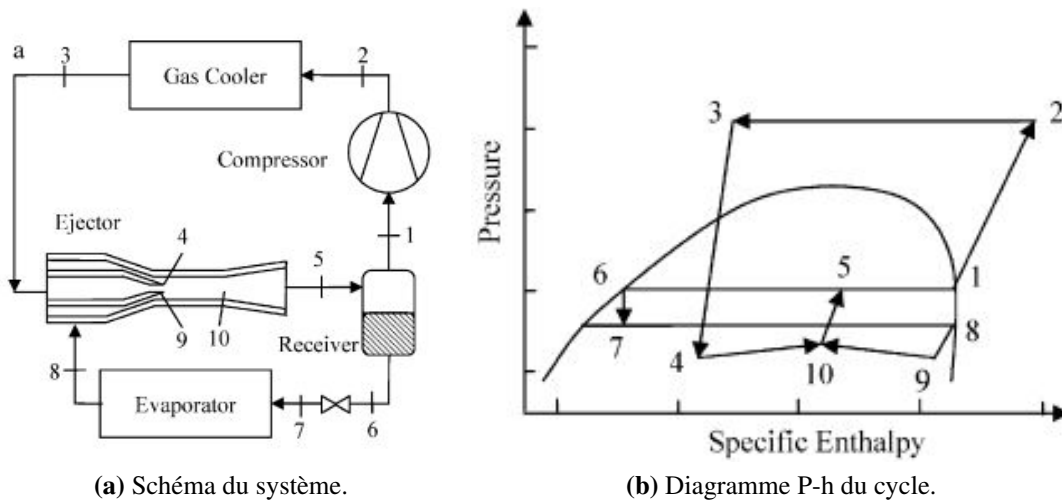


**FIGURE 1.19:** Performances d'un système de réfrigération avec et sans détente motrice, pour une pression de refoulement optimale et une température sortie échangeur haute pression de 40 °C [99].

Dans les cycles transcritiques, les pertes au niveau des vannes de détente sont beaucoup plus importantes que celles dans les cycles conventionnels. Il est alors plus judicieux de remplacer la vanne par une machine de détente à récupération de travail. Le travail de détente produit pourra être utilisé pour réduire le travail de compression. Ceci permettra une augmentation des performances du cycle. Plusieurs types de machine de détente ont été étudiées : piston-cylindre [13, 14], piston libre [100], scroll [59], palettes [98, 92, 56], piston rotatif [49, 57].

L'utilisation d'une turbine ayant un rendement isentropique de 60 % à la place d'une vanne de détente dans un cycle transcritique au CO<sub>2</sub>, contribue à la réduction des irréversibilités totales du cycle de 35 % et augmente les performances autour de 25 % [85]. Baek et al. [14] ont développé et testé une machine de détente de type piston-cylindre dans un cycle transcritique au CO<sub>2</sub>. Ils ont rapporté une augmentation des performances du système de 10 %. La figure 1.19 donne l'évolution, avec la température d'évaporation, du COP d'un système de réfrigération avec ou sans détente motrice. Le cycle muni d'un organe de récupération du travail de détente donne les meilleures performances.

### Cycle avec éjecteur pour la détente



**FIGURE 1.20:** Système de PAC au  $CO_2$  transcritique avec éjecteur [87].

Une autre manière d'améliorer les performances du cycle transcritique au  $CO_2$  est l'utilisation d'un éjecteur comme organe de détente. Un éjecteur réduit les pertes à la détente et augmente la pression à l'entrée du compresseur, ce qui diminue le travail consommé par le compresseur. Kornhauser [11] fut le premier à proposer en 1990, un dispositif de détente à éjecteur comme alternative à la vanne de détente pour un cycle à compression de vapeur utilisant le R12 comme fluide frigorigène. Le schéma d'un système de PAC au  $CO_2$  transcritique muni d'un éjecteur et le diagramme P-h correspondant sont représentés sur la figure 1.20.

Deng et al. [30] ont réalisé une étude comparative entre trois cycles de réfrigération : un cycle transcritique au  $CO_2$  utilisant un éjecteur comme organe de détente, un cycle avec un échangeur interne et un cycle conventionnel. Dans les conditions de fonctionnement mentionnées dans le papier, ils ont constaté que le cycle utilisant l'éjecteur comme organe de détente donne une amélioration du COP de 18,6 % par rapport au cycle avec l'échangeur interne et de 22 % par rapport au cycle conventionnel. Groll et Li [68] ont modélisé un cycle transcritique au  $CO_2$  muni d'un éjecteur de détente. Ce cycle donne une amélioration du COP de plus de 16 % comparé à celui du cycle de base pour des applications typiques de conditionnement d'air. Sarkar [87] montre dans son étude que l'utilisation d'un éjecteur améliore les performances énergétique et exergetique, et réduit significativement la pression optimale.

## 1.4 Conclusion du chapitre

Un nouveau concept de compresseur thermique régénératif, particulièrement original, a été développé par la société boostHEAT. Ce compresseur utilise de la chaleur, apportée au niveau de l'échangeur réchauffeur, pour élever la pression d'un fluide de travail contrairement à un compresseur conventionnel qui consomme de l'énergie mécanique. La combinaison de ce compresseur thermique avec une pompe à chaleur à compression de vapeur conventionnelle forme un système tritherme. Le compresseur thermique est conçu pour utiliser le  $CO_2$  comme fluide de travail.

Le fonctionnement du compresseur thermique s'apparente à celui d'un moteur Stirling. Afin d'étudier son comportement, nous nous sommes basés sur les modélisations existantes des moteurs Stirling. La première partie de ce chapitre présente un état de l'art sur la modélisation des moteurs Stirling. Les méthodes d'analyse des moteurs Stirling ont été toujours perfectionnées au cours du temps, et cela depuis la première analyse proposée par Schmidt en 1871 jusqu'à ce jour.

Dans le domaine des machines frigorifiques comme des pompes à chaleur, les préoccupations environnementales ont remis en cause l'utilisation des fluides frigorigènes de synthèse et le  $CO_2$  s'impose de plus en plus comme fluide frigorigène de remplacement. Le recours à un cycle transcritique a donné un nouvel essor au développement de machines frigorifiques et de pompes à chaleur au  $CO_2$ . La deuxième partie de ce chapitre est consacrée à la description des cycles transcritiques au  $CO_2$ . Elle met en évidence leurs différences et leur complexité comparés aux cycles subcritiques. Plusieurs modifications du cycle de base de la pompe à chaleur permettent d'améliorer ses performances.



## 2 Présentation détaillée du compresseur boostHEAT

### 2.1 Description du compresseur boostHEAT

Le compresseur boostHEAT est un concept original développé par la société boostHEAT. Il s'agit d'un compresseur thermique régénératif qui réalise une compression volumétrique du fluide de travail. Une première application de ce compresseur thermique est le remplacement du compresseur mécanique dans un cycle de pompe à chaleur destinée au marché du chauffage résidentiel.

Le compresseur thermique est une machine thermique à la fois motrice et réceptrice composée d'une seule enceinte de compression et de détente. C'est une machine volumétrique alternative à cycle ouvert, à apport de chaleur externe qui utilise un échangeur de chaleur interne (régénérateur). Le fluide de travail est monophasique.

La figure 2.1 illustre schématiquement les principaux composants du compresseur thermique. D'un point de vue mécanique, le compresseur est constitué des composants suivants :

- Un cylindre muni d'un piston déplaceur (D) qui sépare les deux enceintes de com-

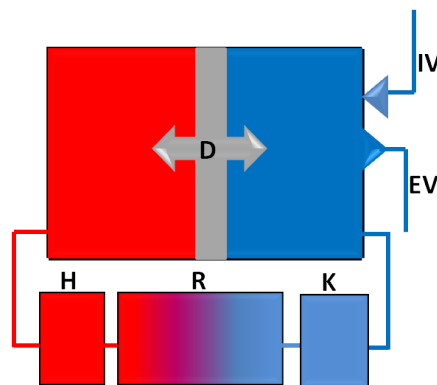


FIGURE 2.1: Principe du compresseur thermique.

- pression ( $C$ ) et de détente ( $E$ ),
- Un échangeur chaud assurant l'apport de chaleur externe ( $H$ ),
- Un échangeur refroidisseur ( $K$ ),
- Un échangeur régénérateur ( $R$ ),
- Deux clapets, un d'aspiration ( $IV$ ) et l'autre de refoulement ( $EV$ ),
- Un dispositif d'entraînement du piston déplaceur.

Dans la réalité, le dispositif d'entraînement du piston déplaceur peut être nécessaire pour vaincre les pertes de charge et les pertes par frottement. Ce dispositif ne joue pas de rôle mécanique sur la compression.

## 2.2 Principe de fonctionnement

Le fonctionnement du compresseur thermique s'apparente à celui d'un moteur Stirling. L'avantage majeur de ce système est qu'en dépit de sa grande simplicité, il assure toutes les fonctions équivalentes à celles d'un système composé d'un moteur thermique à apport de chaleur externe, d'une transmission de puissance et d'un compresseur mécanique. L'originalité réside principalement dans le fait que le fluide moteur est le même que le fluide à comprimer.

Le rôle du piston déplaceur est similaire à celui du déplaceur (par opposition au piston de travail) d'un moteur Stirling de configuration bêta ou gamma : il assure le déplacement du fluide de travail de la partie froide à la partie chaude du cylindre en le faisant passer par les échangeurs de chaleur. À chaque instant du cycle, la communication entre les parties chaude et froide du système est ouverte. Comme dans un moteur Stirling, la pression reste uniforme dans tout le système, aux pertes de charge près.

Le cycle thermodynamique décrit par l'étage d'un compresseur boostHEAT se compose de quatre étapes distinctes (figure 2.2) :

1. Une compression isochore (1 à 2) par apport de chaleur externe. Les clapets sont fermés. le fluide de travail, à la pression  $P_1$ (point 1), passe progressivement de la partie froide à la partie chaude du cylindre en traversant les échangeurs sous l'effet du déplacement du piston. Le volume total du système étant constant, la pression du fluide augmente progressivement jusqu'à atteindre une pression  $P_2$ .
2. Un refoulement isobare (2 à 3). A la pression  $P_2$ , le clapet de refoulement s'ouvre et une masse du fluide est refoulée progressivement. Cette étape continue jusqu'à la fin de la course du piston.

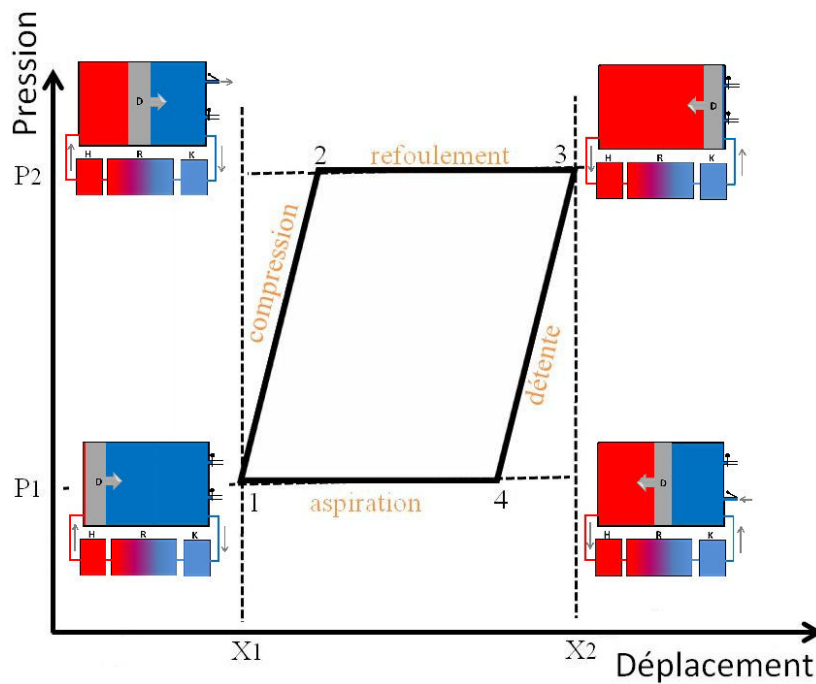


FIGURE 2.2: Cycle de base du compresseur thermique.

3. Une détente isochore par refroidissement (3 à 4). Les clapets d'aspiration et de refoulement sont fermés. Le fluide passe progressivement de la partie chaude à la partie froide du cylindre en traversant les échangeurs contrairement à l'étape 1, toujours sous l'effet du déplacement du piston. Le volume total du système étant constant, la pression du fluide diminue progressivement de la pression  $P_2$  jusqu'à la pression  $P_1$ .
4. Une aspiration isobare (4 à 1). Le clapet d'aspiration s'ouvre. Une masse du fluide est aspirée progressivement du milieu extérieur jusqu'à la fin de la course du piston.

Le compresseur thermique qui fera l'objet de ce travail est conçu particulièrement pour remplacer le compresseur mécanique d'une pompe à chaleur au  $CO_2$  transcritique. Le fluide du compresseur thermique est donc du  $CO_2$ .

## 2.3 Conception du compresseur boostHEAT

Le projet TRICOM est monté conjointement par la société boostHEAT et le laboratoire LaTEP de l'université de Pau et des Pays de l'Adour. Le projet consiste, en premier, à réaliser des études théoriques du compresseur thermique original et d'un système de pompe à chaleur intégrant ce nouveau concept de compresseur. En second, il consiste en

la conception et la fabrication d'un prototype expérimental d'un étage du compresseur.

Dans le cadre du projet TRICOM, la société boostHEAT s'occupe des tâches de conception mécanique du compresseur thermique et la réalisation du prototype. Cette dernière tâche consiste en la commande des composants standard, la commande de fabrication des éléments à usiner, le montage et le test du prototype expérimental.

Dans cette section, nous décrivons la conception des principaux composants mécaniques et thermiques du compresseur thermique. Il s'agit essentiellement du cylindre abritant le piston déplaceur, de l'échangeur refroidisseur (cooler), de l'échangeur réchauffeur (heater), de l'échangeur régénérateur, de la tige du piston déplaceur, du carter abritant les pièces mobiles de transmission et des différents éléments assurant la connexion entre les différents échangeurs. En terme de dimensionnement, la conception du compresseur thermique régénératif a été optimisée pour fonctionner avec le  $CO_2$  comme fluide de travail. Pour des raisons de confidentialité, certaines données nécessaires à la modélisation et certaines figures ne peuvent être présentées dans ce document. La figure 2.3 représente une coupe principale (CAO) de deux étages du compresseur thermique.



**FIGURE 2.3:** Coupe principale CAO de deux étages du compresseur thermique (Réf. boostHEAT).

### **Cylindre et piston déplaceur**

Les parois du cylindre sont fabriquées à partir d'un matériau isolant afin de limiter au maximum les transferts de chaleur parasites de la source chaude vers la source froide. L'alésage intérieur du cylindre est de  $xx$  mm. Un choix technologique d'une étanchéité



sans contact est adopté entre le piston déplaceur et la chemise. Cette technologie sans contact permet de réduire les coûts de maintenance tout en évitant l'usure des pièces mécaniques. Par contre, un débit de fuite du fluide est bypassé autour de cet espace annulaire, ce qui est pénalisant. Le jeu annulaire au rayon est de  $xx\text{ mm}$ . Le volume balayé par le piston déplaceur est de  $xx\text{ cm}^3$ . Le piston déplaceur est relié à l'aide d'une tige au système de transmission bielle-manivelle, ce qui engendre un volume balayé différent dans les deux côtés du cylindre.

### Échangeur refroidisseur

Cet échangeur a pour objectif de refroidir à l'aide d'un circuit d'eau, le fluide de travail (source froide du système) et la tige du piston déplaceur. Le fluide de travail passe dans des tubes verticaux usinés sur une circonférence de l'échangeur refroidisseur. Au total,  $xx$  tubes de  $xx\text{ mm}$  de diamètre et  $xx$  tubes de  $xx\text{ mm}$  de diamètre sont usinés sur une hauteur de  $xx\text{ mm}$ . L'échangeur contient aussi les clapets assurant l'aspiration et le refoulement du fluide de travail.



**FIGURE 2.4:** Photo de l'échangeur froid usiné (boostHEAT).

### Échangeur réchauffeur

Cet échangeur constitue la source chaude du système. Sa conception et le choix du matériau dépendent aux contraintes de transfert thermique et de résistance des matériaux. En effet, il doit assurer un bon transfert de chaleur vers le fluide de travail et résister aux contraintes thermiques imposées par les hautes températures. Comme le montre la

figure 2.5, l'échangeur réchauffeur est constitué de deux parties distinctes. Le haut de l'échangeur est constitué par : *confidentiel*.

Le fluide de travail s'écoule dans un espace annulaire d'un jeu moyen de  $xx\text{ mm}$ , formé par les parois interne de l'échangeur réchauffeur et les parois externes du cylindre. Le fluide n'est chauffé que par la paroi externe de l'échangeur réchauffeur. Le volume occupé par le fluide dans cet échangeur, calculé par la CAO, est de  $xx\text{ cm}^3$ .



**FIGURE 2.5:** Vue de l'échangeur réchauffeur usiné (boostHEAT).

## Régénérateur

Comme dans les moteurs Stirling, le régénérateur est un élément clé pour le compresseur thermique régénératif. Il est constitué d'un milieu poreux qui absorbe et restitue de la chaleur avec un minimum d'impact sur l'écoulement du fluide. La matrice solide est définie par le diamètre des fils, la distance entre les fils et la porosité.

La figure 2.6 illustre le boîtier en matériau isolant qui doit contenir la matrice solide. Cette dernière sera formée par empilement, sur une hauteur de  $xx\text{ mm}$ , de plusieurs treillis qui ont la forme annulaire du boîtier. Les fils constituant les treillis sont en acier inoxydable et ont un diamètre de  $xx\text{ mm}$ .

## Carter et tige de transmission

Le carter du compresseur thermique abrite les organes mécaniques d'embellage transmission qui sont reliés au piston déplaceur via une tige. Il a un volume de plus  $xxx\text{ cm}^3$  contenant le fluide de travail à la pression moyenne du cycle.



FIGURE 2.6: Photo du boîtier du régénérateur (boostHEAT).

Comme pour le piston déplaceur, la technologie de l'étanchéité sans contact est choisie pour assurer l'étanchéité autour de la tige de transmission. Un débit de fluide by-passé autour de la tige assure la connexion des masses du fluide de travail contenues dans le carter et la partie froide du cylindre.

## 2.4 Banc d'essais expérimental

### 2.4.1 Principe de fonctionnement du banc d'essai

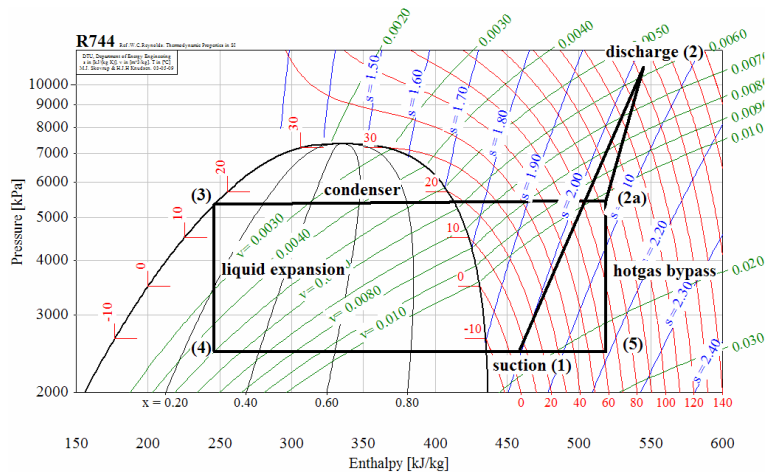


FIGURE 2.7: Cycle à dérivation de gaz chaud du banc d'essai du compresseur dans un diagramme P-h [48].

Cette section présente le principe de fonctionnement du banc d'essai utilisé pour ca-

racteriser les performances du compresseur thermique. Ce banc d'essai a été réalisé et instrumenté par la société boostHEAT. La méthode suivie est basée sur les travaux de l'université de Purdue sur les compresseurs  $CO_2$  [50, 29, 48]. Dans ce qui suit, la description du principe de fonctionnement du banc d'essai du compresseur thermique est issue du rapport rédigé par boostHEAT dans le cadre du projet TRICOM.

Le banc d'essai est basé sur un cycle à dérivation de gaz chaud (hot gas bypass) comme le montre la figure 2.7 présentant le cycle sur un diagramme P-h. L'utilisation de ce cycle permet de mesurer les performances précises d'un compresseur sans utiliser d'évaporateur. L'idée clé de ce concept est d'ancrer la pression intermédiaire (2a-3) en dessous de la pression critique dans la région à deux phases afin de condenser une partie du débit de fluide frigorigène.

Cette pression de condensation est fixe et imposée par la surface du condenseur et les températures et débits d'eau l'alimentant. En utilisant cette pression d'ancrage, il est possible de contrôler les pressions d'aspiration et de refoulement en utilisant des vannes de contrôle manuelles sur les conduites de refoulement et de bypass.

Le compresseur refoule du dioxyde de carbone supercritique à hautes température et pression (2) qui sont détendues jusqu'à la pression intermédiaire imposée par la température de condensation (2a). Le débit massique est ensuite mesuré et divisé en deux parties. La plus grande partie se dirige vers le bypass de gaz chaud afin d'y être détendue jusqu'à la pression d'aspiration (5). L'autre partie se dirige vers la boucle primaire afin d'être condensée (3) puis également détendue jusqu'à la pression d'aspiration (4). Les deux débits se rejoignent ensuite dans une conduite droite de mélange (1).

En réduisant la section de passage de la vanne de détente placée sur la conduite de refoulement, la perte de charge créée par celle-ci augmente. Par conséquent, le débit diminue et la pression de refoulement augmente. Inversement, si l'on ouvre cette vanne, la pression de refoulement diminue et le débit devient plus important. Ces actions sur la vanne de détente présente sur la conduite de bypass entraînent le même type d'actions sur la pression d'aspiration mais également sur la surchauffe à l'aspiration du compresseur.

Le schéma du banc du compresseur thermique est basé sur celui de l'université de Purdue. Comme l'illustre la figure 2.8, les principaux composants du banc d'essai sont : le compresseur sans lubrification, les conduites instrumentées de capteurs de température et de pression et équipées de vannes de détente, le condenseur, le thermorégulateur (Vulcatherm). Le compresseur étant thermique, un système de refroidissement est nécessaire. Le thermorégulateur est utilisé afin de maintenir un niveau de température en entrée du condenseur constante et ajustable.

### 2.4.2 Instrumentation interne au compresseur thermique

Afin d'étudier le comportement du compresseur thermique, plusieurs thermocouples et transmetteurs de pression sont installés de manière à observer l'évolution des températures et pressions du fluide de travail au sein du compresseur au cours de son fonctionnement. La figure 2.9 montre l'emplacement des thermocouples sur le prototype du compresseur thermique. Un certain nombre de capteurs de pression sont montés aussi, spécifiquement à la base de l'échangeur refroidisseur, dans la zone supérieure du réchauffeur, entre le régénérateur et l'échangeur refroidisseur, à la base de l'échangeur réchauffeur et au niveau du carter.

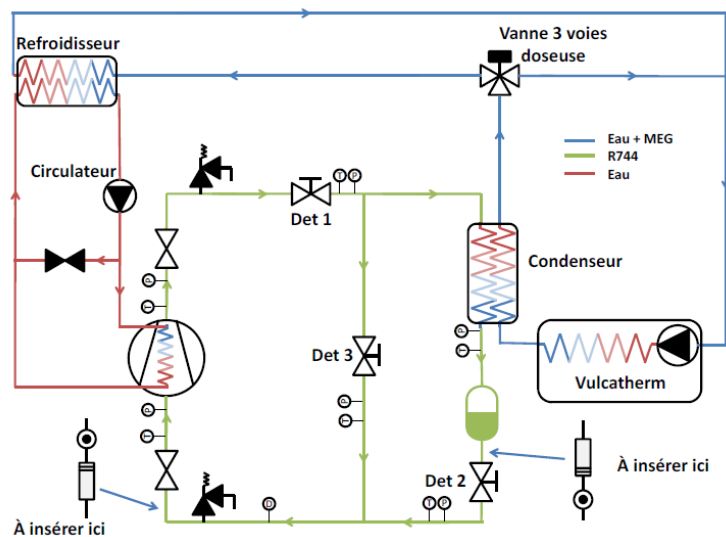
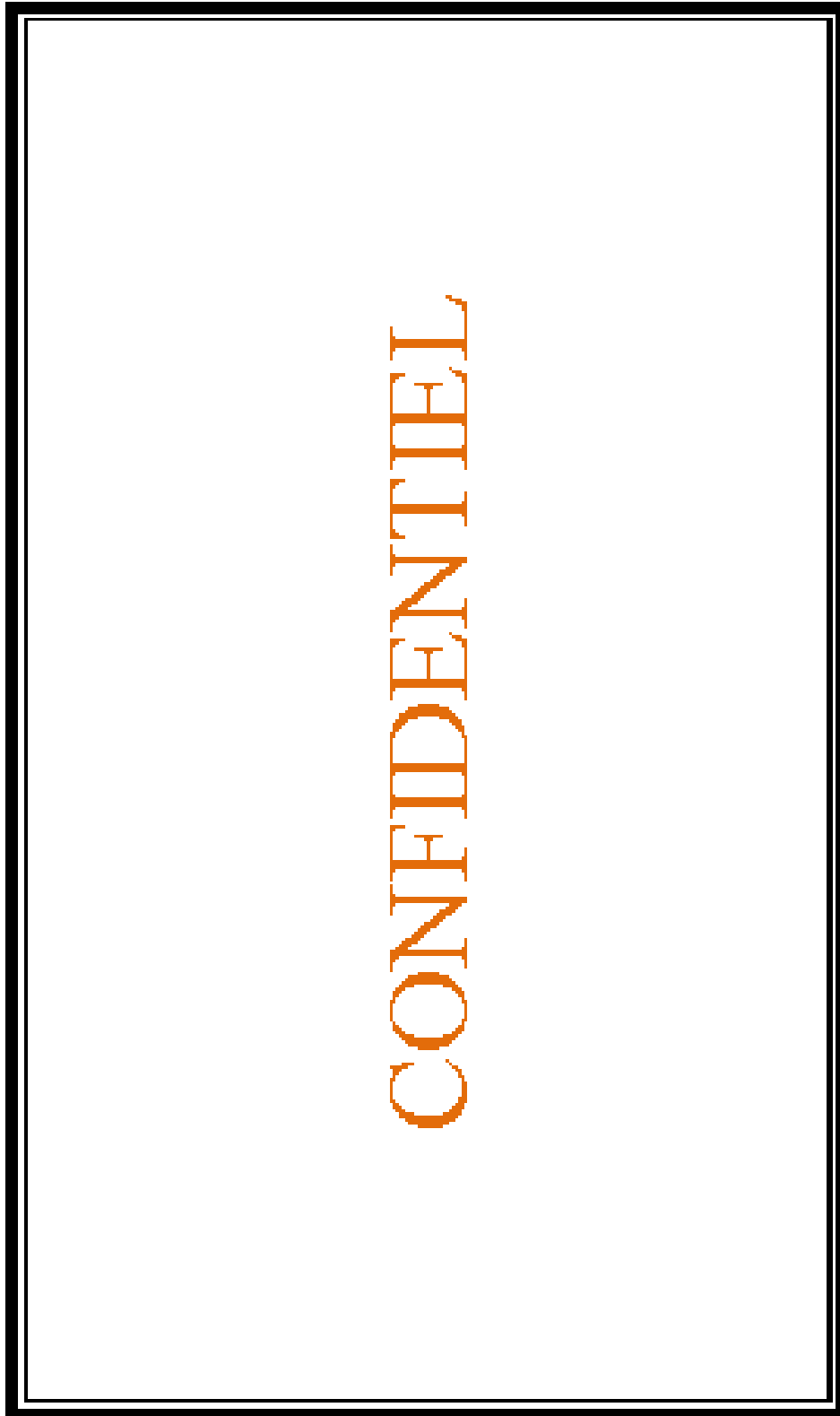


FIGURE 2.8: Schéma du banc d'essai du compresseur thermique (boostHEAT).



**FIGURE 2.9:** Implantation des différents thermocouples sur le prototype du compresseur thermique (boostHEAT).

# 3 Modélisation détaillée du compresseur boostHEAT

## Introduction

La modélisation numérique du cycle réalisé au sein d'un étage du compresseur thermique est basée sur l'analyse conforme aux méthodes habituelles de modélisation des moteurs Stirling. Un étage de compresseur thermique a la forme d'un moteur Stirling muni juste d'un piston déplaceur et de deux clapets assurant le refoulement et l'aspiration du fluide de travail. La présence des deux clapets assure la réalisation d'un cycle thermodynamique.

Les études existantes des moteurs Stirling ont été décrites dans le premier chapitre. Concernant la modélisation d'un étage du compresseur thermique, nous avons utilisé l'analyse couplée qui reste plus complète et plus réaliste que les analyses approximatives et découplées. La figure 3.1 présente les différents volumes considérés.

## 3.1 Description du modèle numérique

L'analyse couplée a pour avantage une précision plus élevée comparée aux autres analyses mais devient plus complexe et nécessite un coût de calcul plus important.

L'étage du compresseur thermique est divisé en différents volumes de contrôle comme l'illustre la figure 3.2. Chacune des parties froide et chaude du cylindre fait office d'un volume de contrôle. Concernant les échangeurs de chaleur, chacun est divisé en un nombre de volumes de contrôle. Ce nombre de volumes de contrôle dépend des gradients de température dans chaque échangeur, et de la taille des échangeurs. Le nombre de volumes de contrôle doit, d'une part, être suffisamment élevé pour avoir un degré de précision des calculs élevé, et, d'autre part, être suffisamment faible pour avoir un coût de calcul acceptable.



**FIGURE 3.1:** Volumes des échangeurs et volumes morts du compresseur.

Les grandeurs physiques à la sortie de chaque volume de contrôle constituent les paramètres d'entrée du volume de contrôle adjacent. La pression instantanée dans le compresseur est supposée la même dans chaque volume de contrôle aux pertes de charge près. Les volumes instantanés des parties froide et chaude sont régis par la cinématique du piston déplaceur.

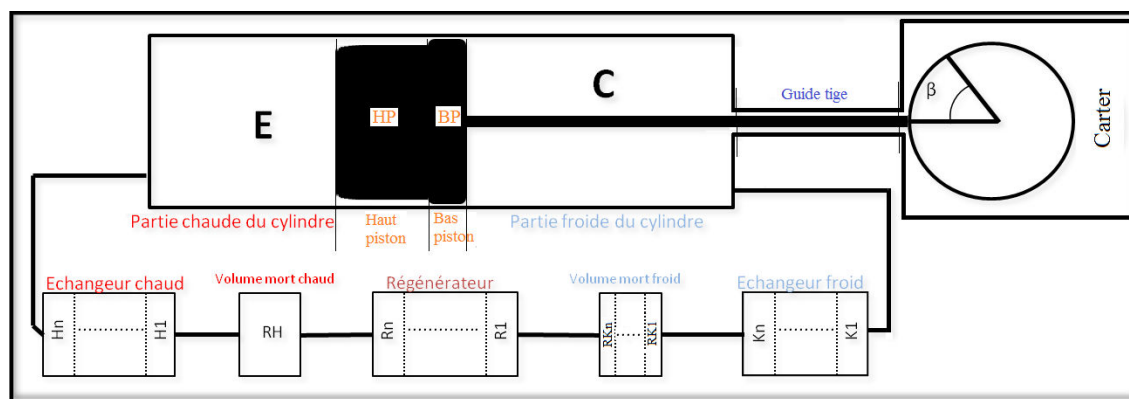
Notre analyse fait l'objet d'un certain nombre d'hypothèses, qui sont :

- Aucune fuite du fluide de travail vers l'extérieur du moteur ;
- Les enceintes chaude et froide du cylindre sont adiabatiques ;
- La pression instantanée à l'intérieur de chacun des volumes de contrôle est la moyenne des pressions à ses interfaces ;
- Les températures de parois des échangeurs chaud et froid sont constantes ;
- L'énergie cinétique du fluide est négligeable ;
- Par convention, les débits sont supposés positifs si l'écoulement est de la partie froide vers la partie chaude ;
- L'écoulement du gaz est monodimensionnel.

### 3.1.1 Calcul des volumes

Les échangeurs de chaleur et les espaces morts froid et chaud ont des volumes constants qui sont déterminés à partir de leurs géométries. En contrepartie, les volumes des parties chaude et froide du cylindre sont fonction du déplacement instantané du piston déplaceur.





**FIGURE 3.2:** Division de l'étage du compresseur en différents volumes de contrôle.

Du côté de la partie froide du cylindre, il faut prendre en compte le volume de la tige qui change aussi au cours du temps.

La variation du volume des parties froide et chaude du cylindre est donnée par le déplacement du piston déplaceur. Ce dernier est relié à une tige qui est à son tour reliée à un système bielle-manivelle. De ce fait, les variations des volumes des parties du cylindre sont sinusoïdales. Ces variations sont exprimées par les équations suivantes :

$$V_C = \frac{\pi}{4} (C - X) (D_{cyl}^2 - D_{tige}^2) + V_{mort,C} \quad (3.1)$$

$$V_E = \frac{\pi}{4} D_{cyl}^2 X + V_{mort,E} \quad (3.2)$$

$$X = L + R(1 - \cos(\beta)) - \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2(\beta)} \quad (3.3)$$

Où :

$X$  désigne le déplacement du piston. Il est fonction de l'angle  $\beta$  et exprimé par l'équation 3.3 ;

$V_{mort}$  désigne le volume mort des parties froide et chaude du cylindre ;

$C$  désigne la course du piston déplaceur ;

$D_{cyl}, D_{tige}$  désignent respectivement le diamètre du cylindre et celui de la tige ;

$L, R$  désignent respectivement la longueur de la bielle et le rayon du vilebrequin.

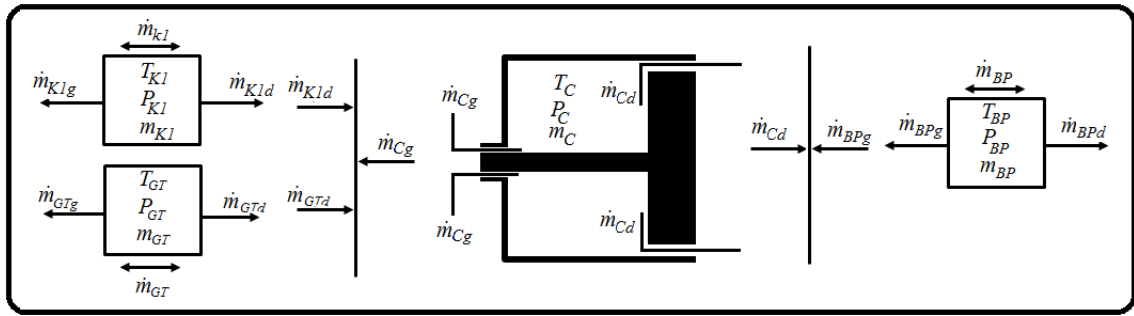


FIGURE 3.3: Débit à l'interface de la partie froide du cylindre.

### 3.1.2 Équations pour la partie froide du cylindre (C)

La partie froide du cylindre ne contient qu'un seul volume de contrôle et la perte de charge est négligée dans cet espace. Le fluide de travail contenu dans ce volume de contrôle est défini par un volume  $V_C$ , une pression  $P_C$ , une température  $T_C$  et une masse  $m_C$ . Ce volume de contrôle est connecté aux volumes de contrôle  $K_1$  de l'échangeur froid, à  $GT$  du guide de la tige et à  $BP$  de l'espace annulaire du bas du piston (figure 3.2).

**Calcul de la masse  $m_C$  :** La masse contenue dans la partie froide est donnée par l'équation 3.4.

$$m_C = V_C / v_C \quad (3.4)$$

où  $v_C$  est le volume spécifique du fluide de travail issu des tables.

$$v_C = v_C(\text{fluide}; T_C; P_C) \quad (3.5)$$

**Calcul du débit  $\dot{m}_C$  :** Les débits  $\dot{m}_{Cd}$  et  $\dot{m}_{Cg}$  aux interfaces de la partie froide du cylindre s'obtiennent à partir de l'équation de bilan de la masse (Eq.3.6) et des équations aux interfaces droite (3.7) et gauche (3.8) (figure 3.3).

$$\dot{m}_{Cd} + \dot{m}_{Cg} + \dot{m}'_C = 0 \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_{Cd} + \dot{m}_{BPg} = 0 \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_{Cg} + \dot{m}_{GTd} + \dot{m}_{k1d} = 0 \quad (3.8)$$

Par convention, le débit à l'interface d'un volume de contrôle est positif s'il sort du volume, et négatif s'il entre dans le volume.

**Calcul de la pression  $P_C$  :** Les pertes de charge dans cet espace est négligées. De ce fait, la pression dans cet espace est égale à la pression de son interface. Cette dernière est aussi l'interface droite du volume de contrôle  $K_1$ .

La pression  $P_C$  est donnée par l'équation suivante :

$$P_C = P_{K1d} = P_{BPg} \quad (3.9)$$

**Calcul de la température  $T_C$  :** La température est déduite des tables en fonction de l'énergie interne et de la pression correspondantes. L'énergie interne  $u_C$  est calculée par l'équation de bilan d'énergie appliquée à un système ouvert :

$$(\dot{m}_C u_C)' + \dot{m}_{Cd} h_{Cd} + \dot{m}_{Cg} h_{Cg} = \dot{W}_C \quad (3.10)$$

avec

$$\dot{W}_C = -P_C V'_C \quad (3.11)$$

$h_{Cg}$  et  $h_{Cd}$  sont les enthalpies massiques du fluide aux interfaces droite et gauche du volume de contrôle  $C$ . Ces enthalpies sont données en fonction de la pression  $P_C$  et des températures  $T_{Cd}$  et  $T_{Cg}$ . Ces dernières dépendent du sens des débits et peuvent être calculées de la façon suivante :

$$T_{Cd} = TEST T_C + (1 - TEST) (2T_{BP} - T_{BPd}) \quad (3.12)$$

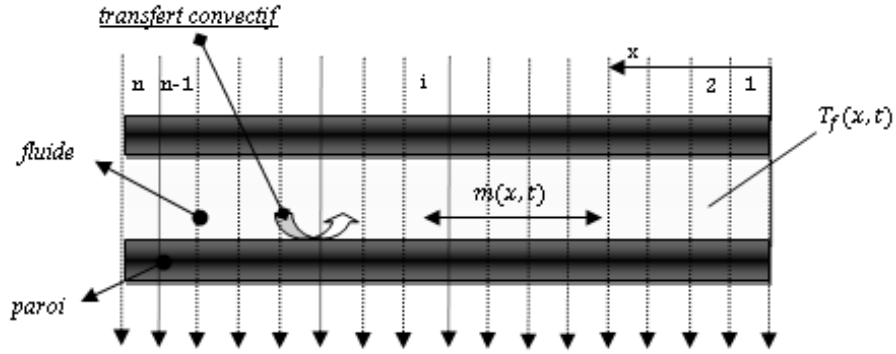


FIGURE 3.4: Schéma illustratif du modèle 1D de l'échangeur froid ( $K$ ).

où : ( $TEST = 1$ ) si ( $\dot{m}_{Cd} > 0$ ) et ( $TEST = 0$ ) si ( $\dot{m}_{Cd} < 0$ ).

$$T_{Cg} = TEST T_C + (1 - TEST) (T_{Cg,mélange}) \quad (3.13)$$

où : ( $TEST = 1$ ) si ( $\dot{m}_{Cg} > 0$ ) et ( $TEST = 0$ ) si ( $\dot{m}_{Cg} < 0$ ).

$T_{Cg,mélange}$  est la température du fluide donnant l'enthalpie  $h_{Cg}$  à la pression  $P_C$ . Cette enthalpie est issue du bilan d'énergie appliqué à l'interface gauche du volume  $C$  (3.14).

$$\dot{m}_{Cg} h_{Cg} + \dot{m}_{GTd} h_{GTd} + \dot{m}_{K1d} h_{K1d} = 0 \quad (3.14)$$

### 3.1.3 Équations pour le premier volume de contrôle de l'échangeur froid ( $K_1$ )

La figure 3.4 présente le modèle monodimensionnel de l'échangeur froid. L'échangeur est subdivisé en  $n$  volumes de contrôle. Le fluide de travail échange de la chaleur avec la paroi de l'échangeur qui est à une température constante.

**Calcul de la masse  $m_{K1}$  :** La masse contenue dans le volume de contrôle  $K_1$  est donnée par l'équation 3.15 :

$$m_{K1} = V_{K1} / v_{K1} \quad (3.15)$$

où  $V_{K1}$  est le volume de l'élément  $K_1$  occupé par le fluide et  $v_{K1}$  est le volume massique du fluide correspondant à la température  $T_{K1}$  et à la pression  $P_{K1}$ .

$$v_{K1} = v_{K1}(fluide; T_{K1}; P_{K1}) \quad (3.16)$$

**Calcul du débit  $\dot{m}_{K1}$  :** Le débit  $\dot{m}_{K1d}$  à l'interface droite du volume de contrôle  $K_1$  s'obtient par la relation 3.8. Le bilan de masse appliqué au volume  $K_1$  permet de calculer le débit  $\dot{m}_{K1g}$  à l'interface gauche :

$$\dot{m}_{K1g} + \dot{m}_{K1d} + \dot{m}'_{K1} = 0 \quad (3.17)$$

Le débit moyen est calculé par l'équation suivante :

$$\dot{m}_{K1} = (\dot{m}_{K1g} - \dot{m}_{K1d})/2 \quad (3.18)$$

Cette procédure de calcul des débits est identique pour tous les volumes de contrôle des échangeurs de chaleur, et des espaces morts chaud et froid.

**Calcul de la pression du fluide à l'intérieur du volume de contrôle  $K_1$  :** La pression  $P_{K1d}$  à l'interface droite de l'élément  $K_1$  est égale à la pression de la partie froide du cylindre :

$$P_{K1d} = P_C \quad (3.19)$$

La pression  $P_{K1g}$  à l'interface gauche de l'élément  $K_1$  s'obtient par l'expression suivante :

$$P_{K1g} = P_{K1d} - \Delta P_{K1} TEST_2 \quad (3.20)$$

où : ( $TEST_2 = -1$ ) si ( $\dot{m}_{K1} < 0$ ) et ( $TEST_2 = 1$ ) si ( $\dot{m}_{K1} > 0$ ).

$\Delta P_{K1}$  désigne la perte de charge dans le volume de contrôle  $K_1$ . Elle est calculée en fonction du régime de l'écoulement et de la géométrie du volume de contrôle. Le fluide

dans cet échangeur circule dans des tubes. La perte de charge est calculée par la relation suivante :

$$\Delta P_{K1} = \bar{f} \frac{L_{K1}}{D_{h,K1}} \rho_{K1} \frac{v^2}{2} \quad (3.21)$$

où  $\bar{f}$  est le coefficient de frottement moyen qui tient compte de la région du développement de l'écoulement. Il est calculé avec la corrélation de Shah et London (3.22) pour un écoulement laminaire et avec la corrélation de Zigrang et Sylvester (3.23) pour un écoulement turbulent [80].

$$\bar{f} = \frac{4}{Re} \left( \frac{3,44}{\sqrt{L^+}} + \frac{\frac{1,25}{4L^+} + \frac{64}{4} - \frac{3,44}{\sqrt{L^+}}}{1 + \frac{0,00021}{(L^+)^2}} \right) \quad (3.22)$$

$$L^+ = \frac{L}{D_h Re}$$

$$\bar{f} = \left( 1 + \left( \frac{D_h}{L} \right)^{0,7} \right) \left\{ -2 \log_{10} \left[ \frac{2\tau}{7,54 D_h} - \frac{5,02}{Re} \log_{10} \left( \frac{2\tau}{7,54 D_h} + \frac{13}{Re} \right) \right] \right\}^{-2} \quad (3.23)$$

$\tau$  est la rugosité de la conduite et  $L$  sa longueur.

Comme décrit dans les hypothèses, la pression instantanée à l'intérieur d'un volume de contrôle est la moyenne des pressions à ses interfaces. Ceci suppose une distribution linéaire de la pression.

$$P_{K1} = (P_{K1d} + P_{K1g})/2 \quad (3.24)$$

Cette procédure de calcul des pressions est identique pour tous les volumes de contrôle des échangeurs ainsi que ceux des espaces morts chaud et froid.

**Calcul de la température du fluide à l'intérieur du volume  $K_1$  :** L'énergie interne du fluide à l'intérieur de ce volume s'obtient à partir de l'équation de bilan d'énergie appliqué à un système ouvert :

$$(\dot{m}u_{K1})' + (\dot{m}_{K1d}h_{K1d} + \dot{m}_{K1g}h_{K1g}) = \dot{Q}_{K1} \quad (3.25)$$

La température  $T_{K1}$  correspond à la température du fluide donnée par l'énergie interne  $u_{K1}$  et la pression  $P_{K1}$ .

$$T_{K1} = T_{K1}(\text{fluide}, u_{K1}; P_{K1}) \quad (3.26)$$

Les enthalpies  $h_{K1g}$  et  $h_{K1d}$  sont respectivement celles du fluide à l'interface gauche et à l'interface droite du volume de contrôle  $K_1$ .

$$h_{K1g} = h_{K1g}(\text{fluide}; T_{K1g}; P_{K1g})$$

$$h_{K1d} = h_{K1d}(\text{fluide}; T_{K1d}; P_{K1d})$$

$\dot{Q}_{K1}$  est puissance calorifique échangée par convection dans ce volume de contrôle entre le fluide de travail et la paroi de l'échangeur. Celle-ci a pour expression :

$$\dot{Q}_{K1} = \bar{h}_{K1} A_{K1} n_K (T_{wK} - T_{K1}) \quad (3.27)$$

avec

$\bar{h}_{K1}$  désigne le coefficient de transfert convectif dans  $K_1$ .

$A_{K1}, n_K$  désignent respectivement la surface d'échange d'un tube de l'élément  $K_1$  et le nombre de tubes dans le même volume.

$T_{wK}$  désigne la température de la paroi de l'échangeur froid.

Les coefficients d'échange de l'écoulement du fluide circulant dans les tubes de l'échangeur refroidisseur, soumis à une température constante, sont donnés par les relations de Edwards (3.28) et de Gnielinski (3.29) correspondant respectivement à des écoulements laminaire et turbulent [26].

$$Nu = 3,66 + \frac{0,0065 (D/L) Re Pr}{1 + 0,04 [(D/L) Re Pr]^{2/3}} \quad (3.28)$$

$$Nu = \frac{(\bar{f}/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(\bar{f}/8)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.29)$$

$$\bar{h}_{k1} = Nu \frac{\lambda}{D_h}$$

La corrélation de Gnielinski (3.29) est valable pour  $0,5 \leq Pr \leq 2000$  et  $3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$ . Cette procédure de calcul des températures est identique pour les volumes de contrôle des échangeurs et ainsi que ceux des espaces morts chaud et froid.

**Calcul de la température du fluide à l'interface gauche ( $T_{K1g}$ ) :** Cette température dépend du sens du débit et s'obtient par l'expression suivante :

$$T_{K1g} = T_{K2d} = (1 - TEST)(2T_{K2} - T_{K2g}) + TEST(2T_{K1} - T_{K1d}) \quad (3.30)$$

où : ( $TEST = 1$ ) si ( $\dot{m}_{K1d} > 0$ ) et ( $TEST = 1$ ) si ( $\dot{m}_{K1d} < 0$ ).

### 3.1.4 Équations pour $K_i^{ème}$ volume de contrôle de l'échangeur froid

Les variables à calculer pour ce volume de contrôle intermédiaire sont les mêmes que celles calculées pour le 1<sup>er</sup> volume de contrôle. Les variables d'entrée de ce volume de contrôle sont les variables de sortie du volume précédent. La méthode de calcul est identique à celle suivie pour le premier volume de contrôle  $K_1$ .

Une exception est faite pour le dernier volume de contrôle ( $K_n$ ) dans le calcul de la température à l'interface gauche ( $T_{Kng}$ ). Ce volume est adjacent à l'espace mort froid. Le calcul de cette température à l'interface gauche est donnée par l'équation 3.31.

### 3.1.5 Équations pour le volume mort froid (RK)

Ce volume se trouve entre l'échangeur froid et le régénérateur (Fig.3.2). Le calcul de la masse, du débit moyen et des débits aux interface, de la pression et de la température du fluide dans chaque volume de contrôle se fait de la manière décrite précédemment.



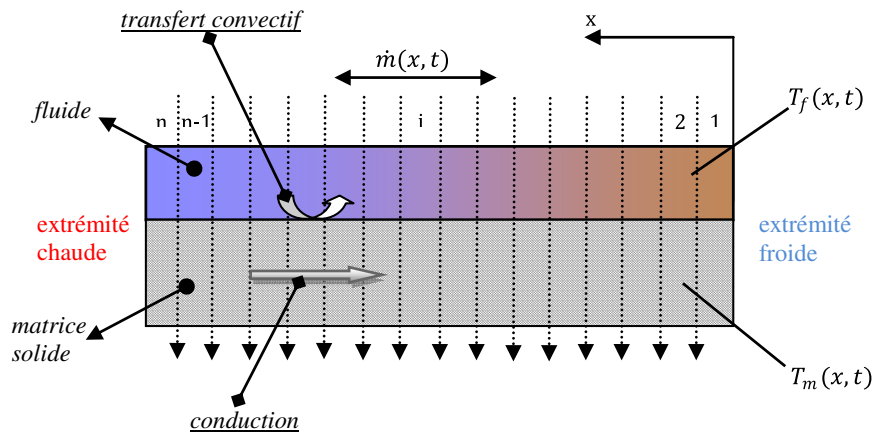


FIGURE 3.5: Schéma illustratif du modèle 1D avec les paramètres importants.

#### Calcul de la température à l'interface droite du volume de contrôle $RK1$ :

Cette température dépend du sens du débit à cette interface. Celle-ci est exprimée par l'équation 3.31, qui tient compte de la linéarité du profil de la température.

$$T_{RK1d} = T_{Kng} = (1 - TEST) (2T_{RK} - T_{RKg}) + TEST (2T_{Kn} - T_{Knd}) \quad (3.31)$$

#### 3.1.6 Équations pour les volumes de contrôle du régénérateur (R)

La figure 3.5 montre un échangeur de chaleur régénérateur modélisé comme un système monodimensionnel. La matrice solide du régénérateur est en acier inoxydable (AISI 316). La géométrie de la matrice solide est caractérisée par le diamètre hydraulique ( $d_h$ ), le diamètre des fils du treillis ( $d_{fil}$ ), la porosité ( $\phi$ ), la section frontale de passage du fluide ( $A_{fr}$ ) et la surface d'échange convective avec le fluide ( $S_c$ ).

Le régénérateur est subdivisé en plusieurs volumes de contrôle, comme l'illustre la figure 3.5. Le nombre de volumes de contrôle est un compromis entre la précision des résultats à obtenir et le temps de calcul. Dans chaque volume de contrôle, les équations de conservation de la masse et de l'énergie sont appliquées. L'énergie cinétique du fluide est supposée négligeable. Les propriétés physiques du fluide de travail à la sortie d'un volume de contrôle sont celles à l'entrée du volume de contrôle adjacent. La pression instantanée calculée au milieu d'un volume de contrôle est la moyenne arithmétique des valeurs de pression aux interfaces du même volume de contrôle. La température du fluide

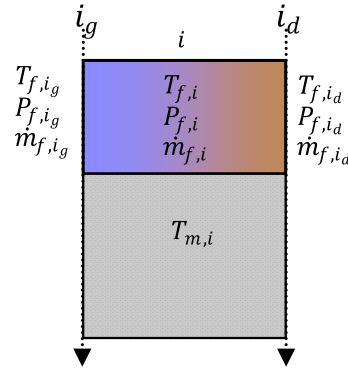


FIGURE 3.6:  $i^{\text{ème}}$  volume de contrôle.

de travail à la sortie d'un volume de contrôle est donnée par la moyenne arithmétique des températures du fluide des deux volumes de contrôle ayant cette sortie comme interface commune. Cette température du fluide à la sortie sera la température du fluide à l'entrée du volume de contrôle adjacent. Urieli [95] utilise la température du fluide calculée au milieu d'un volume de contrôle comme la température d'entrée du fluide dans le volume de contrôle adjacent. Ceci suppose une température du fluide uniforme dans tout le volume de contrôle considéré.

La figure 3.6 illustre les paramètres du fluide et de la matrice au centre et aux interfaces d'un  $i^{\text{ème}}$  volume de contrôle. Les bilans de masse et d'énergie appliqués au  $i^{\text{ème}}$  volume de contrôle sont donnés respectivement par les équations 3.32 et 3.33 :

$$\dot{m}'_{f,i} + \dot{m}_{f,i_d} + \dot{m}_{f,i_g} = 0 \quad (3.32)$$

$$(\dot{m}_{f,i} u_{f,i})' + \dot{m}_{f,i_d} h_{f,i_d} + \dot{m}_{f,i_g} h_{f,i_g} = \dot{Q}_i \quad (3.33)$$

La masse instantanée du fluide contenue dans un volume de contrôle du régénérateur est déterminée à partir du volume spécifique (Eq.3.34). Ce dernier est fonction de la température et de la pression et il est déterminé par interpolation linéaire à deux dimensions des valeurs du volume spécifique contenues dans les tables générées (Eq.3.35).

$$m_{f,i} = V_i / v_{f,i} \quad (3.34)$$

$$v_{f,i} = v(fluide, T_i, P_i) \quad (3.35)$$

Aux interfaces du volume de contrôle, le débit massique est négatif s'il est entrant et positif s'il est sortant. Le débit massique au centre du volume de contrôle est calculé à partir des débits des interfaces par la relation suivante :

$$\dot{m}_{f,i} = (\dot{m}_{f,i_g} - \dot{m}_{f,i_d})/2 \quad (3.36)$$

Les pressions aux interfaces du volume de contrôle sont exprimées en fonction de la perte de charge (Eq.3.37). La perte de charge est définie comme une fonction du coefficient de frottement ( $f_f$ ) et des caractéristiques de l'écoulement. Ce coefficient de frottement est fonction du nombre de Reynolds ( $Re$ ) local et de la géométrie de la matrice. Il est déterminé à partir de la corrélation de Gédéon utilisée pour un écoulement oscillant dans le cas d'une matrice à fils tissés (Eq.3.38) [38].

$$P_{f,i_g} = P_{f,i_d} - \Delta P_{f,i} * TEST_i \quad (3.37)$$

$$f_{f,i} = 129/Re_i + 2,91 Re_i^{-0,103} \quad (3.38)$$

$$Re_i = \frac{\dot{m}_{f,i} D_h}{A_p \mu_i}$$

$$D_h = \frac{\phi d_{fil}}{4(1 - \phi)}$$

où : ( $TEST_i = -1$ ) si ( $\dot{m}_i < 0$ ) et ( $TEST_i = 1$ ) si ( $\dot{m}_i > 0$ ).

La pression instantanée à l'intérieur du volume de contrôle est la moyenne des pressions à ses interfaces. Ceci suppose une distribution linéaire de la pression.

$$P_{f,i} = (P_{f,i_d} + P_{f,i_g})/2 \quad (3.39)$$

La puissance thermique  $\dot{Q}_i$  échangée entre le fluide et la matrice solide est exprimée en fonction du coefficient de transfert  $\bar{h}_i$ , de la surface d'échange  $A_{c,i}$  et de la différence des températures matrice-fluide :

$$\dot{Q}_i = \bar{h}_i A_{c,i} (T_{m,i} - T_{f,i}) \quad (3.40)$$

Le coefficient de transfert convectif ( $\bar{h}_i$ ) est déterminé en fonction du nombre de Nusselt ( $Nu_i$ ), de la conductivité du fluide ( $\lambda_i$ ) et du diamètre hydraulique ( $d_h$ ). Le nombre de Nusselt ( $Nu_i$ ) est fonction du nombre de Reynolds ( $Re_i$ ), du nombre de Prandtl ( $Pr_i$ ) et de la porosité ( $\phi$ ). Dans cette étude, la corrélation donnant le nombre de Nusselt en fonction de Reynolds, de Prandtl et de la porosité pour un écoulement oscillant est celle de Gédéon (Eq.3.41) [38].

$$Nu_i = (1 + 0,99 Pe_i^{0,66}) \phi^{1,79} \quad (3.41)$$

où :  $Pe_i = Re_i Pr_i$  est le nombre de Peclet pour le volume de contrôle  $i$ .

L'interface droite du premier volume de contrôle est la même que l'interface gauche du dernier volume de contrôle du volume mort froid. La température à cette interface se calcule de la même façon que l'équation 3.31. Parallèlement, la température à l'interface gauche du dernier volume de contrôle est égale à la température de l'interface droite du volume mort chaud, et a la même expression que l'équation 3.30.

La température de la matrice solide du régénérateur dépend du transfert thermique avec le fluide et de la conduction axiale à travers le solide. L'application du bilan d'énergie à la matrice solide permet de déterminer la variation instantanée de la température du solide dans un  $i^{\text{ème}}$  volume de contrôle. Cette variation de température est donnée par :

$$\rho_{m,i} V_{m,i} C_{p_{m,i}} T'_{m,i} = -\dot{Q}_i + (\dot{Q}_{cond,i_g} + \dot{Q}_{cond,i_d}) \quad (3.42)$$

La masse volumique  $\rho_{m,i}$  et capacité spécifique  $C_{p_{m,i}}$  du matériau utilisé dépendent de la température. La puissance thermique échangée par conduction est déterminée à partir

|             |           |           |           |                 |           |        |
|-------------|-----------|-----------|-----------|-----------------|-----------|--------|
| <i>type</i> | $d_{int}$ | $d_{ext}$ | $l_{reg}$ | <i>matériau</i> | $d_{fil}$ | $\phi$ |
|             | (mm)      | (mm)      | (mm)      |                 | (mm)      | (-)    |
| xxx         | xx        | xx        | xx        | xxx             | xx        | xx     |

**TABLE 3.1:** Données géométriques du régénérateur.

de la conductivité du matériau ( $\lambda_{m,i}$ ), de la surface d'échange par conduction ( $A_{cond,m,i}$ ), de l'épaisseur ( $L_{m,i}$ ) et de la différence de température du matériau entre l'interface et le centre du volume de contrôle. Elle est donnée par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{cond,i_g} = \lambda_{m,i} A_{cond,m,i} (L_{m,i}/2) (T_{m,i_g} - T_{m,i}) \quad (3.43)$$

$$\dot{Q}_{cond,i_d} = \lambda_{m,i} A_{cond,m,i} (L_{m,i}/2) (T_{m,i_d} - T_{m,i}) \quad (3.44)$$

où :  $T_{m,i_g}$  et  $T_{m,i_d}$  sont respectivement les températures de la matrice aux interfaces gauche et droite du  $i^{ème}$  volume de contrôle et  $T_{m,i}$  est la température de la matrice à son centre.  $\lambda_{m,i}$  est la conductivité thermique du matériau dépendante de la température.

#### Données géométriques du régénérateur :

Le régénérateur a une forme annulaire avec un diamètre intérieur  $d_{int}$ , un diamètre extérieur  $d_{ext}$  et une longueur  $l_{reg}$ . La matrice est composée de couches de treillis tissés à base de fils de diamètre  $d_{fil}$ . Le matériau composant la matrice solide est de l'acier inoxydable (AISI316). Les données géométriques sont reprises dans le tableau 3.1.

#### 3.1.7 Équations pour le volume mort chaud (RH)

Ce volume est localisé entre le régénérateur et l'échangeur froid (figure 3.2). Le fluide de travail s'écoule dans des tubes. Le calcul de la masse, du débit moyen, des débits aux interfaces, des pressions et des températures pour ce volume de contrôle se fait de la même façon que celle décrite pour le volume mort froid. Ce volume est considéré comme un seul volume de contrôle.

| $D_i/D_e$ | $Nu$ |
|-----------|------|
| 0         | 3,66 |
| 0,05      | 4,06 |
| 0,10      | 4,11 |
| 0,25      | 4,23 |
| 0,50      | 4,43 |
| 1,00      | 4,86 |

**TABLE 3.2:** Nombre de Nusselt pour un écoulement annulaire laminaire avec des surfaces interne adiabatique et externe isotherme [26].

### 3.1.8 Équations pour l'échangeur chaud ( $H$ )

Cet échangeur est localisé entre le volume mort chaud et la partie chaude du cylindre. La démarche entreprise pour le calcul de tous les paramètres définis précédemment dans les volumes de contrôle de cet échangeur, est identique à celle décrite pour l'échangeur froid.

Au sein de cet échangeur, le fluide de travail échange de la chaleur avec la source chaude. L'écoulement du fluide s'effectue dans un espace annulaire où la paroi interne est isolée et la paroi externe est chauffée. Le coefficient de frottement est calculé par la relation 3.45 dans le cas d'un écoulement laminaire et par la relation 3.23 pour un écoulement turbulent [80].

$$\bar{f} = \frac{4}{Re} \left[ \frac{3,44}{\sqrt{L^+}} + \frac{\frac{1,25}{4L^+} + \frac{f_{annulaire} Re}{4} - \frac{3,44}{\sqrt{L^+}}}{1 + \frac{0,00021}{(L^+)^2}} \right] \quad (3.45)$$

$$f_{annulaire} = \frac{64}{Re} \sqrt{\frac{(1 - \Gamma^2)}{1 + \Gamma^2 - \left( \frac{1 - \Gamma^2}{\ln(\Gamma^{-1})} \right)}} \quad (3.46)$$

où  $\Gamma$  est le rapport du diamètre interne sur le diamètre externe du passage annulaire de l'écoulement.

Le coefficient de transfert thermique dans l'espace annulaire pour un écoulement laminaire est déterminé par interpolation des données du tableau 3.2.

Dans le cas d'un écoulement annulaire turbulent, le nombre de Nusselt est déterminé

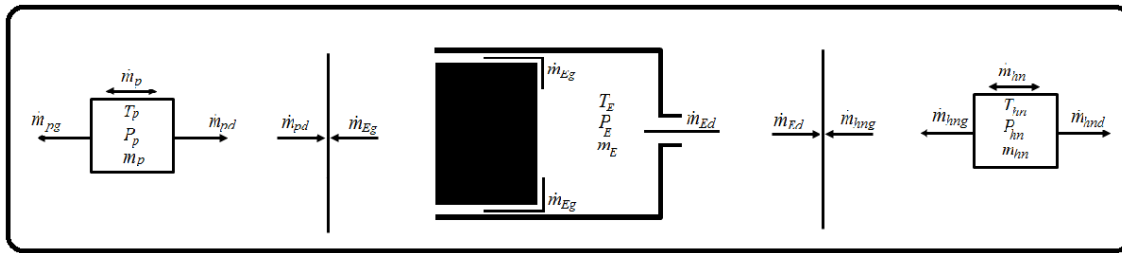


FIGURE 3.7: Débit à l'interface de la partie chaude du cylindre.

en multipliant le Nusselt calculé par la corrélation de Gnielinski pour un écoulement tubulaire (3.29) par un facteur correcteur. Ce dernier est donné par la relation suivante [26] :

$$F_e = 0,86 \left( \frac{D_i}{D_e} \right)^{-0,16}$$

### 3.1.9 Équations pour la partie chaude du cylindre (E)

Pour cette partie, on ne considère qu'un seul volume de contrôle et on néglige les pertes de charge comme c'était le cas pour la partie froide du cylindre. L'interface droite de ce volume est la même que l'interface gauche du dernier volume de contrôle de l'échangeur chaud et l'interface gauche est la même que l'interface droite du piston déplaceur (Fig.3.7).

La procédure de calcul pour ce volume est identique à celle suivie dans la partie froide du cylindre. Les équations décrites dans la partie 3.1.2 sont aussi appliquées à ce volume de contrôle.

### 3.1.10 Équations pour l'espace annulaire autour du piston (HP)

Le piston déplaceur forme un espace annulaire avec le cylindre (figure 3.2) où un débit de fluide circule et génère une fuite entre les parties froide et chaude du cylindre. Cet espace est considéré comme un seul volume de contrôle, son interface droite est la même que l'interface gauche de la partie chaude du cylindre et son interface gauche est la même que l'interface droite du volume de contrôle du bas du piston (Fig.3.7). La procédure de calcul pour ce volume de contrôle est la même que celle décrite précédemment. Un transfert de chaleur entre le fluide et la paroi du piston est considéré. La détermination

de la masse, des débits massiques, de la pression et de la température est basée sur la méthode décrite précédemment pour un volume de contrôle de l'échangeur froid.

### **3.1.11 Équations pour l'espace annulaire du bas du piston (BP)**

Le passage du fluide dans le bas piston se fait dans un espace annulaire. Cet espace annulaire est formé par le jeu entre le bas piston et le cylindre qui est plus faible que le jeu de l'espace annulaire entre le piston et le cylindre. L'interface droite de ce volume de contrôle est la même que l'interface gauche du volume de contrôle du piston. De plus, l'interface gauche de l'espace annulaire entre le bas du piston et le cylindre est la même interface droite de la partie froide du piston (Fig.3.3). Une démarche de calcul similaire à celle décrite pour le premier volume de contrôle de l'échangeur froid est suivie pour calculer la masse du fluide, les débits aux interfaces et le débit moyen, la puissance thermique transférée, les pressions et les températures aux interfaces ainsi que la pression et la température moyennes au centre du volume de contrôle considéré.

### **3.1.12 Équations pour l'espace annulaire du guide de tige**

Cet espace annulaire assure la connexion du fluide entre le compresseur et le carter. La partie extérieure de la paroi du guide de la tige est refroidie par une circulation d'eau. Ce volume est discrétisé comme un seul volume de contrôle. Les équations décrites pour le premier volume de contrôle de l'échangeur froid sont aussi appliquées pour cet espace annulaire. L'interface droite de ce volume de contrôle est connecté à la fois à l'interface gauche de la partie froide du cylindre et à l'interface droite du premier volume de contrôle de l'échangeur froid (Fig.3.3). L'interface gauche de cet espace est la même que l'interface du carter (Fig.3.2).

### **3.1.13 Équations pour le volume du carter**

Le volume occupé par le fluide dans le carter est variable avec le déplacement du piston et cela est dû au mouvement de va-et-vient de la tige du piston. Ce volume est discrétisé comme un seul volume de contrôle et supposé être adiabatique. La même démarche décrite précédemment est suivie pour la détermination de la masse du fluide, du débit à l'interface, la pression et la température du fluide. Ce volume est connecté juste avec l'interface gauche de l'espace annulaire du guide de la tige.



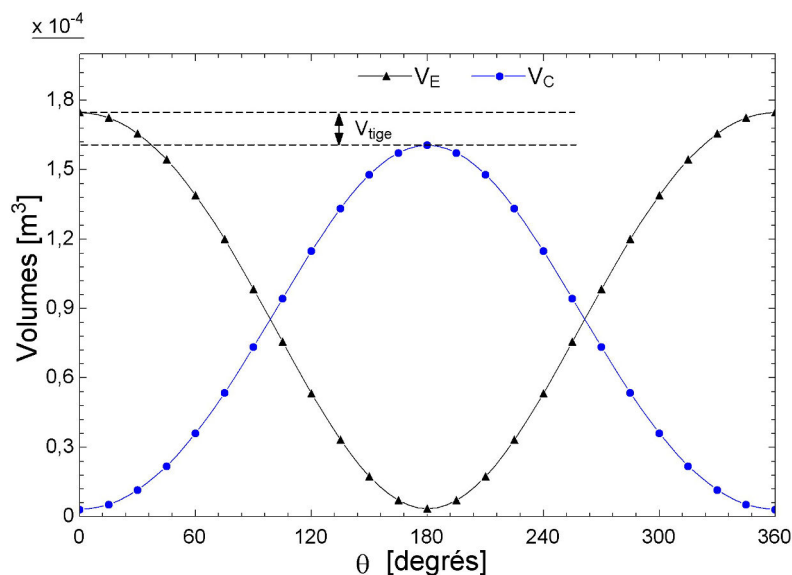


FIGURE 3.8: Volumes occupés par le fluide dans les parties froide et chaude du cylindre.

## 3.2 Résultats de l'analyse

Les résultats de simulation présentés dans cette section sont obtenus pour une configuration du compresseur avec clapets fermés. La fréquence moyenne de fonctionnement est  $f = 3,5\text{Hz}$ , les températures des sources chaude et froide sont respectivement de  $600^\circ\text{C}$  et de  $30^\circ\text{C}$ .

### 3.2.1 Évolutions instantanées des paramètres calculés

Le piston déplaceur fait des mouvements de va-et-vient entre les deux extrémités du cylindre. Les variations des volumes des deux espaces C et E avec le déplacement du piston sont illustrées dans la figure 3.8. La présence de la tige fait que le fluide dans l'espace C occupe un volume plus petit que dans l'espace E.

La figure 3.9 représente l'évolution sur un cycle des masses de fluide contenues dans chaque composant du compresseur thermique. La plus importante masse de fluide est localisée du côté froid du compresseur. Ceci est donné par des masses volumiques du fluide plus importantes pour des températures plus faibles. L'évolution au cours d'un cycle des débits massiques du fluide au milieu du régénérateur ( $\dot{m}_R$ ), à l'interface gauche de l'espace C ( $\dot{m}_{Cg}$ ) et à l'interface droite de l'espace E ( $\dot{m}_{Ed}$ ) est représentée sur la figure

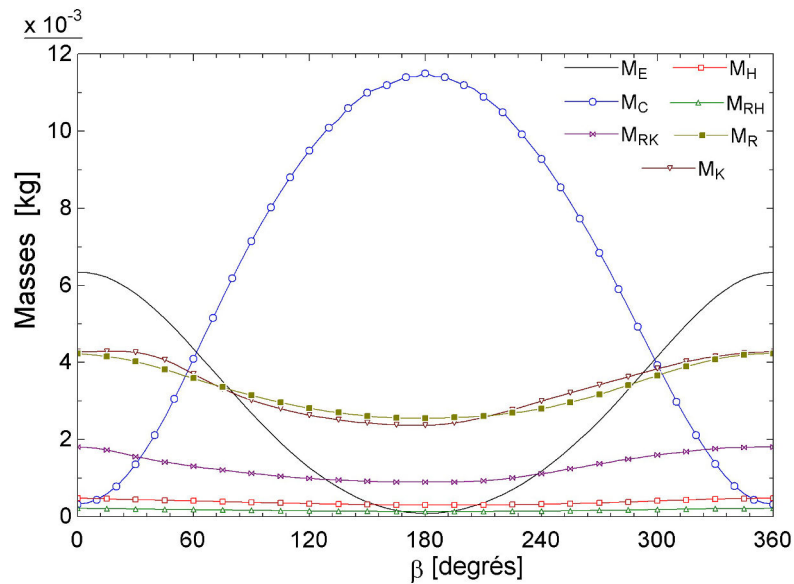


FIGURE 3.9: Masses de fluide contenues dans les composants du compresseur.

3.10.

La pression du fluide est uniforme dans le compresseur aux pertes de charge près. La figure 3.11 illustre les profils, au cours d'un cycle, de la pression du fluide dans l'espace C et des pertes de charge dans le compresseur.

Les évolutions des températures du fluide aux centres des volumes de contrôle  $C$ ,  $E$ ,  $Hn$  et  $K1$  sont représentées par la figure 3.12. La température du fluide dans chaque volume de contrôle est influencée à la fois par les processus de compression et de détente, par les transferts thermiques et les températures des débits de fluide entrants.

## 3.2.2 Profils de températures du fluide et de la matrice dans le régénérateur

### 3.2.2.1 Profils des températures dans le régénérateur

La figure 3.13 présente le profil de la température du fluide (R744) dans le régénérateur, pour 40 volumes de contrôle, à différentes positions du piston déplaceur. Pour  $\theta = 0^\circ$ , le fluide commence son déplacement de la partie chaude vers la partie froide et chauffe la matrice par son passage dans le régénérateur jusqu'à  $\theta = 180^\circ$ . De  $\theta = 180^\circ$  à  $\theta = 360^\circ$ ,

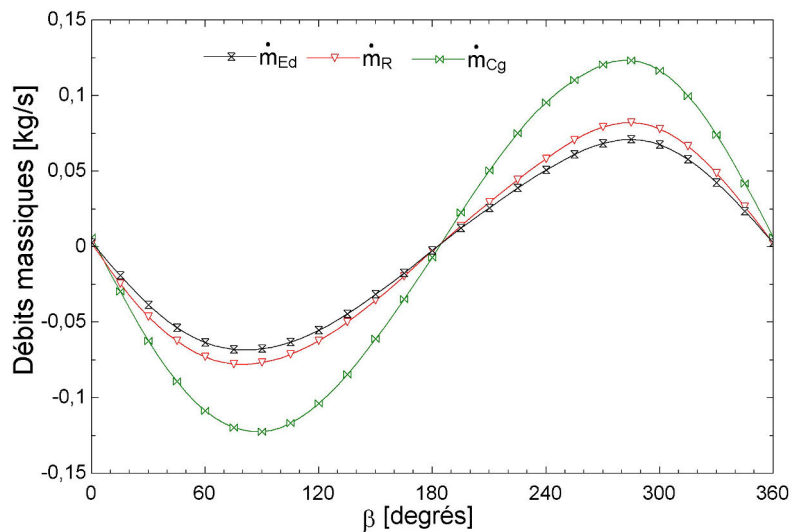


FIGURE 3.10: Débits massiques calculés dans les deux parties du cylindre et au milieu du régénérateur.

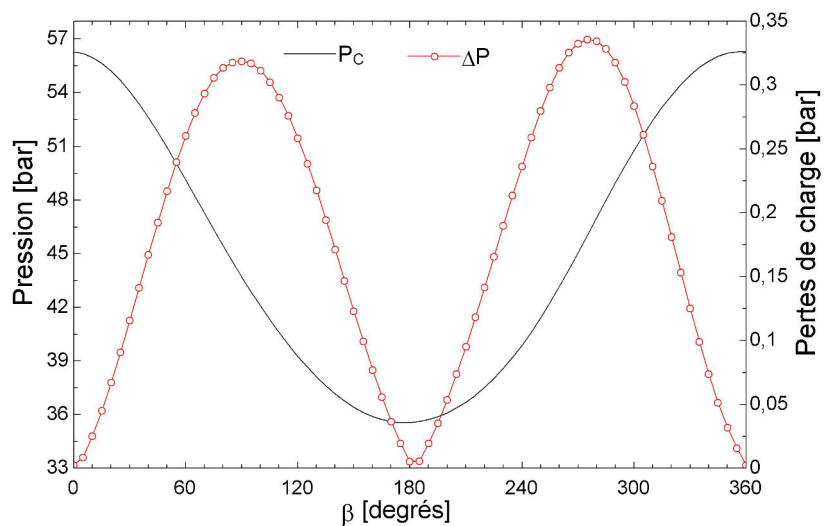
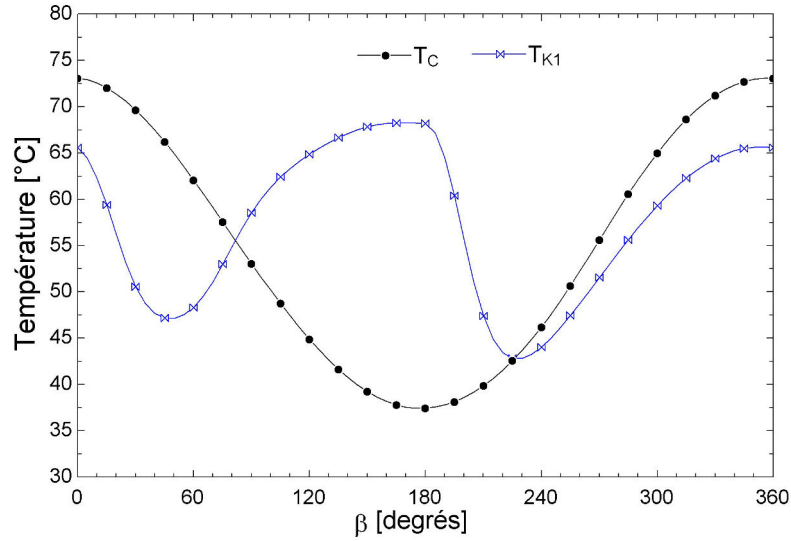
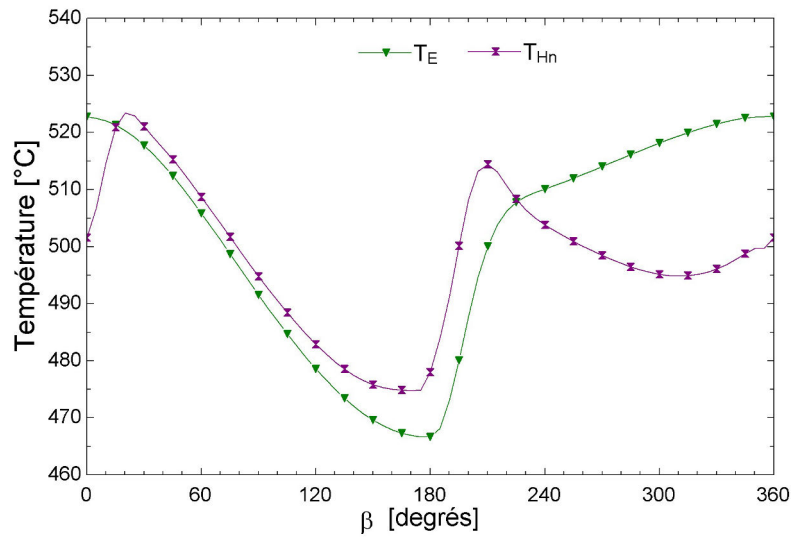


FIGURE 3.11: Evolution de la pression et de la perte de charge dans le compresseur.

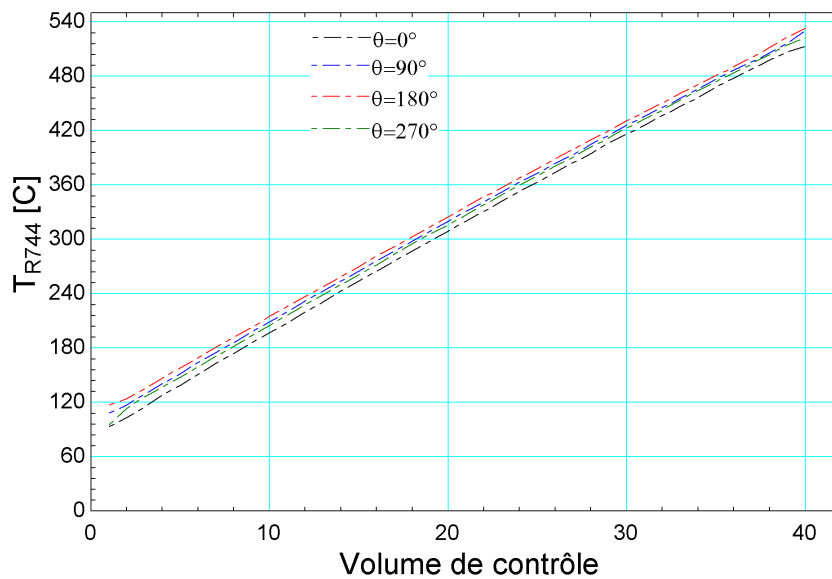


(a) Partie froide



(b) Partie chaude

**FIGURE 3.12:** Températures du fluide dans les parties froide et chaude du compresseur.



**FIGURE 3.13:** Profil de la température du R744 dans le régénérateur.

le fluide s'écoule de la partie froide vers la partie chaude tout en refroidissant la matrice.

Le profil de cette température reste linéaire tout au long du régénérateur sauf aux niveaux des volumes de contrôle des deux extrémités où la température du fluide est influencée par la température du fluide entrant. La figure 3.14 illustre les profils de température du fluide aux extrémités chaude et froide du régénérateur à différentes positions du piston déplaceur.

Le profil axial de la température de la matrice solide du régénérateur à différentes positions du piston déplaceur est représenté dans la figure 3.15. Ce profil de température oscille entre un profil de température minimum atteint pour  $\theta = 0^\circ$  et un profil de température maximum atteint pour  $\theta = 180^\circ$ . Le profil de la température est linéaire le long du régénérateur excepté aux deux extrémités. La figure montre aussi que la température de la matrice oscille avec une amplitude de  $15^\circ\text{C}$  au milieu du régénérateur. Des amplitudes de température de  $25^\circ\text{C}$  à l'extrémité froide et de  $20^\circ\text{C}$  à l'extrémité chaude sont obtenues comme le montre la figure 3.16.

Anderson et al. [7, 6] ont étudié les effets des oscillations de la température de la ma-

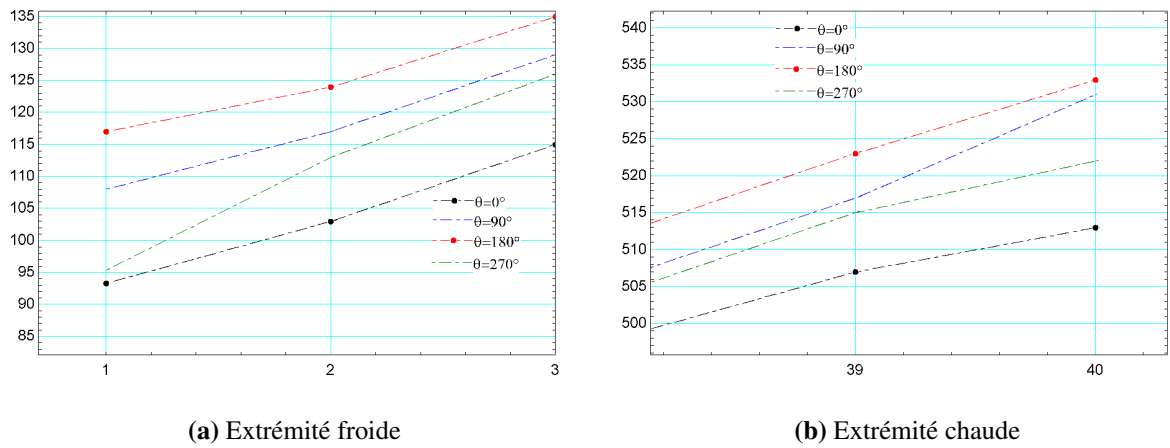


FIGURE 3.14: Influence du débit entrant sur le profil de température du fluide.

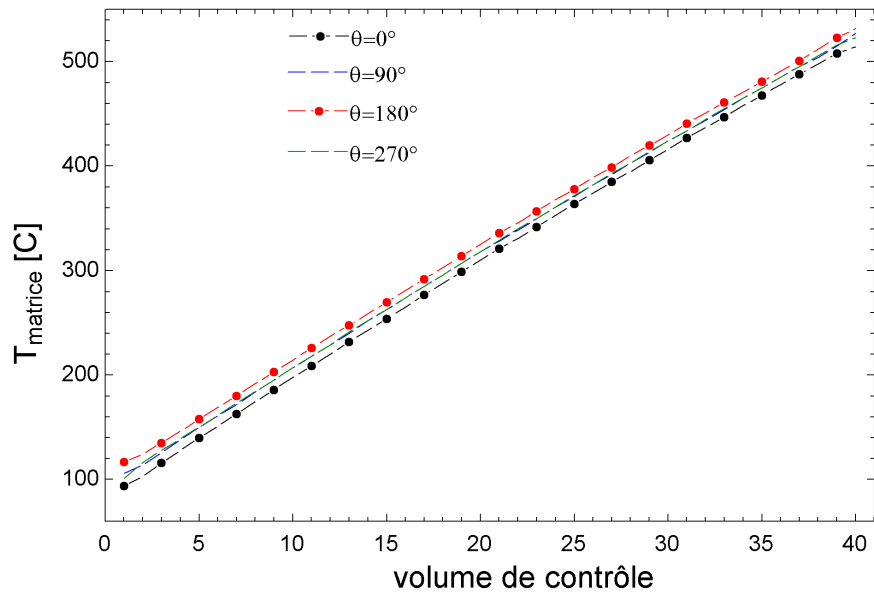
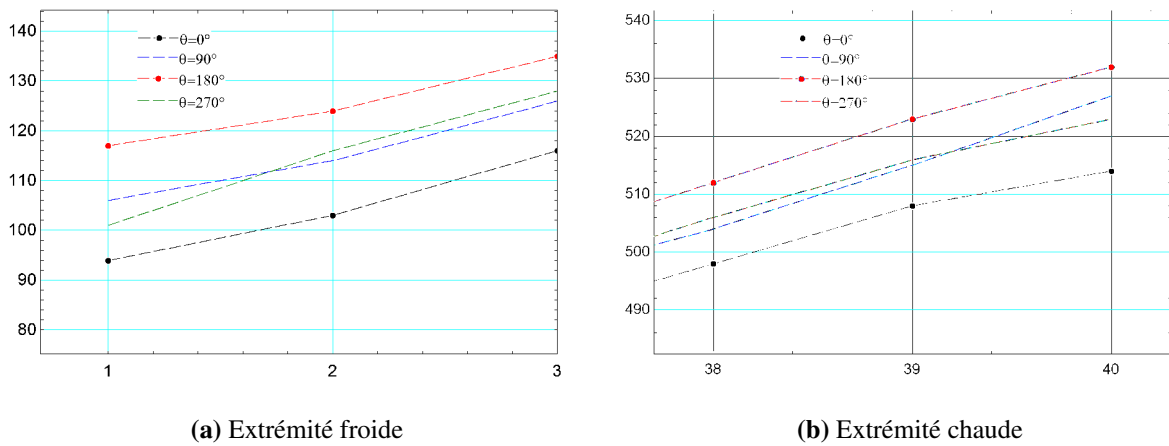


FIGURE 3.15: Profil de la température de la matrice du régénérateur.



**FIGURE 3.16:** Influence du débit entrant sur le profil de température de la matrice.

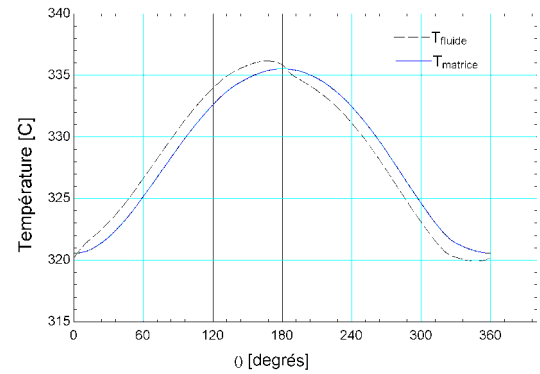
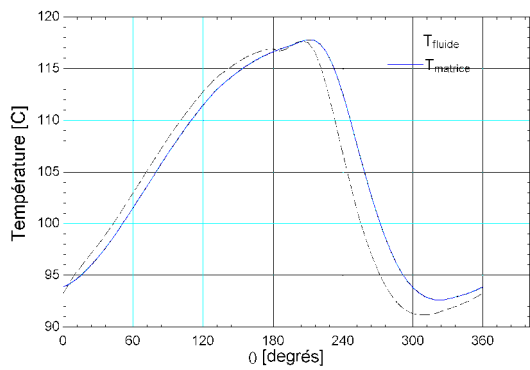
trix sur les performances d'un moteur Stirling. Ils ont trouvé que les oscillations de la température de la matrice sont importantes aux extrémités du régénérateur, quand le fluide entrant dans le régénérateur a une température significativement différente de celle de la matrice, et ils ont observé une variation de la température de la matrice moins importante au centre du régénérateur. Ils ont constaté que les oscillations importantes aux extrémités réduisent le travail et le rendement du moteur, alors que les oscillations au milieu du régénérateur améliorent le rendement du moteur.

#### 3.2.2.2 Profils instantanés des températures

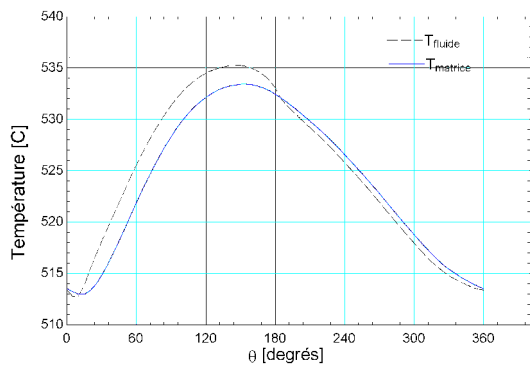
L'évolution instantanée des températures du fluide et de la matrice dans les volumes de contrôle des deux extrémités froide et chaude du régénérateur, et dans le volume de contrôle du centre du régénérateur est représentée dans la figure 3.17. Les températures du fluide et de la matrice ont les oscillations les plus importantes dans les volumes de contrôle des deux extrémités. Cela est dû à l'impact du fluide entrant à des températures différentes de celles du fluide contenu dans les deux volumes. Les températures du fluide et de la matrice, dans le volume de contrôle du centre du régénérateur, ont des amplitudes moins importantes et un profil plus régulier.

Klein et Eigenberger [62], Byun et al. [19] ont présenté des solutions analytiques des équations qui gouvernent le régénérateur en tenant compte de l'effet de la conduction axiale.

Klein et Eigenberger [62] ont présenté un modèle et sa solution analytique pour le



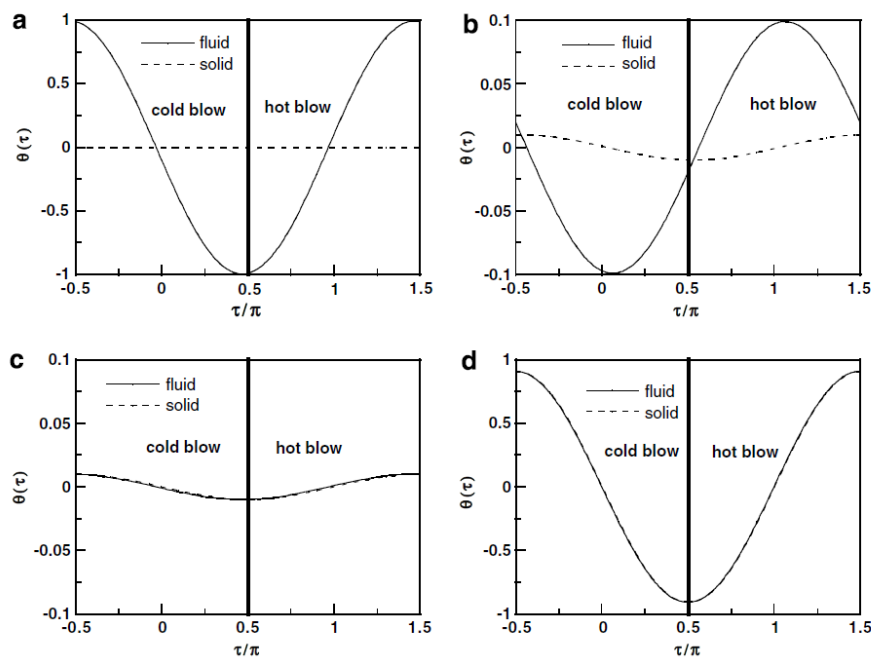
(a) Premier volume de contrôle côté froid du régénérateur (b) Volume de contrôle près du centre du régénérateur



(c) Premier volume de contrôle côté chaud du régénérateur

**FIGURE 3.17:** Profils périodiques des températures de la matrice et du fluide dans trois volumes de contrôle.





**FIGURE 3.18:** Variations des températures pour différents cas : (a)  $K = 100, S = 0, 1$  ; (b)  $K = 100, S = 10$  ; (c)  $K = 100, S = 1000$  ; (d)  $K = 0, 1, S = 10$ . [19]

calcul des profils des températures dans le régénérateur. Ils en ont déduit une expression approchée de son efficacité.

Byun et al. [19] ont réalisé une étude analytique du transfert thermique d'un écoulement oscillant à travers un milieu poreux. Deux paramètres adimensionnels ont été identifiés : le rapport des capacités thermiques entre le solide et le fluide ( $K$ ), et le rapport entre la conductance thermique et la capacité thermique du fluide ( $S$ ). Les solutions analytiques sont obtenues pour les variations des températures du fluide et du solide. Les caractéristiques du transfert thermique entre les deux phases sont classées en quatre régimes, comme l'illustre la figure 3.18. On constate qu'il existe bien des régimes pour lesquels la température de la matrice suit celle du fluide. Dans le cas du compresseur thermique qui fait l'objet de cette étude, le rapport des capacités thermiques entre le solide et le fluide ( $K$ ) vaut approximativement 30 et le rapport entre la conductance thermique et la capacité thermique du fluide ( $S$ ) vaut approximativement 160. D'après l'étude de Byun et al., nous nous trouvons bien dans le cas où les températures du fluide et celle de la matrice restent proches l'une de l'autre.

### 3.2.2.3 Influence du nombre de volumes de contrôle

Dans cette section, l'influence du nombre de volumes de contrôle dans le régénérateur sur les températures du fluide de travail et de la matrice est mise en évidence. Les figures 3.19 et 3.20 présentent respectivement les profils de températures du fluide et de la matrice à différents angles de rotation et pour plusieurs subdivisions du régénérateur.

Les profils de températures du fluides, sur la longueur du régénérateur (figure 3.19), obtenus à partir d'un nombre de volumes de contrôle supérieur ou égal à 10 et à différents angles de rotation se confondent. La même constatation est observée pour les profils de températures de la matrice solide (figure 3.20).

La figure 3.21 présente l'évolution des températures instantanées du fluide et de la matrice au centre du régénérateur calculées dans les cas où l'on considère 5 et 25 volumes de contrôle dans le régénérateur. On constate que les évolutions sont très proches. L'amplitude des variations instantanées de température n'est pas affectée par le nombre de volumes de contrôle. Cette amplitude est identique à celle obtenue avec 40 volumes de contrôle (figure 3.17b).

### 3.2.2.4 Influence de l'hypothèse d'un gaz parfait

Les figures 3.22 et 3.23 montrent l'impact que l'on observe selon qu'on considère le fluide de travail comme un gaz parfait ou non sur les températures du fluide et de la matrice dans le régénérateur. Dans ces figures, cinq volumes de contrôle sont considérés.

Les profils des températures du fluide et de la matrice, dans le cas d'un gaz réel et d'un gaz parfait, se ressemblent mais avec des niveaux de températures différents. Il n'y a que dans le volume de contrôle à l'extrémité chaude où les niveaux de températures du fluide et de la matrice obtenus par l'hypothèse d'un gaz parfait se rapprochent des niveaux de températures du fluide et de la matrice obtenus pour un gaz réel.

### 3.2.2.5 Comparaison avec d'autres fluides de travail

Une comparaison a été réalisée dans les mêmes conditions de fonctionnement du compresseur thermique entre trois fluides de travail différents. Les fluides sont le dioxyde de

### 3.2 Résultats de l'analyse

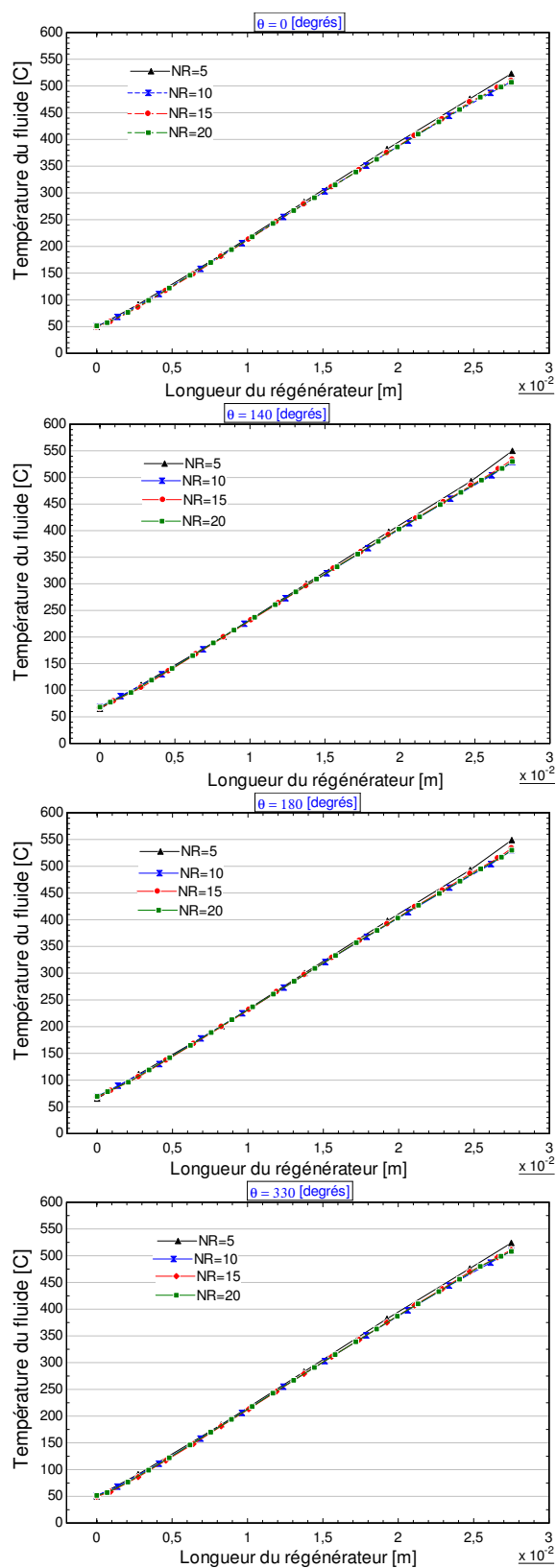


FIGURE 3.19: Influence du nombre de volumes de contrôle sur la température du fluide.

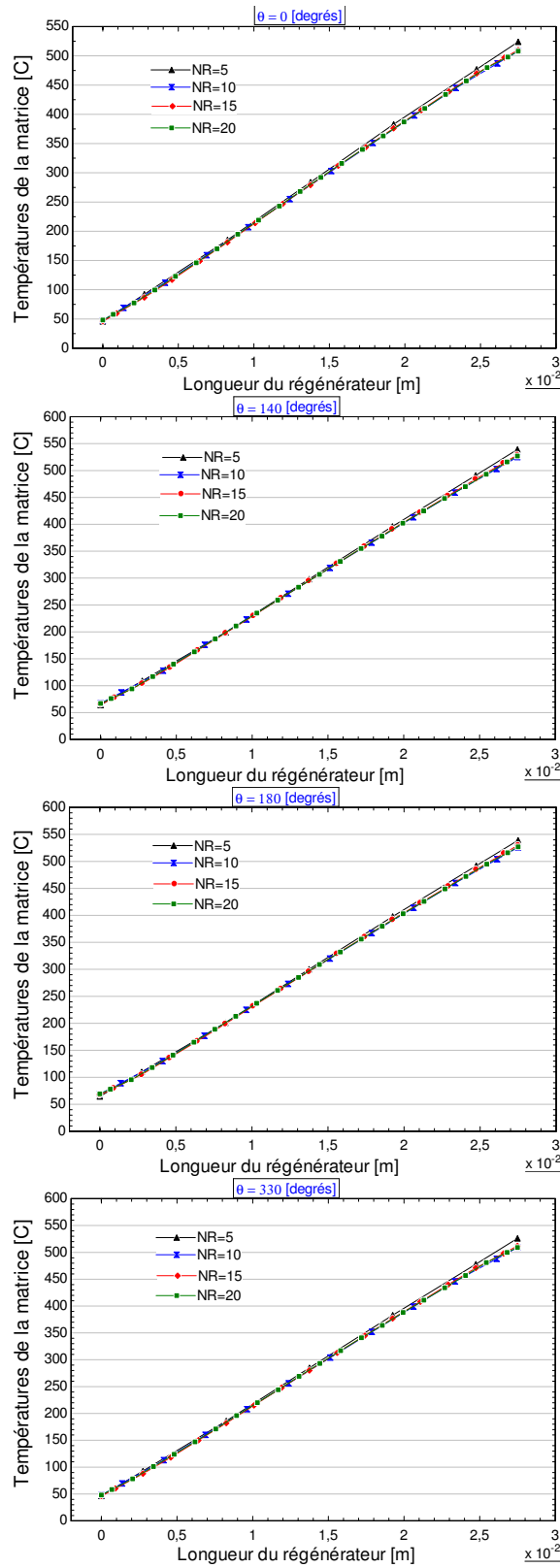


FIGURE 3.20: Influence du nombre de volumes de contrôle sur la température de la matrice.

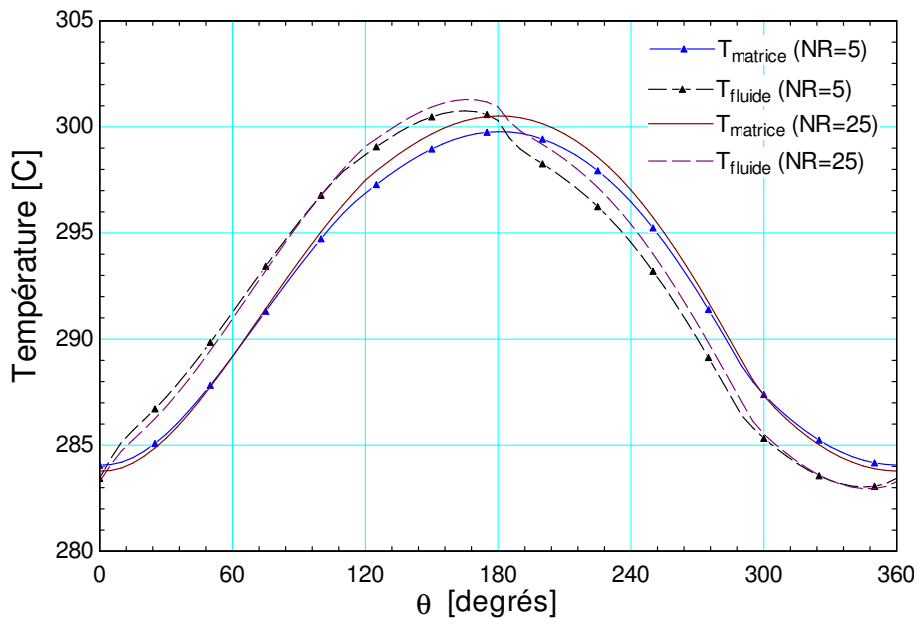


FIGURE 3.21: Profils périodiques des températures du fluide et de la matrice au centre du régénérateur pour des nombres différents de volumes de contrôle.

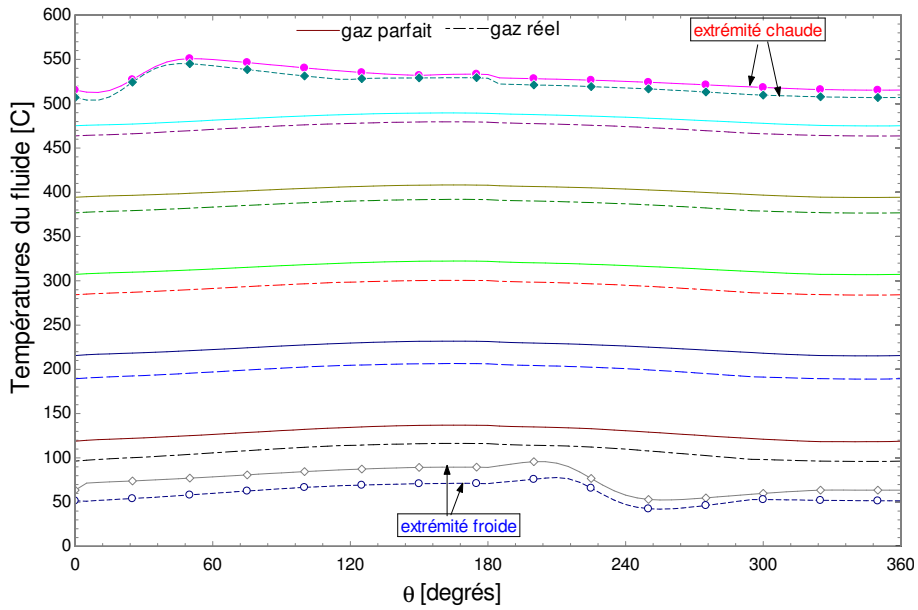
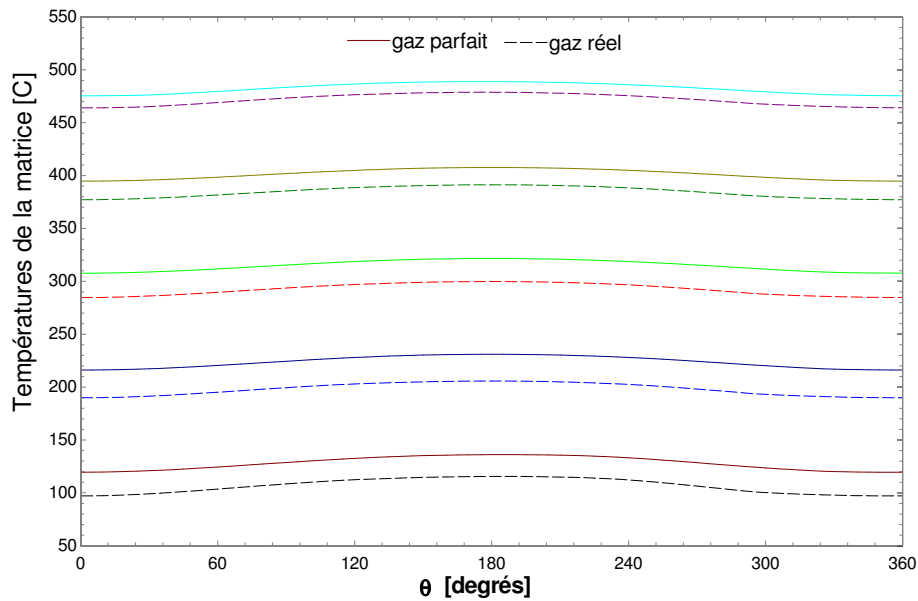


FIGURE 3.22: Profil cyclique de la température du fluide : cas d'un gaz réel et d'un gaz parfait.



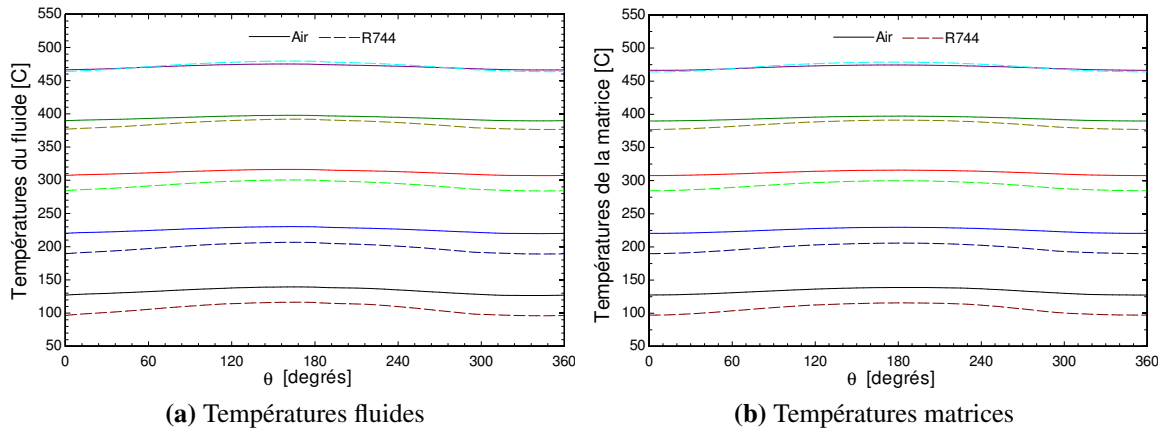
**FIGURE 3.23:** Profil cyclique de la température de la matrice : cas d'un gaz réel et d'un gaz parfait

carbone ou R744 (gaz réel), l'hélium et l'air. La figure 3.24 présente une superposition des profils de températures du fluide et de la matrice obtenus avec les fluides de travail : le R744 et l'air. Dans cette comparaison, cinq volumes de contrôle sont considérés. Les températures du fluide et de la matrice, en utilisant le R744 et l'air comme fluide, ont des profils similaires dans tous les volumes de contrôle avec des niveaux de températures différents sauf dans le volume de contrôle de l'extrémité chaude où les niveaux de température se rapprochent. Les amplitudes de variation des températures du fluide et de la matrice dans chaque volume de contrôle sont plus élevées en utilisant le R744 comme fluide de travail.

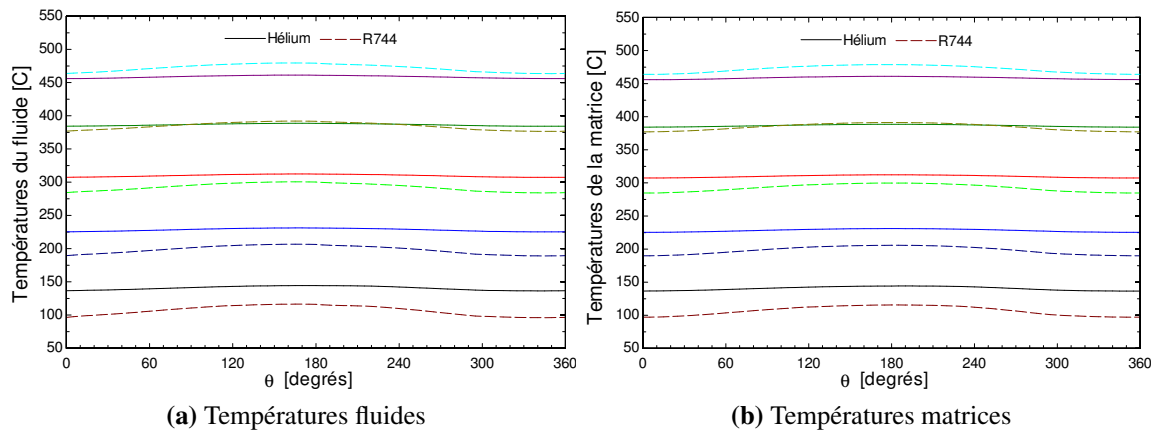
Les profils des températures du fluide et de la matrice en utilisant le R744 et l'hélium comme fluides de travail sont représentés dans la figure 3.25. Les niveaux de températures sont différents dans chaque volume de contrôle. Les amplitudes des variations de température du fluide et de la matrice obtenues avec l'utilisation de l'hélium sont extrêmement faibles au cours d'un cycle.

L'évolution au cours d'un cycle du débit calorifique des fluides est représentée dans la figure 3.26. Ce débit calorifique est défini comme étant le produit du débit et de la capacité spécifique. Le débit calorifique du R744 est beaucoup plus élevée que celles de l'air et de l'hélium. Ce grand débit calorifique du dioxyde de carbone (gaz réel) a une influence sur

### 3.3 Influence du débit de fuite autour du piston déplaceur



**FIGURE 3.24:** Superposition des profils de températures du fluide et de la matrice du régénérateur obtenus avec le R744 et l'air.

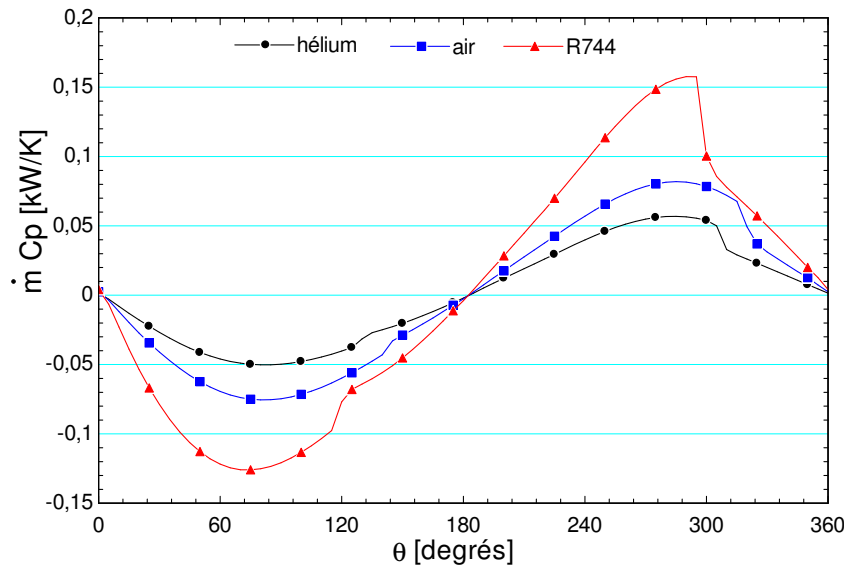


**FIGURE 3.25:** Superposition des profils de températures du fluide et de la matrice du régénérateur obtenus avec le R744 et l'hélium.

les amplitudes de températures.

### 3.3 Influence du débit de fuite autour du piston déplaceur

Dans cette section, nous nous intéressons à l'impact du débit du fluide bypassé autour du piston déplaceur. Pour ce faire, nous allons faire des simulations avec et sans ce débit



**FIGURE 3.26:** Débit calorifique des fluides au volume de contrôle du centre du régénérateur.

bypassé. Dans cette étude, nous prenons en compte l'ouverture et la fermeture des clapets d'aspiration et de refoulement. La pression à l'aspiration est  $P_{asp} = 35 \text{ bar}$  et celle au refoulement est  $P_{ref} = 55 \text{ bar}$ . Une perte de charge de  $0,5 \text{ bar}$  dans les clapets est prise en compte dans le modèle.

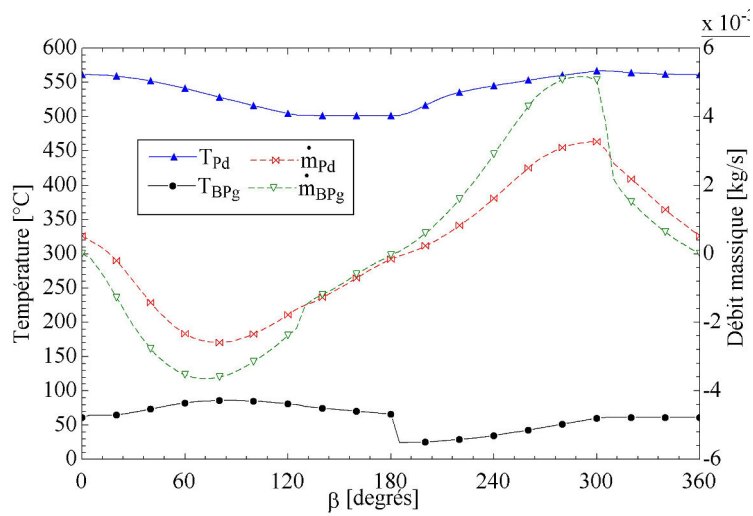
L'impact du débit massique du fluide à travers l'espace annulaire entre le piston déplaceur et le cylindre est présenté dans cette section. La figure 3.27 montre les évolutions de la température et du débit massique du fluide à l'interface gauche (côté  $E$ ) et à l'interface droite (côté  $C$ ) du piston déplaceur. Les niveaux des températures à ces interfaces gauche et droite du piston déplaceur sont confondus respectivement avec les températures des espaces  $E$  et  $C$ . Les débits massiques correspondant à ces interfaces ( $\dot{m}_{HPd}$  et  $\dot{m}_{BPg}$ ) sont très faibles comparés au débit  $\dot{m}_{Cg}$  de l'interface gauche de  $C$  et au débit  $\dot{m}_{Ed}$  de l'interface droite de  $E$  ( $\dot{m}_{Cg}$  et  $\dot{m}_{Ed}$  sont représentés dans la figure 3.10).

La figure 3.28 montre la superposition des courbes de températures avec et sans fuites, dans les espaces  $E$  et  $C$  du cylindre. Les températures de fluide ont la même évolution avec et sans fuites, avec des plus hauts niveaux dans le cas avec fuites.

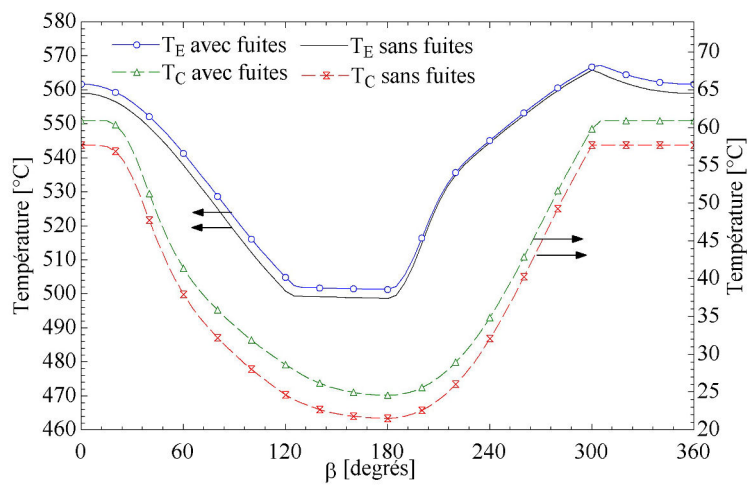
Le tableau 3.3 établit une comparaison des énergies thermiques et mécanique par unité de masse refoulée, des masses et des températures du fluide au refoulement entre les cas avec et sans fuites. L'énergie primaire  $q_{prim}$ , définie par l'équation 3.47, représente l'éner-



### 3.3 Influence du débit de fuite autour du piston déplaceur



**FIGURE 3.27:** Températures et débits massiques du fluide aux interfaces droite et gauche du piston déplaceur.



**FIGURE 3.28:** Températures du fluide dans les parties chaude et froide du cylindre, avec et sans fuites.

|                | $q_H$<br>[kJ/kg] | $q_K$<br>[kJ/kg] | $w$<br>[kJ/kg] | $q_P$<br>[kJ/kg] | $q_{BP}$<br>[kJ/kg] | $q_{prim}$<br>[kJ/kg] | $m_{ref}$<br>[kg/cycle] | $T_{ref}$<br>[kJ/kg] |
|----------------|------------------|------------------|----------------|------------------|---------------------|-----------------------|-------------------------|----------------------|
| sans<br>fuites | 110,61           | -59,93           | 2,03           | 0                | 0                   | 115,84                | $2,44 \cdot 10^{-3}$    | 57,7                 |
| avec<br>fuites | 108,91           | -74,543          | 2,296          | 28,86            | -8,51               | 135,18                | $2,19 \cdot 10^{-3}$    | 60,9                 |

**TABLE 3.3:** Comparaison des résultats avec et sans fuites.

gie totale consommée par le compresseur pour une unité de masse refoulée. Le travail  $w$  est l'énergie mécanique nécessaire au déplacement du piston. Dans la réglementation française, le travail mécanique est multiplié par un facteur de 2,58 pour avoir l'énergie primaire correspondante.

$$q_{prim} = q_H + q_P + q_{BP} + 2,58 * w \quad (3.47)$$

Le compresseur sans les fuites consomme moins d'énergie primaire et refoule plus de masse comparé au cas avec les fuites. L'énergie thermique cédée par le fluide dans l'échangeur refroidisseur est plus grande avec les fuites et la température du fluide refoulé est plus élevée.

### 3.4 Études paramétriques du compresseur thermique

Dans cette section, nous présenterons des résultats d'études de l'influence de certains paramètres, surtout géométriques, sur les performances du compresseur thermique. Dans ces études paramétriques, nous tenons compte de l'ouverture et de la fermeture des clapets d'aspiration et de refoulement. La pression à l'aspiration est  $P_{asp} = 35 \text{ bar}$  et celle au refoulement est  $P_{ref} = 55 \text{ bar}$ . Une perte de charge de  $0,5 \text{ bar}$  dans les clapets est considérée dans le modèle.

En premier, nous étudierons de près l'influence du diamètre de la tige du piston déplaceur. Puis, nous étudierons l'incidence de la taille et de l'emplacement des volumes morts supplémentaires sur les performances du compresseur thermique.

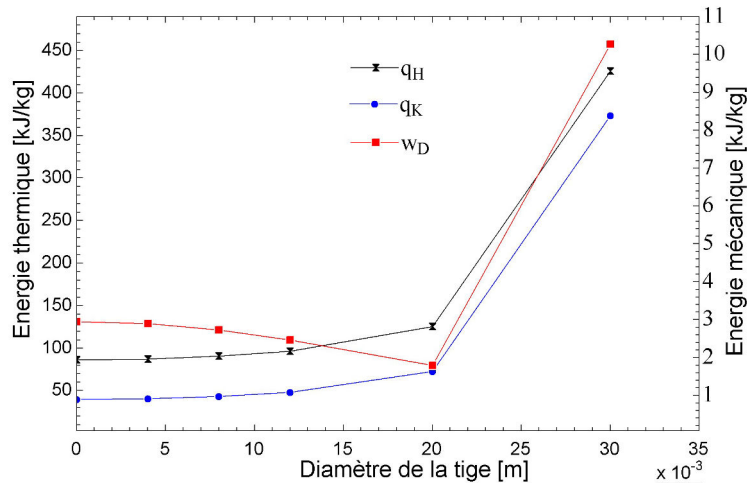
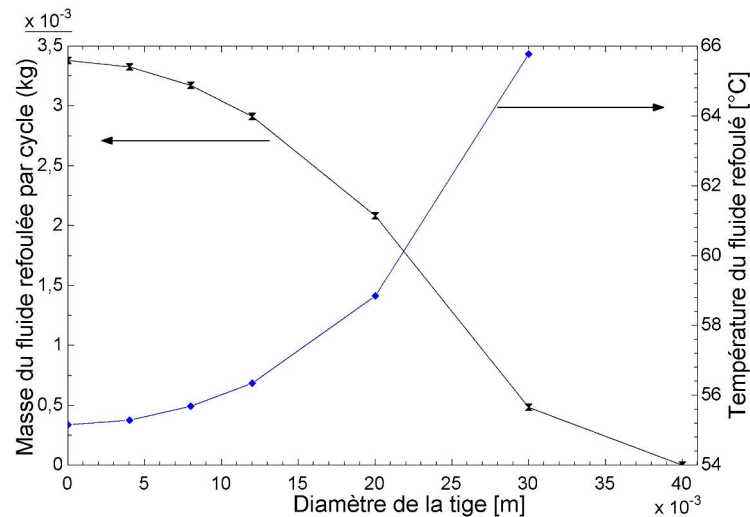


FIGURE 3.29: Influence du diamètre de la tige sur les énergies échangées.

#### 3.4.1 Influence du diamètre de la tige

Le volume de l'espace froid du cylindre ( $C$ ) est affecté par la tige du piston. Dans cette partie, nous présenterons l'influence du diamètre de la tige du piston sur les performances du compresseur thermique.

La figure 3.29 illustre l'évolution avec le diamètre de la tige des énergies thermiques échangées aux niveaux du réchauffeur et du refroidisseur et de l'énergie mécanique du piston déplaceur par unité de masse du fluide refoulé. L'énergie par unité de masse du fluide apportée par le réchauffeur ( $q_H$ ) augmente lentement avec l'augmentation du diamètre de la tige jusqu'à une valeur de  $20\text{ mm}$ . Au delà de cette valeur du diamètre, l'apport d'énergie augmente significativement à cause de la diminution importante de la masse du fluide refoulé (figure 3.30). La même évolution est constatée pour l'énergie ( $q_K$ ) cédée au niveau du refroidisseur. Le travail mécanique, par unité de masse du fluide, nécessaire pour mouvoir le piston déplaceur a une valeur minimale donnée par un diamètre de tige de  $20\text{ mm}$  (figure 3.29). La figure 3.30 montre qu'aucune masse de fluide n'est refoulée pour un diamètre de tige supérieur ou égal à  $40\text{ mm}$ . Elle montre aussi que la température du fluide refoulé augmente avec l'augmentation du diamètre de la tige.



**FIGURE 3.30:** Évolution de la masse du fluide refoulé et de sa température avec le diamètre de la tige.

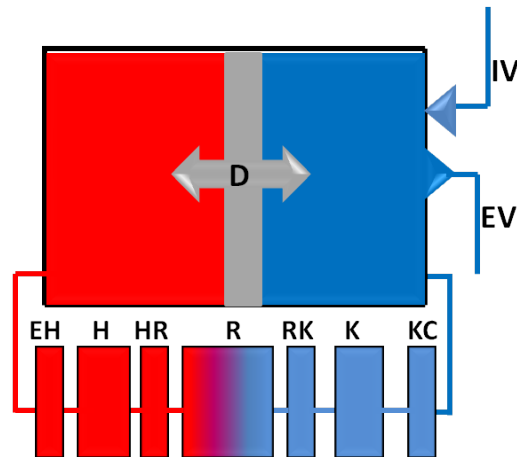
## 3.4.2 Influence des volumes morts supplémentaires

### 3.4.2.1 Problématique des volumes morts

Constructivement parlant, il n'est pas possible de réaliser un balayage complet du cylindre. Il existe toujours un certain volume mort non nul lorsque le déplaceur est à son point mort haut. En outre, il existe aussi très généralement des volumes morts connectant les différents espaces et/ou échangeurs entre eux. Ces volumes morts peuvent souvent être considérés comme adiabatiques. Technologiquement parlant, il arrive que le concepteur d'un système de ce type ait la possibilité de ventiler les espaces morts en différentes localisations du compresseur thermique.

On sait que les espaces morts réduisent les amplitudes des variations de pression dans le système. En ce sens, ils ont évidemment un impact négatif sur les performances du compresseur thermique. Cependant, d'autres effets, beaucoup plus difficiles à appréhender, doivent être pris en compte. Dans le cas des moteurs Stirling, l'influence bénéfique de certains volumes morts sur les oscillations de température dans les échangeurs, et sur les modifications de la phase des évolutions de pression a récemment été mise en évidence [44].

En utilisant le modèle développé, l'objectif de ce paragraphe est d'étudier l'influence de volumes morts adiabatiques sur les performances du compresseur thermique. Pour ce faire, nous considérerons des volumes morts autour du régénérateur (figure 3.31, *HR*, entre le réchauffeur et le régénérateur et *RK* entre le régénérateur et le refroidisseur), mais



**FIGURE 3.31:** Schéma du compresseur avec les volumes morts adiabatiques.

aussi entre la partie *E* du cylindre et le réchauffeur (figure 3.31, *EH*) et entre le cylindre de compression et le refroidisseur (figure 3.31, *KC*). Nous savons que les volumes morts réduisent les amplitudes de pression dans le compresseur thermique. Cependant, dans certains cas, on peut penser qu'ils peuvent avoir un effet bénéfique sur les puissances thermiques échangées. Ainsi, par exemple, dans le cas où l'efficacité du régénérateur n'est pas égale à l'unité, le volume mort *RK* réduira les pertes thermiques au refroidisseur *K* lorsque le fluide s'écoule de l'espace chaud vers l'espace froid. Une partie du fluide qui sort du régénérateur du côté froid sans avoir atteint la température minimale du cycle est en effet stockée dans le volume mort adiabatique *RK* et sera réintroduite dans le régénérateur sans passer par le refroidisseur *K*. Les résultats présentés ici vont permettre de confirmer ou d'infirmer ce genre d'intuition.

#### 3.4.2.2 Compresseur thermique modélisé

Le compresseur est divisé en différents volumes de contrôle (figure 3.32). Chaque côté froid *C* et chaud *E* du cylindre est considéré comme un volume de contrôle. Le régénérateur (*R*) est divisé en 5 éléments, le refroidisseur (*K*) et le réchauffeur (*H*) en 4 éléments chacun. Tous les volumes morts considérés (*EH*, *HR*, *RK* et *KC*) sont modélisés par un volume de contrôle. Le carter, le guide de la tige et l'espace annulaire autour du piston déplaceur ne sont pas pris en compte dans cette étude.

La température des parois du réchauffeur du compresseur thermique modélisé vaut

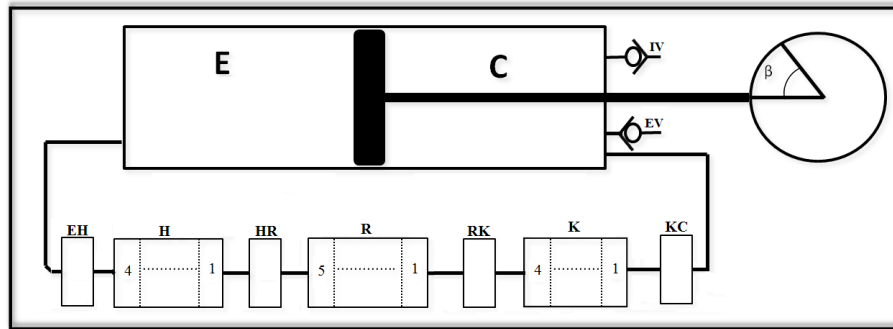


FIGURE 3.32: Modélisation du compresseur avec les volumes morts adiabatiques.

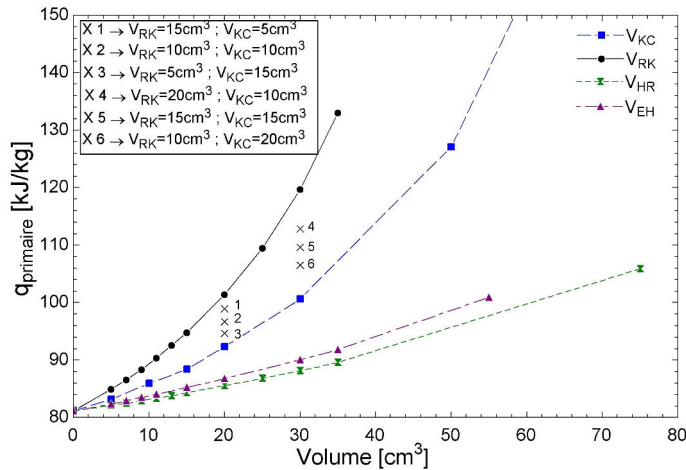
$T_H = 550 \text{ }^\circ\text{C}$ , tandis que la température des tubes du refroidisseur vaut  $T_K = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ . La température du  $\text{CO}_2$  aspiré par le compresseur, et donc sortant de l'évaporateur de la pompe à chaleur considérée dans cette application, vaut  $1 \text{ }^\circ\text{C}$ . La pression d'aspiration vaut  $35 \text{ bar}$  et la pression de refoulement vaut  $55 \text{ bar}$ . Compte tenu d'une perte de charge aux clapets de  $0,5 \text{ bar}$ , cela conduit à des pressions minimale et maximale respectivement de  $P_1 = 34,5 \text{ bar}$  et  $P_2 = 55,5 \text{ bar}$ . Le rapport de compression interne du compresseur thermique vaut donc  $1,6$ .

### 3.4.2.3 Résultats et discussions

Les figures 3.33 à 3.36 présentent respectivement l'énergie primaire totale consommée par unité de masse de  $\text{CO}_2$  refoulé (figure 3.33), la masse de  $\text{CO}_2$  refoulée par cycle (figure 3.34), l'énergie mécanique consommée par le déplaceur par cycle (figure 3.35), la température du  $\text{CO}_2$  refoulé (figure 3.36). Toutes ces grandeurs sont tracées en fonction du volume mort total supplémentaire. Les courbes  $V_{EH}$ ,  $V_{HR}$ ,  $V_{RK}$  et  $V_{KC}$  correspondent à des volumes morts considérés seuls (par exemple, la courbe  $V_{EH}$  est relative à des résultats de simulation pour lesquels les volumes morts  $HR$ ,  $RK$  et  $KC$  sont considérés comme nuls). On a également présenté 6 points correspondant à des combinaisons de volumes morts  $RK$  et  $KC$ .

La figure 3.33 montre que l'énergie primaire consommée pour comprimer un kilogramme de  $\text{CO}_2$  augmente toujours lorsqu'on accroît la taille des volumes morts. Cependant, l'effet négatif d'un volume mort est différent selon sa position dans le compresseur thermique.

Comme on pouvait s'y attendre, les volumes morts sont moins pénalisants lorsqu'ils sont situés du côté chaud que lorsqu'ils sont du côté froid. Du côté chaud, il y a assez peu



**FIGURE 3.33:** Energie primaire consommée par unité de masse de  $CO_2$  comprimé.

de différence selon que le volume mort est placé entre l'espace  $E$  et le réchauffeur ( $EH$ ) ou entre le réchauffeur et le régénérateur ( $HR$ ), l'emplacement qui génère la plus faible surconsommation étant situé entre l'espace  $E$  et le réchauffeur ( $EH$ ). Du côté froid, à taille identique, un volume mort est moins pénalisant lorsqu'il est situé entre l'espace  $C$  du cylindre et le refroidisseur que lorsqu'il est situé entre le régénérateur et le refroidisseur. Les points 1 à 6 de la figure montrent qu'une répartition des volumes morts entre ces deux emplacements ( $RK$  et  $KC$ ) est toujours plus pénalisante que le positionnement de la totalité du volume mort en  $KC$ .

La figure 3.34 indique que la masse de fluide débité à chaque cycle diminue lorsque la taille des volumes morts augmente. Là encore, puisqu'un volume mort contient moins de masse lorsqu'il est situé du côté chaud, on constate que l'effet négatif du volume mort est moins marqué lorsque celui-ci est situé du côté chaud. On constate cependant une inversion des courbes du côté chaud par rapport à la figure 3.33 : l'emplacement ( $HR$ ) du volume mort qui entraîne une réduction plus forte de la masse refoulée par cycle n'est pas celui ( $EH$ ) qui conduit à la plus grande consommation d'énergie primaire par kilogramme de  $CO_2$  comprimé.

La figure 3.35 présente l'énergie mécanique par cycle nécessaire pour mouvoir le déplaceur. Là encore, la présence des volumes morts ne fait qu'augmenter la consommation d'énergie mécanique. Comme précédemment, cette surconsommation est plus faible si les volumes morts sont situés du côté chaud, et quasiment identique selon qu'ils sont entre

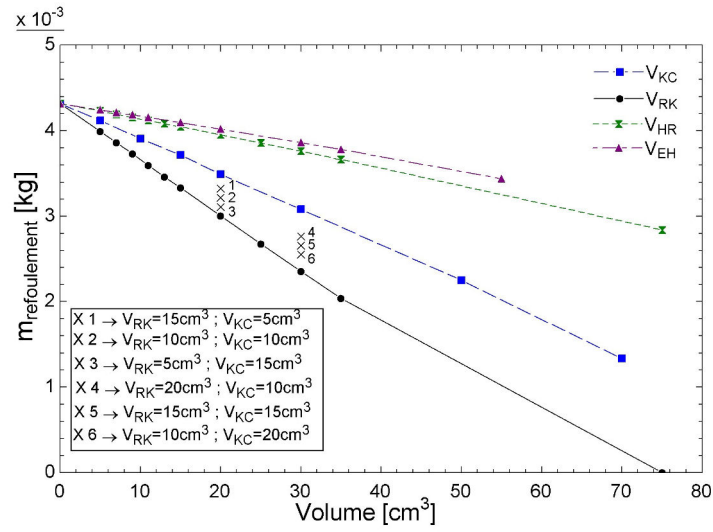


FIGURE 3.34: Masse de CO<sub>2</sub> comprimé par cycle.

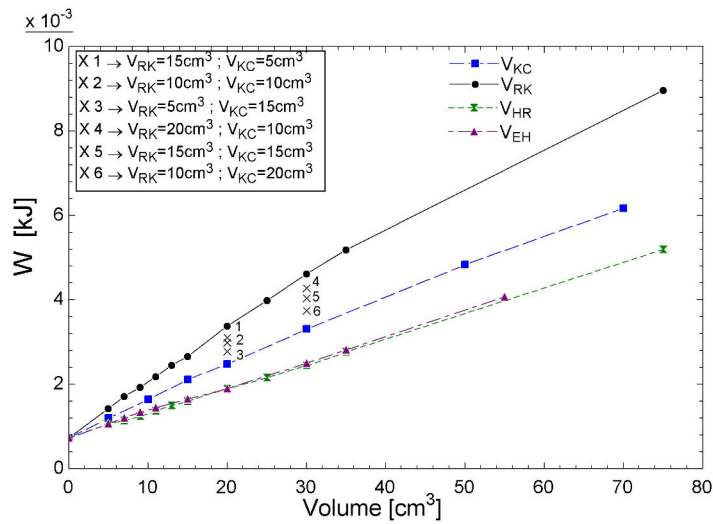
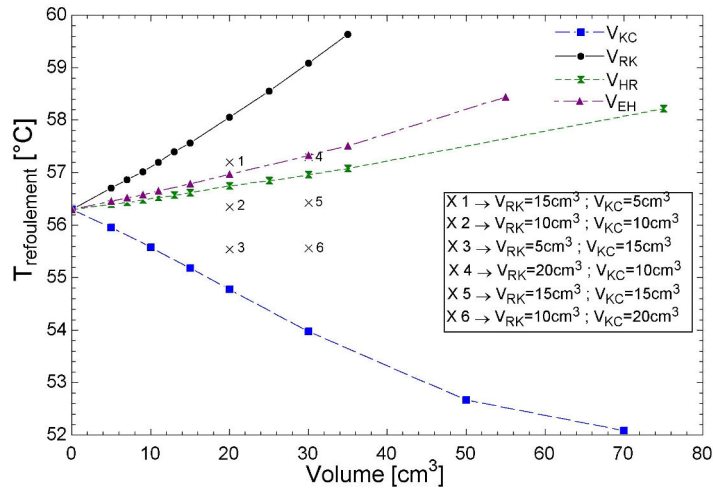


FIGURE 3.35: Energie mécanique consommée par le déplaceur, par cycle.





**FIGURE 3.36:** Température du fluide de travail refoulé.

l'espace  $E$  et le réchauffeur ( $EH$ ) ou entre le réchauffeur et le régénérateur ( $HR$ ). Cependant, lorsqu'on rapproche les valeurs de la figure 3.35 de celles des figures 3.33 et 3.34, nous remarquons que la surconsommation d'énergie mécanique ne suffit pas à expliquer l'augmentation de l'énergie primaire consommée par unité de masse débitée : les volumes morts augmentent non seulement la consommation d'énergie mécanique, mais aussi la consommation d'énergie thermique nécessaire pour comprimer un kilogramme de  $CO_2$  dans le compresseur thermique.

La figure 3.36 présente la température du fluide de travail refoulé. Nous y remarquons que lorsque le volume mort est situé du côté froid entre le régénérateur et le refroidisseur ( $RK$ ), la température du  $CO_2$  débité a tendance à augmenter, alors qu'elle diminue lorsque le volume mort est situé entre le refroidisseur et l'espace  $C$  ( $KC$ ). De même, lorsque les volumes morts sont du côté chaud, la température de refoulement augmente, et, là encore, de façon quasiment semblable selon la position du volume mort ( $EH$  ou  $HR$ ). Il est à noter que la température de refoulement augmente moins fortement lorsque le volume mort est situé du côté chaud ( $EH$  ou  $HR$ ) que lorsqu'il est situé entre le régénérateur et le refroidisseur ( $RK$ ).

## 3.5 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, nous avons présenté en détail la modélisation du compresseur thermique qui s'apparente à un moteur Stirling. La méthode dite « couplée », habituellement utilisée pour la modélisation des moteurs Stirling, a été utilisée pour décrire le comportement du compresseur thermique. Des résultats de cette méthode ont été présentés avec un intérêt porté sur le régénérateur qui est un élément clé du compresseur thermique, tout comme pour les moteurs Stirling. En outre, nous avons étudié particulièrement l'influence du débit de fuite autour du piston déplaceur sur les performances du compresseur thermique. Ce débit de fuite est relativement faible mais ses conséquences sur les performances du compresseur sont importantes.

La présence de volumes morts entre les différents espaces d'un compresseur thermique modifie de façon complexe les champs de température instantanée à l'intérieur du système, et, dès lors, ses performances en terme notamment d'énergie primaire spécifique consommée et de débit de fluide comprimé. Pour l'exemple étudié, les volumes morts les plus pénalisants sont situés, par ordre de nuisance décroissant, entre le régénérateur et le refroidisseur (*RK*), entre le refroidisseur et l'espace *C* (*KC*), entre l'espace *E* et le réchauffeur (*EH*) et enfin, pour le moins pénalisant, entre le réchauffeur et le régénérateur (*HR*).

# 4 Confrontation modèle-résultats expérimentaux

## Introduction

Une description détaillée du banc d'essai du compresseur thermique a fait l'objet du deuxième chapitre. Dans cette partie, nous allons confronter les résultats expérimentaux aux résultats donnés par le modèle présenté dans le troisième chapitre. Pour étudier le fonctionnement du compresseur thermique, plusieurs capteurs de température et de pression sont installés. Les essais réalisés sont basés essentiellement sur l'application de plusieurs niveaux de température de chauffe et différentes vitesses de rotation.

Dans les modèles nous avons introduit les températures mesurées expérimentalement à plusieurs endroits aux niveaux des parois de l'échangeur réchauffeur, du haut et du bas piston déplaceur. Nous avons rentré dans les modèles les températures correspondant à chaque essai.

### 4.1 Fonctionnement du compresseur

La figure 4.1 illustre le prototype du compresseur thermique instrumenté. Pour étudier et comprendre le bon fonctionnement du compresseur, plusieurs essais se sont avérés nécessaires afin de mettre en évidence l'influence des conditions de fonctionnement et des géométries des composants sur les performances du compresseur thermique. Les essais réalisés ont été effectués avec :

- Variation de la température de chauffe ;
- Variation de la vitesse de rotation ;
- Clapets ouverts ou fermés ;
- Fluide de travail : CO<sub>2</sub> ou azote.



FIGURE 4.1: Photo du banc d'essai instrumenté du compresseur boostHEAT.

## 4.2 Validation du modèle

La validation expérimentale du modèle développé est basée sur les essais réalisés par boostHEAT avec clapets fermés et le  $CO_2$  comme fluide de travail. Nous allons comparer les résultats expérimentaux avec ceux de la modélisation pour différentes températures de chauffe et vitesses de rotation. Nous allons aussi valider le modèle pour deux géométries différentes du boîtier du régénérateur (section 2.3) : la première géométrie est à parois épaisses où l'espace annulaire occupé par la matrice solide du régénérateur est délimité par un diamètre intérieur du boîtier de  $76,8\text{ cm}$  et un diamètre extérieur de  $108,2\text{ cm}$ . La deuxième géométrie dite à parois fines est définie par un diamètre intérieur du boîtier de  $74\text{ cm}$  et un diamètre extérieur de  $112\text{ cm}$ .

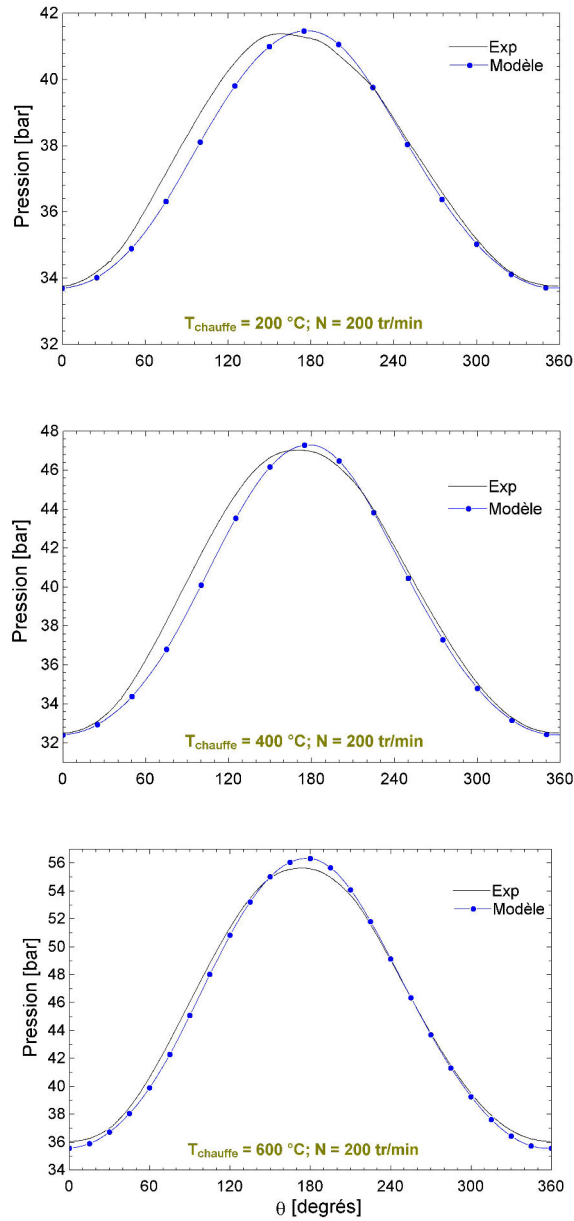
Les profils cycliques des pressions expérimentales et théoriques, mesurées et calculées pour la partie froide du compresseur et dans le carter, seront superposés et cela pour différentes conditions de température de chauffe et de fréquence de fonctionnement. Pour les mêmes conditions, nous allons superposer aussi les profils cycliques des températures, mesurées expérimentalement et calculées par le modèle, pour la partie froide et la partie chaude du cylindre.

Nous tenons à mentionner l'existence d'une différence dans les conditions de réalisation des essais expérimentaux et celles des simulations correspondantes. Cette différence réside dans le fait de supposer les clapets bloqués. En effet, dans le modèle les clapets sont supposés fermés et aucune fuite de  $CO_2$  n'est prise en compte via les clapets. Expérimentalement, ce sont des vannes placées respectivement en amont et en aval des clapets d'aspiration et de refoulement qui assurent le blocage des débits, à une certaine distance

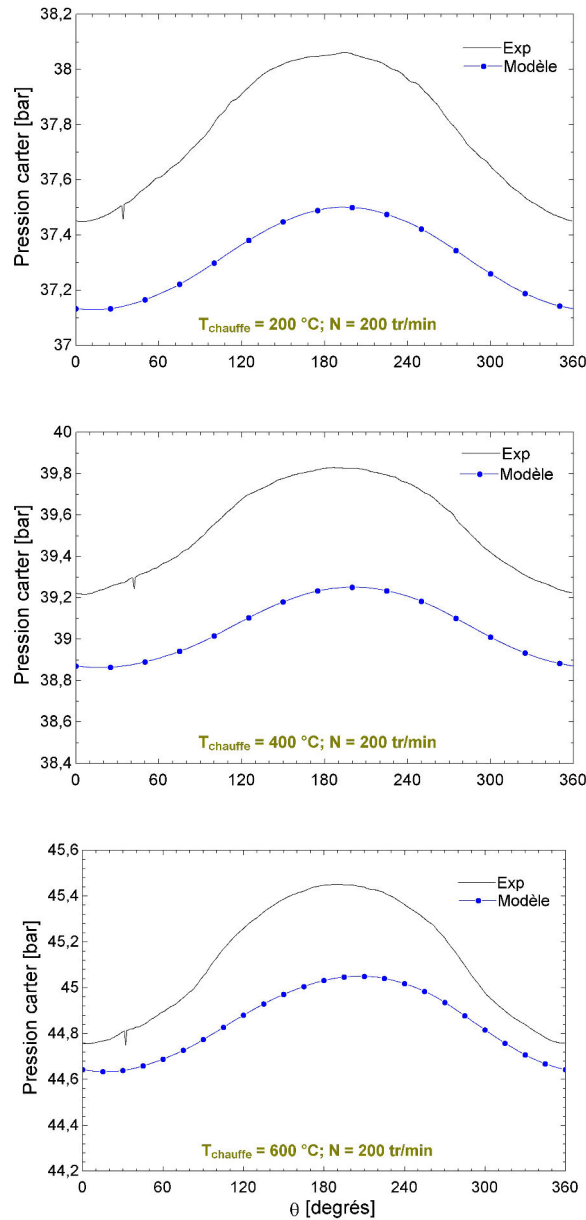
des clapets qui peuvent s'ouvrir et se fermer automatiquement.

## 4.2.1 Parois épaisses du boîtier du régénérateur

### 4.2.1.1 Influence de la température de chauffe



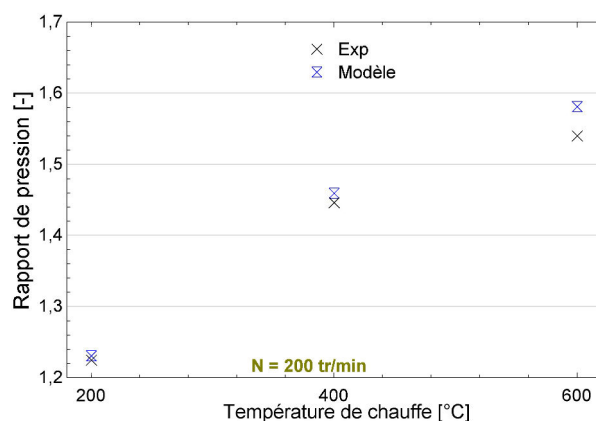
**FIGURE 4.2:** Pressions instantanées du fluide au niveau de la partie froide du compresseur pour différentes températures de chauffe.



**FIGURE 4.3:** Pressions instantanées du fluide au niveau du carter pour différentes températures de chauffe.

La figure 4.2 présente les pressions instantanées expérimentales et théoriques du fluide de travail mesurées et calculées entre la partie froide du cylindre et l'échangeur refroidisseur, pour trois températures de chauffe différentes et une vitesse de rotation constante de 200 *tr/min*. Nous observons bien sur cette figure une même allure des profils des pressions expérimentales et théoriques. Ces dernières se superposent mieux pendant la phase de détente que pendant la phase de compression. Ces deux phases sont supposées adiabati-

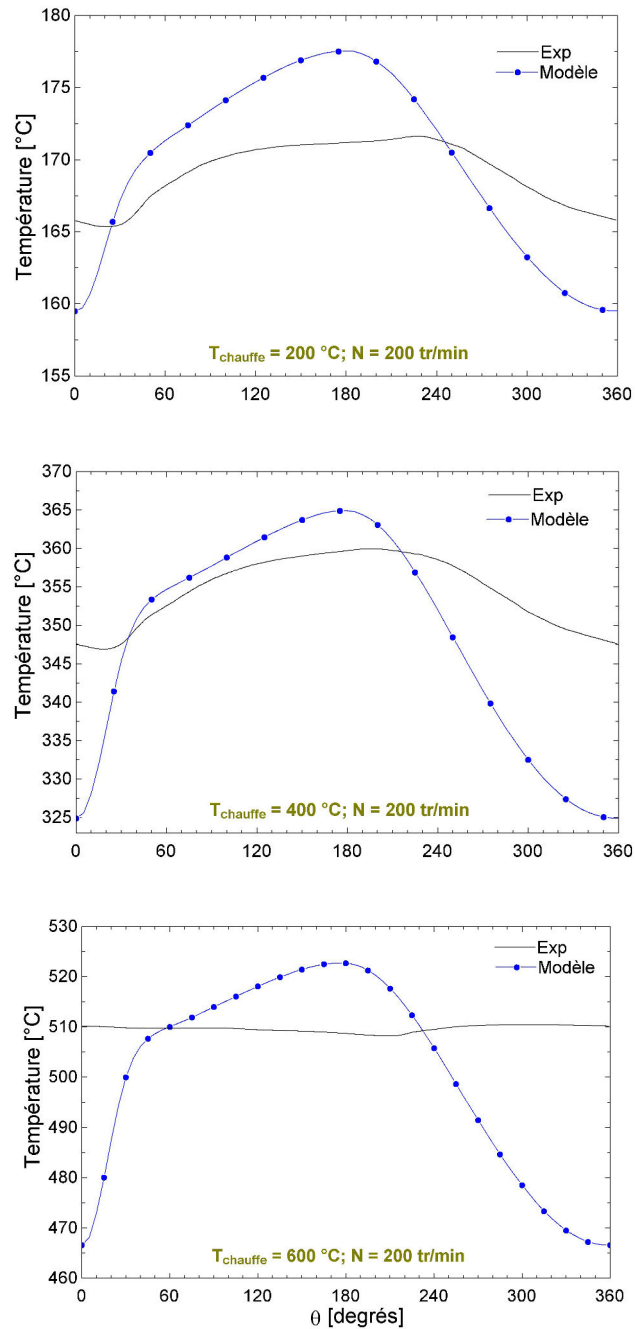
tiques dans le modèle, ce qui nous permet de dire que cette hypothèse est probablement beaucoup plus vérifiée pour le processus de détente que pour celui de compression. Les amplitudes de variation de la pression entre la basse et la haute pression, obtenues théoriquement et expérimentalement, sont presque les mêmes. Une erreur maximale de 1,5 % est obtenue pour la température de chauffe de 600 °C entre les valeurs basses de la pression calculée par le modèle et celle mesurée expérimentalement. Cette erreur engendre une erreur de 6 % sur l'amplitude de pression. Les pressions théoriques du fluide dans le carter concordent bien avec les pressions expérimentales, comme l'illustre la figure 4.3.



**FIGURE 4.4:** Evolutions théoriques et expérimentales des rapports de pression avec les températures de chauffe.

Le rapport de pression est défini comme le rapport des pressions maximales sur les pressions minimales. La figure 4.4 illustre les rapports de pression théoriques et expérimentaux obtenus pour différentes températures de chauffe. La plus grande différence est donnée pour une température de chauffe de 600 °C avec une valeur théorique de 1,58 et une valeur expérimentale de 1,54. Cette différence représente une erreur de 2,6 %, ce qui confirme la validité du modèle.

La figure 4.5 représente les températures théoriques et expérimentales du fluide dans la partie chaude du compresseur (partie chaude du cylindre) à différentes températures de chauffe et à une vitesse de rotation constante de 200 *tr/min*. Les évolutions des températures théoriques sont similaires à celles des températures expérimentales mais sans une parfaite superposition des courbes. Les amplitudes des grandeurs expérimentales sont bien plus faibles que les valeurs modélisées. En revanche, les valeurs moyennes sur un cycle de ces températures théoriques et expérimentales sont analogues (figure 4.6). Une erreur maximale de presque 1,7 % de la température est obtenue pour une température de

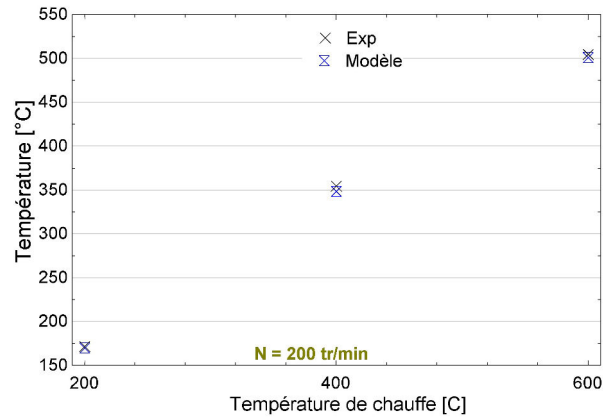


**FIGURE 4.5:** Températures instantanées du fluide dans la partie chaude du compresseur pour différentes températures de chauffe.

chauffe de 400 °C. Cette erreur relative est calculée par rapport au gradient de température entre les deux sources chaude et froide.

Les températures instantanées du fluide, mesurées et calculées pour différentes tempé-



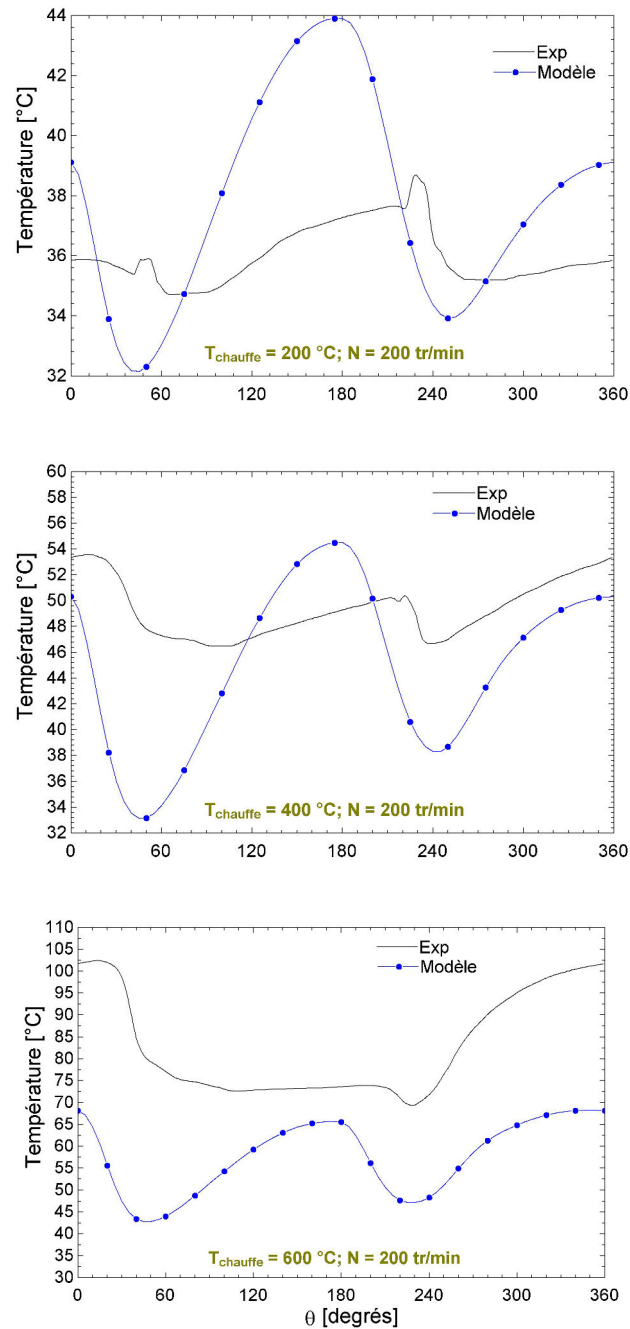


**FIGURE 4.6:** Températures moyennes du fluide dans la partie chaude du compresseur à différentes températures de chauffe.

ratures de chauffe et une vitesse de rotation constante de  $200 \text{ tr/min}$ , dans la partie froide du compresseur (entre la partie froide du cylindre et l'échangeur refroidisseur) sont illustrées dans la figure 4.7. Les évolutions des températures théoriques sont du même ordre de grandeur que celles relevées expérimentalement avec une superposition médiocre des courbes. Le modèle reproduit sensiblement les évolutions des températures expérimentales. Cependant, ces dernières ont les amplitudes bien plus faibles que les grandeurs obtenues par la modélisation, comme c'était déjà le cas du côté chaud. Il est cependant difficile de déterminer à ce stade si l'amplitude expérimentale mesurée par les capteurs correspond bien à l'évolution physique de la température de l'ensemble du fluide de travail dans la partie froide du compresseur ou si la mesure peut être affectée par différents phénomènes : inertie thermique du capteur, inhomogénéité des températures du fluide de travail, conduction thermique dans la sonde de température, rayonnement des parois sur la soudure,...etc. La figure 4.8 illustre les valeurs moyennes sur un cycle de ces températures avec un plus grand écart pour la température de chauffe de  $600 \text{ °C}$ .

### 4.2.1.2 Influence de la fréquence de fonctionnement

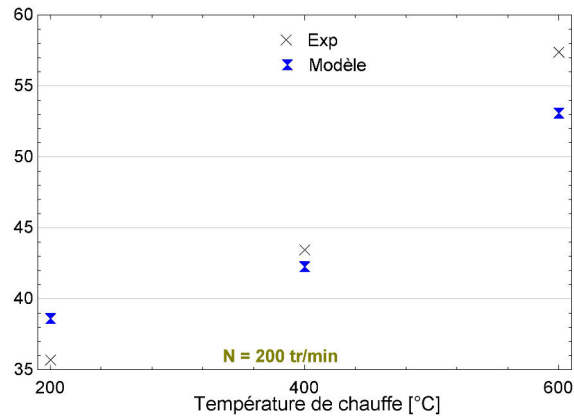
Après la comparaison de l'influence des températures de chauffe sur les pressions instantanées du fluide et sur les rapports de pression, nous allons nous intéresser à l'influence de la fréquence de fonctionnement. La figure 4.9 présente les évolutions cycliques des pressions expérimentale et théorique pour une température de chauffe fixe de  $600 \text{ °C}$  et pour plusieurs vitesses de rotation. Il est à mentionner en premier que les courbes théoriques et expérimentales ont les mêmes évolutions et les mêmes amplitudes de variation



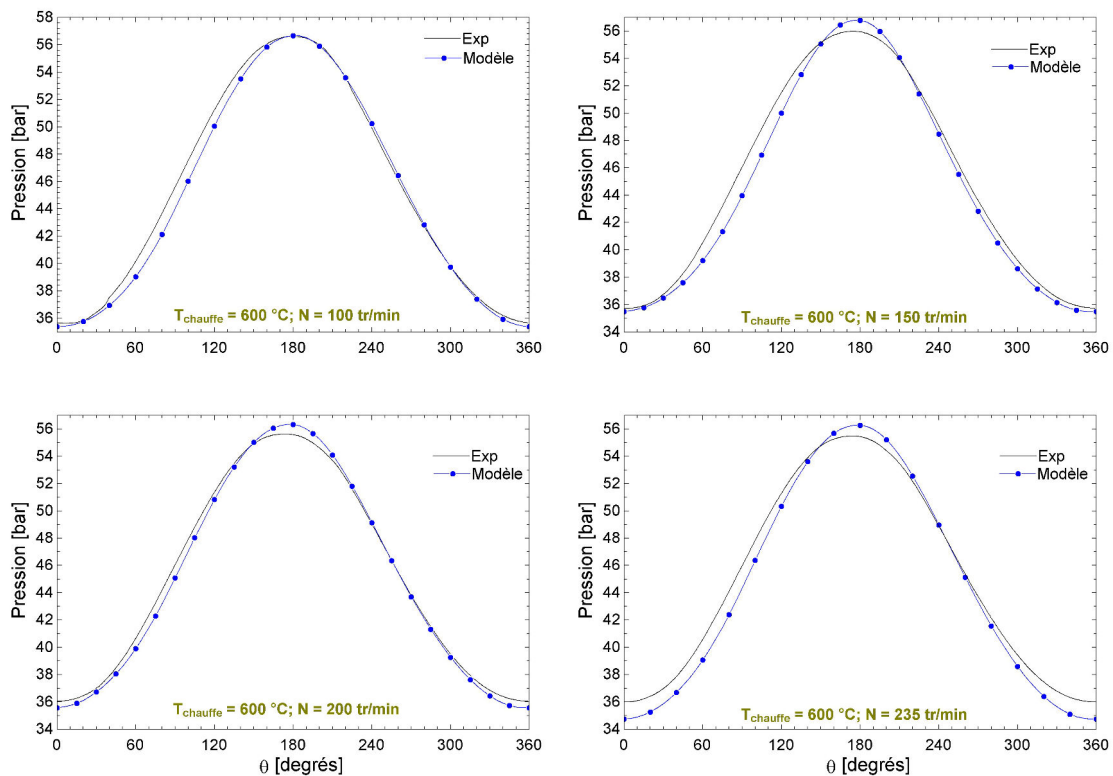
**FIGURE 4.7:** Températures instantanées du fluide dans la partie froide du compresseur à différentes températures de chauffe.

des pressions pour toutes les vitesses de rotation considérées. Il faut aussi noter que les courbes des pressions expérimentales se superposent mieux avec les courbes théoriques pendant la phase de détente que pendant celle de compression. L'écart le plus important

## 4.2 Validation du modèle



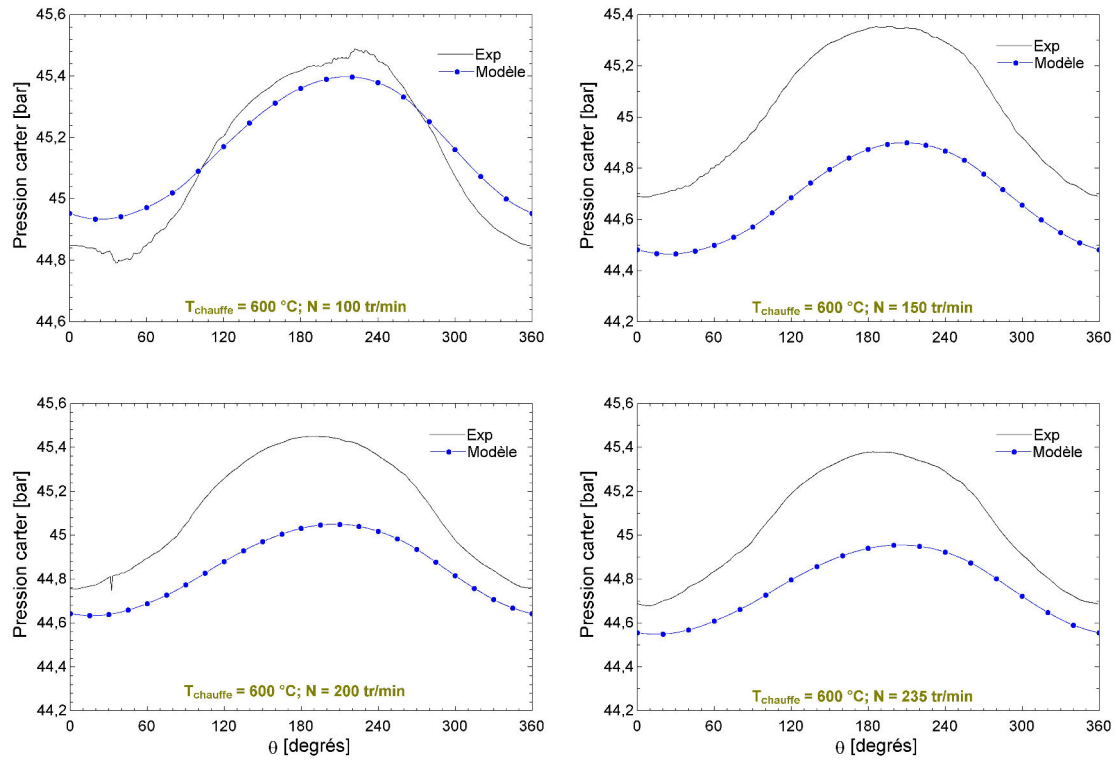
**FIGURE 4.8:** Températures moyennes du fluide dans la partie froide du compresseur à différentes températures de chauffe.



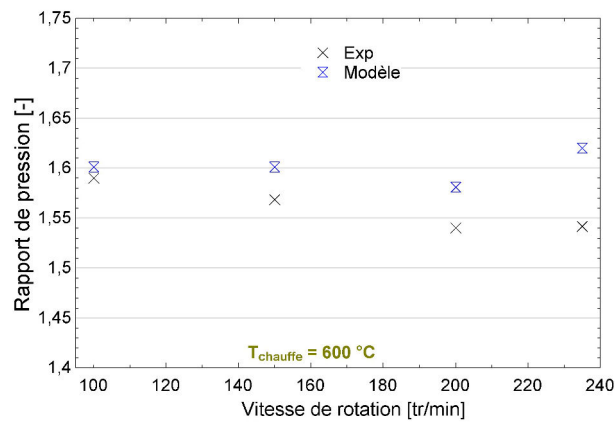
**FIGURE 4.9:** Pressions instantanées du fluide au niveau de la partie froide du compresseur à différentes vitesses de rotation.

entre l'amplitude de la pression théorique et celle de la pression expérimentale est donné pour une vitesse de rotation de 235 *tr/min*. Cet écart représente une erreur de 10 % par rapport à l'amplitude de la pression expérimentale. Les pressions théoriques et expéri-

mentales du fluide dans le carter correspondant aux différentes vitesses de rotation sont données sur la figure 4.10.



**FIGURE 4.10:** Pressions instantanées du fluide au niveau du carter pour différentes vitesses de rotation.

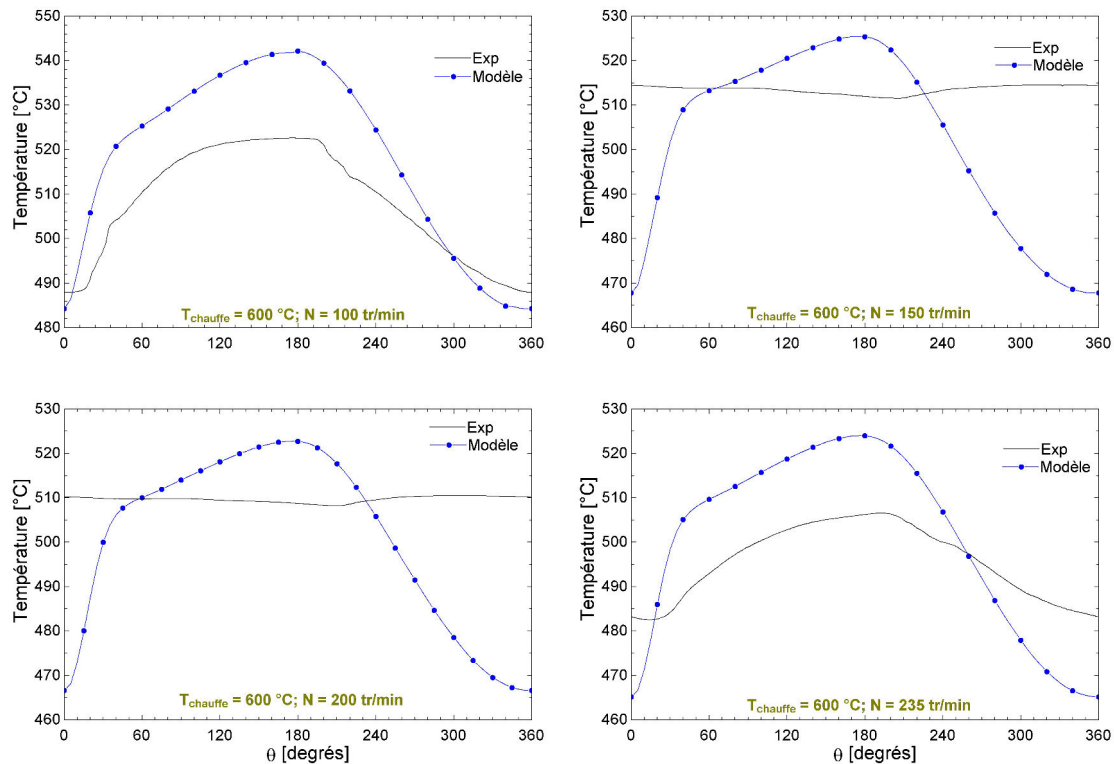


**FIGURE 4.11:** Evolutions théoriques et expérimentales des rapports de pression avec la vitesse de rotation.

Les rapports de pression théoriques et expérimentaux, obtenus avec les vitesses de rota-

## 4.2 Validation du modèle

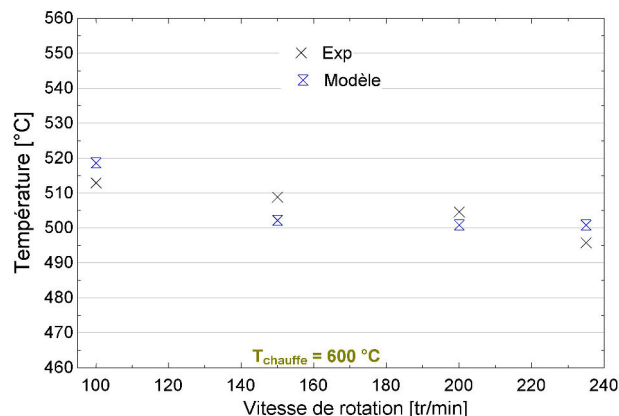
tion considérées, sont représentés sur la figure 4.11. On remarque bien que les rapports de pression obtenus par le modèle sont légèrement supérieurs à ceux du prototype. L'erreur la plus élevée sur les rapport de pression est de 5 % et elle est calculée pour une vitesse de rotation de 235 *tr/min*.



**FIGURE 4.12:** Températures instantanées du fluide dans la partie chaude du compresseur à différentes vitesses de rotation.

La figure 4.12 représente les températures théoriques et expérimentales du fluide dans la partie chaude du compresseur pour différentes vitesses de rotation et pour une température de chauffe constante de 600 °C. Les évolutions des températures théoriques sont analogues à celles des températures expérimentales mais avec des amplitudes de variation plus importantes. Les températures moyennes théoriques et expérimentales correspondant à chaque fréquence sont représentées dans la figure 4.13. Les écarts entre les températures moyennes de la partie chaude du compresseur sont très faibles où l'erreur relative maximale est enregistrée pour une vitesse de rotation de 150 *tr/min* et vaut 1,2 %.

La figure 4.14 montre les évolutions des températures théoriques et expérimentales instantanées, du côté froid, pour une température de chauffe de 600 °C et à différentes fréquences de fonctionnement. Les profils des températures théoriques et expérimentales



**FIGURE 4.13:** Températures moyennes du fluide dans la partie chaude du compresseur à différentes vitesses de rotation.

se ressemblent mais avec des niveaux plus bas des températures théoriques. L'écart le plus important entre ces niveaux de température est donné pour une vitesse de rotation  $235 \text{ tr/min}$ . Les valeurs moyennes sur un cycle des températures issues des simulations et celles mesurées expérimentalement sont représentées sur la figure 4.15 en fonction des vitesses de rotation. À  $235 \text{ tr/min}$ , la différence entre les deux températures est la plus élevée et correspond à une erreur relative autour de  $5,2 \%$  par rapport au gradient de température entre les sources chaude et froide. Cet écart ne peut être justifié que par une différence entre les conditions de simulations et celles de l'expérience correspondantes.

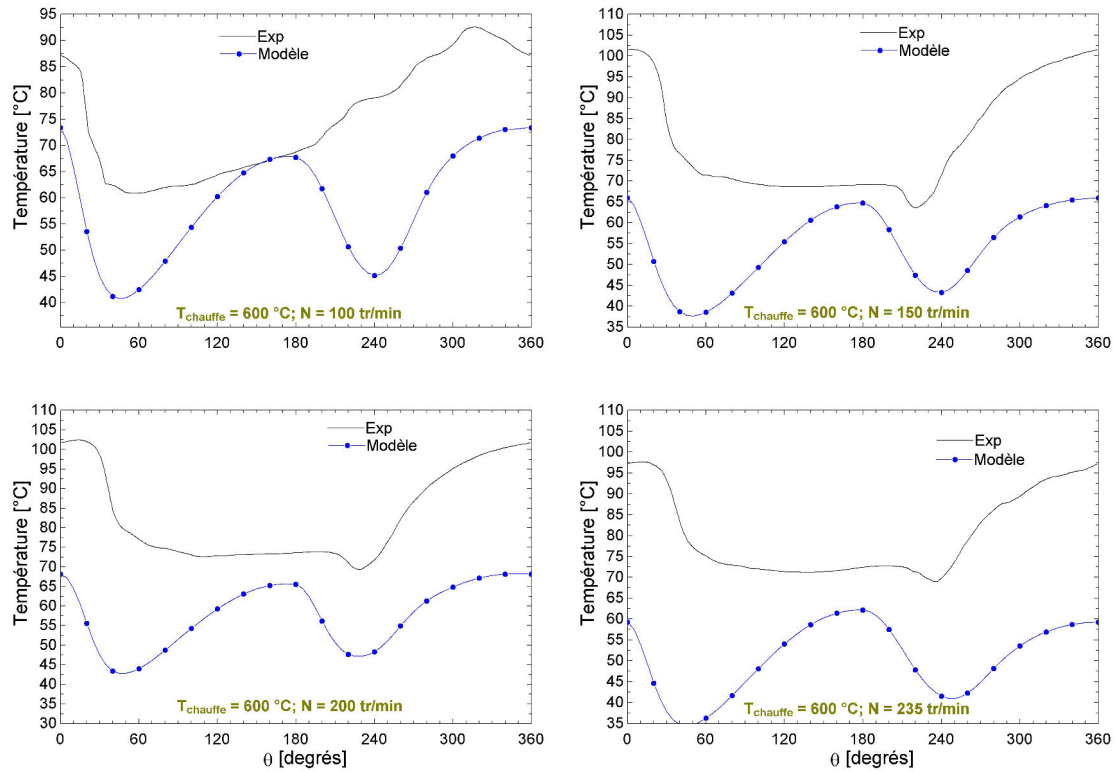
## 4.2.2 Parois fines du boîtier du régénérateur

Le remplacement du boîtier du régénérateur à parois épaisses par un autre à parois fines a pour but de diminuer les pertes par conduction le long de ce boîtier et d'augmenter l'efficacité du régénérateur. Un des résultats attendu est l'augmentation des rapports de pression. Dans cette partie, nous allons présenter les résultats des valeurs moyennes. Les évolutions instantanées des pressions et des températures correspondantes font l'objet de l'annexe A.

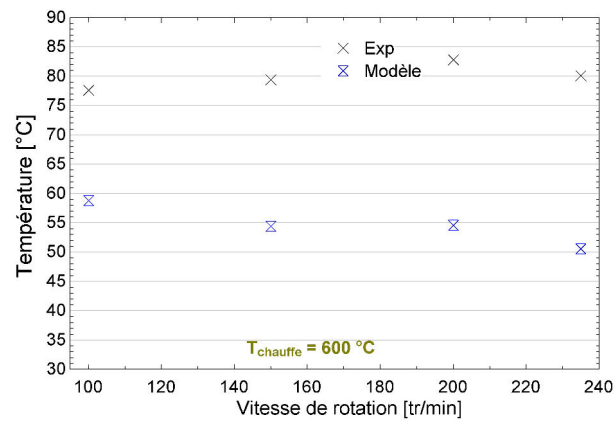
La figure 4.16 représente les rapports de pression théoriques et expérimentaux obtenus pour différentes températures de chauffe et une même fréquence. Une correspondance très importante est observée entre les valeurs théoriques et expérimentales avec une erreur relative maximale de  $1 \%$  pour une température de chauffe de  $400 \text{ °C}$ .

La figure 4.17 présente la variation des rapports de pression théoriques et expérimentaux avec la fréquence et pour une température de chauffe constante de  $600 \text{ °C}$ . Les

## 4.2 Validation du modèle

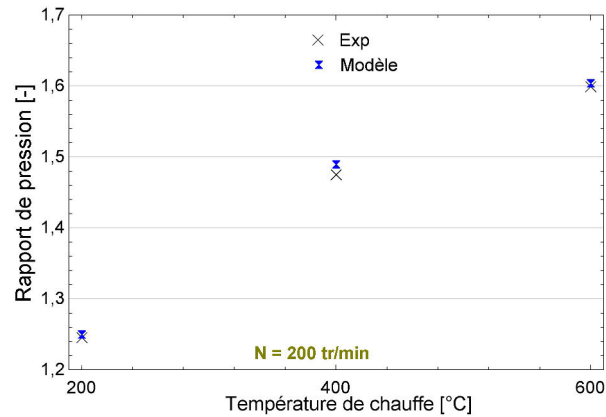


**FIGURE 4.14:** Températures instantanées du fluide dans la partie froide du compresseur à différentes vitesses de rotation.



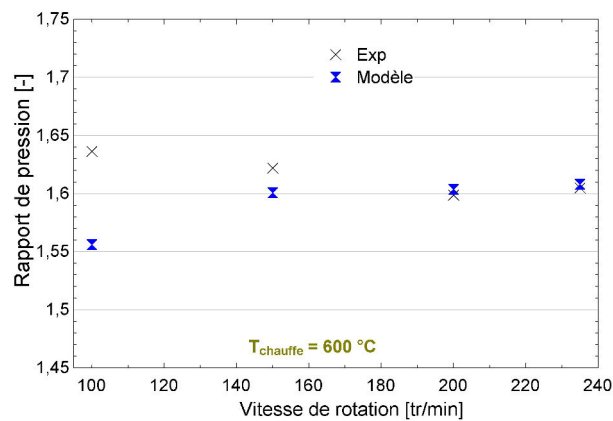
**FIGURE 4.15:** Températures moyennes du fluide dans la partie froide du compresseur à différentes vitesses de rotation.

rapports de pression issus du modèle sont analogues à ceux de l'expérience. Comme le montre la figure, l'écart le plus important est donné par une vitesse de rotation de  $100 \text{ tr/min}$  et représente une erreur de près 5 %. Le rapport de pression théorique est in-



**FIGURE 4.16:** Rapports de pression théoriques et expérimentaux pour différentes températures de chauffe.

férieur à celui expérimental. Cela est engendré par une température chaude expérimentale plus élevée que celle donnée par le modèle (voir figure 4.20).



**FIGURE 4.17:** Rapports de pression théoriques et expérimentaux pour différentes vitesses de rotation.

Les valeurs des rapports de pression calculés par le modèle pour différentes températures de chauffe et vitesses de rotation sont très proches des valeurs des rapports de pression expérimentales. L'erreur relative maximale obtenue est de 5 %, ce qui confirme la validité du modèle.

Les figures 4.18 et 4.19 représentent les valeurs moyennes, théoriques et expérimentales, des températures du fluide dans les parties chaude et froide du compresseur obtenues avec différentes températures de chauffe et une même fréquence. Dans le même contexte, les figures 4.20 et 4.21 représentent les mêmes températures calculées et mesurées à diffé-



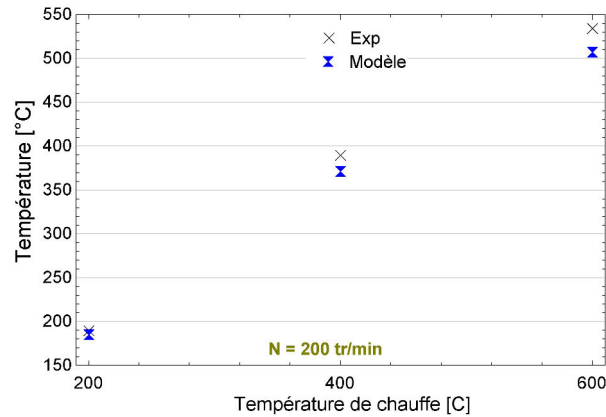


FIGURE 4.18: Température chaude pour différentes températures de chauffe.

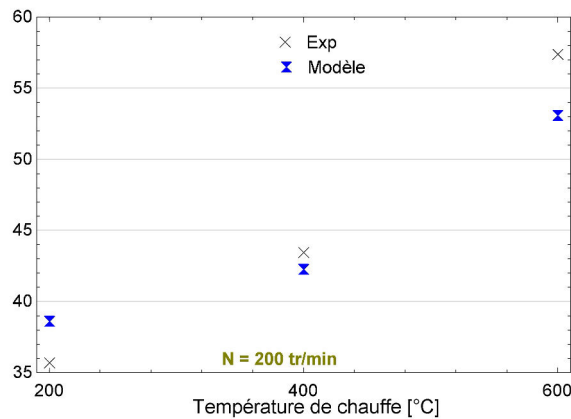


FIGURE 4.19: Température froide pour différentes températures de chauffe.

rentes fréquence et pour une même température de chauffe. Les erreurs calculées entre les températures théoriques et expérimentales restent relativement faibles. Une erreur relative maximale de 6,3 %, par rapport au gradient de température entre les deux sources de chaleur, est calculée entre les températures moyennes chaudes pour une vitesse de rotation de 100 *tr/min*.

La figure 4.22 illustre la superposition des rapports de pression obtenus avec les parois épaisses et fines dans le cas des résultats expérimentaux et dans le cas des résultats de modélisation. Dans les deux cas, on constate bien que le recours à des parois fines conduit à une augmentation perceptible du rapport de pression, comme c'était attendu.

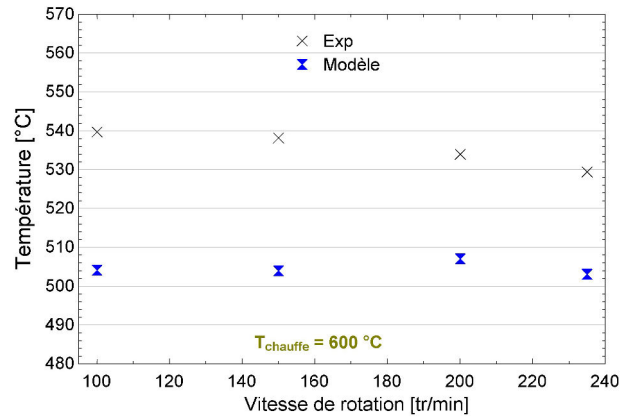


FIGURE 4.20: Température chaude pour différentes vitesse de rotation.

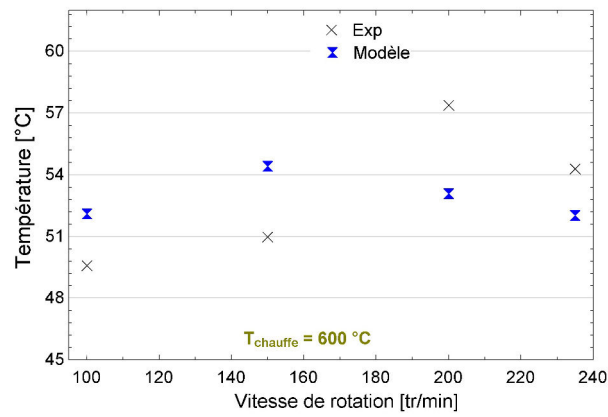


FIGURE 4.21: Température froide pour différentes vitesse de rotation.

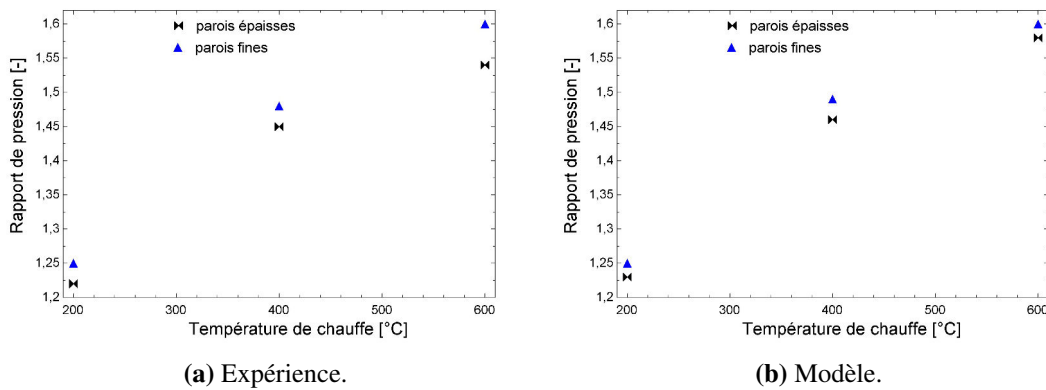


FIGURE 4.22: Comparaison entre les rapports de pression avec parois épaisses et fines.

## 4.3 Conclusion du chapitre

Un modèle décrivant le comportement du compresseur thermique a été développé et présenté dans le chapitre précédent. Ce chapitre est consacré à la validation de ce modèle par les résultats expérimentaux fournis par la société boostHEAT.

La validation est réalisée pour deux géométries différentes du boîtier du régénérateur. Pour chaque géométrie, des comparaisons ont été faites entre les résultats théoriques et expérimentaux pour différentes températures de chauffe et différentes fréquences. Les comparaisons sont basées sur les paramètres suivants :

- les profils instantanés des pressions et des températures du fluide,
- les rapports de pression,
- les moyennes cycliques des températures.

Une bonne concordance globale est observée entre les résultats du modèle et ceux de l'expérience. Ceci permet de confirmer la validité du modèle développé pour le compresseur thermique.

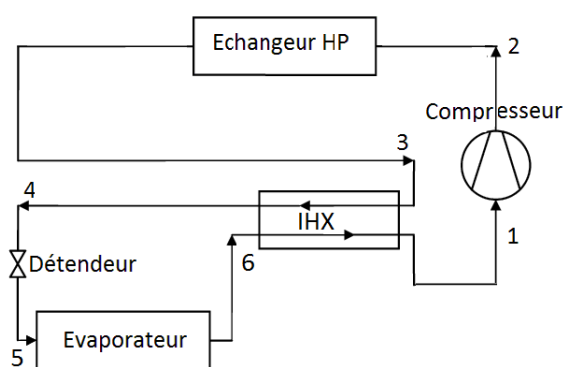


# 5 Modélisation globale du cycle de PAC avec compresseur boostHEAT

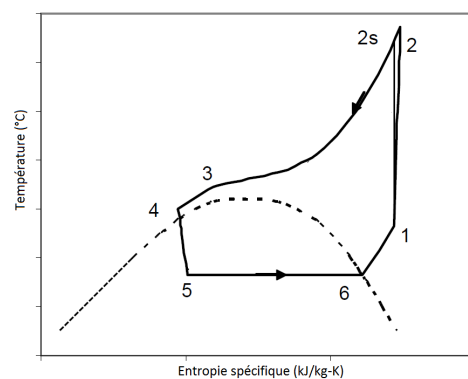
## 5.1 Optimisation thermodynamique du cycle transcritique au $CO_2$

### 5.1.1 Méthode d'analyse

Dans cette partie, une étude d'optimisation thermodynamique du cycle transcritique au  $CO_2$  est réalisée. L'installation étudiée (figure 5.1a) est composée d'un compresseur, un évaporateur, un détendeur, un échangeur haute pression et un échangeur intermédiaire. Comme montré sur la figure 5.1b, le fluide à l'état de vapeur saturée au point 6 est surchauffé jusqu'au point 1 dans l'échangeur intermédiaire et comprimé ensuite jusqu'au point 2 par passage dans le compresseur. Le  $CO_2$  à l'état supercritique 2 est refroidi dans



(a) Schéma d'une installation PAC au  $CO_2$  avec échangeur intermédiaire.



(b) Diagramme T-s d'un cycle  $CO_2$  transcritique

FIGURE 5.1: Installation PAC au  $CO_2$  transcritique étudiée.

l'échangeur haute pression jusqu'à l'état 3 par échange de chaleur avec la source chaude. Le dioxyde de carbone à haute pression au point 3 est ensuite refroidi par passage dans l'échangeur intermédiaire jusqu'au point 4. Par la suite, le dioxyde de carbone est détendu jusqu'au point 5 à l'entrée de l'évaporateur. Un processus d'évaporation suit la détente et le dioxyde de carbone s'évapore en passant de l'état 5 à l'état 6.

Un modèle global, basé sur les bilans d'énergie au niveau de chaque composant, a été développé. Le premier principe de la thermodynamique est appliqué pour un écoulement établi. Les hypothèses suivantes sont nécessaires pour l'analyse thermodynamique :

- Les échanges de chaleur sont isobares au niveau de l'évaporateur, des échangeurs haute pression et intermédiaire ;
- Le processus de compression est adiabatique avec un rendement isentropique  $\eta_{is}$  ;
- L'échangeur intermédiaire a une efficacité  $\varepsilon_{IHX}$ .

La quantité de chaleur massique, échangée avec la source chaude au niveau de l'échangeur refroidisseur haute pression, représente l'effet de chauffage. Elle est exprimée comme suit :

$$q_{GC} = h_2 - h_3 \quad (5.1)$$

Le travail mécanique nécessaire pour l'élévation de la pression du niveau basse pression au niveau haute pression est donné par l'équation suivante :

$$w_{comp} = h_2 - h_1 \quad (5.2)$$

Le rendement isentropique du compresseur est donné par l'expression suivante :

$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (5.3)$$

La conservation d'énergie appliquée à l'échangeur intermédiaire permet d'écrire :

$$h_1 - h_6 = h_3 - h_4 \quad (5.4)$$

L'expression donnant l'efficacité de l'échangeur intermédiaire est exprimée de la ma-

nière suivante :

$$\varepsilon_{IHX} = \frac{h_1 - h_6}{h_3 - h_6} \quad (5.5)$$

Le coefficient de performance en mode chauffage est donné par l'expression de l'équation 1.3. L'influence du rendement isentropique et de l'efficacité de l'échangeur intermédiaire sera mise en évidence aussi. La conservation d'énergie du système global est régie par l'équation de bilan suivante :

$$q_{evap} + w_{comp} = q_{GC} \quad (5.6)$$

avec :

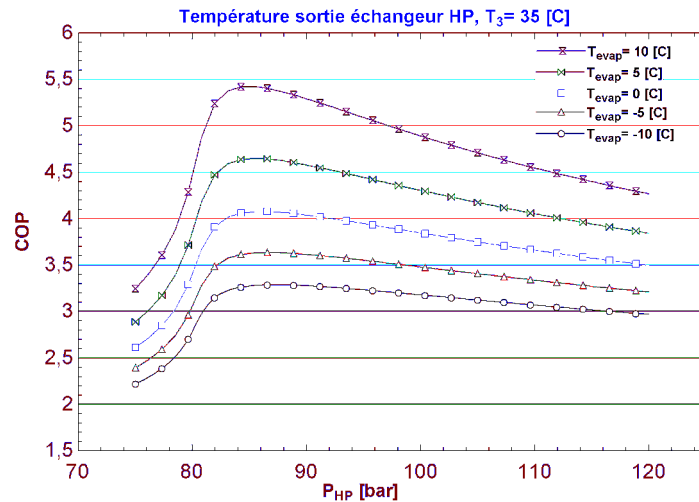
$$q_{evap} = h_6 - h_5 \quad (5.7)$$

### 5.1.2 Résultats des simulations

Basé sur l'analyse thermodynamique présentée précédemment, un modèle numérique est développé à l'aide du logiciel EES. Ce modèle permet d'étudier l'influence de différents paramètres de conception et de fonctionnement dans un système de pompe à chaleur au dioxyde de carbone transcritique. Les résultats présentés ici porteront principalement sur le  $COP$ , les différentes températures et pressions du  $CO_2$  à l'entrée et à la sortie de chaque composant de l'installation, le rendement isentropique du compresseur et l'efficacité de l'échangeur intermédiaire.

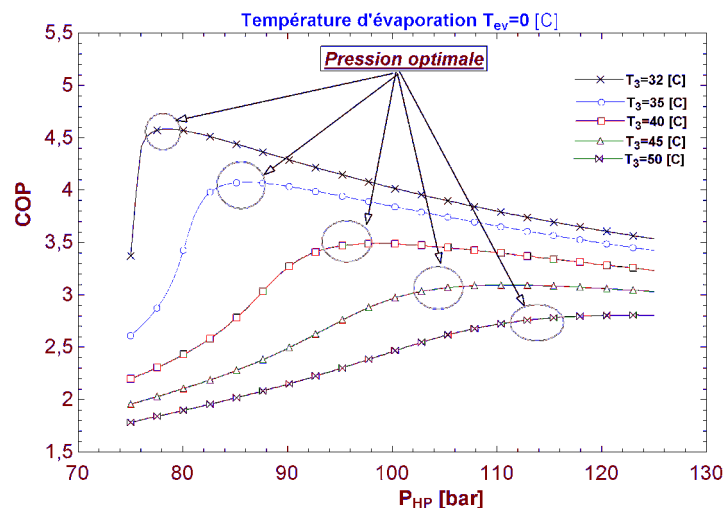
#### 5.1.2.1 Influence des températures sortie échangeur haute pression et d'évaporation

Les variations du  $COP$  du système avec la pression de refoulement du compresseur pour différentes valeurs de la température d'évaporation sont représentées sur la figure 5.2. Ces évolutions sont données pour une température du fluide à la sortie de l'échangeur haute pression (HP)  $T_3 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ , un rendement isentropique du compresseur  $\eta_{is} = 0,85$  et une efficacité de l'échangeur intermédiaire  $\varepsilon_{IHX} = 0,75$ . Le  $COP$  présente des valeurs maximales qui correspondent à des pressions optimales de refoulement. Une augmentation de la température d'évaporation de  $-10$  à  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ , engendre une augmentation significative du



**FIGURE 5.2:** Variation du COP en fonction de la pression de refoulement, pour différentes températures d'évaporation.

*COP*. Néanmoins, la variation des températures d'évaporation influence peu la valeur des pressions optimales de refoulement.

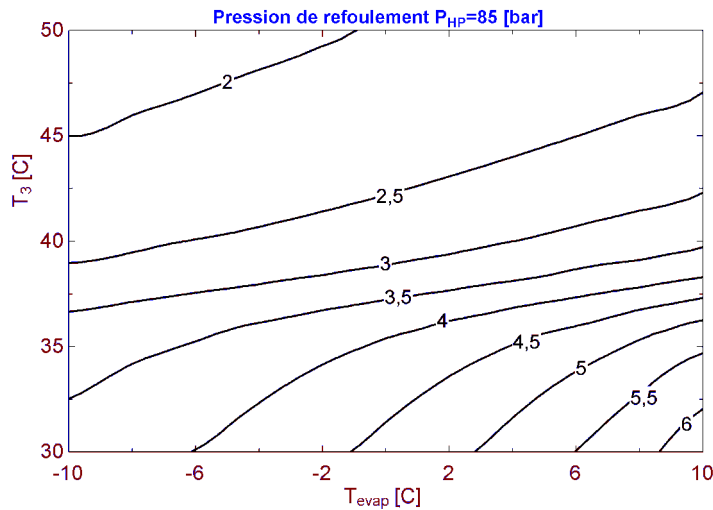


**FIGURE 5.3:** Variation du COP en fonction de la pression de refoulement, pour différentes températures de sortie échangeur HP.

La figure 5.3 illustre les évolutions du *COP* du système avec la pression de refoulement du compresseur et pour différentes valeurs de la température du fluide à la sortie de l'échangeur haute pression  $T_3$ . Dans ce cas, la température d'évaporation est prise fixe ( $T_{evap} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), le rendement isentropique du compresseur  $\eta_{is} = 0,85$  et une efficacité de l'échangeur intermédiaire  $\varepsilon_{IHX} = 0,75$ . L'évolution du *COP* met en évidence l'existence



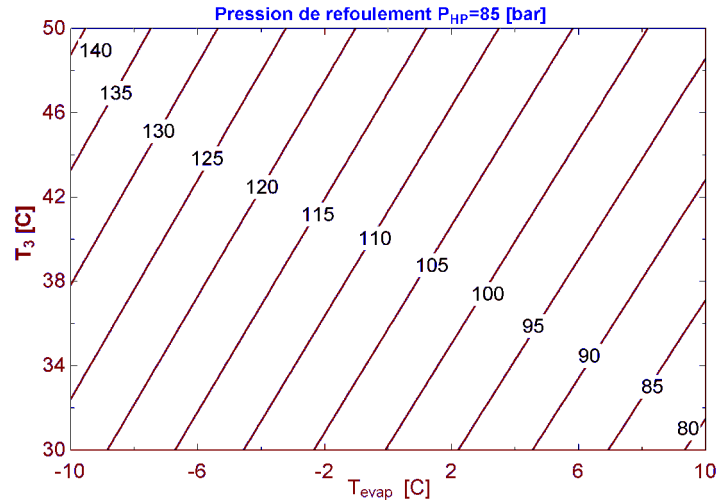
de valeurs maximales. Ces dernières, qui correspondent à des pressions optimales, sont données par des valeurs de pression qui augmentent avec l'augmentation des températures de sortie de l'échangeur haute pression. La diminution du  $COP$  avec l'augmentation de la température de sortie de l'échangeur haute pression est bien illustrée dans la figure.



**FIGURE 5.4:** Évolution des lignes à  $COP$  constants en fonction de  $T_3$  et de  $T_{evap}$ .

La figure 5.4 représente les évolutions des lignes de  $COP$  constants en fonction de la variation de la température d'évaporation et de la température de sortie de l'échangeur HP. Ces évolutions sont données pour une pression de refoulement  $P_{HP} = 85$  bar, un rendement isentropique du compresseur  $\eta_{is} = 0,85$  et une efficacité de l'échangeur intermédiaire  $\epsilon_{IHX} = 0,75$ . Cette figure montre bien que les plus grandes valeurs du  $COP$  sont données par les hautes températures d'évaporation et les basses températures de sortie de l'échangeur HP.

Un paramètre important pour les applications de pompe à chaleur est la température d'entrée de l'échangeur HP. La connaissance de cette température est primordiale pour les applications de chauffage. La figure 5.5 illustre l'évolution des iso-températures à l'entrée de l'échangeur HP en fonction de la température d'évaporation et de celle à la sortie de l'échangeur HP. Ces évolutions sont données pour le même cas que les évolutions à  $COPs$  constants représentées par la figure 5.4, à savoir une pression de refoulement  $P_{HP} = 85$  bar, un rendement isentropique du compresseur  $\eta_{is} = 0,85$  et une efficacité de l'échangeur intermédiaire  $\epsilon_{IHX} = 0,75$ . Les iso-températures ont une évolution linéaire et elles augmentent avec l'augmentation de la température de sortie échangeur HP et la diminution de la température d'évaporation.



**FIGURE 5.5:** Évolution des lignes à températures entrée échangeur HP constantes, en fonction de  $T_3$  et de  $T_{evap}$ .

### 5.1.2.2 Influence du rendement isentropique du compresseur

La figure 5.6 représente l'influence du rendement isentropique du compresseur  $\eta_{is}$  sur les performances du cycle du  $CO_2$  transcritique. Un bon rendement isentropique du compresseur permet d'avoir un bon coefficient de performance du cycle. En contre partie, l'augmentation de  $\eta_{is}$  engendre une diminution de la température d'entrée de l'échangeur HP.

### 5.1.2.3 Influence de l'efficacité de l'échangeur intermédiaire

La figure 5.7 illustre l'effet de l'efficacité de l'échangeur intermédiaire ( $\epsilon_{IHx}$ ) sur les performances du système. Cette efficacité a un impact minime sur le COP du cycle. Néanmoins, elle influence la température d'entrée de l'échangeur HP ( $T_2$ ) de manière significative. Une augmentation de  $\epsilon_{IHx}$  engendre une augmentation de  $T_2$ .

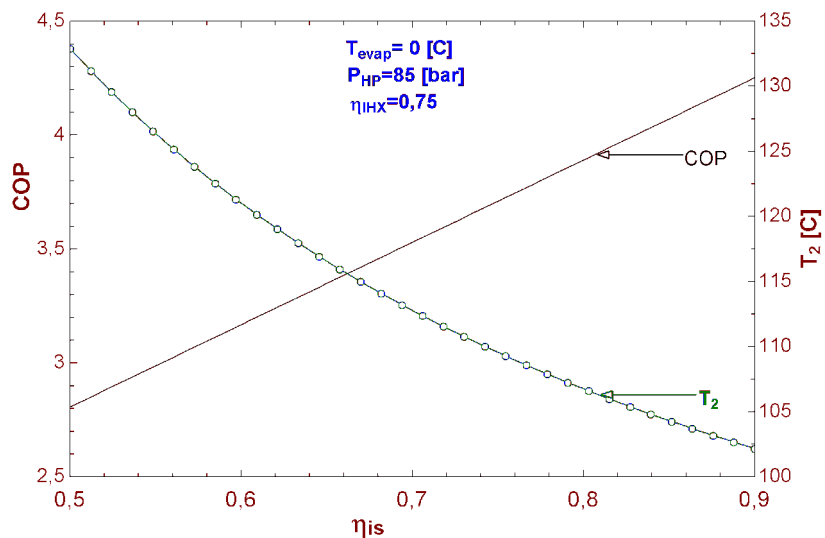


FIGURE 5.6:  $COP$  et température entrée échangeur HP, fonction du rendement isentropique du compresseur.

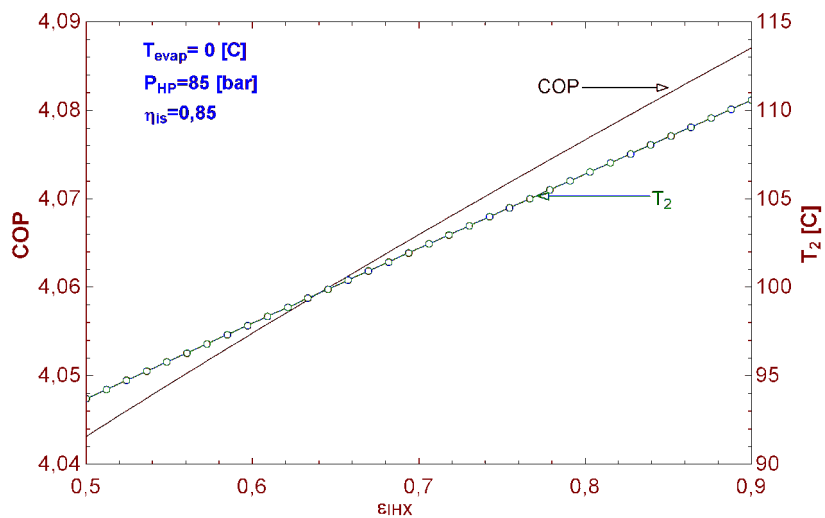


FIGURE 5.7:  $COP$  et température entrée échangeur HP, fonction de l'efficacité de l'échangeur intermédiaire.

## 5.2 Optimisation du cycle d'une PAC équipée de deux étages du compresseur thermique

### 5.2.1 Configuration étudiée

La configuration du système de PAC étudié est schématisée dans la figure 5.8. Le système est constitué de deux étages de compression thermique sans refroidissement intermédiaire, d'un échangeur haute pression, d'un évaporateur et d'un détendeur. Les deux compresseurs ont la même géométrie et elle est semblable à celle du prototype. Le point (1) représente l'état du fluide à la sortie de l'évaporateur et à l'entrée du premier étage du compresseur. Le point (2) donne l'état du fluide dans la partie froide du cylindre (C) du premier étage du compresseur après mélange avec le fluide aspiré à l'état (1). Après refoulement du premier étage du compresseur représenté par le point (3), le fluide est aspiré par le second étage de compression et mélangé avec la masse de fluide contenue dans la partie froide du cylindre (C) pour donner l'état (4). Au refoulement du second étage (point (5)), le fluide est à haute pression et rentre par la suite dans l'échangeur haute pression. Après un refroidissement isobare dans ce dernier, le fluide à l'état (6) à haute pression et basse température, entame une détente isenthalpique dans le détendeur jusqu'au point (7). Le fluide est ensuite évaporé dans l'évaporateur pour retrouver l'état initial du point (1).

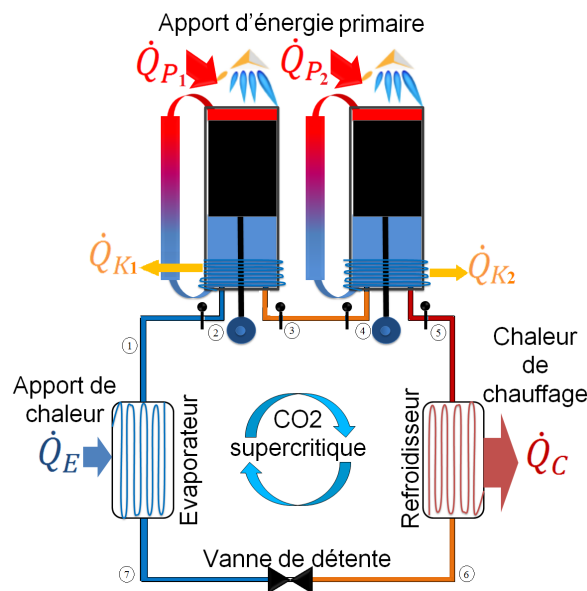


FIGURE 5.8: Schéma de la PAC avec deux étages du compresseur thermique.

## 5.2 Optimisation du cycle d'une PAC équipée de deux étages du compresseur thermique

Les résultats issus des modèles détaillés des deux étages du compresseur sont utilisés dans un modèle global de PAC pour le calcul des performances et l'optimisation du cycle. Il s'agit des puissances thermiques consommées au niveau des deux réchauffeurs et récupérées au niveau des deux échangeurs refroidisseurs, des puissances mécaniques nécessaires pour mouvoir les deux pistons déplaceurs, du débit massique du fluide refoulé, des températures et des pressions aux niveaux des entrées et sorties de chaque compresseur. La condition du couplage des deux compresseurs est que le débit massique refoulé par le premier étage est aspiré par le second.

Le modèle simulant à la fois les deux étages du compresseur thermique est utilisé sous plusieurs conditions de fonctionnement. En effet, pour cinq niveaux de la température d'évaporation (de  $-10$  à  $10$  °C, avec un intervalle de  $5$  °C), nous faisons varier à chaque fois la pression de refoulement de  $75$  bar à  $110$  bar.

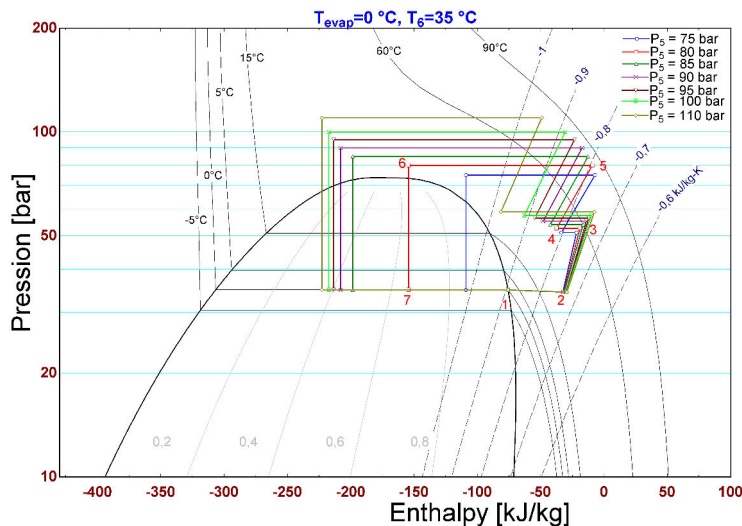


FIGURE 5.9: Cycles de fonctionnement avec différentes pressions de refoulement.

### 5.2.2 Optimisation du cycle

#### 5.2.2.1 Critère de performances

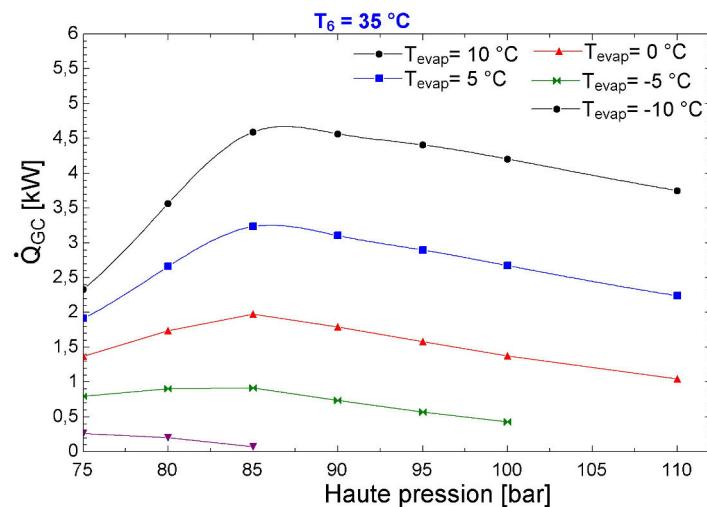
Le coefficient de performance est défini pour le compresseur thermique est donné par l'équation 5.8. Il s'agit du rapport des puissances thermiques utiles sur les puissances primaires consommées. Ces dernières concernent les puissances thermiques consommées au niveau des deux échangeurs réchauffeurs et des puissances mécaniques nécessaires pour mouvoir les deux pistons. Concernant les puissances utiles, elles englobent la puissance

thermique au niveau de l'échangeur haute pression et les puissances aux niveaux des deux échangeurs refroidisseurs des compresseurs.

$$COP = \frac{(\dot{Q}_C + \dot{Q}_{K1} + \dot{Q}_{K2})}{(\dot{Q}_{P1} + \dot{Q}_{P2} + 2,58(\dot{W}_{D1} + \dot{W}_{D2}))} \quad (5.8)$$

### 5.2.2.2 Résultats et discussions

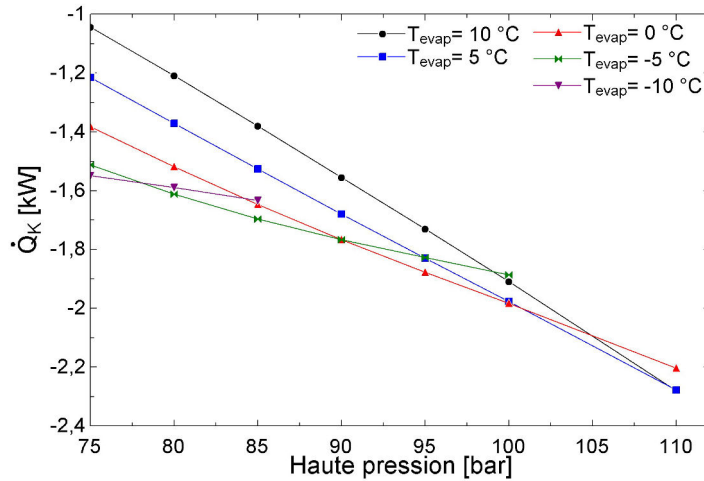
La figure 5.10 représente l'évolution de la puissance thermique disponible au niveau de l'échangeur haute pression, avec une température de sortie de cet échangeur  $T_6 = 35^\circ\text{C}$ , en fonction de la pression de refoulement pour différentes valeurs de la température d'évaporation. Pour des températures d'évaporation  $T_{evap} = -5^\circ\text{C}$ ,  $T_{evap} = 0^\circ\text{C}$ ,  $T_{evap} = 5^\circ\text{C}$  et  $T_{evap} = 10^\circ\text{C}$ , les courbes présentent des valeurs maximales de puissance utile qui correspondent à des pressions optimales équivalentes à celles qui donnent des valeurs maximales de  $COP$  (figure 5.16). Par contre, la courbe correspondante à  $T_{evap} = -10^\circ\text{C}$  ne présente pas de valeur maximale et a une allure décroissante dans la plage des pressions de refoulement considérées.



**FIGURE 5.10:** Puissance échangeur haute pression en fonction de la pression de refoulement, pour différentes valeurs de  $T_{evap}$ .

Une autre puissance utile pour le chauffage est celle qui est récupérable au niveau des échangeurs refroidisseurs de chaque compresseur. Cette puissance varie avec la pression de refoulement et la température d'évaporation. Comme l'illustre la figure 5.11, la puissance totale disponible aux niveaux des échangeurs refroidisseurs diminue avec l'augmen-

tation de la pression de refoulement pour toutes les températures d'évaporation considérées. Ces dernières ont un impact sur la pente des courbes qui est plus importante d'autant que la température d'évaporation est élevée.

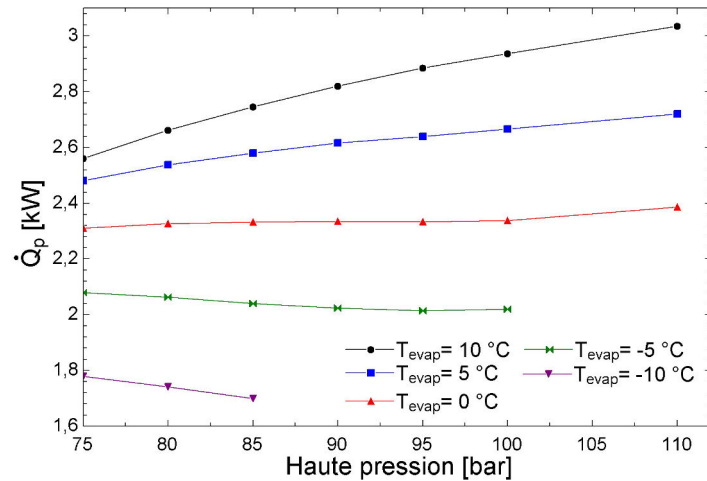


**FIGURE 5.11:** Puissance utile aux échangeurs refroidisseurs en fonction de la pression de refoulement, pour différentes valeurs de  $T_{evap}$ .

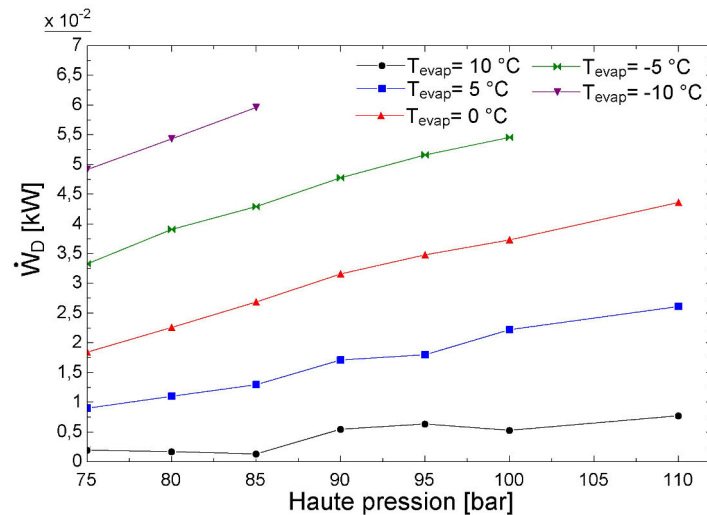
L'apport de chaleur nécessaire pour réaliser la compression du fluide de travail se fait au niveau des deux étages de compression. La figure 5.12 illustre l'évolution de la puissance thermique consommée en fonction de la pression de refoulement pour différentes valeurs de la température d'évaporation. Cette consommation augmente avec l'augmentation des pressions de refoulement dans le cas des températures d'évaporation  $T_{evap} = 0\text{ °C}$ ,  $5\text{ °C}$ ,  $10\text{ °C}$ , avec une augmentation plus marquée pour  $T_{evap} = 10\text{ °C}$ . La puissance consommée a une évolution décroissante avec l'augmentation de la pression de refoulement pour des valeurs de  $T_{evap} = -5\text{ °C}$  et  $T_{evap} = -10\text{ °C}$ .

Une puissance mécanique est nécessaire pour mouvoir les pistons déplaceurs. La figure 5.13 illustre l'évolution de cette puissance mécanique en fonction de la pression de refoulement pour différentes valeurs de la température d'évaporation. Pour les différentes valeurs de la pression de refoulement, les consommations de puissance mécanique sont plus importantes quand les températures d'évaporation sont basses.

Pour des applications de chauffage, un des paramètres le plus important est la température du fluide de travail à l'entrée de l'échangeur haute pression. Cette température est aussi la température du fluide refoulé du second étage de compression. L'évolution de cette température avec la pression de refoulement et la température d'évaporation est donnée par la figure 5.14. Cette température augmente avec l'augmentation de la pression



**FIGURE 5.12:** Puissance consommée par les réchauffeurs en fonction de la pression de refoulement, pour différentes valeurs de  $T_{evap}$ .

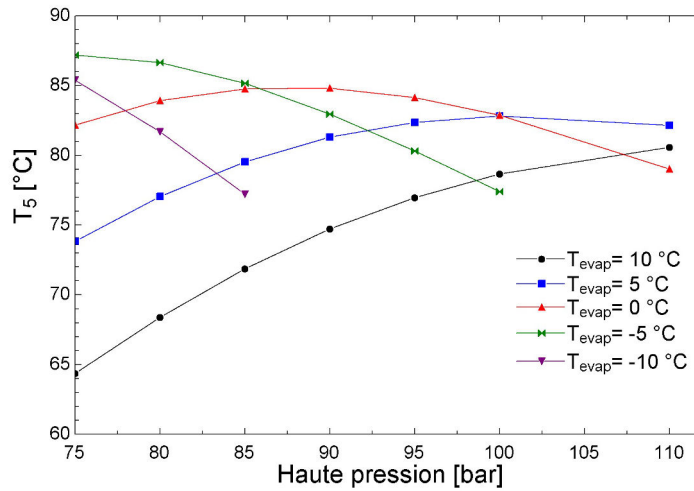


**FIGURE 5.13:** Puissance mécanique consommée pour mouvoir les pistons déplaceurs en fonction de la pression de refoulement, pour différentes valeurs de  $T_{evap}$ .

de refoulement pour  $T_{evap} = 5$  °C et  $T_{evap} = 10$  °C, tandis qu'elle diminue avec l'augmentation de la pression de refoulement pour  $T_{evap} = -5$  °C et  $T_{evap} = -10$  °C. Dans le cas où  $T_{evap} = 0$  °C, la température d'entrée échangeur haute pression présente une valeur maximale qui correspond à la valeur optimale de la pression de refoulement. Ces allures de la température d'entrée échangeur haute pression avec les températures d'évaporation sont particulières et différentes de celles rencontrées dans le cas d'un compresseur mécanique. Elles résultent de la dépendance de cette température aux échanges thermiques

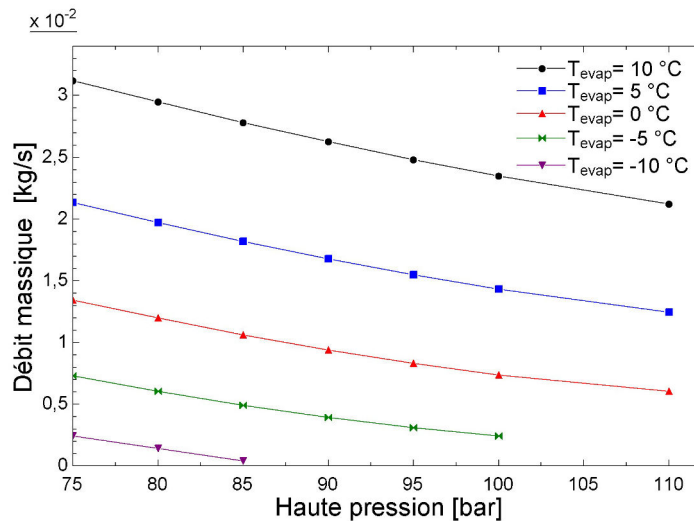


dans les échangeurs refroidisseurs des compresseurs thermiques.



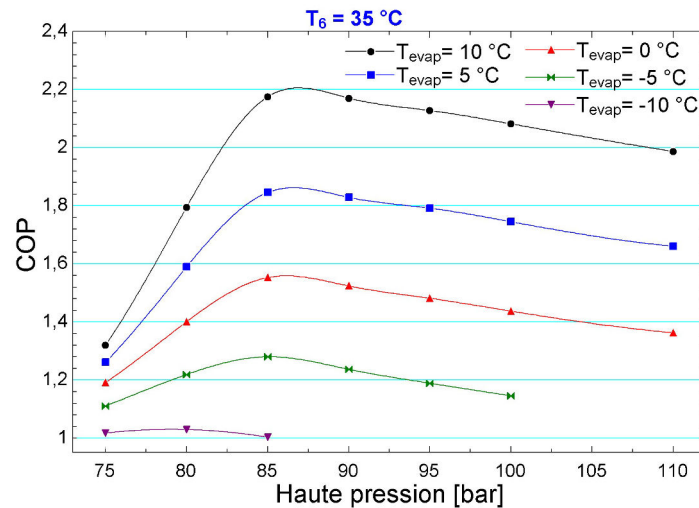
**FIGURE 5.14:** Température entrée échangeur haute pression en fonction de la pression de refoulement, pour différentes valeurs de  $T_{evap}$ .

La figure 5.15 représente l'évolution du débit massique du cycle en fonction de la pression de refoulement pour différentes valeurs de la température d'évaporation. Le débit massique décroît avec l'augmentation de la pression de refoulement pour toutes les températures d'évaporation considérées. Pour chaque pression de refoulement, le débit augmente avec l'augmentation de la température d'évaporation.



**FIGURE 5.15:** Débit massique en fonction de la pression de refoulement, pour différentes valeurs de  $T_{evap}$ .

La figure 5.16 représente l'évolution des  $COP$  du système, à différentes températures d'évaporation  $T_{evap}$ , en fonction de la pression de refoulement pour une température sortie échangeur haute pression  $T_6 = 35 \text{ °C}$ . Pour chaque courbe, il existe des pressions optimales de refoulement qui donnent des valeurs maximales du  $COP$ . Sauf pour la température  $T_{evap} = -10 \text{ °C}$ , les pressions optimales de refoulement sont peu influencées par la variation de la température d'évaporation.



**FIGURE 5.16:**  $COP$  en fonction de la pression de refoulement, à  $T_6 = 35 \text{ °C}$  pour différentes valeurs de  $T_{evap}$ .

En revanche, pour une température de sortie échangeur haute pression  $T_6 = 30 \text{ °C}$ , les  $COP$  sont décroissantes sur tout l'intervalle des pressions de refoulement considérées pour toutes les valeurs des températures d'évaporation (figure 5.17). Il est à noter, contrairement au cas précédent avec  $T_6 = 35 \text{ °C}$ , que les valeurs maximales du  $COP$  correspondent aux pressions de refoulement les plus basses.

La figure 5.18 représente les évolutions du  $COP$  avec la pression de refoulement pour différentes valeurs de la température à la sortie de l'échangeur haute pression  $T_6$ . Dans ce cas, la température d'évaporation est prise fixe et vaut  $T_{evap} = 0 \text{ °C}$ . Hormis pour la courbe du  $COP$  correspondant à la température  $T_6 = 30 \text{ °C}$ , l'évolution du  $COP$  met en évidence l'existence de valeurs maximales. Ces dernières, qui correspondent à des pressions optimales, sont données par des valeurs de pression qui augmentent avec l'augmentation des températures de sortie de l'échangeur haute pression.

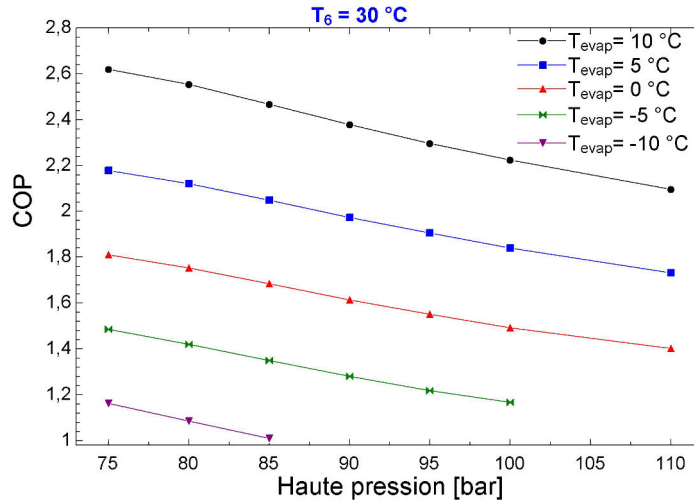


FIGURE 5.17: COPs en fonction de la pression de refoulement, à  $T_6 = 30\text{ °C}$  et pour différentes valeurs de  $T_{evap}$ .

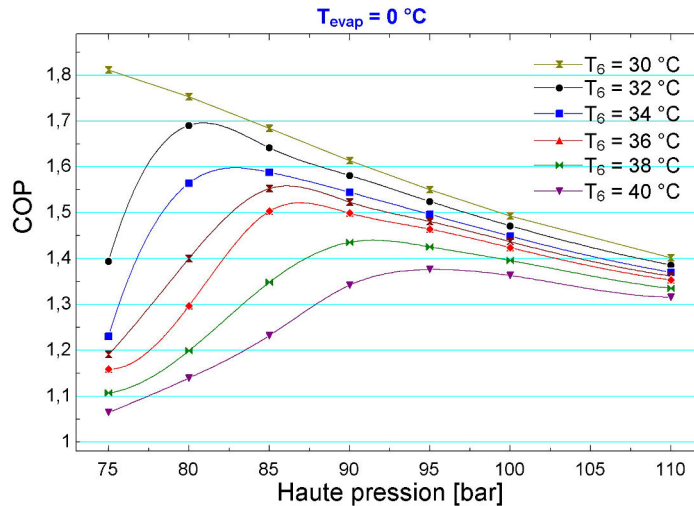


FIGURE 5.18: COPs en fonction de la pression de refoulement, à  $T_{evap} = 0\text{ °C}$  et pour différentes valeurs de  $T_6$ .

## 5.3 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, nous avons étudié l'optimisation d'un cycle transcritique au  $CO_2$  et réalisé une étude du cycle avec deux étages de compresseurs thermiques. Nous avons défini un critère de performance pour le cycle global de PAC équipée de deux étages de compresseurs thermiques. Ce critère est défini comme le rapport de l'énergie thermique utile pour le chauffage sur l'énergie primaire consommée.

En première partie de ce chapitre, nous avons illustré, de manière générale, l'impact des différents paramètres du cycle transcritique sur les performances du système. En effet, il existe par exemple des valeurs de pression de refoulement optimale qui maximisent le *COP*. Cette pression optimale est impactée beaucoup plus par les températures de sortie de l'échangeur haute pression que par les températures d'évaporation.

En deuxième partie, nous avons étudié les performances d'une PAC au  $CO_2$  supercritique équipée de deux étages de compresseurs thermiques. Les résultats issus des modèles détaillés des deux étages du compresseur sont utilisés dans un modèles global de PAC pour le calcul des performances et l'optimisation du cycle. Nous avons montré l'impact des pressions de refoulement, des températures d'évaporation et températures de sortie échangeur haute pression sur les performances du cycle global. En effet, il existe aussi des pressions de refoulement optimales qui maximisent le *COP* d'un système de PAC au  $CO_2$  supercritique équipé de compresseurs thermiques.

# Conclusions et perspectives

La problématique énergétique et environnementale actuelle impose une prise de conscience de l'épuisement des ressources naturelles d'origine fossile et des risques irréversibles sur l'environnement, qui ne seront pas sans effets pour le développement des générations futures. L'innovation technologique permet de développer des filières énergétiques présentant à la fois les caractéristiques de pérennité et de faibles atteintes à l'environnement. Aujourd'hui, l'habitat représente le premier secteur consommateur d'énergie en France devant l'industrie et les transports. Le plus grand pourcentage de cette consommation est utilisé pour satisfaire les besoins de chauffage. De ce fait, le secteur du bâtiment représente un gisement important en terme d'économies d'énergie. Celles-ci peuvent être obtenues par des améliorations portant à la fois sur les matériaux de construction et sur les systèmes énergétiques utilisés pour le chauffage. L'amélioration de l'efficacité des systèmes, existants ou nouveaux, peut être obtenue en réduisant les pertes de transformations et de distribution.

Un nouveau concept de compresseur thermique a été développé par la société boos-THEAT. Il est destiné à remplacer le compresseur mécanique conventionnel d'un système de pompe à chaleur au CO<sub>2</sub> pour former un système "tritherme". Ce compresseur thermique est constitué d'un cylindre muni d'un piston déplaceur, d'un échangeur réchauffeur, d'un régénérateur et d'un échangeur refroidisseur. Le réchauffeur est connecté à la partie chaude du cylindre d'une part, et au régénérateur, d'autre part. Le refroidisseur est connecté au régénérateur d'une part, et à la partie froide du cylindre d'autre part. Cette dernière est connectée à la branche basse pression (évaporateur) de la pompe à chaleur par un clapet d'admission, et à la branche haute pression de la pompe à chaleur (échangeur haute pression) par l'intermédiaire d'un clapet de refoulement. La combinaison du compresseur thermique avec l'effet de pompe à chaleur permet la production de chaleur à basse température à partir d'une source de chaleur à haute température. Cette combinaison permet une amélioration significative de l'efficacité énergétique de la source de chaleur.

L'objectif du projet TRICOM-SEED puis du projet ADEME-COMANCHE, monté

conjointement par boostHEAT et le LaTEP, était l'étude théorique et expérimentale du compresseur thermique. L'une des tâches principales du LaTEP était l'étude théorique et le développement d'un modèle numérique décrivant le comportement du compresseur thermique. De son côté, boostHEAT avait pour tâche principale la conception, la réalisation et le test du prototype. Les aspects liés à la conception des principaux composants ont été présentés dans ce manuscrit ainsi que l'instrumentation du banc d'essai.

Un modèle détaillé du fonctionnement du compresseur thermique a été développé. Il est basé sur la méthode dite « couplée » habituellement utilisée pour la modélisation des moteurs Stirling. Dans cette étude numérique, un intérêt spécifique a été porté sur :

1. le régénérateur qui est un élément clé du compresseur thermique ;
2. l'influence du débit de fuite autour du piston déplaceur sur les performances du compresseur. Ce débit est relativement faible mais son influence sur les performances du compresseur sont importantes ;
3. l'impact des volumes morts entre les espaces du compresseur thermique sur ses performances. En effet, la présence de ces volumes morts modifie de façon complexe les champs de température instantanée et les performances du système.

Les principaux résultats obtenus à partir de cette modélisation sont les suivants :

- Concernant le régénérateur, nous avons montré que les oscillations des températures instantanées du fluide et de la matrice solide ont les mêmes profils d'évolution. Ces oscillations ont des amplitudes plus importantes dans les deux extrémités froide et chaude du régénérateur. Cela est dû à l'impact du fluide entrant à des températures différentes de celles du fluide contenu à ces extrémités. Les températures du fluide et de la matrice ont des amplitudes moins importantes et un profil plus régulier au milieu du régénérateur.
- Le débit du fluide bypassé autour du piston déplaceur (débit de fuite entre le piston et les parois du cylindre) a plusieurs impacts sur les performances du compresseur thermique. Comparé au cas sans fuite, la consommation d'énergie primaire et l'énergie récupérée au niveau de l'échangeur refroidisseur augmentent. La masse du fluide refoulé diminue et sa température augmente.
- La variation instantanée du volume de l'espace de compression  $C$  est affectée par la présence de la tige. Au delà d'une valeur optimale du diamètre de la tige, les énergies échangées au niveau des échangeurs du compresseur et l'énergie mécanique nécessaire pour mouvoir le piston déplaceur augmentent significativement.
- La présence de volumes morts entre les différents espaces d'un compresseur thermique (espace de compression, refroidisseur, régénérateur, réchauffeur, espace de

---

détente) modifie de façon complexe les champs de température instantanée à l'intérieur du système, et, dès lors, ses performances en terme notamment d'énergie primaire spécifique consommée et de débit de fluide comprimé.

Les résultats du modèle numérique ont été validés à l'aide des résultats expérimentaux fournis par la société boostHEAT. La validation a été réalisée avec deux géométries différentes du boîtier du régénérateur, pour différentes températures de chauffe et différentes fréquences de fonctionnement. Une bonne concordance globale est observée entre les résultats du modèle et ceux de l'expérience. Les comparaisons ont été effectuées sur les profils instantanés des pressions et des températures, sur les rapports de pression et sur les températures moyennées sur un cycle.

Ensuite, le modèle fin a été utilisé pour élaborer des tables contenant plusieurs paramètres nécessaires à l'étude du système global de pompe à chaleur équipé du compresseur thermique. Dans ce contexte, deux étages de compresseurs thermiques sont simulés simultanément avec des conditions d'entrée du deuxième étage égales, aux pertes de charge près, à celles de sortie du premier étage. Les résultats des tables ainsi élaborées sont introduits dans un modèle global de pompe à chaleur. Ce modèle est utilisé pour évaluer les performances énergétiques de la pompe à chaleur équipée d'un compresseur thermique. Ces performances sont influencées par les pressions de refoulement, les températures d'évaporation et les températures de sortie échangeur haute pression. Il existe une pression de refoulement optimale qui maximisent le *COP* du système de pompe à chaleur au  $CO_2$  supercritique équipé de compresseurs thermiques.

Le modèle développé permet la compréhension des phénomènes complexes dont le compresseur thermique est le siège et de leurs impacts sur les performances globales du cycle de PAC. Il peut servir comme outil d'optimisation pour la société boostHEAT.

Ce travail ouvre différentes perspectives, notamment en ce qui concerne l'évaluation des performances énergétiques de systèmes plus complexes intégrant le compresseur thermique. En effet, il peut être utile d'intégrer un troisième étage de compresseur dans un cycle de PAC et de comparer ses performances à celles du cycle à deux étages. L'intérêt d'un refroidissement intermédiaire entre les étages de compression peut être évalué. Il est aussi pertinent d'intégrer les aspects de micro-cogénération et parmi les solutions envisageables, il faut mentionner le remplacement du détendeur de la PAC par une machine récupératrice de travail mécanique.





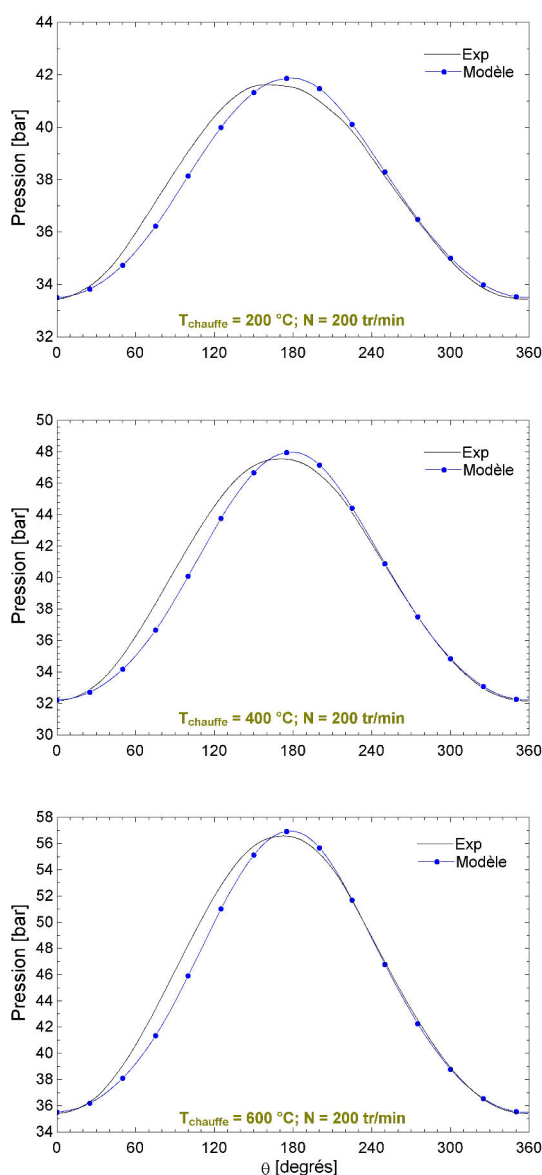


# Annexe 1 : Validation expérimentale

## Parois fines du boîtier du régénérateur

### Influence de la température de chauffe

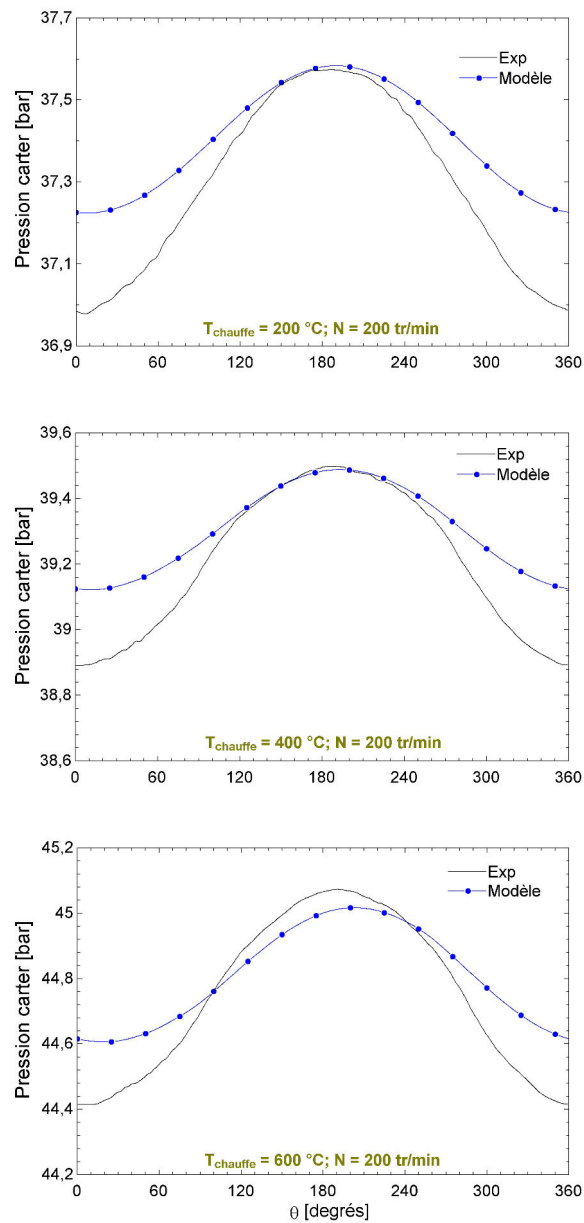
#### Pressions instantanées



132

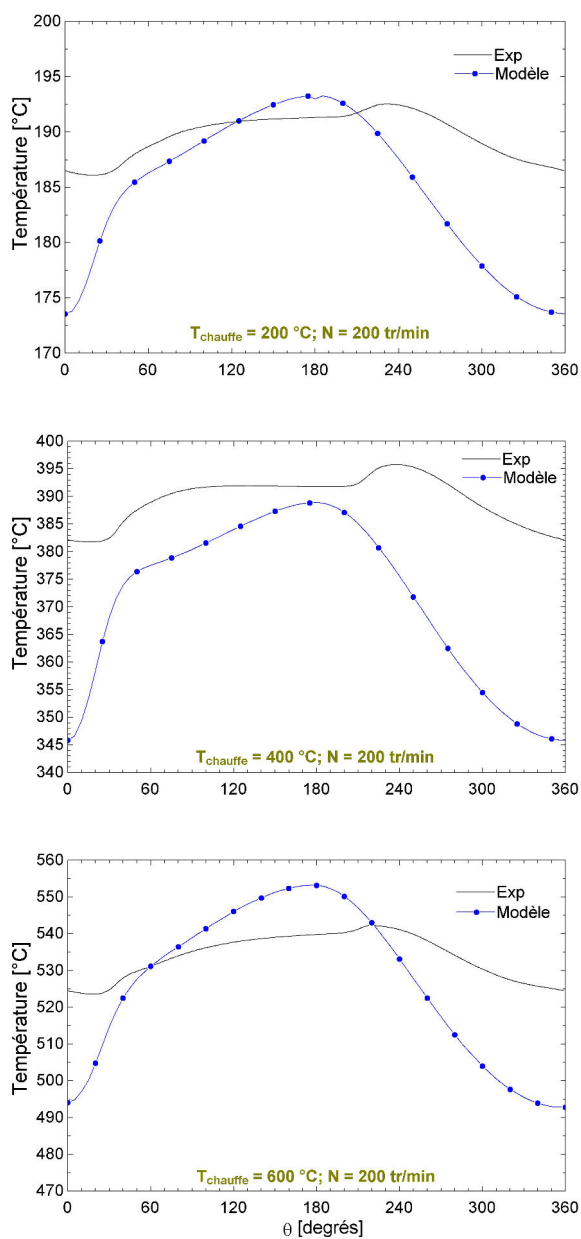
**Figure .19:** Pressions instantanées du fluide au niveau de la partie froide du compresseur à différentes températures de chauffe.

## Pressions du carter instantanées



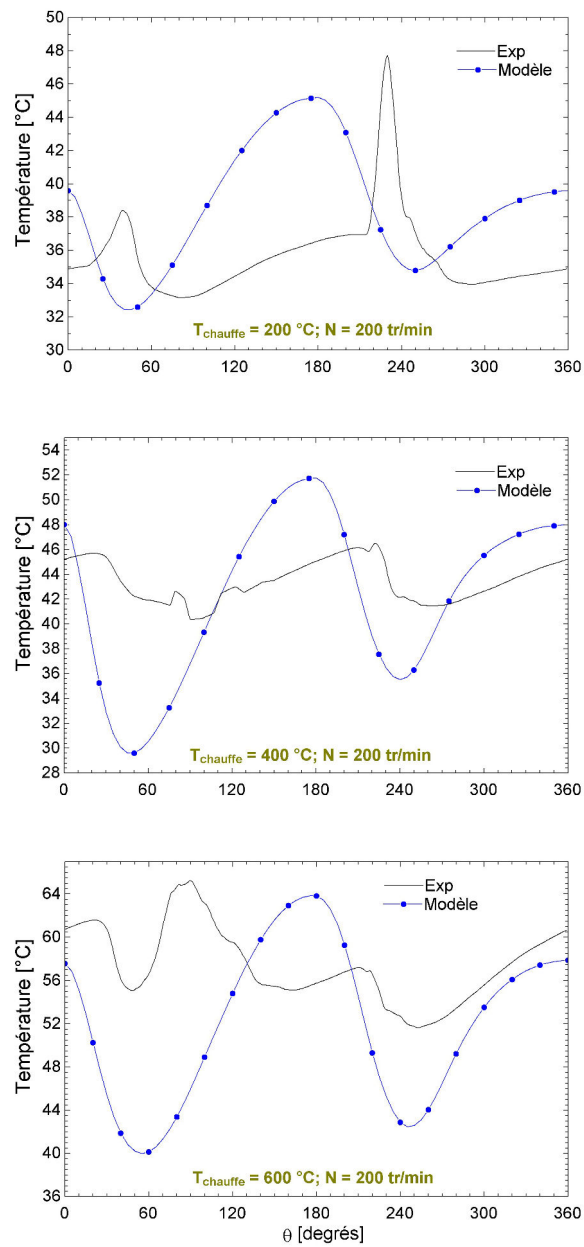
**Figure .20:** Pressions dans le carter à différentes valeurs températures de chauffe.

## Températures chaudes instantanées



**Figure .21:** Températures chaudes instantanées du fluide à différentes températures de chauffe.

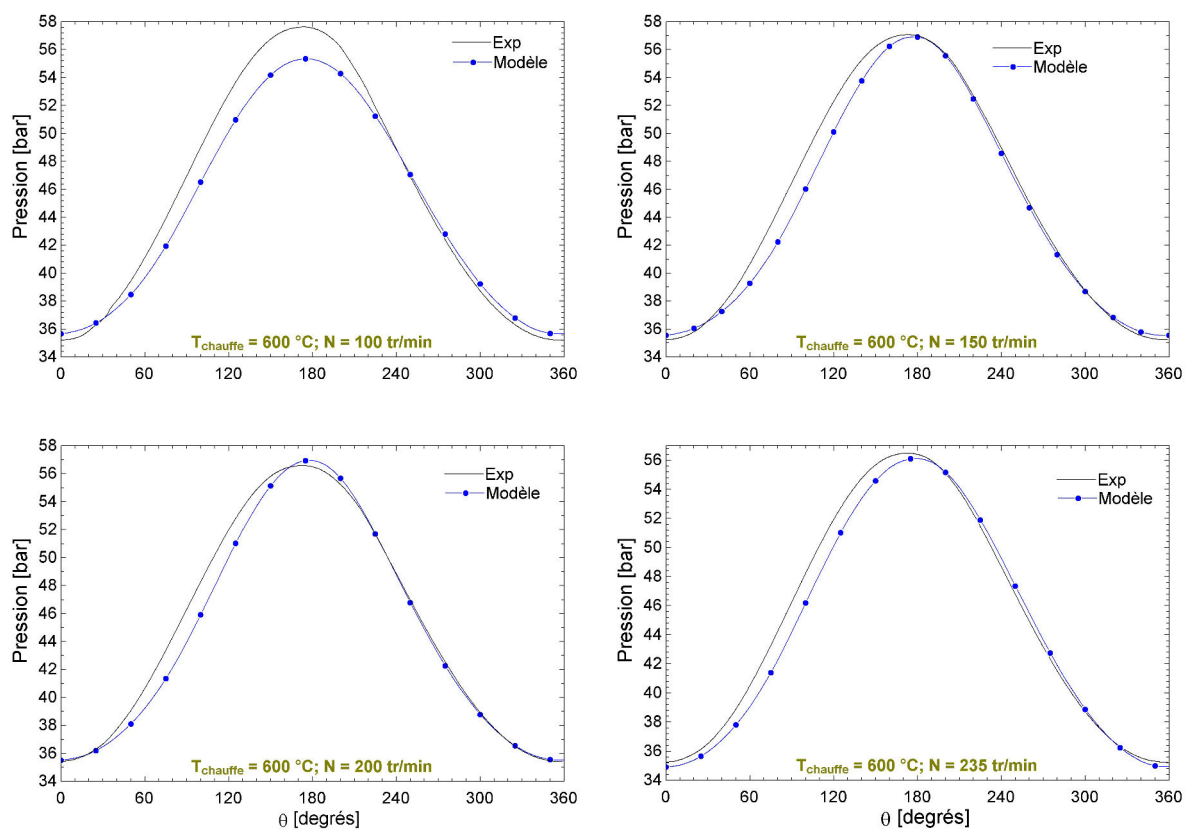
## Températures froides instantanées



**Figure .22:** Températures froides instantanées du fluide à différentes températures de chauffe.

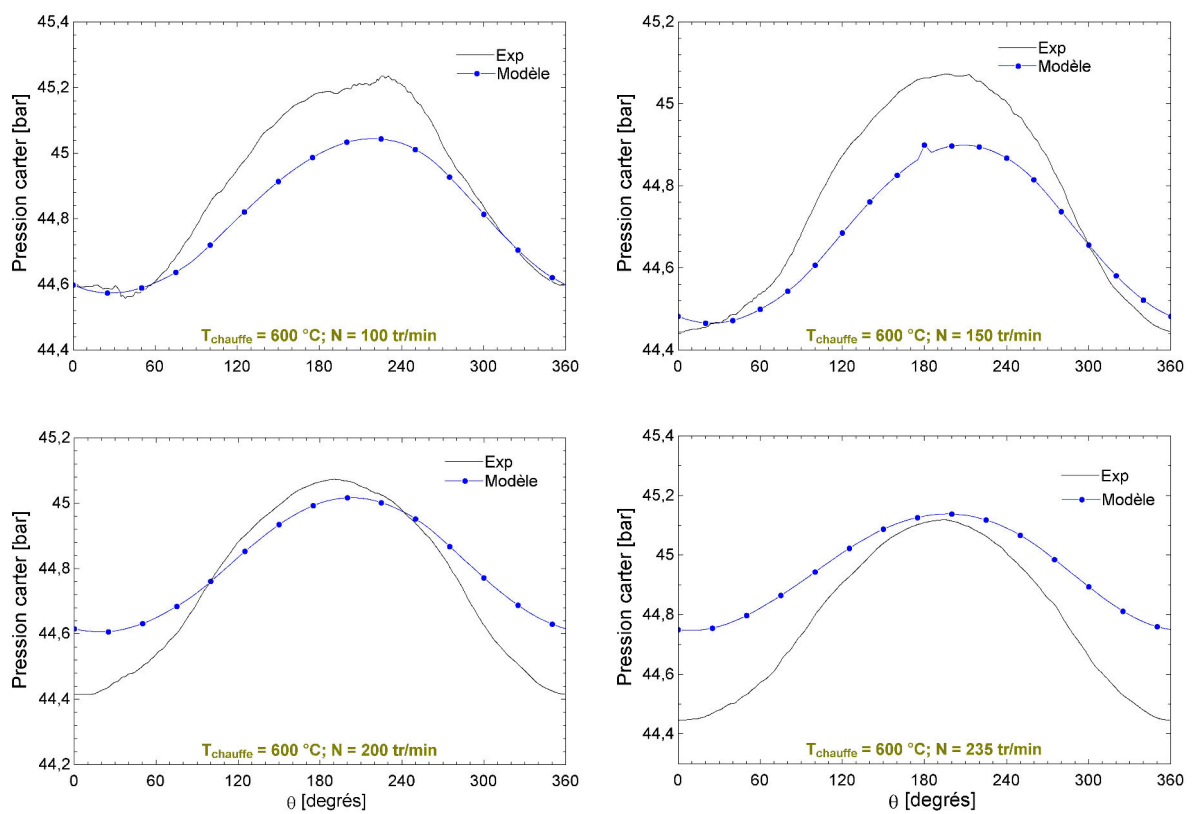
## Influence de la fréquence de fonctionnement

### Pressions instantanées



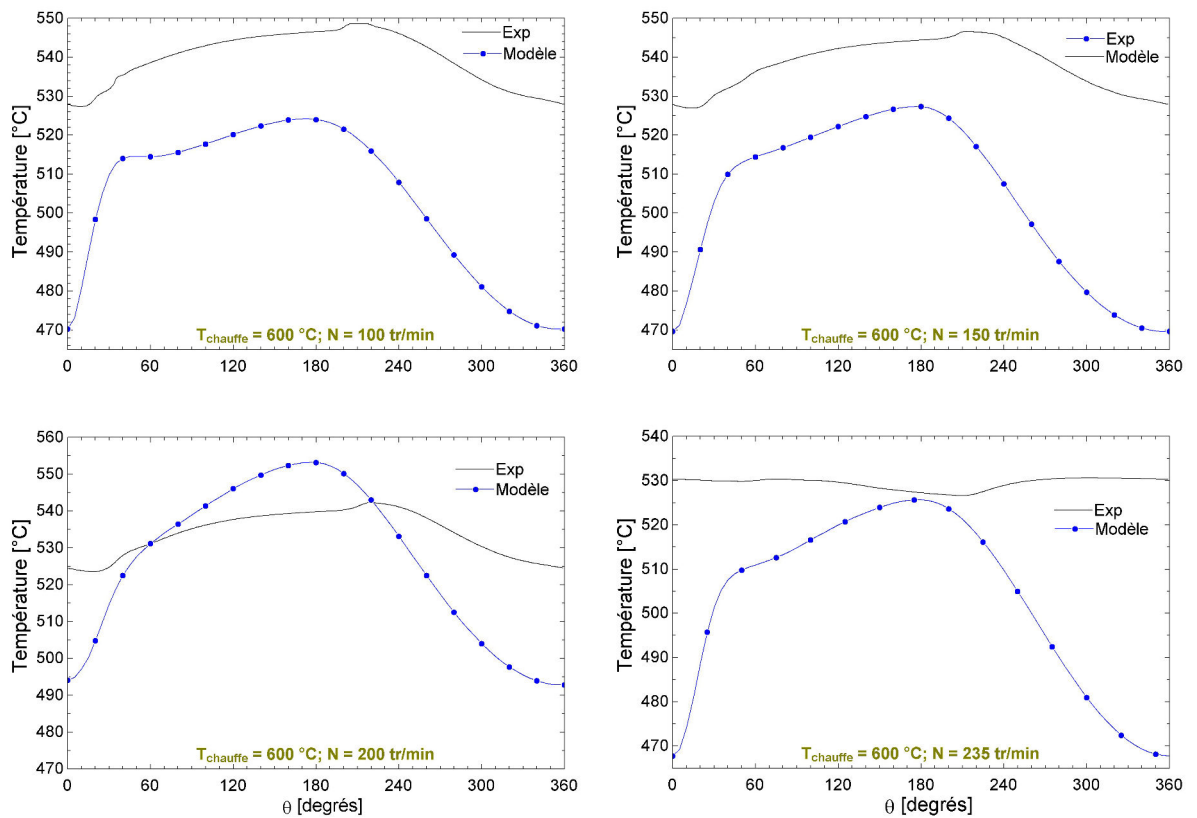
**Figure .23:** Pressions instantanées du fluide au niveau de la partie froide du compresseur à différentes vitesses de rotation.

## Pressions instantanées du carter



**Figure .24:** Pressions instantanées du fluide au niveau de la partie froide du compresseur à différentes vitesses de rotation.

## Températures chaudes instantanées



**Figure .25:** Températures chaudes instantanées du fluide à différentes vitesses de rotation.



## Températures froides instantanées

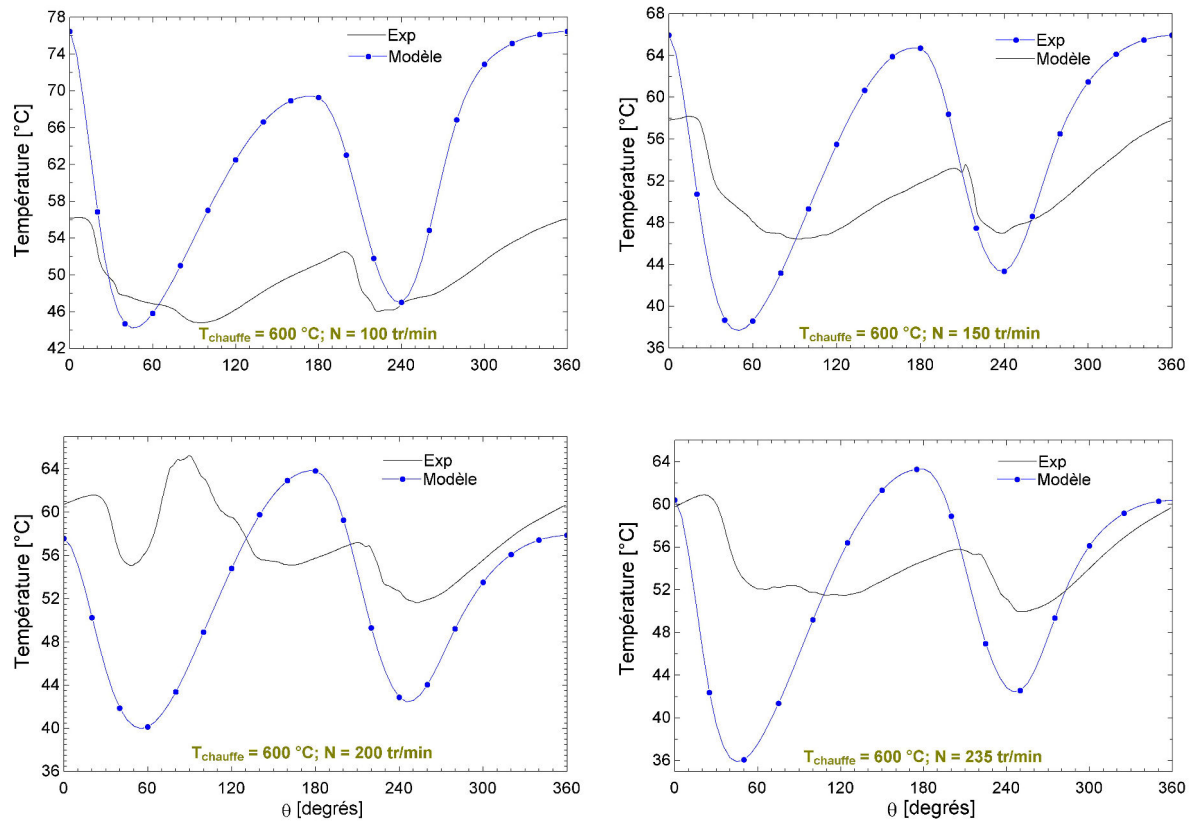


Figure .26: Températures froides instantanées du fluide à différentes vitesses de rotation.



# Bibliographie

- [1] 15ème note d'information sur les frigorigènes : L'utilisation du CO2 comme frigorigène. In *Institut International du Froid*, février 2000. [www.iifir.org](http://www.iifir.org).
- [2] Z. Aidoun, D. Giguère, D. A. Scott, and S. Hosatte. Ejector applications in refrigeration and heating : An overview of modelling, operation and recent developments. 2011.
- [3] M. Alaphilippe and P. Stouffs. Machines thermiques motrices de petite puissance adaptées à la conversion thermodynamique d'énergie solaire : classification, exemples, perspectives.
- [4] A. Altman. Page web. <https://sites.google.com/site/snapburner/snappro-1> (Dernière visite : janvier 2015).
- [5] S. K. Andersen. *Numerical simulation of cyclic thermodynamic processes*. PhD thesis, Technical University of Denmark, Department of Mechanical Engineering, 2006.
- [6] S. K. Andersen, H. Carlsen, and P. G. Thomsen. Numerical study on optimal stirling engine regenerator matrix designs taking into account the effects of matrix temperature oscillations. *Energy Conversion and Management*, 47(7) :894–908, 2006.
- [7] S. K. Andersen, H. Carlsen, and P. G. Thomsen. Preliminary results from simulations of temperature oscillations in stirling engine regenerator matrices. *Energy*, 31(10) :1371–1383, 2006.
- [8] G. Anies. *Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption*. PhD thesis, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2011.
- [9] C. Aprea and A. Maiorino. Heat rejection pressure optimization for a carbon dioxide split system : an experimental study. *Applied Energy*, 86(11) :2373–2380, 2009.

- [10] Commissariat Général au Développement Durable Service de l'Observation des Statistiques. Bilan énergétique de la France pour 2012.
- [11] B. T. Austin and K. Sumathy. Transcritical carbon dioxide heat pump systems : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8) :4013–4029, 2011.
- [12] B. T. Austin and K. Sumathy. Transcritical carbon dioxide heat pump systems : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8) :4013–4029, 2011.
- [13] J. S. Baek, E. A. Groll, and P. B. Lawless. Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. part i : experimental investigation. *International Journal of Refrigeration*, 28(2) :141–151, 2005.
- [14] J. S. Baek, E. A. Groll, and P. B. Lawless. Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. part ii : theoretical model. *International journal of refrigeration*, 28(2) :152–164, 2005.
- [15] P. Bansal. A review—status of CO<sub>2</sub> as a low temperature refrigerant : Fundamentals and R&D opportunities. *Applied Thermal Engineering*, 41 :18–29, 2012.
- [16] D. E. Boewe, C. W. Bullard, J. M. Yin, and P. S. Hrnjak. Contribution of internal heat exchanger to transcritical R-744 cycle performance. *HVAC&R Research*, 7(2) :155–168, 2001.
- [17] B. O. Bolaji and Z. Huan. Ozone depletion and global warming : Case for the use of natural refrigerant—a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 18 :49–54, 2013.
- [18] S. Bonnet. *Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON*. PhD thesis, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2005.
- [19] S. Y. Byun, S. T. Ro, J. Y. Shin, Y. S. Son, and D. Y. Lee. Transient thermal behavior of porous media under oscillating flow condition. *International journal of heat and mass transfer*, 49(25) :5081–5085, 2006.
- [20] J. M. Calm. The next generation of refrigerants—historical review, considerations, and outlook. *international Journal of Refrigeration*, 31(7) :1123–1133, 2008.
- [21] V. Casson, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, S. Giroto, S. Minetto, L. Zamboni, and C. Zilio. Optimisation of the throttling system in a CO<sub>2</sub> refrigerating machine. *International Journal of Refrigeration*, 26(8) :926–935, 2003.
- [22] J. Castaing-Lasvignottes. Aspects thermodynamiques et technico-économiques.

- 
- [23] A. Cavallini, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, and C. Zilio. Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation : a theoretical and experimental analysis. *International Journal of Refrigeration*, 28(8) :1274–1283, 2005.
- [24] L. Cecchinato, M. Chiarello, M. Corradi, E. Fornasieri, S. Minetto, P. Stringari, and C. Zilio. Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles. *International Journal of refrigeration*, 32(5) :1058–1067, 2009.
- [25] L. Cecchinato, M. Corradi, and S. Minetto. A critical approach to the determination of optimal heat rejection pressure in transcritical systems. *Applied Thermal Engineering*, 30(13) :1812–1823, 2010.
- [26] Y. A. Cengel. *Heat Transfer : A Practical Approach*. Mcgraw-Hill (Tx). 2nd Edition. ISBN : 978-0072458930, 2002.
- [27] Y. A. Çengel, M. A. Boles, and M. Lacroix. *Thermodynamique : une approche pragmatique*. De Boeck Supérieur. ISBN : 978-2-7651-0511-4, 2009.
- [28] N. C. J. Chen and F. P. Griffin. Review of stirling-engine mathematical models. Technical report, Oak Ridge National Lab., TN (USA), 1983.
- [29] T. Christen, B. Hubacher, S. S. Bertsch, and E. A. Groll. Experimental performance of prototype carbon dioxide compressors. 2006.
- [30] J-G. Deng, P-X. Jiang, T. Lu, and W. Lu. Particular characteristics of transcritical co2 refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering*, 27(2) :381–388, 2007.
- [31] A. Dobrovicescu, E. E. VASILESCU, and D. STANCIU. Optimisation structurelle des cycles frigorifique au co2, 2008.
- [32] R. W. Dyson, S. D. Wilson, and R. C. Tew. Review of computational stirling analysis methods. *In NASA Technical report*, 2004.
- [33] M. Fahland, C. Charton, V. Kirchhoff, and U. Stücker. Deposition of multilayer optical coatings onto plastic webs by pulse magnetron sputtering ; challenges and opportunities. *In Proceedings 6th. International Symposium on Sputtering and Plasma Processes (ISSP)*, p. 189, Kanazawa, Japan, 2001.
- [34] M. Feidt. *GÉNIE ÉNERGÉTIQUE. Du dimensionnement des composants au pilotage des systèmes*. Dunod, Paris. ISBN : 978-2-10-070545-0, 2014.
- [35] T. Finkelstein. Generalized thermodynamic analysis of stirling engines. Technical report, SAE Technical Paper, 1960.
- [36] D. Gedeon. Page web. <http://sageofathens.com/> (Dernière visite : janvier 2015).

- [37] D. Gedeon. Sage : Object oriented software for stirling machine design. In *Inter-society Energy Conversion Engineering Conference*, volume 4, pages 1902–1902. AMERICAN NUCLEAR SOCIETY, 1994.
- [38] D. Gedeon and J. G. Wood. Oscillating-flow regenerator test rig : hardware and theory with derived correlations for screens and felts. Technical report, NASA Contractor Report 198442, 1996.
- [39] S. M. Geng and R. C. Tew. Comparison of glimps and hfast stirling engine code predictions with experimental data. Technical report, 1992.
- [40] R. Gheith. *Etude expérimentale et théorique des moteurs Stirling à apport de chaleur externe : application aux machines de types Bêta et Gamma*. PhD thesis, 2011.
- [41] R. Gicquel. *Systèmes énergétiques. Tome 2 : applications classiques*. Presses des Mines. ISBN : 978-2-35671-014-7, 2009.
- [42] R. Gicquel and M. Gicquel. *Introduction aux problèmes énergétiques globaux*. Presses des Mines. ISBN : 978-2-35671-044-4, 2013.
- [43] M. Gratadour. Moteurs thermiques. introduction aux moteurs alternatifs. *Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique*, (B2500) :B2500–1, 1995.
- [44] M. Gschwendtner and G. Bell. The myth about dead volume in stirling engines. In *16th ISEC conference ; Bilbao, Espagne*, 2014.
- [45] I. Guitari. *Etude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO<sub>2</sub>*. PhD thesis, Villeurbanne, INSA, 2005.
- [46] P. Haberschill, I. Guitari, and A. Lallemand. Comportement dynamique d'une pompe à chaleur au co<sub>2</sub> en cycles sous critique et transcritique. *International journal of refrigeration*, 30(4) :732–743, 2007.
- [47] B. Hoegel. *Thermodynamics-based design of stirling engines for low-temperature heat sources*. PhD thesis, 2014.
- [48] S. Holloway, W. T. Horton, E. A. Groll, D. Sherman, and M. Albertin. Experimental performance of a prototype carbon dioxide compressor. 2010.
- [49] T. Hua, M. Yitai, L. Minxia, G. Haiqing, and L. Zhongyan. Influence of a non-condensable gas on the performance of a piston expander for use in carbon dioxide trans-critical heat pumps. *Applied Thermal Engineering*, 31(11) :1943–1949, 2011.
- [50] B. Hubacher, E. A. Groll, and C. Hoffinger. Performance measurements of a semi-hermetic carbon dioxide compressor. 2002.

- 
- [51] M. B. Ibrahim, J. R. Tew, and C. Roy. *Stirling convertor regenerators*. CRC Press. ISBN : 978-1-4398-3006-2, 2011.
- [52] M. B. Ibrahim, Z-G. Zhang, R. C. Tew, D. Gedeon, and T. W. Simon. Cfd modeling of free-piston stirling engines. Technical report, 2001.
- [53] R. Ibsaine, J-M. Joffroy, and P. Stouffs. A new heat driven compressor for heat pump application. In *16th ISEC conference ; Bilbao, Espagne, 2014*.
- [54] R. Ibsaine, J-M. Joffroy, and P. Stouffs. Modelling of a new thermal compressor for supercritical co2 heat pump. In *Proceedings of ECOS 2015 ; Pau, France, 2015*.
- [55] IEA. International energy outlook. 2014.
- [56] X. Jia, B. Zhang, L. Pu, B. Guo, and X. Peng. Improved rotary vane expander for trans-critical co2 cycle by introducing high-pressure gas into the vane slots. *international journal of refrigeration*, 34(3) :732–741, 2011.
- [57] Y. Jiang, Y. Ma, L. Fu, and M. Li. Some design features of co2 two-rolling piston expander. *Energy*, 55 :916–924, 2013.
- [58] F. Kauf. Determination of the optimum high pressure for transcritical co2-refrigeration cycles. *International Journal of Thermal Sciences*, 38(4) :325–330, 1999.
- [59] H. J. Kim, J. M. Ahn, S. O. Cho, and K. R. Cho. Numerical simulation on scroll expander–compressor unit for co2 trans-critical cycles. *Applied Thermal Engineering*, 28(13) :1654–1661, 2008.
- [60] M-H. Kim, J. Pettersen, and C. W. Bullard. Fundamental process and system design issues in co2 vapor compression systems. *Progress in energy and combustion science*, 30(2) :119–174, 2004.
- [61] S. G. Kim, Y. J. Kim, G. Lee, and M. S. Kim. The performance of a transcritical co2 cycle with an internal heat exchanger for hot water heating. *International Journal of Refrigeration*, 28(7) :1064–1072, 2005.
- [62] H. Klein and G. Eigenberger. Approximate solutions for metallic regenerative heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(18) :3553–3563, 2001.
- [63] B. Kongtragool and S. Wongwises. Thermodynamic analysis of a stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator. *Renewable Energy*, 31(3) :345–359, 2006.

- [64] S. Koščak-Kolin. Comparison of isothermal and adiabatic approach to stirling motor. In *Proceedings 8th. International Stirling Engine Conference and Exhibition ISEC97069, May 27-30, Ancona, Italy, 1997.*
- [65] K. Kraitong. *Numerical modelling and design optimisation of stirling engines for power production.* PhD thesis, Northumbria University, 2012.
- [66] K. Kraitong and K. Mahkamov. Optimization of low temperature difference solar stirling engines using genetic algorithm. In *World renewable energy congress, Sweden, pages 3945–52, 2011.*
- [67] H. Lemrani. *Modélisation énergétique des moteurs Stirling.* PhD thesis, Ecole des mines de Nantes, 1995.
- [68] D. Li and E. A. Groll. Transcritical co<sub>2</sub> refrigeration cycle with ejector-expansion device. *International Journal of Refrigeration*, 28(5) :766–773, 2005.
- [69] S. M. Liao, T. S. Zhao, and A. Jakobsen. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. *Applied Thermal Engineering*, 20(9) :831–841, 2000.
- [70] G. Lorentzen. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 17(5) :292–301, 1994.
- [71] G. Lorentzen and J. Pettersen. A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. *International Journal of Refrigeration*, 16(1) :4–12, 1993.
- [72] Y. Ma, Z. Liu, and H. Tian. A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. *Energy*, 55 :156–172, 2013.
- [73] K. Mahkamov. An axisymmetric computational fluid dynamics approach to the analysis of the working process of a solar stirling engine. *Journal of solar energy engineering*, 128(1) :45–53, 2006.
- [74] N. Martaj. *Modélisation énergétique et exergetique, simulation et optimisation des moteurs Stirling à faible différence de températures : confrontations avec l'expérience.* PhD thesis, Université Paris Ouest Nanterre La défense, 2008.
- [75] W. R. Martini. *Stirling engine design manual.* University Press of the Pacific. Reprinted from the 1983 edition. ISBN : 1-4102-1604-7, 2004.
- [76] N. S. Mehdizadeh. *Modélisation énergétique et amélioration des performances d'un moteur Stirling a piston libre et deplaceur cinématique, destiné à la production d'électricité.* PhD thesis, Laboratoire d'énergétique des systèmes de Nantes, 1998.



- 
- [77] F. Meunier and D. Colbourne. *Les fluides frigorigènes : composés halogénés et fluides naturels*. Edition Dunod. ISBN : 978-2-10-058779-7, 2014.
- [78] M. Mondot, A. Bensaf, and C. Marville. *L'après R22 : guide des fluides frigorigènes pour la climatisation*. Edition JMG. ISBN : 2-84651-012-1, 2002.
- [79] P. Nekså. Co2 as refrigerant for systems in transcritical operation. In *AIRAH's 2004 natural refrigerants conference, Sydney*, pages 28–32, 2004.
- [80] G. Nellis and S. Klein. *Heat transfer*. Cambridge University Press. ISBN : 9781107671379, 2012.
- [81] G. F. Nellis and S. A. Klein. Regenerative heat exchangers with significant entrained fluid heat capacity. *International journal of heat and mass transfer*, 49(1) :329–340, 2006.
- [82] M. Périer-Muzet. *Modélisation et simulation dynamique d'une machine de réfrigération thermoacoustique solaire*. PhD thesis, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2012.
- [83] P. Puech and V. Tishkova. Thermodynamic analysis of a stirling engine including regenerator dead volume. *Renewable Energy*, 36(2) :872–878, 2011.
- [84] P-C. Qi, Y-L. He, X-L. Wang, and X-Z. Meng. Experimental investigation of the optimal heat rejection pressure for a transcritical co2 heat pump water heater. *Applied Thermal Engineering*, 56(1) :120–125, 2013.
- [85] D. M. Robinson and E. A. Groll. Efficiencies of transcritical co2 cycles with and without an expansion turbine : Rendement de cycles transcritiques au co2 avec et sans turbine d'expansion. *International Journal of Refrigeration*, 21(7) :577–589, 1998.
- [86] R. Rulliere, S. Colasson, and P. Haberschill. Performance optimization of a transcritical co2 heat pump. In *3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants*, 2009.
- [87] J. Sarkar. Optimization of ejector-expansion transcritical co2 heat pump cycle. *Energy*, 33(9) :1399–1406, 2008.
- [88] J. Sarkar. Review on cycle modifications of transcritical co2 refrigeration and heat pump systems. *Journal of Advanced Research in Mechanical Engineering*, 1(1), 2010.
- [89] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, and M. R. Gopal. Optimization of a transcritical co2 heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *International Journal of Refrigeration*, 27(8) :830–838, 2004.

- [90] J. Stene. *Residential CO<sub>2</sub> Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating*. PhD thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2004.
- [91] P. Stouffs. Machines thermiques non conventionnelles : état de l'art, applications, problèmes à résoudre... In *Thermodynamique des machines thermiques non conventionnelles. Journée*, 1999.
- [92] A. Subiantoro and K. T. Ooi. Design analysis of the novel revolving vane expander in a transcritical carbon dioxide refrigeration system. *international journal of refrigeration*, 33(4) :675–685, 2010.
- [93] B. Thomas. Prosa software for evaluation of stirling cycle machines. *Fachhochschule ver* : [http://userserv.hochschule-reutlingen.de/~thomas/prosa\\_direct.html](http://userserv.hochschule-reutlingen.de/~thomas/prosa_direct.html), 2008.
- [94] I. Tlili, Y. Timoumi, and S. Ben Nasrallah. Numerical simulation and losses analysis in a stirling engine. *Heat Technol*, 24 :97–105, 2006.
- [95] I. Urieli. *A computer simulation of Stirling cycle machines*. PhD thesis, University of Witwatersrand, Johannesburg, 1977.
- [96] I. Urieli and D. M. Berchowitz. Stirling cycle machine analysis. Site officiel de l'université d'Ohio. <http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/me422.html>.
- [97] S. D. Wilson, R. W. Dyson, R. C. Tew, and M. B. Ibrahim. Multi-d cfd modeling of a free-piston stirling convertor at nasa glenn. Technical report, 2004.
- [98] B. Yang, X. Peng, Z. He, B. Guo, and Z. Xing. Experimental investigation on the internal working process of a co<sub>2</sub> rotary vane expander. *Applied Thermal Engineering*, 29(11) :2289–2296, 2009.
- [99] J. Lan Yang, Y. T. Ma, M. X. Li, and H. Q. Guan. Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander. *Energy*, 30(7) :1162–1175, 2005.
- [100] B. Zhang, X. Peng, Z. He, Z. Xing, and P. Shu. Development of a double acting free piston expander for power recovery in transcritical co<sub>2</sub> cycle. *Applied Thermal Engineering*, 27(8) :1629–1636, 2007.
- [101] F. Z. Zhang, P. X. Jiang, Y. S. Lin, and Y. W. Zhang. Efficiencies of subcritical and transcritical co<sub>2</sub> inverse cycles with and without an internal heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 31(4) :432–438, 2011.

- 
- [102] L. Zhang, S. Gopalnarayanan, and T. Sienel. Thermodynamic cycle analysis of air-to-water co2 heat pumps. 2006.
- [103] X. P. Zhang, X. W. Fan, F. K. Wang, and H. G. Shen. Theoretical and experimental studies on optimum heat rejection pressure for a co2 heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 30(16) :2537–2544, 2010.