



République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la  
Recherche Scientifique  
Centre Universitaire El-wancharissi de Tissemsilt  
Institut de Sciences et de la Technologie  
Département de Sciences et de la Technologie



Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme  
de Master académique en  
Filière : **Génie Mécanique**  
Spécialité : **Installations Energétiques et Turbomachines**

Présentée par : **DERFOUL Abd-elkader et BAHET Houari**

*Thème*

---

## **Analyses de Cycles de Réfrigération au CO<sub>2</sub> Transcritiques**

---

Déposé le, 05/10/2020

**Devant le Jury :**

<b>BAGHDAD Mohamed</b>	Encadreur	M.C.A.	CU-Tissemsilt
<b>KHERRIS Sahraoui</b>	Examinatrice	Pr.	CU-Tissemsilt
<b>KAHIL Yacine</b>	Examineur	M.C.B.	CU-Tissemsilt

**Année universitaire : 2019-2020**





République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la  
Recherche Scientifique  
Centre Universitaire El-Wancharissi de Tissemsilt  
Institut de Sciences et de la Technologie  
Département de Sciences et de la Technologie



Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme  
de Master académique en  
Filière : **Génie Mécanique**  
Spécialité : **Installations Energétiques et Turbomachines**

Présentée par : **DERFOUL Abd-elkader et BAHET Houari**

*Thème*

---

## **Analyses de Cycles de Réfrigération au CO<sub>2</sub> Transcritiques**

---

Déposé le, 05/10/2020

**Devant le Jury :**

BAGHDAD Mohammed	Encadreur	M.C.A.	CU-Tissemsilt
KHERRIS Sahraoui	Examinatrice	Pr.	CU-Tissemsilt
KAHIL Yacine	Examineur	M.C.B.	CU-Tissemsilt

**Année universitaire : 2019-2020**

# *Dédicace*

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mes très chères Parents*

*A*

*Mes frères et sœurs*

*Toute ma famille*

*Tous mes amis*

*A tous mes collègues chacun par son nom*

*A chaque personne qui m'a aidée*

**DERFOUL AEK**

# ***Dédicace***

*Je dédie ce présent travail*

*En premier*

*A mes chers parents*

*Ma profonde reconnaissance pour tout ce qu'ils ont fait pour moi*

*A tous mes frères et sœurs, et à moi-même.*

*A tout ma famille*

*A tous mes amis (es)*

***BAHET Houari***

## *Remerciements*

Avant tout, nous devons remercier « **DIEU** » le tout puissant qui nous avons donné l'envie et la force pour mener à terme ce travail.

Mes remerciements s'adressent à notre encadreur Monsieur **Dr. M. BAGHDAD**, sa disponibilité, et sa rigueur d'esprit qu'il nous avons transmis tout au long de ce travail.

Nous remercions également les membres de jury qui nous feront l'honneur de juger ce modeste travail.

Sans oublier d'exprimer nos reconnaissances aux personnels du département de Sciences et de la Technologie.

Et en fin nous adressons notre remerciements les plus sincères à tous les gens aimables autour de nous, qui ont participé ou donné un coup de grâce avec des petits beaux mots pour nous encourager.

C'est pour nous un réel plaisir de remercier toutes les personnes qui nous ont, de près ou de loin, d'une manière ou d'une autre, permis, par leur collaboration, leur soutien et leur avis judicieux, de mener à bien ce modeste travail.

## Résumé:

L'utilisation de systèmes transcritiques R744 est devenue de plus en plus populaire ces dernières années dans une variété d'applications différentes. Pour les applications qui couvrent une large plage de température entre la source de chaleur et le dissipateur thermique. Ce travail présente une analyse thermodynamique d'un cycle de réfrigération transcritique au CO<sub>2</sub>. L'effet des divers paramètres sur performances (COP) ont été présenté. Un nouveau modèle de corrélation pour calculer les propriétés du CO<sub>2</sub> dans la phase supercritique est utilisé. Les résultats montrent qu'un coefficient de performance maximum (COP) est atteint à la pression de refoulement et au degré de sous-refroidissements optimaux. En général, un évaporateur plus élevé et des températures de sortie du refroidisseur de gaz plus petites donneraient un meilleur COP du cycle.

**Mots clés :** Analyse thermodynamique, Cycle transcritique, Réfrigération, CO<sub>2</sub>

## Abstract:

The use of R744 transcritical systems has become increasingly popular in recent years in a variety of different applications. For applications that cover a wide temperature range between the heat source and the heat sink. This work presents a thermodynamic analysis of a transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle. The effect of various parameters on performance (COP) was presented. A new correlation model to calculate the properties of CO<sub>2</sub> in the supercritical phase is used. The results show that a maximum coefficient of performance (COP) is achieved at the optimum discharge pressure and degree of subcooling. In general, a higher evaporator and smaller gas cooler outlet temperatures would result in a better cycle COP.

**Key words :** Thermodynamic analysis, Transcritical cycle, Refrigeration, CO<sub>2</sub>

## ملخص:

أصبح استخدام أنظمة التبريد لثاني أكسيد الكربون (R744) أكثر شيوعاً في السنوات الأخيرة في مجموعة متنوعة من التطبيقات المختلفة التي تغطي نطاقاً واسعاً لدرجات الحرارة بين مصدر الحرارة والمشتت الحراري. حيث يقدم هذا العمل، تحليلاً ديناميكياً حرارياً لدورة تبريد ثاني أكسيد الكربون عبر الحرجة. تمت دراسة تأثير العوامل المختلفة على الأداء (COP) باستخدام نموذج ارتباط جديد لحساب خصائص ثاني أكسيد الكربون في المرحلة فوق الحرجة. حيث أظهرت النتائج أن الحد الأقصى لمعامل الأداء (COP) يتحقق عند ضغط التفريغ الأمثل ودرجة التبريد الفرعي. بشكل عام، يؤدي ارتفاع درجات حرارة المبخر وانخفاض درجات حرارة مخرج مبرد الغاز إلى أفضل (COP) للدورة.

**مفتاح الكلمات:** التحليل الديناميكي الحراري، الدورة الحرجة، التبريد، ثاني أكسيد الكربون

# Nomenclature

## Notations latines

$\text{CO}_2$	Dioxyde de carbone
$\text{N}_2\text{O}$	Protoxyde d'azote
COP	Coefficient de performance
EES	Engineering Equation Solver
NIST	National Institute of Standards and Technology.
$C_p$	Capacité thermique spécifique à pression constante [J/ (kg. °K)]
$T$	Température (K: Kelvin, °C: Celsius)
$p$	Pression (MPa, Psia), 1MPa = 145,038 Psi
$p_{opt}$	Pression Optimal (MPa, Psia)
$V$	Vitesse [m/s]
$S$	Corrélation de l'entropie [J/ (mol. °K)]
$h$	Corrélation de l'enthalpie [KJ/mol]
$u$	Corrélation de l'énergie interne [KJ/mol]
$k$	Corrélation de la conductivité thermique [W/m/k]
$C_{J-T}$	Corrélation de coefficient Joule-Thomson [f/psi]
$V_s$	Corrélation de la vitesse du son [m/s]
$A_i, C_i, E_i,$	
$G_i, N_i, X_i$	Coefficients des Corrélations
$\dot{Q}$	Quantité de chaleur [J]
$\dot{m}$	Débit massique [kg/s]
$\dot{W}$	Travail Spécifique [J]

## Notation Grecque

$\rho$	La densité [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	La viscosité [kg/m.s]
$k$	La conductivité thermique [W/m.K]
$\eta_{is}$	Efficacité Isentropique



## Liste de figures

Figure 1.1:	Configurations et diagramme $T-S$ .....	4
Figure 2.1:	Les phases du dioxyde de carbone.....	11
Figure 2.2 :	Propriétés du R-744 à différentes pressions en fonction de la température.....	12
Figure 2.3 :	Comparaison de base entre les cycles de réfrigération simples - réfrigération sous-critique au R134a et cycle au $CO_2$ transcritique.....	13
Figure 3.1 :	Prédiction de l'entropie du dioxyde de carbone par l'équation 3.1 pour pression = 1100÷9000 psi et température =40÷100°C.....	17
Figure 3.2 :	Prédiction de l'enthalpie du dioxyde de carbone par l'équation 3.3 pour pression = 1100÷9000 psi et température = 40÷100 °C.....	18
Figure 3.3 :	Prédiction de l'énergie interne du dioxyde de carbone par l'équation 3.5 pour pression = 1100÷9000 psi et température = 40÷100 °C.....	19
Figure 3.4:	Prédiction de la conductivité thermique du dioxyde de carbone par équation 3.7 pour pression = 1100÷9000 psi et température = 40÷100 °C.....	21
Figure 3.5 :	Prédiction du coefficient de Joule-Thomson du dioxyde de carbone par l'équation (3.9) pour pression = 1100÷9000 psi et température = 40÷100 °C....	22
Figure 3.6 :	Prédiction de la vitesse du dioxyde de carbone du son par l'équation (3.11) pour pression = 1100÷9000 psia et température = 40÷100 ° C.....	24
Figure 3.7 :	Entropie et enthalpie du $CO_2$ change avec la pression à différents les températures.....	25
Figure 4.1 :	Cycle de réfrigération transcritique sur un diagramme $p-h$ .....	27
Figure 4.2 :	Effet de la pression de condensation sur la performance du cycle.....	29
Figure 4.3 :	Effet de la température de condenseur sur la performance du cycle.....	29
Figure 4.4 :	Effet de la température de l'évaporateur sur la performance du cycle.....	30
Figure 4.5 :	Effet conjugué de la pression et température de condenseur sur la performance du cycle .....	31
Figure 4.6 :	Effet conjugué de la pression de condensation et température d'évaporation sur la performance du cycle.....	31

## Liste detableaux

Tableau 3.1:	Valeur des coefficients $b_{ij}$ dans l'équation. 3 pour pression <3000 psi.....	16
Tableau 3.2:	Valeur des coefficients $b_{ij}$ dans l'équation. 3 pour une pression > 3000 psi.....	16
Tableau 3.3:	Valeur des coefficients $d_{ij}$ dans l'équation. 5 pour pression <3000 psi.....	18
Tableau 3.4:	Valeur des coefficients $d_{ij}$ dans l'équation. 5 pour une pression > 3000 psi.....	18
Tableau 3.5:	Valeur des coefficients $f_{ij}$ dans l'équation. 7 pour pression <3000 psi.....	19
Tableau 3.6:	Valeur des coefficients $f_{ij}$ dans l'équation. 7 pour pression > 3000 psi.....	20
Tableau 3.7:	Valeur des coefficients dans l'équation 3.8.....	20
Tableau 3.8:	Valeur des coefficients $q_{ij}$ dans l'équation (3.10) pour pression <3000 psi.....	21
Tableau 3.9:	Valeur des coefficients $q_{ij}$ dans l'équation (3.10) pour pression > 3000 psi.....	22
Tableau 3.10:	Valeur des coefficients $y_{ij}$ dans l'équation (3.12) pour pression <3000 psi.....	23
Tableau 3.11:	Valeur des coefficients $y_{ij}$ dans l'équation (3.12) pour pression > 3000 psi.....	23
Tableau 3.12:	Erreurs de prédiction pour les corrélations d'entropie et d'enthalpie.....	25

## Sommaire

Nomenclature.....	i
List des figures.....	ii
List des tableaux.....	iii
Sommaire.....	iv

### Chapitre 1 Analyse Bibliographique

1.1	Introduction.....	1
1.2	Analyse bibliographie.....	1
1.3	Objectifs de recherche.....	8
1.4	Méthodologie de recherche.....	8

### Chapitre 2 CO<sub>2</sub> et la réfrigération

2.1	Histoire du CO <sub>2</sub> comme réfrigérant.....	9
2.2	Etat du CO <sub>2</sub> .....	10
2.3	Propriétés thermodynamiques de l'état supercritique.....	11
2.4	Cycles sous-critiques et transcritiques.....	12

### Chapitre 3 Propriétés thermodynamiques de CO<sub>2</sub> supercritique

3.1	Introduction.....	15
3.2	Corrélations pour les propriétés thermodynamiques du CO <sub>2</sub> .....	16
3.2.1	Corrélation de l'entropie.....	16
3.2.2	Corrélation de l'enthalpie.....	17
3.2.3	Corrélation de l'énergie interne.....	18
3.2.4	Corrélation de la conductivité thermique.....	20
3.2.5	Corrélation de coefficient Joule-Thomson.....	21
3.2.6	Corrélation de la vitesse du son.....	22
3.3	Erreurs de prédiction pour les corrélations.....	23

### Chapitre 4 Analyse thermodynamiques du cycle CO<sub>2</sub> transcritique

4.1	Introduction.....	26
4.2	Méthodologie.....	27
4.2.1	Modélisation des composants du système.....	27
4.2.2	Variation des paramètres de cycle.....	28
4.3	Résultats et discussion.....	28
4.4	Conclusion générale.....	32

### Références Bibliographiques

# Chapitre 1

## Analyse Bibliographique

### 1.1 Introduction

Dans l'industrie du chauffage, de la ventilation, de la climatisation et de la réfrigération, les fluides de travail (ou réfrigérants) améliorent continuellement en raison de la demande toujours croissante de l'industrie. Au cours de la dernière décennie, la tendance était vers des réfrigérants qui ont un faible potentiel de réchauffement planétaire et qui n'appauvrissent pas la couche d'ozone. La plupart des réfrigérants synthétiques sont des substances à base de fluor et/ou de chlore qui ont un impact négatif sur le changement climatique. Le dioxyde de carbone a suscité un regain d'intérêt en tant que réfrigérant ces dernières années. Étant un gaz naturel non toxique, bon marché et n'ayant aucun impact net sur le réchauffement climatique, il est facilement accepté comme une bonne alternative par de nombreux gouvernements et environnementalistes.

Le dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ), ou R-744 comme il est connu dans l'industrie, possède certaines propriétés intéressantes qui le rendent tout à fait unique parmi les réfrigérants. La basse température critique de  $31.1\text{ }^\circ\text{C}$  à une pression élevée de  $7.29\text{ MPa}$  pose des problèmes lorsqu'elle est utilisée dans un cycle de compression de vapeur. Les cycles de pompe à chaleur utilisant du dioxyde de carbone comme réfrigérant doivent fonctionner de manière transcritique pour être efficaces et compétitifs. Le rejet de chaleur ne peut pas avoir lieu à des températures supercritiques par condensation et ainsi un refroidisseur de gaz, pour le refroidissement supercritique, est utilisé pour remplacer le condenseur du cycle traditionnel. Des températures et des pressions de gaz très élevées sont typiques des cycles de pompe à chaleur transcritique au dioxyde de carbone.

### 1.2 Analyse bibliographique

Des études récentes ont été menées pour analyser les performances des machines frigorifiques fonctionnant en  $\text{CO}_2$ . Les études théoriques sont comparées aux mesures expérimentales afin de prédire les performances des machines lors d'utilisation du dioxyde de carbone supercritique.

**Yamanaka et al.**, [1] ont décrit un cycle de réfrigération utilisant le  $\text{CO}_2$  transcritique comme fluide de travail, composé d'un refroidisseur de gaz, d'un refroidisseur intermédiaire, d'un échangeur de chaleur pour canalisation d'aspiration et d'un compresseur à deux étages. L'adoption du refroidisseur entre le 1<sup>er</sup> refoulement et la 2<sup>ème</sup> aspiration a réduit la 2<sup>ème</sup> température des gaz de refoulement. L'adoption de l'échangeur de chaleur d'aspiration a permis d'avoir une surchauffe suffisante de la 1<sup>ère</sup> aspiration. Le meilleur niveau d'efficacité du cycle a été atteint avec le cycle  $\text{CO}_2$  par rapport à celui du cycle conventionnel pour l'application d'équipements de réfrigération.

L'analyse exergétique et l'optimisation d'un cycle transcritique à base de  $\text{CO}_2$  pour des

applications de chauffage et de refroidissement simultanées a été étudié par **Sarkar et al.**, [2]. Un modèle numérique été développé pour évaluer les performances de système l'état stationnaire pour différentes conditions de fonctionnement y compris l'irréversibilité des composants. Le COP optimal et l'efficacité exergétique se sont avérés être des fonctions de la vitesse du compresseur, de la température ambiante et de la température du fluide secondaire aux entrées de l'évaporateur et du refroidisseur de gaz et de la pression de refoulement du compresseur. L'analyse thermodynamique du cycle de réfrigération supercritique à deux étages utilisant du CO<sub>2</sub> comme réfrigérant est traitée par **Xie et al.**, [3], avec une température de condensation de 35 °C et une température d'évaporation de -5 °C. Lorsque le refroidisseur intermédiaire fonctionne à la moyenne des pressions d'évaporation et de condensation, par rapport au cycle à un étage, le coefficient de performance des deux étages est amélioré. Il atteint son maximum lorsque la température entrant dans le compresseur haute pression est saturée.

Une optimisation basées sur le COP d'un cycle N<sub>2</sub>O transcritique et comparaisons énergétiques et exergétiques avec cycle CO<sub>2</sub> sont présentés par **Sarkar et Bhattacharyya** [4]. Une expression pour une pression de refoulement optimale a été développée. Les tendances de variation des paramètres optimaux pour le système N<sub>2</sub>O sont similaires à celles d'un système CO<sub>2</sub>. Le cycle N<sub>2</sub>O présente un COP de refroidissement plus élevé, un rapport de pression du compresseur plus faible et une pression et une température de refoulement plus basses, et une efficacité de deuxième loi plus élevée par rapport aux systèmes à base de CO<sub>2</sub>; cependant, il est inférieur en termes de capacité de refroidissement volumétrique dans les conditions optimales.

**Wang et al.**, [5] ont été étudié les performances du cycle de compression transcritique de CO<sub>2</sub>, les modèles mathématiques de trois types de cycle à un étage et de trois types de cycle à deux étages ont été développés et les performances ont été analysées. Les résultats ont montré que la pression intermédiaire optimale affecte les performances du cycle de compression à deux étages. Le COP du système augmente avec la température d'évaporation. **Sarkar** [6] a été comparé un système de réfrigération transcritique à base de CO<sub>2</sub> avec des systèmes à base de réfrigérants conventionnels en termes de performances thermodynamiques et de transfert de chaleur, et examen des recherches théoriques et expérimentales sur le cycle de compression de vapeur de CO<sub>2</sub> transcritique pour diverses applications de réfrigération, y compris le statut de produit commercial. L'adéquation du système CO<sub>2</sub> dans une application de réfrigération spécifique est également discutée.

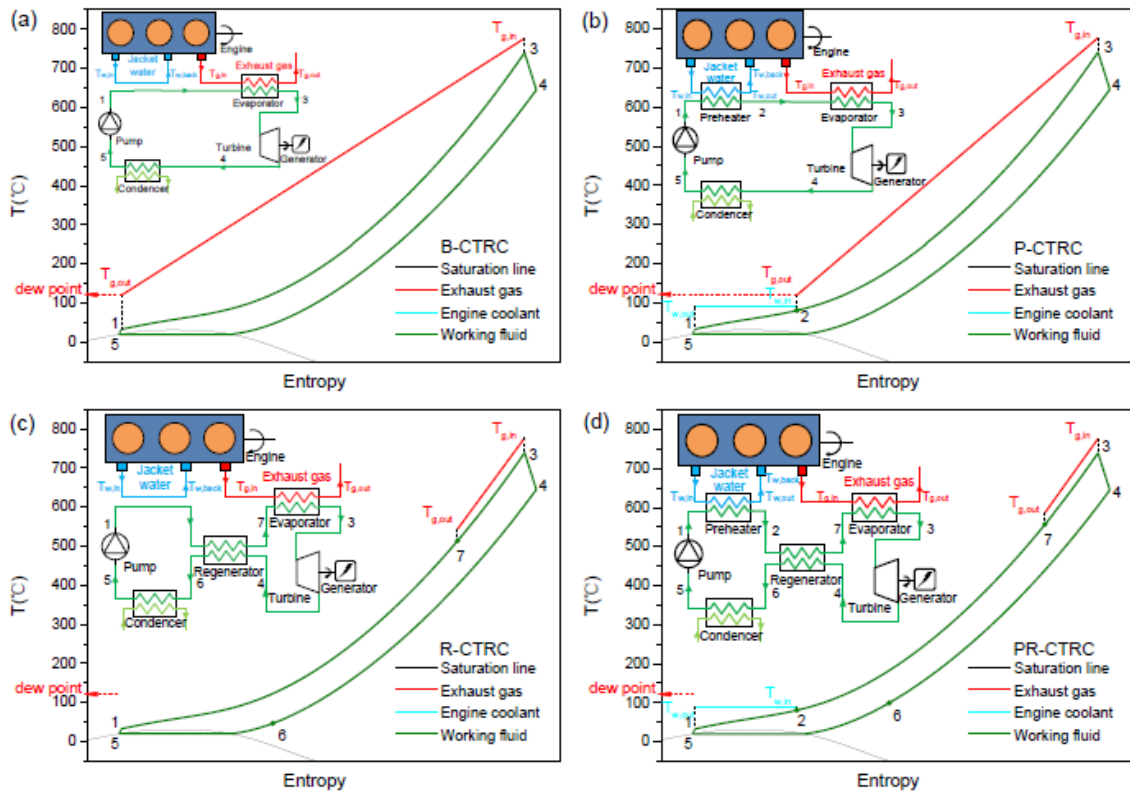
**Flores et al.**, [7] ont été décrit les cycles sous-critiques et transcritiques. Ils présentent les inconvénients de l'utilisation de dioxyde de carbone et les améliorations apportées par la communauté scientifique afin d'améliorer les performances des systèmes fonctionnant avec ce fluide.

**Baheta et al.**, [8] ont étudié les performances d'un cycle de réfrigération à compression transcritique au CO<sub>2</sub> pour différents paramètres. Les simulations ont été réalisées à l'aide du

programme développé par EXCEL. Le COP le plus élevé était de 3.24 à une pression de refroidisseur de 10 MPa. Il a été observé que le cycle convient pour une application de climatisation, car le COP augmente lorsque la température de l'évaporateur augmente.

Quatre configurations de cycle de Rankine transcritique à base de CO<sub>2</sub> pour la récupération de la chaleur résiduelle du moteur ont été comprises par **Shu et al.**, [9]. Les quatre configurations comprennent le CTRC de base (B-CTRC), le CTRC avec seulement préchauffeur (P-CTRC), le CTRC avec seulement régénérateur (R-CTRC) et le CTRC avec à la fois le préchauffeur et le régénérateur (PR-CTRC). L'objectif principal est de sélectionner la configuration optimale en fonction de la puissance de sortie nette maximale dans différentes conditions de fonctionnement, qui se réfèrent à la pression et à la température d'entrée de la turbine dans cette étude. Les résultats montrent que PR-CTRC possède la puissance de sortie nette maximale dans la plupart des plages de pression et de température d'entrée de la turbine. Cependant, le P-CTRC ou le R-CTRC est supérieur dans la plage de basse température d'entrée de la turbine. Ainsi, sur la base de la puissance de sortie nette maximale, cet article fournit une figure de référence de sélection pour la sélection de configuration de cycle dans différentes conditions de fonctionnement. Il est important pour la sélection de référence de la conception de type de système CTRC utilisé pour la récupération de la chaleur résiduelle du moteur.

**Pieve et al.**, [10] ont été présentée une analyse des cycles inverses transcritiques du CO<sub>2</sub>, pour étudier le potentiel d'exploitation de la chaleur rejetée du refroidisseur de gaz, généralement considérée comme une chaleur résiduelle non récupérable. Le cycle est analysé en configuration de refroidissement pendant la saison estivale, lorsqu'il y a simultanément une température élevée du radiateur, normalement supérieure à 30 °C, et une chaleur perdue à haute température au niveau du refroidisseur de gaz, dépassant éventuellement 100 °C. Ce dernier est généralement rejetés dans l'environnement, mais certaines applications utiles pourraient être analysées, où une fraction non négligeable est en quelque sorte récupérée. Une deuxième machine de refroidissement, activée thermiquement, qui ajoute une capacité de refroidissement supplémentaire à celle à compression de vapeur traditionnelle, est considérée. Une analyse thermodynamique a été réalisée, avec une température d'évaporation du CO<sub>2</sub> variant entre -5 °C et 5 °C, une pression de refoulement du compresseur entre 74 bar et 150 bar, et une température de sortie du refroidisseur de gaz variable entre 30 °C et 45 °C, en étudiant l'influence de les principaux paramètres thermodynamiques sur les performances du cycle au moyen du logiciel REFPROP. Le modèle représenté a permis d'effectuer une large analyse de sensibilité de toutes les variables thermodynamiques mentionnées ci-dessus, en identifiant les meilleures conditions de fonctionnement du cycle inverse transcritique du dioxyde de carbone, en termes d'indice COP et d'exploitation de la chaleur résiduelle.



**Figure 1.1.** Configurations et diagramme  $T$ - $S$  étudié par **Shu et al.,[9]**.

(a) B-CTRC; (b) P-CTRC; (c) R-CTRC; (d) PR-CTRC.

Un modèle thermoéconomique d'une unité de réfrigération fonctionnant sur le cycle du  $\text{CO}_2$  supercritique comme réfrigérant a été développé par **Kuznetsov et al.,[11]**. Le modèle est construit pour une installation de type « air – air » et permet de prendre en compte à la fois des paramètres thermodynamiques, et économiques à l'optimisation d'une conception et un choix de modes de travail économiques. Les résultats de l'optimisation sont donnés, qui fournissent les conditions pour atteindre le niveau minimum de réduction des coûts.

**Dai et al., [12]** ont effectué analyse thermodynamique pour étudier les caractéristiques de fonctionnement des cycles de réfrigération transcritique du  $\text{CO}_2$  de sous-refroidissement. Les résultats indiquent qu'un COP maximum est atteint à la pression de refoulement optimale correspondante et à la température de sous-refroidissement optimale. L'amélioration du COP est plus significative dans le cas d'une température ambiante plus élevée et d'une température d'évaporation plus basse, et la pression et la température de refoulement peuvent évidemment être réduites. Le réfrigérant du cycle auxiliaire est filtré et le R717 fonctionne avec le COP le plus élevé. Le  $\text{CO}_2$  transcritique assisté par sous-refroidissement mécanique est recommandé pour les cas avec une température ambiante plus élevée et une température d'évaporation plus basse.

**Gupta et Dasgupta [13]** ont été basé sur la simulation pour analyser les performances d'un système de réfrigération transcritique au  $\text{CO}_2$  modifié avec turbine de récupération de travail. Le travail met l'accent sur la conception et les paramètres de fonctionnement basés sur les conditions

d'environnement local pour les meilleures performances possibles.

**Sahu et al.**, [14] ont étudié un cycle de réfrigération transcritique au CO<sub>2</sub> et le cycle combiné réfrigération-puissance. Une analyse paramétrique de première loi et de deuxième loi en régime permanent du cycle de réfrigération simple et du cycle combiné puissance-réfrigération a été réalisée. L'influence de divers paramètres tels que la température de l'évaporateur, la température de sortie du refroidisseur de gaz, la pression du réchauffeur de gaz et la température d'entrée de la turbine sur le coefficient de performance et le rendement de seconde loi a été étudiée. Il a été trouvé que le COP et le rendement de seconde loi du cycle de puissance combiné sont significativement plus élevés par rapport au cycle simple de réfrigération dans toutes les conditions de fonctionnement. Une pression optimale pour une pression de refroidisseur de gaz donnée existe également pour le cycle combiné puissance-réfrigération comme le cycle de réfrigération CO<sub>2</sub>.

**Elbel et Hrnjak** [15] ont présenté des données expérimentales pour un système de compresseur transcritique R744 fonctionnant à des températures de rejet de chaleur élevées. Un modèle de système complet a été développé et validé avec les résultats expérimentaux. Sur cette base, l'outil de simulation a été utilisé pour optimiser la conception du système afin de s'adapter spécifiquement au processus de compression en deux étapes. La répartition optimale de la zone de transfert de chaleur a été déterminée pour assurer simultanément un refroidissement intermédiaire efficace à pression intermédiaire et un refroidissement du gaz au niveau de la haute pression. Simultanément, le système a également été optimisé en ce qui concerne la pression intermédiaire optimale et les résultats montrent que pour ce système particulier, la pression optimale du refroidisseur intermédiaire s'écartait considérablement de l'approche de conception standard qui utilise la moyenne géométrique entre les pressions d'aspiration et de refoulement.

Trois différents cycles de CO<sub>2</sub> transcritique sont étudiés par **Gomri et al.**, [16]. L'effet des paramètres de fonctionnement sur les performances maximales et l'efficacité exergetique des trois cycles est étudié. Les résultats révèlent que le remplacement du détendeur par un détendeur ou un éjecteur améliore non seulement le COP maximal et l'efficacité exergetique, mais réduit également la pression optimale de rejet de chaleur.

Basé sur l'énergie solaire thermique, **Pan et al.**, [17] ont établi un modèle d'analyse théorique pour étudier la relation entre la performance du cycle de CO<sub>2</sub> transcritique et les paramètres de fonctionnement. Les résultats ont montré que l'efficacité thermique augmente avec l'augmentation de la pression refroidie avec une faible température finale refroidie. En fonction de la variation de la température de sortie de l'eau de refroidissement et de la proportion du débit massique de CO<sub>2</sub> dans le sous-cycle de puissance et que dans l'ensemble du cycle, on peut conclure que les conditions avec une pression de refroidissement très basse sont incontrôlables. Dans ces conditions, le rendement thermique maximal du cycle transcritique CO<sub>2</sub> auto-condensant est de 0.3463, soit 0.0313 un peu moins que celui du cycle de Brayton CO<sub>2</sub> supercritique.



**Santosa et al., [18]** ont étudié les performances du système de réfrigération transcritique au CO<sub>2</sub> à haute température extérieure. La recherche a été menée par étude théorique et analyse numérique du système de réfrigération à l'aide du programme EES (Engineering Equation Solver). L'entrée des données et la validation de la simulation ont été obtenues à partir de données expérimentales et secondaires. Le résultat a montré que le COP diminuait progressivement avec l'augmentation de la variation de la température extérieure. Lorsque la température d'entrée augmente entre 25 °C et 45 °C, les performances diminuent de 3.0%.

**Shelake et al., [19]** ont été simulé pour divers paramètres pour étudier les performances du cycle de réfrigération à compression transcritique CO<sub>2</sub> pour différents paramètres. Le COP le plus élevé était de 5.6 à une pression de refroidisseur de gaz de 100 KPa. Il a également été observé que le cycle convient pour une application de climatisation plutôt qu'un cycle de réfrigération, car le COP augmente lorsque l'évaporateur augmente. Les simulations ont été réalisées à l'aide du programme développé par Excel.

Un système de pompe à chaleur transcritique CO<sub>2</sub> pour le chauffage des locaux d'habitation intégré avec un sous-refroidissement mécanique dédié direct est proposé par **Dai et al.,[20]**. Les caractéristiques de fonctionnement en adoptant différents terminaux de chauffages utilisés dans cinq villes typiques sont également évaluées. Les résultats montrent qu'un coefficient de performance maximum (COP) est atteint à la pression de refoulement et au degré de sous-refroidissements optimaux. Le COP est favorisé de 24.4% et la pression de refoulement est diminuée de 2.093 MPa à une température ambiante de -10 °C et une température d'arrivée/retour d'eau de 45/40 °C.

**Li et al., [21]** ont construit un système de cycle transcritique CO<sub>2</sub> et ont utilisé expérimentalement pour récupérer la chaleur résiduelle des gaz d'échappement et du liquide de refroidissement du moteur d'un moteur diesel lourd. Le test était basé sur des conditions de fonctionnement constantes du cycle, tandis que les conditions de fonctionnement du moteur tenaient compte des différents régimes et couples du moteur. Les performances du système récupération changeant avec différentes conditions de chaleur résiduelle sont les principaux points d'intérêt de cette étude. Les observations des états clés ainsi que les estimations et les comparaisons de la puissance de sortie potentielle ont été effectuées par étapes. Les résultats ont indiqué que les performances du cycle montraient une tendance à l'augmentation suivante avec une augmentation des conditions de chaleur perdue, qui étaient causées par l'augmentation du régime et du couple du moteur. Plus précisément, une source de chaleur de liquide de refroidissement du moteur plus stable avec une différence de température relative inférieure à 20% est obtenue et une augmentation de l'estimation de la puissance nette de 1.9 kW à 4.0 kW et de 2.3 kW à 4.9 kW en ce qui concerne le régime et le couple fixes du moteur peut être trouvée en dehors.

**Liang et al., [22]** ont réalisé une analyse de différence quantitative sur la haute pression optimale entre le système de réfrigération au CO<sub>2</sub> et le chauffe-eau à pompe à chaleur en utilisant la méthodologie de surface de réponse. Ils ont révélé que la température du CO<sub>2</sub> sortant du refroidisseur de gaz, avec une contribution de 96.38%, est le facteur prédominant pour une haute pression optimale dans le système de réfrigération au CO<sub>2</sub>. Cependant, plusieurs facteurs affectent la haute pression optimale. La température de sortie d'eau, la température d'évaporation, la différence de température du point de pincement et la température d'entrée d'eau représentent respectivement 55.42%, 25.65%, 5.67% et 3.72%.

**Liu et al., [23]** ont réalisé un système de réfrigération CO<sub>2</sub> transcritique à compression à deux étages avec unité de sous-refroidissement. L'objectif est d'obtenir le coefficient de performance maximum de cinq systèmes de sous-refroidissement différents et la pression de refoulement du compresseur optimal. Lorsque la température d'évaporation est de 30 °C, le COP du système de sous-refroidissement à compression à deux étages est amélioré de 76.74%.

**Liu et al., [24]** ont été proposé un tube vortex pour remplacer le détendeur d'un système de réfrigération transcritique traditionnel au CO<sub>2</sub> afin de réduire les pertes irréversibles et d'améliorer le COP. Le principe du système proposé est introduit et analysé : son modèle mathématique a été développé pour simuler et comparer les performances du système au système traditionnel. Les résultats ont montré que le système proposé pouvait économiser de l'énergie, et que la température d'entrée et la pression de refoulement du tube vortex avaient des impacts significatifs sur l'amélioration du COP. Lorsque la température d'entrée du tube vortex était de 45 °C et que la pression de refoulement était de 9 MPa, le COP augmentait de 33.7%. Lorsque l'efficacité isentropique ou la fraction massique froide du tube vortex augmentait, le COP augmentait d'environ 10%. Lorsque la température d'évaporation ou la température d'entrée d'eau de refroidissement du désurchauffeur diminuait, le COP pouvait également augmenter d'environ 10%. La corrélation optimale de la pression de refoulement du système proposé a été établie et ses influences sur l'amélioration du COP sont discutées.

**Luo et al., [25]** ont été évalué une machine de réfrigération à compression transcritique entraînée par la chaleur avec du CO<sub>2</sub> comme fluide de travail d'un point de vue thermodynamique et économique. Le système a été simulé par Aspen HYSYS et optimisé par automatisation basée sur un algorithme génétique pour atteindre le plus haut rendement exergetique. Dans le cas de la production uniquement de réfrigération, le scénario avec la température ambiante de 35 °C et la température d'évaporation de 5 °C a montré les meilleures performances avec un rendement exergetique de 4.7%. En outre, une analyse économique basée sur la méthode du total des besoins en revenus a été présentée en détail. **Rony et al., [26]** ont été présenté un aperçu complet des développements les plus récents des pompes à chaleurs fonctionnent au CO<sub>2</sub> transcritiques, de leurs composants et de leurs applications.

Un système de récupération de chaleur résiduelle du condenseur de vapeur utilisant le cycle de compression de vapeur de CO<sub>2</sub> est modélisé par **Wang et Zhang [27]**. Des perspectives énergétiques, exergétiques et économiques, et les performances du système optimisées sont obtenues par algorithme de Jaya à double objectif. Les stratégies de fonctionnement optimisées potentielles pour le cycle transcritique sont discutées par l'étude paramétrique et les diagrammes T - S. Les cycles transcritique et supercritique sont en outre comparés l'un à l'autre en considérant différentes températures de vapeur. Les stratégies d'optimisation du cycle transcritique sont basées sur l'objectif principal d'améliorer le potentiel d'évaporation et d'atteindre des cycles transcritiques avec le point critique à l'intérieur de la région fermée entourée par les courbes de processus, donc un degré de surchauffe inférieur et une différence de température minimale du refroidisseur de gaz, une température d'évaporation plus élevée, et plus de refroidissement par eau de retour doit être utilisé afin de promouvoir les performances du cycle. Par rapport aux performances des cycles transcritiques, le fonctionnement supercritique présente des performances supérieures, moins sensibles aux variations de température de l'eau de retour.

### **1.3 Objectifs de recherche**

Le but principal de l'étude proposée est de comparer les corrélations des propriétés thermophysiques du CO<sub>2</sub> avec des données antérieures pour le cycle refroidissement du dioxyde de carbone transcritique. Les principaux objectifs de cette étude sont:

- Analyser le refroidissement du dioxyde de carbone transcritique ;
- Appliquer différentes corrélations pour les propriétés thermodynamique ;
- Comparer les données théoriques dans différentes conditions de fonctionnement.
- Faire des conclusions pertinentes en ce qui concerne l'utilisabilité des corrélations existantes pour le dioxyde de carbone supercritique.

### **1.4 Méthodologie de recherche**

Afin d'acquérir une compréhension approfondie des développements récents dans l'analyse thermodynamique des cycles transcritique appliqué à la réfrigération. Une enquête bibliographique a été menée. Dans cette enquête, plusieurs modèles ont été étudiés pour évaluer les performances des cycles. Le deuxième chapitre présente les propriétés du CO<sub>2</sub> et leur fonctionnement comme un fluide frigorigène.

Des nouvelles corrélations appropriées pour calculer les propriétés thermodynamique de CO<sub>2</sub>, ont été détaillé dans le 3<sup>ème</sup> chapitre. Les résultats de l'analyse thermodynamique pour une variété des paramètres, pression et température, ont été comparés aux résultats théoriques en traçant certains paramètres par rapport aux différentes conditions.

Une conclusion sera tirée quant à l'applicabilité des corrélations utilisées dans le modèle d'analyse.

# Chapitre 2

## CO<sub>2</sub> et la réfrigération

### 2.1 Histoire du CO<sub>2</sub> comme réfrigérant

La première machine à cycle de compression de vapeur a été construite et brevetée par Jacob Perkins en 1834. La conception de Perkins a proposé l'utilisation de l'éther éthylique comme réfrigérant dans sa machine de compression de vapeur, bien que le premier test ait été effectué en utilisant du caoutchouc fin. De nombreux experts en réfrigération appellent les cycles de compression de vapeur le cycle de Perkins en raison de sa contribution historique dans ce domaine d'étude.

Dans les années qui ont suivi, l'utilisation de différents réfrigérants a été explorée. Ces réfrigérants ont été choisis pour leurs fonctionnement et disponibilité. Les éthers, le dioxyde de carbone, l'ammoniac, le chlorure de méthyle et le dioxyde de soufre ont été désignés comme les principaux réfrigérants du 19<sup>ème</sup> siècle. Tous ces réfrigérants étaient dangereux dans une certaine mesure: ils étaient soit inflammables (divers éthers, ammoniac, chlorure de méthyle), nocifs (dioxyde de soufre, ammoniac, éthers) ou exigeaient des pressions élevées (dioxyde de carbone).

À la fin des années 1800, le dioxyde de carbone était le réfrigérant le plus populaire dans l'industrie. Bien que des pressions plus élevées aient été difficiles à obtenir, étant une alternative non toxique et non inflammable, le dioxyde de carbone était le choix préféré par rapport aux systèmes à ammoniac dangereux.

Avec l'amélioration des techniques de fabrication au début des années 1900, le bilan de sécurité de l'ammoniac a commencé à s'améliorer. Cela a permis la commercialisation des systèmes de réfrigération à l'ammoniac et par conséquent le déclin et la chute des systèmes au dioxyde de carbone (Pearson, 2005).

En raison de la demande industrielle de systèmes de réfrigération plus performants, General Motors (GM) a fait des recherches sur le développement de réfrigérants synthétiques à la fin des années 1920. La recherche, dirigée par Thomas Midgley, visait le développement d'un fluide frigorigène stable, non toxique et non inflammable avec une pression de fonctionnement bien corrélée à celle de l'ammoniac. Du dichlorodifluoro-méthane (CCl<sub>2</sub>F<sub>2</sub>) ou plus spécifiquement du R-12 a été produit. Dans les années qui ont suivi, d'autres réfrigérants synthétiques du groupe chlorofluorocarbure (CFC) et hydrochlorofluoro-carbone (HCFC) ont été introduits sur le marché.

Dans les années 80, les scientifiques ont lié l'appauvrissement de la couche d'ozone et le changement climatique qui en résulte à l'utilisation de réfrigérants synthétiques dans le groupe des CFC et des HCFC. La mesure dans laquelle chaque réfrigérant peut appauvrir la couche d'ozone a

été quantifiée par une valeur de potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP) 3. L'acceptation du Protocole de Montréal sur les substances qui appauvrissent la couche d'ozone a ouvert la voie à la diminution de l'utilisation et à l'élimination des CFC et HCFC en raison de leurs propriétés appauvrissant la couche d'ozone. La recherche d'un réfrigérant qui n'est pas une substance appauvrissant la couche d'ozone a donné lieu au développement de réfrigérants haloalcanes tels que le tétrafluoroéthane ou plus communément appelé R134a.

Le dioxyde de carbone, ou R744 tel que mentionné dans l'industrie de la réfrigération, a reçu une attention renouvelée en tant que réfrigérant naturel à faibles risques environnementaux. Dans la section qui suit, il deviendra clair que le dioxyde de carbone n'est pas seulement un choix viable et durable en tant que réfrigérant, mais qu'il promet également de révolutionner l'industrie du chauffage.

## 2.2 Etat du CO<sub>2</sub>

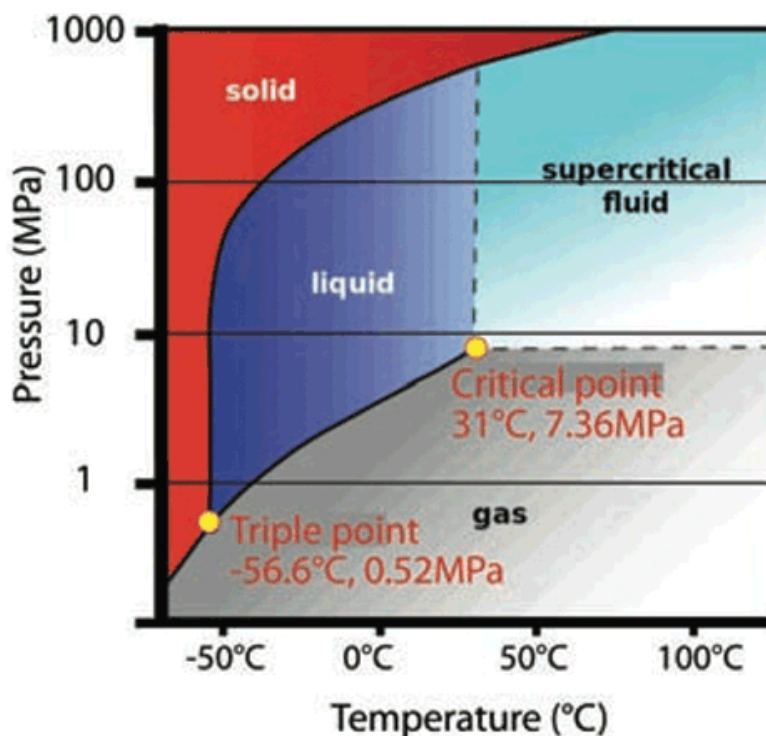
Le CO<sub>2</sub> est bien connu du grand public et des ingénieurs. Le CO<sub>2</sub> atmosphérique est étroitement associé au changement climatique - fournissant environ 60% de l'effet de serre renforcé - où des variations relativement faibles des concentrations mondiales sont liées à la hausse des températures mondiales. Le potentiel de réchauffement de la planète (PRP) du CO<sub>2</sub> est relativement faible comparé aux réfrigérants synthétiques tels que le R134a, qui a un PRG de 1300 fois supérieur à celui du CO<sub>2</sub>, voire aux réfrigérants «écologiques» récemment développés, tels que le HFO-1234yf, GWP de 4. En comparaison, le méthane produit naturellement a un GWP de 25.

Le CO<sub>2</sub> est produit par la combustion du charbon ou des hydrocarbures, par la respiration, par la fermentation, par la décomposition des plantes, puis libéré par les ouvertures telles que les sources et les volcans. Il est également produit à partir d'eau acide sur des matériaux carbonatés tels que le calcaire. Les émissions de CO<sub>2</sub> d'origine naturelle sont à peu près équilibrées à la fois par la photosynthèse chez les plantes et par l'absorption à la surface des masses d'eau de la planète. On pense que le CO<sub>2</sub> atmosphérique a augmenté d'environ 40% depuis le début de la révolution industrielle.

On estime généralement que les niveaux de CO<sub>2</sub> dans l'environnement interne (dans l'air) se situent autour de 1 000 ppm, voire plus, bien que de nombreuses études aient mesuré des valeurs à long terme beaucoup plus élevées, ce qui suscite des inquiétudes quant aux effets de ce phénomène sur performance mentale et santé physique.

Les phases du CO<sub>2</sub> sont illustrées à la figure 3.1. Le point triple, à -56.6 °C et 0.52 MPa, indique le point où le CO<sub>2</sub> peut coexister sous forme solide, liquide et gazeuse ; une légère perturbation de la pression ou de la température peut basculer l'état instantanément. Au-dessus du point critique, à 31.1 °C, à une pression de 7.36 MPa, il n'y a pas de liquide ou de vapeur séparé, il s'agit d'un fluide « supercritique » homogène. Au-dessus de ce point, la chaleur latente de vaporisation est

nulle, elle n'existe pas. Si le fluide supercritique était extrêmement comprimé, il formerait un solide.



**Figure 2.1.** Les phases du dioxyde de carbone.

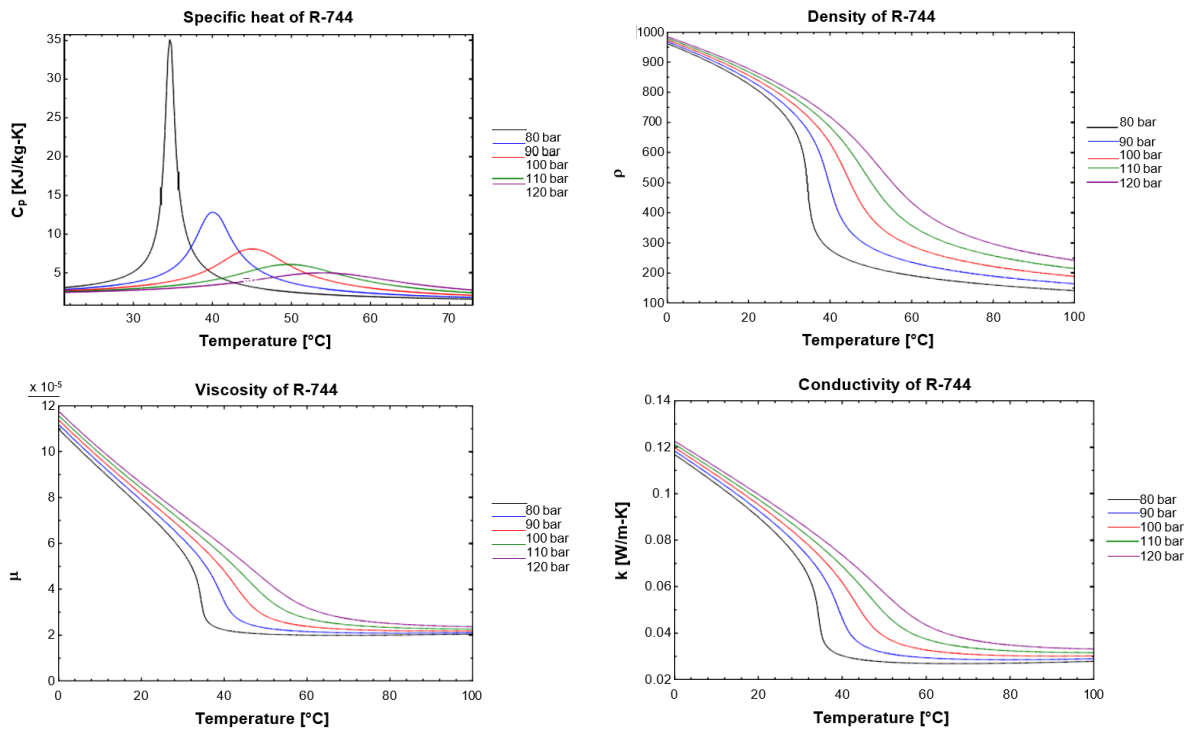
Le CO<sub>2</sub> peut être distribué sous forme de solide (créé en pressurant et en réfrigérant des gaz riches en dioxyde de carbone). En se sublimant en un gaz à -78.5 °C (à la pression atmosphérique normale), il fournira systématiquement une source de refroidissement (mais avec peu de possibilité de recycler le gaz). Ainsi, il fournit une source de refroidissement portable qui ne nécessite aucun équipement au point d'utilisation. Chaque kilogramme de CO<sub>2</sub> solide absorbe 571 kJ de son environnement et se sublime en vapeur. Il est plus souvent distribué sous forme de liquide dans des réservoirs sous pression et est utilisé dans les processus industriels, les extincteurs, dans l'industrie alimentaire et, de plus en plus, dans la réfrigération. Le coût du CO<sub>2</sub> est très faible par rapport aux autres réfrigérants fabriqués.

### 2.3 Propriétés thermodynamiques de l'état supercritique

Des variations de propriétés significatives sont observées lorsqu'un fluide supercritique s'approche de la température de transition. La température de transition marque le point de transition où un fluide supercritique se comporte comme un gaz lorsqu'il est au-dessus de cette température et comme un liquide lorsqu'il est en dessous de cette température **Andresen [28]**. Cette température de transition diffère pour chaque ligne de pression et est appelée température pseudo-critique **Aldana et al., [29]**.

Les variations de propriétés pertinentes comprennent la capacité thermique spécifique à pression constante ( $C_p$ ), la densité ( $\rho$ ), la viscosité ( $\mu$ ) et la conductivité thermique ( $k$ ). La figure 2.2 montre

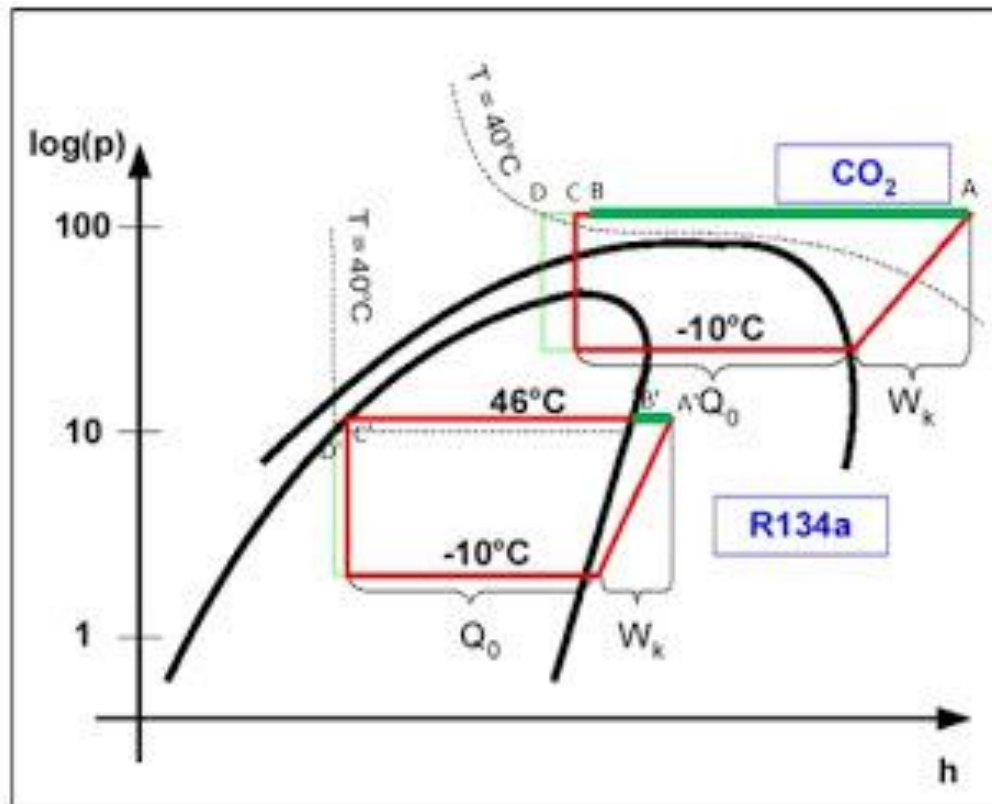
graphiquement ces variations. Lorsque la pression s’approche de la pression critique de 7.29 MPa, les propriétés du fluide deviennent plus volatiles **Andresen [28]**. En raison des valeurs  $C_p$  élevées lorsque le fluide supercritique s’approche de la température pseudo-critique, un coefficient de transfert de chaleur de convection élevé est obtenu. La différence d’amplitude maximale entre les pressions supérieures et inférieures a également un impact sur le coefficient de transfert de chaleur car les fluctuations sont moins sévères à des pressions plus élevées. La fluctuation du coefficient de transfert de chaleur par convection a des implications significatives lors de la dérivation d’une corrélation pour prédire le transfert de chaleur dans la région supercritique.



**Figure 2.2.** Propriétés du R-744 à différentes pressions en fonction de la température [28].

## 2.4 Cycles sous-critiques et transcritiques

Les contours des systèmes simples R134a (sous-critique) et CO<sub>2</sub> (transcritique) sont illustrés sur les diagrammes combinés d’enthalpie de pression de la figure 2.3. Le terme «transcritique» signifie simplement que le cycle passe par le point critique. Les applications de la réfrigération transcritique ont pris leur essor au cours des 20 dernières années, en particulier avec les petits systèmes de réfrigération, initialement destinés aux applications automobiles et marines, qui sont généralement reconnus comme s’être développés à partir des travaux entrepris par Gustav Lorentzen à la fin des années 1980.



**Figure 2.3.** Comparaison de base entre les cycles de réfrigération simples - réfrigération sous-critique au R134a et cycle au CO<sub>2</sub> transcritique.

Dans les cycles de réfrigération transcritiques, le CO<sub>2</sub> fonctionne à des pressions beaucoup plus élevées que les systèmes traditionnels à HFC et à l'ammoniac. Les méthodes de fabrication modernes ont permis la production de composants à faible coût capables de fonctionner aux pressions élevées requises pour la réfrigération au CO<sub>2</sub>. Cela inclut les petites unités domestiques, les pompes à chaleur, les applications de supermarché et, dans une moindre mesure, les applications industrielles. Les systèmes à CO<sub>2</sub> plus petits ont tendance à utiliser des systèmes transcritiques unitaires, alors que les systèmes plus grands, commerciaux et industriels sont plus susceptibles d'utiliser du CO<sub>2</sub> en tant que réfrigérant à basse température dans les systèmes en cascade, avec d'autres réfrigérants tels que l'ammoniac utilisé en tant que réfrigérant à haute température. Des progrès ont été réalisés dans les petits compresseurs à spirale et les compresseurs à piston spécialement conçus pour les systèmes transcritiques au CO<sub>2</sub>. Le CO<sub>2</sub> a une capacité de réfrigération volumétrique plus élevée que les réfrigérants traditionnels (nécessitant ainsi moins de déplacement) mais avec des différentiels de pression beaucoup plus élevés. Les débits réduits du fluide frigorigène offrent des possibilités pour des composants plus petits.

Le CO<sub>2</sub> peut également être utilisé comme réfrigérant direct, le CO<sub>2</sub> liquide étant simplement pompé sous pression vers un évaporateur fournissant la charge de refroidissement, le CO<sub>2</sub> vaporisé étant ensuite passé dans un échangeur de chaleur à basse température (toujours à haute pression) et condensé. Prêt à être remis en circulation à la charge.



Dans sa forme la plus simple, la réduction de pression est réalisée à l'aide d'un détendeur haute pression (HPEV) qui contrôle le débit de réfrigérant en fonction de la pression dans la partie du cycle qui consiste à rejeter la chaleur (refroidisseur de gaz). En principe, le HPEV est normalement maintenu fermé par un ressort qui agit en opposition à la pression dans le refroidisseur de gaz. Des améliorations ont été apportées au processus d'expansion pour améliorer les performances saisonnières, telles que l'utilisation de deux étapes d'expansion, avec un récepteur de liquide intermédiaire avec une alimentation en vapeur directe dans la fin du processus d'évaporateur. Un récepteur de liquide est souvent utilisé de différentes manières (parfois en association avec un détendeur supplémentaire pour éviter les dommages causés par le CO<sub>2</sub> liquide entrant dans le compresseur) au début ou à la fin de l'évaporateur pour fournir un tampon qui permette au dosage du réfrigérant de maintenir des pressions de conception optimales dans le refroidisseur de gaz. L'efficacité du système est étroitement liée à l'optimisation de l'élévation fournie par le compresseur et de la température à la sortie du refroidisseur de gaz. Les systèmes disponibles dans le commerce utilisent des algorithmes de contrôle optimisés pour optimiser les performances saisonnières. Un échangeur de chaleur est souvent utilisé pour échanger de la chaleur entre la décharge relativement chaude du refroidisseur de gaz et la décharge froide de l'évaporateur.

# Chapitre 3

## Propriétés thermodynamiques de CO<sub>2</sub> supercritique

### 3.1 Introduction

Les propriétés thermodynamiques du dioxyde de carbone ont fait l'objet d'études au cours des 20 dernières années. Les chercheurs ont proposé un ensemble d'équations pour la viscosité et la conductivité thermique du dioxyde de carbone. Les corrélations complètes couvrent la plage de température  $200^{\circ}\text{K} < T < 1500^{\circ}\text{K}$  pour la viscosité et  $200^{\circ}\text{K} < T < 1000^{\circ}\text{K}$  pour la conductivité thermique, et des pressions jusqu'à 100 MPa.

Les incertitudes liées à la corrélation varient selon l'état thermodynamique de  $\pm 0,3\%$  pour la viscosité du gaz et  $\pm 5\%$  pour la conductivité thermique en phase liquide. **Liao et Zhao [35]** ont étudié le transfert de chaleur provenant du dioxyde de carbone supercritique s'écoulant dans des tubes circulaires horizontaux via une série d'expériences en laboratoire qui ont été réalisées pour des pressions allant de 74 à 120 bars et des températures allant de 20 à 110 °C. Les coefficients de transfert de chaleur ont été déterminés. **Bahadoriet Vuthaluru [36]** ont développé de nouvelles corrélations pour la prédiction des propriétés de transport (à savoir la viscosité et la conductivité thermique) du dioxyde de carbone en fonction de la pression et de la température. Les écarts absolus moyens se sont avérés être de 2% et 2.5% pour la viscosité et la conductivité thermique, respectivement. Et plus récemment, **Ouyang [37]** a présenté deux nouvelles corrélations pour estimer rapidement et précisément la densité et la viscosité du dioxyde de carbone supercritique.

En général, les propriétés thermodynamiques du dioxyde de carbone, y compris l'entropie, l'enthalpie, l'énergie interne, la conductivité thermique, le coefficient Joule-Thomson et la vitesse du son, peuvent être calculées à l'aide des équations d'états ou des équations empirique de corrélations. La plupart des modèles ont été développés pour les liquides et le gaz naturel.

D'une part, les modèles basés sur les équations d'états nécessitent des calculs numériques étendus et complexes et peuvent ne pas être un bon choix pour la majorité des applications d'ingénierie. D'autre part, certaines corrélations empiriques ont besoin de densité et/ou d'autres paramètres pour calculer les propriétés thermodynamiques du dioxyde de carbone. De plus, la prédiction des propriétés du dioxyde de carbone via ces approches ne peut pas être suffisamment précise lorsqu'elle est appliquée au dioxyde de carbone pur dans des conditions supercritiques.

Des corrélations explicites simples et précises ont été développées par **Ouyang [37]** pour prédire les propriétés thermodynamiques (y compris l'entropie, l'enthalpie, l'énergie interne, la

conductivité thermique, le coefficient de Joule-Thomson et la vitesse du son) du dioxyde de carbone pur dans des conditions supercritiques attendues dans la majorité des applications de capture et de séquestration du carbone. ces corrélations peuvent prédire les propriétés thermiques du dioxyde de carbone bien adaptées aux données de propriété du dioxyde de carbone de haute précision fournies par *National Institute of Standards and Technology NIST* [38].

### 3.2 Corrélations pour les propriétés thermodynamiques du CO<sub>2</sub>

**Ouyang** [37] a proposé six nouvelles corrélations, une pour chacun des six propriétés du dioxyde de carbone - entropie, enthalpie, énergie interne, conductivité thermique, coefficient de Joule-Thomson et vitesse du son.

#### 3.2.1 Corrélation de l'entropie

La nouvelle corrélation d'entropie est listée ci-dessous en fonction de la pression [psi], avec la référence de  $S = 0$  à  $0$  °C pour un liquide saturé:

$$S = A_0 + A_1 p + A_2 p^2 + A_3 p^3 + A_4 p^4 \quad (3.1)$$

Où l'entropie du dioxyde de carbone ( $S$ ) est donnée en [J/(mol\*°K)], la pression ( $p$ ) en [psi], et les coefficients de corrélation  $A_i$  sont uniquement associés à la température en Celsius.

$$A_i = b_{i0} + b_{i1} T + b_{i2} T^2 + b_{i3} T^3 + b_{i4} T^4 \quad (i=0, 1, 2, 3, 4) \quad (3.2)$$

Les valeurs des coefficients de corrélation  $b_{i0}, b_{i1}, b_{i2}, b_{i3}$  et  $b_{i4}$  ( $i = 0, 1, 2, 3, 4$ ) dans l'équation (3.2) sont répertoriés dans le tableau 3.1 pour une pression inférieure à 3000 psi (20.68 MPa) et dans le tableau 3.2 pour une pression supérieure à 3000 psi.

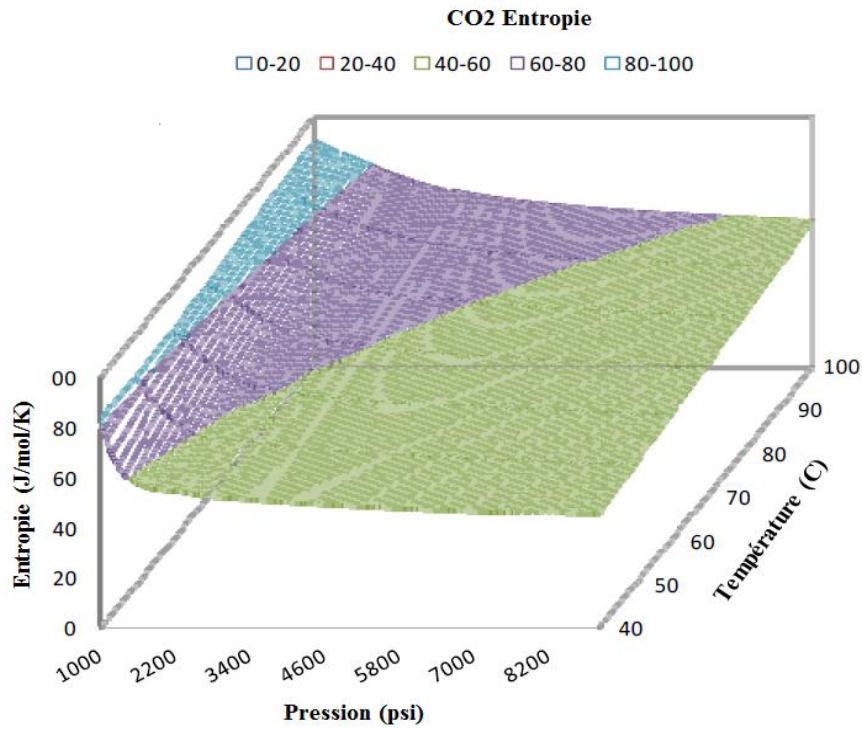
**Tableau 3.1.** Valeur des coefficients  $b_{ij}$  dans l'équation. 3 pour pression <3000 psi

	$b_{i0}$	$b_{i1}$	$b_{i2}$	$b_{i3}$	$b_{i4}$
$i = 0$	6.106364859067E+03	-3.110651159189E+02	5.868648346079E+00	-4.818571961262E-02	1.460412333328E-04
$i = 1$	-1.368122534901E+01	7.190041099394E-01	-1.375847867975E-02	1.144569770287E-04	-3.510937763563E-07
$i = 2$	1.088242197556E-02	-5.822563870589E-04	1.129664782724E-05	-9.509275265084E-08	2.947408042591E-10
$i = 3$	-3.656121902292E-06	1.983004072964E-07	-3.891184418884E-09	3.307620888515E-11	-1.033967772429E-13
$i = 4$	4.417767673217E-10	-2.421433148415E-11	4.794911887275E-13	-4.108132683234E-15	1.293086605549E-17

**Tableau 3.2.** Valeur des coefficients  $b_{ij}$  dans l'équation. 3 pour une pression > 3000 psi

	$b_{i0}$	$b_{i1}$	$b_{i2}$	$b_{i3}$	$b_{i4}$
$i = 0$	4.712595966358E+01	3.985400826702E-01	-6.299861328997E-03	1.969437514939E-04	-1.167053359820E-06
$i = 1$	-4.421593189998E-03	1.633856649659E-05	2.336344781141E-06	-1.054878705872E-07	6.608490190604E-10
$i = 2$	9.288489974773E-07	-1.807012131951E-08	-2.879467317759E-10	2.123467140063E-11	-1.404399364633E-13
$i = 3$	-1.015878448361E-10	2.862357408637E-12	8.049791650762E-15	-1.892828262872E-15	1.321509550066E-17
$i = 4$	4.104660234743E-15	-1.368232654076E-16	3.486930524614E-19	6.294762062534E-20	-4.634436088593E-22

La figure 3.1 montre la variation de l'entropie du dioxyde de carbone en fonction de la pression (1100–9000 psi) et la température (40–100 °C) prévues dans la majorité des opérations de capture et de séquestration du carbone.



**Figure 3.1.** Prédiction de l'entropie du dioxyde de carbone par l'équation 3.1 pour pression = 1100÷9000 psi et température = 40÷100 °C. [37]

### 3.2.2 Corrélation de l'enthalpie

La corrélation pour l'enthalpie du dioxyde de carbone prend une forme similaire à l'équation (3.1) :

$$h = C_0 + C_1p + C_2p^2 + C_3p^3 + C_4p^4 \quad (3.3)$$

Où l'enthalpie du dioxyde de carbone ( $h$ ) est en [KJ/mol], la pression ( $p$ ) en [psi], et les coefficients de corrélation  $C_i$  à calculer par l'équation suivante:

$$C_i = d_{i0} + d_{i1}T + d_{i2}T^2 + d_{i3}T^3 + d_{i4}T^4 \quad (i=0, 1, 2, 3, 4) \quad (3.4)$$

La température ( $T$ ) en équation (3.4) doit être en Celsius.

Les valeurs des coefficients de corrélation  $d_{ij}$  ( $i = 0, 1, 2, 3, 4; j = 0, 1, 2, 3, 4$ ) requises dans l'équation (3.4) sont énumérés dans le tableau 3.3 pour une pression inférieure à 3000 psi et le tableau 3.4 pour une pression supérieure à 3000 psi, respectivement.

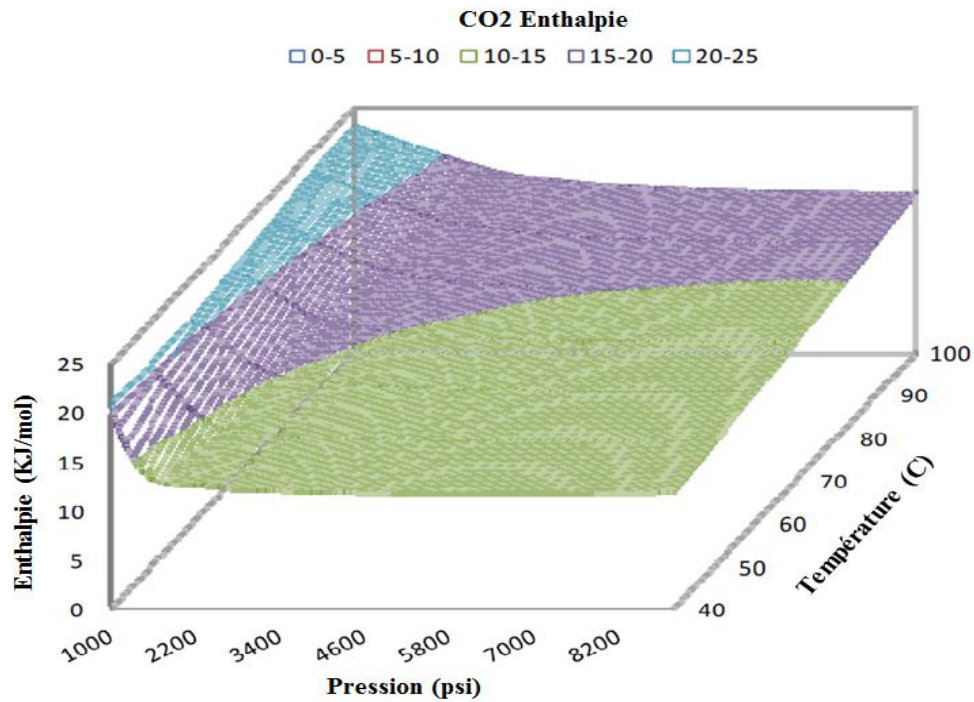
L'enthalpie du dioxyde de carbone telle que prédite par la nouvelle corrélation (Éq. 4) est affichée sur la figure (2), à nouveau pour les plages de pression et de température attendues pour les opérations de capture et de séquestration du carbone (CCS).

**Tableau 3.3.** Valeur des coefficients  $d_{ij}$  dans l'équation. 5 pour pression <3000 psi

	$d_{i0}$	$d_{i1}$	$d_{i2}$	$d_{i3}$	$d_{i4}$
$i = 0$	1.909709786001E+03	-9.735735327726E+01	1.826927368615E+00	-1.490647885228E-02	4.487759324938E-05
$i = 1$	-4.302252688629E+00	2.257590837017E-01	-4.301286641750E-03	3.559896533439E-05	-1.086017277189E-07
$i = 2$	3.432036044200E-03	-1.834231755466E-04	3.546229659573E-06	-2.972366988229E-08	9.170643670878E-11
$i = 3$	-1.155832671093E-06	6.264501322661E-08	-1.225764090932E-09	1.038172595067E-11	-3.232655924083E-14
$i = 4$	1.399404590585E-10	-7.667282661821E-12	1.514718363730E-13	-1.293752011573E-15	4.058434867693E-18

**Tableau 3.4.** Valeur des coefficients  $d_{ij}$  dans l'équation. 5 pour une pression > 3000 psi

	$d_{i0}$	$d_{i1}$	$d_{i2}$	$d_{i3}$	$d_{i4}$
$i = 0$	7.543516742413E+00	2.526799076409E-01	-5.522722433539E-03	1.037765819161E-04	-5.297514351649E-07
$i = 1$	3.448049678082E-04	-8.497692480788E-05	3.083843258731E-06	-5.953054755232E-08	3.098847968705E-10
$i = 2$	-4.110311141759E-08	1.587023829809E-08	-6.443245274754E-10	1.282689478583E-11	-6.796755799505E-14
$i = 3$	2.335052739149E-12	-1.340783576432E-12	5.953698021537E-14	-1.223812291463E-15	6.586961442865E-18
$i = 4$	-1.524398124291E-17	4.235644641502E-17	-2.046347362492E-18	4.344887755222E-20	-2.371569820506E-22



**Figure 3.2.** Prédiction de l'enthalpie du dioxyde de carbone par l'équation 3.3 pour pression = 1100÷9000 psi et température = 40÷100 °C. [37]

### 3.2.3 Corrélation de l'énergie interne

La corrélation pour l'énergie interne du dioxyde de carbone avec une référence  $u = 0$  à  $T = 0$  °C pour un liquide saturé :

$$u = E_0 + E_1 p + E_2 p^2 + E_3 p^3 + E_4 p^4 \quad (3.5)$$

Où l'énergie interne du dioxyde de carbone ( $u$ ) est en [KJ/mol], la pression ( $p$ ) en [psi], tandis que les coefficients de corrélation  $E_i$  peuvent être évalués par l'équation suivante:

$$E_i = f_{i0} + f_{i1}T + f_{i2}T^2 + f_{i3}T^3 + f_{i4}T^4 \quad (i = 0, 1, 2, 3, 4) \quad (3.6)$$

Où la température ( $T$ ) dans l'équation (3.6) est donné en Celsius.

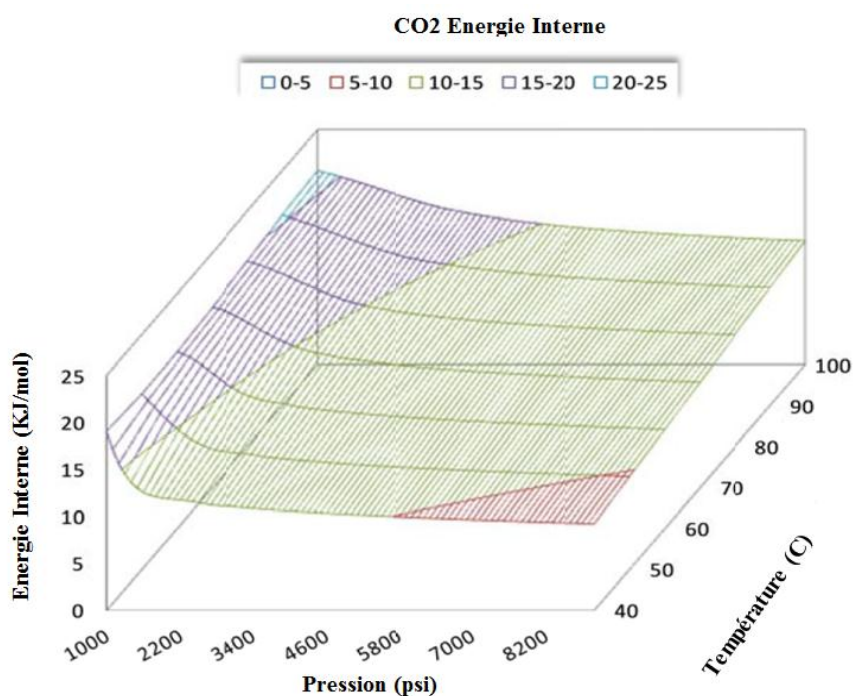
Les valeurs des coefficients de corrélation  $f_{ij}$  ( $i = 0, 1, 2, 3, 4, j = 0, 1, 2, 3, 4$ ) listées dans l'équation (3.6) sont indiqués dans le tableau 3.5 pour une pression inférieure à 3000 psi et le tableau 3.6 pour une pression supérieure à 3000 psi.

L'énergie interne du dioxyde de carbone telle que prédite par la nouvelle corrélation (équation 3.5) est affichée sur la figure 3.3.

On peut observer que l'énergie interne du dioxyde de carbone diminue avec la pression pour une température fixe, alors qu'elle augmente légèrement avec la température pour une pression fixe.

**Tableau 3.5.** Valeur des coefficients  $f_{ij}$  dans l'équation. 7 pour pression <3000 psi

	$f_{i0}$	$f_{i1}$	$f_{i2}$	$f_{i3}$	$f_{i4}$
$i = 0$	1.784994814705E+03	-9.332202581583E+01	1.793729918821E+00	-1.497976889705E-02	4.611519170496E-05
$i = 1$	-3.971082324305E+00	2.130395621165E-01	-4.145651899881E-03	3.500476130251E-05	-1.088198402154E-07
$i = 2$	3.134747027972E-03	-1.708683784012E-04	3.366368153217E-06	-2.871896664890E-08	9.007159772292E-11
$i = 3$	-1.046616059717E-06	5.774880290587E-08	-1.149472986090E-09	9.891917115168E-12	-3.125606472394E-14
$i = 4$	1.258115434827E-10	-7.007954809653E-12	1.406524667212E-13	-1.219056858933E-15	3.875613179666E-18



**Figure 3.3.** Prédiction de l'énergie interne du dioxyde de carbone par l'équation 3.5 pour pression = 1100÷9000 psi et température = 40÷100 °C. [37]

**Tableau 3.6.** Valeur des coefficients  $f_{ij}$  dans l'équation. 7 pour pression > 3000 psi

	$f_{i0}$	$f_{i1}$	$f_{i2}$	$f_{i3}$	$f_{i4}$
$i = 0$	1.054853687907E+01	3.849151687859E-02	-1.464704376586E-05	4.058213911884E-05	-2.926902840962E-07
$i = 1$	-1.848414754186E-03	4.626948387540E-05	-3.443660149795E-07	-2.055433727857E-08	1.624822732898E-10
$i = 2$	3.985776793224E-07	-1.428900092169E-08	1.406656392613E-10	3.916580397849E-12	-3.406938250190E-14
$i = 3$	-4.106361669592E-11	1.660471552499E-12	-1.863584637344E-14	-3.353792303127E-16	3.189594629284E-18
$i = 4$	1.556770730683E-15	-6.678951914628E-17	8.046832948512E-19	1.094046691668E-20	-1.122206541924E-22

### 3.2.4 Corrélation de la conductivité thermique

La corrélation pour la conductivité thermique du dioxyde de carbone prend une forme similaire à celle des équations (3.4), (3.3) et (3.5) :

$$k = G_0 + G_1 p + G_2 p^2 + G_3 p^3 + G_4 p^4 \quad (3.7)$$

Où la conductivité thermique du dioxyde de carbone ( $k$ ) est en W/ (m\*K), la pression ( $p$ ) en psi, et les coefficients de corrélation  $G_0, G_1, G_2, G_3$  et  $G_4$  peuvent être calculés comme suit:

$$G_i = m_{i0} + m_{i1} T + m_{i2} T^2 + m_{i3} T^3 + m_{i4} T^4 \quad (3.8)$$

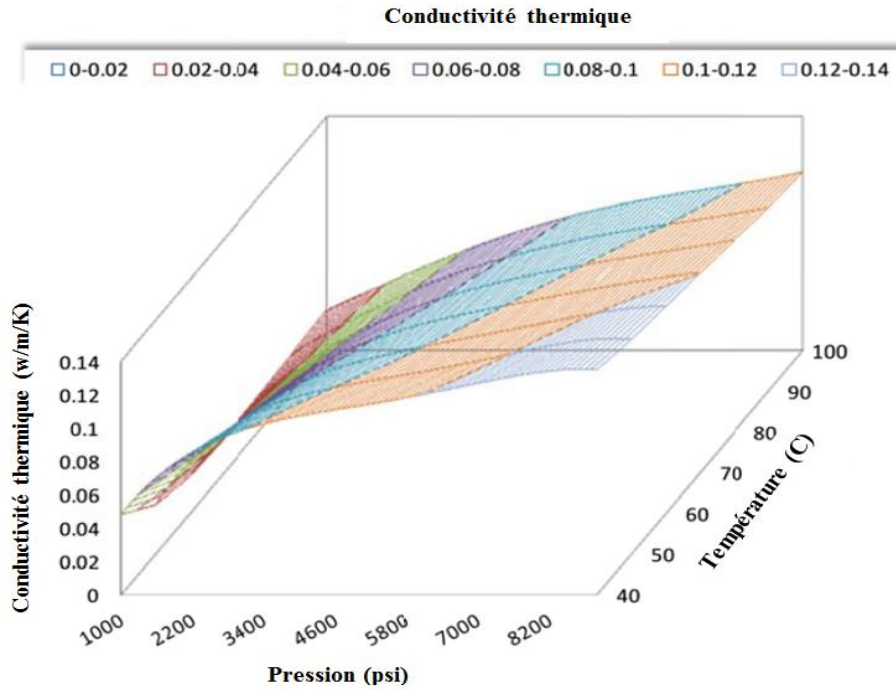
Les coefficients de corrélation  $m_{ij}$  ( $i = 0, 1, 2, 3, 4; j = 0, 1, 2, 3, 4$ ) sont présentés ci-dessous dans le tableau 3.7

La conductivité thermique du dioxyde de carbone calculée par la corrélation (3.7) est représentée sur la Figure 3.4 pour la pression et les plages de température attendues pour les opérations typiques de capture et de séquestration du carbone.

On voit clairement que la conductivité thermique du dioxyde de carbone augmente avec la pression à une température spécifique, alors qu'elle varie légèrement avec la température pour une pression fixe.

**Tableau 3.7** Valeur des coefficients  $m_{ij}$  dans l'équation 3.8

	$m_{i0}$	$m_{i1}$	$m_{i2}$	$m_{i3}$	$m_{i4}$
$i = 0$	9.859639572733E-01	-5.503641864344E-02	1.057381020708E-03	-8.653773289916E-06	2.607146719869E-08
$i = 1$	-8.219651988122E-04	5.199181579899E-05	-1.048105893468E-06	8.823897953704E-09	-2.706470092326E-11
$i = 2$	2.622601305269E-07	-1.657328960394E-08	3.402817642542E-10	-2.907643931825E-12	9.015692452402E-15
$i = 3$	-3.381016445331E-11	2.147179067610E-12	-4.458031806753E-14	3.845649305052E-16	-1.201102332048E-18
$i = 4$	1.536208590758E-15	-9.799515356723E-17	2.051753162406E-18	-1.783790285298E-20	5.608187118410E-23



**Figure 3.4.** Prédiction de la conductivité thermique du dioxyde de carbone par équation 3.7 pour pression = 1100÷9000 psi et température = 40÷100 °C. [37]

### 3.2.5 Corrélation de coefficient Joule-Thomson

La corrélation pour le coefficient Joule-Thomson du dioxyde de carbone est donnée ci-dessous :

$$C_{J-T} = N_0 + N_1p + N_2p^2 + N_3p^3 + N_4p^4 \quad (3.9)$$

Où le coefficient Joule-Thomson du dioxyde de carbone ( $C_{J-T}$ ) est en [F/psi], la pression ( $p$ ) en [psia] et les coefficients de corrélation  $N_i$  peuvent être déterminés par l'équation suivante:

$$N_i = q_{i0} + q_{i1}T + q_{i2}T^2 + q_{i3}T^3 + q_{i4}T^4 \quad (3.10)$$

Notez que la température ( $T$ ) dans l'équation (3.9) doit être en Celsius.

Les coefficients de corrélation  $q_{ij}$  ( $i = 0, 1, 2, 3, 4; j = 0, 1, 2, 3, 4$ ) comme requis dans l'équation (3.10) sont énumérés dans le tableau 3.8 pour une pression inférieure à 3000 psi et le tableau 3.9 pour une pression supérieure à 3000 psi.

**Tableau 3.8.** Valeur des coefficients  $q_{ij}$  dans l'équation (3.10) pour pression <3000 psi

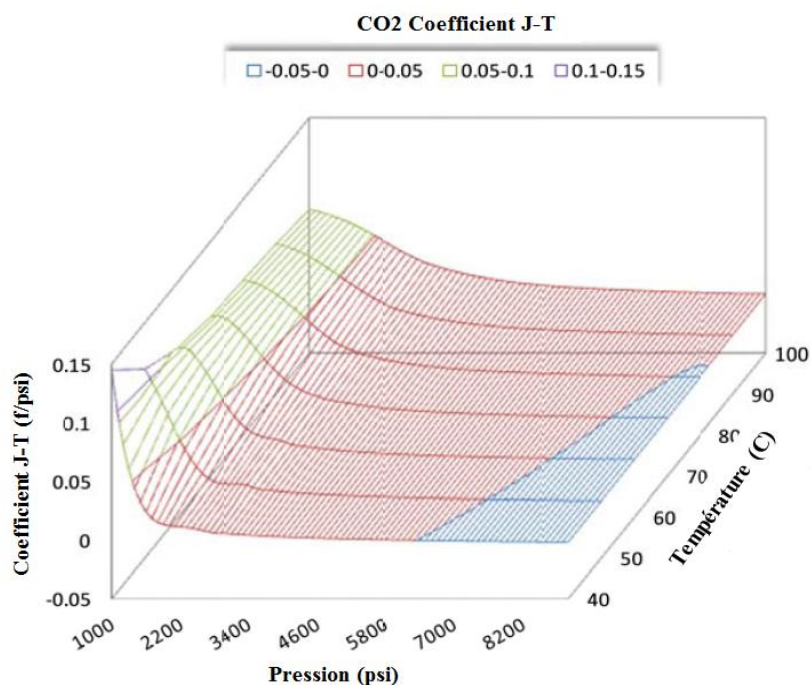
	$q_{i0}$	$q_{i1}$	$q_{i2}$	$q_{i3}$	$q_{i4}$
$i = 0$	9.859639572733E-01	-5.503641864344E-02	1.057381020708E-03	-8.653773289916E-06	2.607146719869E-08
$i = 1$	-8.219651988122E-04	5.199181579899E-05	-1.048105893468E-06	8.823897953704E-09	-2.706470092326E-11
$i = 2$	2.622601305269E-07	-1.657328960394E-08	3.402817642542E-10	-2.907643931825E-12	9.015692452402E-15
$i = 3$	-3.381016445331E-11	2.147179067610E-12	-4.458031806753E-14	3.845649305052E-16	-1.201102332048E-18
$i = 4$	1.536208590758E-15	-9.799515356723E-17	2.051753162406E-18	-1.783790285298E-20	5.608187118410E-23



**Tableau 3.9.** Valeur des coefficients  $q_{ij}$  dans l'équation (3.10) pour pression > 3000 psi

	$q_{i0}$	$q_{i1}$	$q_{i2}$	$q_{i3}$	$q_{i4}$
$i = 0$	4.165030326807E+01	-2.251755282636E+00	4.423063074309E-02	-3.768490990635E-04	1.181443277790E-06
$i = 1$	-9.159227124874E-02	5.035008824253E-03	-9.999041122640E-05	8.593913908160E-07	-2.713998855330E-09
$i = 2$	7.138318487692E-05	-3.976742117066E-06	7.979603198994E-08	-6.915892955989E-10	2.199269385704E-12
$i = 3$	-2.359363648772E-08	1.328265886389E-09	-2.688733591922E-11	2.347311752853E-13	-7.509927215067E-16
$i = 4$	2.813429339184E-12	-1.597105338537E-13	3.256372221280E-15	-2.860273512404E-17	9.198255600918E-20

La figure (3.5) montre le coefficient de Joule-Thomson du dioxyde de carbone tel que prédit par la nouvelle corrélation (équation 3.9). À une température spécifique, le coefficient Joule-Thomson du dioxyde de carbone diminue avec la pression bien que l'amplitude de la diminution diminue de manière significative lorsque la pression augmente. À haute pression (par exemple, pression > 7500 psi à 60 °C), le coefficient Joule-Thomson devient négatif, indiquant les comportements de chauffage Joule-Thomson (le dioxyde de carbone se comporte comme un liquide du point de vue de l'effet Joule-Thomson). De plus, le coefficient Joule-Thomson ne change pas sensiblement avec la température pour une pression donnée.



**Figure 3.5.** Prédiction du coefficient de Joule-Thomson du dioxyde de carbone par l'équation (3.9) pour pression = 1100÷9000 psi et température = 40÷100 °C. [37]

### 3.2.6 Corrélation de la vitesse du son

La corrélation pour la vitesse du son dans dioxyde de carbone suit une forme similaire à celle de l'équation (3.1), (3.3), (3.5), (3.7) et (3.9):

$$V_s = X_0 + X_1 p + X_2 p^2 + X_3 p^3 + X_4 p^4 \quad (3.11)$$

Où la vitesse du son ( $V_s$ ) est définie en [m/s], la pression ( $p$ ) en [psi], et les coefficients de corrélation  $X_i$  peuvent être obtenus par l'équation suivante :

$$X_i = y_{i0} + y_{i1}T + y_{i2}T^2 + y_{i3}T^3 + y_{i4}T^4 \quad (3.12)$$

Où la température  $T$  est donnée en Celsius.

Les valeurs des coefficients de corrélation  $y_{ij}(i = 0, 1, 2, 3, 4; j = 0, 1, 2, 3, 4)$  indiquées dans l'équation (3.12) sont donnés en le tableau 3.10 pour une pression inférieure à 3000 psi et le tableau 3.11 pour une pression supérieure à 3000 psi.

**Tableau 3.10.** Valeur des coefficients  $y_{ij}$  dans l'équation (3.12) pour pression <3000 psi

	$y_{i0}$	$y_{i1}$	$y_{i2}$	$y_{i3}$	$y_{i4}$
$i = 0$	-7.329081178316E+04	4.686854779298E+03	-1.049632252705E+02	9.961664858070E-01	-3.417203720237E-03
$i = 1$	1.445836614109E+02	-9.400981980516E+00	2.134769687079E-01	-2.046105422794E-03	7.070359154405E-06
$i = 2$	-1.001276776128E-01	6.651676879991E-03	-1.533830185110E-04	1.486566142878E-06	-5.179552634960E-09
$i = 3$	2.953760232881E-05	-2.000758484726E-06	4.681001240750E-08	-4.585704860333E-10	1.610747537672E-12
$i = 4$	-3.161823005368E-09	2.181538357413E-10	-5.173548635232E-12	5.119275636059E-14	-1.811843347520E-16

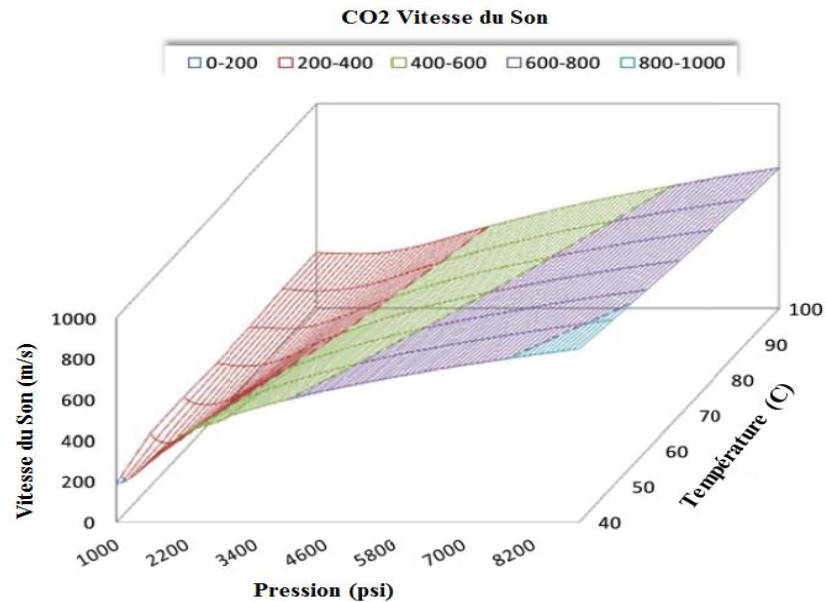
**Tableau 3.11.** Valeur des coefficients  $y_{ij}$  dans l'équation (3.12) pour pression > 3000 psi

	$y_{i0}$	$y_{i1}$	$y_{i2}$	$y_{i3}$	$y_{i4}$
$i = 0$	-2.312012248621E+02	4.910852228075E+01	-1.650294095339E+00	1.831822376732E-02	-6.470157577372E-05
$i = 1$	5.389420189427E-01	-3.278592967143E-02	9.920015776806E-04	-1.105383480085E-05	3.980915640002E-08
$i = 2$	-1.062520118939E-04	7.377645026440E-06	-2.210521531856E-07	2.483246299627E-09	-9.060392832919E-12
$i = 3$	1.004723342181E-08	-7.233607881875E-10	2.164884949955E-11	-2.448415462562E-13	9.015367881338E-16
$i = 4$	-3.574241806794E-13	2.620284012473E-14	-7.852174521438E-16	8.928984861565E-18	-3.309868474193E-20

La vitesse du son du dioxyde de carbone telle que prédite par la nouvelle corrélation (équation 3.11) est représentée sur la figure (3.6) pour les plages de pression et de température prévues pour les opérations typiques de capture et de séquestration du carbone. On peut facilement constater que la vitesse du son augmente avec la pression pour une température fixe. D'autre part, la vitesse du son semble être beaucoup moins affectée par la température à une pression spécifique.

### 3.3 Erreurs de prédiction pour les corrélations

Les six corrélations proposées par **Liang-Biao Ouyang [37]** ont été appliquées pour prédire les propriétés thermodynamiques du dioxyde de carbone pour la pression et la température attendues dans une majorité d'opérations de captage et de séquestration du CO<sub>2</sub>.

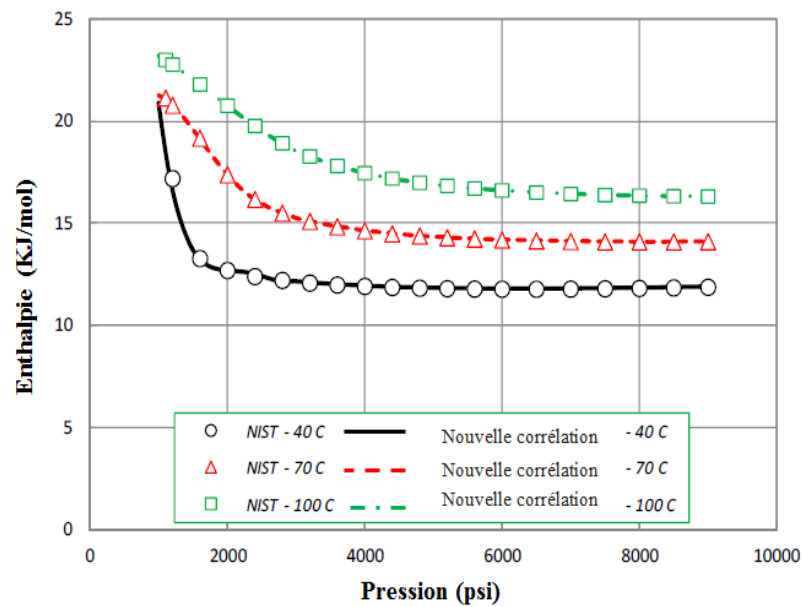
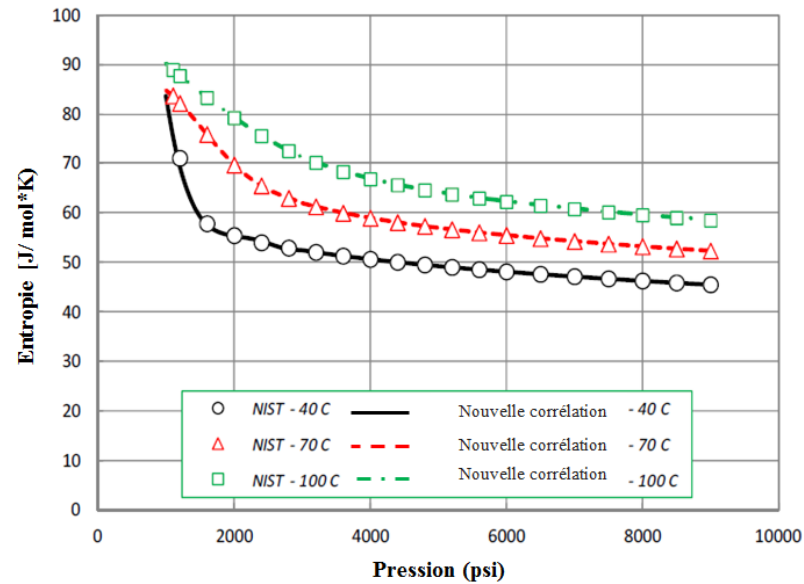


**Figure 3.6.** Prédiction de la vitesse du dioxyde de carbone du son par l'équation (3.11) pour pression = 1100÷9000 psi et température = 40÷100 °C. [37]

La comparaison avec les données de la base de données Web du **NIST** [38] a été effectuée et les résultats sont présentés dans la figure (3.7) pour l'entropie et l'enthalpie en fonction de la pression à différents températures allant de 40 °C à 100 °C.

On constate clairement qu'un bon match avec le NIST. Les données ont été obtenues pour les nouvelles corrélations pour toutes les températures étudiées. Sur toute la plage de pression étudiée, la nouvelle prédiction de corrélation suit les données du NIST extrêmement bien.

Les tableaux 3.12 énumèrent les erreurs de prédiction des propriétés thermodynamiques pour les corrélations de l'entropie et l'enthalpie. L'erreur relative moyenne (ERM) et l'erreur relative absolue moyenne (ERAM) est évaluée. Les ERM pour la corrélation varie de -0.002% à 0.015%, alors que les ERAM sont moins supérieures à 0.161% pour toutes les températures étudiées.



**Figure (3.7)** Entropie et enthalpie du CO2 change avec la pression à différents les températures. [37]

**Tableau 3.12** Erreurs de prédiction pour les corrélations d'entropie et d'enthalpie

Température (°C)	Entropie		Enthalpie	
	ERM (%)	ERAM (%)	ERM (%)	ERAM (%)
40	0.011%	0.124%	0.015%	0.161%
50	0.006%	0.132%	0.009%	0.183%
60	-0.002%	0.056%	-0.002%	0.075%
70	-0.001%	0.030%	-0.001%	0.040%
80	-0.001%	0.036%	-0.001%	0.045%
90	-0.005%	0.034%	-0.006%	0.043%
100	-0.002%	0.025%	-0.002%	0.030%



# Chapitre 4

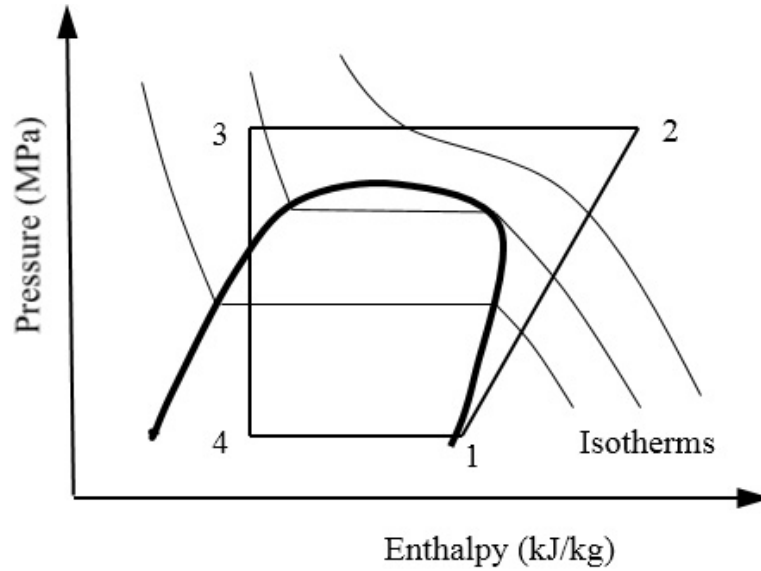
## Analyse thermodynamiques du cycle CO<sub>2</sub> transcritique

### 4.1 Introduction

Le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) a une pression et une température critiques faibles qui sont respectivement de 7.36 MPa et 31.1 °C. La basse température critique provoque le processus de rejet de chaleur au-dessus du point critique et le processus d'absorption de chaleur au-dessous du point critique.

La figure (4.1) représente un diagramme de phase  $p-h$  du cycle de réfrigération transcritique au CO<sub>2</sub>. La chaleur est rejetée à pression supercritique et le fluide existera dans la région surchauffée. L'existence d'une pression optimale de rejet de chaleur donne un **COP** maximum. Pendant le processus de rejet de chaleur, le réfrigérant subit un glissement de température important. L'un des défis de ce cycle est qu'en raison du niveau de pression élevé, il est nécessaire de contrôler la pression. Une méthode consiste à adopter un contrôle dynamique de la pression. Cette pression influence la valeur COP la plus élevée que le cycle peut produire. Ainsi, avoir la capacité de contrôler la pression latérale élevée fournira un COP optimal. Cependant, pratiquement cette pression change car elle est influencée par divers paramètres de fonctionnement du cycle. A cet égard, **Sarkar [32]** a expliqué que le COP maximal se produisait à une pression spécifique du refroidisseur de gaz qui à son tour est affectée par la température de l'évaporateur ( $T_1$ ), la température de sortie du refroidisseur de gaz ( $T_3$ ) et l'efficacité des composants. De plus, **Perez-Garcia et al. [33]**, et **Xue et al. [34]**, soutient que la température d'entrée du compresseur ( $T_1$ ) influence le COP et a ajouté une autre variable qui est l'efficacité du compresseur.

Ainsi, pour obtenir la valeur maximale du COP, le  $p_{opt}$  du système doit être atteint et contrôlé. La pression n'étant pas constante et influencée par d'autres paramètres de fonctionnement, la relation entre les paramètres et son influence sur le COP du système doit être comprise. Avec cette compréhension, seuls les paramètres qui affectent de manière significative le cycle de réfrigération du COP pourraient être contrôlés et le COP du système de réfrigération au CO<sub>2</sub> peut être amélioré. Ainsi, l'objectif de l'article est de comprendre les changements de paramètres de fonctionnement sur chacun des dispositifs suivants et sur les performances du cycle. Pour ce faire, un modèle a été développé en utilisant des concepts thermodynamiques. Ensuite, le modèle a été simulé pour divers paramètres qui ont été manipulés pour étudier les performances du cycle. Les simulations ont été réalisées à l'aide du programme développé par EXCEL.



**Figure 4.1.** Cycle de réfrigération transcritique sur un diagramme  $p-h$  [19].

## 4.2 Méthodologie

### 4.2.1 Modélisation des composants du système

Chaque procédé représentant le cycle de réfrigération transcritique au  $\text{CO}_2$  a été identifié. Avec certaines hypothèses, chaque processus de composant a été modélisé thermodynamiquement. À l'intérieur de l'évaporateur, le réfrigérant absorbe la chaleur de l'espace réfrigéré et la quantité de chaleur absorbée est évaluée comme :

$$\dot{Q}_{4-1} = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad (4.1)$$

Une fois que le réfrigérant sort de l'évaporateur, il s'écoule dans le compresseur où il est comprimé à l'état surchauffé. Le compresseur est un appareil consommateur d'énergie et l'entrée d'énergie utilisée pour compresser le fluide est donnée comme

$$\dot{W}_{1-2a} = \dot{m}_R (h_{2a} - h_1) \quad (4.2)$$

Le fluide s'écoule dans le refroidisseur de gaz où se fait le rejet de chaleur. Ici, le réfrigérant subira un glissement de température important et sortira du refroidisseur de gaz à une température légèrement supérieure à la température du liquide de refroidissement. Dans le refroidisseur de gaz, le processus de rejet de chaleur se produit à pression constante. Le rejet de chaleur dans ce composant peut être quantifié en utilisant:

$$\dot{Q}_{3-2a} = \dot{m}_R (h_{2a} - h_3) \quad (4.3)$$

La valeur de  $h_{2a}$  est influencée par la valeur de l'efficacité du compresseur. Pour le calcul du COP, l'enthalpie de sortie réelle du compresseur ( $h_{2a}$ ) a été utilisée. Et il a été calculé par équation (4.4).

$$h_{2a} = h_1 - \frac{h_2 - h_1}{\eta_{is,c}} \quad (4.4)$$

Ensuite, le réfrigérant entre dans le dispositif d'étranglement où il a été dilaté et subi un processus isenthalpique. Les enthalpies du réfrigérant à la fois à la sortie du refroidisseur de gaz et à l'entrée de l'évaporateur sont égales comme représenté par l'équation (4.5).

$$h_3 = h_4 \quad (4.5)$$

L'enthalpie au point trois est fonction à la fois de la pression du refroidisseur de gaz et de la température de sortie. Tandis que l'enthalpie au point quatre est fonction de la pression de l'évaporateur et de la qualité à la sortie du détendeur. Si la  $T_3$  et la pression de sortie du refroidisseur sont connues, alors l'enthalpie est obtenue à partir des tables de propriétés du  $\text{CO}_2$ . Lorsque  $x_4$  était utilisé comme paramètre d'entrée, la valeur était obtenue en utilisant l'équation (4.6) à la pression d'évaporateur donnée.

$$h_4 = h_{4f} + x_4 h_{fR4} \quad (4.6)$$

Enfin, le coefficient de performance (COP) du cycle a été calculé comme suit:

$$COP = \frac{\text{Effet de réfrigération}}{\text{travail du compresseur}} \quad (4.7)$$

Une fois que chaque processus est représenté mathématiquement, ils sont intégrés par un modèle de simulation qui a été développé dans Microsoft Excel. Pour l'étude de l'effet de chaque paramètre et pour évaluer le COP du cycle, des paramètres de fonctionnement pratiques ont été utilisés. La pression du refroidisseur de gaz et sa température de sortie variaient de 8 à 13 MPa et de 35 à 50 °C, respectivement. La température de sortie de l'évaporateur variait de -15 à 15 °C, tandis que sa pression était maintenue à 4 MPa. L'efficacité du compresseur a été supposée être de 100%.

#### 4.2.2 Varier les paramètres de cycle

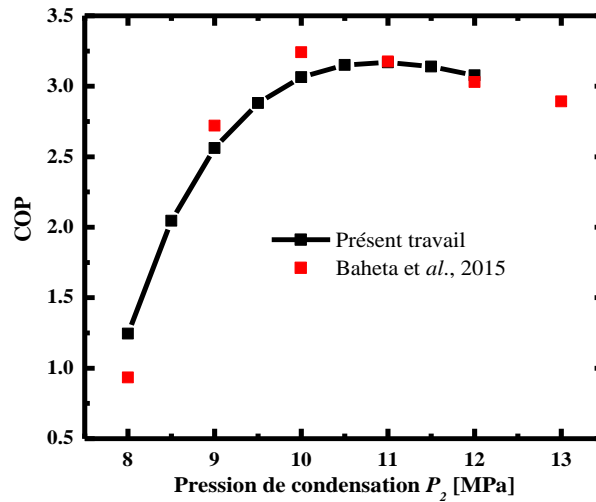
À ce stade, divers paramètres d'entrée ont été manipulés et analysés pour comprendre leur influence sur le COP. Tout d'abord, un seul paramètre a été modifié pour voir son effet sur le COP, puis deux paramètres ont été manipulés pour voir l'influence de leur relation sur le COP du cycle.

### 4.3 Résultats et discussion

La figure 2 montre le COP en fonction de la pression du refroidisseur de gaz ( $p_2$ ). Pour cette simulation, les paramètres d'entrée qui ont été maintenus sont  $p_1 = 4$  MPa,  $T_3 = 40$  °C,  $\eta_{is,c} = 100\%$  et  $p_2$  a été varié. Le graphique montre que lorsque  $p_2$  augmente initialement, le COP augmente, atteint le maximum et diminue. Dans ces conditions données, la pression optimale est de 10 MPa et le COP le plus élevé correspondant est de 3.24. L'augmentation de la pression augmente initialement le COP, mais la capacité ajoutée ne permet plus de compenser le travail supplémentaire du compresseur, donc la valeur du COP diminue. Le COP initial montre que

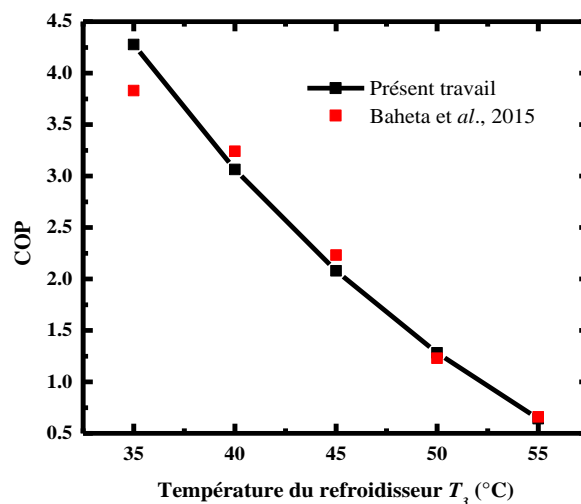


lorsque la valeur  $p$  est proche de la pression critique, le COP est inférieur à un et donc pour améliorer la valeur COP,  $p_2$  ne doit pas être trop proche de  $p_{cr}$ .



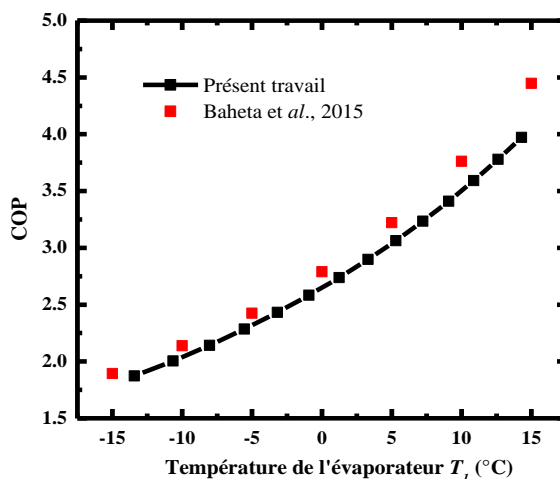
**Figure 4.2.** Effet de la pression de condensation sur la performance du cycle.

La figure 4.3 montre la variation du COP, à des pressions d'évaporateur et de refroidisseur de gaz de 4 MPa et 10 MPa, respectivement, pour différentes températures de sortie du refroidisseur de gaz  $\text{CO}_2$ . Une relation presque linéaire est observée entre le COP et  $T_3$ . La valeur la plus élevée du COP était de 3.82 à 35 °C, qui est la température du dissipateur thermique. Plus la température du réfrigérant sortant du refroidisseur de gaz est petite, plus le COP sera élevé, mais celui-ci est limité par la température du dissipateur thermique. À une température supérieure à 50 °C, la valeur COP est inférieure à un.



**Figure 4.3.** Effet de la température de condenseur sur la performance du cycle.

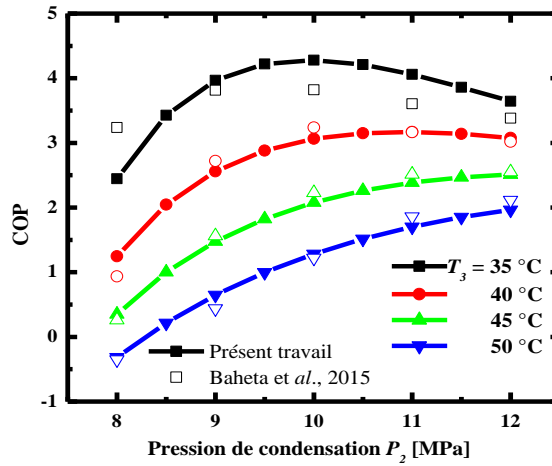
L'effet de la température de l'évaporateur a été étudié tandis que d'autres paramètres sont maintenus constants. Ici, les paramètres constants étaient  $p_2 = 10$  MPa,  $T_3 = 40$  ° C et à  $\eta_{is,c} = 100\%$ . On peut le voir sur la figure 4.4 lorsque  $T_1$  augmente la valeur du COP du cycle augmente. Cependant, la température de l'évaporateur est déterminée par l'espace à refroidir. Ce résultat a également montré que le cycle de réfrigération au CO<sub>2</sub> convient à des fins de climatisation plutôt qu'à des applications de réfrigération.



**Figure 4.4.** Effet de la température de l'évaporateur sur la performance du cycle.

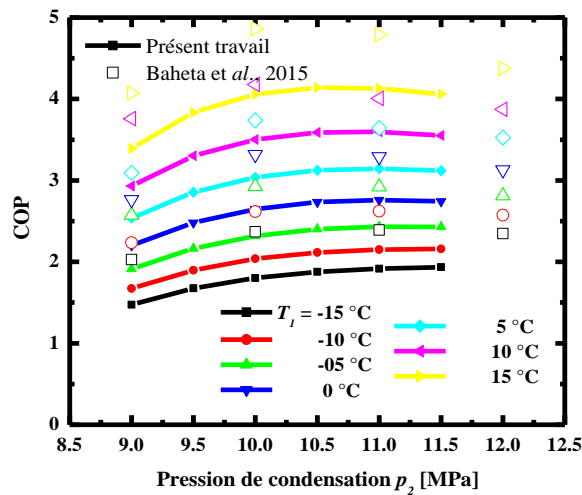
L'effet de deux changements de paramètres sur le COP a été étudié. La figure 4.5 montre la variation du COP par rapport à la pression du refroidisseur de gaz pour différentes températures de sortie du refroidisseur de gaz. À une pression donnée du refroidisseur de gaz, plus la température du refroidisseur de gaz est petite, plus le COP sera élevé. Pour la plage de pression analysée, le COP maximal a été observé à des températures de sortie du refroidisseur de gaz de 35 °C et 40 °C à une pression unique ( $p_{opt}$ ).

Cependant, à  $T_3 = 45$  °C et au-dessus, le COP augmente initialement puis devient plat. Ici, on peut en déduire que  $T_3$  a un effet significatif sur la  $p_{opt}$ . De plus, il faudrait une pression plus élevée pour que le système atteigne le COP le plus élevé lorsque la température de sortie du refroidisseur de gaz augmente. Une valeur négative du COP a également été observée à 50 °C et 8 MPa, ce qui montre que le cycle n'a pas réussi à fournir une réfrigération ou que l'évaporateur devient condenseur. Cependant, à 35 °C, la valeur a soudainement augmenté à 3.23. Cela était dû à l'effet de la valeur d'enthalpie à  $h_4$ . À une  $T_3$  plus élevée, la valeur était plus élevée par rapport à l'enthalpie à 35 °C, donc la différence d'enthalpie à la capacité de réfrigération était plus petite (même négative) à mesure que la température augmentait. Ainsi, une pression de refroidisseur de gaz appropriée doit être utilisée pour une température de sortie de refroidisseur de gaz donnée.



**Figure 4.5.** Effet conjugué de la pression et température de condenseur sur la performance du cycle.

Sur la figure 6, la valeur COP est tracée par rapport à la pression du refroidisseur de gaz ( $p_2$ ) pour différentes températures d'évaporateur en maintenant les autres paramètres constants. À une pression de refroidisseur de gaz donnée, lorsque la température de l'évaporateur augmente, le COP augmente. En dehors de cela, en faisant varier le  $p_2$ , on observe un COP maximum au  $p_{opt}$  et ce plus distinct au  $T_1$  plus élevé surtout à  $0^\circ\text{C}$  et au-dessus. Cette figure montre également que le COP maximum s'est produit presque à la même pression optimale. Par conséquent, l'effet de la température de l'évaporateur sur la pression optimale du refroidisseur de gaz pour un COP maximal n'est pas significatif par rapport à la température de sortie du refroidisseur de gaz qui est représentée sur la figure 4.6.



**Figure 4.6.** Effet conjugué de la pression de condensation et température d'évaporation sur la performance du cycle.

## 4.4 Conclusion générale

La basse température critique (31.1 °C) et la pression critique élevée (73.8 bar) du CO<sub>2</sub> en conjonction avec ses propriétés thermodynamiques (légèrement au-dessus du point critique et des lignes proches de la saturation) créent un potentiel élevé d'amélioration de l'efficacité thermodynamique et économique de systèmes frigorifiques. Le présent travail avait pour objectif d'étudier les performances du cycle transcritique fonctionnant au CO<sub>2</sub> et contribuer à l'amélioration de ce genre de cycle. Une étude bibliographique a été réalisée sur les études précédentes. Des nouvelles corrélations pour prédire les propriétés de CO<sub>2</sub> supercritiques dans l'étude de la littérature ont été utilisés.

Un modèle de cycle de réfrigération transcritique au CO<sub>2</sub> a été développé thermodynamiquement. Le modèle a été utilisé pour étudier l'effet des divers paramètres sur le COP du cycle et pour identifier l'effet combiné pour un COP optimal. Le cycle de réfrigération au CO<sub>2</sub> transcritique a une pression de refroidisseur de gaz spécifique ( $P_{opt}$ ) qui donne un COP maximal. Cette pression n'est pas constante et varie lorsque le reste des paramètres de fonctionnement du cycle changent. De plus, la température de gaz à sortie du refroidisseur et la température de l'évaporateur ont un effet significatif sur la pression du cycle qui donne le COP maximum.

En général, un évaporateur plus élevé et des températures de gaz à sortie du refroidisseur plus petites donneraient un meilleur COP du cycle. Les meilleures combinaisons de ces paramètres peuvent être obtenues en analysant le cycle pour les paramètres donnés. Sur la base de ces résultats, on espère qu'une meilleure compréhension du contrôle du COP du cycle de réfrigération transcritique au CO<sub>2</sub> pourra être obtenue. En dehors de cela, avec l'identification des paramètres qui affectent le COP de manière significative, on espère que la conception future du cycle de réfrigération au CO<sub>2</sub> pourra être améliorée.

À l'avenir, on peut étudier l'effet d'une compression bi-étagée et une compression non-isentropique (pertes énergétique dans le compresseur) sur les performances du cycle.

## Références

1. H.Yamasaki, M. Yamanaka, K. Matsumoto, G. Shimada, 2004, Introduction of Transcritical Refrigeration Cycle Utilizing CO<sub>2</sub> as Working Fluid, *International Compressor Engineering Conference*. pp. 1632.
2. J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ram Gopal, 2005, Transcritical CO<sub>2</sub> heat pump systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects, *Energy Conversion and Management*, 46, pp. 2053–2067.
3. Y. Xie, G. Sun, L. Lun et H.Su,2008, Thermodynamic Analysis of CO<sub>2</sub> Supercritical Two-Stage Compression Refrigeration Cycle, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. pp, 904.
4. J.Sarkar, S. Bhattacharyya, 2010, Thermodynamic analyses and optimization of a transcritical N<sub>2</sub>O refrigeration cycle, *International journal of refrigeration*, 33 – 40.
5. H. Wang, J.Tian et H. Liu, ICICA 2012, Performance Analysis of Transcritical CO<sub>2</sub> Compression Cycle, , *Part II, CCIS 308*, pp. 730–736.
6. J. Sarkar, Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Systems: 2012 Comparison With Conventional Solutions And Applications, *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Vol. 20, No. 4 1250017 (11 pages)*.
7. J.Flores, V. García, J. Yudonago, J. Muñoz et J. Minguela, May 2014, General aspects of carbon dioxide as a refrigerant, *Journal of Energy in Southern Africa*, 25,2.
8. A.Baheta, S. Hassan, A. Reduan, et A. Woldeyohannes, 2015, Performance investigation of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle, *Procedia CIRP* 26 482 – 485.
9. G. Shu, L. Shi, H. Tian et Chang, IWHT20153nd2015, Comparison and selection of cycle configurations of CO<sub>2</sub>-based transcritical Rankine cycle (CTRC) for engine's waste heat recovery, Proceedings of, *International Workshop on Heat Transfer Advances for Energy Conservation and Pollution Control October 16-19, Taipei, Taiwan*.
10. M.Pieve, G. Boccardi, L. Saraceno, R. Trinchieri et G. Zummo,2016, CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration cycles: *potential for exploiting waste heat recovery with variable operating conditions*, *34th UIT Heat Transfer Conference*.
11. M.Kuznetsov, D. Kharlampidi, V. Tarasova et E. Voytenko,2016, Thermoeconomic Optimization Of Supercritical Refrigeration System With The Refrigerant R744 (CO<sub>2</sub>), *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies ISSN 1729-3774*, 6/8 (84).
12. B. Dai, S. Liu, Z. Sun, Y. Ma,2017, Thermodynamic Performance Analysis of CO<sub>2</sub> Transcritical refrigeration Cycle Assisted with mechanical Subcooling, *Peer-review under responsibility of the scientific committee of the 8th International Conference on Applied Energy*. Doi : 10.1016/j.egypro.03.579.
13. D. Gupta et M. Dasgupta,2017, Performance of CO<sub>2</sub> Trans-Critical Refrigeration System with Work Recovery Turbine in Indian Context, *International Conference on Recent Advancement in Air conditioning and Refrigeration, Energy Procedia* 109-102 – 112.
14. A. Sahu, N. Agrawal et P. Nanda,2017, A parametric study of transcritical CO<sub>2</sub> simple cooling cycle and combined power cycle, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 12, 383–391.
15. S. Elbel et P. Hrnjak,2019, Performance optimization of two-stage compressor system using transcritical R744, *International Conference on Compressors and their Systems*.
16. R. Gomri, N. Karouneet N. Khellaf,2018, Energy and Exergy Analyses of Different Cycles, *El-Cezerî Journal of Science and Engineering Vol: 5, No: 2, (547-555)*.

17. L. Pan, B. Li, W. Shi et X Wei, ICAE 2018, Optimization of the self-condensing CO<sub>2</sub> transcritical powercycle using solar thermal energy, , Aug 22-25, Hong Kong. *This paper is a substantial extension of the short version of the conference paper.*
18. M. Santosa, C. Sudirmanet S. Waisnawa, 2018, Performance Analysis Of Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration System For Supermarket Application, *International Journal of Geomate, Oct, Vol.15, Issue 50, pp. 70 – 75.*
19. S. Shelake, L. Kasturi, S. Baber, 2017, Thermodynamic Analysis of Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration System Used For Simultaneous Heating and Cooling Application, *Journal of Advances in Science and Technology, Vol. 13, Issue No. 1.*
20. B. Dai, H. Qi, S. Liu, M. Ma, Z. Zhong, H. Li, M. Song et Z. Sun, 2019, Evaluation of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system integrated with mechanical subcooling by utilizing energy, exergy and economic methodologies for residential heating, *Energy Conversion and Management 192 202–220.*
21. L. Li, H. Tian, G. Shu et L. Shi, 2019, Test On A CO<sub>2</sub>-Based Transcritical Power Cycle (CTPC) Under Various Engine Conditions, *5th International Seminar on ORC Power Systems, September 9 - 11, Athens, Greece.*
22. Yu Liang, Y. Jia He, J. Hao Cheng, L. Liang Shao, C. Lu Zhang, 2019, Difference analysis on optimal high pressure of transcritical CO<sub>2</sub> cycle in different applications, *International Journal of Refrigeration 106 384–391.*
23. S. Liu, F. Lu, B. Dai, V. Nian, H. Li, H. Qi et J. Li, 2019, Performance analysis of two-stage compression transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration system with R290 mechanical subcooling unit, *S. Liu et al. / Energy 189 116143.*
24. Y. Liu, Y. Sun, D. Tang, 2019, Analysis of a CO<sub>2</sub> Transcritical Refrigeration Cycle With a Vortex Tube Expansion, *Sustainability, 11, 2021; doi:10.3390/su11072021.*
25. J. Luo, T. Morosuk, G. Tsatsaronis et B. Tashtoush, *Entropy 2019, Exergetic and Economic Evaluation of a Transcritical Heat-Driven Compression Refrigeration System with CO<sub>2</sub> as the Working Fluid under Hot Climatic Conditions, 21, 1164; doi:10.3390/e21121164.*
26. R. Rony, H. Yang, S. Krishnan et J. Song, *Energies 2019, Recent Advances in Transcritical CO<sub>2</sub> (R744) Heat Pump System: A Review, 12, 457; doi:10.3390/en12030457.*
27. G. Wang, et X. Zhang, 2019, Thermoeconomic analysis of optimization potential for CO<sub>2</sub> vapor compression cycle: From transcritical to supercritical Operation for waste heat recovery from the steam Condenser, *Int J Energy Res; 43:297–312.*
28. Andresen, u.c. 2006. Supercritical gas cooling and near-critical-pressure condensation of refrigerant blends in microchannels. Ph.d. Thesis. *Department of mechanical engineering, georgia institute of technology.*
29. J. Aldana, p. georgiadis, j. And jacobi, a. 2002. Critical heat flux of co<sub>2</sub> in a microchannel at elevated subcritical pressures. Air conditioning and refrigeration center. *College of engineering. University of illinois at urbana-champaign*
30. M. Eldik, P. Harris, W. Kaiser, P. Rousseau, 2014, Theoretical And Experimental Analysis Of Supercritical Carbon Dioxide Cooling. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Pp 1360.*
31. U. Satish, et al, 2010, CARTI Presentations, *Impact of CO<sub>2</sub> on human decision-making and productivity*, Sunny Upstate Medical University.
32. J. Sarkar, 2010, Review On Cycle Modifications of Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration and Heat Pump Systems, *Journal of Advanced Research in Mechanical Engineering, 1: 22-29.*
33. V. Perez-Garcia, , Belman-Flores, J-M., Navarro-Esbri, J. et Rubio-Maya, C., 2012, Comparative study of transcritical vapor compression configurations using CO<sub>2</sub> as refrigeration mode base on simulation, *Applied Thermal Engineering, 51: 1038-1046.*

34. J. Xue, S. Koyama, et K. Kuwahara, 2010, Performance Prediction of A R744 Transcritical Cycle for Air Conditioning, Proceedings from, *International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology: Tokyo: Japan, 2010*.
35. S. M. Liao, and t. S. Zhao, , 2002 “an experimental investigation of convection heat transfer to supercritical carbon dioxide in miniature tubes”, *int. J. Heat mass tranf.*, vol. 45, no. 25, pp. 5025-5034.
36. A. Bahadori, and h. B. Vuthaluru, 2009, “a simple method for prediction of transport properties of carbon dioxide”, spe 122859, *asia pacific health, safety, security and environment Conference*, aug 4-6.
37. L. Ouyang, 2012, New Correlations for Predicting the Thermodynamic Properties of Supercritical Carbon Dioxide, *The Open Petroleum Engineering Journal*, 5, 42-52.
38. NIST, available from: <http://webbook.nist.gov/chemistry/> (*National Institute of Standards and Technology*).