

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR - ANNABA
BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY



جامعة باجي مختار – عنابة

Faculté : Science de l'ingénierie
Département : Génie mécanique
Domaine : Sciences et techniques
Filière : Génie mécanique
Spécialité : Energétique

Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du Diplôme de Master

Thème:

**OPTIMISATION DES PERFORMANCES DU CYCLE EN CASCADE
D'UNE INSTALLATION DE LIQUEFACTION DU CO₂**

Présenté par : KHENFOUCI AMIRA

Encadreur : A.HAOUAM

MC- A

Université Badji Mokhtar-Annaba

Jury de Soutenance :

MERZOUG Bachir	Professeur	Université Badji Mokhtar- Annaba	Président
HAOUAM Abdallah	MC- A	Université Badji Mokhtar- Annaba	Encadrant
DJEMILI Abdelouaheb	MC- A	Université Badji Mokhtar- Annaba	Examineur

Année Universitaire : 2020/2021

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier Allah pour m'avoir donné la santé, la volonté et le courage d'accomplir ce travail.

Je remercie vivement mon encadreur Mr Abdallah HAOUAM qui a su me guider à chaque étape malgré ses obligations professionnelles, ainsi que pour son amabilité qui mérite toute l'admiration.

Je désire aussi remercier les membres du jury, qui ont accepté sans réserve, de juger et d'évaluer ce travail.

*Je remercie tout le personnel du département, en particulier :
Mme MENIGHED SAIDA, responsable de la bibliothèque.*

Enfin, je remercie particulièrement ma mère, je lui présente ma gratitude pour les efforts inlassables qu'elle ne cesse de déployer pour moi et aussi pour son soutien inconditionnel tout au long de ces longues années d'études.

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail :

A ma source de bonheur

*Mon père, ma mère, pour leur amour, leur bonté, leurs encouragements
perpétuels, leur soutien, puisse Allah prolonger leur vie dans le bonheur.*

A toute ma famille.

A tous ceux qui m'ont aidé.

Grand merci pour Torchi Abdel Basset et aussi à tous mes ami(e)s.

Sommaire

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale

Chapitre 1 : Généralités sur le fluide frigorigène CO₂

1.1 Introduction	9
1.2 Définition fluide frigorigène et fluide frigoporteur	9
1.3 Historique du CO ₂ en tant que fluide frigorigène	9
1.4 Les propriétés thermodynamiques du CO ₂	12
1.4.1 Diagramme pression-enthalpie (log P-h) (diagramme de Mollier)	13
1.4.2 Diagramme de Mollier pour utilisation courante en réfrigération	14
1.5 Les propriétés physico-chimiques du CO ₂	15
1.6 Études comparatives entre le CO ₂ et les autres fluides frigorigènes	17
1.7 Domaines d'application du CO ₂	17
1.8 Le CO ₂ et environnement	18
1.9 Manipulation du CO ₂	18
1.9.1 Le dioxyde de carbone	18
1.9.2 Effet physiologique (que se passe-t-il quand on respire ?)	19
1.9.3 Manipulation du dioxyde de carbone CO ₂ (solide/ liquide/ gazeux)	19
1.9.3.1 Dioxyde de carbone gazeux	19
1.9.3.2 Dioxyde de carbone liquéfié	20
1.9.3.3 Dioxyde de carbone solide ⇒ glace carbonique.....	21
1.10 Conclusion	22

Chapitre 2: Les cycles de réfrigération du CO₂

2.1 Introduction	24
2.2 Les cycles de réfrigération	24
2.2.1 Le système en cascade	25
2.2.2 Réfrigérants et fluides (secondaires)	26
2.3 Le cycle transarctique de CO ₂	28
2.4 Application du cycle à cascade	29
2.5 Conclusion	29

Chapitre 3: Calcul thermodynamique d'une installation frigorifique à cascade CO₂/NH₃	
3.1 Introduction	31
3.2 Les composants d'une installation frigorifique	31
3.2.1 Organes principaux d'une machine frigorifique :	31
3.2.2 Principe de fonctionnement	32
3.3 Principe de base du cycle transarctique.....	32
3.3.1 Performance thermodynamique de la machine frigorifique transcritique.....	34
3.4 Principe de base du cycle en cascade	35
3.5 Détermination des paramètres thermodynamiques du cycle CO₂/NH₃	37
3.6 Analyse thermodynamique	41
3.7 Calcul thermodynamique de l'échangeur évapo-condenseur	42
3.8 Conclusion	46

Chapitre 4 : Optimisation des performances thermodynamiques de l'installation frigorifique

4.1 Introduction.....	48
4.2 Aperçu général sur le EES.....	48
4.3 Hypothèses de calcul de simulation	49
4.4 Programmation/ Résultats des calculs.....	49
4.5.a Influence de T_{condBT} sur le COP.....	53
Discussion	58
4.5.b Influence de T_{evHT} sur le COP	59
Discussion	64
4.6 Conclusion	64

Conclusion générale

Bibliographie

Liste des figures

Chapitre 1

Figures	Pages
Figure 1.1 : Utilisation des réfrigérants dans le secteur maritime [3]	10
Figure 1.2 : Histoire des fluides frigorigènes [3].	12
Figure 1.3 : Les propriétés thermodynamiques du CO ₂ par rapport aux autres fluides frigorigènes [4]	12
Figure 1.4 : Enthalpie d'évaporation par mètre cube [4]	13
Figure 1.5 : l'état physique du CO ₂ en fonction de (P) et (h) [4].	14
Figure 1.6 : Diagramme de Mollier R744 [4].	15
Figure 1.7 : Courbes donnant les limites de vaporisation, fusion et sublimation du CO ₂ en fonction de sa température et sa pression [5].	16
Figure 1.8 : Que se passe-t-il quand on respire le CO ₂ ? [8]	19

Chapitre 2

Figures	Pages
Figure 2.1 : schéma de cycle de réfrigération [10].	25
Figure 2.2 : système de réfrigération en cascade [11].	26
Figure 2.3 : Diagramme (P-h) d'un cycle transcritique au CO ₂ [14].	29

Chapitre 3

Figures	Pages
Figure 3.1 : Schéma des composants d'une installation frigorifique [16]	31
Figure 3.2 : Représentation du cycle transcritique du CO ₂ dans un diagramme pression enthalpie [17]	33
Figure 3.3 : Diagrammes thermodynamiques des fluides NH ₃ et CO ₂	36
Figure 3.4 : Schéma d'un système de réfrigération en cascade CO ₂ /NH ₃ [18]	37
Figure 3.5 : Diagramme des températures des fluides	43

Chapitre 4

Figures	Pages
Figure 4.1 : Les résultats des paramètres thermodynamiques de R717 dans EES à $\Delta T = 5^{\circ}C$	50
Figure 4.2 : Les résultats des paramètres thermodynamiques de R744 dans EES à $\Delta T = 5^{\circ}C$	51
Figure 4.3 : Les résultats des paramètres thermodynamiques de R744 dans EES à $\Delta T = 2^{\circ}C$	54
Figure 4.4 : Les résultats des paramètres thermodynamiques de R744 dans EES à $\Delta T = 8^{\circ}C$	56
Figure 4.5 : Influence de T_{condBT} sur le COP	58
Figure 4.6 : Les résultats des paramètres thermodynamiques de R717 dans EES à $\Delta T = 2^{\circ}C$	59
Figure 4.7 : Les résultats des paramètres thermodynamiques de R717 dans EES à $\Delta T = 8^{\circ}C$	62
Figure 4.8 : Influence de T_{evHT} sur le COP	64

Liste des tableaux

Chapitre 3

Tableaux	Pages
Tableau 3.1 : Caractéristiques thermodynamiques du cycle CO ₂	39
Tableau 3.2 : Caractéristiques thermodynamiques du cycle NH ₃	40
Tableau 3.3 : Caractéristiques thermo-physiques du CO ₂ et du NH ₃	43

Chapitre 4

Tableaux	pages
Tableau 4.1 : Caractéristiques thermodynamiques des cycles CO ₂ et NH ₃ pour $\Delta T = 5^{\circ}C$	53
Tableau 4.2 : Caractéristiques thermodynamiques des cycles CO ₂ et NH ₃ pour $\Delta T = 2^{\circ}C$	55
Tableau 4.3 : Caractéristiques thermodynamiques des cycles CO ₂ et NH ₃ pour $\Delta T = 8^{\circ}C$	58
Tableau 4.4 : Caractéristiques thermodynamiques des cycles CO ₂ et NH ₃ pour $\Delta T = 2^{\circ}C$	61
Tableau 4.5 : Caractéristiques thermodynamiques des cycles CO ₂ et NH ₃ pour $\Delta T = 8^{\circ}C$	63

Nomenclature

BP : basse pression (bar)

C_p : capacité thermique massique (J/kg. °C)

COP : coefficient de performance

D: diamètre (m)

DTLM : différence de température logarithmique moyenne (°C)

h : enthalpie (kJ/kg), coefficient global d'échange de chaleur ($w/m^2 \cdot °C$)

HP : haute pression (bar)

m : débit massique (kg/s)

P : pression (bar), puissance frigorifique (w)

q : puissance frigorifique spécifique (kJ/kg)

\dot{Q} : Quantité de chaleur (W)

S : entropie (J/kg.k), surface (m^2)

T : température (°C)

V : Vitesse (m^2/s)

W : puissance mécanique (W)

w : travail de compresseur (kJ/kg)

x : titre de vapeur (-)

Lettres grecques

ε : efficacité thermique (%)

η_s : rendement isentropique

λ : conductivité thermique (W/m. °C)

μ : viscosité dynamique (kg/m.s)

ν : viscosité cinématique (m^2/s)

ρ : masse volumique (kg/m^3)

Indices

cp : compresseur

cr : critique

e : entrée

e_c : entrée fluide chaud

e_f : entrée fluide froid

ev : évaporation

ex: extérieur

in: intérieur

k: compresseur

max: maximum

min: minimum

rg : refroidisseur de gaz

s : isentropique, sortie

cond : condensation

Nombres adimensionnels

Nu : nombre de Nusselt

Pr : nombre de Prandtl

Re : nombre de Reynolds

INTRODUCTION GENERALE

La liquéfaction est un changement d'état qui fait passer un corps de l'état gazeux à l'état liquide. Elle est la transformation inverse de la vaporisation. Bien qu'incorrect selon la terminologie de la thermodynamique, le terme condensation (liquide) est couramment utilisé à la place. Elle peut se produire par compression ou refroidissement d'un gaz.

La réfrigération d'un système consiste à en extraire de l'énergie, cette énergie peut être reçue de l'extérieur et dissipée dans le système. On opère souvent dans ce cas à température constante. Par contre, la liquéfaction consiste à lui retirer de l'énergie afin de le refroidir de puis la température ambiante jusqu'à son point de rosée, puis à condenser la vapeur saturée.

Le dioxyde de carbone (CO_2) est une molécule linéaire, composé d'un atome de carbone et de deux atomes d'oxygène. Aux conditions normales de pression et température, ce composé inorganique est présent sous forme gazeuse : c'est le gaz carbonique. On peut néanmoins le retrouver sous forme liquide et solide.

Le travail s'articulera sur une introduction générale et quatre chapitres suivis d'une conclusion générale.

- Le premier chapitre traitera les généralités sur le fluide frigorigène CO_2 .
- Le deuxième chapitre nous allons présenter les différents cycles de réfrigération du CO_2
- Le troisième chapitre sera consacré au calcul thermodynamique d'une installation frigorifique CO_2 et NH_3 et aussi au calcul thermodynamique de l'échangeur évapo-condenseur.
- Le quatrième chapitre complètera cette étude thermodynamique par l'optimisation des performances énergétiques de l'installation frigorifique CO_2/NH_3 par logiciel de simulation EES.

Chapitre 1

Généralités sur le fluide frigorigène CO₂

1.1 Introduction

L'utilisation du CO₂ comme fluide frigorigène est une longue histoire comme avec celles des procédés de refroidissement car ce fut l'un des premiers fluides pour la production de froid.

Dans ce chapitre on va parler du CO₂ et de ses propriétés (thermodynamique, physico-chimique), avec une petite étude comparative entre lui et les autres fluides frigorigènes ; Un aperçu sur le domaine d'utilisation, l'impact sur l'environnement et sa manipulation.

1.2 Définition fluide frigorigène et fluide frigoporteur

- **Fluide frigorigène**

Un fluide frigorigène (ou réfrigérant) est un fluide pur ou un mélange de fluides purs présents en phase liquide, gazeuse ou les deux à la fois en fonction de la température et de la pression de celui-ci. La principale propriété des fluides frigorigènes est de s'évaporer à une faible température sous la pression atmosphérique. Les fluides frigorigènes sont utilisés dans les systèmes de production de froid (climatisation, congélateur, réfrigérateur, etc.)[1].

- **Fluide frigoporteur**

Un fluide frigoporteur (ou caloporteur) assure le transport de la chaleur d'une source thermique à un puits thermique tout en respectant à la fois des contraintes techniques (pertes thermiques réduites, faible consommation d'énergie de transport du fluide), des contraintes de sécurité et de respect de l'environnement, des contraintes économiques (associées à la taille des auxiliaires de pompage, de compression ou de ventilation mais également à la taille des échangeurs de chaleur). La sélection de ce fluide pour un procédé thermique est le résultat d'un processus complexe d'évaluation de paramètres et de critères [2]

1.3 Historique du CO₂ en tant que fluide frigorigène [3]

Le dioxyde de carbone (le gaz carbonique ou le CO₂ ou le R744) est une substance naturelle qui a fait partie des premiers fluides utilisés dans l'histoire de la réfrigération. Il a été largement utilisé au début du 20^{ème} siècle, particulièrement dans les installations frigorifiques maritimes où ce fluide était le réfrigérant dominant jusqu'aux années 1950-1960 comme le montre la figure 1.1

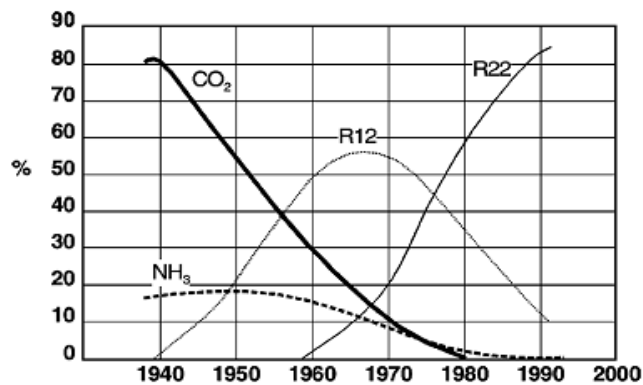


Figure 1.1: Utilisation des réfrigérants dans le secteur maritime [3].

Alexander Twinings semble être le premier qui a proposé le CO₂ comme fluide frigorigène dans un brevet anglais déposé en 1850, mais le premier système n'a été réalisé qu'en 1860 par l'américain SC. Lowe qui a reçu un brevet anglais en 1867.

En Europe, Carl Linde a construit la première machine au CO₂ en 1881, l'allemand Franz Windhausen a amélioré cette technologie et il a aussi reçu un brevet en 1886.

Aux États-Unis, le CO₂ a été utilisé comme fluide frigorigène dans les systèmes frigorifiques vers 1890, puis dans les systèmes de conditionnement d'air vers 1900.

Comparé au dioxyde de soufre et à l'ammoniac hautement toxiques, le CO₂ est ni toxique ni inflammable, ce qui lui a donné au CO₂ une préférence dans le domaine maritime et le domaine résidentielle.

Le développement de nouvelles substances synthétiques, les CFC (Chlorofluorocarbures), à faible toxicité et à faibles pressions de fonctionnement fin 1930 et le manque de volonté des constructeurs de système de CO₂ d'améliorer et de moderniser la conception de ces systèmes est à l'origine de la régression de l'utilisation du CO₂.

Ce fluide a cessé d'être utilisé en 1950 avec l'arrivée des frigorigènes halocarbures qui étaient sûrs, non toxiques et plus efficaces.

En 1974, deux scientifiques américains, Mario Molina (futur prix Nobel pour ses recherches sur le « trou » de la couche d'ozone) et F. Sherwood Rowland, formulent pour la première fois la théorie de l'appauvrissement de la couche d'ozone sous l'impact des CFC.

Bien que mal accueillie, cette hypothèse est confirmée en 1985 par la preuve que la couche d'ozone diminue au-dessus de l'antarctique, même si le phénomène n'est pas encore bien expliqué, la communauté internationale réagit vite. Ainsi, la convention de Vienne de 1986 et

les accords de Montréal de 1987 limitent, puis interdisent la production et la consommation des CFC.

En matière d'environnement, il convient de prendre en compte une autre propriété des fluides frigorigènes. En effet, l'action environnementale ne se limite pas uniquement au potentiel de destruction de la couche d'ozone dû à la présence du chlore dans les CFC et les HCFC, mais aussi au potentiel de réchauffement climatique par effet de serre GWP (Global Warming Potential). Ainsi, le protocole de Kyoto (1997), non ratifié par tous les pays industrialisés, vise à arrêter l'utilisation des hydrofluorocarbures (HFC), tels que le R134a à partir de 2008 du fait de leur contribution à l'effet de serre.

Cette situation entraîne une utilisation accrue de frigorigènes anciens tels que l'ammoniac et les hydrocarbures qui, bien que non nocifs pour l'environnement, peuvent présenter un certain degré de risque en raison de leur inflammabilité et/ou toxicité. De ce fait, le dioxyde de carbone, frigorigène utilisé autrefois dans le froid industriel et maritime, fut proposé en 1990 par le Professeur Gustav Lorentzen comme frigorigène de substitution. Cette année-là, il breveta un système au CO₂ fonctionnant suivant un cycle trans-critique où la haute pression est contrôlée par la vanne de détente. En 1992, il présente les résultats expérimentaux du premier système de climatisation automobile fonctionnant au CO₂ suivant un cycle trans-critique.

Au Japon, la demande énergétique pour l'eau chaude est environ de 30% de la consommation résidentielle totale d'énergie, mais la plupart de cette demande (plus de 90%) est produite par la combustion directe du combustible fossile qui contribue à la pollution de l'environnement. Dans le but de réduire la consommation énergétique et les émissions de gaz à effet de serre le développement des pompe à chaleur pour l'eau chaude à rendement élevé utilisant des fluides frigorigènes naturelles avait récemment reçu une grande attention de la part des constructeurs (Denso, Sanyo, Panasonic, Daikin, Hitachi, Mitsubishi Electric, Sanden, Corona, Toshiba Carrier et Matsushita Electric) qui ont fabriqué de nombreuses pompes à chaleur utilisant le CO₂ comme fluide frigorigène destiné au secteur résidentiel. Ce genre de système a graduellement gagné sa popularité au Japon ces dernières années.

La figure 1.2 donne un aperçu sur l'évolution des fluides utilisés dans le domaine du froid.

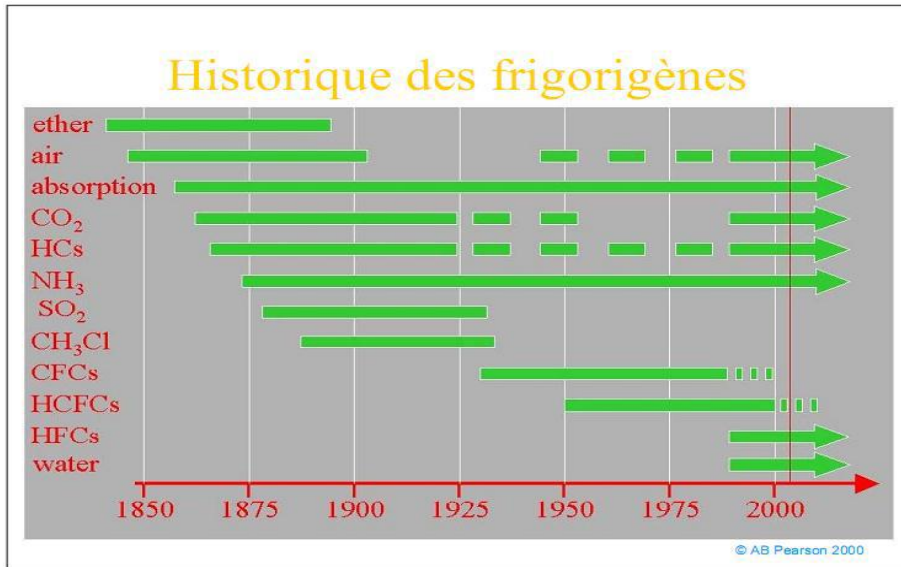


Figure 1.2 : Histoire des fluides frigorigènes [3].

1.4 Les propriétés thermodynamiques du CO₂ [4]

La principale différence du CO₂ par rapport aux autres fluides frigorigènes réside dans la pression à laquelle il doit travailler. Toutefois, ce facteur en fait un gaz à haute densité lui permettant d'accroître son effet réfrigérant avec une faible masse en circulation (Fig. 1.3).

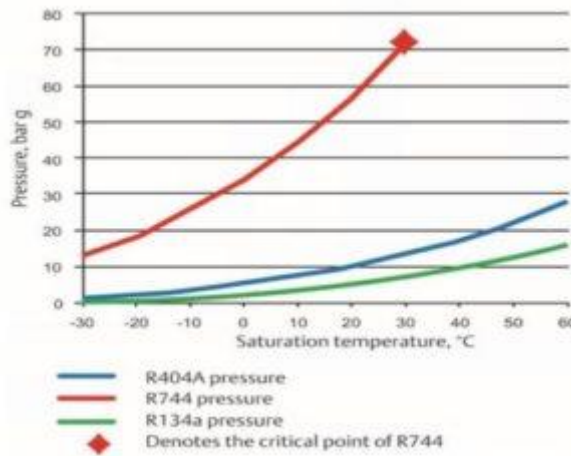


Figure 1.3 : Les propriétés thermodynamiques du CO₂ par rapport aux autres fluides frigorigènes [4]

L'enthalpie d'évaporation par mètre cube déplacé (kJ/m³) est bien plus élevée que celle des autres gaz, ce qui conduit à l'utilisation de compresseurs de moindres cylindrées et à des tuyauteries de plus faibles diamètres (Fig. 1.4).

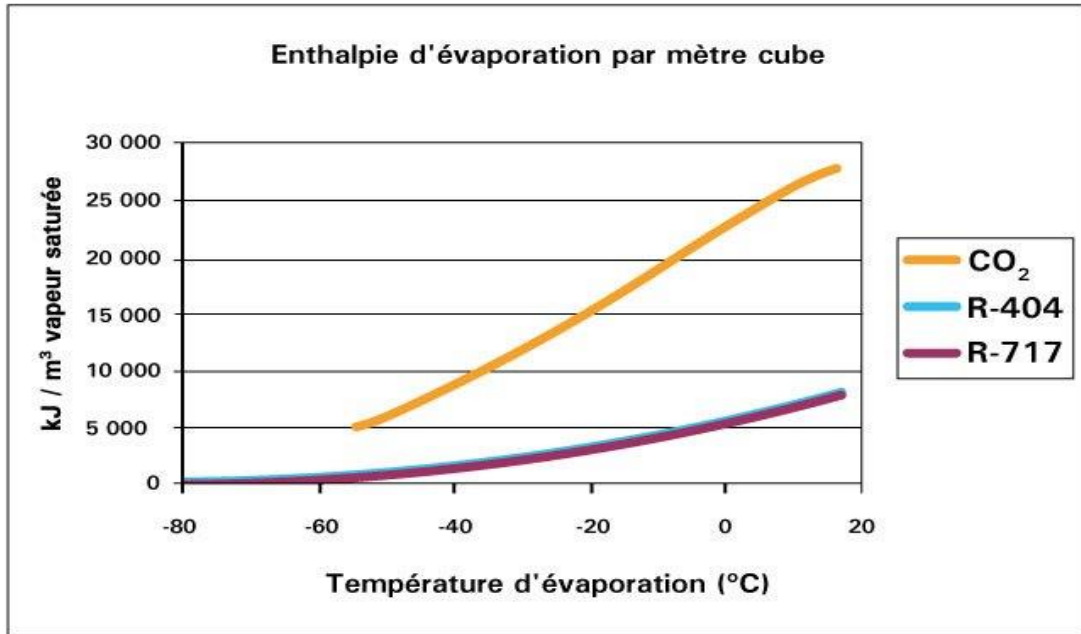


Figure 1.4 : Enthalpie d'évaporation par mètre cube [4].

1.4.1 Diagramme pression-enthalpie (log P-h) (diagramme de Mollier) [4]

Lorsque le CO₂ est utilisé comme réfrigérant, il convient de recourir à un diagramme P-h élargi, à savoir à un diagramme qui, outre les zones habituelles de vapeur, vapeur-liquide et liquide qui peuvent être observées sur le diagramme de Mollier de n'importe quel fluide frigorigène classique, représente la zone qui se trouve au-dessus du point critique (phase supercritique) ainsi que les zones qui se trouvent au-dessous du point triple.

Le graphique (Fig.1.5) permet d'identifier l'état physique du CO₂ en fonction de la pression (P) et de l'enthalpie (h). En modifiant ces deux variables, il est possible d'obtenir quatre phases bien distinctes (**solide, liquide, vapeur et fluide supercritique**) ainsi que 3 autres zones intermédiaires de mélange diphasique (**solide-liquide, solide-vapeur et liquide-vapeur**).

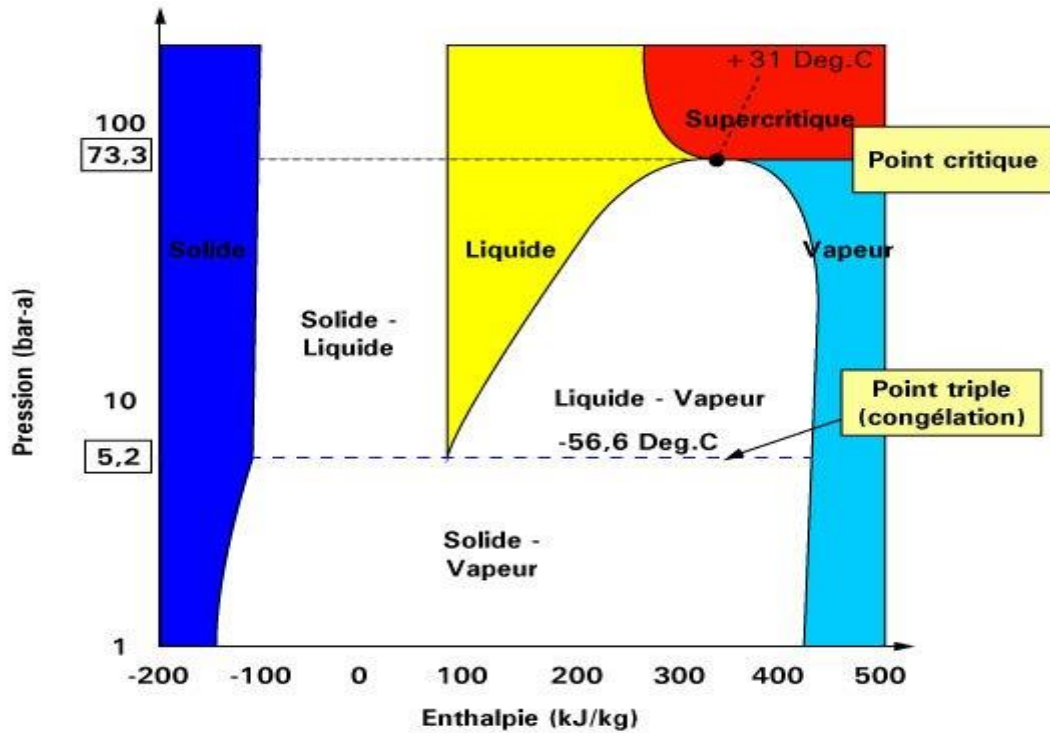


Figure 1.5 : l'état physique du CO₂ en fonction de (P) et (h)[4].

En comparaison avec d'autres réfrigérants, il est à noter que des pressions de saturation élevées sont obtenues, y compris avec des températures très faibles (exemple : $0 \text{ °C} \Rightarrow 35 \text{ bar}$). Une attention toute particulière doit être accordée aux points du diagramme de phases suivants :

- **Point critique** : $30,98 \text{ °C}$ et $73,77 \text{ bar} \Rightarrow$ Changement de phase sans condensation
- **Point triple** : $-56,56 \text{ °C}$ et $5,187 \text{ bar} \Rightarrow$ La phase liquide ne peut exister qu'à une pression supérieure à $5,187 \text{ bar}$, la détente de liquide à une pression inférieure produisant de la glace sèche (solide).

1.4.2 Diagramme de Mollier pour utilisation courante en réfrigération [4]

Pour représenter les cycles des machines frigorifiques, il est habituel d'utiliser un diagramme de Mollier (Fig. 1.6) simplifié sur lequel la zone solide ou solide-liquide (partie de gauche) n'est pas représentée, tout comme la zone qui se trouve sous le point triple ($< 5,2 \text{ bar}$). Par conséquent, le diagramme couramment utilisé en réfrigération n'illustre que les zones : liquide, vapeur ou liquide-vapeur. Il ressemble fortement au diagramme de quelconque autre fluide frigorigène d'usage quotidien, mais avec des pressions beaucoup plus élevées :

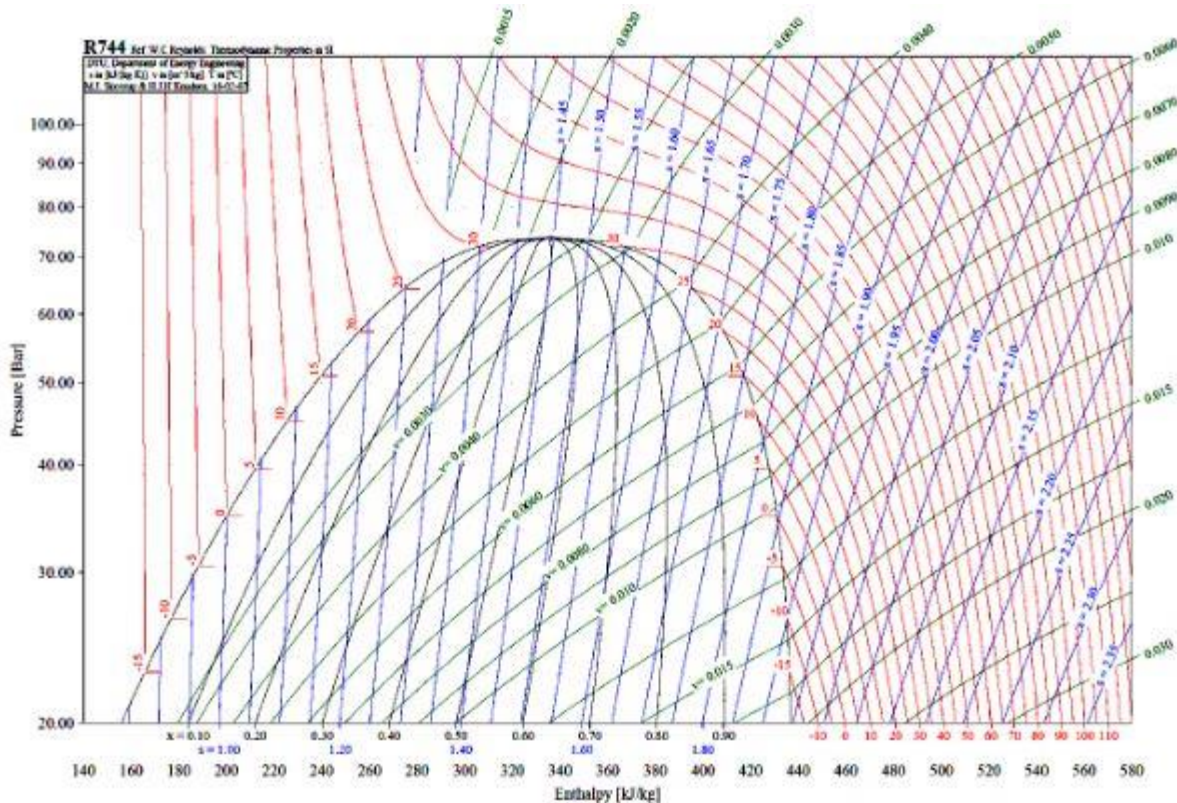


Figure 1.6 : Diagramme de Mollier R744[4].

1.5 Les propriétés physico-chimiques du CO₂ [5]

Appelé dioxyde de carbone, anhydride carbonique ou acide carbonique... Il est commercialisé et utilisé sous forme de gaz, liquide ou solide (neige carbonique). Pour l'industrie des boissons, il est vendu liquéfié à température ambiante sous sa propre pression de vapeur saturante (voisine de 70 bar) et logé en bouteilles en acier de 10 kg de gaz au maximum, ou vendu en réservoir réfrigéré basse pression à moins 20° C sous 20 bar de pression. Dans ce dernier cas le réservoir est à demeure chez le client et un camion-citerne assure sa livraison. Les deux réservoirs (livraison et réception) sont équipés de moyens de régulation de la pression et de la température du gaz liquéfié. Utilisé sous ses différentes formes, il aura en plus de son rôle dans la carbonatation des boissons, des applications protectrices sur la stabilité des aliments en chassant ou en se substituant à l'oxygène lors de leur conditionnement. Il aura également sous sa forme solide des utilisations dans le domaine frigorifique.

On peut déduire sa densité par rapport à l'air, de sa masse molaire M selon la formule : $d = M/29$ ce qui donne Pour C = 12 et O = 16 - $(12 + 16 \times 2)/29 = 1,517$

Son poids volumique à 0°C et à la pression atmosphérique normale est 1,98 (voisin de 2g /l)

- Point critique: Température critique 31,1° C- pression critique 74,96 bars; A cette température le CO₂ ne peut plus exister à l'état liquide quelle que soit la pression appliquée.
- Point triple : Température - 56,6° C - pression 5,28 bar; A cette température et a cette pression les trois états: gaz, liquide et solide préexistent.
- Sa solubilité dans l'eau et les solutions hydro-alcooliques est importante. A 15° C dans l'eau pure sous 1 bar de pression absolue, il se dissout à raison de 1 litre de gaz par litre de liquide ce qui correspond compte tenu de son poids spécifique à une dissolution de 2 g /l.
- A faible dose dans l'air respirable (< à 5%) il n'est pas toxique et réalise même l'activation des phénomènes respiratoires par excitation de centres cérébraux (deuxième souffle du coureur). Au-delà d'une concentration de 10% dans l'atmosphère il devient vite dangereux et est mortel à 20%.

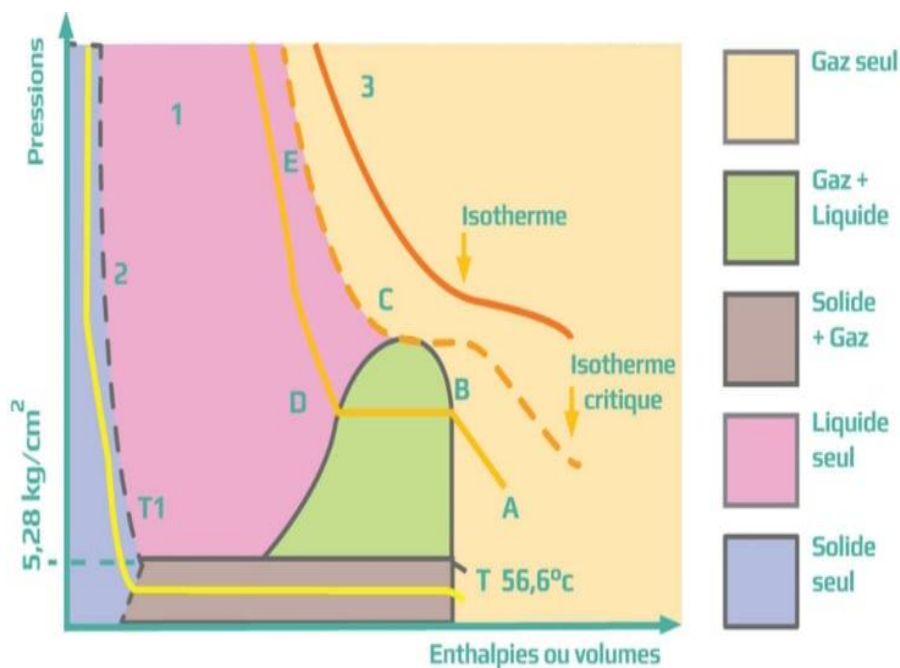


Figure 1.7 : Courbes donnant les limites de vaporisation, fusion et sublimation du CO₂ en fonction de sa température et sa pression [5].

LEGENDE (Fig. 1.7) :

C= point critique T°=31°C - Sur BD liquide et gaz existent et la quantité de liquide augmente quand on se déplace de B vers D. Sur TT' liquide, solide et gaz existent, T' = point triple

($P=5,28\text{kg/cm}^2$; $T^\circ= - 56,6\text{ }^\circ\text{C}$) A la pression atmosphérique (1 kg/ cm^2) le liquide ne peut pas exister car la pression est inférieure à $5,28\text{ kg/cm}^2$ [5].

1.6 Études comparatives entre le CO₂ et les autres fluides frigorigènes : [3]

Tamura et al ont établi un prototype de climatisation des véhicules pour le chauffage et le refroidissement fonctionnant suivant un cycle trans-critique au CO₂. Pour le refroidissement les COPs(Coefficients de Performances)pour le CO₂ et le R134a (C₂H₂F₄, tétrafluoroéthane)sont égaux, mais pour le mode chauffage, le système au CO₂ a donné un COP plus élevé que le système au R134a.

La performance d'un système fonctionnant au R410A (HFC, Hydrofluorocarbone)a été comparée à celle d'un système trans-critique au CO₂ par Richter et al.Les valeurs du COP pour le système au CO₂ étaient généralement inférieures au système fonctionnant au R410A. Une conclusion significative de l'étude était que si la température ambiante diminue, la capacité de chauffage de la pompe à chaleur diminue légèrement comparé au système au R410A.

Brown et alont présenté l'évaluation de CO₂ comme un produit de remplacement de R22 (Fréon, CHClF₂)pour des applications résidentielles de climatisation. La performance du CO₂ et du R22 a été comparée. Ils ont trouvé que le système au R22 a une performance sensiblement meilleure que le système au CO₂ quand des échangeurs de chaleur équivalents ont été employés dans les deux systèmes.

1.7 Domaines d'application du CO₂ [6]

Le dioxyde de carbone est présent à l'état naturel dans l'atmosphère. Le taux normal varie de 0,03 à 0,06 % en volume.

Le dioxyde de carbone est utilisé essentiellement dans :

- l'industrie agroalimentaire (conservation et gazéification des boissons, refroidissement et congélation des denrées alimentaires, extraction de la caféine et du houblon par le dioxyde de carbone super-critique...);
- le refroidissement (pour l'ébarbage ou le broyage) des caoutchoucs, matières plastiques ;
- des équipements d'extinction (dioxyde de carbone liquéfié sous pression, seul (neige carbonique) ou associé à d'autres gaz inertes (par exemple Inergen) ;
- la synthèse de l'urée, de la méthionine ;

- la protection des soudures (soudage TIG et MIG) ;
- le traitement de l'eau (contrôle du pH) ;
- les cultures sous serres ;
- des applications médicales (thérapie laser, cryothérapie ou cryochirurgie, analgésie, gaz d'insufflation pour la chirurgie invasive).

Par ailleurs, du dioxyde de carbone peut se former lors de combustions, de putréfactions (eaux résiduelles : égouts, puits), de fermentations alcooliques et malolactiques (vinification).

1.8 Le CO₂ et environnement [7]

Très favorable au niveau TEWI (Total Equivalent Warning Impact), indice permettant d'établir l'impact des fluides frigorigènes sur la couche d'ozone et l'effet de serre.

REDUCTION IMPORTANTE de l'EFFET DE SERRE DIRECT

* GWP (Global Warning Potential) ou « Potentiel de réchauffement climatique », un autre indice d'impact, très inférieur 1 au lieu de 3940 (R404A) ou 1430 (R134a)

* Charge de frigorigène très inférieure

* Les fuites sont liées à la pression supérieure, aux manipulations, au dégazage accidentel.

REDUCTION SENSIBLE DE L'EFFET DE SERRE INDIRECT

- COP sur négatif amélioré de 15 à 25%
- COP global avec système cascade amélioré de 5% (par rapport au R404A)
- COP en transcritique se dégradant si période chaude et longue
- En climat froid >>> gain annuel
- En climat tempéré >>> équilibre (améliorable avec évolutions technologiques)

1.9 Manipulation du CO₂

1.9.1 Le dioxyde de carbone [8]

Le dioxyde de carbone est un gaz incolore, quasiment inodore et insipide. Il est donc pratiquement indétectable par les organes de sens humains. Le dioxyde de carbone est considéré comme non toxique. Ce n'est pas une matière dangereuse au sens de la réglementation relative à ces substances.

L'air que nous respirons contient environ 0,04 % de dioxyde de carbone en volume. Cette concentration est d'une importance vitale car elle stimule notre système respiratoire et détermine le débit et le volume inspiratoires.

Pour manipuler le dioxyde de carbone sans danger, il est indispensable de bien connaître les propriétés de ce gaz et de prendre des mesures de sécurité appropriées. Les présentes

consignes de sécurité sont des recommandations issues de la pratique. Elles complètent les prescriptions de sécurité obligatoires mais ne sauraient les remplacer. Au quotidien, le dioxyde de carbone est souvent appelé gaz carbonique. Dans les présentes consignes de sécurité, le terme d'acide carbonique désigne la solution aqueuse du dioxyde de carbone (CO₂ dans H₂O).

1.9.2 Effet physiologique (que se passe-t-il quand on respire ?) [8]

Lorsque le dioxyde de carbone a une concentration volumique supérieure à 0,04%, il peut avoir une influence sur la santé. L'impact nocif d'une concentration trop élevée de CO₂ ne s'explique donc pas par le manque d'oxygène mais par l'effet direct du dioxyde de carbone. Lorsque l'air inspiré arrive dans les poumons, il emprunte des conduits ramifiés de plus en plus fins (bronches et bronchioles) jusqu'aux alvéoles pulmonaires.

C'est là qu'ont lieu normalement les échanges gazeux au travers d'une fine membrane : l'oxygène (O₂) contenu dans l'air passe dans le sang tandis que le dioxyde de carbone (CO₂) passe du sang dans l'air. Ce CO₂ est ensuite rejeté hors de l'organisme pendant l'expiration.

Si, toutefois, il y a trop de CO₂ dans l'air inspiré, c'est soudain ce gaz qui passe dans le sang à la place de l'oxygène, et il se produit un dysfonctionnement au niveau des échanges.

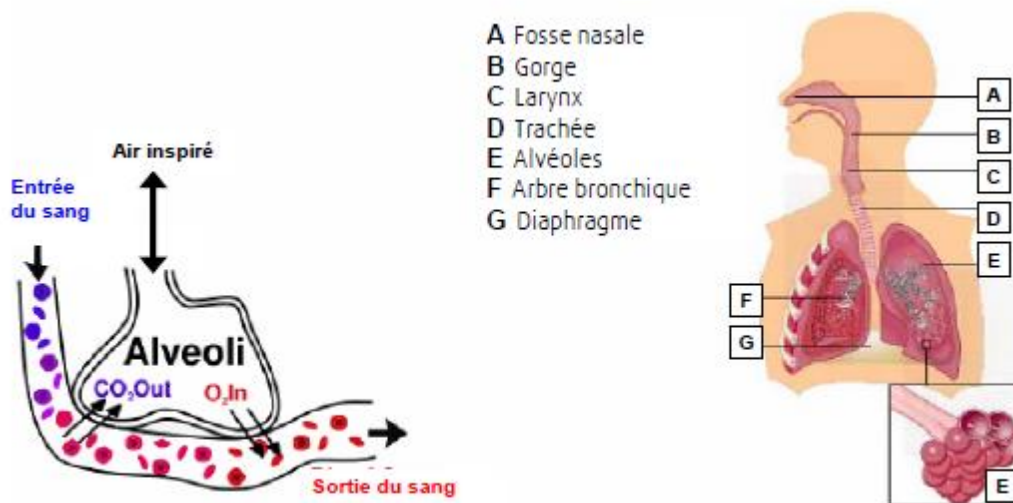


Figure 1.8 : Que se passe-t-il quand on respire le CO₂ ? [8]

1.9.3 Manipulation du dioxyde de carbone CO₂ (solide/ liquide/ gazeux) [9]

1.9.3.1 Dioxyde de carbone gazeux

Le dioxyde de carbone gazeux peut être prélevé directement dans la bouteille, ou bien il récupère de l'évaporation de glace carbonique.

➤ **Risques du CO₂ gazeux**

Risque d'asphyxie / empoisonnement au CO₂:

- Le CO₂ gazeux refoule l'oxygène et un effet anesthésiant. C'est pourquoi la sa valeur limite d'exposition (VLE) s'élève à 5000 ppm (0,5% en volume).
- À une concentration de 10% en volume de CO₂ dans l'air respiré, la teneur en oxygène est encore suffisante à 19% en volume. A cette concentration, le CO₂ peut provoquer des crampes, une syncope, un arrêt respiratoire et la mort. Dans ce cas, la cause n'est pas le refoulement de l'oxygène, mais une action directe du dioxyde de carbone dans le processus respiratoire de l'être humain.
- Ce risque peut être minimisé par une ventilation suffisante (naturelle ou artificielle) et / ou avec une surveillance du CO₂.

1.9.3.2 Dioxyde de carbone liquéfié

Dans les bouteilles de gaz, les récipients cryogéniques ou les citernes, le dioxyde de carbone est stocké sous forme liquide. Si le CO₂ sous pression est mis à la pression atmosphérique, du CO₂ gazeux et de la glace (neige) carbonique sont produits subitement. La glace/neige carbonique s'évapore (se sublime) ensuite et passe directement à l'état gazeux.

➤ **Risques supplémentaires du dioxyde de carbone liquéfié**

a) Risque d'asphyxie / empoisonnement au CO₂:

- Le dioxyde de carbone liquéfié s'évapore en augmentant très fortement de volume. Ainsi, 1 kg de liquide produit en se détendant à la pression atmosphérique environ 550 litres de dioxyde de carbone gazeux. Il en résultera un accroissement très rapide de la concentration en CO₂ et un refoulement important de l'oxygène dans l'air ambiant.

b) Risque lié au froid:

- Un autre effet nocif du dioxyde de carbone sur l'organisme humain est celui du froid. Si du CO₂ refroidi par détente touche la peau humaine sous forme de glace / neige carbonique (-78 ° C), il peut provoquer des gelures douloureuses. Les tissus corporels sensibles, comme la cornée par exemple, sont particulièrement menacés.

c) Surpression dans les récipients:

- Si du CO₂ liquéfié s'évapore à l'intérieur d'un récipient fermé (par exemple une citerne), cela peut conduire à une forte augmentation de pression. Si le récepteur est dépourvu d'une décharge de pression, il peut exploser.

d) Détente involontaire:

- Si la pression à l'intérieur d'une installation remplie de CO₂ liquéfié tombe en-dessous de 5,1 bars, il se forme spontanément du CO₂ solide et gazeux. Le CO₂ solide risque de compromettre les vannes et les dispositifs de sécurité et donc de causer d'importants dégâts aux installations.

1.9.3.3 Dioxyde de carbone solide ⇒ glace carbonique

La glace carbonique est constituée de neige carbonique comprimée qui est obtenue par détente de CO₂ liquéfié. À la pression atmosphérique, la glace carbonique a une température de -78°C . Quand de la glace carbonique est échauffée à la pression atmosphérique, elle ne fond pas, mais se sublime (s'évapore) en CO₂, sans laisser de résidu.

➤ Risques supplémentaires de la glace carbonique

a) Risque d'asphyxie / empoisonnement au CO₂:

- Selon son degré de compression, la sublimation de 1 kg de glace carbonique produit 300 à 400 litres de dioxyde de carbone gazeux. Il en résultera un accroissement très rapide de la concentration en CO₂ et un refoulement important de l'oxygène dans l'air ambiant.
- Une boîte de transport bien isolée permet de réduire la vitesse d'évaporation.
- L'accès à des locaux dans lequel est stockée de la glace carbonique ne doit être autorisé que si une ventilation suffisante permet d'évacuer le CO₂ gazeux formé.
- La glace carbonique ne doit être transportée dans l'espace de chargement d'un véhicule que si celui-ci est séparé de la cabine de conduite ou du compartiment voyageurs par un dispositif étanche aux gaz ou s'il est possible d'assurer une ventilation suffisante.

b) Risque lié au froid:

- La glace carbonique n'est pas une glace alimentaire; ne jamais la mettre dans la bouche, ni l'ajouter directement à des boissons, sans dispositif de protection.
- Ne touchez pas la glace carbonique avec des gants ou une pince. Tout contact direct avec la peau non protégée peut provoquer de graves gelures (-78°C).
- Lorsque la glace carbonique est broyée à la main à l'aide d'un outil approprié, il faut porter des lunettes de protection afin de protéger les yeux des projections de particules de glace.

c) Surpression dans les récipients:

- Quand de la glace carbonique se sublime à l'intérieur d'un réservoir fermé étanche aux gaz (par exemple une glacière avec joint), cela peut conduire à une forte augmentation de pression. S'il est dépourvu d'une décharge de pression, un tel récipient peut exploser.
- Ne la conserver que dans des conteneurs qui ont été bien isolés, mais à fermeture non étanche.

d) Accès par des personnes non autorisées:

- La glace carbonique n'est pas un jouet et doit être tenue hors de portée des enfants!
- Les personnes non formées ne doivent pas avoir accès à la glace carbonique.

1.10 Conclusion

Après avoir défini les fluides frigorigènes et frigoporteurs, ce chapitre a présenté une aperçu historique du CO₂ en tant qu'un fluide frigorigène ainsi les différentes propriétés thermodynamique et physico-chimique de ce dernier. A travers ce chapitre, nous avons aussi proposé une étude comparative entre le CO₂ et les autres fluides frigorigènes. Enfin, nous avons exploité ces domaines d'utilisation, son effet sur l'environnement et comment doit-on le manipuler.

Chapitre 2

Les cycles de réfrigération du CO₂

2.1 Introduction

Le chapitre deux explique les cycles de réfrigération du CO₂, ce qui compte pour nous c'est le système en cascade et le cycle transcritique du CO₂ et cela ouvre la voie aux chapitres suivants.

2.2 Les cycles de réfrigération [10]

Le cycle de réfrigération peut être défini comme des changements de température à la suite de l'absorption et de l'émission de la chaleur par un fluide frigorigène. Ces variations de température se produisent dans un refroidisseur.

➤ **Le cycle de circulation peut être exprimé comme suit:**

Le fluide frigorigène sous basse pression est envoyé au condenseur après d'être soumis à haute pression par le compresseur. Suite à la condensation formée dans le condenseur, il est envoyé à la soupape d'expansion et converti en un fluide sous basse pression. Ensuite, le refroidissement est effectué au moyen de l'évaporateur.

➤ **Schéma du cycle de réfrigération:**

-Le condenseur (condensateur)

-La soupape d'expansion (soupape de détente autrement dit)

-L'évaporateur (vaporiseur) Compresseur

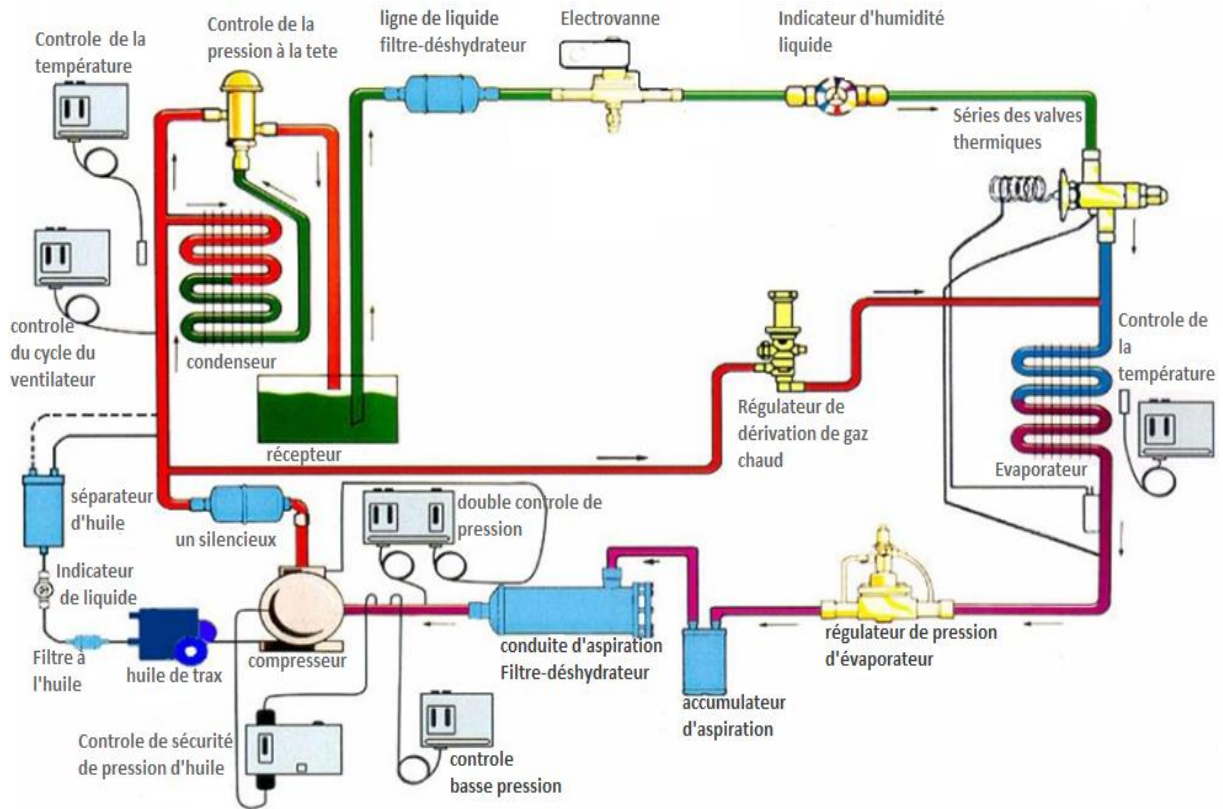


Figure 2.1 : schéma de cycle de réfrigération [10].

2.2.1 Le système en cascade [11]

Dans le système de réfrigération en cascade, deux systèmes de réfrigération ou plus sont connectés, comme indiqué sur la figure 2.2. Systèmes en cascade sont souvent utilisés dans des processus industriels où les objets doivent être refroidis à une température inférieure à 50CF (-46C).

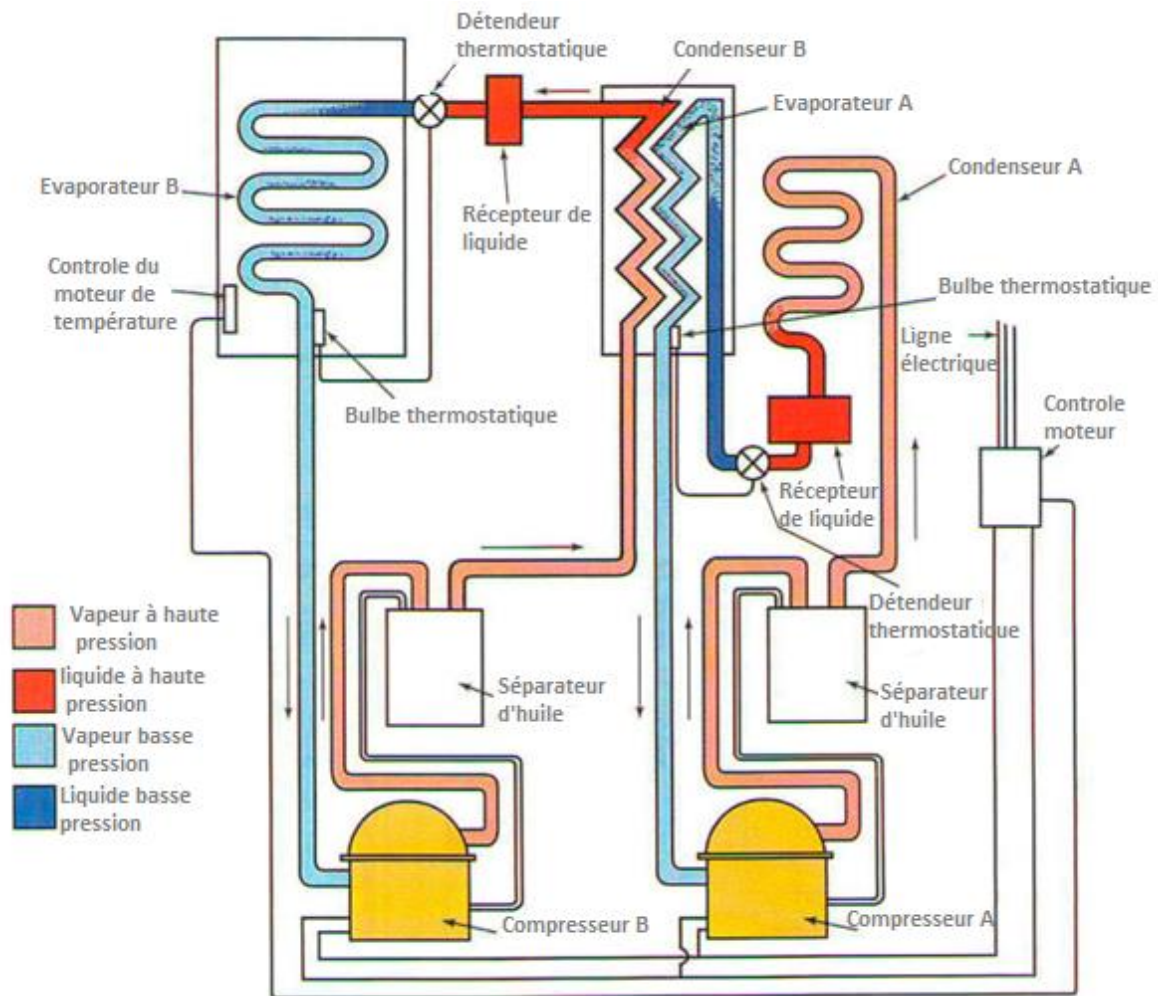


Figure2.2 : système de réfrigération en cascade [11].

Les deux systèmes fonctionnent simultanément. Le système (à droite) a sa évaporateur (partie absorbant la chaleur) organisée pour refroidir le condenseur Pour le système d'évaporateur B. pour le système Dans la fourniture de refroidissement l'effet désiré. Chaque système a une soupape de détente thermostatique (TRV) pour contrôler le réfrigérant. Fluide basse pression (bleu foncé) du système de refroidissement, vapeur haute pression (voyant rouge) B. Le MCC (Motor Control Compressor) One est utilisé pour les deux moteurs. Il s'agit d'une ampoule de détection de température sur l'évaporateur b. Les moteurs utilisés sur le système en cascade devraient pouvoir fonctionner sous charge. Avec l'utilisation de vannes thermostatiques, équilibrer la pression à l'extérieur du cycle. Condenseur-évaporateur en règle générale en coque type évaporateur inondé. Étant donné que ces systèmes fonctionnent à très basse température, le réfrigérant doit être très sec.

Toute humidité se condensera sur le siège d'aiguille TEV (Thermostatic Expansion Valve) et arrêtera le flux de réfrigérant. Le système B doit avoir une huile frigorigène spéciale (sans cire, sans humidité et fluidité à basse température). Des séparateurs d'huile doivent être installés compresseur conduites de condensation sur ces deux unités de condensation. Cela aidera à garder l'huile dans le compresseur.

2.2.2 Réfrigérants et fluides (secondaires) [12]

Réfrigérants sont des matières, qui échangent de la chaleur (enlever ou dégager), dans un circuit fermé, par changement de phase. Enlever de la chaleur est possible par l'évaporation d'un liquide, dégager de la chaleur par la condensation de vapeur (gaz frigorifique).

La dénomination réfrigérant s'utilise pour une matière qui refroidit directement une chambre, alors que fluide secondaire signifie une matière qui est réfrigérée par un réfrigérant (primaire) qui refroidit ensuite dans un deuxième circuit l'endroit où le produit à réfrigérer. Un exemple d'un fluide secondaire est une solution de glycol.

a) Types de fluides secondaires [13]

- Sans changement de phase
 - Éthylène glycol (rejet de chaleur au condenseur)
 - Propylène glycol (10 à 32 °F)
 - Formate de Potassium (-30 °F à 0 °F)
 - Autres antigels
- Avec changement de phase
 - Dioxyde de carbone (CO₂) (-50 °F à 20 °F)
 - Coulis (eau, méthanol, glycol...) (0 °F à 32 °F)

a) CO₂ le fluide secondaire parfait [13]

Le CO₂ liquide refroidit un fluide en s'évaporant dans un échangeur de chaleur. Une simple pompe à liquide est utilisée pour circuler le CO₂.

- Pas de corrosion
- Puissance de pompage négligeable
- Pas de problème de gestion d'huile
- Diamètre de tuyauterie minimale
- Caractéristiques de transfert de chaleur exceptionnelle

2.3 Le cycle transcritique de CO₂ [14]

Compte tenu des espoirs fondés sur les fluides frigorigènes à très faible GWP, le CO₂ bien que sa température critique soit particulièrement basse (31° C) et bien qu'il ait été abandonné historiquement dès que les CFC ont été développés, est l'occasion d'une réévaluation dans plusieurs domaines d'application.

Le cycle "transcritique" a été proposé par Gustav Lorentzen et ses collaborateurs pour le conditionnement d'air automobile et les pompes à chaleur.

Le dioxyde de carbone selon Gustav, auteur en 1994 de « Revival of carbon dioxide as a réfrigérant », le dioxyde de carbone est le réfrigérant le plus apte à remplacer durablement les HFCs. Le CO₂, comme fluide de travail, a un impact négligeable sur l'environnement et est non toxique et non inflammable comme il a été précisé précédemment. Ses performances sont intéressantes en cycle transcritique (figure 2.3). Dans ce type de cycle, les pressions de fonctionnement sont très élevées. La basse pression se situe à environ 40 bars et la haute pression évolue autour de 100 bars. Lors du transfert de chaleur du fluide vers la source froide, la pression se trouve au-dessus de sa valeur critique (73.8 bars). Il n'y a pas donc de changement de phase. Quand la température diminue, le fluide passe progressivement de gaz surcritique à « liquide surcritique ». Contrairement au cycle thermodynamique classique le transfert de chaleur dans la partie haute pression n'est plus une condensation mais un refroidissement de gaz. Le « condenseur » d'une machine frigorifique utilisant un cycle transcritique à CO₂ est alors appelé « refroidisseur de gaz » ou « gaz cooler ».

Ce cycle transcritique n'est pas nouveau, il est connu depuis le siècle dernier sous le nom de cycle de Linde-Hampson pour la liquéfaction de l'air basé sur l'effet Joule-Thomson. Cependant, son efficacité est dans ce cas assez faible. Dans les machines frigorifiques classiques destinées au conditionnement d'air et dans les pompes à chaleur, cet inconvénient doit être pris en compte. De ce fait, le cycle transcritique à CO₂ ne peut être utilisé que lorsque les avantages liés à l'environnement et/ou à la sécurité compensent cet inconvénient.

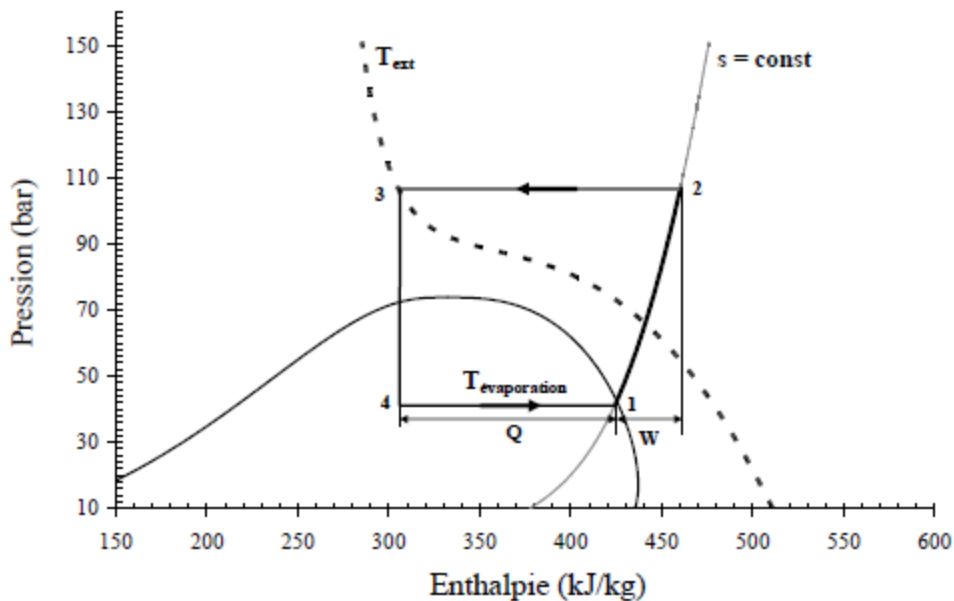


Figure 2.3: Diagramme (P-h) d'un cycle transcritique au CO₂ [14].

2.4 Application du cycle à cascade [15]

Dans une application typique des cascades, un HFC (R-23 ou R-508B) est utilisé dans la cellule BT (basse température), ce qui permet d'atteindre des températures d'évaporation vers -80/-85 °C. Une autre application pour les cascades concerne des températures d'évaporation plus élevées (-50°C), domaine couvert par les cycles bi-étagés utilisant un HFC comme le R-404A. Dans les cascades, le CO₂ est utilisé dans la cellule BT, et le R-404A ou l'ammoniac sont utilisés dans la cellule HT (haute température). Une telle cascade au CO₂, permet de réduire la contribution à l'effet de serre à condition que son *COP* soit suffisamment élevé. Cette solution risque de se trouver concurrencée par des cycles transcritiques bi-étagés au CO₂ si de tels cycles se développent.

2.5 Conclusion

Ce chapitre a porté une présentation des cycles de réfrigération (le système de cascade et les fluides secondaires). Cette étude s'est poursuivie par une présentation du cycle transarctique et s'est terminée par l'application du cycle cascade.

Chapitre 3

Calcul thermodynamique d'une installation frigorifique à cascade CO₂/NH₃

3.1 Introduction

Après avoir étudié les propriétés du fluide frigorigène CO₂ et examiné l'ensemble des cycles frigorifiques durant les deux premiers chapitres, on s'intéresse dans ce troisième chapitre au calcul thermodynamique du cycle à cascade CO₂/NH₃ et au calcul de l'échangeur de chaleur constitué par l'évapo-condenseur, soit la partie où se condense le CO₂ (devient liquide) et se vaporise le NH₃.

3.2 Les composants d'une installation frigorifique [16]

3.2.1 Organes principaux d'une machine frigorifique :

La machine frigorifique à compression de vapeur est composée de 4 organes principaux qui sont :

- ❖ Le compresseur
- ❖ Le condenseur
- ❖ Le détendeur
- ❖ L'évaporateur

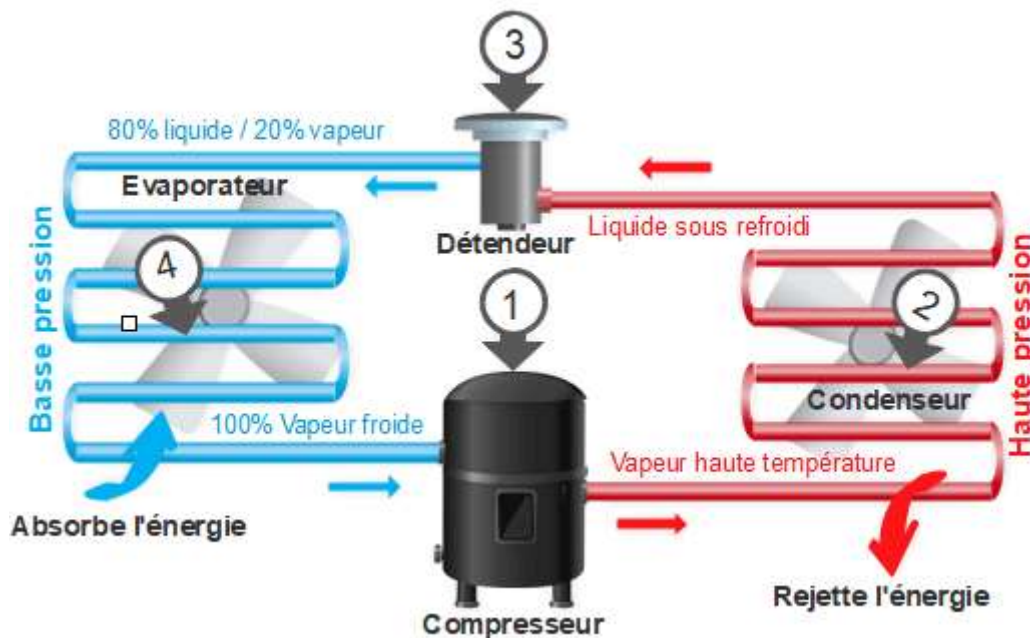


Figure 3.1 : Schéma des composants d'une installation frigorifique [16]

La source froide est la source où l'on va capter la chaleur ou l'énergie.

La source chaude est la source où l'on va restituer la chaleur (énergie) récupérée dans la source froide.

3.2.2 Principe de fonctionnement [16]

- **Le compresseur** aspire le fluide frigorigène gazeux (à bas niveau de température et de pression) issu de l'évaporateur, le comprime à un niveau plus haut de pression puis vers le condenseur.
- **Le condenseur** est un échangeur de chaleur qui va permettre l'évacuation de la chaleur contenue dans le fluide frigorigène gazeux issu du compresseur en le liquéfiant. Cette condensation est effectuée à pression constante par le refroidissement du fluide frigorigène gazeux.
- **Le détendeur** permet de réduire la pression du fluide frigorigène liquide (création de pertes de charge) issu du condenseur avant son introduction dans l'évaporateur dans le but de permettre sa vaporisation à basse température dans l'évaporateur.
- **L'évaporateur** est un échangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène à bas niveau de température et de pression va absorber la chaleur du milieu à refroidir (air ou eau) à pression constante devenant ainsi gazeux.

3.3 Principe de base du cycle transcritique [14]

Un système de climatisation fonctionnant suivant un cycle transcritique comprend les composants suivants : un compresseur, un refroidisseur de gaz ou gas-cooler (qui correspond à un condenseur dans un cycle classique), un détendeur, un évaporateur et un accumulateur. Le fluide frigorigène en traversant le compresseur (évolution 1-2, de la figure 1.3) voit sa pression augmenter. En sortie de celui-ci, le frigorigène sous haute pression (pressions comprises entre 90 et 140 bar selon les niveaux de température extérieure et selon le réglage choisi) est admis dans le refroidisseur de gaz pour céder de l'énergie thermique à un puits de chaleur en se refroidissant et non en se condensant (évolution 2-4), à pression constante (aux pertes de pression près). Le frigorigène arrive alors au détendeur (4) qui en abaisse la pression. En sortant de ce dernier (5), le frigorigène est sous forme diphasique (liquide/gaz) et à basse pression. Il arrive dans l'évaporateur où il se vaporise à pression constante (aux pertes de pression près), en puisant de la chaleur dans une source froide (5-6).

Il a été constaté que le cycle frigorifique au R-744 en transcritique présente un faible *COP*

(Bullock, 1997). Pour l'augmenter, à moindre coût, l'ajout d'un échangeur interne est indispensable. Celui-ci comprend une partie haute pression, intercalée entre le refroidisseur de gaz et le détendeur, et une partie basse pression, intercalée entre l'évaporateur et le compresseur. La partie haute pression permet de réaliser un sous-refroidissement (évolution 3-4) dont le but est d'augmenter la puissance frigorifique et la partie basse pression assure la surchauffe du frigorigène (6-1). Alors que le sous-refroidissement tend à augmenter le COP, la surchauffe tend à le diminuer en engendrant une élévation du travail de compression.

Comme le CO₂ en phase vapeur possède un faible volume spécifique, le travail de compression est relativement faible comparé aux autres réfrigérants. L'accroissement du COP dû au refroidissement est supérieur à l'augmentation du travail de compression sous l'effet de la surchauffe ; ainsi le COP augmente. Il est à souligner que l'ajout d'un échangeur interne ne permet pas systématiquement une amélioration du COP; cela dépend des propriétés thermophysiques du frigorigène utilisé. Par exemple, selon Domanski et al. 1994, l'échangeur interne dégrade le COP du cycle frigorifique du R-12.

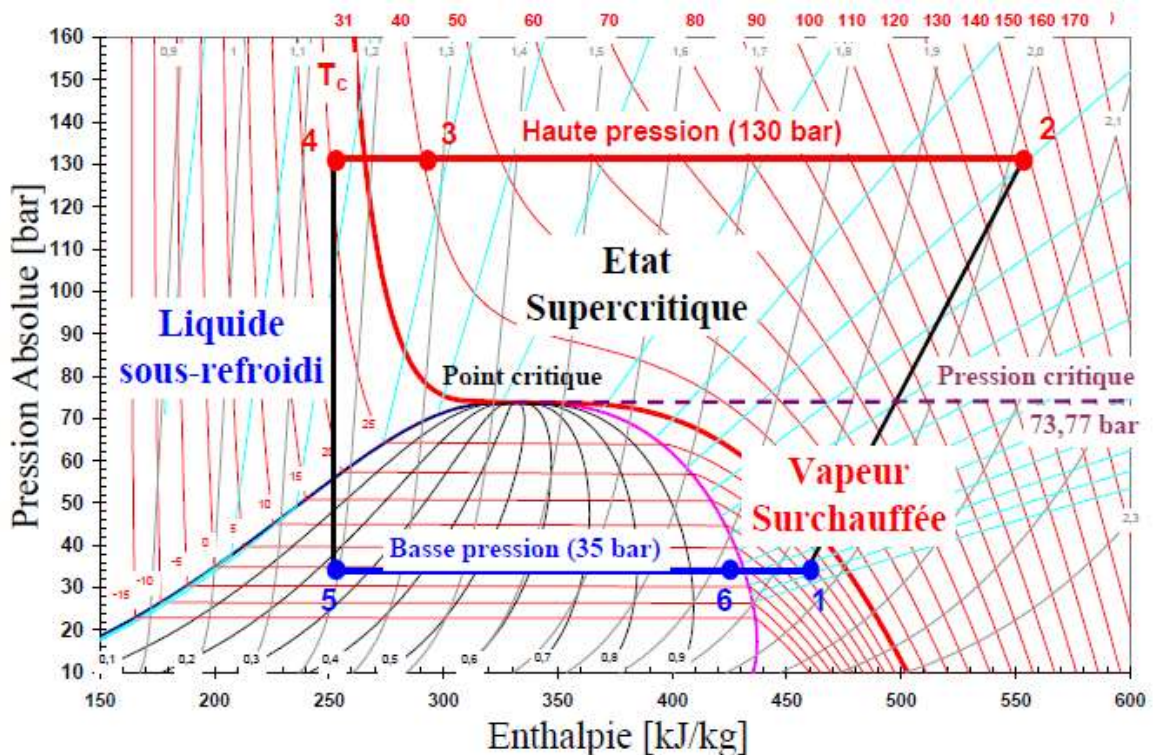


Figure 3.2 : Représentation du cycle transcritique du CO₂ dans un diagramme pression enthalpie [17]

3.3.1 Performance thermodynamique de la machine frigorifique transcritique [17]

Le coefficient de performance réel de la machine frigorifique est donné par :

$$\text{COP}_{\text{réel}} = \frac{\dot{\phi}_e}{\dot{W}} \quad (3.1)$$

Pour une puissance thermique à l'évaporateur donnée, la puissance technique de compression minimale suffisante pour le cas d'une machine réversible est :

$$\dot{W}_{\text{min}} = \frac{\dot{\phi}_e}{\text{COP}_{\text{max}}} \quad (3.2)$$

Où le coefficient de performance maximal, noté COP_{max} , qui correspond au COP d'une machine de Carnot pour laquelle la température maximale est la température du fluide caloporteur au refroidisseur de gaz et la température minimale, celle du fluide frigopporteur à l'évaporateur, tel que :

$$\text{COP}_{\text{max}} = \frac{1}{\frac{T_{\text{gc}}}{T_e} - 1} \quad (3.3)$$

Les irréversibilités sont traduites par une consommation supplémentaire de travail au compresseur :

$$\dot{I}_{\text{gl}} = \dot{W}_{\text{perdu}} = \dot{W} - \dot{W}_{\text{min}} \quad (3.4)$$

On retrouve ces irréversibilités en sommant les irréversibilités de tous les composants :

$$\dot{I}_{\text{gl}} = \sum \dot{I}_{\text{composants}} \quad (3.5)$$

Le facteur dissipatif, ξ , est une mesure de la part des irréversibilités par rapport à une ressource exergetique (travail technique de compression) pour un procédé ou un système donnée.

$$\xi = \frac{\text{irréversibilités}}{\text{ressources}} = \frac{\dot{I}_{\text{gl}}}{\dot{W}} \quad (3.6)$$

Enfin, le rendement exergetique de la machine se déduit à partir de la relation suivante :

$$\eta_{\text{ex}} = 1 - \xi \quad (3.7)$$

Les températures des fluides sont des températures thermodynamiques moyennes :

$$T = \frac{\Delta h}{\Delta s} - v \frac{\Delta p}{\Delta s} \quad (3.8)$$

La quantité, $\frac{\Delta p}{\Delta s}$, tient compte de la variation de pression (perte de pression) des fluides dans les échangeurs.

3.4 Principe de base du cycle en cascade [18]

Cette installation en cascade est utilisée pour obtenir de grandes différences de température entre la source de chaleur et le dissipateur thermique. C'est une installation frigorifique à plusieurs circuits ou l'évaporateur d'un circuit agit comme condenseur du circuit à température plus basse. De même, les fluides frigorigènes employés à chaque stage sont différents ; ils sont choisis pour donner un rendement optimum aux températures d'évaporateur et de condenseur données.

Comme il est montré dans le schéma de la figure 3.3 ; le CO₂ et le R717 sont deux circuits de réfrigération séparés : le circuit à haute température (R717) et le circuit à basse température (CO₂). Chaque système de réfrigération se compose d'un compresseur, d'un condenseur, d'un détendeur et d'un évaporateur. Ces deux circuits sont en contact thermique à l'aide d'un échangeur de chaleur (appelé condenseur de la cascade) ou ils peuvent échanger de la chaleur sans que les deux réfrigérants se mélangent. Cet échangeur de chaleur sert comme condenseur pour le système CO₂ et un évaporateur pour le système R717. Le condenseur rejette un flux de chaleur Q_{cond} à la température T_{cond} de condensation. L'évaporateur absorbe une charge de refroidissement Q_{evap} à la température d'évaporation T_{ev} . La chaleur absorbée par l'évaporateur basse température plus le travail apporté au compresseur basse température est égale à la chaleur absorbée par l'évaporateur haute température.

T_{condBT} et T_{evHT} respectivement la température de condensation basse température et la température d'évaporation haute température du condenseur de la cascade.

$$\Delta T = T_{\text{condBT}} - T_{\text{evHT}}$$

Le CO₂ est utilisé en cycle subcritique vers les terminaux (évaporateur,..) diffusant le froid pour des applications positive et négative. Donc, la condensation se produira en fluide frigoporteur diphasique dont les vapeurs sont recondensées par le fluide primaire R717, diffusant le froid pour une application positive (la chaleur récupérée du circuit primaire au R717 assure le chauffage) (à noter que dans le cas d'un frigoporteur diphasique, l'utilisation de la chaleur latente, soit liquide/vapeur et la production de froid s'effectue grâce à la chaleur de vaporisation.

L'usage du CO₂ en frigoporteur permet d'éviter les contraintes de forte pression (en fonctionnement) et de taux de compression élevé puisqu'il n'est pas comprimé mais refroidi, par liquéfaction par le R717.

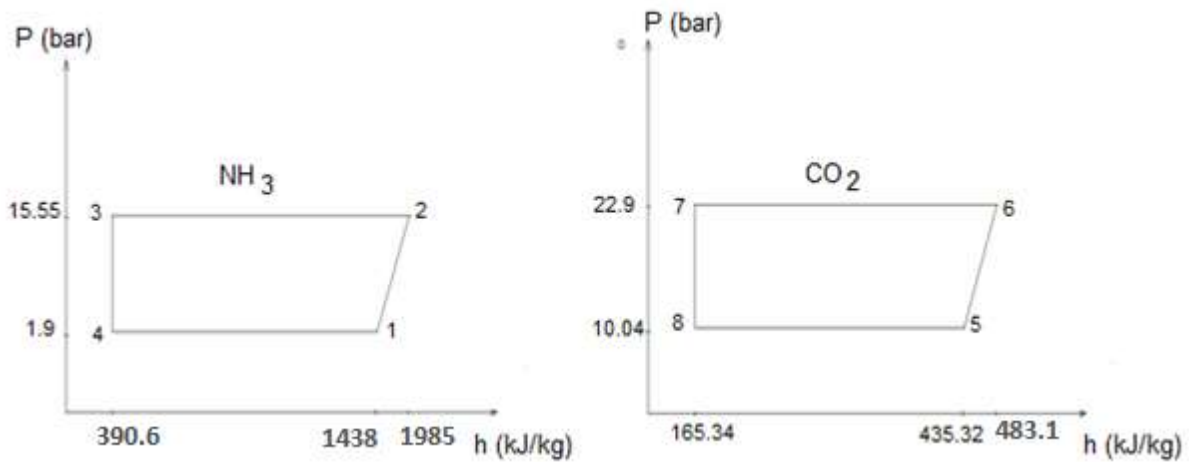


Figure3.3 : Diagrammes thermodynamiques des fluides NH₃ et CO₂

Au point (1) à la sortie du condenseur cascade, le R717 sous forme vapeur, entre dans le compresseur et sort dans les conditions du point (2) pression saturante du condenseur. Au cours de cette étape, le R717 cède la chaleur qui a été absorbée au niveau de l'évaporateur vers le poste positif. Après la condensation (3), le liquide passe à travers l'électrovanne de détente où il subit une transformation enthalpique. A la sortie, le fluide est à basse pression (4) rentre dans le condenseur cascade et un échange thermique avec le CO₂, le fait passer sous forme vapeur point (1) ce qui constitue le cycle du circuit R717.

Au point (5) sortie de l'évaporateur, le CO₂ sous forme de vapeur saturée entre dans le compresseur et sort au point (6) à la même pression de point (7). A l'entrée du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur avec une haute pression dont il cède son énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène se condense et passe à l'état liquide. Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, sa pression ainsi que sa température diminuent. A l'entrée de l'évaporateur point (8), le CO₂ est à l'état liquide et à basse pression, De ce fait, le fluide frigorigène s'évapore et passe à l'état vapeur ce qui est le cycle de la Cellule CO₂.

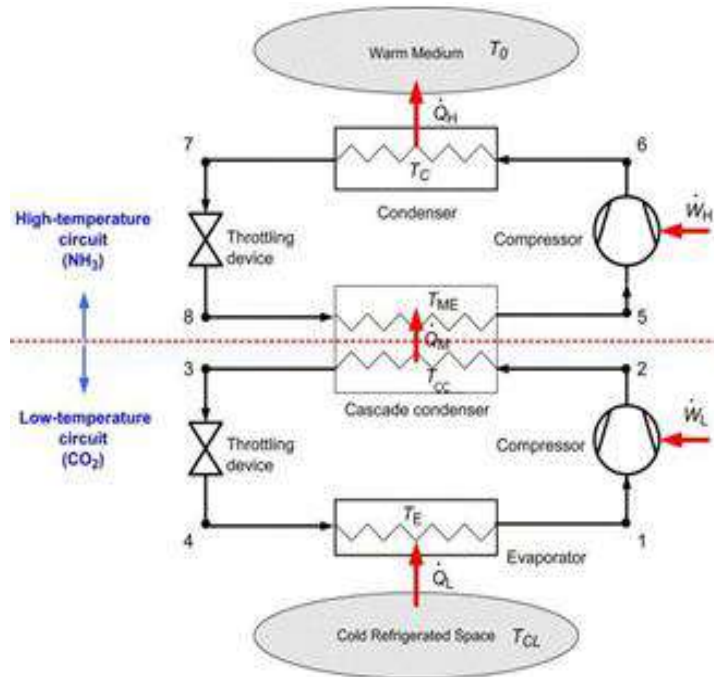


Figure 3.4 : Schéma d'un système de réfrigération en cascade CO₂/NH₃ [18]

La température d'évaporation T_{evHT} , la température de condensation T_{condBT} et la différence de température dans le condenseur en cascade sont trois paramètres de conception importants d'un système de réfrigération en cascade CO₂/NH₃.

3.5 Détermination des paramètres thermodynamiques du cycle CO₂/NH₃

Relations énergétiques des composants de cycle CO₂

composants	Schémas	Relation énergétique
Compresseur		$\eta_s = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5}$ $W_{k1} = (h_6 - h_5)$ $P_{k1} = \dot{m}_1 W_{k1}$
Détendeur		$h_7 = h_8$
Evaporateur		$P_{e1} = \dot{m}_1 (h_8 - h_5)$

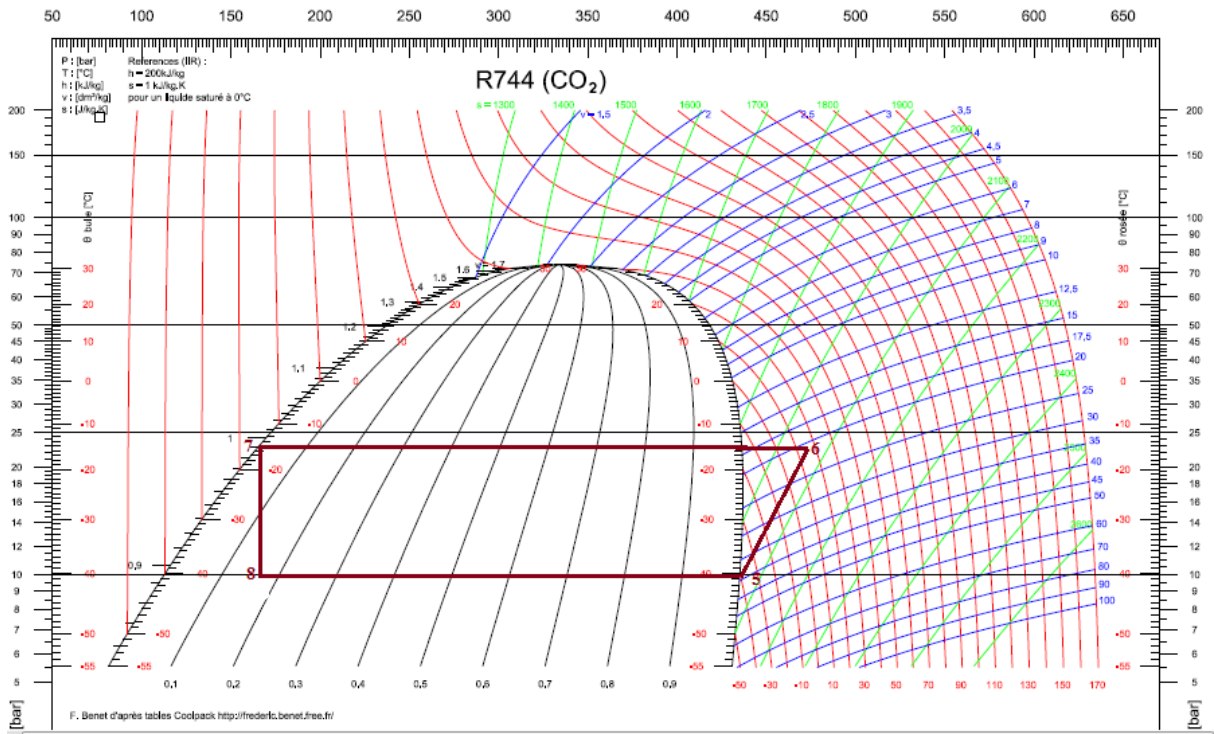


Figure 3.5 : Cycle CO₂ dans diagramme (P-h)

$$\eta_s = \frac{T_{6s} - T_5}{T_6 - T_5} \quad (3.9)$$

$$T_6 = T_5 + \frac{T_{6s} - T_5}{\eta_s} \quad (3.10)$$

$$T_6 = 233 + \frac{288 - 233}{0.85}$$

$$T_6 = 298\text{K} \Rightarrow T_6 = 25^\circ\text{C}$$

$$h_6 = h_5 + \frac{h_{6s} - h_5}{\eta_s} \quad (3.11)$$

$$h_6 = 435.32 + \frac{472.4 - 435.32}{0.85}$$

$$h_6 = 483.1 \text{ kJ/kg}$$

La puissance frigorifique spécifique de l'évaporateur du CO₂ est :

$$q_{x1} = h_5 - h_8 \quad (3.12)$$

$$q_{x1} = 435.32 - 165.34$$

$$q_{x1} = 269.98 \text{ kJ/kg}$$

Supposons que La puissance frigorifique de l'évaporateur est donnée $P_{e1} = 1800 \text{ w} = 1.8 \text{ kw}$
On détermine le débit du fluide CO₂ par :

$$P_{e1} = \dot{m}_1 q_{x1} \quad (3.13)$$

$$\Rightarrow \dot{m}_1 = \frac{P_{e1}}{q_{x1}} \quad (3.14)$$

$$\Rightarrow \dot{m}_1 = \frac{1.8}{269.98}$$

$$\dot{m}_1 = 0.0066 \text{ kg/s}$$

Le travail du compresseur K₁ est:

$$w_{k1} = (h_6 - h_5) \quad (3.15)$$

$$w_{k1} = (483.1 - 435.32)$$

$$w_{k1} = 47.8 \text{ kj/kg}$$

La puissance du compresseur K₁ :

$$P_{K1} = \dot{m}_1 w_{k1} \quad (3.16)$$

$$P_{K1} = 0.0066 \times 47.8$$

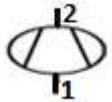

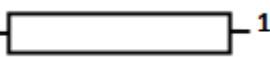
$$P_{K1} = 0.31548 \text{ kw} = 315.48 \text{ w}$$

Tableau récapitulatif des résultats du CO₂ :

Points	T(°C)	T(k)	P (bar)	h (kJ/kg)
5	-40	233	10.05	435.3
6 _s	+15	288	22.9	472.4
6	+25	298	22.9	483.1
6'	-15	258	22.9	436.3
7	-15	258	22.9	165.3
8	-40	233	10.05	165.3

Tableau 3.1 : Caractéristiques thermodynamiques du cycle CO₂

Relations énergétiques des composants des cycles NH₃ :

composants	Schémas	Relation énergétique
Compresseur		$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$ $W_{k2} = (h_2 - h_1)$ $P_{k2} = \dot{m}_2 W_{k2}$
Détendeur		$h_3 = h_4$
Evaporateur		$P_{e2} = \dot{m}_2 (h_1 - h_4)$

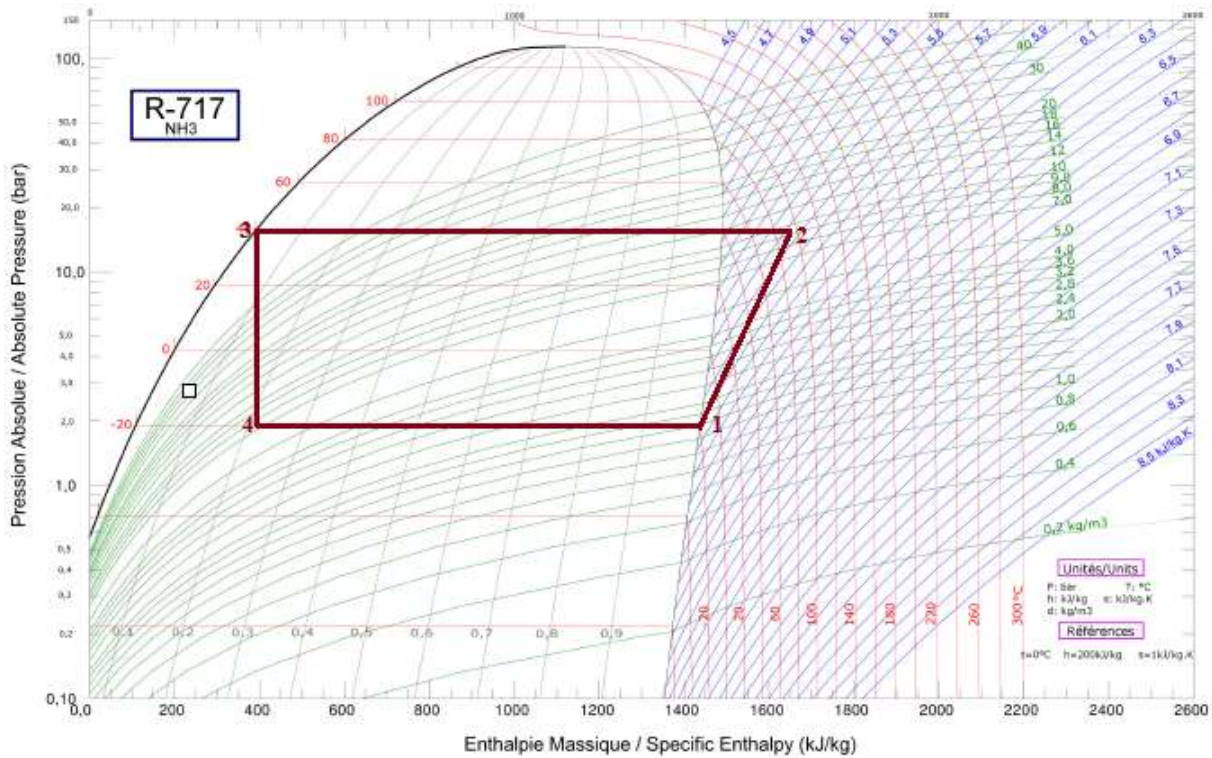


Figure 3.6 : Cycle NH₃ diagramme (P-h)

Calcul de T_{2s} :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{3.17}$$

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{3.18}$$

Avec $\gamma = 1.4$ (gaz diatomique)

$$T_{2S} = 253 \left(\frac{15.55}{1.9} \right)^{0.2857}$$

$$T_{2S} = 461.27 \text{ k}$$

$$T_{2S} = 188.2 \text{ C}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_s} \quad (3.19)$$

$$T_2 = 253 + \frac{461.27 - 253}{0.85}$$

$$T_2 = 498 \text{ k} = 225 \text{ °C}$$

$$\eta_s = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$h_{2S} = \eta_s(h_2 - h_1) + h_1$$

$$h_{2S} = 1438 + 0.85(1985 - 1438)$$

$$h_{2S} = 1890 \text{ kJ/kg}$$

Puissance frigorifique spécifique de l'évaporateur du NH₃ :

$$q_{x2} = h_1 - h_4 = 1438 - 390.6$$

$$q_{x2} = 1047.4 \text{ kJ/kg}$$

Travail du compresseur K₂ :

$$w_{k2} = (h_2 - h_1) \quad (3.20)$$

$$w_{k2} = 1985 - 1438$$

$$w_{k2} = 547 \text{ kJ/kg}$$

Tableau récapitulatif des résultats du NH₃ :

Points	T(°C)	T(k)	P (bar)	h (kJ/kg)
1	-20	253	1.9	1438
2 _s	188.2	461.2	15.55	1890
2	225	498	15.55	1985
2'	+40	313	15.55	1490
3	+40	313	15.55	390.6
4	-20	253	1.9	390.6

Tableau 3.2 : Caractéristiques thermodynamiques du cycle NH₃

3.6 Analyse thermodynamique

Une étude paramétrique avec une puissance frigorifique fixe, et différentes températures de condensation, températures d'évaporation et différences de température dans le condenseur en cascade a été menée pour déterminer le COP ; une fois par la variation de température de condensation de circuit BT ; autre fois, par la variation de température d'évaporation de circuit HT. Chaque composant de la cascade système de réfrigération, illustré à la figure 3.3 peut être traité comme un volume de contrôle.

Hypothèses du calcul :

- ✓ Tous les composants sont supposés fonctionner à un état stable. Les changements dans le potentiel et l'énergie cinétique des fluides de travail à travers chaque composant sont négligeables.
- ✓ Les compresseurs du circuit haut et basse température sont à compression adiabatique, leur rendement isentropique η_s égal à **0.85**.
- ✓ Tous les dispositifs d'étranglement sont isenthalpiques.

Méthode de calcul du cycle à cascade CO₂/NH₃

Puisqu'on utilise deux fluides différents on ne peut pas représenter le cycle sur un seul diagramme. Par contre, la superposition des cycles mono étagés parcourus par chacun des deux frigorigènes permet d'illustrer l'échange de chaleur entre les deux cellules au niveau de l'évapo-condenseur.

Le débit massique dans le circuit basse température est déduit d'un bilan à l'évaporateur ; celui dans le circuit haute température, d'un bilan enthalpique sur l'évapo-condenseur :

$$\dot{\varphi}_e = \dot{m}_1(h_5 - h_8) \quad (3.21)$$

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{\varphi}_e}{h_5 - h_8} \quad (3.22)$$

Comme pour les cycles bi-étagés, le débit masse de fluide dans la partie condensant à l'atmosphère (ici, cellule haute température) est généralement plus élevé que celui traité par l'évaporateur dans la source froide. Mais dans le cas de la cascade, les pressions de fonctionnement dans chaque cellule sont à peu près équivalentes, et il en est de même pour les

volumes massiques : au contraire des cycles bi-étagés, la cylindrée du compresseur de la cellule haute température est plus importante que celle du compresseur de la cellule basse température.

Au niveau de l'évapo-condenseur on peut traiter comme un volume de contrôle pour déterminer le bilan suivant :

Régime permanent donc :

$$\dot{S} = \dot{E}$$

$$\dot{m}_1 h_7 + \dot{m}_2 h_1 = \dot{m}_1 h_{6'} + \dot{m}_2 h_4$$

$$\dot{m}_2 (h_1 - h_4) = \dot{m}_1 (h_{6'} - h_7)$$

$$\Rightarrow \dot{m}_2 = \dot{m}_1 * \frac{(h_{6'} - h_7)}{(h_1 - h_4)} \quad (3.23)$$

La puissance frigorifique du compresseur K₂ est :

$$P_{k1} = \dot{m}_1 (h_6 - h_7) \quad (3.24)$$

$$P_{k2} = \dot{m}_2 (h_2 - h_1) \quad (3.25)$$

D'après du bilan énergétique de deux cycles de la cascade on obtient le **COP** ; Ce dernier est noté :

$$\text{COP} = \frac{\dot{\Phi}_e}{P_{k1} + P_{k2}} \quad (3.26)$$

3.7 Calcul thermodynamique de l'échangeur évapo-condenseur

L'évapo-condenseur qui lie le circuit haute température NH₃ avec le circuit basse température CO₂ est un échangeur de chaleur dimensionné comme suit :

Condenseur CO ₂	Evaporateur NH ₃
$\dot{m}=0.0066 \text{ kg/s}$	$\dot{m}=0.0017 \text{ kg/s}$
$D_{\text{ex}}=25.40 \text{ mm}$	$D_{\text{in}}=18.63 \text{ mm}$
$C_{p(15)}=1095 \text{ J/kg.}^\circ\text{C}$	$C_{p(-20)}=4514 \text{ J/kg.}^\circ\text{C}$
$C_{p(-15)}=2228 \text{ J/kg.}^\circ\text{C}$	$\rho_{(-20)}=665.1 \text{ kg/m}^3$

$\rho_{(15)}=1056 \text{ kg/m}^3$	$\mu_{(-20)}=2.144 \times 10^{-4} \text{ kg/m. s}$
$\rho_{(-15)}=1008 \text{ kg/m}^3$	$\lambda_{(-20)}=0.622 \text{ w/m.}^\circ\text{C}$
$\mu_{(15)}=1.481 \times 10^{-5} \text{ kg/m. s}$	$\text{Pr}_{(-20)}=1.556$
$\mu_{(-15)}=1.2 \times 10^{-4} \text{ kg/m. s}$	
$\lambda_{(15)}=0.01718 \text{ w/m.}^\circ\text{C}$	
$\text{Pr}_{(15)}=0.9441$	
$\text{Pr}_{(-15)}=2.24$	

Tableau 3.3 : Caractéristiques thermo-physiques du CO₂ et du NH₃

Calcul de la quantité de chaleur

$$\varphi_c = \dot{m}_c \cdot C_{pc} (T_{ec} - T_{sc}) \quad (3.27)$$

$$\varphi_c = 0.0066 \times 1661.5 [15 - (-15)]$$

$$\varphi_c = 328.997$$

Calcul de différence de température logarithmique moyenne (DTLM)

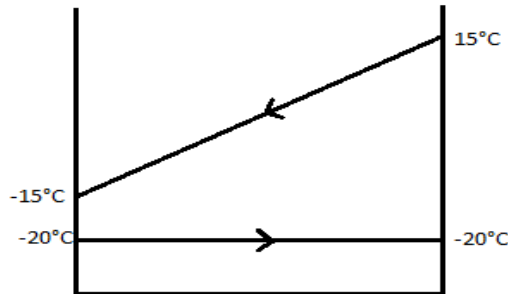


Figure 3.5 : Diagramme des températures des fluides

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)} \quad (3.28)$$

Où

$$\Delta T_{\max} = T_{ec} - T_{sf} \quad (3.29)$$

$$\Delta T_{\max} = 35^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\min} = T_{sc} - T_{ef} \quad (3.30)$$

$$\Delta T_{\min} = 5^{\circ}\text{C}$$

Donc

$$\Delta T_{LM} = \frac{35 - 5}{\ln\left(\frac{35}{5}\right)} = 15.42^{\circ}\text{C}$$

Calcul de la vitesse

$$\dot{m}_c = \rho_c S_c V_c \quad (3.31)$$

$$\Rightarrow V_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c S_c} \quad (3.32)$$

Avec

$$S_c = \frac{\pi D_{ex}^2}{4} = \frac{3.14 \times (25.4 \times 10^{-3})^2}{4} = 5.06 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Alors

$$V_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c S_c} = \frac{0.0066}{1032 \times 5.06 \times 10^{-4}}$$

$$V_c = 0.0126 \text{ m/s}$$

$$\dot{m}_f = \rho_f S_f V_f \Rightarrow V_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f S_f}$$

$$S_f = \frac{\pi D_{in}^2}{4} = \frac{3.14 \times (18.63 \times 10^{-3})^2}{4} = 2.72 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$V_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f S_f} = \frac{0.0017}{1665.1 \times 2.72 \times 10^{-4}}$$

$$V_f = 0.00939 \text{ m/s}$$

Nature d'écoulement (coté condenseur)

Calcul du nombre Reynolds

$$R_e = \frac{\rho_c V_c D_{ex}}{\mu_c} \quad (3.33)$$

$$R_e = \frac{1032 \times 25.4 \times 10^{-3} \times 0.0126}{7.1555 \times 10^{-3}}$$

$$R_e = 4615.768 > \mathbf{2300 \text{ Régime turbulent}}$$

Calcul du nombre de Nusselt

D'après la corrélation de Dittus-Boelter :

$$N_U = (0,023)R_e^{0,8}P_r^{0,4} \quad (3.34)$$

$$N_U = 0.023(4615.768)^{0.8}(1.59205)^{0.4}$$

$$N_U = 23.65$$

Nature d'écoulement (coté évaporateur)

Calcul du nombre Reynolds

$$R_e = \frac{\rho_f V_f D_{in}}{\mu_f} = \frac{665.1 \times 18.63 \times 10^{-3} \times 0.00939}{2.144 \times 10^{-4}}$$

$$R_e = \mathbf{542.675 < 2300 \text{ Régime laminaire}}$$

Calcul du nombre de Nusselt

D'après la corrélation de Dittus-Boelter :

$$N_U = (0,023)R_e^{0,8}P_r^{0,4}$$

$$N_U = 0.023(542.675)^{0.8}(1.556)^{0.4}$$

$$N_U = 4.23$$

Calcul du coefficient global d'échange de chaleur

Coté évaporateur :

$$h_1 = \frac{Nu\lambda}{D_{int}} \quad (3.34)$$

$$\Rightarrow h_1 = \frac{4.23 \times 0,622}{18,63 \times 10^{-3}}$$

$$h_1 = 141.23 \frac{W}{m^2K}$$

Coté condenseur :

$$h_2 = \frac{Nu\lambda}{D_{ex}}$$

$$\Rightarrow h_2 = \frac{23.65 \times 0,07239}{25.4 \times 10^{-3}}$$

$$h_2 = 674.025 \frac{W}{m^2K}$$

Calcul de l'efficacité du condenseur

$$\varepsilon = \frac{T_{sc} - T_{ec}}{T_f - T_{ec}} \quad (3.36)$$

$$\Rightarrow \varepsilon = \frac{-15 - 15}{-20 - 15} = \frac{-30}{-35}$$

$$\varepsilon = 85.71\%$$

3.8 Conclusion

D'après l'échange entre le CO₂ et NH₃ au niveau de l'évapo-condenseur qui réalise et assure la liquéfaction du CO₂, on conclut qu'au niveau du condenseur on a une bonne efficacité avec 85.71 %.

Chapitre 4

Optimisation des performances énergétique de l'installation frigorifique CO₂/NH₃ par logiciel EES

4.1 Introduction

Le dioxyde de carbone s'est d'ores et déjà imposée pour la production de froid en cycle subcritique basse température d'une cascade frigorifique.

Dans ce chapitre, on va étudier l'influence de la T_{evHT} et la T_{condBT} sur le COP. Nous avons recouru au logiciel de simulation EES qui possède une librairie des fluides.

4.2 Aperçu général sur le EES

EES (prononcé ISE) est l'abréviation de Engineering Equation Solver ou Solveur d'équations pour l'ingénierie. EES permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles, des équations à variables complexes. EES permet également d'optimiser les paramètres de modélisation d'un système, de calculer des régressions linéaires et non linéaires, de générer des courbes de grande qualité. EES fonctionne à la fois sur des plates-formes PC Compatible ou APPLE Macintosh.

Il existe deux différences majeures entre EES et un solveur " classique " d'équations. Tout d'abord, EES identifie automatiquement et groupe des équations qui doivent être simultanément résolues. Cette caractéristique simplifie le procédé pour l'utilisateur et assure que le logiciel opérera toujours avec une efficacité optimale. De plus, de nombreuses fonctions mathématiques et thermodynamiques utilisées dans le milieu de l'ingénierie sont incorporées dans le logiciel. Par exemple, des tables " vapeur " sont implémentées tel que n'importe quelles propriétés thermodynamiques peuvent être obtenues à partir des fonctions incorporées. De même, cette fonctionnalité est fournie pour la plupart des réfrigérants (y compris une partie de nouveaux mélanges), l'ammoniac, le méthane, le dioxyde de carbone et beaucoup d'autres liquides. Les tables d'air sont incorporées, comme étant des fonctions psychrométriques ainsi que la table de JANAF applicable pour un grand nombre de gaz. Enfin, des propriétés de transport sont aussi disponibles pour la plupart de ces substances. EES contient une vaste bibliothèque de fonctions mathématiques et thermodynamiques. Néanmoins, il est impossible de prévoir l'ensemble des besoins des utilisateurs. De fait, EES offre à l'utilisateur la possibilité d'entrer ses propres fonctions suivant trois méthodes :

1. Il est possible de saisir et d'interpoler des données numériques dans une table, pour ensuite les utiliser directement dans la résolution de système des équations.
2. EES comporte son propre langage de programmation. Il s'apparente au PASCAL et FORTRAN. Il permet à l'utilisateur de développer et sauvegarder dans des fichiers de

bibliothèque ses propres fonctions et procédures. Ces fichiers seront lus à chaque ouverture du logiciel et ainsi utilisables dans chaque session.

3. Enfin, les fonctions et les procédures compilées, écrites dans un langage de haut niveau tel le PASCAL, le C ou le FORTRAN, pourront être utilisées dans EES par le biais de bibliothèques dynamiques (DLL).

Le développement de EES a été motivé par l'expérience dans l'enseignement des sciences mécaniques, thermodynamiques et de transfert de chaleur. Pour qu'un étudiant puisse apprendre et mieux appréhender les phénomènes physiques, il est nécessaire de travailler sur des problèmes concrets. Cependant, beaucoup de temps et d'effort sont exigés dans la recherche des propriétés des composants et la mise en équation appropriée du système. La connaissance des tables de propriétés, de l'algèbre ne contribue pas forcément à la compréhension du problème. De plus, le temps et l'effort exigés à résoudre des problèmes de manière conventionnelle, c'est-à-dire faire attention à l'ordre dans lequel les équations doivent être résolues (qui en fait importe peu) et/ou réaliser des études Paramétrique laborieuses peuvent pénaliser l'étudiant dans l'apprentissage de ces sciences.

4.3 Hypothèses de calcul de simulation

- La température d'évaporation du circuit haute température est de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$
- La température de condensation de NH₃ est de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$
- La température d'évaporation de CO₂ au circuit basse température est de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$
- La température de condensation de CO₂ est de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Pour le transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur $\Delta T = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Le rendement isentropique du compresseur est de 0.85

4.4 Programmation/ Résultats des calculs

La détermination des paramètres thermodynamiques du cycle CO₂/NH₃ fait par le logiciel EES comme suit ;

Pour $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ NH₃

```

$Unitsystem SI kg kJ C bar
R$='R717'
$Reference R717 IIR
T_evap=-20 [C]
T_cond=40 [C]
x_1=1
T_1=T_evap
P_1=P_sat(R$;T=T_1)
h_1=Enthalpy(R$;P=P_1;x=x_1)
s_1=Entropy(R$;T=T_1;x=x_1)
x_2_prime=1
T_2_prime=T_cond
P_2_prime=15,55[bar]
h_2_prime=Enthalpy(R$;T=T_2_prime;x=x_2_prime)
s_2_prime=Entropy(R$;T=T_2_prime;x=x_2_prime)
T_3=T_cond
P_3=P_sat(R$;T=T_3)
x_3=0
h_3=Enthalpy(R$;T=T_3;x=x_3)
s_3=Entropy(R$;T=T_3;x=x_3)
P_4=P_1
h_4=h_3
T_4=T_evap
x_m_4=Quality(R$;T=T_evap;h=h_4)
s_4=Entropy(R$;T=T_4;h=h_4)
s_2_s=s_1
P_2_s=P_3
T_2_s=188,2[C]
h_2_s=Enthalpy(R$;T=T_2_s;P=P_2_s)
P_2=P_3
T_2=225[C]
h_2=Enthalpy(R$;T=T_2;P=P_2)
s_2=Entropy(R$;T=T_2;P=P_2)

```

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$h_1 = 1438$ [kJ/kg]	$h_2 = 1985$ [kJ/kg]	$h_2' = 1490$ [kJ/kg]	$h_{2,s} = 1890$ [kJ/kg]
$h_3 = 390,6$ [kJ/kg]	$h_4 = 390,6$ [kJ/kg]	$P_1 = 1,901$ [bar]	$P_2 = 15,55$ [bar]
$P_2' = 15,55$ [bar]	$P_{2,s} = 15,55$ [bar]	$P_3 = 15,55$ [bar]	$P_4 = 1,901$ [bar]
R\$ = 'R717'	$s_1 = 5,904$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 6,408$ [kJ/kg-K]	$s_2' = 5,155$ [kJ/kg-K]
$s_{2,s} = 5,904$ [kJ/kg-K]	$s_3 = 1,645$ [kJ/kg-K]	$s_4 = 1,768$ [kJ/kg-K]	$T_1 = -20$ [C]
$T_2 = 225$ [C]	$T_2' = 40$ [C]	$T_{2,s} = 188,2$ [C]	$T_3 = 40$ [C]
$T_4 = -20$ [C]	$T_{cond} = 40$ [C]	$T_{evap} = -20$ [C]	$x_1 = 1$
$x_2' = 1$	$x_3 = 0$	$x_{m,4} = 0,2122$	

Figure 4.1 : Les résultats des paramètres thermodynamiques de R717 dans EES à $\Delta T = 5^\circ\text{C}$

Pour $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ CO₂

```

R$='R744'
$Reference R744 IIR
T_evap=-40 [C]
T_cond=-15 [C]
x_5=1
T_5=T_evap
P_5=P_sat(R$;T=T_5)
h_5=Enthalpy(R$;P=P_5;x=x_5)
s_5=Entropy(R$;T=T_5;x=x_5)
x_6_prime=1
T_6_prime=T_cond
P_6_prime=22.9[bar]
h_6_prime=Enthalpy(R$;T=T_6_prime;x=x_6_prime)
s_6_prime=Entropy(R$;T=T_6_prime;x=x_6_prime)
T_7=T_cond
P_7=P_sat(R$;T=T_7)
x_7=0
h_7=Enthalpy(R$;T=T_7;x=x_7)
s_7=Entropy(R$;T=T_7;x=x_7)
P_8=P_5
h_8=h_7
T_8=T_evap
x_m_8=Quality(R$;T=T_evap;h=h_8)
s_8=Entropy(R$;T=T_8;h=h_8)
s_6_s=s_5
P_6_s=P_7
T_6_s=15[C]
h_6_s=Enthalpy(R$;T=T_6_s;P=P_6_s)
P_6=P_7
T_6=25[C]
h_6=Enthalpy(R$;T=T_6;P=P_6)
s_6=Entropy(R$;T=T_6;P=P_6)
    
```

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$h_5 = 435.3$ [kJ/kg]	$h_6 = 483.1$ [kJ/kg]	$h_{6'} = 436.3$ [kJ/kg]	$h_{6,s} = 472.4$ [kJ/kg]
$h_7 = 165.3$ [kJ/kg]	$h_8 = 165.3$ [kJ/kg]	$P_5 = 10.05$ [bar]	$P_6 = 22.91$ [bar]
$P_{6'} = 22.9$ [bar]	$P_{6,s} = 22.91$ [bar]	$P_7 = 22.91$ [bar]	$P_8 = 10.05$ [bar]
$R\$ = 'R744'$	$s_5 = 2.048$ [kJ/kg-K]	$s_6 = 2.093$ [kJ/kg-K]	$s_{6'} = 1.924$ [kJ/kg-K]
$s_{6,s} = 2.048$ [kJ/kg-K]	$s_7 = 0.8742$ [kJ/kg-K]	$s_8 = 0.8906$ [kJ/kg-K]	$T_5 = -40$ [C]
$T_6 = 25$ [C]	$T_{6'} = -15$ [C]	$T_{6,s} = 15$ [C]	$T_7 = -15$ [C]
$T_8 = -40$ [C]	$T_{cond} = -15$ [C]	$T_{evap} = -40$ [C]	$x_5 = 1$
$x_{6'} = 1$	$x_7 = 0$	$x_{m,8} = 0.1626$	

Figure 4.2 : Les résultats des paramètres thermodynamiques de R744 dans EES à $\Delta T = 5^\circ\text{C}$

Calcul de débit NH₃ :

D'après l'équation (3.23)

$$\dot{m}_2 = 0.0066 * \frac{(463.3 - 165.3)}{(1438 - 390.6)}$$

$$\dot{m}_2 = 0.0018 \text{ kg/s}$$

Calcul le travail du compresseur K₂ d'après l'équation (3.20) :

$$w_{k2} = (1985 - 1438)$$

$$w_{k2} = 547 \text{ kj/kg}$$

Calcul la puissance du compresseur K₂ d'après l'équation (3.25) :

$$P_{K2} = 0.0018 * 547$$

$$P_{K2} = 0.9846 \text{ kw}$$

Calcul de COP d'après l'équation (3.26)

$$\text{COP} = \frac{1.8}{0.3154 - 0.9846}$$

$$\text{COP} = 1.38$$

Tableau récapitulatif des résultats à $\Delta T = 5^\circ\text{C}$

points	T (°C)	T (K)	P (bar)	h (kJ/ kg)	S (kJ/kg. K)
1	-20	253	1.9	1438	5.904
2s	188.2	461.2	15.55	1890	5.904
2	225	498	15.55	1985	6.408
2'	40	313	15.55	1490	5.155
3	40	313	15.55	390.6	1.645
4	-20	253	1.9	390.6	1.768
5	-40	233	10.05	435.3	2.048
6s	15	288	22.91	472.4	2.048

6	25	298	22.91	483.1	2.093
6'	-15	258	22.91	436.3	1.924
7	-15	258	22.91	165.3	0.8742
8	-40	233	10.05	165.3	0.8906

Tableau 4.1 : Caractéristiques thermodynamiques des cycles CO₂ et NH₃ pour $\Delta T = 5^\circ C$

4.5.a Influence de T_{condBT} sur le COP

Pour $\Delta T = 2^\circ C$: CO₂ $T_{\text{condBT}} = -18^\circ C$

```

$Unitsystem SI kJ kg C bar
R$='R744'
$Reference R744 IIR
T_evap=-40[C]
T_cond=-18[C]
x_5=1
T_5=T_evap
P_5=P_sat(R$,T=T_5)
h_5=Enthalpy(R$,T=T_5;x=x_5)
s_5=Entropy(R$,T=T_5;x=x_5)
x_6_prime=1
T_6_prime=T_cond
P_6_prime=20,94[C]
h_6_prime=Enthalpy(R$,T=T_6_prime;x=x_6_prime)
s_6_prime=Entropy(R$,T=T_6_prime;x=x_6_prime)
x_7=0
T_7=T_cond
P_7=P_sat(R$,T=T_7)
h_7=Enthalpy(R$,T=T_7;x=x_7)
s_7=Entropy(R$,T=T_7;x=x_7)
P_8=P_5
h_8=h_7
T_8=T_evap
x_m_8=Quality(R$,T=T_evap;h=h_8)
s_8=Entropy(R$,T=T_8;h=h_8)
s_6_s=s_5
P_6_s=P_7
T_6_s=14,37[C]
h_6_s=Enthalpy(R$,T=T_6_s;P=P_6_s)
P_6=P_7
T_6=24[C]
h_6=Enthalpy(R$,T=T_6;P=P_6)
s_6=Entropy(R$,T=T_6;P=P_6)

```

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$h_5 = 435.3$ [kJ/kg]	$h_6 = 484.4$ [kJ/kg]	$h_{6'} = 436.7$ [kJ/kg]	$h_{6,s} = 474.2$ [kJ/kg]
$h_7 = 158.8$ [kJ/kg]	$h_8 = 158.8$ [kJ/kg]	$P_5 = 10.05$ [bar]	$P_6 = 20.94$ [bar]
$P_{6'} = 20.94$ [C]	$P_{6,s} = 20.94$ [bar]	$P_7 = 20.94$ [bar]	$P_8 = 10.05$ [bar]
$R\$ = 'R744'$	$s_5 = 2.048$ [kJ/kg-K]	$s_6 = 2.112$ [kJ/kg-K]	$s_{6'} = 1.939$ [kJ/kg-K]
$s_{6,s} = 2.048$ [kJ/kg-K]	$s_7 = 0.8494$ [kJ/kg-K]	$s_8 = 0.8624$ [kJ/kg-K]	$T_5 = -40$ [C]
$T_6 = 24$ [C]	$T_{6'} = -18$ [C]	$T_{6,s} = 14.37$ [C]	$T_7 = -18$ [C]
$T_8 = -40$ [C]	$T_{cond} = -18$ [C]	$T_{evp} = -40$ [C]	$x_5 = 1$
$x_{6'} = 1$	$x_7 = 0$	$x_{m,8} = 0.1423$	

Figure 4.3 : Les résultats des paramètres thermodynamiques de R744 dans EES à $\Delta T = 2^\circ C$

Calcul des performances

Pour $\Delta T = 2^\circ C$:

Calcul de débit massique de CO₂ d'après l'équation (3.22) :

$$\dot{m}_1 = \frac{1.8}{435.3 - 158.8}$$

$$\dot{m}_1 = 0.0065 \text{ kg/s}$$

Calcul de débit massique de NH₃ d'après l'équation (3.23)

$$\dot{m}_2 = \frac{(436.7 - 158.8)}{(1438 - 390.6)} * 0.0065$$

$$\dot{m}_2 = 0.0017 \text{ kg/s}$$

Calcul de la puissance du compresseur K₁ d'après l'équation (3.24)

$$P_{k1} = 0.0065(484.4 - 435.3)$$

$$P_{k1} = 0.31915 \text{ kw}$$

Calcul de la puissance du compresseur K₂ d'après l'équation (3.25)

$$P_{k2} = 0.0017(1985 - 1438)$$

$$P_{k2} = 0.9299 \text{ kw}$$

Calcul de COP d'après l'équation (3.26)

$$\text{COP} = \frac{1.8}{(0.31915 + 0.9299)}$$

$$\text{COP} = 1.441$$

Tableau récapitulatif des résultats à $T_{\text{condBT}} = -18^\circ\text{C}$

points	T (°C)	T(K)	P (bar)	h (kJ/kg)	S (kJ/ kg. k)
1	-20	253	1.9	1438	5.904
2s	188.2	461.2	15.55	1890	5.904
2	225	498	15.55	1985	6.408
2'	40	313	15.55	1490	5.155
3	40	313	15.55	390.6	1.645
4	-20	253	1.9	390.6	1.768
5	-40	233	10.05	435.3	2.048
6s	17	290	21.58	476.2	2.048
6	27	300	21.58	486.7	2.115
6'	-18	255	21.58	436.58	1.934
7	-18	255	21.58	161	0.8577
8	-40	233	10.05	161	0.8517

Tableau 4.2 : Caractéristiques thermodynamiques des cycles CO₂ et NH₃ pour $\Delta T = 2^\circ\text{C}$

Pour $\Delta T = 8^\circ\text{C}$: CO₂T_{condBT} = -12°C

```

$Unitsystem SI kJ kg bar C
R$='R744'
$Reference R744 IIR
T_evap=-40 [C]
T_cond=-12 [C]
x_5=1
T_5=T_evap
P_5=P_sat(R$,T=T_5)
h_5=Enthalpy(R$,P=P_5,x=x_5)
s_5=Entropy(R$,T=T_5,x=x_5)
x_6_prime=1
T_6_prime=T_cond
P_6_prime=25,01 [bar]
h_6_prime=Enthalpy(R$,T=T_6_prime,x=x_6_prime)
s_6_prime=Entropy(R$,T=T_6_prime,x=x_6_prime)
T_7=T_cond
P_7=P_sat(R$,T=T_7)
x_7=0
h_7=Enthalpy(R$,T=T_7,x=x_7)
s_7=Entropy(R$,T=T_7,x=x_7)
P_8=P_5
h_8=h_7
T_8=T_evap
x_m_8=Quality(R$,T=T_evap,h=h_8)
s_8=Entropy(R$,T=T_8,h=h_8)
s_6_s=s_5
P_6_s=P_7
T_6_s=29,3 [C]
h_6_s=Enthalpy(R$,T=T_6_s,P=P_6_s)
P_6=P_7
T_6=41,53 [C]
h_6=Enthalpy(R$,T=T_6,P=P_6)
s_6=Entropy(R$,T=T_6,P=P_6)

```

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

h ₅ = 435,3 [kJ/kg]	h ₆ = 498,3 [kJ/kg]	h _{6'} = 435,7 [kJ/kg]	h _{6,s} = 485,3 [kJ/kg]
h ₇ = 172 [kJ/kg]	h ₈ = 172 [kJ/kg]	P ₅ = 10,05 [bar]	P ₆ = 25,01 [bar]
P _{6'} = 25,01 [bar]	P _{6,s} = 25,01 [bar]	P ₇ = 25,01 [bar]	P ₈ = 10,05 [bar]
R\$ = 'R744'	s ₅ = 2,048 [kJ/kg-K]	s ₆ = 2,128 [kJ/kg-K]	s _{6'} = 1,909 [kJ/kg-K]
s _{6,s} = 2,048 [kJ/kg-K]	s ₇ = 0,8991 [kJ/kg-K]	s ₈ = 0,9192 [kJ/kg-K]	T ₅ = -40 [C]
T ₆ = 41,53 [C]	T _{6'} = -12 [C]	T _{6,s} = 29,3 [C]	T ₇ = -12 [C]
T ₈ = -40 [C]	T _{cond} = -12 [C]	T _{evap} = -40 [C]	x ₅ = 1
x _{6'} = 1	x ₇ = 0	x _{m,8} = 0,1833	

Figure 4.4 : Les résultats des paramètres thermodynamiques de R744 dans EES à $\Delta T = 8^\circ\text{C}$

Calcul des performances

Pour $\Delta T = 8^{\circ}\text{C}$:

Calcul de débit massique de CO₂ d'après l'équation (3.22)

$$\dot{m}_1 = \frac{1.8}{435.3 - 172}$$

$$\dot{m}_1 = 0.0068 \text{ kg/s}$$

Calcul de débit massique de NH₃ d'après l'équation (3.23)

$$\dot{m}_2 = \frac{(435.7 - 172)}{(1438 - 390.6)} * 0.0068$$

$$\dot{m}_2 = 0.0017 \text{ kg/s}$$

Calcul de la puissance du compresseur K₁ d'après l'équation (3.24)

$$P_{k1} = 0.0068(498.3 - 435.3)$$

$$P_{k1} = 0.4284 \text{ kw}$$

Calcul de la puissance du compresseur K₂ d'après l'équation (3.25)

$$P_{k2} = 0.0017(1985 - 1438)$$

$$P_{k2} = 0.9299 \text{ kw}$$

Calcul de COP d'après l'équation (3.26)

$$\text{COP} = \frac{1.8}{(0.4284 + 0.9299)}$$

$$\text{COP} = 1.33$$

Tableau récapitulatif des résultats à $T_{\text{condBT}} = -12^{\circ}\text{C}$

points	T (°C)	T(K)	P (bar)	h (kJ/kg)	S (kJ/ kg. k)
1	-20	253	1.9	1438	5.904
2s	188.2	461.2	15.55	1890	5.904
2	225	498	15.55	1985	6.408
2'	40	313	15.55	1490	5.155
3	40	313	15.55	390.6	1.645
4	-20	253	1.9	390.6	1.768
5	-40	233	10.05	435.3	2.048
6s	29.3	302.3	25.01	485.3	2.048
6	41.53	314.53	25.01	498.3	2.128
6'	-12	261	25.01	435.7	1.909
7	-12	261	25.01	172	0.8991
8	-40	233	10.05	172	0.89192

Tableau 4.3 : Caractéristiques thermodynamiques des cycles CO₂ et NH₃ pour $\Delta T = 8^{\circ}\text{C}$

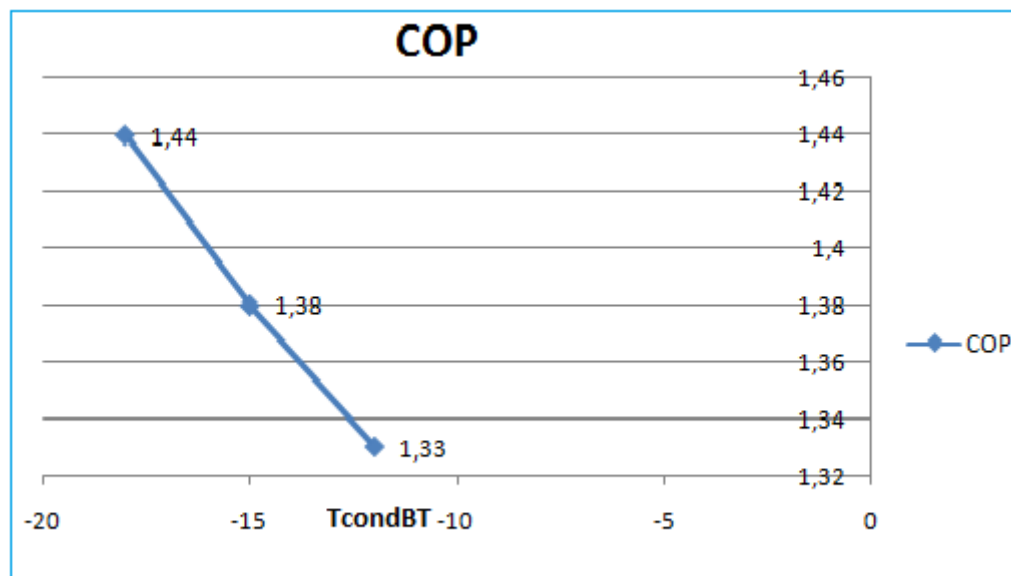


Figure 4.5 : Influence de T_{condBT} sur le COP

Discussion : On remarque quand la température T_{condBT} et ΔT diminue, le COP augmente avec une fixation de température

$$T_{\text{evHT}} : T_{\text{condBT}} \searrow ; \Delta T \searrow \Rightarrow \text{COP} \nearrow$$

4.5.b Influence de T_{evHT} sur le COP

Pour $\Delta T = 2^\circ\text{C}$: NH₃ $T_{evHT} = -18^\circ\text{C}$

```

$Unitsystem SI kJ kg C bar
R$='R717'
$Reference R717 IIR
T_evap=-17[C]
T_cond=40[C]
x_1=1
T_1=T_evap
P_1=P_sat(R$;T=T_1)
h_1=Enthalpy(R$;T=T_1;x=x_1)
s_1=Entropy(R$;T=T_1;x=x_1)
x_2_prime=1
T_2_prime=T_cond
P_2_prime=Pressure(R$;T=T_2_prime;x=x_2_prime)
h_2_prime=Enthalpy(R$;T=T_2_prime;x=x_2_prime)
s_2_prime=Entropy(R$;T=T_2_prime;x=x_2_prime)
x_3=0
T_3=T_cond
P_3=P_sat(R$;T=T_3)
h_3=Enthalpy(R$;T=T_3;x=x_3)
s_3=Entropy(R$;T=T_3;x=x_3)
P_4=P_1
h_4=h_3
T_4=T_evap
x_m_4=Quality(R$;T=T_evap;h=h_4)
s_4=Entropy(R$;T=T_4;h=h_4)
s_2_s=s_1
P_2_s=P_3
T_2_s=176,47[C]
h_2_s=Enthalpy(R$;T=T_2_s;P=P_2_s)
P_2=P_3
T_2=210,61[C]
h_2=Enthalpy(R$;T=T_2;P=P_2)
s_2=Entropy(R$;T=T_2;P=P_2)

```

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$h_1 = 1442$ [kJ/kg]	$h_2 = 1948$ [kJ/kg]	$h_2' = 1490$ [kJ/kg]	$h_{2,s} = 1861$ [kJ/kg]
$h_3 = 390,6$ [kJ/kg]	$h_4 = 390,6$ [kJ/kg]	$P_1 = 2,168$ [bar]	$P_2 = 15,55$ [bar]
$P_2' = 15,55$ [bar]	$P_{2,s} = 15,55$ [bar]	$P_3 = 15,55$ [bar]	$P_4 = 2,168$ [bar]
R\$ = 'R717'	$s_1 = 5,859$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 6,333$ [kJ/kg-K]	$s_2' = 5,155$ [kJ/kg-K]
$s_{2,s} = 5,859$ [kJ/kg-K]	$s_3 = 1,645$ [kJ/kg-K]	$s_4 = 1,755$ [kJ/kg-K]	$T_1 = -17$ [C]
$T_2 = 210,6$ [C]	$T_2' = 40$ [C]	$T_{2,s} = 176,5$ [C]	$T_3 = 40$ [C]
$T_4 = -17$ [C]	$T_{cond} = 40$ [C]	$T_{evap} = -17$ [C]	$x_1 = 1$
$x_2' = 1$	$x_3 = 0$	$x_{m,4} = 0,2035$	

Figure 4.6 : Les résultats des paramètres thermodynamiques de R717 dans EES à $\Delta T = 2^\circ\text{C}$

Pour $\Delta T = 2^\circ\text{C}$: $T_{\text{evHT}} = -17^\circ\text{C}$

Calcul de débit massique de CO₂ d'après l'équation (3.22)

$$\dot{m}_1 = \frac{1.8}{435.3 - 165}$$

$$\dot{m}_1 = 0.0067 \text{ kg/s}$$

Calcul de débit massique de NH₃ d'après l'équation (3.23)

$$\dot{m}_2 = \frac{(436.3 - 165.3)}{(1442 - 390.6)} * 0.0067$$

$$\dot{m}_2 = 0.0017 \text{ kg/s}$$

Calcul de la puissance du compresseur K₁ d'après l'équation (3.24)

$$P_{k1} = 0.0067(483.1 - 435.3)$$

$$P_{k1} = 0.32026 \text{ kw}$$

Calcul de la puissance du compresseur K₂ d'après l'équation (3.25)

$$P_{k2} = 0.0017(1948 - 1442)$$

$$P_{k2} = 0.8602 \text{ kw}$$

Calcul de COP d'après l'équation (3.26)

$$\text{COP} = \frac{1.8}{(0.32026 + 0.8602)}$$

$$\text{COP} = 1.524$$

Tableau récapitulatif des résultats à $T_{\text{evHT}} = -17^\circ\text{C}$

points	T (°C)	T (K)	P (bar)	h (kJ/ kg)	S (kJ/kg. K)
1	-17	256	2.168	1442	5.859
2	210.61	483.61	15.55	1948	6.333
2s	176.47	449.47	15.55	1861	5.859
2'	40	313	15.55	1490	5.155

3	40	313	15.55	390.6	1.645
4	-17	256	2.168	390.6	1.755
5	-40	233	10.05	435.3	2.048
6	25	298	22.91	483.1	2.093
6s	15	288	22.91	472.4	2.048
6'	-15	258	22.91	436.3	1.924
7	-15	258	22.91	165.3	0.8742
8	-40	233	10.05	165.3	0.8906

Tableau 4.4 : Caractéristiques thermodynamiques des cycles CO₂ et NH₃ pour $\Delta T = 2^\circ\text{C}$

Pour $\Delta T = 8^\circ\text{C}$: NH₃ T_{evHT} = -23°C

```

$Unitsystem SI kJ kg C bar
R$='R717'
$Reference R717 IIR
T_evap=-23[C]
T_cond=40[C]
x_1=1
T_1=T_evap
P_1=P_sat(R$:T=T_1)
h_1=Enthalpy(R$:T=T_1;x=x_1)
s_1=Entropy(R$:T=T_1;x=x_1)
x_2_prime=1
T_2_prime=T_cond
P_2_prime=Pressure(R$:T=T_2_prime;x=x_2_prime)
h_2_prime=Enthalpy(R$:T=T_2_prime;x=x_2_prime)
s_2_prime=Entropy(R$:T=T_2_prime;x=x_2_prime)
x_3=0
T_3=T_cond
P_3=P_sat(R$:T=T_3)
h_3=Enthalpy(R$:T=T_3;x=x_3)
s_3=Entropy(R$:T=T_3;x=x_3)
P_4=P_1
h_4=h_3
T_4=T_evap
x_m_4=Quality(R$:T=T_evap;h=h_4)
s_4=Entropy(R$:T=T_4;h=h_4)
s_2_s=s_1
P_2_s=P_3
T_2_s=200,73[C]
h_2_s=Enthalpy(R$:T=T_2_s;P=P_2_s)
P_2=P_3
T_2=240,12[C]
h_2=Enthalpy(R$:T=T_2;P=P_2)
s_2=Entropy(R$:T=T_2;P=P_2)

```

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$h_1 = 1434$ [kJ/kg]	$h_2 = 2024$ [kJ/kg]	$h_{2'} = 1490$ [kJ/kg]	$h_{2,s} = 1922$ [kJ/kg]
$h_3 = 390,6$ [kJ/kg]	$h_4 = 390,6$ [kJ/kg]	$P_1 = 1,661$ [bar]	$P_2 = 15,55$ [bar]
$P_{2'} = 15,55$ [bar]	$P_{2,s} = 15,55$ [bar]	$P_3 = 15,55$ [bar]	$P_4 = 1,661$ [bar]
R\$ = 'R717'	$s_1 = 5,951$ [kJ/kg-K]	$s_2 = 6,486$ [kJ/kg-K]	$s_{2'} = 5,155$ [kJ/kg-K]
$s_{2,s} = 5,951$ [kJ/kg-K]	$s_3 = 1,645$ [kJ/kg-K]	$s_4 = 1,782$ [kJ/kg-K]	$T_1 = -23$ [C]
$T_2 = 240,1$ [C]	$T_{2'} = 40$ [C]	$T_{2,s} = 200,7$ [C]	$T_3 = 40$ [C]
$T_4 = -23$ [C]	$T_{cond} = 40$ [C]	$T_{evp} = -23$ [C]	$x_1 = 1$
$x_{2'} = 1$	$x_3 = 0$	$x_{m,4} = 0,2209$	

Figure 4.7 : Les résultats des paramètres thermodynamiques de R717 dans EES à $\Delta T = 8^\circ C$

Pour $\Delta T = 8^\circ C$: $T_{evHT} = -23^\circ C$

Calcul de débit massique de CO₂ d'après l'équation (3.22)

$$\dot{m}_1 = \frac{1.8}{435.3 - 165}$$

$$\dot{m}_1 = 0.0067 \text{ kg/s}$$

Calcul de débit massique de NH₃ d'après l'équation (3.23)

$$\dot{m}_2 = \frac{(436.3 - 165.3)}{(1434 - 390.6)} * 0.0067$$

$$\dot{m}_2 = 0.02579 \text{ kg/s}$$

Calcul de la puissance du compresseur K₁ d'après l'équation (3.24)

$$P_{k1} = 0.0067(483.1 - 165.3)$$

$$P_{k1} = 2.12926 \text{ kw}$$

Calcul de la puissance du compresseur K₂ d'après l'équation (3.25)

$$P_{k2} = 0.02579 (2024 - 1434)$$

$$P_{k2} = 15.2161 \text{ kw}$$

Calcul de COP d'après l'équation (3.26)

$$\text{COP} = \frac{1.8}{(2.12926 + 15.2161)}$$

$$\text{COP} = 0.103$$

Tableau récapitulatif des résultats à $T_{\text{evHT}} = -23^\circ\text{C}$

points	T (°C)	T (K)	P (bar)	h (kJ/ kg)	S (kJ/kg. K)
1	-23	250	1.661	1434	5.951
2	240.12	513.12	15.55	2024	6.486
2s	200.73	473.73	15.55	1922	5.951
2'	40	313	15.55	1490	5.155
3	40	313	15.55	390.6	1.645
4	-23	250	1.661	390.6	1.782
5	-40	233	10.05	435.3	2.048
6s	15	288	22.91	472.4	2.048
6	25	298	22.91	483.1	2.093
6'	-15	258	22.91	436.3	1.924
7	-15	258	22.91	165.3	0.8742
8	-40	233	10.05	165.3	0.8906

Tableau 4.5 : Caractéristiques thermodynamiques des cycles CO₂ et NH₃ pour $\Delta T = 8^\circ\text{C}$

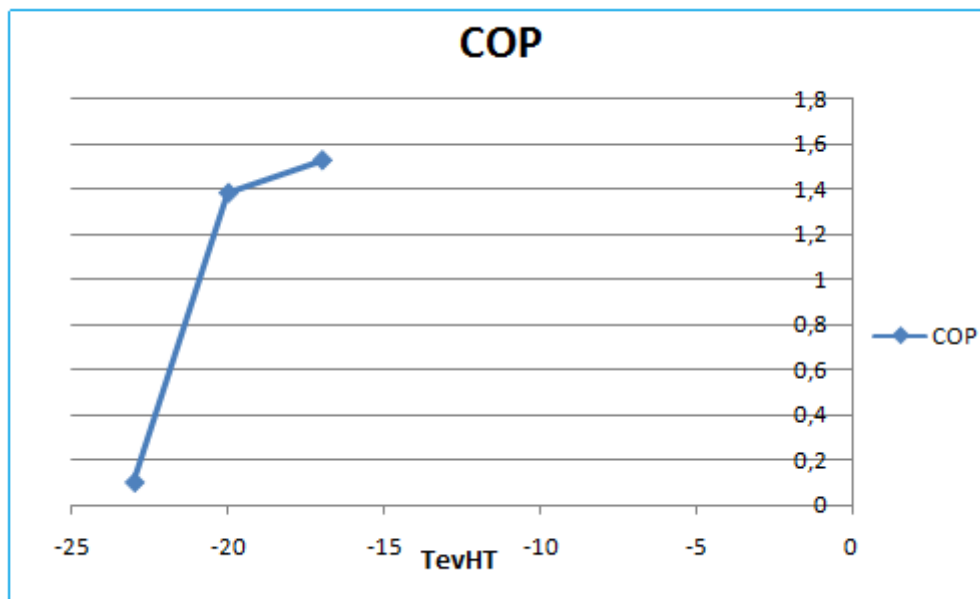


Figure 4.8 : Influence de T_{evHT} sur le COP

Discussion :

On remarque quand la température T_{evHT} diminue, le COP augmente avec une fixation de température T_{condHT}

$$T_{evHT} \searrow ; \Delta T \nearrow \Rightarrow \text{COP} \searrow$$

4.6 Conclusion

La simulation par logiciel EES nous a aidée à calculer les caractéristiques thermodynamiques du cycle à cascade CO₂/NH₃ et l'influence de variation de température au niveau d'évapo-condenseur sur le COP du système. Les résultats ont prouvé que la variation de température influe sur le COP.

CONCLUSION GENERALE

Le présent mémoire ayant pour thème : «Optimisation des performances du cycle en cascade d'une installation de liquéfaction du CO₂» m'a permis :

- Une compréhension des cycles thermodynamiques d'une installation frigorifique, plus précisément le cycle en cascade;
- Le calcul thermique des performances énergétiques des installations frigorifiques (coefficient de performance, puissance frigorifique spécifique, puissance du compresseur et le débit massique) ;

La machine frigorifique à cascade CO₂/NH₃ c'est une machine couplée à deux circuits, le premier circuit de NH₃ se fonctionne à haute température et le CO₂ se fonctionne à basse température, les deux circuits sont liés par l'évapo-condenseur (évaporateur pour le NH₃ et condenseur pour CO₂), au niveau de l'évapo-condenseur, il y a un échange de chaleur entre le NH₃ et le CO₂ qui permet de l'extraire. Cet échange nous a guidé à faire une étude thermodynamique pour connaître la valeur de l'efficacité au niveau de condenseur et une étude sur la variation de la température d'évaporation de fluide R717 et la température de condensation de fluide R744, ainsi que l'effet de ces variations sur le COP du système complet.

Cette étude a été faite dans des conditions où les températures au niveau de l'évapo-condenseur sont respectivement $T_{\text{condBT}} = -15^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{evHT}} = -20^{\circ}\text{C}$ avec $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$, à chaque fois on va changer l'écart de température d'un fluide $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$, 2°C et pour 8°C et fixe le deuxième fluide pour étudier l'influence de cette variation sur le **COP**, on fait cette variation pour les deux fluides.

Les résultats de l'étude réalisée montrent que la T_{condBT} et la T_{evHT} ont une grande influence sur la variation du COP, où nous pouvons remarquer que le COP augmente lorsque la T_{condBT} diminue et la T_{evHT} augmente.

Références bibliographiques :

- [1] <https://www.techno-science.net/glossaire-definition/Fluide-frigorigene.html>
- [2] <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/fluides-contrôle-et-isolation-thermiques-42595210/fluides-frigoporteurs-proprietes-be9572/>
- [3] KHELLAF Nabil. Performances des systèmes frigorifiques trans-critiques utilisant le CO₂ comme fluide frigorigène. Constantine ; Université des Frères Mentouri Constantine 1 ; 22/01/2017
- [4] <https://www.intarcon.com/fr/refrigeration-au-co2/>
- [5] <http://www.btobee.com>
- [6] <https://www.inrs.fr/publications/bdd/fichetox.html>
- [7] <https://docplayer.fr>
- [8] <https://www.pangas.ch>
- [9] <https://westfalen.com>
- [10] <https://fr.termodizayn.com>
- [11] <http://ref-wiki.com/fr/content/view/31426/28>
- [12] <https://www.criovovo.be/fr/r%C3%A9frig%C3%A9rants-et-fluides-secondaires>
- [13] pdf. La réfrigération les technologies en développement. Daniel Giguère, ASHRAE, Ste-Foy. Edition 2 février 2009
- [14] Fadil Ayad. Modélisation et caractérisation expérimentale d'un évaporateur à mini-canaux de climatisation automobile fonctionnant au CO₂. Université Henri Poincaré, Nancy 1–France ; 2007.
- [15] Francis, Meunier ; Paul, Rivet ; Marie-France, Terrier (2010). Froid industriel. France : 2^{ème} édition, 492 p.
- [16] <https://www.abcclim.net/le-circuit-frigorifique.html>
- [17] Satyananda, Tripathy et al, Thermodynamic Analysis of a Cascade Refrigeration System Based On Carbon Dioxide and Ammonia, International Journal of Engineering Research and Applications , Vol. 4, N°7 (Version 1), July 2014, pp.24-29