UNIVERSITÉ D'ABOMEY-CALAVI

FACULTÉ DES SCIENCES ET TECHNIQUES

ECOLE POLYTECHNIQUE D'ABOMEY CALAVI

INSTITUT NATIONAL SUPÉRIEUR DE TECHNOLOGIES INDUSTRIELLES DE LOKOSSA

Master en Energies Renouvelables et Systèmes Energétiques

VIième Promotion

Mémoire de Fin de Formation Pour l'Obtention du Diplôme de Master

Thème

INVESTIGATION SUR LES PERFORMANCES DES CYCLES FRIGORIFIQUES AU DIOXYDE DE CARBONE POUR DES APPLICATIONS INDUSTRIELLES

Rédigé par : ADIKPETO Gbètohou Alèc Aurin

Encadrer par :

M. Louis Olorounto AREDOKOU

Doctorant, Master recherche

Sous la direction de :

Dr. (MC) Victorin Kouamy CHEGNIMONHAN

Professeur agrégé Université de Nantes

Prof. Tognon Clotide GUIDI

Professeur titulaire (CAMES), DIRECTRICE INSTI

MEMBRES DU JURY

PRESIDENT	**Prof. SEMASSOU Clarence** Professeur titulaire (CAMES), Enseignant-Chercheur à l'EPAC/UAC
EXAMINATEUR	**Dr (MA) TOSSA K. Alain** Maître-assistant (CAMES), Enseignant-Chercheur à l'EPAC/UAC
MEMBRE	**Dr. (MC) CHEGNIMONHAN K. Victorin** Professeur agrégé Université de Nantes
MEMBRE	**M. AREDOKOU Louis O.** Doctorant, Master recherche

Année Académique 2022-2023.

Dédicaces

En signe de reconnaissance, Je dédie cette œuvre à :

- ***mon père ADIKPETO Roger et ma mère AYENIKAFO Marguerite***

Aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de l'amour dont ils ne cessent de me combler.

- ***TOHOU Solange***
- ***OROBIYI Rolande***

Qui m'ont toujours soutenu.

- ***mon fils ADIKPETO Magnus Richepin***

Mon cœur est comblé chaque jour de son sourire et de sa joie, je l'aime plus que tout.

- ***mes frères et sœurs*** *en particulier* ***ADIKPETO Fleur Fréquentine***

Que l'amour fraternel ne s'éteigne jamais en nous.

ADIKPETO Gbètohou Alèc Aurin

Remerciements

Je tiens à remercier vivement :

- **Docteur (MC) Victorin Kouamy CHEGNIMONHAN**, Professeur agrégé à l'Université de Nantes, Maitre de Recherche INRAB (Institut National des Recherches Agricoles du Benin),
- **M. Louis Olorounto AREDOKOU,** Doctorant à l'Université Nationale des Sciences, Technologies, Ingénierie et Mathématiques (UNSTIM) d'Abomey.
- **Professeur Titulaire Tognon Clotilde GUIDI**, Directrice de l'Institut National Supérieur de Technologie Industrielle de Lokossa,

Leur suivi, leur assistance, leurs conseils précieux tout le long de ma formation et leurs compétences ainsi que leurs expériences dans le domaine m'ont été d'une grande utilité. Mes remerciements vont également à l'endroit de toute l'équipe professorale de la formation de Master en Energies Renouvelables et Systèmes Energétiques pour leur contribution à la présente formation et en particulier :

- **Professeur titulaire Clarence SEMASSOU**, Coordonnateur du Master Energies Renouvelables et Systèmes Energétiques,
- **Professeur Titulaire Tognon Clotilde GUIDI**, Secrétaire Scientifique du Master Energies Renouvelables et Systèmes Energétiques,
- **Professeur Basile KOUNOUHEWA,** Responsable du Master Energies Renouvelables et Systèmes Energétiques.

Enfin, mes remerciements vont aussi à tous mes collègues de master, sans oublier tous ceux qui ont aidé de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.

Résumé

Les fluides frigorifiques synthétiques sont des vecteurs essentiels d'appauvrissement de la couche d'ozone et du réchauffement de la planète lorsqu'ils sont libérés dans l'atmosphère. Pour faire face aux problèmes liés à l'utilisation des gaz à effet de serre et des gaz appauvrissants l'ozone, des mesures sont prises par la communauté internationale interdisant leur production ; ce qui a conduit à une intense recherche sur les cycles de réfrigération au dioxyde de carbone. C'est dans ce contexte favorable que s'inscrit cette étude intitulée : ***« Investigation sur les performances des cycles frigorifiques au dioxyde de carbone pour des applications industrielles »***. Un système frigorifique transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur et un système transcritique de type booster au CO_2 sont modélisés et simulés sous les logiciels Coolselector2 et Excel. Les résultats sont discutés en tenant compte des conditions du climat béninois. L'objectif dans un premier temps est de rechercher la pression optimale du refroidisseur de gaz pour laquelle le COP est maximal d'une part et d'autre part d'étudier la variation du COP en fonction des paramètres thermodynamiques du dioxyde de carbone. Une faible augmentation de la haute pression à partir de la pression critique du CO_2 permet d'avoir une amélioration du coefficient de performance d'environ 200% et le passage du rendement isentropique de 0,6 à 0,9 améliore le coefficient de performance de 50%. L'analyse exergétique du cycle transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur à la température d'évaporation de -10°C et température de sortie du refroidisseur de gaz de 35°C pour une capacité de réfrigération de 150kW a permis d'identifier le refroidisseur de gaz et l'évaporateur comme les sources majeures de destruction d'exergie avec une irréversibilité respective de 32% et 28%, soit 60% de l'irréversibilité totale du cycle transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur. L'irréversibilité totale de ce système est 72,259kW contre une puissance frigorifique de 150kW. L'étude comparative d'un cycle transcritique de type booster au CO_2 à montrer qu'il y a

une amélioration du COP de 12% lorsqu'un compresseur parallèle est inséré dans le système pour traiter le flash gaz du réservoir.

Abstract

Synthetic refrigerants are key contributors to ozone depletion and global warming when released into the atmosphere. In response to the problems associated with the use of greenhouse and ozone-depleting gases, measures have been taken by the international community to ban their production, leading to intense research into carbon dioxide refrigeration cycles. This is the background to the study entitled "Investigation into the performance of carbon dioxide refrigeration cycles for industrial applications". A transcritical CO_2 refrigeration system equipped with an ejector and a booster-type transcritical CO_2 system are modeled and simulated using Coolselector2 and Excel software. The results are discussed, taking into account Benin's climatic conditions. Firstly, the aim is to find the optimum gas cooler pressure for which the COP is maximum, and secondly to study the variation in COP as a function of the thermodynamic parameters of carbon dioxide. A small increase in high pressure from the critical pressure of CO_2 yields a COP improvement of around 200%, while increasing the isentropic efficiency from 0.6 to 0.9 improves the COP by 50%. The exergy analysis of the CO_2 transcritical cycle with ejector at evaporation temperature of -10°C and gas cooler outlet temperature of 35°C for a refrigeration capacity of 150kW identified the gas cooler and evaporator as the major sources of exergy destruction, with irreversibility of 32% and 28% respectively, i.e. 60% of the total irreversibility of the CO_2 transcritical cycle with ejector. The total irreversibility of this system is 72.259kW, compared with a cooling capacity of 150kW. A comparative study of a CO_2 booster-type transcritical cycle showed a COP improvement of 12% when a parallel compressor is inserted in the system to handle flash gas from the reservoir.

Table des matières

Dédicaces I
Remerciements II
Résumé III
Abstract IV
Introduction générale 9
Chapitre 1 : Etat de l'art de la recherche sur le dioxyde de carbone en réfrigération. 12
1.1. Introduction 13
1.2. Historique du CO_2 utilisé comme réfrigérant 14
1.3. Propriétés thermodynamiques du CO_2 en tant que fluide frigorigène 16
1.3.1. Caractéristiques et propriétés du dioxyde de carbone (CO_2) 16
1.3.1.1. Point critique et limites de phase du CO_2 16
1.3.1.2. Diagramme de phase du CO_2 16
1.3.1.3. Pression de vapeur saturante et température critique du CO_2 17
1.3.1.4. Capacité thermique et conductivité thermique du CO_2 18
1.3.2. Comparaison avec les réfrigérants traditionnels 18
1.3.2.1. Potentiel de réchauffement planétaire (PRP) 18
1.3.2.2. Température critique 18
1.3.2.3. Pression de vapeur saturante 18
1.3.2.4. Performance des échangeurs de chaleur 19
1.4. Types de cycles frigorifiques au CO_2 19
1.4.1. Cycle subcritique 19
1.4.1.1. Description et principes de fonctionnement 19
1.4.1.2. Avantages et inconvénients des cycles subcritiques au CO_2 20
1.4.2. Cycle transcritique 21
1.4.2.1. Description et principes de fonctionnement 21
1.4.2.2. Avantages et inconvénients des cycles transcritiques au CO_2 22
1.5. Choix d'un cycle frigorifique au CO_2 23
1.6. Paramètres caractéristiques des cycles frigorifiques au dioxyde de carbone 24
1.6.1. Capacité de réfrigération et coefficient de performance (COP) 24
1.6.1.1. Capacité de réfrigération 24
1.6.1.2. Coefficient de performance (COP) 25
1.6.2. Analyse de l'efficacité énergétique 26
1.6.2.1. Efficacité isentropique du compresseur 26
1.6.2.2. Efficacité de l'échangeur de chaleur 27
1.6.2.3. Pertes par frottement et irréversibilités 28
1.6.3. Comparaison avec les cycles utilisant des réfrigérants courants 28

1.6.3.1. Performance environnementale 28
1.6.3.2. Efficacité énergétique 29
1.6.3.3. Contraintes de conception 29
1.7. Applications et domaines d'utilisation des cycles frigorifiques au CO_2 30
1.7.1. Réfrigération commerciale et industrielle 30
1.7.2. Climatisation résidentielle et commerciale 30
1.7.3. Autres domaines potentiels d'application 31
1.7.3.1. Transport réfrigéré 31
1.7.3.2. Refroidissement de processus industriels 31
1.7.3.3. Refroidissement des data centers 31
1.8. Défis et perspectives des cycles frigorifiques au CO_2 32
1.8.1. Hautes pressions et exigences de conception 32
1.8.2. Sécurité et maintenance des systèmes 32
1.8.3. Recherche et développement futurs 33
1.8.3.1. Développement de nouveaux composants 33
1.8.3.2. Optimisation des cycles 33
1.8.3.3. Intégration de technologies avancées 33
1.8.3.4. Élargissement des applications 34
1.8.4. Perspectives pour l'avenir des cycles frigorifiques au CO_2 34
1.8.4.1. Optimisation continue 34
1.8.4.2. Exploration de nouvelles applications 34
1.8.4.3. Intégration des énergies renouvelables 35
1.8.4.4. Sensibilisation et réglementations 35
1.9. Conclusion 35
Chapitre 2 : Les principaux systèmes frigorifiques fonctionnant au CO_2 37
2.1. Introduction 38
2.2. Composants d'un cycle frigorifique au dioxyde de carbone 38
2.2.1. Compresseurs spécifiques pour le CO_2 38
2.2.1.1. Compresseurs à piston 38
2.2.1.2. Compresseurs scroll 39
2.2.1.3. Compresseurs à vis 39
2.2.2. Échangeurs de chaleur et évaporateurs 39
2.2.2.1. Échangeurs de chaleur à plaques 39
2.2.2.2. Échangeurs de chaleur à tubes 40
2.2.2.3. Évaporateurs à circulation forcée 40
2.2.3. Vannes d'expansion et contrôle du système 40
2.3. Système frigorifique transcritique au CO_2 41

2.3.1. Cycle frigorifiques transcritiques au CO_2 muni d'un éjecteur 41
2.3.2. Principe de fonctionnement de l'éjecteur 43
2.3.3. Equations du modèle d'écoulement du CO_2 à travers l'éjecteur 45
2.3.4. Principe de fonctionnement du cycle frigorifique transcritique muni d'un éjecteur 48
2.3.5. Avancées technologiques sur les cycles frigorifiques au CO_2 muni d'un éjecteur 49
2.4. Système frigorifique au CO_2 de type booster 52
2.4.1. Cycle frigorifique transcritique au CO_2 de type booster 52
2.3.1. Principe de fonctionnement du Cycle frigorifique transcritique de type booster au CO_2 54
2.4.2. Avancées technologiques des cycles frigorifiques transcritiques au CO_2 de type booster 56
2.5. Système frigorifique au CO_2 en cascade 58
2.5.1. Cycle frigorifique au CO_2 en cascade 58
2.5.2. Principe de fonctionnement du cycle frigorifique au CO_2 en cascade 59
2.5.3. Avancées technologiques des cycles frigorifiques au CO_2 en cascade 61
2.6. Conclusion 62
Chapitre 3 : Analyse exergétique des systèmes de refrigération au CO_2 muni d'un éjecteur 64
3.1. Introduction 65
3.2. Méthodes et matériels de modélisation des cycles de réfrigération transcritiques au dioxyde de carbone muni d'un éjecteur 65
3.2.1. Principe de fonctionnement d'un cycle de réfrigération transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur 65
3.2.2. Hypothèses de modélisation du cycle de réfrigération transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur 67
3.2.3. Modèle de simulation 67
3.3. Discussions des résultats 69
3.3.1. Pression optimale du refroidisseur de gaz 69
3.3.2. Influence de la variation de la température de sortie du refroidisseur de gaz sur le coefficient de performance d'un système transcritique muni d'un éjecteur 70
3.3.3. Influence de la variation de la température d'évaporation sur la performance d'un système transcritique muni d'un éjecteur 71
3.3.4. Effet du rendement isentropique sur le coefficient de performance d'un système transcritique muni d'un éjesteur 71
3.3.5. Analyse exergétique d'un système transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur 72
3.4. Conclusion 74
Chapitre 4 : Etude comparative des cycles transcritiques au CO_2 de type booster sans compression parallèle et avec compression parallèle. 75
4.1. Introduction 76
4.2. Méthodes et matériels de modélisation des cycles de réfrigération transcritique de type booster au dioxyde de carbone 76

4.2.1. Principe de fonctionnement du cycle de réfrigération transcritique de type booster au CO_2 ……76

4.2.2. Hypothèses de modélisation du cycle de réfrigération transcritique de type booster au CO_2 ……79

4.2.3. Modèle de simulation 79

4.3. Résultats et discussions 80

4.3.1. Variation des travaux requis aux compresseurs et le COP en fonction de la pression du refroidisseur de gaz d'un système de type booster au CO_2 sans compression parallèle..... 80

4.3.2. Variation des travaux requis aux compresseurs et le COP en fonction de la pression du refroidisseur de gaz d'un système de type booster au CO_2 avec compression parallèle..... 81

4.3.3. Comparaison du COP et le travail total requis par les compresseurs en fonction de la pression optimale du refroidisseur de gaz d'un système booster avec et sans compression parallèle ……..……82

3.5. Conclusion..... 83

Conclusion générale 84

Références bibliographiques..... 86

Annexes i

Liste des sigles et abréviations

CFC : Chlorofluorocarbone

CO_2 : Dioxyde de carbone

COP : Coefficient de performance

EEV : Vannes d'expansion électroniques

HCFC : Hydrochlorofluorocarbure

HFC : Hydrofluorocarbure

HPV : Vanne de la partie haute pression

NH_3 : Ammoniac

ODP : Potentiel d'appauvrissement de l'ozone

PRG : Potentiel de réchauffement global

PRP : Potentiel de réchauffement planétaire

TEV : Vannes d'expansion thermiques

TEWI : Total Equivalent Warning Impact

Nomenclature

Notation	Désignation	Unité
Q	Capacité ou puissance	kW
P	Pression	bar
h	Enthalpie	kJ/kg
W	Travail ou puissance du compresseur	kW
η	Rendement	-
ε	Efficacité de l'échangeur	-
T	Température	°C
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	kJ/kg/K
q_m, $\dot{m}$	Débit massique	kg/s
q_t	Capacité thermique	kJ/K
v	Vitesse	m/s
ρ	Masse volumique	kg/m^3
A	Aire de la surface	m^2
Ex	Exergie	J
S	Entropie	J/K

Indices

amb : ambiante

c : source chaude

d : détruite

e : entrée

f : source froide

frigo : frigorifique

gen : générée

i, is : isentropique

LT : basse température

max : maximum

min : minimum

MT : moyenne température

s : sortie

Liste des figures

Figure 1 : Comparaison de la miscibilité de l'eau avec différents fluides frigorigènes en phase gazeuse (doc. Danfoss)..... 15
Figure 2 : Les différentes phases du dioxyde de carbone 17
Figure 3 : Le cycle subcritique de base au CO_2..... 20
Figure 4 : Le cycle transcritique au CO_2..... 22
Figure 5 : Rendement isentropique du compresseur..... 27
Figure 6 : schéma de principe d'une machine frigorifique au CO_2 muni d'un éjecteur. 42
Figure 7 : Représentation du cycle transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur dans un diagramme (P,h). 43
Figure 8 : Vue en coupe d'un éjecteur et l'évolution de la pression. 44
Figure 9 : Schéma de fonctionnement de l'éjecteur selon le modèle à pression constante. 45
Figure 10 : Schéma de principe d'une machine transcritique de type Booster au CO_2. 53
Figure 11 : Représentation du cycle transcritique au CO_2 de type booster dans un diagramme (P,h). 54
Figure 12 : schéma de principe d'une machine frigorifique au CO_2 en cascade. 58
Figure 13 : Représentation du cycle transcritique d'une machine frigorifique au CO_2 en cascade dans un diagramme (P,h). 59
Figure 14 : Schéma de principe et le cycle transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur .. 66
Figure 15 : Variation du COP en fonction de la HP et Tc..... 69
Figure 16 : Variation du COP en fonction de la HP et Te..... 69
Figure 17 : Variation du COP en fonction de la température de sortie du refroidisseur de gaz..... 70
Figure 18 : Variation de la pression optimale en fonction de la température de sortie du refroidisseur de gaz..... 70
Figure 19 : Variation du COP en fonction de la température d'évaporation 71
Figure 20 : Variation de la pression optimale en fonction de la température d'évaporation 71
Figure 21 : Variation du COP en fonction du rendement isentropique 72
Figure 22 : Exergie détruite par chaque composant du système transcritique au CO_2 mini d'un éjecteur..... 73
Figure 23 : Destruction d'exergie dans un système transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur 73
Figure 24 : Schéma de principe et cycle transcritique de type booster au CO_2 sans compression parallèle 77
Figure 25 : Schéma de principe et cycle transcritique de type booster au CO_2 avec compression parallèle 78

Figure 26 : Variation du COP et des travaux des compresseurs en fonction de la pression du refroidisseur de gaz pour un système booster sans compression parallèle 81
Figure 27 : Variation du COP et des travaux des compresseurs en fonction de la pression du refroidisseur de gaz pour un système booster avec compression parallèle 82
Figure 28 : Variation du COP et le travail total requis par les compresseurs en fonction de la pression du refroidisseur de gaz pour un système booster avec et sans compression parallèle 83

Liste des tableaux

Tableau 1 : Bilan de masse, d'énergie, d'entropie et d'exergie du système 68
Tableau 2 : Bilan d'énergie au niveau des composants du cycle transcritique de type booster avec est sans compression parallèle. 80

Introduction générale

Les machines frigorifiques utilisent des fluides dits frigorigènes au rang desquels on compte les CFC, les HCFC, les HFC et d'autres fluides d'alternatives. Certains de ces fluides sont des facteurs importants de la pollution de l'atmosphère avec comme effet direct la destruction de la couche d'ozone et le réchauffement de la planète(UNEP 2006). Pour cela, des mesures sont prises par la communauté internationale afin de règlementer la production et la consommation de ces fluides. Depuis le 1er janvier 2004, la fabrication, la mise sur le marché, l'importation et l'exportation des fluides frigorigènes contenant des CFC ainsi que le remplissage d'installations avec de tels fluides sont interdites et le 1er septembre 2015, la fabrication, la mise sur le marché, l'importation, et l'exportation des installations fonctionnant avec des fluides frigorigènes contenant des HCFC construites avant le 1er janvier 2002 sont interdites(OFEV 2017). Les HFC proposés comme fluide de substitution des HCFC est une approche efficace pour limiter l'accroissement de la destruction de l'ozone, mais ces fluides contribuent au réchauffement planétaire. Il faille alors chercher d'autres fluides d'alternatives aux HFC. Parmi les différents fluides naturels, le dioxyde de carbone est le fluide le plus prometteur dans les cycles frigorifiques, en raison du faible potentiel de réchauffement planétaire (GWP) égal à un (1) et zéro (0) potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP)(Mosaffa et al. 2016). Le CO_2 est un fluide frigorigène naturel qui a un impact environnemental réduit (Beninese Centre for Scientific Research and Innovation,Voie Pavée Wloguede Etoile Rouge, Cotonou, Benin. et al. 2021). La volonté d'utiliser des réfrigérants écologiques et plus sûrs à manipuler a récemment entraîné une utilisation accrue de dioxyde de carbone dans les cycles de réfrigération, ce qui présente des avantages substantiels, en particulier dans les pays occidentaux (Aredokou et al. s. d.). On peut exploiter la puissance du dioxyde de carbone supercritique lors de son déplacement dans les cycles thermiques dans les récentes systèmes de

production d'électricité pour réduire considérablement les coûts énergétiques (Aredokou et al. 2023).

Les problèmes environnementaux (la destruction de la couche d'ozone et le réchauffement planétaire) causés par les fluides frigorigènes conventionnels d'une part et par souci énergétique d'autre part ont instigué les chercheurs à une intense activité de recherche sur les cycles frigorifiques au CO_2 muni d'un éjecteur et de type booster (Chegnimonhan et al. s. d.) (Victorin et al. 2020). C'est dans ce contexte favorable que le thème de notre étude est intitulé : ***« Investigation sur les performances des cycles frigorifiques au dioxyde de carbone pour des applications industrielles »***.

Le présent mémoire est organisé en quatre chapitres de la façon suivante :

Dans le premier chapitre, une synthèse bibliographique a été effectué sur le dioxyde de carbone en réfrigération : une alternative durable pour la réfrigération, en commençant par les caractéristiques et des propriétés du CO_2 en tant que fluide frigorigène, en mettant en évidence ses propriétés thermodynamiques favorables, ensuite examiné en détail et faire une comparaison des cycles frigorifiques au CO_2 aux réfrigérants traditionnels, en soulignant les avantages environnementaux et l'efficacité énergétique supérieure du CO_2. Enfin, nous avons exploré les défis et les perspectives des cycles frigorifiques au CO_2.

Le deuxième chapitre s'intéresse aux principaux cycles frigorifiques au CO_2 en commençant par les différents composants d'un cycle frigorifique au CO_2. Par la suite, ce chapitre parle de la représentation du cycle frigorifique accompagnée d'un schéma de principe, du principe de fonctionnement et des avancées technologiques sur chaque cycle frigorifique pour terminer.

Le troisième chapitre se résume à faire une analyse exergétique sur les cycles frigorifiques au CO_2 muni d'un éjecteur afin d'identifier les sources majeures de destruction d'exergie. Pour cela, des méthodes et matériels de

modélisation sont définis et les résultats de simulation et discussions sont présentés à la fin.

Le quatrième chapitre est consacré à l'étude comparative des cycles transcritiques de type booster au CO_2 avec compresseur parallèle et sans compresseur parallèle. Pour ce faire, des méthodes et matériels de modélisation sont également définis et les résultats de simulation et discussions sont présentés à la fin.

Chapitre 1 : Etat de l'art de la recherche sur le dioxyde de carbone en réfrigération.

1.1. Introduction

La réfrigération joue un rôle essentiel dans de nombreux secteurs de notre vie quotidienne, allant de la conservation des aliments à la climatisation des bâtiments et aux applications industrielles. Cependant, l'utilisation de réfrigérants traditionnels, tels que les hydrofluorocarbures (HFC), a suscité des préoccupations croissantes en raison de leur impact environnemental négatif et de leur contribution au réchauffement de la planète(UNEP 2006). Dans ce contexte, les cycles frigorifiques au dioxyde de carbone (CO_2) ont émergé comme une alternative durable et respectueuse de l'environnement.

Dans cette revue bibliographique, nous explorerons les différents types de cycles frigorifiques utilisant le dioxyde de carbone comme fluide frigorigène. On distingue le cycle transcritique au CO_2 le plus couramment utilisé et le cycle subcritique, dans lequel le CO_2 reste entièrement dans la phase gazeuse tout au long du cycle. Nous examinerons également les performances et l'efficacité des systèmes utilisant le CO_2 comme fluide frigorigène. Cela comprendra l'évaluation de la capacité de réfrigération, du coefficient de performance (COP) et de l'efficacité énergétique des systèmes au CO_2, en les comparants aux systèmes utilisant des réfrigérants traditionnels. En comprenant mieux les cycles frigorifiques au CO_2, nous pourrons identifier les avantages et les défis associés à leur utilisation et explorer les perspectives futures pour leur application dans divers domaines de la réfrigération.

1.2. Historique du CO_2 utilisé comme réfrigérant

Le dioxyde de carbone, également connu sous le nom de réfrigérant naturel ou de CO_2, présente plusieurs avantages significatifs par rapport aux réfrigérants traditionnels.

Tout d'abord, le CO_2 est considéré comme un choix respectueux du climat en raison de son potentiel d'appauvrissement de l'ozone (ODP) nul. Contrairement aux réfrigérants traditionnels, tels que les HFC, qui ont un PRP élevé, le CO_2 à un potentiel de réchauffement planétaire égal à 1. Il ne contribue pas à la destruction de la couche d'ozone et est considéré comme un réfrigérant à faible impact sur l'environnement(Lorentzen 1994).

En plus de son impact environnemental réduit, le CO_2 présente des propriétés thermodynamiques favorables qui en font un choix attrayant pour les systèmes de réfrigération(Aminyavari et al. 2014). Par exemple, le CO_2 atteint son point critique à une température relativement basse et une pression modérée, ce qui signifie qu'il peut être utilisé efficacement sur une large plage de températures. De plus, le CO_2 a une densité élevée, ce qui améliore l'efficacité de transfert de chaleur et permet une meilleure performance du système de réfrigération.

Le CO_2 est un « vieux » réfrigérant, et il est donc normal de faire un bref historique sur l'utilisation de ce réfrigérant dans le siècle passé, l'Américain Alexandre Twining est le premier à l'avoir proposé comme réfrigérant dans un système à compression de vapeur en 1850 ; son invention a fait l'objet d'un dépôt de brevet en Angleterre(Bodinus 1999). Il a fallu quelques années encore pour le premier système frigorifique fonctionnant au CO_2 soit conçu en 1860 par l'Américain Thaddeus S. C. Lowe(Wilson 1979). En 1881, Karl Linde construit la première machine frigorifique au CO_2. La commercialisation de la première machine au CO_2 de type bi-étagée est lancée en 1889 par la compagnie anglaise J. & E. Hall après avoir acheté les propriétés industrielles en 1887 et amélioré la technologie(Ayad 2007).

Le CO_2 est un réfrigérant naturel, écologique et performant. Il revient à la charge ses derniers temps comme fluide frigorigène ; autrefois remplacé par les CFC, HCFC et HFC. Ce grand retour du CO_2 est dû à son faible impact sur l'environnement (avec un potentiel d'appauvrissement de l'ozone (ODP) inexistant et un faible potentiel de réchauffement global (PRG) égale à 1) et au progrès des technologies dans le domaine de la réfrigération et de la climatisation (le problème du confinement des gaz sous haute pression semble partiellement résolu). Le CO_2 est utilisé dans les systèmes de réfrigération domestiques, commerciaux et industriels. Il est le réfrigérant le plus respectueux de l'environnement et n'ayant aucune incidence sur le réchauffement climatique(Pearson 2005). Il a une faible miscibilité avec de l'eau et ce surtout à l'état gazeux. Il convient de prendre toutes les précautions adéquates à la mise en service d'une installation fonctionnant au CO_2 (double voire triple tirage au vide lors de la mise en route, utilisation d'azote de qualité pour les contrôles d'étanchéité, utilisation d'huile la moins hygroscopique possible). La figure 1 illustre une comparaison de la miscibilité de l'eau avec différents fluides frigorigènes à savoir NH_3, R134a, R22, R404A et CO_2 en fonction de la température entre -60°C et 60°C.

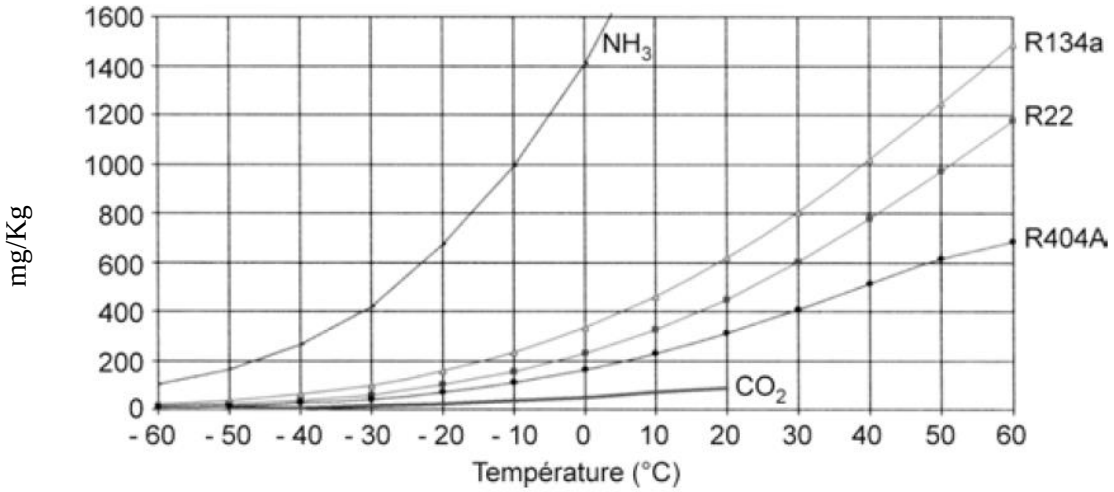


Figure 1 : Comparaison de la miscibilité de l'eau avec différents fluides frigorigènes en phase gazeuse (doc. Danfoss)

1.3. Propriétés thermodynamiques du CO_2 en tant que fluide frigorigène

1.3.1. Caractéristiques et propriétés du dioxyde de carbone (CO_2)

Le dioxyde de carbone (CO_2) est un gaz incolore et inodore, composé de deux atomes d'oxygène liés à un atome de carbone. Il est présent naturellement dans l'atmosphère à des concentrations relativement faibles. Lorsqu'il est utilisé comme fluide frigorigène, le CO_2 présente plusieurs caractéristiques et propriétés thermodynamiques intéressantes :

1.3.1.1. Point critique et limites de phase du CO_2

Le CO_2 a un point critique à une température de 31,1 °C et une pression de 72,9 bars. Au-delà de ces conditions, le CO_2 existe dans un état supercritique, qui combine les caractéristiques des phases liquide et gazeuse. En dessous de ces conditions, il peut exister sous forme de liquide ou de vapeur, en fonction de la température et de la pression.

1.3.1.2. Diagramme de phase du CO_2

Le diagramme de phase du CO_2 présente les zones de liquide, de vapeur et de mélange. La zone de liquide correspond aux conditions de température et de pression où le CO_2 existe sous forme liquide. La zone de vapeur correspond aux conditions où le CO_2 est sous forme gazeuse. La zone de mélange est l'espace où les phases liquide et gazeuse coexistent. La figure 2 illustre les différents états physiques du dioxyde de carbone puis son point critique et point triple.

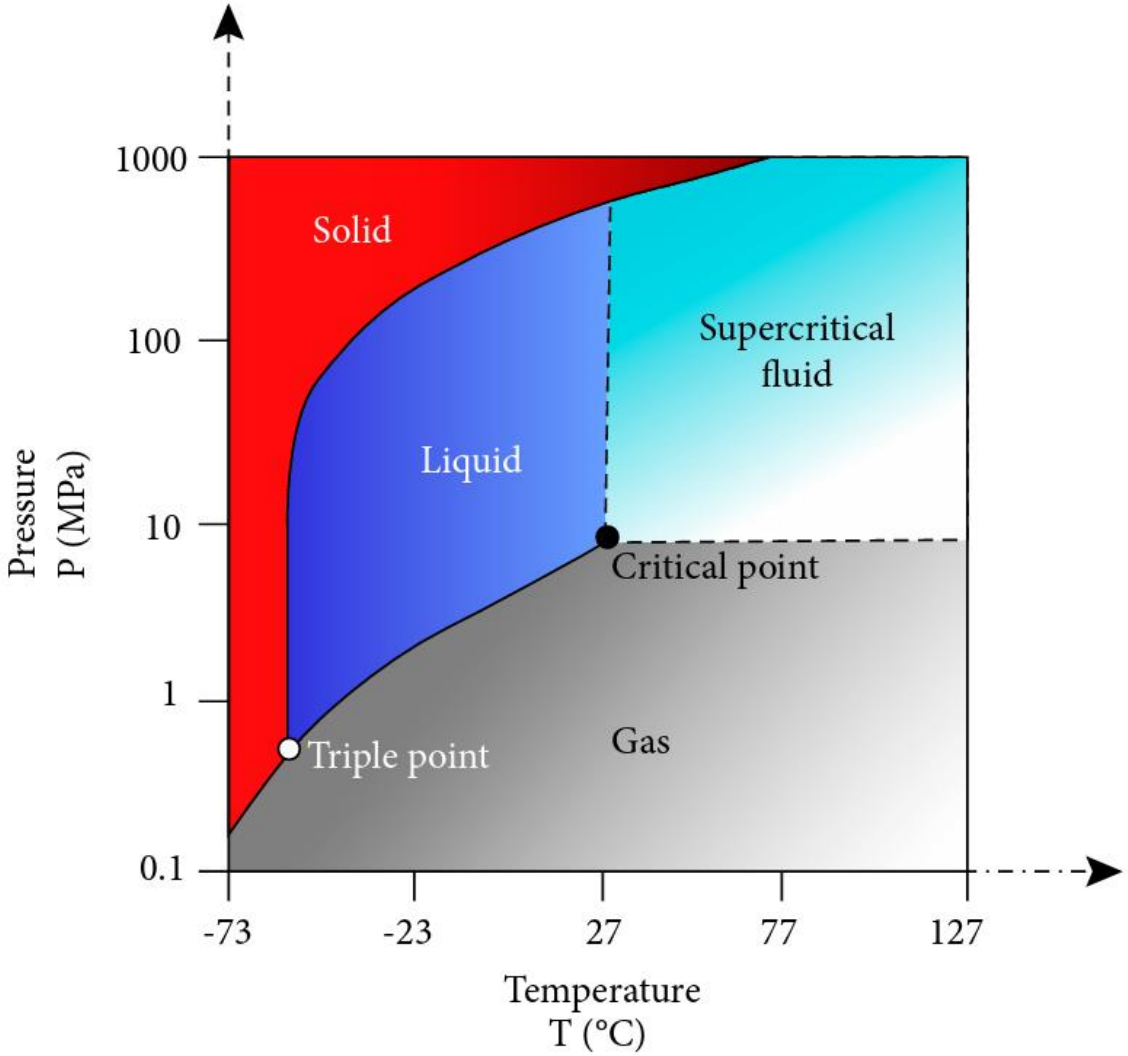


Figure 2 : Les différentes phases du dioxyde de carbone (Minghui Wei et al 2020).

1.3.1.3. Pression de vapeur saturante et température critique du CO_2

Le CO_2 a une pression de vapeur saturante relativement élevée, ce qui signifie qu'il nécessite des pressions plus élevées pour atteindre l'état de vapeur saturée par rapport aux réfrigérants traditionnels. De plus, sa température critique est relativement basse, ce qui le rend approprié pour des applications de réfrigération à basse température.

1.3.1.4. Capacité thermique et conductivité thermique du CO_2

Le CO_2 a une capacité thermique relativement élevée, ce qui signifie qu'il est capable de stocker et de transporter une quantité importante de chaleur. De plus, sa conductivité thermique est plus élevée que celle des réfrigérants traditionnels, ce qui facilite le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur.

1.3.2. Comparaison avec les réfrigérants traditionnels

Par rapport aux réfrigérants traditionnels, tels que les hydrofluorocarbures (HFC) et les hydrochlorofluorocarbures (HCFC), le CO_2 présente des différences notables en termes de propriétés thermodynamiques :

1.3.2.1. Potentiel de réchauffement planétaire (PRP)

Les HFC et les HCFC sont des réfrigérants à potentiel de réchauffement planétaire élevé, ce qui signifie qu'ils ont un impact significatif sur le réchauffement climatique. En revanche, le CO_2 a un PRP égal à 1, ce qui le rend respectueux de l'environnement et contribue à réduire les émissions de gaz à effet de serre comparé aux autres fluides frigorigènes (Mosaffa et al. 2016).

1.3.2.2. Température critique

La température critique du CO_2 est relativement basse par rapport aux HFC et aux HCFC. Cela signifie que le CO_2 peut être utilisé efficacement pour des applications de réfrigération à basse température, tandis que les réfrigérants traditionnels sont souvent limités à des températures plus élevées.

1.3.2.3. Pression de vapeur saturante

Le CO_2 a généralement une pression de vapeur saturante plus élevée que les réfrigérants traditionnels. Cela implique que les systèmes utilisant le CO_2 doivent fonctionner à des pressions plus élevées, ce qui a des implications sur la conception des composants et des systèmes.

1.3.2.4. Performance des échangeurs de chaleur

En raison de sa conductivité thermique élevée, le CO_2 permet une meilleure performance des échangeurs de chaleur par rapport aux réfrigérants traditionnels. Cela peut conduire à une efficacité accrue du transfert de chaleur et à des performances globales améliorées des systèmes de réfrigération.

1.4. Types de cycles frigorifiques au CO_2

1.4.1. Cycle subcritique

1.4.1.1. Description et principes de fonctionnement

Le cycle subcritique au CO_2 est un type de cycle frigorifique utilisant le dioxyde de carbone comme fluide frigorigène. Dans ce cycle, le CO_2 reste entièrement dans la phase gazeuse et ne dépasse pas la pression critique. Le fonctionnement du cycle subcritique est similaire à celui des cycles frigorifiques traditionnels.

Le cycle subcritique comprend généralement les mêmes composants que le cycle transcritique :

- Compresseur : Il comprime le CO_2 gazeux pour augmenter sa pression.
- Condenseur : Le CO_2 se refroidit et se condense en libérant de la chaleur dans le condenseur. Cela se produit généralement à une pression constante.
- Vanne d'expansion : Le CO_2 passe par une vanne d'expansion, où il subit une détente brusque, entraînant une baisse de pression.
- Évaporateur : Le CO_2 évapore et absorbe de la chaleur de l'environnement à refroidir.

La figure 3 est une représentation du cycle subcritique de base au CO_2 par des traits rouges sur un diagramme *(P,h)*.

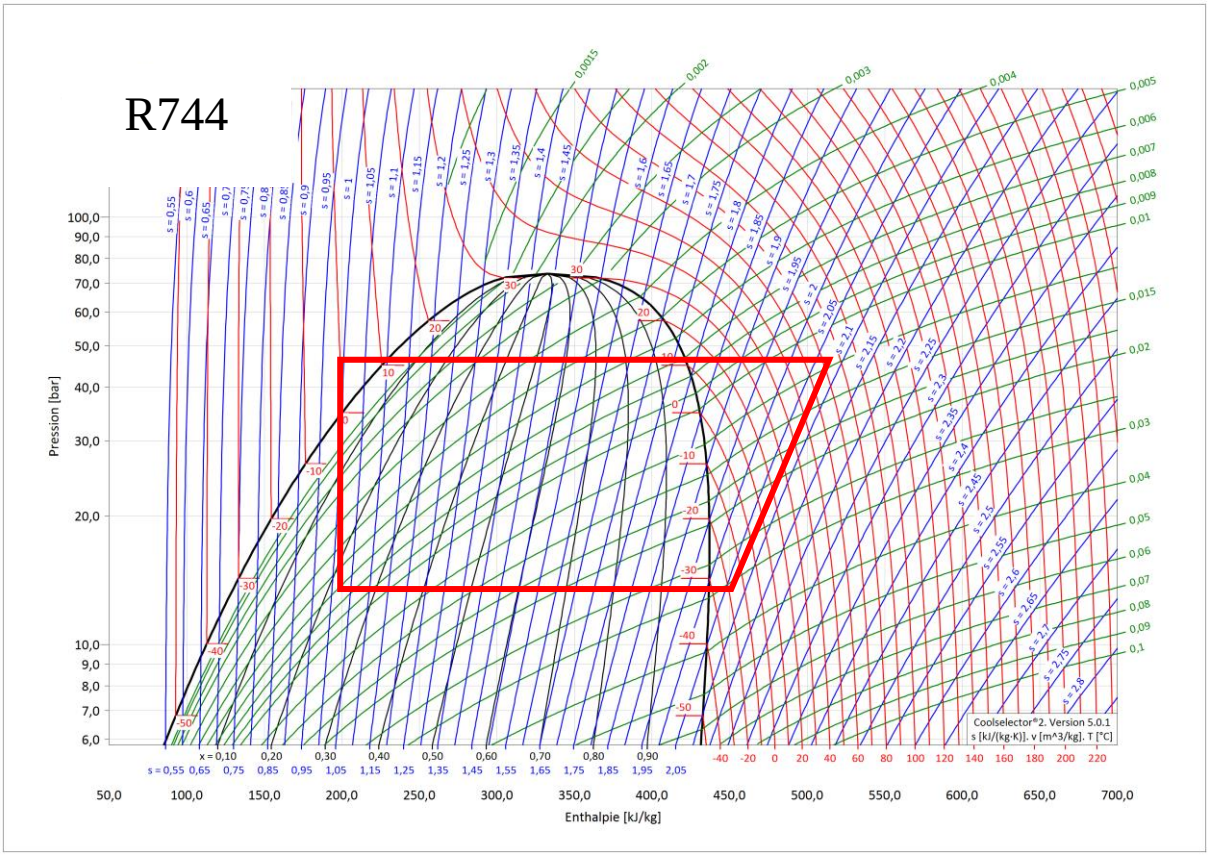


Figure 3 : Le cycle subcritique de base au CO_2

1.4.1.2. Avantages et inconvénients des cycles subcritiques au CO_2

Les avantages du cycle subcritique au CO_2 sont les suivants :

- Conception et fonctionnement similaires aux cycles frigorifiques traditionnels : Le cycle subcritique au CO_2 peut être conçu et exploité de manière similaire aux cycles frigorifiques utilisant des réfrigérants traditionnels, ce qui facilite l'adaptation aux systèmes existants.

- Faible impact environnemental : Comme pour le cycle transcritique, le CO_2 utilisé dans le cycle subcritique a un potentiel de réchauffement planétaire nul et ne contribue pas à la destruction de la couche d'ozone. Il est ininflammable, non explosif, non corrosif, non toxique et compatible avec tous les matériaux. C'est un fluide naturel, miscible à l'huile des compresseurs, largement disponible à faible coût et aucun recyclage n'est à effectuer.

Les inconvénients du cycle subcritique au CO_2 sont :

- Limité aux applications à température modérée : Étant donné que le CO_2 reste dans la phase gazeuse, le cycle subcritique est généralement utilisé pour des applications à température modérée, plutôt que pour des applications à très basse température.
- Moindre efficacité énergétique : Comparé au cycle transcritique, le cycle subcritique peut avoir une efficacité énergétique légèrement inférieure, car il ne bénéficie pas des avantages des propriétés thermodynamiques du CO_2 à l'état supercritique.

1.4.2. Cycle transcritique

1.4.2.1. Description et principes de fonctionnement

Le cycle transcritique au CO_2 est l'un des types de cycles frigorifiques utilisant le dioxyde de carbone comme fluide frigorigène. Dans ce cycle, le CO_2 est comprimé à une pression supérieure à sa pression critique, ce qui entraîne la formation d'un mélange de phase supercritique. Contrairement aux cycles frigorifiques traditionnels, où la condensation du fluide frigorigène se produit à une température constante, le cycle transcritique au CO_2 implique une condensation progressive avec une augmentation de pression constante. Pour une température d'entrée du détendeur plus conforme à la réalité entre 30 et 35 °C, le fluide frigorigène se trouve au-dessus du point critique et la pression de refoulement du compresseur n'est plus liée à la température et doit être choisie indépendamment de celle-ci(Vazquez et al 2004).

Le cycle transcritique comprend généralement les composants suivants :

- Compresseur : Il comprime le CO_2 gazeux pour augmenter sa pression.
- Condenseur : Le CO_2 se refroidit et se condense en libérant de la chaleur dans le condenseur. Cela se produit généralement à une pression constante, mais la température de condensation augmente progressivement. Le condenseur est encore appelé refroidisseur de gaz ou gaz cooler compte tenu du comportement

intermédiaire entre phases liquide et gaz dans le condenseur dans un cycle transcritique au CO_2.

- Vanne d'expansion : Le CO_2 sous forme de mélange liquide-vapeur passe par une vanne d'expansion, où il subit une détente brusque, entraînant une baisse de pression.

- Évaporateur : Le CO_2 évapore et absorbe de la chaleur de l'environnement à refroidir. L'évaporateur peut être un échangeur de chaleur à plaques ou à tubes.

La figure 4 est une représentation du cycle transcritique de base au CO_2 par des traits rouges sur un diagramme *(P,h)*.

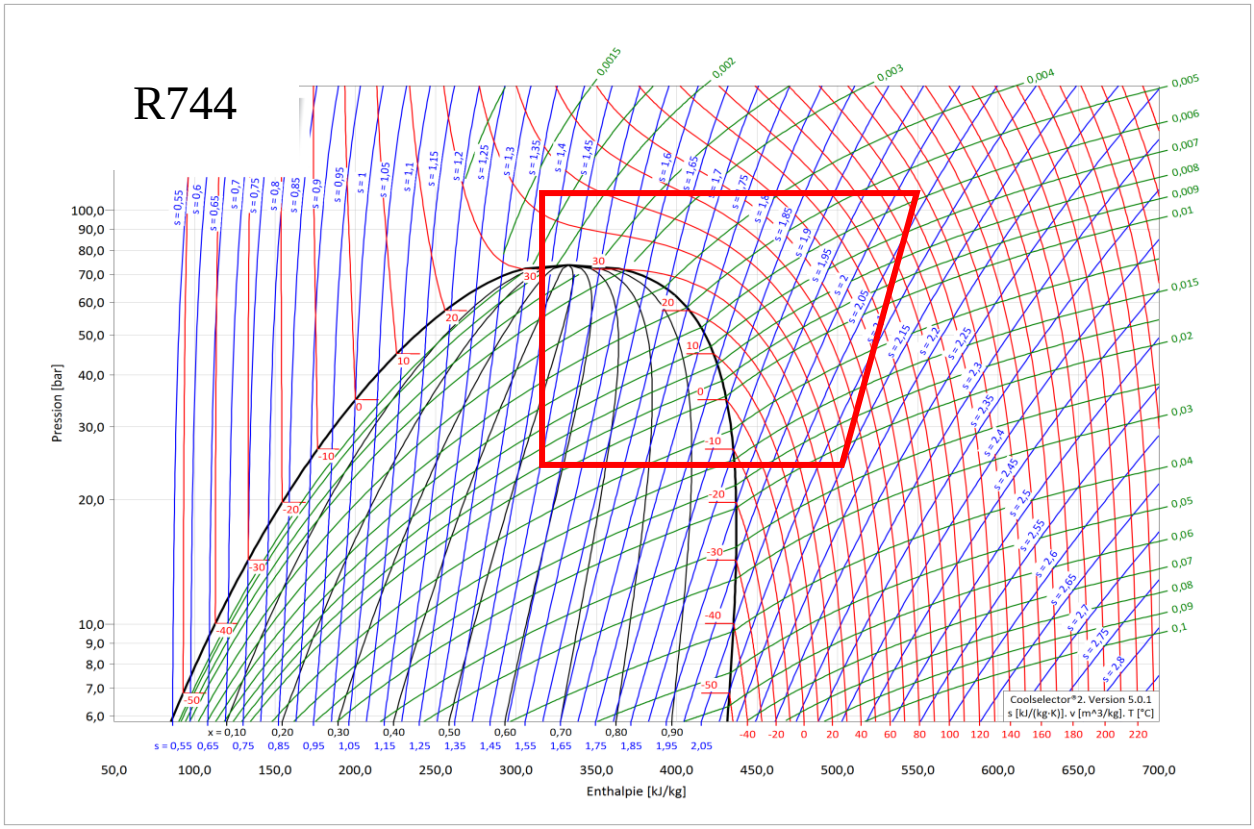


Figure 4 : Le cycle transcritique au CO_2

1.4.2.2. Avantages et inconvénients des cycles transcritiques au CO_2

Les avantages du cycle transcritique au CO_2 sont les suivants :

- Efficacité énergétique élevée : Le CO_2 a des propriétés thermodynamiques favorables, telles qu'une capacité thermique élevée et une conductivité thermique

élevée, ce qui permet d'obtenir une efficacité énergétique élevée dans le cycle transcritique.

- Utilisation à basse température : Le cycle transcritique au CO_2 est particulièrement adapté aux applications de réfrigération à basse température, car le CO_2 peut maintenir des performances élevées même à des températures très basses.

- Faible impact environnemental : Le CO_2 a un potentiel de réchauffement planétaire nul et ne contribue pas à la destruction de la couche d'ozone, ce qui en fait une option respectueuse de l'environnement. Il est ininflammable, non explosif, non corrosif, non toxique et compatible avec tous les matériaux. C'est un fluide naturel, miscible à l'huile des compresseurs, largement disponible à faible coût et aucun recyclage n'est à effectuer.

Cependant, le cycle transcritique au CO_2 présente également des inconvénients :

- Hautes pressions de fonctionnement : En raison de la pression élevée du CO_2, les composants du système doivent être conçus pour résister à ces pressions, ce qui peut augmenter les coûts de fabrication.

- Performances sensibles aux variations de température ambiante : Le cycle transcritique au CO_2 peut être affecté par les variations de température ambiante, ce qui peut avoir un impact sur les performances du système.

1.5. Choix d'un cycle frigorifique au CO_2

Les cycles frigorifiques au CO_2 peuvent être classés en deux catégories : le cycle transcritique et le cycle subcritique. Le cycle transcritique implique l'utilisation du CO_2 à l'état supercritique, offrant une efficacité énergétique élevée et une utilisation possible à basse température. Cependant, il nécessite des composants spécifiques conçus pour résister aux pressions élevées. Le cycle subcritique, quant à lui, fonctionne avec le CO_2 dans la phase gazeuse, similaire

aux cycles frigorifiques traditionnels, mais avec un impact environnemental réduit. Il convient mieux aux applications à température modérée.

Le choix entre le cycle transcritique et le cycle subcritique dépendra des besoins spécifiques de l'application, de la plage de température requise et des contraintes de conception et de coût. En général, les deux types de cycles offrent une alternative durable et respectueuse de l'environnement par rapport aux réfrigérants traditionnels, contribuant ainsi à la réduction des émissions de gaz à effet de serre et à la protection de l'environnement(Chegnimonhan et al. 2021).

1.6. Paramètres caractéristiques des cycles frigorifiques au dioxyde de carbone

1.6.1. Capacité de réfrigération et coefficient de performance (COP)

La capacité de réfrigération et le coefficient de performance (COP) sont des indicateurs essentiels pour évaluer les performances des cycles frigorifiques utilisant le dioxyde de carbone (CO_2) comme fluide frigorigène.

1.6.1.1. Capacité de réfrigération

La capacité de réfrigération mesure la quantité de chaleur que le système de réfrigération peut extraire de l'environnement à refroidir. Elle est généralement exprimée en kilowatts (kW) ou en tonnes de réfrigération (TR). La capacité de réfrigération d'un cycle frigorifique au CO_2 dépend de plusieurs facteurs, tels que la pression de condensation, la température de condensation et l'efficacité du compresseur. Un système de réfrigération au CO_2 bien conçu peut fournir une capacité de réfrigération élevée, répondant aux besoins de refroidissement spécifiques de l'application.

La capacité de réfrigération ($\dot{Q_{frigo}}$) encore appelée puissance frigorifique est déterminée par l'application du premier principe de la thermodynamique à l'évaporateur en régime permanent en négligeant les variations de vitesse et les effets de gravité.

$$\dot{Q_{frigo}}=\dot{m}(h_{sortie}-h_{entrée}) \quad (1)$$

Avec :

$\dot{m}$: le débit massique,

h_{sortie} : l'enthalpie massique à la sortie de l'évaporateur,

$h_{entrée}$: l'enthalpie massique à l'entrée de l'évaporateur.

1.6.1.2. Coefficient de performance (COP)

Le coefficient de performance (COP) est le rapport entre la capacité de réfrigération du système et la puissance électrique consommée ($W_{consommée}$) par le compresseur. Il mesure l'efficacité énergétique du cycle frigorifique. Un COP élevé indique que le système est capable de fournir une capacité de réfrigération élevée par rapport à la quantité d'énergie électrique consommée. Un COP supérieur signifie une meilleure utilisation de l'énergie et une meilleure efficacité du système.

$$\text{COP}=\frac{\dot{Q_{frigo}}}{\dot{W_{consommée}}} \quad (2)$$

Des études effectuées par Cyril TOUBLANC en 2009 pour sa thèse de doctorat montrent que pour des températures sources de 35 °C et 0 °C, le passage de la haute pression de 7,5 à 8,5 MPa (75 à 85 Bars) engendre une augmentation du COP de 1,13 à 3,47, soit une amélioration de 207 % du COP, la puissance frigorifique croit jusqu'à 260% pour une consommation au compresseur qui ne croit que de 18%(Toublanc 2009).

Il existe un niveau pression dite optimale, à partir duquel une augmentation de la haute pression va provoquer une dégradation du COP. Notons que dans les mêmes conditions extérieures de fonctionnement, la pression optimale est propre à chaque machine car elle dépend des performances du compresseur.

Des chercheur S.M. Liao, T.S. Zhaoa et A. Jakobsen ont effectué plusieurs simulations d'un système afin d'en déduire la pression optimale en fonction des températures au refroidisseur de gaz, à l'entrée du compresseur et à l'évaporateur(Liao, Zhao, et Jakobsen 2000).

Il convient de noter que la capacité de réfrigération et le COP des cycles frigorifiques au CO_2 peuvent varier en fonction de plusieurs facteurs, tels que les conditions de fonctionnement, la charge thermique, les températures de condensation et d'évaporation, et la conception du système. Une conception soignée et un dimensionnement approprié des composants du système, ainsi qu'une régulation précise, sont essentiels pour maximiser les performances et l'efficacité énergétique du cycle frigorifique au CO_2.

1.6.2. Analyse de l'efficacité énergétique

L'efficacité énergétique d'un cycle frigorifique au CO_2 peut être analysée à différents niveaux, notamment :

1.6.2.1. Efficacité isentropique du compresseur

L'efficacité isentropique du compresseur mesure sa capacité à comprimer le CO_2 avec le moins de perte d'énergie possible. Une efficacité isentropique élevée indique un compresseur plus efficace, capable de convertir une plus grande partie de l'énergie électrique en augmentation de pression du fluide frigorigène. Le rendement isentropique du compresseur (η_i) est défini comme le rapport du travail de la compression réversible au travail réel. Le rendement isentropique est inférieur ou égal à 1. Les valeurs de ces rendements, qui dépendent beaucoup des technologies utilisées, sont typiquement comprises entre 0,75 et 0,9 dans les applications courantes.

$$\eta_i = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1} \qquad (3)$$

Avec :

h_1 : l'enthalpie à l'entrée du compresseur,

h_2 : l'enthalpie à la sortie du compresseur pour une compression réelle,

$h_{2'}$: l'enthalpie à la sortie du compresseur pour une compression isentropique.

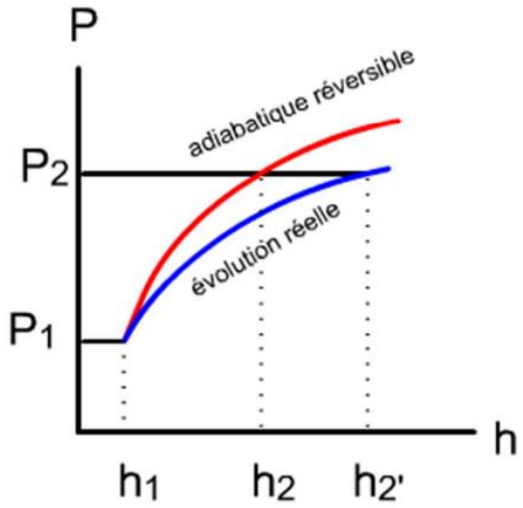


Figure 5 : Rendement isentropique du compresseur (Renaud Gicquel 2017).

1.6.2.2. Efficacité de l'échangeur de chaleur

Les échangeurs de chaleur, tels que les condenseurs et les évaporateurs, jouent un rôle crucial dans le transfert de chaleur entre le CO_2 et l'environnement à refroidir. Une conception et un dimensionnement appropriés de ces échangeurs de chaleur peuvent améliorer l'efficacité énergétique globale du système. Les échangeurs de chaleur à contre-courant, qui permettent un échange thermique maximal entre le fluide frigorigène et le fluide de refroidissement, sont couramment utilisés pour optimiser l'efficacité énergétique.

L'efficacité de l'échangeur (ε) de chaleur s'exprime comme le rapport de la quantité de chaleur transférée (Q) sur la quantité maximum de chaleur transférable (Q_{max}) :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (4)$$

Avec :

- pour la source chaude $Q = q_{tc}(T_{ce}-T_{cs})$ (5)
- pour la source froide $Q = q_{tf}(T_{fs}-T_{fe})$ (6)

$$q_t = q_m * C_p \quad (7)$$

$$Q_{max} = q_{t\,min}(T_{ce}-T_{fe}) \quad (8)$$

$$\varepsilon = \frac{q_{tc}(T_{ce}-T_{cs})}{q_{t\,min}(T_{ce}-T_{fe})} = \frac{q_{tf}(T_{fs}-T_{fe})}{q_{t\,min}(T_{ce}-T_{fe})} \quad (9)$$

1.6.2.3. Pertes par frottement et irréversibilités

Les pertes par frottement dans les conduites et les composants du système, ainsi que les irréversibilités thermodynamiques, peuvent réduire l'efficacité énergétique du cycle frigorifique au CO_2. L'analyse de ces pertes et irréversibilités permet d'identifier les domaines où des améliorations peuvent être apportées pour optimiser l'efficacité énergétique. Des technologies avancées, telles que les compresseurs à spirale ou les cycles à expansion indirecte, peuvent contribuer à réduire ces pertes et à améliorer l'efficacité énergétique du système.

1.6.3. Comparaison avec les cycles utilisant des réfrigérants courants

Lors de la comparaison des cycles frigorifiques au CO_2 avec ceux utilisant des réfrigérants traditionnels, plusieurs aspects peuvent être pris en compte :

1.6.3.1. Performance environnementale

Les réfrigérants traditionnels, tels que les hydrofluorocarbures (HFC), ont un potentiel de réchauffement planétaire élevé, contribuant au réchauffement

climatique et à l'appauvrissement de la couche d'ozone. Comparativement, le CO_2 utilisé dans les cycles frigorifiques a un potentiel de réchauffement planétaire nul, ce qui en fait une option plus respectueuse de l'environnement. L'utilisation du CO_2 comme fluide frigorigène permet de réduire les émissions de gaz à effet de serre et de contribuer à la lutte contre le changement climatique.

1.6.3.2. Efficacité énergétique

Les cycles frigorifiques au CO_2 peuvent offrir une efficacité énergétique comparable, voire supérieure, à celle des cycles utilisant des réfrigérants traditionnels. Les propriétés thermodynamiques favorables du CO_2, telles que sa capacité thermique élevée, sa conductivité thermique élevée et son point critique relativement bas, permettent d'obtenir des performances énergétiques élevées. Cela se traduit par une consommation d'énergie réduite et des économies financières à long terme.

1.6.3.3. Contraintes de conception

Les cycles frigorifiques au CO_2 peuvent nécessiter des composants et des systèmes spécifiques pour gérer les hautes pressions associées au CO_2. Cela peut entraîner des contraintes de conception et des coûts supplémentaires par rapport aux systèmes utilisant des réfrigérants traditionnels. Les composants, tels que les compresseurs, les échangeurs de chaleur et les vannes, doivent être conçus pour résister aux pressions plus élevées du CO_2. Cependant, avec les avancées technologiques, des solutions adaptées et économiquement viables sont disponibles pour relever ces défis de conception.

En sommes, les performances et l'efficacité des cycles frigorifiques au CO_2 sont évaluées en termes de capacité de réfrigération, de coefficient de performance (COP) et d'efficacité énergétique. Les cycles au CO_2 peuvent offrir une performance environnementale supérieure, une efficacité énergétique élevée et des économies à long terme par rapport aux cycles utilisant des réfrigérants

traditionnels. Cependant, des contraintes de conception spécifiques doivent être prises en compte lors de l'adoption du CO_2 comme fluide frigorigène. Une analyse approfondie des performances et de l'efficacité énergétique, ainsi qu'une comparaison avec les cycles utilisant des réfrigérants traditionnels, permettront de déterminer la pertinence et les avantages des cycles frigorifiques au CO_2.

1.7. Applications et domaines d'utilisation des cycles frigorifiques au CO_2

1.7.1. Réfrigération commerciale et industrielle

Les cycles frigorifiques utilisant le dioxyde de carbone (CO_2) trouvent de nombreuses applications dans le domaine de la réfrigération commerciale et industrielle. Les supermarchés, les entrepôts de stockage alimentaire, les installations de transformation alimentaire et les centres de distribution utilisent souvent des systèmes de réfrigération au CO_2 en raison de leurs avantages environnementaux et de leur efficacité énergétique. Les systèmes au CO_2 sont capables de fournir des températures de réfrigération et de congélation nécessaires pour la conservation des aliments tout en minimisant l'impact sur l'environnement.

Les systèmes de réfrigération au CO_2 dans ces applications sont conçus pour fonctionner à des pressions élevées, car le CO_2 est un fluide frigorigène qui fonctionne efficacement à ces niveaux de pression. Ces systèmes nécessitent des composants spécifiques tels que des compresseurs adaptés au CO_2, des échangeurs de chaleur et des vannes d'expansion appropriées pour assurer un fonctionnement optimal.

1.7.2. Climatisation résidentielle et commerciale

Les cycles frigorifiques au CO_2 sont également envisagés pour la climatisation résidentielle et commerciale. Les systèmes de climatisation au CO_2 offrent une alternative plus respectueuse de l'environnement par rapport aux systèmes utilisant des réfrigérants traditionnels. Ils présentent une faible empreinte carbone et ne contribuent pas à l'appauvrissement de la couche d'ozone.

Cependant, l'utilisation du CO_2 dans la climatisation résidentielle et commerciale présente certains défis. Les systèmes de climatisation au CO_2 nécessitent des pressions plus élevées et des composants spécifiques pour assurer leur bon fonctionnement. Des recherches et des développements continus sont nécessaires pour optimiser l'efficacité énergétique de ces systèmes et réduire les coûts de fabrication.

1.7.3. Autres domaines potentiels d'application

Outre la réfrigération commerciale, industrielle et la climatisation résidentielle et commerciale, il existe d'autres domaines potentiels d'application des cycles frigorifiques au CO_2. Certains de ces domaines comprennent :

1.7.3.1. Transport réfrigéré

Les systèmes de réfrigération au CO_2 peuvent être utilisés dans les véhicules de transport réfrigéré pour assurer le maintien des températures appropriées lors de la livraison de produits périssables tels que les denrées alimentaires et les produits pharmaceutiques.

1.7.3.2. Refroidissement de processus industriels

Le CO_2 peut être utilisé pour le refroidissement de processus industriels, notamment dans les industries chimiques, pétrochimiques et de transformation des aliments.

1.7.3.3. Refroidissement des data centers

Les data centers génèrent une quantité importante de chaleur, et le refroidissement efficace de ces installations est essentiel. Les cycles frigorifiques au CO_2 peuvent être une solution écoénergétique pour le refroidissement des data centers. Il convient de noter que l'utilisation du CO_2 comme fluide frigorigène dans ces domaines potentiels d'application peut varier en fonction des

spécifications techniques, des réglementations environnementales et de la disponibilité des technologies adaptées.

En résumé, les cycles frigorifiques au CO_2 ont trouvé des applications importantes dans la réfrigération commerciale et industrielle, la climatisation résidentielle et commerciale, ainsi que dans d'autres domaines tels que le transport réfrigéré, le refroidissement de processus industriels et le refroidissement des data centers. Les avantages environnementaux et l'efficacité énergétique du CO_2 en font une alternative prometteuse aux réfrigérants traditionnels.

1.8. Défis et perspectives des cycles frigorifiques au CO_2

1.8.1. Hautes pressions et exigences de conception

Les cycles frigorifiques au CO_2 sont caractérisés par des pressions plus élevées que les cycles utilisant des réfrigérants traditionnels. Cela présente des défis en termes de conception et de sélection des composants du système. Les compresseurs, les échangeurs de chaleur, les vannes et autres éléments doivent être spécifiquement conçus pour résister à ces pressions élevées. Des matériaux compatibles et robustes doivent être utilisés, et des mesures de sécurité appropriées doivent être prises pour éviter les fuites et les défaillances du système.

1.8.2. Sécurité et maintenance des systèmes

La sécurité et la maintenance sont des aspects essentiels des cycles frigorifiques au CO_2. En raison des hautes pressions et des propriétés spécifiques du CO_2, il est important de mettre en place des mesures de sécurité appropriées pour prévenir les risques liés aux fuites, aux incendies ou aux surpressions. Un entretien régulier et une formation adéquate du personnel sont nécessaires pour assurer un fonctionnement sûr et fiable du système. De plus, les systèmes de détection d'incendie et les procédures de contrôle des fuites doivent être mis en place et suivis de près.

1.8.3. Recherche et développement futurs

Les cycles frigorifiques au CO_2 sont un domaine de recherche en constante évolution, et des efforts continus sont déployés pour améliorer leurs performances, leur efficacité énergétique et leur sécurité. Certaines perspectives de recherche et développement pour les cycles frigorifiques au CO_2 comprennent :

1.8.3.1. Développement de nouveaux composants

La recherche se concentre sur le développement de compresseurs, d'échangeurs de chaleur et de vannes spécifiquement conçus pour les cycles frigorifiques au CO_2. Les nouveaux composants doivent répondre aux exigences de pression, de compatibilité des matériaux et d'efficacité énergétique pour optimiser les performances du système.

1.8.3.2. Optimisation des cycles

Des études sont menées pour optimiser les configurations des cycles frigorifiques au CO_2, en prenant en compte les caractéristiques spécifiques de chaque application. Cela inclut l'optimisation des températures de condensation et d'évaporation, le dimensionnement des composants et la sélection des fluides auxiliaires pour améliorer l'efficacité énergétique et les performances globales.

1.8.3.3. Intégration de technologies avancées

Les avancées technologiques, telles que les compresseurs à vitesse variable, les échangeurs de chaleur à haut rendement et les systèmes de contrôle avancés, sont étudiées pour améliorer l'efficacité énergétique et la flexibilité des cycles frigorifiques au CO_2. L'utilisation de ces technologies peut contribuer à réduire la consommation d'énergie et à améliorer les performances du système.

1.8.3.4. Élargissement des applications

Les cycles frigorifiques au CO_2 sont actuellement utilisés dans des applications telles que la réfrigération commerciale, le chauffage urbain et les systèmes de climatisation. La recherche se poursuit pour élargir les applications potentielles des cycles au CO_2, notamment dans les domaines de l'industrie, du transport et des systèmes de refroidissement à grande échelle.

1.8.4. Perspectives pour l'avenir des cycles frigorifiques au CO_2

Les cycles frigorifiques au CO_2 offrent des avantages significatifs en termes d'efficacité énergétique et d'impact environnemental réduit. Ils sont en constante évolution et présentent un potentiel prometteur pour l'avenir. Voici quelques perspectives clés pour les cycles frigorifiques au CO_2 :

1.8.4.1. Optimisation continue

La recherche et le développement continus permettront d'optimiser davantage les performances des cycles au CO_2. Cela inclut l'amélioration des composants, des systèmes de contrôle avancés et des techniques de récupération de chaleur pour augmenter l'efficacité énergétique et réduire les émissions de gaz à effet de serre.

1.8.4.2. Exploration de nouvelles applications

Les cycles frigorifiques au CO_2 ont déjà trouvé des applications dans divers secteurs, mais il existe encore un potentiel pour explorer de nouvelles utilisations. Par exemple, l'utilisation du CO_2 comme fluide frigorigène dans les systèmes de climatisation des véhicules ou dans les systèmes de refroidissement à grande échelle peut offrir des avantages significatifs en termes d'efficacité énergétique et d'empreinte carbone réduite.

1.8.4.3. Intégration des énergies renouvelables

Les cycles frigorifiques au CO_2 peuvent être intégrés à des sources d'énergie renouvelable, telles que l'énergie solaire ou l'énergie géothermique, pour un refroidissement durable et respectueux de l'environnement. L'utilisation de ces sources d'énergie permettra de réduire davantage les émissions de gaz à effet de serre et de promouvoir la transition vers une économie bas-carbone.

1.8.4.4. Sensibilisation et réglementations

La sensibilisation à l'efficacité énergétique et à l'impact environnemental des systèmes de réfrigération au CO_2 est essentielle pour favoriser leur adoption à grande échelle. Les réglementations et les normes de plus en plus strictes concernant les émissions de gaz à effet de serre et l'efficacité énergétique peuvent également encourager l'utilisation des cycles frigorifiques au CO_2.

1.9. Conclusion

Le dioxyde de carbone (CO_2) présente des caractéristiques et des propriétés thermodynamiques uniques en tant que fluide frigorigène. Comparé aux réfrigérants traditionnels, le CO_2 offre un potentiel de réchauffement planétaire nul, une température critique relativement basse, une capacité thermique élevée et une conductivité thermique élevée. Cependant, il nécessite des pressions plus élevées et peut présenter des défis de conception en raison de ses propriétés spécifiques. Une compréhension approfondie de ces propriétés permet d'évaluer les avantages et les considérations associés à l'utilisation du CO_2 dans les systèmes de réfrigération.

Les cycles frigorifiques au CO_2 offrent des perspectives prometteuses pour l'avenir en termes d'efficacité énergétique, d'impact environnemental réduit et de diverses applications potentielles. Avec la recherche et le développement continus, ainsi qu'une sensibilisation accrue et des réglementations favorables, les

cycles frigorifiques au CO_2 peuvent contribuer de manière significative à la transition vers une économie plus durable et respectueuse du climat.

Chapitre 2 : Les principaux systèmes frigorifiques fonctionnant au CO_2

2.1. Introduction

Les cycles frigorifiques au CO_2 offrent des performances et une efficacité énergétique compétitives par rapport aux cycles utilisant des réfrigérants traditionnels. Ils présentent des avantages environnementaux importants en raison du potentiel de réchauffement planétaire nul du CO_2 mais nécessitent des composants spécifiques pour assurer un fonctionnement optimal. Les compresseurs doivent être conçus pour résister aux hautes pressions du CO_2, tandis que les échangeurs de chaleur, les évaporateurs et les vannes d'expansion doivent être dimensionnés et sélectionnés en fonction des conditions de fonctionnement spécifiques. Le contrôle précis du système est également essentiel pour maximiser les performances et l'efficacité énergétique du cycle frigorifique au CO_2. Le présent chapitre parlera des composants d'un cycle frigorifique au dioxyde de carbone et des cycles frigorifiques au dioxyde de carbone notamment le cycle transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur, le cycle transcritique au CO_2 de type booster et le cycle en cascade au CO_2.

2.2. Composants d'un cycle frigorifique au dioxyde de carbone

2.2.1. Compresseurs spécifiques pour le CO_2

Les cycles frigorifiques au CO_2 nécessitent des compresseurs spécifiquement conçus pour gérer les propriétés uniques du CO_2 en tant que fluide frigorigène. Les compresseurs utilisés dans les cycles au CO_2 sont généralement de type piston, scroll ou à vis, adaptés aux hautes pressions et aux températures élevées associées au CO_2.

2.2.1.1. Compresseurs à piston

Les compresseurs à piston sont couramment utilisés dans les applications de taille moyenne à grande. Ils fonctionnent en comprimant le CO_2 dans une chambre de compression à l'aide d'un piston mobile. Ils offrent une grande flexibilité en termes de capacité de réfrigération et de pression de condensation.

2.2.1.2. Compresseurs scroll

Les compresseurs scroll sont également utilisés dans les cycles frigorifiques au CO_2. Ils fonctionnent grâce à l'interaction de deux spirales en mouvement, créant des poches de volume variable pour comprimer le CO_2. Les compresseurs scroll sont appréciés pour leur fonctionnement silencieux, leur fiabilité et leur compacité.

2.2.1.3. Compresseurs à vis

Les compresseurs à vis sont utilisés dans les applications de grande capacité. Ils compriment le CO_2 entre des rotors en mouvement pour générer une pression élevée. Les compresseurs à vis sont appréciés pour leur efficacité énergétique élevée, leur faible niveau sonore et leur capacité à maintenir une performance constante dans une large plage de conditions de fonctionnement.

Les compresseurs spécifiques pour le CO_2 doivent être conçus pour résister aux pressions élevées du CO_2 et garantir une efficacité énergétique optimale. Ils nécessitent également une lubrification adaptée aux propriétés du CO_2, car celui-ci peut dissoudre certains lubrifiants traditionnels.

2.2.2. Échangeurs de chaleur et évaporateurs

Les échangeurs de chaleur et les évaporateurs jouent un rôle crucial dans les cycles frigorifiques au CO_2 en permettant le transfert de chaleur entre le CO_2 et l'environnement à refroidir. Différents types d'échangeurs de chaleur sont utilisés dans les cycles au CO_2, tels que les échangeurs de chaleur à plaques, les échangeurs de chaleur à tubes et les évaporateurs à circulation forcée.

2.2.2.1. Échangeurs de chaleur à plaques

Les échangeurs de chaleur à plaques sont largement utilisés dans les cycles frigorifiques au CO_2 en raison de leur efficacité élevée et de leur compacité. Ils

permettent un transfert de chaleur efficace entre le CO_2 et le fluide de refroidissement, en maximisant la surface d'échange thermique.

2.2.2.2. Échangeurs de chaleur à tubes

Les échangeurs de chaleur à tubes sont utilisés lorsque des températures élevées et des pressions plus élevées sont impliquées. Ils offrent une résistance mécanique supérieure et une flexibilité de conception pour s'adapter à différentes applications.

2.2.2.3. Évaporateurs à circulation forcée

Les évaporateurs à circulation forcée sont utilisés dans les cycles frigorifiques au CO_2 pour favoriser l'évaporation du CO_2 et maximiser l'efficacité du transfert de chaleur. Ils utilisent des ventilateurs ou des pompes pour créer un débit d'air ou de fluide de refroidissement afin d'optimiser l'échange thermique entre le CO_2 et l'environnement à refroidir.

Les échangeurs de chaleur et les évaporateurs doivent être conçus pour résister aux pressions élevées et aux températures critiques du CO_2. Ils doivent également être dimensionnés de manière appropriée pour assurer un transfert de chaleur efficace et une performance optimale du système.

2.2.3. Vannes d'expansion et contrôle du système

Les vannes d'expansion jouent un rôle crucial dans les cycles frigorifiques au CO_2 en régulant le débit et la pression du CO_2 entre le condenseur et l'évaporateur. Les vannes d'expansion les plus couramment utilisées dans les cycles au CO_2 sont les vannes d'expansion électroniques (EEV) et les vannes d'expansion thermiques (TEV).

Les EEV sont des vannes d'expansion contrôlées électroniquement qui ajustent automatiquement le débit de CO_2 en fonction des conditions de

fonctionnement du système. Elles offrent une régulation précise et permettent une optimisation de l'efficacité énergétique.

Les TEV sont des vannes d'expansion basées sur la dilatation thermique qui ajustent le débit de CO_2 en fonction des variations de température. Elles sont couramment utilisées dans les applications à température constante.

En plus des vannes d'expansion, le contrôle du système de réfrigération au CO_2 joue un rôle essentiel dans le maintien des performances et de l'efficacité du cycle. Des systèmes de contrôle avancés sont utilisés pour surveiller et ajuster les paramètres du système, tels que la pression, la température, le débit et les cycles de dégivrage, afin d'optimiser les performances globales et de garantir un fonctionnement stable et fiable.

2.3. Système frigorifique transcritique au CO_2

2.3.1. Cycle frigorifiques transcritiques au CO_2 muni d'un éjecteur

Le cycle transcritique au CO_2 utilisant un éjecteur comme détendeur, est représenté à la figure 7 dans un diagramme *(P–h)* de dioxyde de carbone. Ce cycle a été proposé pour la première fois par Kornhauser, l'éjecteur est utilisé pour récupérer une partie de l'énergie cinétique du processus de détente pour augmenter la pression d'aspiration au niveau du compresseur(Kornhauser 1990). La figure 6 illustre un système transcritique au CO_2 muni d'un à éjecteur.

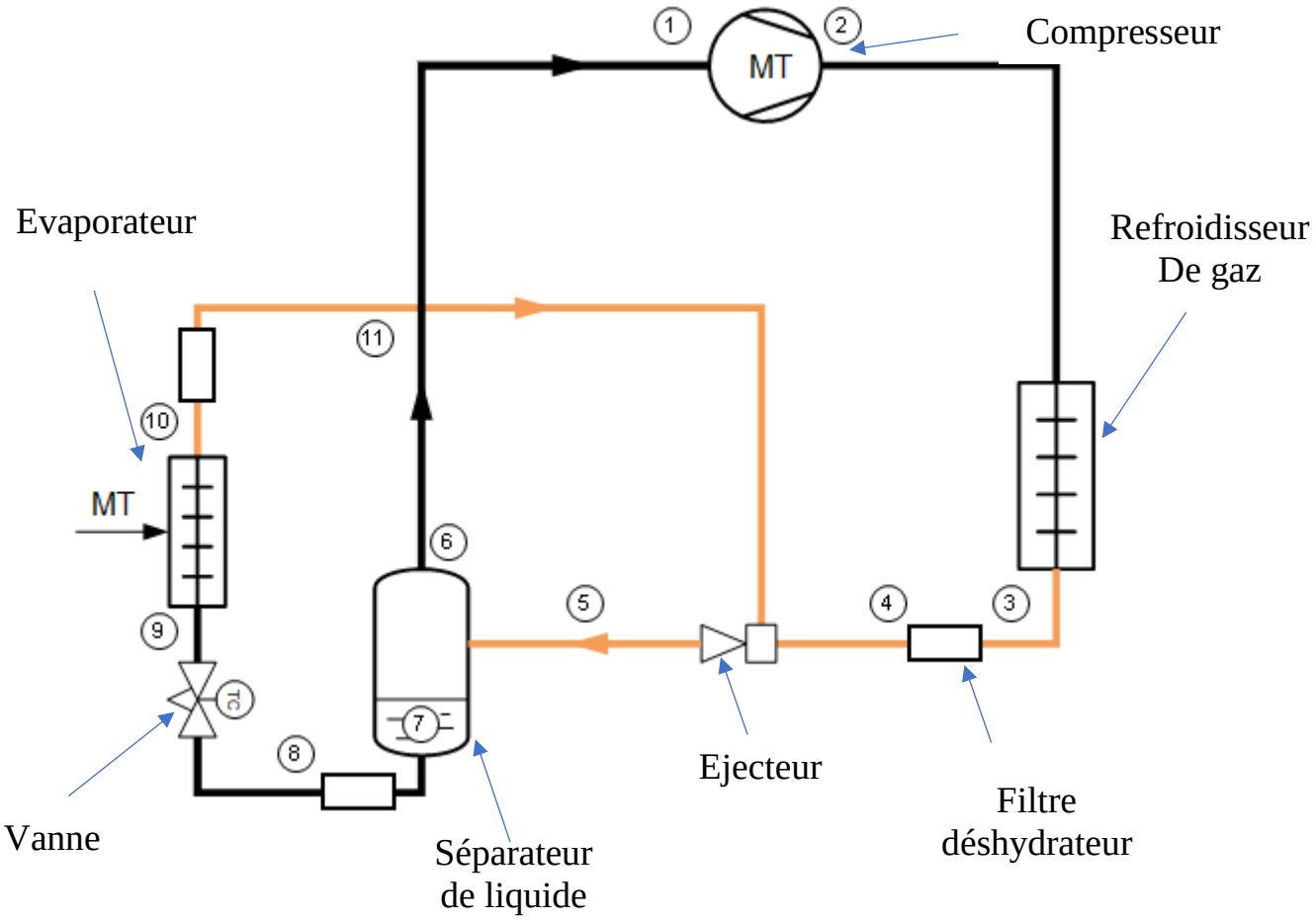


Figure 6 : schéma de principe d'une machine frigorifique au CO_2 muni d'un éjecteur. (Coolselector2)

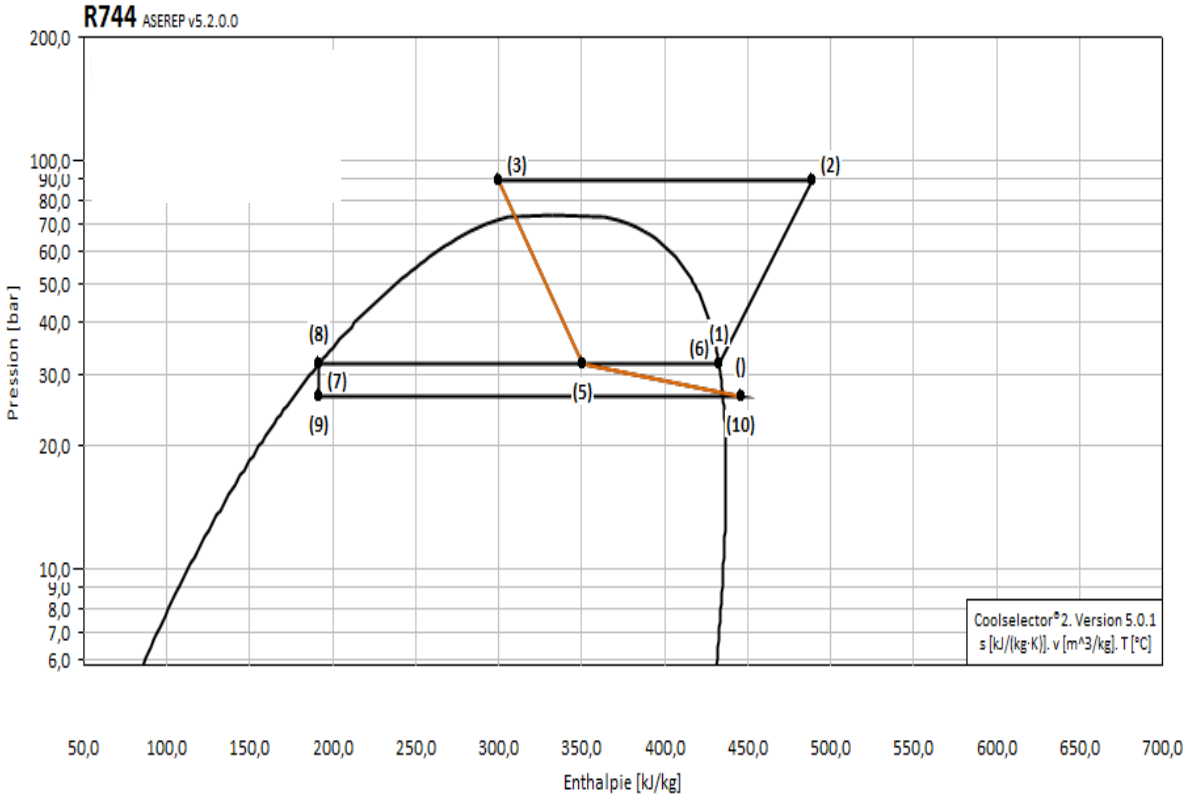


Figure 7 : Représentation du cycle transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur dans un diagramme (P,h). (Coolselector2)

2.3.2. Principe de fonctionnement de l'éjecteur

L'éjecteur au CO_2, également connu sous le nom de système d'éjecteur à jet de gaz, fonctionne en utilisant le principe de la décompression adiabatique. Le processus commence avec du CO_2 sous haute pression. Ce CO_2 haute pression est injecté dans la chambre d'aspiration de l'éjecteur à travers une buse ou un orifice. Lorsque le CO_2 sous haute pression est libéré brusquement dans la chambre d'aspiration, il passe à travers l'orifice et entre dans une zone de pression beaucoup plus basse. En passant à travers l'orifice, le CO_2 haute pression subit une décompression adiabatique, ce qui signifie qu'il se détend rapidement sans échange de chaleur significatif avec l'environnement. Cette détente soudaine entraîne une baisse de la pression du CO_2. La décompression rapide du CO_2 haute pression crée une zone de basse pression dans la chambre d'aspiration de

l'éjecteur. C'est en quelque sorte un effet d'aspiration qui attire d'autres fluides ou gaz vers cette zone à basse pression. En raison de la dépression formée dans la chambre d'aspiration, du CO_2 à basse pression est aspiré depuis la source à basse pression, généralement un réservoir. Ce CO_2 à basse pression est mélangé avec le CO_2 à haute pression déjà présent dans la chambre d'aspiration. Le mélange des deux flux de CO_2 à différentes pressions crée un flux de gaz à haute vélocité. Ce flux de gaz est ensuite dirigé vers la sortie de l'éjecteur et est éjecté par la sortie de l'éjecteur sous forme d'un jet à haute vélocité.

La figure 8 montre le schéma d'un éjecteur à écoulement diphasique. Il est constitué de deux tuyères : la première formée d'un convergent et d'un divergent appelée « tuyère motrice » ; la deuxième, dite tuyère secondaire, est formée d'une partie convergente, d'une partie cylindrique appelée chambre de mélange et d'un diffuseur.

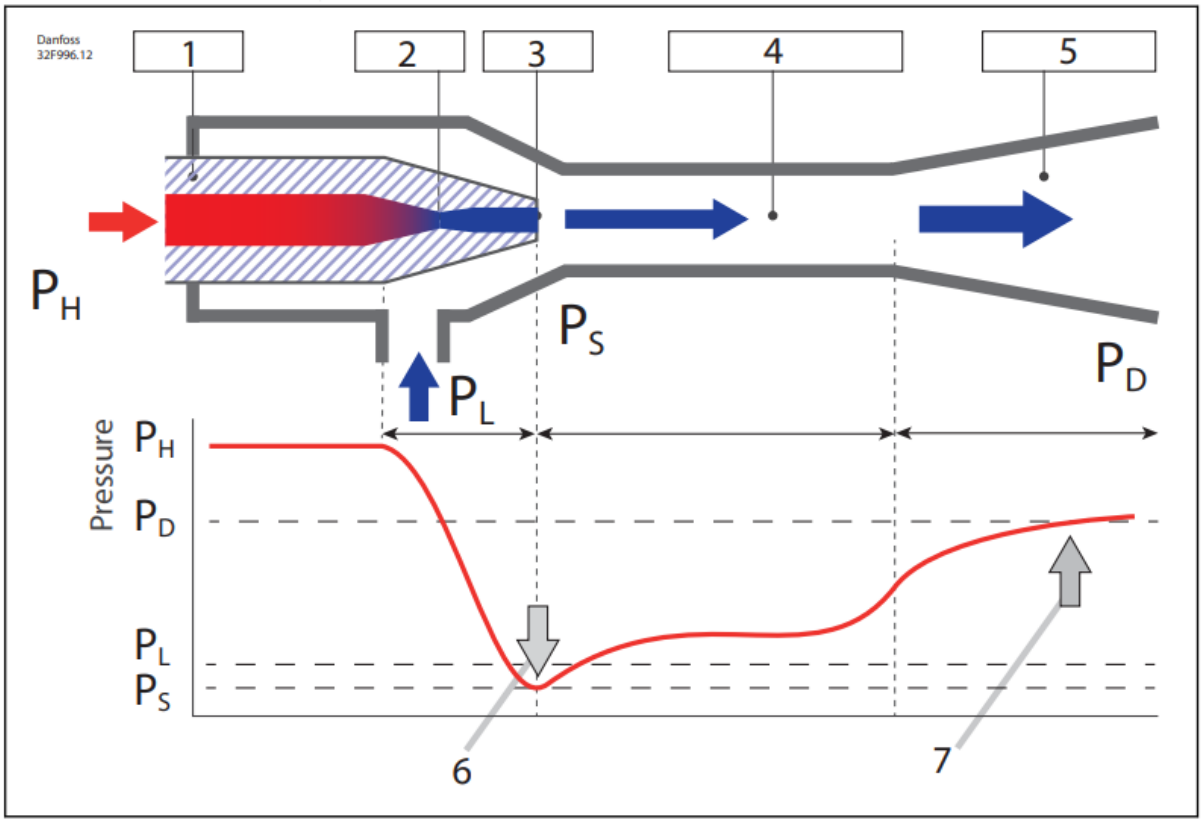


Figure 8 : Vue en coupe d'un éjecteur et l'évolution de la pression.

1- Buse ou tuyère motrice

2- Col ou gorge

3- Sortie

4- Chambre de mélange

5- Diffuseur

6- Admission due à la différence de pression

7- Augmentation de la pression due à la réduction de la vitesse d'écoulement

2.3.3. Equations du modèle d'écoulement du CO_2 à travers l'éjecteur

La figure 9 montre les différentes sections d'un éjecteur du plan 1 au plan 4.

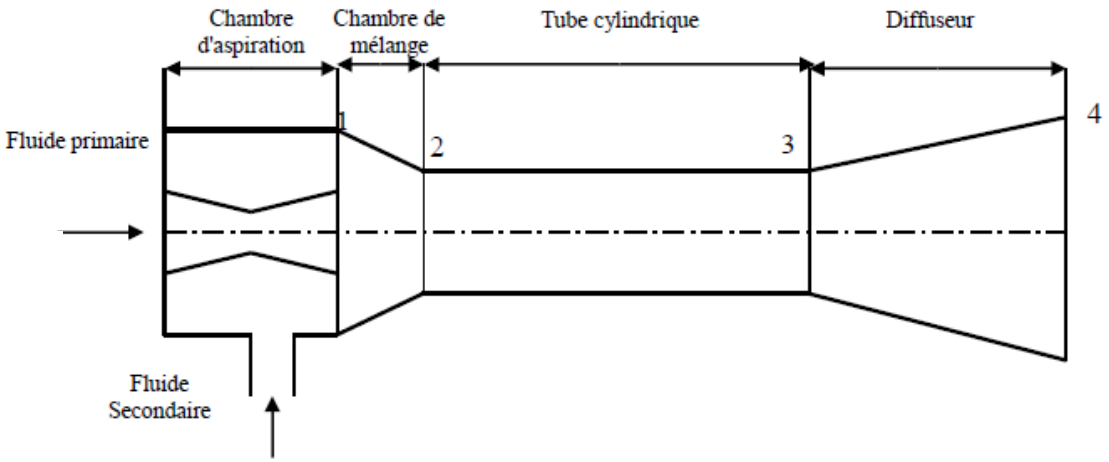


Figure 9 : Schéma de fonctionnement de l'éjecteur selon le modèle à pression constante.

Le fluide primaire est détendu dans le convergent de la tuyère primaire et atteint une vitesse sonique. Les caractéristiques de l'écoulement à des points donnés de l'éjecteur sont déterminées à partir des équations suivantes (au col de la tuyère primaire) :

- L'enthalpie réelle du fluide moteur au col de la tuyère primaire peut être déterminée à partie de la formule du rendement isentropique de la détente du fluide primaire à travers le convergent (η_c).

$$\eta_c = \frac{h_p - h_c}{h_p - h_{c,is}} \quad (10)$$

Avec :

h_p : l'enthalpie massique du fluide primaire en kJ/kg,

h_c : l'enthalpie massique réelle du fluide moteur au col de la tuyère en kJ/kg,

$h_{c,is}$: l'enthalpie massique dû au processus isentropique du fluide moteur au col de la tuyère en kJ/kg.

- En appliquant l'équation de conservation de l'énergie, on peut calculer la vitesse de l'écoulement (V) au col de la tuyère (équation de Zeuner) :

$$V = \sqrt{2(h_p - h_c)} \quad (11)$$

- La vitesse du son (a) au col est calculée à partir de l'équation suivante :

$$a = \sqrt{(\Delta P/\Delta\rho)_{is}} \quad (12)$$

Avec :

P : la pression en bar

ρ : la densité ou masse volumique en kg/m^3

- Aire (A) de la section du col de la tuyère primaire :

$$\mathrm{A} = \frac{\dot{m}}{\rho . a} \quad (13)$$

- Le nombre de Mach du flux primaire est calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$M = \frac{V}{a} \quad (14)$$

$$M = \frac{V}{\sqrt{(\Delta P/\Delta\rho)_{is}}} \quad (15)$$

- Le facteur d'entraînement (U) de l'éjecteur est donné par l'équation

suivante :

$$U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \tag{16}$$

Avec :

m_p : le débit massique du fluide primaire,

m_s : le débit massique du fluide secondaire.

En considérant le modèle de mélange à pression constante et en appliquant les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie entre les plans 1 et 2, on peut déterminer la vitesse V_2, l'enthalpie h_2, la masse volumique ρ_2 et l'aire de la section du tube cylindrique A_2 à partir des équations suivantes :

- Bilan de masse :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_P + \dot{m}_S \tag{17}$$

- Bilan de quantité de mouvement :

$$V_2(\dot{m}_P + \dot{m}_S) = V_1\dot{m}_P + \dot{m}_S V_S \tag{18}$$

- Bilan d'énergie :

$$h_2\dot{m}_2 + 1/2\dot{m}_2V_2^2 = h_1\dot{m}_P + 1/2\dot{m}_PV_1^2 + h_S\dot{m}_S + 1/2\dot{m}_SV_S^2 \tag{19}$$

- L'aire de la section 2

$$A_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 V_2} \tag{20}$$

Pour déterminer les caractéristiques au niveau des autres plans il faut appliquer la même méthodologie.

- L'enthalpie h_4 (à la sortie de l'éjecteur) est déterminée par la formule :

$$h_4 = \frac{h_P + U * h_S}{1+U} \quad (21)$$

Avec :

h_4 : l'enthalpie massique du fluide à la sortie de l'éjecteur,

h_p : l'enthalpie massique du fluide primaire,

h_s : l'enthalpie massique du fluide secondaire,

U : le facteur d'entraînement de l'éjecteur.

2.3.4. Principe de fonctionnement du cycle frigorifique transcritique muni d'un éjecteur

Le principe de fonctionnement du cycle transcritique muni d'un éjecteur est le suivant : Le dioxyde de carbone sous forme de vapeur subcritique pénètre dans le compresseur à la pression P_5 dans l'état 1 ou il est comprimé jusqu'à la pression P_2 (voir figure 6). Le CO_2 à l'état surcritique ainsi obtenu est refroidi dans le refroidisseur de gaz jusqu'à la température correspondante à l'état 3. Ceci constitue le jet moteur (P) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur avec les caractéristiques de stagnation T_{P0} et P_{P0} confondues avec celles de l'état (3), puis subit une détente dans cette tuyère. A la sortie, le fluide primaire, à vitesse supersonique, entraîne le fluide secondaire (S) provenant de l'évaporateur avec la température et la pression de l'état de stagnation (T_{S0}, P_{S0}) supposées confondues avec celles de l'état (10). Les flux primaire et secondaire se mélangent ensuite dans la chambre de mélange. Une première augmentation de la pression due à la formation d'une onde de choc droite, a lieu dans la partie cylindrique de la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur. A la sortie de l'éjecteur, le mélange est dans l'état diphasique (5). La vapeur saturante dans l'état (1) est aspirée par le compresseur alors que le liquide saturé

dans l'état (8) traverse un détendeur avant de pénétrer dans l'évaporateur pour produire l'effet frigorifique escompté.

2.3.5. Avancées technologiques sur les cycles frigorifiques au CO_2 muni d'un éjecteur

Un système au CO_2 transcritique avec un éjecteur se compose des éléments suivants : un compresseur, un refroidisseur de gaz, un évaporateur, une vanne ou bien dispositif de détente, un séparateur de liquide, et un éjecteur. L'éjecteur a été proposé dans les systèmes frigorifiques à compression pour réduire les pertes du processus de détente. Il a pour but d'augmenter la pression à l'aspiration du compresseur, ce qui entraîne une diminution du travail fournit par le compresseur et par conséquent une augmentation du COP du cycle frigorifique d'un système au CO_2 muni d'un éjecteur.

En raison de bonne performance que présente le cycle frigorique avec éjecteur par rapport au cycle de base et de son faible coût par rapport au cycle avec turbine, la recherche récente est convergée vers cet élément(Saadi 2008), donc il est logique de faire une recherche bibliographique sur ce type de cycle.

Kornhauser a fait une analyse théorique des performances d'un cycle frigorifique utilisant un éjecteur comme détendeur et fonctionnant au R-12 puis il constate une amélioration du COP de plus de 21% par rapport à celui d'un cycle conventionnel et ce pour une température de l'évaporateur de 15°C et une température du refroidisseur de gaz de 30°C(Kornhauser 1990).

Daqing Li et E.A. Groll ont constaté que l'utilisation d'un éjecteur comme détendeur peut améliorer le coefficient de performance (COP) de plus de 16 % comparé à celui du cycle de base(Li et Groll 2005).

Jian-qiang Deng et Pei-xue Jiang ont fait une comparaison des COP de trois cycles de réfrigération qui sont respectivement : le cycle de réfrigération transcritique au CO_2 utilisant un éjecteur comme détendeur, le cycle de

réfrigération conventionnel à compression mécanique de vapeur et le cycle de réfrigération à un échangeur de chaleur interne, ils ont constaté que le COP celui du système de réfrigération transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur est supérieur à ceux des deux autres cycles, et que l'éjecteur améliore le *COP* de plus de 18.6 % par rapport au système avec échangeur de chaleur interne, et de plus de 22.0 % par rapport au système conventionnel(Deng et al. 2007).

Sarkar a théoriquement analysé l'utilisation d'un éjecteur dans un cycle transcritique pour le chauffage et le refroidissement simultanés(Sarkar 2008). L'auteur a utilisé deux systèmes : un cycle d'éjecteur et le cycle modifié d'éjecteur de Li et Groll. Il a remarqué que la différence de la performance entre les deux cycles est négligeable excepté qu'aux basses températures à l'évaporateur le cycle modifié est légèrement moins performant. Les deux cycles avec éjecteur ont la pression optimale de refoulement inférieure comparée au cycle avec détendeur et des valeurs de COP supérieures au cycle conventionnel.

Elbel et Hrnjak ont étudié un prototype de système transcritique avec éjecteur et les résultats ont été utilisés pour valider un modèle numérique. L'éjecteur a amélioré le COP de 7%, avec le rendement de l'éjecteur qui varie entre 3.5 et 14.5%, la performance de cycle a été maximisée à une pression optimale de refroidisseur de gaz, mais le rendement de l'éjecteur le plus grand est produit à une pression beaucoup inférieure à la pression optimale de refroidisseur de gaz(Elbel et Hrnjak 2008).

Ksayer a utilisé un modèle d'éjecteur à pression constante et a constaté que le COP du cycle transcritique avec éjecteur est supérieur de 10% comparé au cycle transcritique conventionnel pour les mêmes conditions de fonctionnement (Ksayer 2007).

Zhang et al. ont étudié l'effet d'un échangeur de chaleur interne sur la performance d'un système transcritique de CO_2 muni d'un éjecteur. Leurs résultats ont indiqué que l'utilisation d'un éjecteur augmente la performance d'une façon significative comparée aux systèmes sans éjecteur et sans échangeur de chaleur

interne, mais aussi l'utilisation d'un échangeur de chaleur interne dans le système d'éjecteur apporte moins d'augmentation de performance que le système d'éjecteur sans échangeur de chaleur interne(Zhang et al. 2014).

L'influence d'un échangeur intermédiaire sur un système transcritique au CO_2 avec un éjecteur a été expérimentalement étudiée par Nakagawa et al. Les résultats trouvés montrent que dans un système sans échangeur intermédiaire la qualité de vapeur à la sortie du séparateur était approximativement 0.9 pour la plupart des conditions d'essais. De ce fait le système d'éjecteur permettait des quantités significatives de liquide d'entrer dans le compresseur, et le COP était réellement inférieur à un système analogue avec un détendeur. Avec l'utilisation d'un échangeur intermédiaire dans un système d'éjecteur le COP a augmenté de 55 à 63% par rapport au système sans échangeur de chaleur(Nakagawa, Marasigan, et Matsukawa 2011).

Akagi et al. ont étudié une pompe à chaleur au CO_2 transcritique, les auteurs ont cherché l'influence des paramètres géométriques de l'éjecteur sur la pression à la sortie de l'éjecteur. Ils ont trouvé d'un côté que l'utilisation d'une tuyère primaire avec un diamètre de 0.82mm au col, et une longueur de la chambre de mélange de 20mm, permet d'atteindre la pression maximale à la sortie de l'éjecteur quel que soit le diamètre de la chambre. D'un autre coté ils ont mentionné que l'utilisation d'un éjecteur à section constante est préférable à l'éjecteur à pression constante dans le cas de la pompe à chaleur utilisant le CO_2 comme fluide de fonctionnement(Akagi, Dang, et Hihara 2008).

Liu et Groll ont développé un modèle de simulation détaillé d'un cycle transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur. Ils ont trouvé que la pression à la sortie du diffuseur augmente rapidement et puis lentement en fonction du rapport des diamètres du diffuseur Dd/Dm, les auteurs ont mentionnés aussi que le rapport entre la pression d'entrée de la tuyère primaire et la pression d'aspiration du fluide secondaire augmente avec la diminution du diamètre de sortie de la tuyère primaire(Liu et Groll 2008).

Le cycle transcritique bi-étagé au CO_2 avec éjecteur et refroidisseur intermédiaire et échangeur de chaleur interne a été étudié par Yari, l'auteur a comparé ce cycle avec le cycle transcritique bi-étage conventionnel (avec détendeur) et il a trouvé que le cycle bi-étagé avec éjecteur donne une performance maximale d'environ 12.5 à 21% supérieure à celle du cycle bi-étagé conventionnel(Yari 2009).

2.4. Système frigorifique au CO_2 de type booster

2.4.1. Cycle frigorifique transcritique au CO_2 de type booster

Le système booster à CO_2 transcritique se composent généralement de 4 parties selon la différence des pressions :

• la partie haute pression : elle est la zone en rouge, de la sortie du compresseur de moyenne température à la vanne HPV, la pression du fluide frigorigène dans cette zone ne doit pas dépassée 130 bars (sécurité a 130 bars) ;

• la parties pression intermédiaire : c'est la zone en orange de la vanne HPV à toutes les vannes d'expansion, dans cette zone la pression ne peut pas dépasser 60 bars ;

• la partie moyenne pression : elle représente la zone en bleu clair de l'évaporateur de moyenne température en aval de la vanne d'expansion jusqu'à l'aspiration des compresseurs de moyenne, la pression dans cette zone ne doit pas dépassée 60 bars ;

• la partie basse pression : elle représente la zone en bleu de l'évaporateur de basse température en aval de la vanne de pression jusqu'à l'aspiration des compresseurs de basse température, la pression du fluide frigorigène dans cette zone est en dessous de 45 bars.

La figure 10 présente le schéma de principe d'une machine frigorifique au CO_2 de type booster illustrant les différentes parties et les différents composants du circuit puis à la figure 11 on a la représentation du cycle correspondant dans un diagramme *(P,h)* au R744.

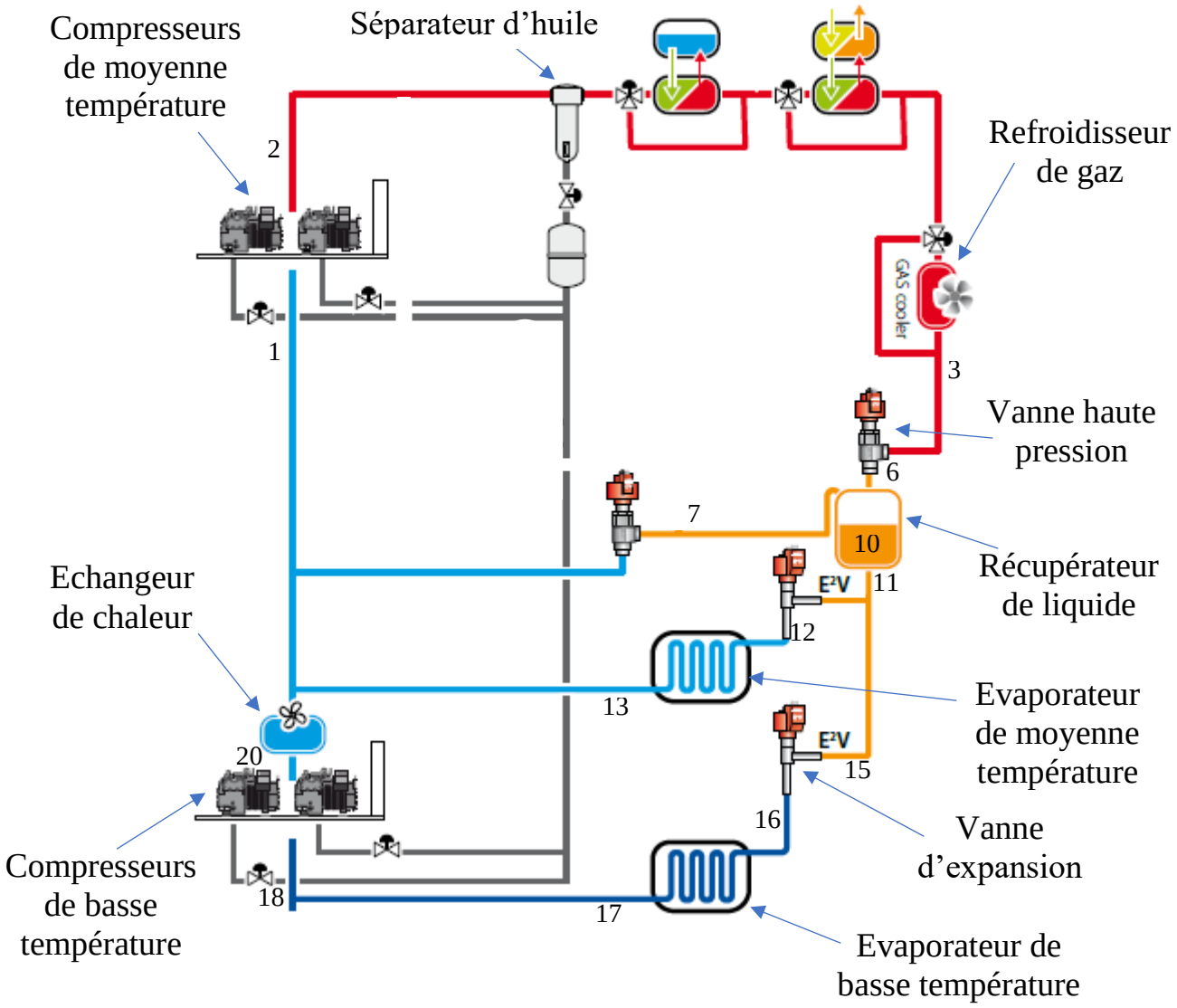


Figure 10 : Schéma de principe d'une machine transcritique de type Booster au CO_2 (Carel 2015).

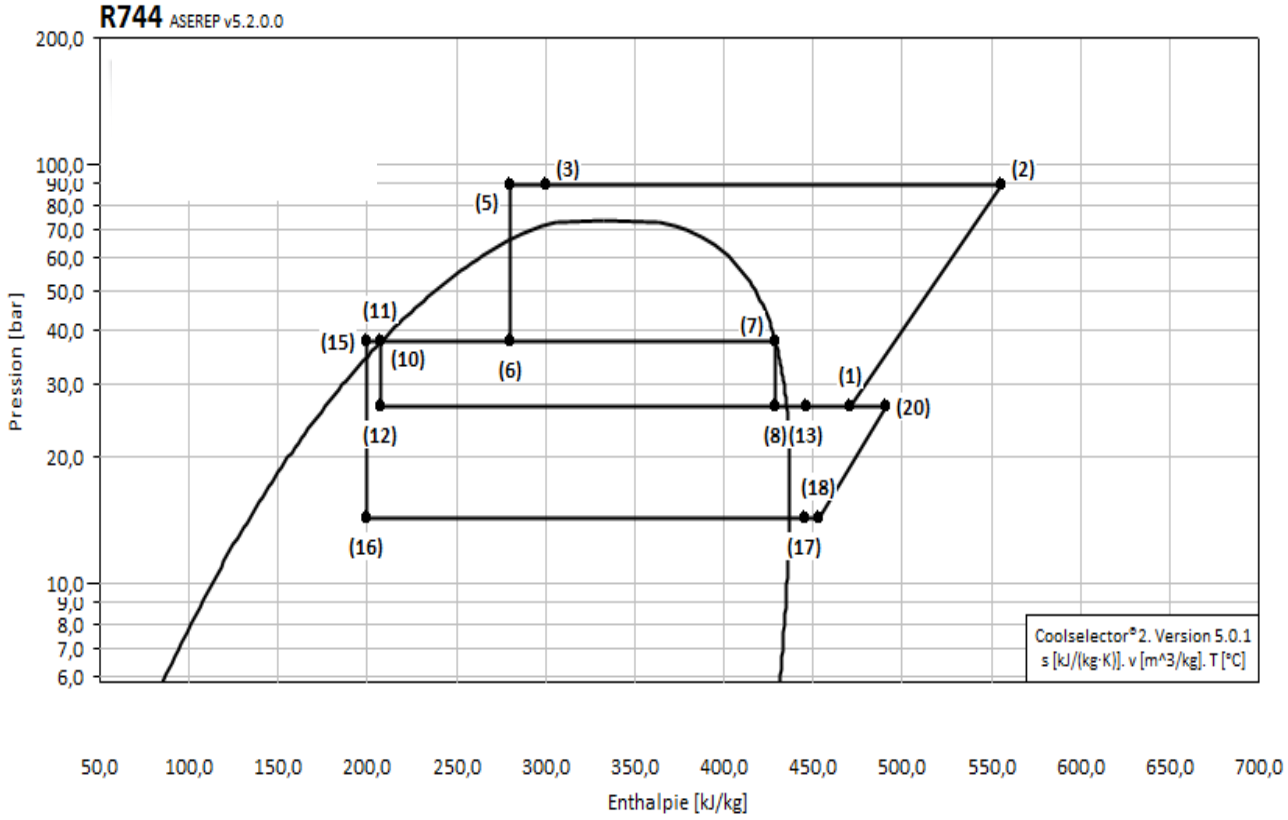


Figure 11 : Représentation du cycle transcritique au CO_2 de type booster dans un diagramme (P,h).

2.3.1. Principe de fonctionnement du Cycle frigorifique transcritique de type booster au CO_2

Le principe de fonctionnement d'un système transcritique à booster au CO_2 repose sur l'utilisation de plusieurs étages de compression pour augmenter la pression du CO_2 et améliorer les performances globales du système. Voici les étapes clés du fonctionnement d'un système transcritique à booster au CO_2 :

- Premier étage de compression : Le CO_2 gazeux (18) est aspiré par le premier compresseur et comprimé à une pression moyenne (20). Le premier compresseur augmente la pression et la température du CO_2.
- Échange de chaleur : Le CO_2 comprimé à une moyenne pression et température issu du premier compresseur passe à travers un échangeur de

chaleur où il libère de la chaleur à un fluide de refroidissement, généralement de l'eau ou de l'air. Cela permet de réduire la température du CO_2.

- Deuxième étage de compression : Le CO_2 refroidi provenant de l'échangeur de chaleur est aspiré par le deuxième compresseur. Le deuxième compresseur augmente la pression du CO_2 à un niveau encore plus élevé (2). La température de CO_2 augmente également à mesure que la pression augmente.
- Refroidisseur de gaz : Le CO_2 comprimé à haute pression passe à travers un deuxième échangeur de chaleur où il libère de la chaleur à un autre fluide de refroidissement tel que l'eau. Cela permet de réduire à nouveau la température du CO_2 à l'état (3). Le transfert de chaleur permet de récupérer une partie de l'énergie thermique du CO_2 et d'améliorer l'efficacité du système.
- Détente : Le CO_2 provenant du refroidisseur de gaz est ensuite détendu à travers une vanne de détente, ce qui réduit sa pression et sa température (6).
- Évaporation : Le CO_2 détendu entre dans un réservoir où une partie du liquide est stockée et le reste est détendue à travers des vannes expansions puis acheminée vers les évaporateurs de moyenne température à l'état (12) et basse température à l'état (16) où il absorbe la chaleur de l'environnement ou des produits à réfrigérer. Cette absorption de chaleur entraîne l'évaporation du CO_2, ce qui crée un effet de refroidissement.
- Retour : Le CO_2 évaporé par l'évaporateur basse température à l'état (17) est renvoyé vers le premier étage de compression tandis que le CO_2 évaporé par l'évaporateur moyenne température est envoyé vers le deuxième étage de compression à l'état (13) pour recommencer le cycle. Le CO_2 est comprimé successivement dans les deux étages de compression, permettant une réfrigération continue du système.

Ce système frigorifique de type booster au CO_2 offre une performance améliorée en termes de capacité de refroidissement et d'efficacité énergétique. La configuration à deux étages de compression permet d'atteindre des températures plus basses et de gérer des charges de refroidissement plus élevées. Il est couramment utilisé dans les applications de réfrigération commerciale, notamment dans les supermarchés, ainsi que dans les grands bâtiments commerciaux.

2.4.2. Avancées technologiques des cycles frigorifiques transcritiques au CO_2 de type booster

Un système booster est un système à deux étages de compression du même fluide frigorigène. Les centrales frigorifiques transcritiques de type booster au CO_2 sont des systèmes, dans lesquels le fluide frigorigène au refoulement des compresseurs basse température (-35°C) est d'habitude refroidi par un échangeur de chaleur, puis envoyé dans la ligne d'aspiration moyenne température (-10°C) vers l'aspiration des compresseurs de la ligne moyenne température. Le CO_2 en refoulement du compresseur de basse température est acheminé à travers un intercooler vers l'aspiration du compresseur de moyenne température.

Le nombre de compresseurs par ligne, peut varier en fonction des installations entre un minimum de deux et un maximum de six compresseurs. A la sortie des compresseurs de la ligne moyenne pression le fluide frigorigène est refoulé dans la ligne haute pression où on peut réaliser un système d'échangeurs (jusqu'à trois échangeurs) permettant de récupérer la chaleur en deux phases, comme eau sanitaire dans un premier temps et comme chauffage ensuite. Les deux phases sont contrôlées par un dispositif qui gère parallèlement le calcul de la demande de récupération de chaleur et l'ouverture des vannes à 3 voies et la pompe de circulation pour l'eau. Le même dispositif gère la régulation de température du refroidisseur de gaz qui utilise des ventilateurs puissants. Il

surveille directement la température de sortie de l'échangeur, avec la possibilité de déplacer le point de consigne de régulation en fonction de la variation de la température extérieure (condensation flottante) ou en fonction de la demande provenant de la récupération de chaleur.

La vanne HPV alimente le réservoir de liquide, permet de réguler la pression du fluide frigorigène à un point de consigne en tenant compte de la température de sortie du gaz cooler en vue d'obtenir la pression optimale pour un meilleur COP de la centrale en conditions transcritiques ou le niveau idéal de sous-refroidissement en conditions subcritiques, avec la possibilité d'augmenter la valeur minimale du point de consigne en cas de nécessité du côté de la récupération de chaleur. En marche normale, le réservoir de liquide contient du liquide à environ 35 bars (2°C), la vanne flash régule la pression du réservoir de liquide. Une autre ligne d'aspiration parallèle est installée pour permettre aux compresseurs de la ligne moyenne pression d'aspirer et de comprimer la vapeur flash directement à partir de la pression intermédiaire du réservoir. Cette action réduit le taux de compression qui serait élevé dans d'autres cas et apporte un avantage énergétique d'environ 15% (en termes de COP) à des conditions moyennement critiques (comme une température ambiante de 30-35°C)(Ge et Tassou 2011). En raison d'un impact moindre sur l'environnement, le système de réfrigération booster CO_2 a été largement appliqué dans le supermarché moderne en remplacement du système multiplex R404A conventionnel.

Gullo et al. ont fait une comparaison théorique entre différents systèmes de réfrigération commerciaux en termes de consommation d'énergie annuelle et d'impact environnemental. Les résultats ont montré que toutes les configurations avec un sous-refroidissement mécanique améliorées de ces systèmes booster au CO_2 peuvent réaliser une économie d'énergie comparable à celle de la ligne de base dans les des pays à climat chaud. De plus, ils permettent de réduire l'impact de réchauffement équivalent total (TEWI) d'au moins 9,6 % en plus de la solution en cascade(Gullo, Elmegaard, et Cortella 2016).

2.5. Système frigorifique au CO_2 en cascade

2.5.1. Cycle frigorifique au CO_2 en cascade

La figure 12 présente le schéma de principe d'une machine frigorifique en cascade au CO_2 et la figure 13 illustre le cycle correspondant dans un diagramme *(P,h)* au R744. Le circuit à basse température au CO_2 est représenté par le cycle en trait bleu tandis que le circuit à température plus élevée au R134a, R404A ou NH_3 est représenté par le cycle rouge.

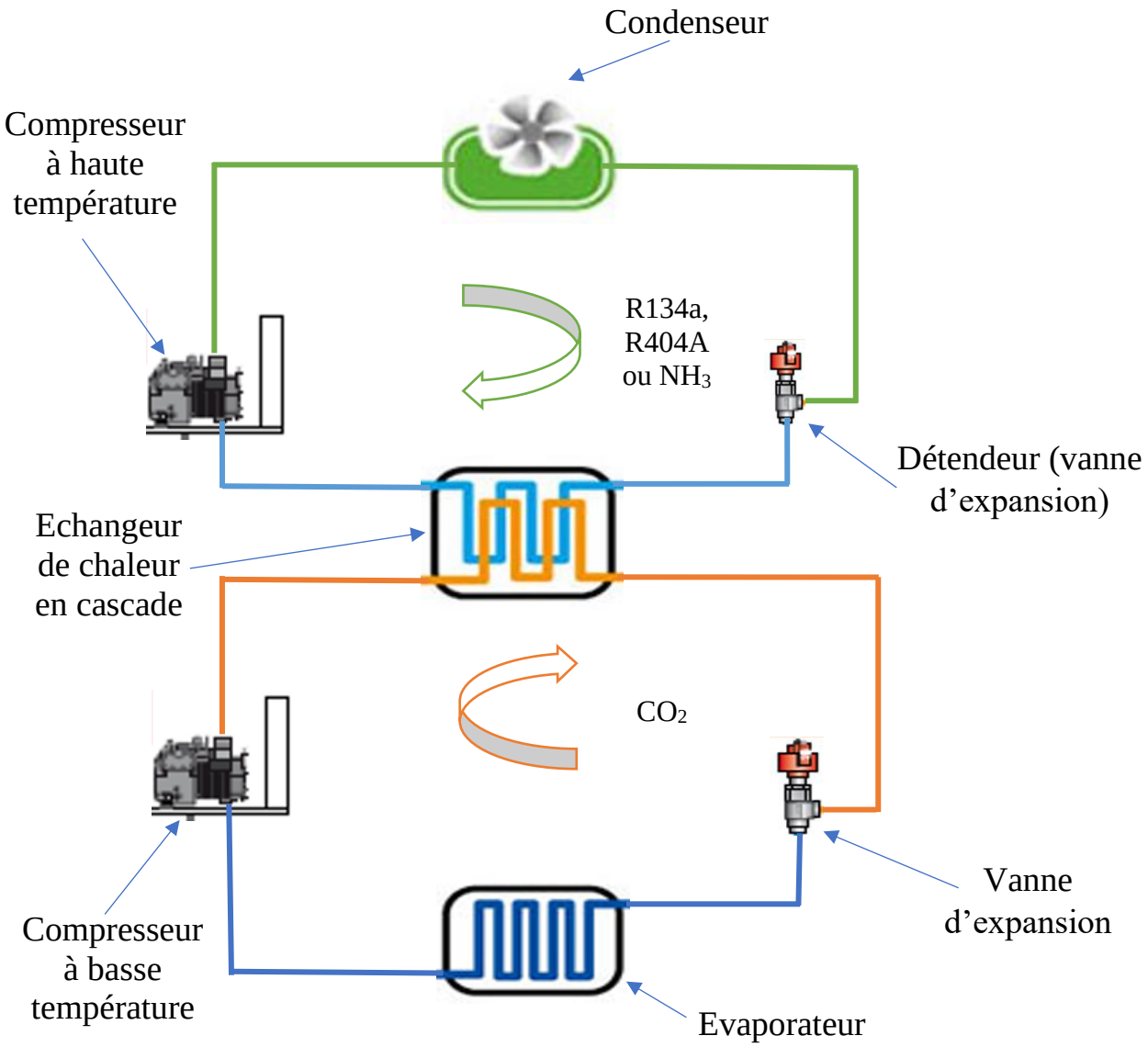


Figure 12 : schéma de principe d'une machine frigorifique au CO_2 en cascade.

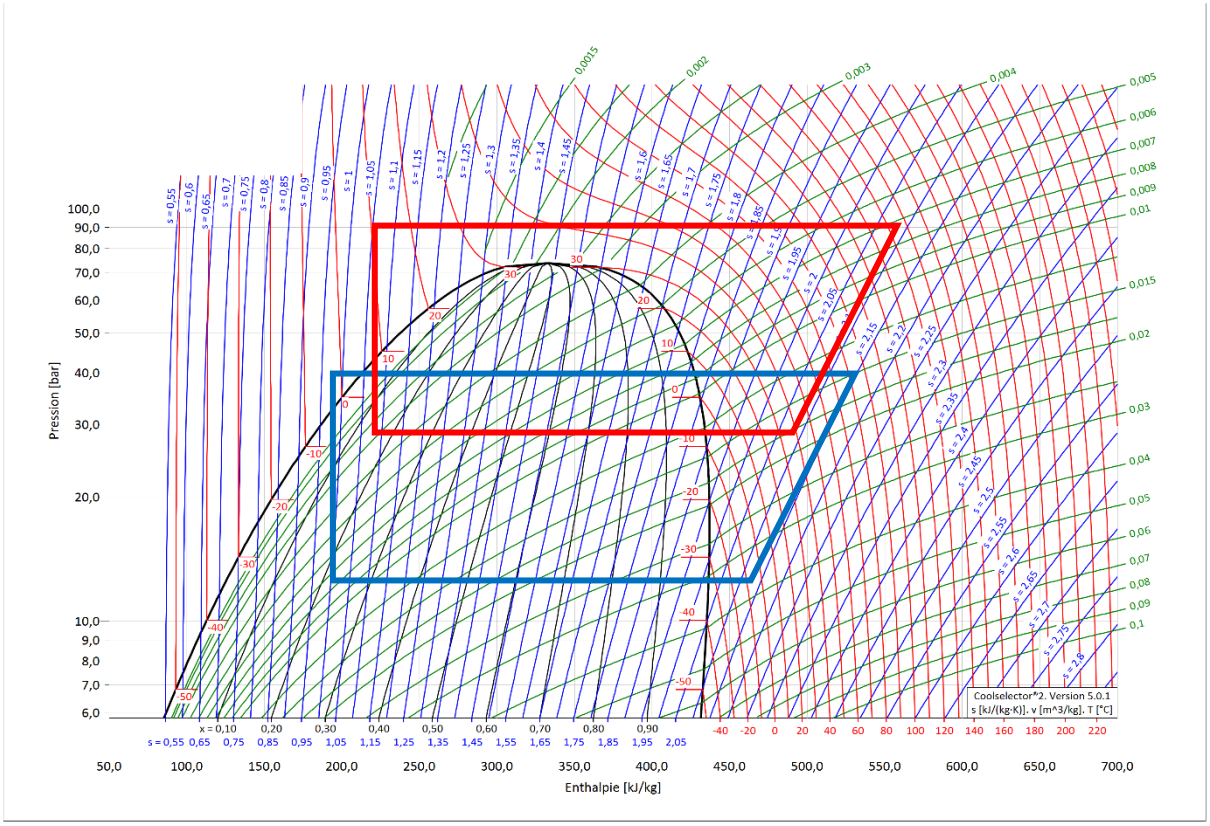


Figure 13 : Représentation du cycle transcritique d'une machine frigorifique au CO_2 en cascade dans un diagramme (P,h).

2.5.2. Principe de fonctionnement du cycle frigorifique au CO_2 en cascade

Un système de type cascade CO_2/ R134a, R404A ou NH_3 est un système de réfrigération qui combine les avantages de deux réfrigérants différents, le dioxyde de carbone (CO_2) et le R134a, R404A ou NH_3, pour améliorer l'efficacité globale du système(K. Victorin et al. 2021). Le principe de fonctionnement d'un système en cascade repose sur l'utilisation de deux circuits de réfrigération distincts, l'un utilisant le CO_2 comme réfrigérant à basse température et l'autre utilisant le R134a, R404A ou NH_3 comme réfrigérant à température plus élevée. Voici comment fonctionne généralement un système en cascade par exemple CO_2/R134a :

- Circuit CO_2 à basse température :

- Le CO_2 est utilisé comme réfrigérant dans le circuit à basse température, généralement pour des températures de congélation.

- Le CO_2 est comprimé par un compresseur à basse température, augmentant ainsi sa pression et sa température.

- Le CO_2 comprimé passe ensuite à travers un échangeur de chaleur cascade (condenseur de CO_2 et évaporateur de R134a), où il libère de la chaleur et se refroidit.

- Le CO_2 refroidi se détend ensuite à travers une vanne d'expansion, réduisant ainsi sa pression et sa température. Ce fluide liquide détendu issue de la vanne d'expansion passe dans l'évaporateur de CO_2 et se vaporise en absorbant la chaleur de la zone à refroidir, puis continue son chemin et entre à nouveau dans le compresseur pour recommencer le cycle.

- Circuit R134a à température plus élevée :

- Le R134a est utilisé comme réfrigérant dans le circuit à température plus élevée.

- Le R134a est comprimé par un compresseur à haute température, augmentant ainsi sa pression et sa température.

- Le R134a comprimé passe à travers un condenseur, où il libère de la chaleur à l'environnement extérieur et se condense en liquide grâce au refroidissement.

- Le R134a liquide traverse ensuite une vanne d'expansion, réduisant sa pression et sa température, et entre dans l'évaporateur (échangeur de chaleur en cascade circuit CO_2 à basse température).

- Dans l'évaporateur, le R134a absorbe la chaleur du CO_2, permettant ainsi au CO_2 de se refroidir davantage et d'assurer le refroidissement de la zone à basse température.

En utilisant cette configuration en cascade, le système bénéficie des propriétés avantageuses du CO_2 en tant que réfrigérant à basse température, telles que son faible potentiel de réchauffement climatique (PRG), tout en utilisant le R134a, R404A ou NH_3 pour les températures plus élevées. Cela permet d'obtenir une meilleure efficacité globale du système de réfrigération. Il convient de noter que les systèmes de cascade CO_2/ R134a, R404A ou NH_3 peuvent varier en

fonction de leur configuration spécifique et de leur application. Les détails exacts du fonctionnement peuvent différer en fonction des conceptions et des exigences spécifiques du système.

2.5.3. Avancées technologiques des cycles frigorifiques au CO_2 en cascade

Afin que les conditions de condensation restent en dessous du point critique (31 °C sous une pression de 73 bars pour le CO_2), la condensation du CO_2 doit se réaliser en dessous de ce point. Afin de rester dans le domaine des applications subcritiques, on réalise une installation en cascade, pour laquelle la condensation du CO_2 est réalisée soit par un fluide caloporteur (par exemple de l'eau glycolée) ou par un fluide frigorifique dont les caractéristiques permettent d'assurer une condensation adaptée aux conditions de température extérieures (NH_3, hydrocarbure (propane), HFC (R 404A ou R 134a)). On regroupe ces installations sous le nom de « cascades frigorifiques ». Les systèmes en cascade sont composés de deux circuits, l'un de moyenne température (idéalement R134a, R404A ou NH_3) et l'autre de basse température (R744) connectés entre eux par un ou plusieurs échangeurs de chaleur, normalement à plaques, qui d'une part condensent le CO_2 et de l'autre se présentent comme des appareils d'évaporation classique pour le circuit de moyenne température.

L'utilisation du CO_2 comme fluide frigorigène en subcritique pour les basses températures s'est de nos jours imposée en remplacement du R-22 et du R-404A dans les applications de froid industriel et commercial négatif (-30°C à -40°C). Il résulte de tout cela qu'une cascade avec du CO_2 présente de très bonnes performances énergétiques(Victorin et al. 2020).

Mosaffa et al ont réalisé des analyses exergoéconomiques et environnementales de deux systèmes de réfrigération en cascade CO_2/NH_3 équipés de (1) deux réservoirs flash et (2) un réservoir flash avec un refroidisseur intermédiaire flash avec sous-refroidisseur indirect. Les résultats montrent que le taux de coût annuel total pour le système 1 est inférieur de 11,2 % et 11,9 % à

celui du système 2, en se référant respectivement aux optimisations thermodynamique et économique. Pour des conditions de conception thermodynamiques et de coût optimal, le COP et l'efficacité exergétique des deux systèmes sont presque les mêmes(Mosaffa et al. 2016).

Keshtkar a analysé l'effet des degrés de sous-refroidissement et de surchauffe basé sur l'optimisation thermoéconomique est étudié dans un système de réfrigération en cascade à deux étages en utilisant un système en cascade CO_2/NH_3. Les résultats de l'étude de cas montrent que, par rapport à la conception de base, l'utilisation de sa stratégie optimisation exergétique et optimisation des coûts peut augmenter l'efficacité exergétique de 94,5 % et réduire le coût total du système de 11 %(Keshtkar 2016).

Lee et al ont analysé thermodynamiquement un système de réfrigération en cascade qui utilise du dioxyde de carbone et de l'ammoniac comme réfrigérants, afin de déterminer la température de condensation optimale du condenseur en cascade compte tenu de divers paramètres de conception, afin de maximiser le COP et de minimiser la destruction exergétique du système(Lee, Liu, et Chen 2006).

2.6. Conclusion

Les machines frigorifiques au CO_2 sont plus écoénergétiques et efficaces. On distingue les machines frigorifiques transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur, les machines frigorifiques au CO_2 de type booster et les machines frigorifiques en cascades CO_2/ R134a, R404A ou NH_3. Ces machines contribuent à réduire l'empreinte carbone de l'industrie de la réfrigération. En adoptant des technologies plus durables et en minimisant les fuites de réfrigérant, nous pouvons contribuer de manière significative à la lutte contre le changement climatique et à la préservation de notre environnement.

En somme, les machines frigorifiques utilisant le CO_2 comme réfrigérant représentent une voie prometteuse vers une réfrigération plus écologique et

durable. En combinant l'innovation technologique, les politiques de soutien et l'engagement de tous les acteurs, nous pouvons réaliser des progrès significatifs dans la lutte contre le changement climatique tout en continuant à répondre à nos besoins de refroidissement de manière responsable pour les générations futures. Il est donc primordial de penser à l'amélioration des performances des machines frigorifiques au CO_2.

Chapitre 3 : Analyse exergétique des systèmes de refrigération au CO_2 muni d'un éjecteur

3.1. Introduction

L'analyse exergétique examine les pertes d'exergie à travers les différentes étapes du fonctionnement d'un système. Elle permet d'identifier les sources majeures de destruction d'exergie, c'est-à-dire les endroits où l'énergie est perdue de manière non récupérable, conduisant à une efficacité réduite du système. Cette analyse détaillée offre des informations cruciales pour optimiser la conception des composants du système, en visant à minimiser les pertes d'exergie et à améliorer l'efficacité globale. Le bilan d'énergie, d'autre part, consiste à quantifier les flux d'énergie et permet d'évaluer la cohérence des flux d'énergie et d'identifier les zones où des ajustements sont nécessaires pour garantir l'équilibre énergétique. Ce chapitre présente un modèle de simulation d'un cycle transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur dans les logiciels Coolselector2 et Excel puis les résultats et discussions.

3.2. Méthodes et matériels de modélisation des cycles de réfrigération transcritiques au dioxyde de carbone muni d'un éjecteur

3.2.1. Principe de fonctionnement d'un cycle de réfrigération transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur

Le principe de fonctionnement du cycle de réfrigération au CO_2 muni d'un éjecteur est le même que celui décrit dans le chapitre 2 (2.6.1. Principe de fonctionnement du cycle frigorifique transcritique muni d'un éjecteur). La figure 14 présente le schéma de principe et le cycle frigorifique transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur.

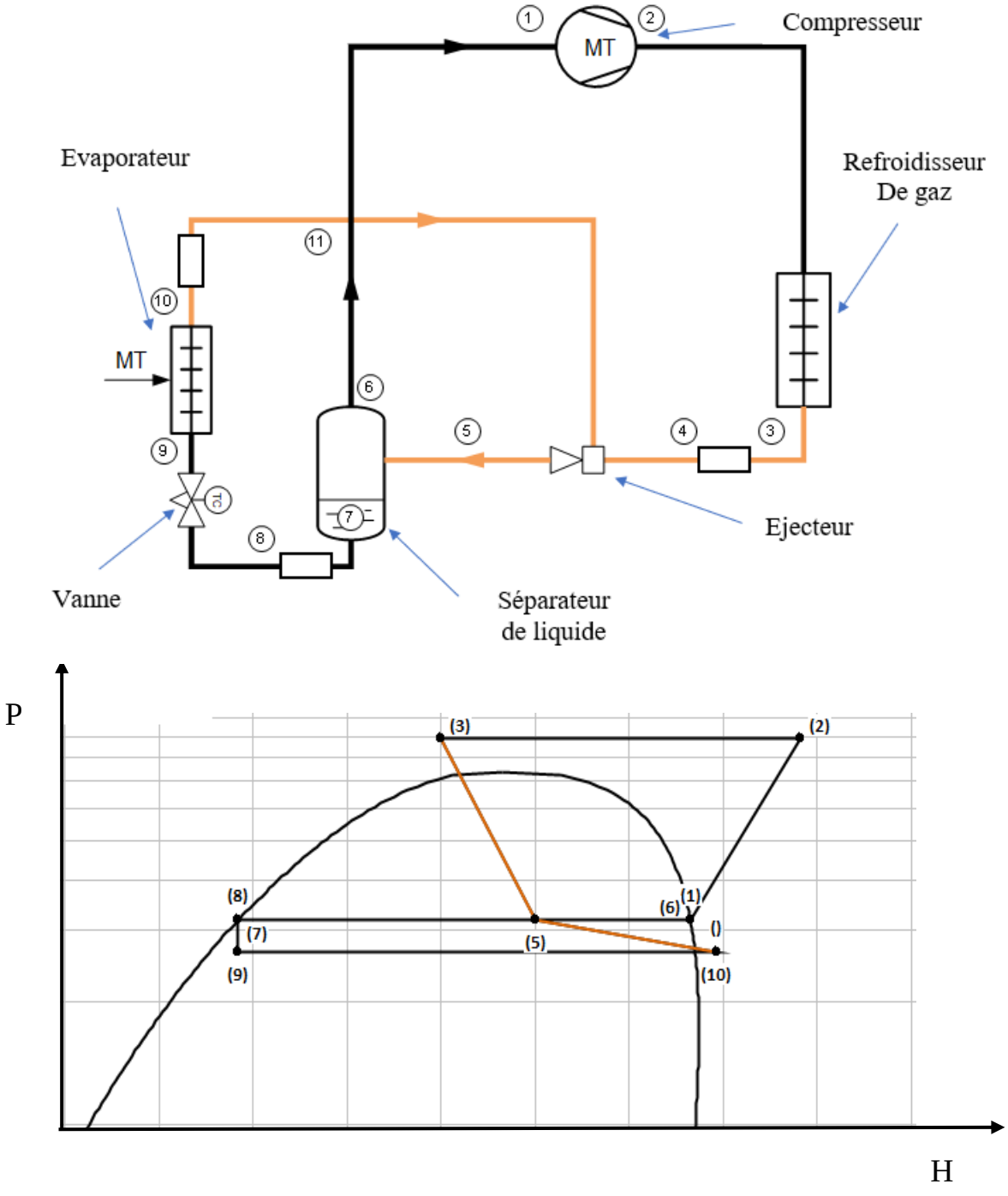


Figure 14 : Schéma de principe et le cycle transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur. (Coolselector2)

3.2.2. Hypothèses de modélisation du cycle de réfrigération transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur

Pour analyser le principe de fonctionnement des systèmes de réfrigération, les hypothèses ci-après ont été formulées. Ces hypothèses correspondent aux besoins énergétiques d'un supermarché au Bénin.

- Puissance frigorifique ou capacité de réfrigération (Q) : 150kW
- Température d'évaporation (T_e) : -10°C
- Température sortie refroidisseur de gaz (T_c) : 35°C
- Le rendement isentropique du compresseur est 0,7
- La surchauffe utile à l'évaporateur est 8°C
- Le réservoir de liquide est adiabatique

3.2.3. Modèle de simulation

Le modèle thermodynamique est appliqué au cycle de réfrigération représenté sur la figure 14. L'analyse exergétique de ce cycle permettra de déterminer l'exergie détruite par chaque composant du cycle et d'identifier les sources majeures de destruction d'exergie. Le bilan exergétique est obtenu en multipliant l'équation du bilan entropique par T_0 (température de référence) et en la retranchant de l'équation de bilan d'énergie.

Le bilan exergétique = (Bilan énergétique) – T_0.(Bilan entropique) (29)

Nous avons alors :

$$\sum e\, m_{ie}.(h_{ie} - T_0.s_{ie}) - \sum s\, m_{is}.(h_{is} - T_0.s_{is}) + \sum k\, Q_k.(1 - T_0/T_k) + \sum s\, W_I - T_0.\text{scréée} = 0 \quad (30)$$

L'exergie à un état donné est égale au travail maximum que l'on peut obtenir en fonctionnant de manière réversible entre l'état donné et l'état de référence :

$$ex = (hi - h0) - T0\,(s - s0) \quad (31)$$

Pour Q à température constante T, l'exergie peut également être calculée par :

$$Ex = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q \quad (32)$$

Par ailleurs, exergie détruite (Ex_d) pour chaque composant se calcule comme suit :

$$Ex_d=\dot{m}[(h_i - h_0) - T_0 (s - s_0)] \quad (33)$$

$$Ex_d= Ex_s- Ex_e \quad (34)$$

Le rendement exergétique (η exergétique) peut s'exprimer par le rapport entre l'exergie utile et l'exergie entrante :

$$\eta_{\text{exergétique}} = \frac{\text{exergie utile}}{\text{exergie entrante}} \quad (35)$$

$$\eta_{\text{exergétique}} = \frac{-W}{Q_c(1-\frac{T_0}{T_c})} \quad (36)$$

Tableau 1 : Bilan de masse, d'énergie, d'entropie et d'exergie du système

Composants	Bilan de masse [$kg.s^{-1}$]	Bilan d'énergie [kW]	Bilan d'entropie [kW/K]	Bilan d'exergie [kW]
Compresseur	$\dot{m}_1=\dot{m}_2=\dot{m}_H$	$W=\dot{m}_H(h_{2is}-h_1)/\eta_{is}.\eta_m.\eta_e$ $W=\dot{m}_H(h_2-h_1)/\eta_m.\eta_e$	$S_{gen}=\dot{m}_H(S_2-S_1)$	$Ex_d=T_0[\dot{m}_H(S_2-S_1)]$
Refroidisseur de gaz	$\dot{m}_2=\dot{m}_3=\dot{m}_H$	$Q_H=\dot{m}_H(h_2-h_3)$	$S_{gen}=\dot{m}_H(S_3-S_2)+Q_H/T_c$	$Ex_d=T_0[\dot{m}_H(S_3-S_2)+Q_H/T_c]$
Ejecteur	$\dot{m}_3=\dot{m}_H$ $\dot{m}_{10}=\dot{m}_L$ $\dot{m}=\dot{m}_5=\dot{m}_3+\dot{m}_{10}$	$\dot{m}*h_5=\dot{m}_H*h_3+\dot{m}_L*h_{10}$	$S_{gen}=\dot{m}*S_5-(\dot{m}_H*S_3+\dot{m}_L*S_{10})$	$Ex_d=T_0[\dot{m}*S_5-(\dot{m}_H*S_3+\dot{m}_L*S_{10})]$
Réservoir de liquide	$\dot{m}_6=\dot{m}_H$ $\dot{m}_8=\dot{m}L$ $\dot{m}_5=\dot{m}$	$\dot{m}*h_5=\dot{m}_6*h_1+\dot{m}_8*h_8$ $h_6=h_1$	$S_{gen}=\dot{m}_H*S_1+\dot{m}_L*S_8-\dot{m}*S_5$	$Ex_d=T_0[\dot{m}_H*S_1+\dot{m}_L*S_8-\dot{m}*S_5]$
Vanne	$\dot{m}_8=\dot{m}_9=\dot{m}_L$	$h_8=h_9$	$S_{gen}=\dot{m}_L(S_9-S_8)$	$Ex_d=T_0[\dot{m}_L(S_9-S_8)]$
Evaporateur	$\dot{m}_9=\dot{m}_{10}=\dot{m}_L$	$Q_L=\dot{m}_L(h_9-h_{10})$	$S_{gen}=\dot{m}_L(S_{10}-S_9)+Q_L/T_e$	$Ex_d=T_0[\dot{m}_L(S_{10}-S_9)-Q_L/T_e]$

Le logiciel de simulations Coolselector2 est utilisé pour réaliser les conditions réelles de fonctionnement des systèmes sur la base des hypothèses énumérées plus haut afin d'analyser et d'optimiser les paramètres thermodynamiques des systèmes. Les données numériques sont saisies et interpolées dans une table Excel pour être ensuite utilisées dans la résolution des équations et tracer des graphes dans Excel.

3.3. Discussions des résultats

3.3.1. Pression optimale du refroidisseur de gaz

Les figures 15 et 16 représentent deux études paramétriques du coefficient de performance, en fonction de la haute pression et différentes températures de source chaude et froide pour un système transcritique muni d'un éjecteur. On remarque qu'une légère élévation de la haute pression à partir de la pression critique permet d'avoir une augmentation considérable du coefficient de performance. Par exemple pour une température de sortie du refroidisseur de gaz de 35°C et température d'évaporation de -10°C, le passage de la haute pression de 75 bars à 85 bars on a une augmentation du COP de 0,69 à 2,06, soit une amélioration de 198% du COP. La pression optimale est la pression à partir de laquelle l'augmentation de la haute pression provoquera la dégradation du COP.

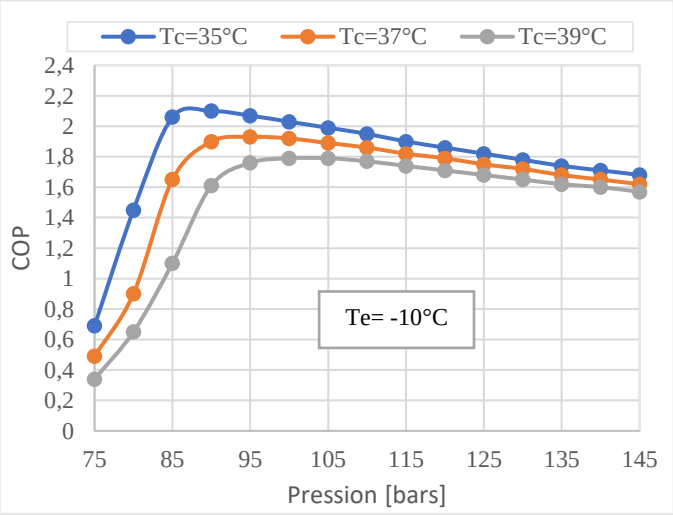


Figure 15 : Variation du COP en fonction de la HP et Tc

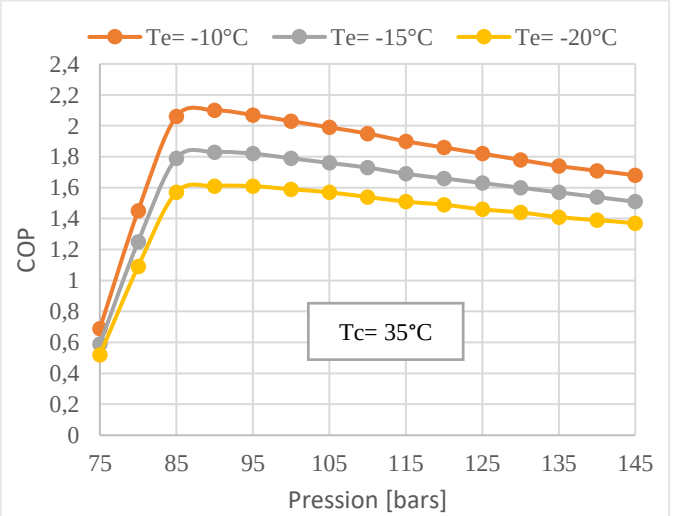


Figure 16 : Variation du COP en fonction de la HP et Te

3.3.2. Influence de la variation de la température de sortie du refroidisseur de gaz sur le coefficient de performance d'un système transcritique muni d'un éjecteur

La figure 17 montre la variation du COP et la figure 18 montre l'évolution de la pression optimale en fonction de la température de sortie du refroidisseur de gaz et pour différentes températures d'évaporation (-5°C, -10°C, -15°C et -20°C). Les courbes du COP en fonction de la température de sortie du refroidisseur de gaz décroient (le COP diminue quand la température de sortie du refroidisseur de gaz augmente). Pour la même température de sortie du refroidisseur de gaz, le COP diminue avec la température d'évaporation. Le COP est sensible à la variation de la température d'évaporation (figure 17). Les courbes de la pression optimale en fonction de la température de sortie du refroidisseur de gaz croient (la pression optimale augmente avec la température de sortie du refroidisseur de gaz) (figure 18).

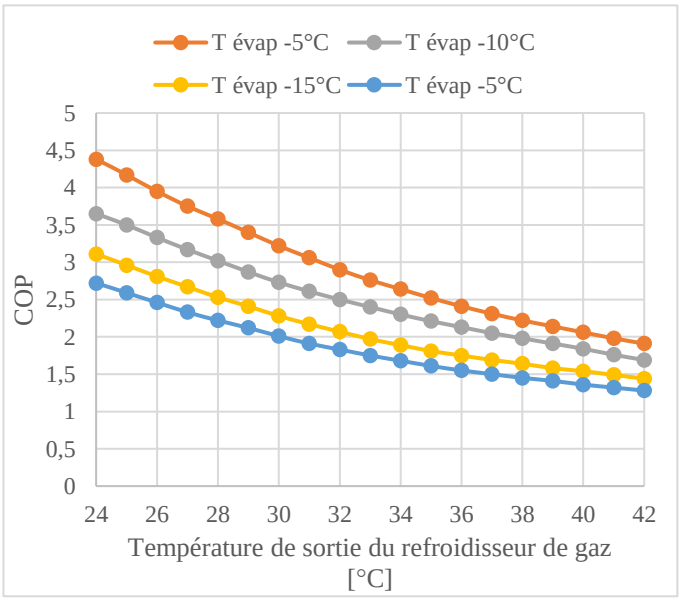


Figure 17 : Variation du COP en fonction de la température de sortie du refroidisseur de gaz.

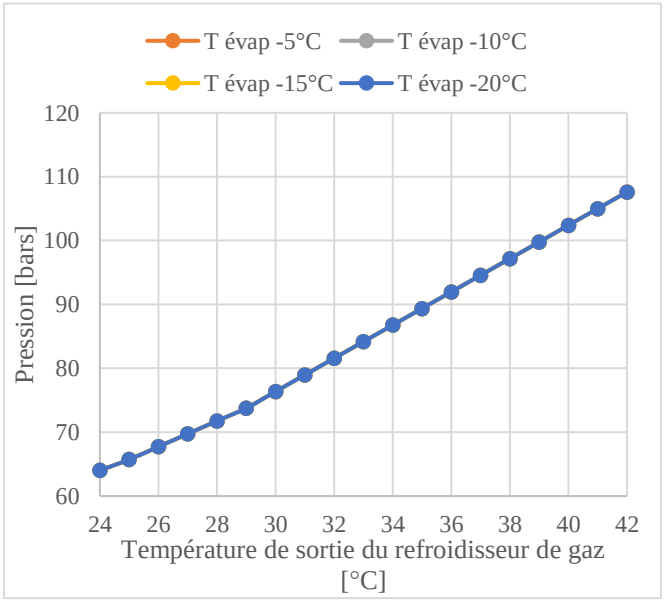


Figure 18 : Variation de la pression optimale en fonction de la température de sortie du refroidisseur de gaz.

3.3.3. Influence de la variation de la température d'évaporation sur la performance d'un système transcritique muni d'un éjecteur

La figure 19 montre la variation du COP et la figure 20 montre la variation de la pression optimale en fonction de la température d'évaporation et pour différentes températures de sortie du refroidisseur de gaz (25°C, 30°C, 35°C et 40°C). On remarque que le COP croit en fonction de la température d'évaporation (le COP augmente avec la température d'évaporation) tandis que la haute pression optimale reste constante en fonction de la température d'évaporation.

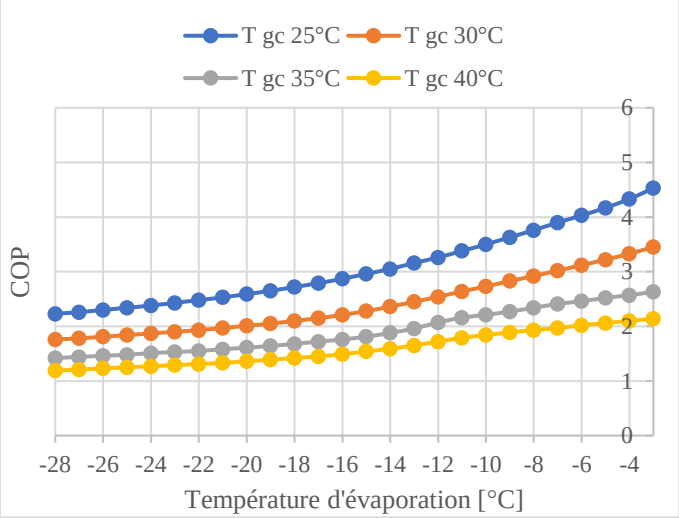


Figure 20 : Variation du COP en fonction de la température d'évaporation

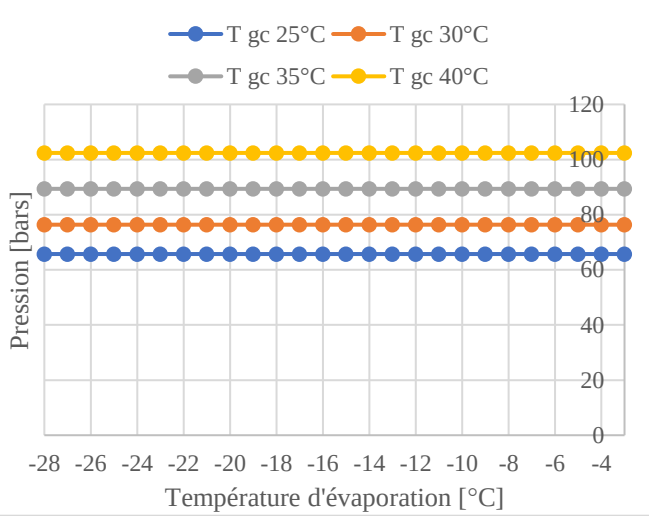


Figure 19 : Variation de la pression optimale en fonction de la température d'évaporation

3.3.4. Effet du rendement isentropique sur le coefficient de performance d'un système transcritique muni d'un éjesteur

La figure 21 illustre l'effet que le rendement isentropique à sur le COP. Pour un passage du rendement isentropique du compresseur de 0,6 à 0,9 on observe une augmentation du COP de 1,9 à 2.85 soit une amélioration de 50%. On constate que le COP augmente quand le rendement isentropique augmente en raison de la réduction de travail du compresseur.

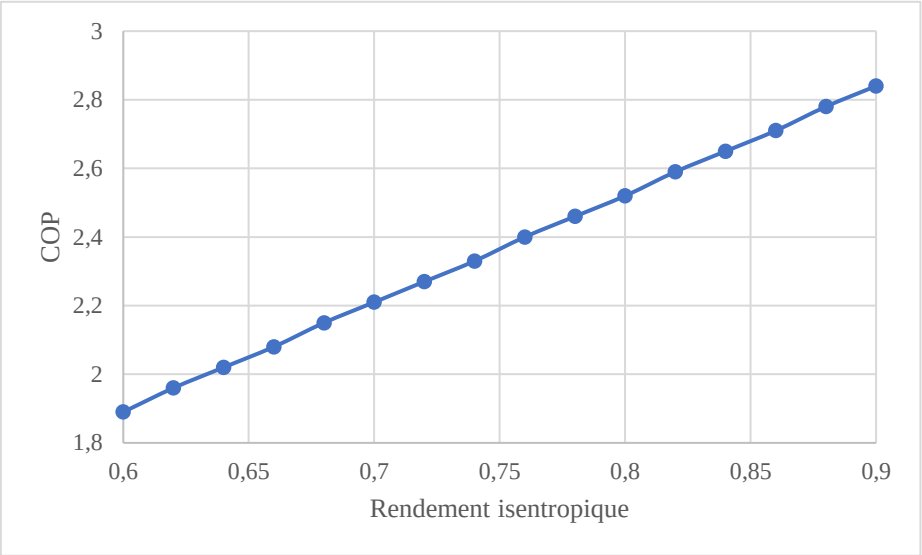
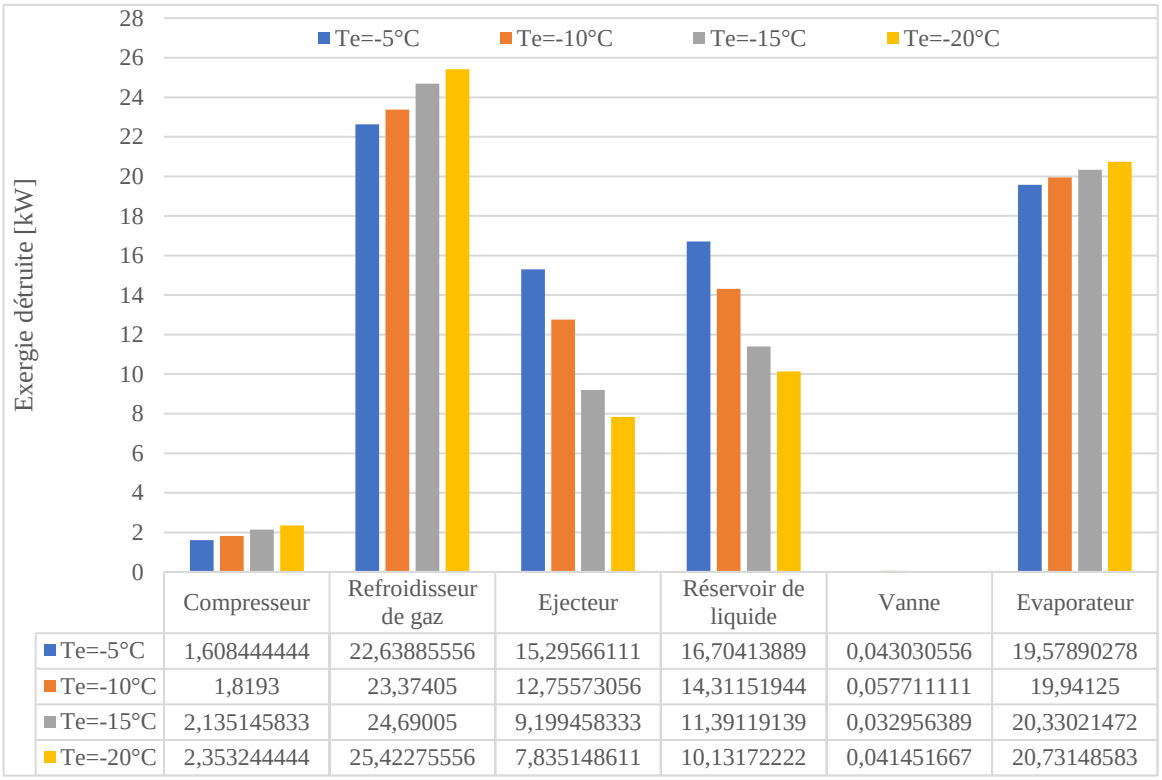


Figure 21 : Variation du COP en fonction du rendement isentropique

3.3.5. Analyse exergétique d'un système transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur

L'analyse exergétique d'un système transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur permet d'évaluer des pertes d'exergie à chaque étape du processus, en tenant compte des irréversibilités thermodynamiques et des inefficacités. Cela permettrait de déterminer où les pertes d'énergie se produisent et comment améliorer l'efficacité globale du système en minimisant ces pertes. La figure 22 montre la quantité d'exergie détruite au niveau de chaque composant du système transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur de capacité frigorifique égale à 150kW et pour différente température d'évaporation (-5°C, -10°C, -15°C et -20°C). La figure 23 illustre le pourcentage de destruction d'exergie par chaque composant du système transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur lorsque la température d'évaporation est de -10°C, la température de sortie du refroidisseur de gaz est 35°C et la puissance frigorifique est 150kW. Le refroidisseur de gaz et l'évaporateur contribuent le plus à la destruction d'exergie avec un pourcentage d'irréversibilité respective de 32% et 28%, soit 60% de l'irréversibilité totale du système. Ces résultats prouve qu'il faut accorder une attention particulière aux échangeurs de chaleur lors de la conception. Par la suite nous avons le réservoir

de liquide et l'éjecteur avec un pourcentage d'irréversibilité respective de 20% et 18%. L'irréversibilité totale du système est 72,269kW contre une puissance frigorifique de 150kW.



	Compresseur	Refroidisseur de gaz	Ejecteur	Réservoir de liquide	Vanne	Evaporateur
Te=-5°C	1,608444444	22,63885556	15,29566111	16,70413889	0,043030556	19,57890278
Te=-10°C	1,8193	23,37405	12,75573056	14,31151944	0,057711111	19,94125
Te=-15°C	2,135145833	24,69005	9,199458333	11,39119139	0,032956389	20,33021472
Te=-20°C	2,353244444	25,42275556	7,835148611	10,13172222	0,041451667	20,73148583

Figure 22 : Exergie détruite par chaque composant du système transcritique au CO_2 mini d'un éjecteur

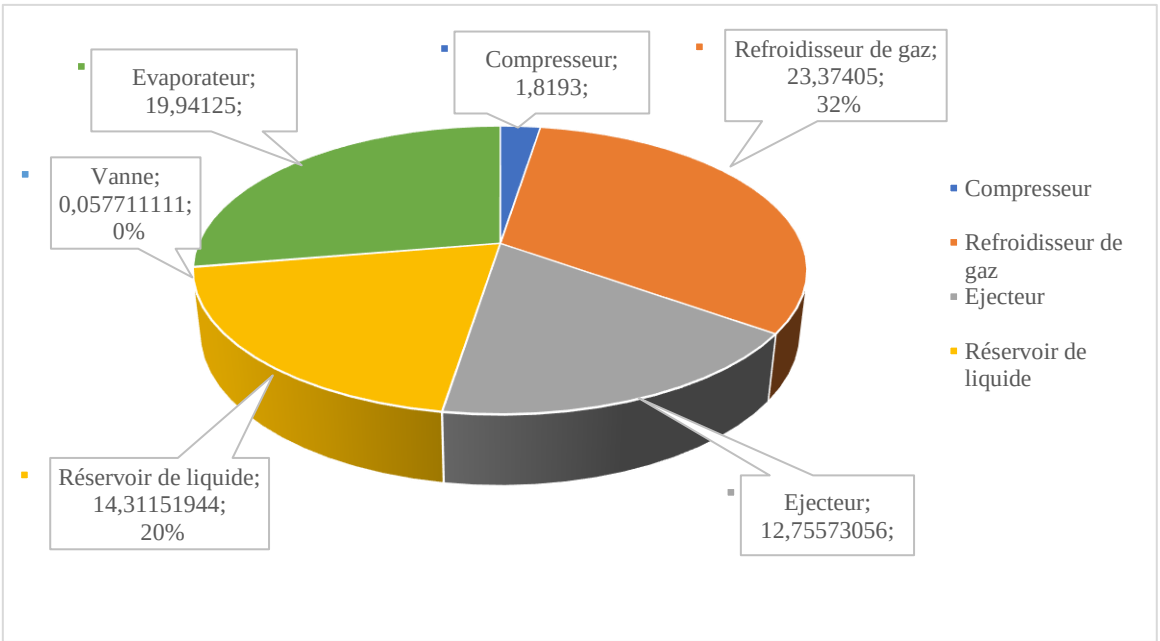


Figure 23 : Destruction d'exergie dans un système transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur

3.4. Conclusion

En combinant une analyse exergétique approfondie avec un bilan d'énergie précis, les concepteurs peuvent identifier les composants spécifiques nécessitant des améliorations et des ajustements pour optimiser les performances d'un système. Cela conduit finalement à une conception plus efficiente sur le plan énergétique, contribuant ainsi à la durabilité et à la rentabilité globales du système. Dans ce chapitre, l'analyse exergétique du système de réfrigération au CO_2 muni d'un éjecteur a permis de tirer des conclusions suivantes :

- une faible augmentation de la haute pression à partir de la pression critique permet d'avoir un gain important sur le coefficient de performance, soit une amélioration du COP d'environ 200%
- la pression optimale est la pression à partir de laquelle l'augmentation de la haute pression provoquera la dégradation du COP,
- le COP diminue quand la température de sortie du refroidisseur de gaz augmente tandis qu'il augmente avec la température d'évaporation,
- la haute pression optimale augmente avec la température de sortie du refroidisseur de gaz et reste constante en fonction de la température d'évaporation,
- le COP augmente quand le rendement isentropique augmente en raison de la réduction de travail du compresseur, pour le passage du rendement isentropique de 0,6 à 0,9 on a une amélioration du COP de 50%
- les échangeurs de chaleur sont des sources majeures de destruction d'exergie avec un pourcentage d'irréversibilité de 32% pour le refroidisseur de gaz et 28% pour l'évaporateur, soit 60% de l'irréversibilité totale du système, il faut accorder une attention particulière à leur conception.

Chapitre 4 : Etude comparative des cycles transcritiques au CO_2 de type booster sans compression parallèle et avec compression parallèle.

4.1. Introduction

Les cycles frigorifiques au CO_2 font face à des défis liés aux hautes pressions, à la sécurité et à la maintenance des systèmes. Cependant, la recherche et le développement continus ouvrent des perspectives prometteuses pour améliorer les performances, l'efficacité énergétique et la sécurité des cycles frigorifiques au CO_2. De ce fait, ce dernier chapitre est consacré à l'étude comparative des cycles transcritiques de types booster au CO_2 avec compresseur parallèle et sans compresseur parallèle.

4.2. Méthodes et matériels de modélisation des cycles de réfrigération transcritique de type booster au dioxyde de carbone

4.2.1. Principe de fonctionnement du cycle de réfrigération transcritique de type booster au CO_2

Le principe de fonctionnement est le même que celui décrit au chapitre 2 (2.3.2. Principe de fonctionnement du Cycle frigorifique de type booster au CO_2) pour le cycle transcritique de type booster sans compression parallèle (figure 24) et à la seule différence qu'un compresseur parallèle et la conduite de dérivation du gaz sont intégrés au circuit pour le cycle transcritique de type booster avec compression parallèle (figure 25). La conduite dérivation du gaz n'est normalement pas en service, la vanne qui se trouve sur cette conduite est fermé et le flash gaz est traité par le compresseur parallèle. Le gaz (point 8) en provenance du réservoir de liquide est aspiré, comprimé et refoulé par le compresseur parallèle vers le refroidisseur de gaz. Les flux gazeux quittant le compresseur de moyenne pression et le compresseur parallèle sont mélangés (point 11) et envoyés vers le refroidisseur de gaz.

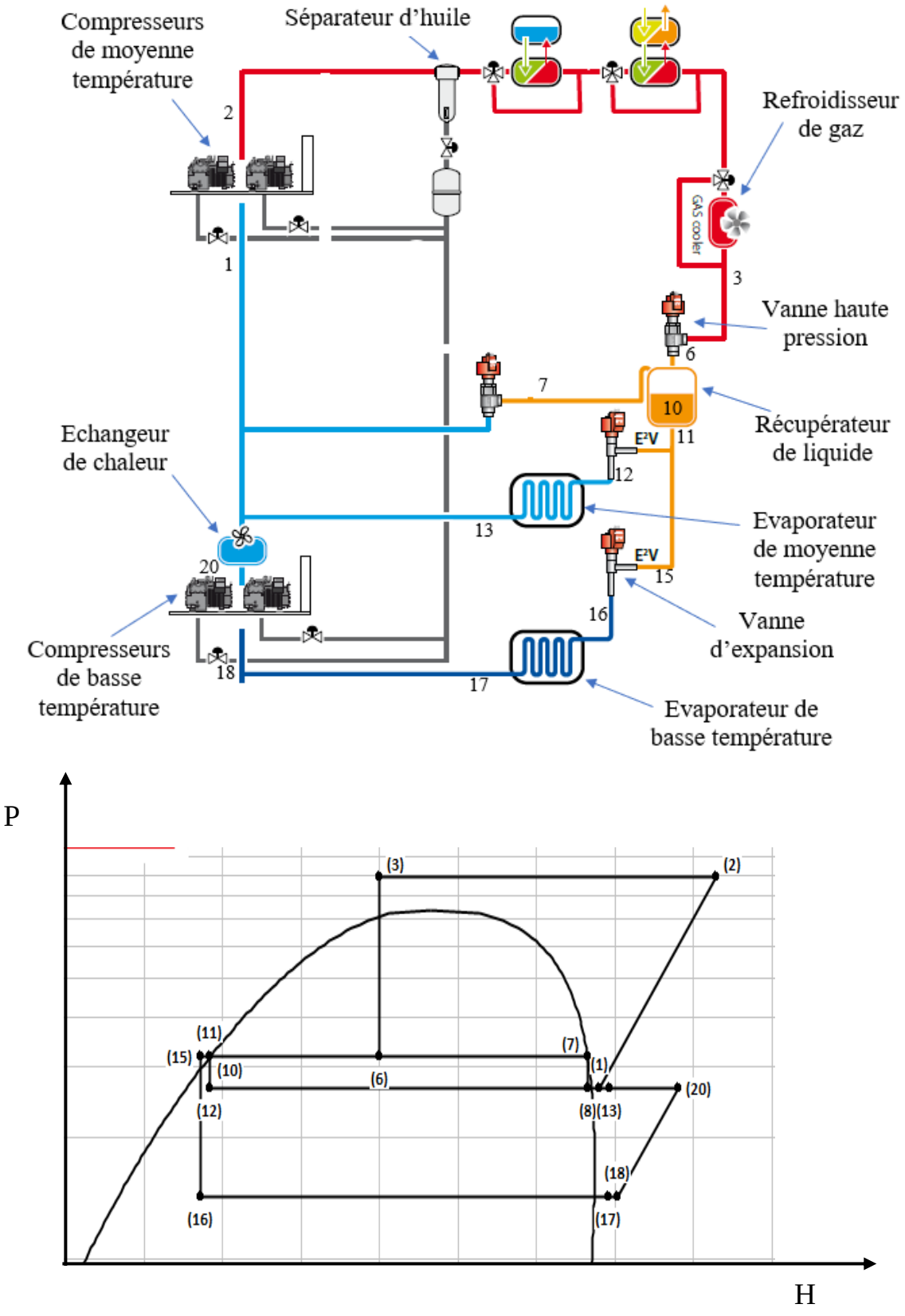


Figure 24 : Schéma de principe et cycle transcritique de type booster au CO_2 sans compression parallèle

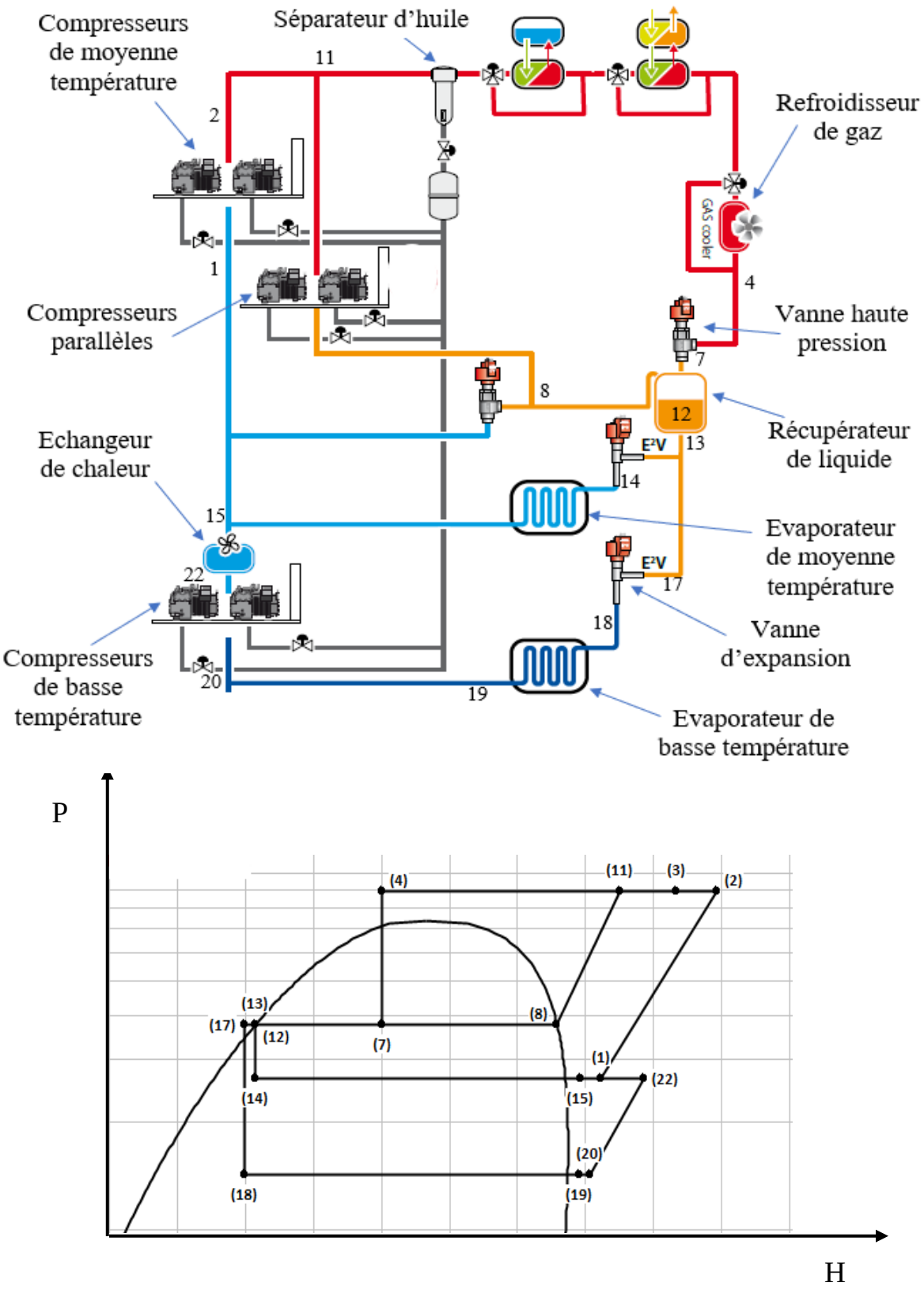


Figure 25 : Schéma de principe et cycle transcritique de type booster au CO_2 avec compression parallèle

4.2.2. Hypothèses de modélisation du cycle de réfrigération transcritique de type booster au CO_2

Pour analyser les principes de fonctionnement des systèmes de réfrigération transcritique de type booster au CO_2, les hypothèses ci-après ont été formulées.

- Capacité de réfrigération moyenne température (Q_{MT}) : 130kW
- Capacité de réfrigération basse température (Q_{LT}) : 50kW
- Température d'évaporation moyenne température (T_{MT}) : -10°C
- Température d'évaporation basse température (T_{LT}) : -30°C
- Température sortie refroidisseur de gaz (T_c) : 35°C
- Le rendement isentropique des compresseurs est 0,7
- La surchauffe utile à l'évaporateur est 8°C
- Le réservoir de liquide est adiabatique

4.2.3. Modèle de simulation

Le modèle thermodynamique est appliqué au cycle de réfrigération représenté sur les figures 24 et 25. En désignant les capacités de réfrigération moyenne et basse température respectivement par Q_{MT} et Q_{ML} puis les différents travaux fournis par des compresseurs moyenne température, basse température et parallèle respectivement par W_{MT}, W_{ML} et W_I. Les modèles thermodynamiques sont résumés dans le tableau 2.

Les logiciels de simulations utilisés pour faire cette étude comparative des cycles transcritiques de type booster avec et sans compresseur parallèle sont Coolselector2 et Excel, en se basant sur les hypothèses citées plus haut. Les données numériques sont saisies et interpolées dans une table Excel pour être ensuite utilisées dans la résolution des équations et tracer des graphes dans Excel.

Tableau 2 : Bilan d'énergie au niveau des composants du cycle transcritique de type booster avec est sans compression parallèle.

Composants	Bilan d'énergie	
	Sans compresseur parallèle	Avec compresseur parallèle
Compresseur moyenne température	$W_{MT}=\dot{m}(h_2-h_1)$	$W_{MT}=\dot{m}(h_2-h_1)$
Compresseur basse température	$W_{ML}=\dot{m}(h_{20}-h_{19})$	$W_{ML}=\dot{m}(h_{22}-h_{20})$
Compresseur parallèle		$W_{ML}=\dot{m}(h_{11}-h_8)$
Refroidisseur de gaz	$Q=\dot{m}(h_2-h_3)$	$Q=\dot{m}(h_3-h_4)$
Evaporateur moyenne température	$Q_{MT}=\dot{m}(h_{15}-h_{14})$	$Q_{MT}=\dot{m}(h_{15}-h_{14})$
Evaporateur basse température	$Q_{LT}=\dot{m}(h_{17}-h_{16})$	$Q_{LT}=\dot{m}(h_{19}-h_{18})$

4.3. Résultats et discussions

4.3.1. Variation des travaux requis aux compresseurs et le COP en fonction de la pression du refroidisseur de gaz d'un système de type booster au CO_2 sans compression parallèle

La figure 26 illustre la variation du COP et des travaux des compresseurs en fonction de la pression optimale du refroidisseur de gaz pour un système de type booster sans compression parallèle. Le coefficient de performance du système diminue quand la pression optimale du refroidisseur de gaz augmente. Le travail requis par le compresseur moyenne température augmente quand la pression du refroidisseur de gaz augmente tandis que celui du compresseur basse

température reste constante. Lorsque le coefficient de performance diminue, le travail requis par le compresseur moyenne température croit.

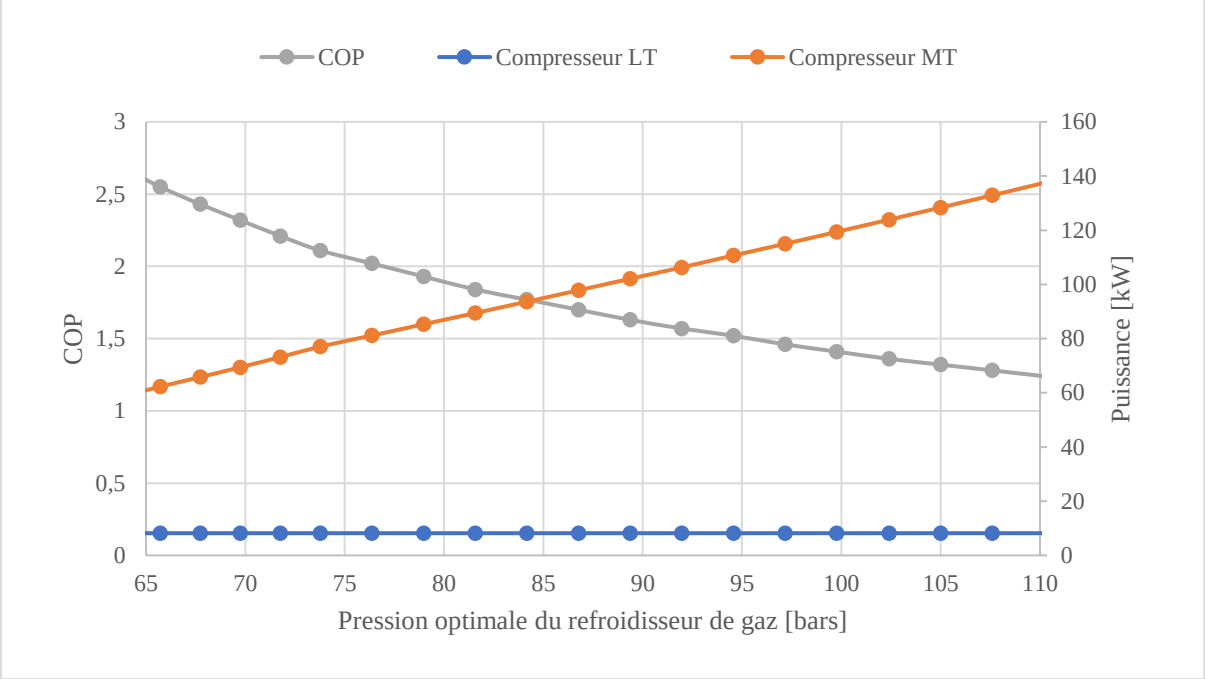


Figure 26 : Variation du COP et des travaux des compresseurs en fonction de la pression du refroidisseur de gaz pour un système booster sans compression parallèle

4.3.2. Variation des travaux requis aux compresseurs et le COP en fonction de la pression du refroidisseur de gaz d'un système de type booster au CO_2 avec compression parallèle

La figure 27 illustre la variation du COP et des travaux des compresseurs en fonction de la pression optimale du refroidisseur de gaz pour un système de type booster avec compression parallèle. Le coefficient de performance du système diminue quand la pression du refroidisseur de gaz augmente. Les travaux requis par le compresseur moyenne température et le compresseur parallèle augmente quand la pression optimale du refroidisseur de gaz augmente tandis que le travail requis par le compresseur basse température reste constante. Lorsque le coefficient de performance du système augmente, les travaux requis par le compresseur moyenne température et le compresseur parallèle croient.

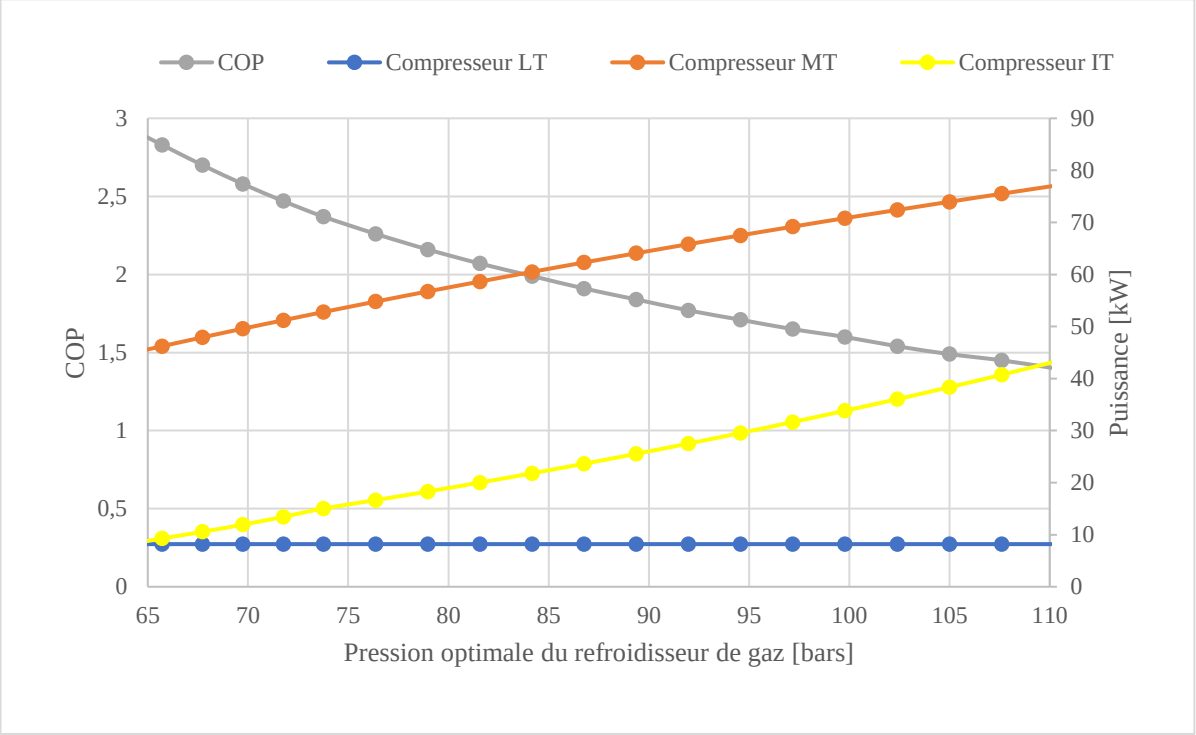


Figure 27 : Variation du COP et des travaux des compresseurs en fonction de la pression du refroidisseur de gaz pour un système booster avec compression parallèle

4.3.3. Comparaison du COP et le travail total requis par les compresseurs en fonction de la pression optimale du refroidisseur de gaz d'un système booster avec et sans compression parallèle

La figure 28 montre l'évolution du coefficient de performance et le travail total requis par les compresseurs en fonction de la pression optimale du refroidisseur de gaz d'un système booster avec et sans compression parallèle. On constate que quand le COP diminue, le travail total requis par les compresseurs d'un système booster au CO_2 avec et sans compresseur parallèle augmente. On observe que le coefficient de performance du cycle booster avec compresseur parallèle est meilleur que celui d'un cycle booster sans compresseur parallèle, par exemple pour une température de sortie de refroidisseur de gaz de 35°C (pression optimale de 89,37 bars) on a un coefficient de performance égal à 1,7 pour un cycle booster sans compression parallèle et 1,91 pour un cycle booster avec compression parallèle, soit une amélioration de 12% du COP.

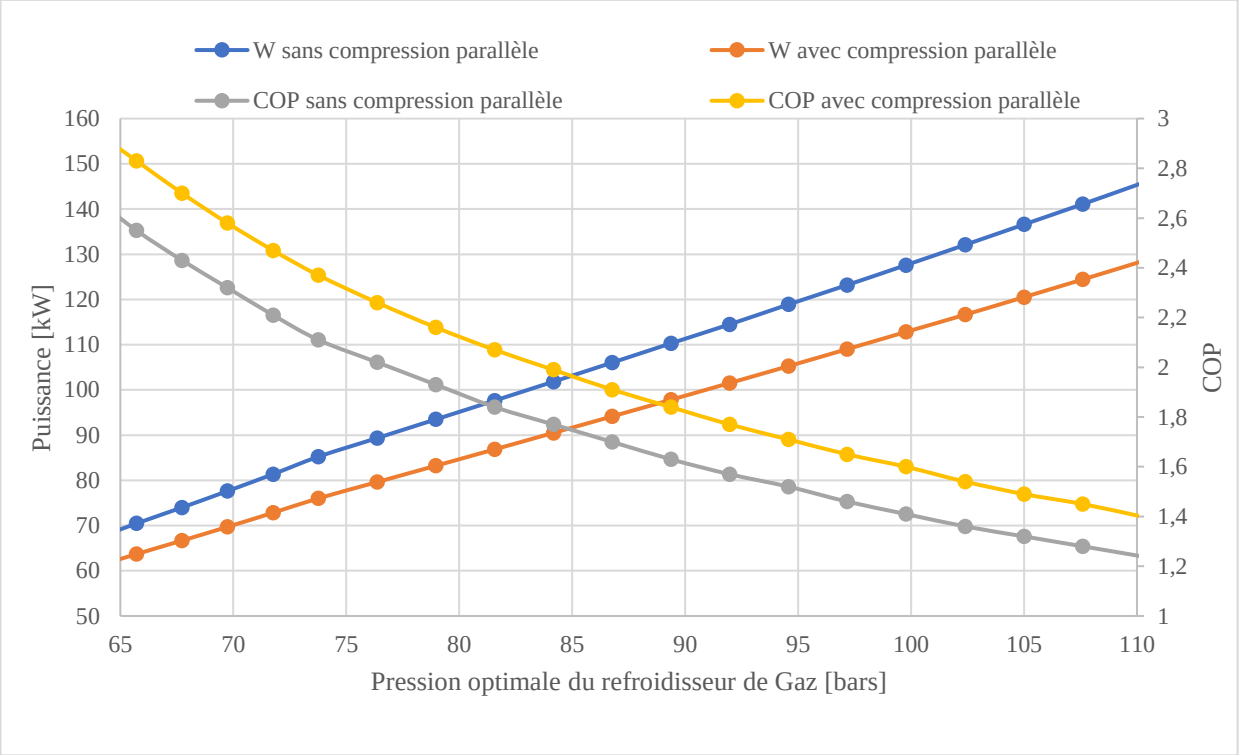


Figure 28 : Variation du COP et le travail total requis par les compresseurs en fonction de la pression du refroidisseur de gaz pour un système booster avec et sans compression parallèle

3.5. Conclusion

A l'issue de cette étude comparative des cycles transcritiques de type booster au dioxyde de carbone avec et sans compresseur parallèle, on peut tirer ces conclusions :

- le coefficient de performance du système diminue quand la pression optimale du refroidisseur de gaz augmente,
- les travaux requis par le compresseur moyenne température et le compresseur parallèle croient quand la pression optimale du refroidisseur de gaz augmente tandis que le travail requis par le compresseur basse température reste constante,

- le coefficient de performance du cycle booster avec compresseur parallèle est meilleur que celui d'un cycle booster sans compresseur parallèle, soit une amélioration du coefficient de performance de 12%.
- l'utilisation du compresseur parallèle réduit la consommation énergétique des compresseurs.

Conclusion générale

Les cycles frigorifiques au dioxyde de carbone présentent des avantages significatifs en termes d'efficacité énergétique et d'impact environnemental. Les cycles frigorifiques utilisant le CO_2 gagnent en popularité en raison de leur faible potentiel de réchauffement planétaire et de leur compatibilité avec les réglementations en environnementales plus strictes. Ils offrent également de meilleure performance dans certaines conditions de température et de pression, ce qui les rend plus appropriés pour une variété d'applications allant des systèmes de climatisation aux systèmes de réfrigération industrielle. Le travail développé dans ce mémoire aboutit à une investigation sur les performances des cycles frigorifiques au dioxyde de carbone en particulier l'analyse exergétique du cycle transcritique muni d'un éjecteur et l'étude comparative des performances d'un cycle transcritique de type booster avec et sans compresseur parallèle. Le but est de rechercher la pression optimale du refroidisseur de gaz pour laquelle le COP est maximal d'une part et d'autre part étudié la variation du COP en fonction des paramètres thermodynamiques tels que la température de sortie du refroidisseur de gaz, la température d'évaporation et le rendement isentropique. Il faut noter qu'une faible augmentation de la haute pression à partir de la pression critique du CO_2 permet d'avoir une amélioration du coefficient de performance d'environ 200% et le passage du rendement isentropique de 0,6 à 0,9 améliore le coefficient de performance de 50%. L'analyse exergétique du cycle transcritique au CO_2 muni d'un éjecteur ont permis d'identifier le refroidisseur de gaz et l'évaporateur

comme étant les sources importantes de destruction d'exergie respectivement 32% et 28%, soit 60% de l'irréversibilité totale du système, avec une destruction d'exgergie totale de 72,259kW contre une capacité de réfrigération de 150kW. L'objectif dans un second temps est de faire une étude comparative des performances d'un cycle transcritique de type booster au CO_2 sans compresseur parallèle et avec compresseur parallèle, ce qui a montré qu'il y a une amélioration du coefficient de performance de 12% lorsqu'on utilise un compresseur parallèle.

Références bibliographiques

Akagi, Satoshi, Chaobin Dang, et Eiji Hihara. 2008. « Characteristics of Pressure Recovery in Two-Phase Ejector Applied to Carbon Dioxide Heat Pump Cycle ».

Aminyavari, Mehdi, Behzad Najafi, Ali Shirazi, et Fabio Rinaldi. 2014. « Exergetic, Economic and Environmental (3E) Analyses, and Multi-Objective Optimization of a CO_2/NH_3 Cascade Refrigeration System ». *Applied Thermal Engineering* 65 (1-2): 42-50. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.075.

Aredokou, Louis O., Victorin K. Chegnimonhan, Clotilde T. Guidi, Pascalin Tiam Kapen, et Basile Kounouhewa. s. d. « Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration and Air Conditioning Cycles and Applications: State of the Art ». 13 doi: https://dx.doi.org/10.21013/jas.v18.n4.p3.

Aredokou, Louis Olorounto, Victorin Kouamy Chegnimonhan, Kapen Pascalin Tiam, Clotilde Guidi T., et Basile Kounouhewa. 2023. « Thermodynamic Modelling, Technical and Operational Issues of Supercritical Carbon Dioxide Power Generation Cycles for Industrial Applications: A Literature Review ». *IRA-International Journal of Applied Sciences (ISSN 2455-4499)* 18(4):85. doi: 10.21013/jas.v18.n4.p3.

Ayad, Fadil. 2007. « Modélisation et caractérisation expérimentale d'un évaporateur à mini-canaux de climatisation automobile fonctionnant au CO_2 ». http://docnum.univ-lorraine.fr/public/SCD_T_2007_0155_AYAD.pdf.

Beninese Centre for Scientific Research and Innovation,Voie Pavée Wloguede Etoile Rouge, Cotonou, Benin., Chegnimonhan K. Victorin, Technological Innovations of the High National Institute of Industrial Technology of Lokossa, Benin., Aredokou Olorounto Louis, Technological Innovations of the High National Institute of Industrial Technology of Lokossa, Benin., Guidi Tognon Clotilde, Technological Innovations of the High National Institute of Industrial Technology of Lokossa, Benin., Adomou Alain, et Technological Innovations of the High National Institute of Industrial Technology of Lokossa, Benin. 2021. « Investigating the performance of a transcritical booster refrigeration system withcarbon dioxide in tropical climates: the case of benin ». *International Journal of Advanced Research* 9(02):226-38. doi: 10.21474/IJAR01/12438.

Bodinus, William S. 1999. « The First Century Of Air Conditioning ». *ASHRAE Journal*. https://www.ashrae.org/file%20library/about/mission%20and%20vision/ashrae%20and%20industry%20history/the-rise-and-fall-of-carbon-dioxide-systems.pdf.

Carel. 2015. *Tout pour les applications de la distribution au détail CO_2*. https://www.carel.com/documents/10191/0/%2B4000038FR/67436a3e-219b-467c-bddc-f3b9d3061b39?version=1.1

Chegnimonhan, Victorin K, Louis O Aredokou, Leandre Vissoh, T Guidi, et Basile Kounouhewa. 2021. « Prospective Study of Single-Stage Carbon Dioxide Refrigeration Cycles in a Tropical Climate. » *Engineering Journal*, novembre.

Deng, Jian-qiang, Pei-xue Jiang, Tao Lu, et Wei Lu. 2007. « Particular Characteristics of Transcritical CO_2 Refrigeration Cycle with an Ejector ». *Applied Thermal Engineering* 27 (2-3): 381-88. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.07.016.

Elbel, Stefan, et Pega Hrnjak. 2008. « Experimental Validation of a Prototype Ejector Designed to Reduce Throttling Losses Encountered in Transcritical R744 System Operation ». *International Journal of Refrigeration* 31 (3): 411-22. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013.

Ge, Y.T., et S.A. Tassou. 2011. « Thermodynamic Analysis of Transcritical CO_2 Booster Refrigeration Systems in Supermarket ». *Energy Conversion and Management* 52 (4): 1868-75. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.11.015.

Gullo, Paride, Brian Elmegaard, et Giovanni Cortella. 2016. « Energy and Environmental Performance Assessment of R744 Booster Supermarket Refrigeration Systems Operating in Warm Climates ». *International Journal of Refrigeration* 64 (avril): 61-79. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.12.016.

K. Victorin, Chegnimonhan, Aredokou Olorounto Louis, Guidi Tognon Clotilde, et Adomou Alain. 2021. « Investigating the Performance of a Transcritical Booster Refrigeration System Withcarbon Dioxide in Tropical Climates: The Case of Benin ». *International Journal of Advanced Research* 9 (02): 226-38. https://doi.org/10.21474/IJAR01/12438.

Keshtkar, Mohammad Mehdi. 2016. « Effect of Subcooling and Superheating on Performance of a Cascade Refrigeration System with Considering Thermo-Economic Analysis and Multi-Objective Optimization ». *Journal of Advanced Computer Science & Technology* 5 (2): 42. https://doi.org/10.14419/jacst.v5i2.6217.

Kornhauser, A A. 1990. « The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander ».

Ksayer. 2007. « Etude et conception de systèmes à efficacité énergétique améliorée fonctionnant au CO_2 comme fluide frigorigène ». https://pastel.hal.science/file/index/docid/625025/filename/these-eblk-12112007.pdf.

Lee, Tzong-Shing, Cheng-Hao Liu, et Tung-Wei Chen. 2006. « Thermodynamic Analysis of Optimal Condensing Temperature of Cascade-Condenser in CO_2/NH_3 Cascade Refrigeration Systems ». *International Journal of Refrigeration* 29 (7): 1100-1108. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.03.003.

Li, Daqing, et Eckhard A. Groll. 2005. « Transcritical CO_2 Refrigeration Cycle with Ejector-Expansion Device ». *International Journal of Refrigeration* 28 (5): 766-73. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.10.008.

Liao, S.M, T.S Zhao, et A Jakobsen. 2000. « A Correlation of Optimal Heat Rejection Pressures in Transcritical Carbon Dioxide Cycles ». *Applied Thermal Engineering* 20 (9): 831-41. https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00070-8.

Liu, Fang, et Eckhard A Groll. 2008. « Analysis of a Two Phase Flow Ejector For Transcritical CO_2 Cycle ».

Lorentzen, Gustav. 1994. « Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant ». *International Journal of Refrigeration* 17 (5): 292-301. https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)90059-0.

Minghui Wei , Chenghuai Wu , and Yanxi Zhou. 2020. « Study on Wellbore Temperature and Pressure Distribution in Process of Gas Hydrate Mined by Polymer Additive CO_2 Jet ». *Advances in Polymer Technology.* https://doi.org/10.1155/2020/2914375

Mosaffa, A.H., L. Garousi Farshi, C.A. Infante Ferreira, et M.A. Rosen. 2016. « Exergoeconomic and Environmental Analyses of CO_2/NH_3 Cascade Refrigeration Systems Equipped with Different Types of Flash Tank Intercoolers ». *Energy Conversion and Management* 117 (juin): 442-53. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.053.

Nakagawa, Masafumi, Ariel R. Marasigan, et Takanori Matsukawa. 2011. « Experimental Analysis on the Effect of Internal Heat Exchanger in Transcritical CO_2 Refrigeration Cycle with Two-Phase Ejector ». *International Journal of Refrigeration* 34 (7): 1577-86. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.03.007.

OFEV. 2017. « Installations contenant des fluides frigorigènes ». www.bafu.admin.ch/uv-1726-f.

Pearson, Andy. 2005. « Carbon Dioxide—New Uses for an Old Refrigerant ». *International Journal of Refrigeration* 28 (8): 1140-48. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.09.005.

Renaud Gicquel. 2017. *Modéliser et simuler les technologies énergétiques.* https://www.pressesdesmines.com/produit/modeliser-et-simuler-les-technologies-energetiques/

Saadi, Zine. 2008. « Etude d'un cycle frigorifique transcritique au CO_2 muni d'un détendeur à éjecteur ». https://biblio.univ-annaba.dz/wp-content/uploads/2014/06/Memoire-Saadi-zine.pdf.

Sarkar, Jahar. 2008. « Optimization of Ejector-Expansion Transcritical CO_2 Heat Pump Cycle ». *Energy* 33 (9): 1399-1406. https://doi.org/10.1016/j.energy.2008.04.007.

Toublanc, Cyril. 2009. « Amélioration du cycle frigorifique trans-critique au CO_2 par une compression refroidie : évaluations numérique et expérimentale ». https://theses.hal.science/tel-00465986v1/document.

UNEP, éd. 2006. *Handbook for the Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer*. 7th. ed. Nairobi: United Nations Environment Programme. https://ise.unige.ch/isdd/IMG/pdf/Manuel_du_Protocole_de_Montreal.pdf .

Vazquez, Germán Pacheco, et Philippe Haberschil. 2004. « Conception et caractérisation d'une installation frigorifique en cycle mono-étage fonctionnant au CO_2 », 17 juin 2004. https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/3740/fichero/Documento+final.pdf.

Victorin, Chegnimonhan K, Aredokou Olorounto Louis, Adomou Alain, et Guidi Tognon Clotilde. 2020. « Parametric Study of NH_3/CO_2 Cascade Refrigeration Cycles for Hot Climates », nº 10.

Wilson, J.J. 1979. « The Trade for Refrigerated Ships ». *International Journal of Refrigeration* 2 (6): 249. https://doi.org/10.1016/0140-7007(79)90092-6.

Yari, Mortaza. 2009. « Performance Analysis and Optimization of a New Two-Stage Ejector-Expansion Transcritical CO_2 Refrigeration Cycle ». *International Journal of Thermal Sciences* 48 (10): 1997-2005. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.01.013.

Zhang, Zhenying, Lili Tian, Yanhua Chen, et Lirui Tong. 2014. « Effect of an Internal Heat Exchanger on Performance of the Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration Cycle with an Expander ». *Entropy* 16 (11): 5919-34. https://doi.org/10.3390/e16115919.

Annexes

- Variation du COP en fonction de la HP et Tc (voir figure 15).

Pression (Bar)	Tc=35°C	Tc=37°C	Tc=39°C
75	0,69	0,49	0,34
80	1,45	0,9	0,65
85	2,06	1,65	1,1
90	2,1	1,9	1,61
95	2,07	1,93	1,76
100	2,03	1,92	1,79
105	1,99	1,89	1,79
110	1,95	1,86	1,77
115	1,9	1,82	1,74
120	1,86	1,79	1,71
125	1,82	1,75	1,68
130	1,78	1,72	1,65
135	1,74	1,68	1,62
140	1,71	1,65	1,6
145	1,68	1,62	1,57
150	1,64	1,59	1,54

- Variation du COP en fonction de la HP et Te (voir figure 16).

Pression (Bar)	Te=-10°C	Te=-15°C	Te=-20°C
75	0,69	0,59	0,52
80	1,45	1,25	1,09
85	2,06	1,79	1,57
90	2,1	1,83	1,61
95	2,07	1,82	1,61
100	2,03	1,79	1,59
105	1,99	1,76	1,57
110	1,95	1,73	1,54
115	1,9	1,69	1,51
120	1,86	1,66	1,49
125	1,82	1,63	1,46
130	1,78	1,6	1,44
135	1,74	1,57	1,41
140	1,71	1,54	1,39
145	1,68	1,51	1,37
150	1,64	1,49	1,34

- Variation de la pression optimale en fonction de la température de sortie du refroidisseur de gaz (voir figure 18)

Tgc	T évap - 5°C	T évap - 10°C	T évap - 15°C	T évap - 20°C
23	62,71	62,71	62,71	62,71
24	64,05	64,05	64,05	64,05
25	65,72	65,72	65,72	65,72
26	67,73	67,73	67,73	67,73
27	69,74	69,74	69,74	69,74
28	71,76	71,76	71,76	71,76
29	73,77	73,77	73,77	73,77
30	76,37	76,37	76,37	76,37
31	78,97	78,97	78,97	78,97
32	81,57	81,57	81,57	81,57
33	84,17	84,17	84,17	84,17
34	86,77	86,77	86,77	86,77
35	89,37	89,37	89,37	89,37
36	91,97	91,97	91,97	91,97
37	94,57	94,57	94,57	94,57
38	97,17	97,17	97,17	97,17
39	99,77	99,77	99,77	99,77
40	102,4	102,4	102,4	102,4
41	105	105	105	105
42	107,6	107,6	107,6	107,6
43	110,2	110,2	110,2	110,2

- Variation du COP en fonction de la température de sortie du refroidisseur de gaz (voir figure 17).

Tgc	P optimale	T évap -5°C	T évap -10°C	T évap -15°C	T évap -5°C
23	62,71	4,57	3,8	3,24	2,83
24	64,05	4,38	3,65	3,11	2,72
25	65,72	4,17	3,5	2,96	2,59
26	67,73	3,95	3,33	2,81	2,46
27	69,74	3,75	3,17	2,67	2,33
28	71,76	3,58	3,02	2,53	2,22
29	73,77	3,4	2,87	2,41	2,12
30	76,37	3,22	2,73	2,28	2,01
31	78,97	3,06	2,61	2,17	1,91
32	81,57	2,9	2,5	2,07	1,83
33	84,17	2,76	2,4	1,97	1,75
34	86,77	2,64	2,3	1,89	1,68
35	89,37	2,52	2,21	1,81	1,61
36	91,97	2,41	2,13	1,75	1,55
37	94,57	2,31	2,05	1,69	1,5
38	97,17	2,22	1,98	1,64	1,45
39	99,77	2,14	1,91	1,58	1,41
40	102,4	2,06	1,84	1,54	1,36
41	105	1,98	1,76	1,49	1,32
42	107,6	1,91	1,69	1,44	1,28
43	110,2	1,84	1,62	1,39	1,24

- Variation de la pression optimale en fonction de la température d'évaporation (voir figure 18)

T ev	T gc 25°C	T gc 30°C	T gc 35°C	T gc 40°C
-1	65,72	76,37	89,37	102,4
-2	65,72	76,37	89,37	102,4
-3	65,72	76,37	89,37	102,4
-4	65,72	76,37	89,37	102,4
-5	65,72	76,37	89,37	102,4
-6	65,72	76,37	89,37	102,4
-7	65,72	76,37	89,37	102,4
-8	65,72	76,37	89,37	102,4
-9	65,72	76,37	89,37	102,4
-10	65,72	76,37	89,37	102,4
-11	65,72	76,37	89,37	102,4
-12	65,72	76,37	89,37	102,4
-13	65,72	76,37	89,37	102,4
-14	65,72	76,37	89,37	102,4
-15	65,72	76,37	89,37	102,4
-16	65,72	76,37	89,37	102,4
-17	65,72	76,37	89,37	102,4
-18	65,72	76,37	89,37	102,4
-19	65,72	76,37	89,37	102,4
-20	65,72	76,37	89,37	102,4
-21	65,72	76,37	89,37	102,4
-22	65,72	76,37	89,37	102,4
-23	65,72	76,37	89,37	102,4
-24	65,72	76,37	89,37	102,4
-25	65,72	76,37	89,37	102,4
-26	65,72	76,37	89,37	102,4
-27	65,72	76,37	89,37	102,4
-28	65,72	76,37	89,37	102,4

- Variation du COP en fonction de la température d'évaporation (voir figure 19)

T ev	T gc 25°C	T gc 30°C	T gc 35°C	T gc 40°C
-1	4,92	3,69	2,73	2,24
-2	4,72	3,57	2,68	2,19
-3	4,53	3,45	2,63	2,14
-4	4,33	3,33	2,57	2,1
-5	4,17	3,22	2,52	2,06
-6	4,03	3,12	2,46	2,02
-7	3,9	3,02	2,41	1,97
-8	3,76	2,92	2,34	1,93
-9	3,63	2,83	2,27	1,89
-10	3,5	2,73	2,21	1,84
-11	3,38	2,64	2,16	1,79
-12	3,26	2,54	2,07	1,72
-13	3,16	2,45	1,96	1,65
-14	3,05	2,36	1,88	1,59
-15	2,96	2,28	1,81	1,54
-16	2,87	2,21	1,76	1,49
-17	2,79	2,15	1,72	1,45
-18	2,72	2,1	1,68	1,42
-19	2,65	2,05	1,64	1,39
-20	2,59	2,01	1,61	1,36
-21	2,53	1,97	1,58	1,33
-22	2,48	1,93	1,55	1,31
-23	2,43	1,9	1,53	1,29
-24	2,38	1,87	1,51	1,27
-25	2,34	1,84	1,48	1,25
-26	2,3	1,81	1,46	1,23
-27	2,26	1,78	1,44	1,21
-28	2,23	1,76	1,42	1,19

- Variation du COP en fonction du rendement isentropique (voir figure 21).

Rendement isentropique	COP
0,6	1,89
0,62	1,96
0,64	2,02
0,66	2,08
0,68	2,15
0,7	2,21
0,72	2,27
0,74	2,33
0,76	2,4
0,78	2,46
0,8	2,52
0,82	2,59
0,84	2,65
0,86	2,71
0,88	2,78
0,9	2,84

- Variation du COP et des travaux des compresseurs en fonction de la pression du refroidisseur de gaz pour un système booster sans compression parallèle (voir figure 26).

P optimale	Compresseur LT	Compresseur MT	COP
62,71	8,19	56,41	2,79
64,05	8,19	59,14	2,67
65,72	8,19	62,28	2,55
67,73	8,19	65,8	2,43
69,74	8,19	69,43	2,32
71,76	8,19	73,17	2,21
73,77	8,19	77,04	2,11
76,37	8,19	81,16	2,02
78,97	8,19	85,3	1,93
81,57	8,19	89,45	1,84
84,17	8,19	93,63	1,77
86,77	8,19	97,84	1,7
89,37	8,19	102,1	1,63
91,97	8,19	106,3	1,57
94,57	8,19	110,7	1,52
97,17	8,19	115	1,46
99,77	8,19	119,4	1,41
102,4	8,19	123,9	1,36
105	8,19	128,4	1,32
107,6	8,19	132,9	1,28
110,2	8,19	137,5	1,24

- Variation du COP et des travaux des compresseurs en fonction de la pression du refroidisseur de gaz pour un système booster avec compression parallèle (voir figure 27)

P optimale	Compresseur LT	Compresseur MT	Compresseur IT	COP
62,71	8,19	43,61	7,151	3,05
64,05	8,19	44,78	8,148	2,94
65,72	8,19	46,22	9,288	2,83
67,73	8,19	47,92	10,56	2,7
69,74	8,19	49,58	11,93	2,58
71,76	8,19	51,2	13,43	2,47
73,77	8,19	52,79	15,04	2,37
76,37	8,19	54,79	16,64	2,26
78,97	8,19	56,74	18,3	2,16
81,57	8,19	58,64	20,02	2,07
84,17	8,19	60,5	21,8	1,99
86,77	8,19	62,31	23,64	1,91
89,37	8,19	64,08	25,54	1,84
91,97	8,19	65,82	27,51	1,77
94,57	8,19	67,51	29,54	1,71
97,17	8,19	69,18	31,64	1,65
99,77	8,19	70,81	33,81	1,6
102,4	8,19	72,4	36,05	1,54
105	8,19	73,97	38,35	1,49
107,6	8,19	75,51	40,73	1,45
110,2	8,19	77,02	43,19	1,4

- Variation du COP le travail total requis par les compresseurs en fonction de la pression du refroidisseur de gaz pour un système booster avec et sans compression parallèle (voir figure 28)

P optimale	W sans compression parallèle	W avec compression parallèle	COP sans compression parallèle	COP avec compression parallèle
62,71	64,6	58,951	2,79	3,05
64,05	67,33	61,118	2,67	2,94
65,72	70,47	63,698	2,55	2,83
67,73	73,99	66,67	2,43	2,7
69,74	77,62	69,7	2,32	2,58
71,76	81,36	72,82	2,21	2,47
73,77	85,23	76,02	2,11	2,37
76,37	89,35	79,62	2,02	2,26
78,97	93,49	83,23	1,93	2,16
81,57	97,64	86,85	1,84	2,07
84,17	101,82	90,49	1,77	1,99
86,77	106,03	94,14	1,7	1,91
89,37	110,29	97,81	1,63	1,84
91,97	114,49	101,52	1,57	1,77
94,57	118,89	105,24	1,52	1,71
97,17	123,19	109,01	1,46	1,65
99,77	127,59	112,81	1,41	1,6
102,4	132,09	116,64	1,36	1,54
105	136,59	120,51	1,32	1,49
107,6	141,09	124,43	1,28	1,45
110,2	145,69	128,4	1,24	1,4