



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université des Frères Mentouri Constantine 1
Département de Génie Climatique



THÈSE

En vue de l'obtention du diplôme de
DOCTORAT 3^{ème} CYCLE
(DOCTORAT LMD)

Filière : Génie Climatique

Spécialité : Réfrigération et Climatisation, Energie et Environnement

Présentée par

KHELLAF Nabil

Thème

**Performances des systèmes frigorifiques trans-critiques utilisant le CO₂
comme fluide frigorigène**

Thèse soutenue le : 22/01/2017

Devant le jury composé de :

M. KABI Abdenacer	Professeur, Université Frères Mentouri Constantine 1	Président
M.GOMRI Rabah	Professeur, Université Frères Mentouri Constantine 1	Rapporteur
M. ROUABAH Mohamed Salah	Professeur, Université Frères Mentouri Constantine 1	Examinateur
M. BOUGRIOU Cherif	Professeur, Université El Hadj Lakhdar Batna 2	Examinateur
M. BENMACHICHE Abdelmoumene Hakim	MCA, Université de Biskra	Examinateur

Résumé

L'impact négatif des fluides synthétiques sur l'environnement a conduit les chercheurs vers des fluides frigorigènes naturels. Bien que ces fluides soient non nocifs pour l'environnement, certains parmi eux peuvent présenter un risque en raison de leur inflammabilité et leur toxicité. C'est pourquoi, le dioxyde de carbone se place en très bonne position devant les autres fluides naturels. Les propriétés thermodynamiques du CO₂ imposent un cycle trans-critique. Malheureusement ce cycle présente des performances faibles comparé aux cycles classiques.

L'objectif principal de ce travail est donc l'amélioration des performances des systèmes frigorifiques utilisant le CO₂ comme fluide frigorigène, en plus une étude du transfert de chaleur du CO₂ lors de l'évaporation a été réalisée.

En se basant sur la première loi de la thermodynamique et à l'aide du calcul d'optimisation plusieurs modifications du cycle trans-critique ont été étudiées, en plus de nouveaux cycles ont été proposés et étudiés.

En ce qui concerne l'étude du transfert de chaleur lors de l'évaporation du CO₂, la recherche bibliographique a montré qu'il existe plusieurs corrélations pour prédire le coefficient d'échange de chaleur. Pour évaluer ces corrélations une base de données expérimentale a été extraite à partir des différents travaux disponibles dans la littérature et comparé avec ces corrélations ce qui permettra de bien sélectionner la corrélation adéquate qui permettra par la suite de dimensionner d'une façon optimale l'évaporateur qui assure la puissance frigorifique requise.

Mots clés : Réfrigération, Cycles Trans-critiques, Dioxyde de Carbone, Transfert de Chaleur, Évaporation, Simulation, Optimisation, Performance.

ملخص

التأثير السلبي لموائع التبريد الاصطناعية على البيئة دفع الباحثين إلى التوجه نحو موائع التبريد الطبيعية، وعلى الرغم من أن هذه الموائع غير ضارة للبيئة بعضها قد يكون خطر بسبب قابليتها للاشتعال، وسميتها، لذلك، ثاني أكسيد الكربون يحتل وضع جيد للغاية أمام الموائع الطبيعية الأخرى. وبالمقابل الخصائص الحرارية لثاني أكسيد الكربون تتطلب دورة عبر حرجة، إلا أنّ هذه الدورة لها أداء منخفض بالنسبة إلى الدورات التقليدية.

الهدف الرئيسي من هذه الأطروحة هو تحسين أداء أنظمة التبريد باستخدام ثاني أكسيد الكربون ودراسة نقل حرارة ثاني أكسيد الكربون عن طريق التبخر.

لهذا واستنادا على القانون الأول للديناميكا الحرارية واتباع طريقة الحساب الأمثل تمت دراسة العديد من الدورات العبر حرجة بالإضافة إلى دورات جديدة تم اقتراحها ودراستها.

وفيما يتعلق بدراسة انتقال الحرارة خلال تبخر ثاني أكسيد الكربون قد أظهرت الأبحاث العلمية في هذا المجال أن هناك العديد من العلاقات المستعملة للتنبؤ بمعامل التبادل الحراري المحلي، ولهدف تقييم هذه العلاقات تم استخراج قاعدة بيانات تجريبية من المنشورات العلمية السابقة ومقارنتها مع هذه العلاقات وذلك لتحديد العلاقة الملائمة التي تسمح بحساب الأبعاد المثلى للمبخر الذي يضمن قدرة التبريد المطلوبة.

الكلمات المفتاحية

التبريد، دورات عبر حرجة، ثاني أكسيد الكربون، انتقال الحرارة، التبخر، محاكاة، التحسين، الأداء.

Abstract

The negative impact of synthetic fluids on the environment has led researchers to natural refrigerants, although these fluids are not harmful on the environment, some of them are dangerous because of their flammability and toxicity. Therefore, carbon dioxide goes into very good position among the other natural fluids. The thermodynamic properties of CO₂ require a trans-critical cycle. Unfortunately, this cycle has low performance compared to conventional cycles. The main objective of this work is to improve the performance of the refrigeration systems using CO₂ as refrigerant and study the heat transfer of carbon dioxide in evaporation.

Based on the first law of thermodynamics and the optimization analysis several trans-critical cycles were studied, in addition, new proposed cycles have been proposed and studied.

As regards the study of heat transfer during evaporation of CO₂, literature review has shown that there are several correlations used to predict the coefficient of heat transfer. In order to evaluate these correlations and select the best correlation allowing the optimal design of evaporator, which ensures the required cooling capacity, an experimental database was extracted from different papers available in the literature and compared with these correlations.

Keywords : Refrigeration, transcritical cycles, Carbon Dioxide, Heat Transfer, Evaporation, Simulation, Optimization, Performance.

Remerciements

Mes remerciements vont tout particulièrement à mon directeur de thèse Monsieur GOMRI Rabah, Professeur à l'université des Frères Mentouri Constantine 1, pour ses conseils, sa patience et son encouragement tout au long de ce travail.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à Monsieur BOUGRIOU Cherif, Professeur à l'université de Batna 2, Monsieur BENMACHICHE Abdelmoumene Hakim, MCA à l'université de Biskra, Monsieur KABI Abdenacer, Professeur à l'université des Frères Mentouri Constantine 1 et Monsieur ROUABAH Mohamed Salah, Professeur à l'université des Frères Mentouri Constantine 1 qui me font l'honneur de juger ce travail.

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

SOMMAIRE

NOMENCLATURE	VI
LISTE DES FIGURES	IX
LISTE DES TABLEAUX	XIII
INTRODUCTION GÉNÉRALE	2
CHAPITRE 1 : SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE	5
1. Introduction	5
2. Histoire du dioxyde de carbone en tant que fluide frigorigène	5
3. Cycle trans-critique de base	7
4. Études sur le cycle trans-critique	8
4.1 La pression optimale de refroidissement	8
4.2 La relation entre la performance et la température du fluide secondaire.....	9
4.3 Effet de l'échangeur intermédiaire dans un cycle trans-critique	10
5. Les échangeurs de chaleur	11
5.1 Refroidisseur de gaz	11
5.2 Évaporateur	12
6. La compression	14
6.1 Le refroidissement intermédiaire	14
6.2 Introduction d'un économiseur	15
6.3 Les compresseurs séparés.....	16
7. La détente	17
7.1 Les tubes capillaires	17
7.2 Turbine de détente.....	19
7.3 Détente par éjecteur	21
8. Études comparatives entre le CO₂ et les autres fluides frigorigènes	25
9. Conclusion	26
CHAPITRE 2 : ÉVALUATION DE LA PERFORMANCE DES CYCLES TRANS-CRITIQUES	
FONCTIONNANT AU CO₂	28
1. Introduction	28
2. Le cycle trans-critique de base	28
3. Amélioration de cycle trans-critique	29
3.1 Introduction de l'échangeur intermédiaire.....	29

3.2 Utilisation de la turbine.....	30
3.3 Utilisation de cycle bi-étagé.....	30
3.4 Combinaison entre les modifications.....	35
4. Analyse des cycles trans-critiques.....	36
4.1 Hypothèses.....	36
4.2 Calcul thermodynamique.....	37
4.3 Les conditions de fonctionnement.....	38
5. Discussions des résultats.....	38
5.1 Les cycles mono-étagés.....	38
5.2 Les cycles bi-étagés.....	39
5.3 Méthodes d'optimisation.....	40
5.4 Variation de la performance maximale.....	42
5.5 Variation de la haute pression optimale.....	46
5.6 Variation de la pression intermédiaire optimale.....	50
5.7 Corrélations de pressions et de performance.....	51
6. Conclusion.....	55
CHAPITRE 3 : AMÉLIORATION DE CYCLES TRANS-CRITIQUES AVEC TURBINE.....	57
1. Introduction.....	57
2. Configuration des Cycles étudiés.....	57
2.1 Cycle bi-étagé avec échangeur interne (BIHX).....	57
2.2 Cycle avec compression parallèle (CP).....	58
2.3 Cycle bi-étagé avec bouteille intermédiaire (BIBI).....	59
2.4 Cycle bi-étagé avec la turbine en haute pression (BTHP).....	59
3. Analyse des cycles bi-étagés.....	60
3.1 Hypothèses.....	60
3.2 Calcul thermodynamique.....	61
3.3 Les conditions de fonctionnement.....	62
4. Discussions des résultats.....	63
4.1 Variation de la performance en fonction de la pression intermédiaire.....	63
4.2 Méthode d'optimisation.....	64
4.3 Variation de la pression intermédiaire optimale.....	64
4.4 Variation de la haute pression optimale.....	65

4.5 Variation de la performance maximale	66
4.6 Étude comparative	67
4.7 Corrélations de pressions optimales et de performance maximale	70
5. Conclusion	72
CHAPITRE 4 : ÉTUDES ET AMÉLIORATION DES CYCLES TRANS-CRITIQUES AVEC ÉJECTEUR .	74
1. Introduction	74
2. Cycle avec éjecteur	74
3. Analyse du cycle trans-critique avec éjecteur	75
3.1 Hypothèses du modèle	75
3.2 Calcul thermodynamique	76
3.3 Organigramme du programme informatique de résolution.....	79
3.4 Les conditions de fonctionnement.....	80
4. Discussions des résultats	81
4.1 Validation du programme de calcul	81
4.2 Variation de la performance	81
4.3 Méthodes d'optimisation.....	82
4.4 Variation de la haute pression optimale et de la performance maximale	83
5. Amélioration du cycle trans-critique avec éjecteur.....	84
5.1 Cycle trans-critique avec éjecteur et échangeur intermédiaire	84
5.2 Cycle trans-critique bi-étagé avec éjecteur	85
5.3 Cycle trans-critique bi-étagé avec éjecteur et échangeur intermédiaire	86
6. Analyse des cycles trans-critiques avec éjecteur	86
6.1 Hypothèses et équations du modèle	86
6.2 Les conditions de comparaison	87
6.3 Méthodes d'optimisation.....	87
7. Discussions des résultats	88
7.1 Effet de l'efficacité thermique dans un cycle avec éjecteur	88
7.2 Variation de la performance maximale	89
7.3 Variation de la haute pression optimale.....	90
7.4 Variation de la pression intermédiaire optimale	92
7.5 Corrélations de la pression optimale et la performance maximale	93
8. Nouveaux cycles trans-critiques avec éjecteur	95

8.1 Modifications du cycle mono-étagé.....	95
8.2 Modification du cycle bi-étagé.....	99
9. Comparaison des cycles avec éjecteur	103
10. Conclusion.....	105
CHAPITRE 5 : TRANSFERT DE CHALEUR EN ÉVAPORATION	107
1. Introduction	107
2. Configurations d'écoulement	107
2.1 Écoulement à bulles	107
2.2 Écoulement stratifié	108
2.3 Écoulement stratifié à vagues	108
2.4 Écoulement intermittent.....	108
2.5 Écoulement annulaire	108
2.6 Écoulement à brouillard.....	109
3. Synthèse sur les modèles de transfert de chaleur en ébullition	109
3.1 Modèles de superposition.....	109
3.2 Modèles d'intensification des échanges thermiques	113
3.3 Modèles asymptotiques.....	116
3.4 Modèle basé sur les configurations d'écoulements	117
4. Études expérimentales	123
4.1 Étude de Bredesen et al. (1997).....	123
4.2 Étude de Yun et al. (2003).....	123
4.3 Étude de Yoon et al. (2004).....	124
4.4 Étude de Cho et Kim (2007)	124
4.5 Étude de Zhao et Bansal (2007)	125
4.6 Étude de Park et Hrnjak (2007)	125
4.7 Étude d'Oh et al. (2008)	126
4.8 Étude de Mastrullo et al. (2009)	126
4.9 Étude d'Oh et al. (2011)	126
4.10 Étude Grauso et al. (2013)	127
4.11 Étude de Hassan et Shedid (2015)	127
5. Comparaison des données expérimentales et des corrélations de prédiction	127
5.1 Les indicateurs mathématiques	130

5.2 Validation des programmes de calcul	130
5.3 Discussion des résultats	131
6. Conclusion	141
CONCLUSION GÉNÉRALE.....	143
RÉFÉRENCES	148
ANNEXES.....	I

NOMENCLATURE

A : aire (m^2)

BP : basse pression (bar)

C_p : capacité thermique massique (J/kg.K)

COP : coefficient de performance

D, d : diamètre (m)

D_b : diamètre de bulle (m)

D_h : diamètre hydraulique (m)

F : facteur d'accroissement de l'évaporation convective

F : facteur de frottement

G : vitesse massique (kg/m^2s)

g : gravité (m/s^2)

H : enthalpie (J/kg)

h : coefficient d'échange de chaleur ($W/m^2.K$)

P_i : pression intermédiaire (bar)

P_h : haute pression (bar)

j : facteur de Colburn

L : longueur (m)

L_v : chaleur latente (J/kg)

\dot{m} : débit massique (kg/s)

M : masse molaire (g/mol)

P : pression (bar)

\dot{q} : densité de flux (W/m^2)

S : entropie (J/kg.K)

T : température ($^{\circ}C$)

u : taux d'entraînement

W : puissance mécanique (W)

x : titre de vapeur (-)

Lettres grecques

ε : efficacité thermique (%)

η : rendement (%)

λ : conductivité thermique (W/m.K)

μ : viscosité dynamique (Pa.s)

ν : viscosité cinématique (m²/s)

ρ : masse volumique (kg/m³)

σ : tension de vapeur (N/m)

Indices

amb : ambiante

cp : compresseur

cr : critique

e : entrée

efc : entrée fluide chaud

eff : entrée fluide froid

ej : éjecteur

ev : évaporateur

fr : fin de refroidissement

rg : refroidisseur de gaz

is : isentropique

max : maximum

opt : optimal

s : sortie

sfc : sortie fluide chaud

sff : sortie fluide froid

tot : total

tr : turbine

Nombres adimensionnels

Bo : nombre d'ébullition	$\frac{\dot{q}}{GL_v}$
Fr : nombre de Froude	$\frac{G^2}{\rho^2 g D}$
Nu : nombre de Nusselt	$\frac{hd}{\lambda}$
Pr : nombre de Prandtl	$\frac{\mu C_p}{\lambda}$
Re : nombre de Reynolds	$\frac{Gd}{\mu}$
X _{tt} : paramètre de Lockhart Martinelli	$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.1}$

LISTE DES FIGURES

Figure 1. 1 : Utilisation des réfrigérants dans le secteur maritime [1].....	5
Figure 1. 2 : Histoire des fluides frigorigènes [2].....	7
Figure 1. 3 : Diagramme pression-enthalpie de cycle trans-critique [1].....	8
Figure 1. 4 : Les entrées (a) et les sorties (b) du modèle de Brix et al [32].....	13
Figure 1. 5 : L'alignement et l'orientation des plaques de l'évaporateur [28].....	13
Figure 1. 6 : Système avec FGB [33].	13
Figure 1. 7 : Système bi-étagé avec refroidissement intermédiaire [34].....	14
Figure 1. 8 : Le schéma de principe de système avec réservoir flash [35].....	15
Figure 1. 9 : Compresseur à piston avec la modification de Voorhees [40].....	16
Figure 1. 10 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) d'un système avec économiseur [40].....	16
Figure 1. 11 : Système avec deux compresseurs séparés [34].....	17
Figure 1. 12 : Tube capillaire non-adiabatique [45].	18
Figure 1. 13 : Systèmes avec turbine [58].	20
Figure 1. 14 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) d'un cycle avec éjecteur [60]. ...	21
Figure 1. 15 : Cycle bi-étagé conventionnel. [74].....	24
Figure 1. 16 : Cycle de Yari. [74]	24
Figure 2. 1 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle trans-critique. [85]	28
Figure 2. 2 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) du cycle trans-critique avec échangeur intermédiaire. [86]	29
Figure 2. 3 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) d'un cycle trans-critique avec turbine. [87].....	30
Figure 2. 4 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) du cycle bi-étagé [88].....	31
Figure 2. 5 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé avec échangeur interne [35].....	32
Figure 2. 6 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) du cycle bi-étagé avec bouteille intermédiaire [89].....	32
Figure 2. 7 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) du cycle bi-étagé avec bouteille intermédiaire dont les compresseurs sont connectés par une canalisation [89].....	33

Figure 2. 8 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) du cycle bi-étagé avec bouteille intermédiaire et refroidisseur intermédiaire [90].....	33
Figure 2. 9 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) du cycle bi-étagé avec bouteille intermédiaire et deux échangeur interne [34].....	34
Figure 2. 10 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) du cycle bi-étagé avec échangeur interne [35].....	35
Figure 2. 11 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé avec deux échangeurs internes [35].....	35
Figure 2. 12 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé avec turbine [13, 91].....	36
Figure 2. 13 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé avec turbine et refroidisseur intermédiaire [13, 91].	36
Figure 2. 14 : Variation de performance des cycles mono-étagés.....	39
Figure 2. 15 : existence de la pression optimale [8].	39
Figure 2. 16 : Variation de la pression intermédiaire.	40
Figure 2. 17 : Variation de la performance maximale en fonction de la température de fin de refroidissement(a) et en fonction de la température d'évaporation (b).....	42
Figure 2. 18 : Variation de PIR des cycles mono-étagés.....	43
Figure 2. 19 : Variation de PIR des cycles bi-étagés avec refroidisseur intermédiaire.	44
Figure 2. 20 : Variation de PIR des cycles bi-étagés avec bouteille intermédiaire.....	44
Figure 2. 21 : Variation de PIR des cycles bi-étagés avec échangeur interne.	45
Figure 2. 22 : Variation de PIR des cycles avec la combinaison entre les modifications.	45
Figure 2. 23 : Variation de la haute pression optimale en fonction de la température de fin de refroidissement (a) et en fonction de température d'évaporation (b).....	46
Figure 2. 24 : Variation de la réduction de la pression en fonction de la température de fin de refroidissement.	48
Figure 2. 25 : Ordre de tous les cycles suivant la réduction moyenne de la pression.	49
Figure 2. 26 : Variation de la pression intermédiaire optimale en fonction de la température de fin de refroidissement (a) et la température d'évaporation (b).	50
Figure 2. 27 : Variation du rapport de la pression.....	51
Figure 3. 1: Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle BIHX.....	58
Figure 3. 2 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle CP.	58

Figure 3. 3 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle BIBI.	59
Figure 3. 4 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle BITH.....	60
Figure 3. 5 : Mise en évidence de l'existence d'une pression intermédiaire optimale.	63
Figure 3. 6 : Variation du rapport de la pression intermédiaire optimale sur la pression intermédiaire conventionnelle.....	65
Figure 3. 7 : Variation de la haute pression optimale.	66
Figure 3. 8 : Variation de la performance maximale.	67
Figure 3. 9 : Cycles trans-critiques avec turbine.....	68
Figure 3. 10 : Comparaison de la performance maximale (a) et de la haute pression optimale (b) des cycles trans-critiques.	69
Figure 3. 11 : Variation de la performance maximale.	70
Figure 4. 1: Schéma de principe d'un éjecteur [70].	74
Figure 4. 2: Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle avec éjecteur [61].	75
Figure 4. 3 : Comparaison entre le modèle actuel et le modèle de Deng et al [61].	81
Figure 4. 4 : Variation de la performance en fonction de la haute pression et de la température d'évaporation.....	82
Figure 4. 5 : Variation de la performance maximale avec la variation de la température de fin de refroidissement et la variation de la température d'évaporation.	83
Figure 4. 6 : Variation de la haute pression optimale avec la variation de la température de fin de refroidissement et la variation de la température d'évaporation.	84
Figure 4. 7 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle trans-critique avec échangeur intermédiaire [65].	85
Figure 4. 8 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé avec éjecteur. .	85
Figure 4. 9 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé avec éjecteur et échangeur interne [74].	86
Figure 4. 10 : Variation de performance d'un cycle avec éjecteur et échangeur interne en fonction de la haute pression et l'efficacité thermique.....	88
Figure 4. 11 : Variation de la performance d'un cycle bi-étagé avec éjecteur et échangeur interne en fonction de la haute pression et l'efficacité thermique.	89
Figure 4. 12 : Performance maximale en fonction de température d'évaporation.....	90
Figure 4. 13 : Performance maximale en fonction de température de fin de refroidissement.	90

Figure 4. 14 : La pression optimale en fonction de la température de fin de refroidissement.	91
Figure 4. 15 : La haute pression optimale en fonction de la température d'évaporation.....	91
Figure 4. 16 : Mise en évidence de l'existence d'une pression intermédiaire optimale.	92
Figure 4. 17 : Variation de la performance maximale.	93
Figure 4. 18 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle 1.	96
Figure 4. 19 : Variation de la performance maximale.	97
Figure 4. 20 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle 2.	97
Figure 4. 21 : Variation de la performance maximale.	98
Figure 4. 22 : Variation de la pression optimale.....	99
Figure 4. 23 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé 1.	99
Figure 4. 24 : Variation de la performance maximale.	100
Figure 4. 25 : Variation de la pression optimale.....	101
Figure 4. 26 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé 2.	101
Figure 4. 27 : Variation de la performance maximale.	102
Figure 4. 28 : Variation de la pression optimale.....	103
Figure 5. 1 : Configurations d'écoulement dans un tube lisse horizontal.....	109
Figure 5. 2 : Carte de configuration d'écoulement de Kattan-Thome-Favrat (1998) [103]...	117
Figure 5. 3 : Section droite d'un écoulement horizontal stratifié [103].....	119
Figure 5. 4 : Coefficient de transfert expérimental en fonction de titre de vapeur.	128
Figure 5. 5 : Coefficient de transfert de chaleur du modèle de Chen (1966).	131
Figure 5. 6 : Coefficient de transfert de chaleur du modèle de Shah (1982).....	131
Figure 5. 7 : Écarts moyens de toutes les corrélations avec les données expérimentales de Bredesen et al. (1997).	132
Figure 5. 8: Pourcentage de points prédits à $\pm 30\%$ près.....	139

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1. 1 : Variation du COP du système au CO ₂ et du système au R22.....	19
Tableau 1. 2 : Résultats de différents systèmes.	20
Tableau 2. 1 : Cycles trans-critiques.	37
Tableau 2. 2 : Relations énergétiques des composants des cycles trans-critiques.	38
Tableau 2. 3 : Les paramètres utilisés pour l'optimisation des cycles mono-étagés.....	41
Tableau 2. 4 : Les paramètres utilisés pour l'optimisation des cycles bi-étagés.....	41
Tableau 2. 5 : Différences absolues des hautes pressions optimales.	47
Tableau 2. 6 : Coefficients des corrélations développées des COP _{max} et Ph _{opt}	52
Tableau 2. 7 : Coefficients des corrélations développées de Pi _{opt}	53
Tableau 2. 8 : Coefficients de déterminations.	54
Tableau 3. 1: Les paramètres utilisés pour l'optimisation.	64
Tableau 3. 2 : Rapport de performance par rapport au cycle SCE avec la variation de la température d'évaporation.....	68
Tableau 3. 3 : Rapport de performance par rapport au cycle SCE avec la variation de la température de fin de refroidissement.....	69
Tableau 3. 4 : Coefficients des corrélations développées.....	71
Tableau 3. 5 : Coefficients de détermination.	71
Tableau 4. 1: Les conditions de fonctionnement.	81
Tableau 4. 2 : Les paramètres utilisés pour l'optimisation.	82
Tableau 4. 3 : Les paramètres utilisés pour l'optimisation.	87
Tableau 4. 4 : Les paramètres utilisés pour l'optimisation.	88
Tableau 4. 5 : Coefficients des corrélations développées.....	94
Tableau 4. 6 : Coefficients de déterminations.	95
Tableau 4. 7 : Comparaison des cycles avec éjecteur.	104
Tableau 5. 1 : Conditions expérimentales des études menées par Kandlikar (1990).	115
Tableau 5. 2 : Etudes expérimentales de coefficient de transfert thermique.	128
Tableau 5. 3: Corrélations de prédiction de coefficient de transfert thermique.....	129
Tableau 5. 4 : Les écarts moyens et les écarts moyens en valeur absolue.	135
Tableau 5. 5: Pourcentage des points prédits à ± 30% près des données expérimentales. ...	140

INTRODUCTION GÉNÉRALE

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Dans le domaine du froid, le fluide frigorigène utilisé est un facteur important de la pollution de l'atmosphère. Les Chlorofluorocarbures (CFC) et les Hydrochlorofluorocarbures (HCFC) appauvrissent la couche d'ozone stratosphérique, leur substitution par les Hydrofluorocarbures (HFC), est une approche efficace pour limiter l'aggravation de la destruction de l'ozone, mais cette génération des HFC a engendré une autre complication environnementale qui est la contribution au réchauffement planétaire. Pour éviter ces deux contraintes environnementales à la fois (l'appauvrissement de la couche d'ozone et le réchauffement planétaire), les scientifiques ont suggéré le retour vers l'utilisation des anciens fluides frigorigènes naturels et ce en raison de leurs impact négligeable sur l'environnement.

Bien que ces fluides naturels soient non nocifs pour l'environnement, certains parmi eux peuvent présenter un risque en raison de leur inflammabilité et de leur toxicité. C'est pourquoi, parce qu'il n'est ni toxique ni inflammable le dioxyde de carbone présente une alternative prometteuse. A cause de sa température critique basse (31°C), le transfert de chaleur au milieu ambiant ne s'effectue plus par condensation mais par refroidissement du gaz à l'état supercritique. Cette nouvelle configuration, connue sous le nom de cycle trans-critique fut proposé en 1990 par le Professeur Gustav Lorentzen présente des performances faibles relativement aux cycles classiques.

L'objectif principal de ce travail est donc l'étude de performance des systèmes frigorifiques utilisant le CO₂ comme fluide frigorigène et le développement de nouveaux cycles performants. En plus, un intérêt particulier sera porté à l'étude du transfert de chaleur lors de l'évaporation de CO₂ dans des tubes lisses horizontaux (un diamètre intérieur supérieur à 3mm) afin de dimensionner d'une façon optimale l'évaporateur qui assure la puissance frigorifique requise.

Pour atteindre cet objectif, cette étude a été divisée en cinq chapitres :

Le premier chapitre s'intéresse à la recherche bibliographique du CO₂ en tant que fluide frigorigène, ainsi que les études qui ont été faites sur le cycle trans-critique de base et ses modifications, en plus on a passé en revue les études comparatives entre le CO₂ en tant que fluide frigorigène et les autres fluides frigorigènes.

Le deuxième chapitre est consacré à l'étude des cycles trans-critiques fonctionnant au CO₂ avec de nouveaux cycles proposés. En se basant sur la première loi de la thermodynamique et à l'aide des méthodes d'optimisations on va évaluer la performance des cycles frigorifiques trans-critiques fonctionnant au CO₂ qui se trouvent sous plusieurs configurations structurelles et identifier les conditions optimales de fonctionnement.

Dans le troisième chapitre, des nouveaux cycles trans-critiques bi-étagés avec turbine ont été proposés pour améliorer les performances du cycle trans-critique fonctionnant au CO₂, ensuite et après l'étude de ces cycles, des comparaisons détaillées ont été faites par rapport aux autres cycles trouvés dans la littérature utilisant également la turbine comme un organe de détente.

Le quatrième chapitre présente une autre proposition pour améliorer les performances du cycle trans-critique fonctionnant au CO₂ qui est l'utilisation de l'éjecteur en tant qu'organe de détente. Dans ce chapitre, une synthèse des travaux réalisés de cycles trans-critiques avec éjecteur a été faite, puis des nouvelles modifications structurelles de ce cycle ont été proposées et étudiées afin d'améliorer les performances.

Le cinquième chapitre s'intéressera au phénomène d'évaporation, dans lequel on a fait une synthèse sur les modèles du transfert de chaleur en évaporation qu'ils ont été classifiés sous quatre modèles qui sont : le modèle de superposition, le modèle d'intensification des échanges thermiques, le modèle asymptotique et le modèle basé sur les configurations d'écoulements avec la présentation de différentes cartes de configurations d'écoulement.

Enfin, pour évaluer les différentes corrélations de transfert de chaleur du CO₂ lors de l'évaporation, une base de données expérimentale a été extraite à partir de différents travaux disponibles dans la littérature afin de faire une comparaison entre les coefficients d'échange de chaleur expérimentaux et ceux qui donnent les corrélations de prédiction.

CHAPITRE 1 : SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE 1 : SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

1. Introduction

La présente synthèse bibliographique illustre l'état de l'art concernant l'histoire du dioxyde de carbone en tant que fluide frigorigène, les études qui ont été faites sur le cycle transcritique de base et ses différentes modifications structurelles et les avancées technologiques de ses composants ainsi que les études comparatives entre le dioxyde de carbone et les fluides frigorigènes synthétiques.

2. Histoire du dioxyde de carbone en tant que fluide frigorigène

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 maritime où ce fluide était le réfrigérant dominant jusqu'aux années 1950-1960 comme le montre la figure 1.1.

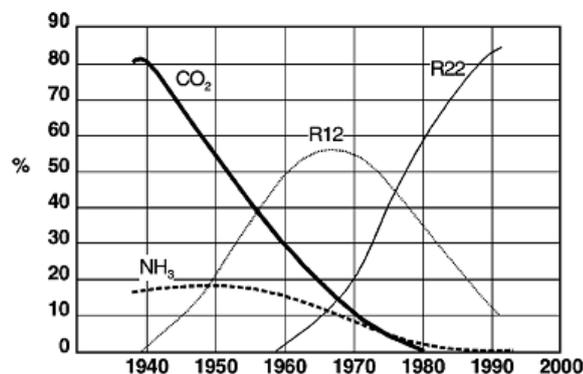


Figure 1. 1 : Utilisation des réfrigérants dans le secteur maritime [1].

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 pas été réalisé jusqu'à la fin de l'année 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 aux environs de 1890, puis dans les systèmes de conditionnement d'air aux environs des années 1900 [1].

Le dioxyde de soufre est hautement toxique. L'ammoniac est également hautement toxique [2]. Comparé à ces deux fluides frigorigènes le CO₂ est ni toxique ni inflammable, ce qui 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 à la fin des années 30 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 [1].

Ce fluide a cessé d'être utilisé dans les années 1950 avec l'arrivée des frigorigènes halocarbures qui étaient sûrs, non toxiques et plus efficaces [2].

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 [3].

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 [4].

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 l'an 2008 du fait de leur contribution à l'effet de serre [5].

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 [6].

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 nombreux 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 [7].

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

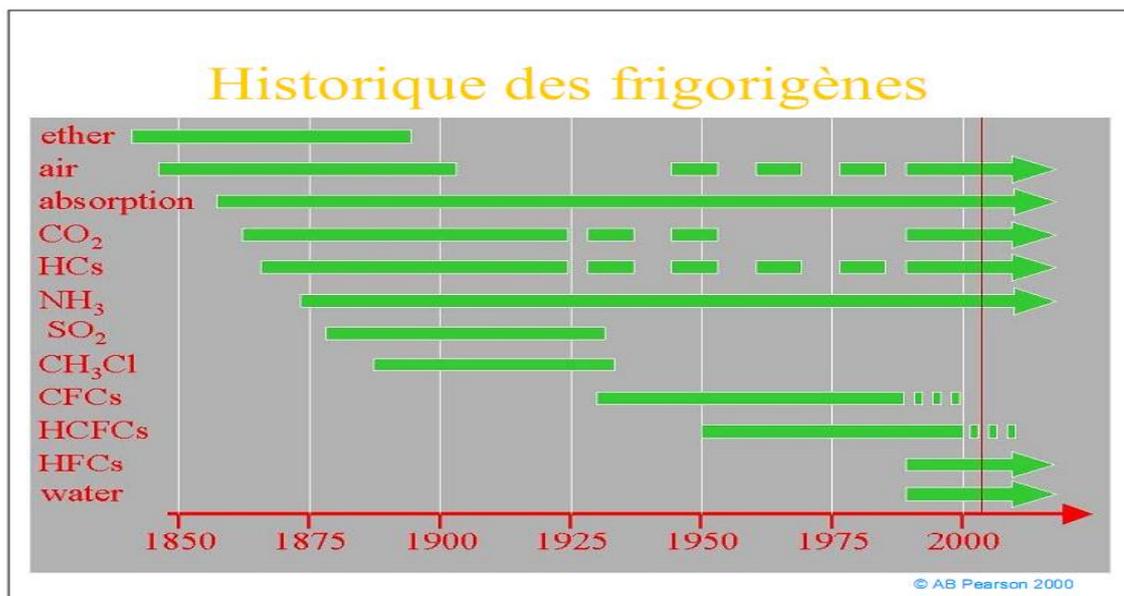


Figure 1. 2 : Histoire des fluides frigorigènes [2].

3. Cycle trans-critique de base

Le CO₂ possède une particularité remarquable dans ces propriétés thermodynamiques qui le distingue des autres réfrigérants : sa température critique est très basse (31°C) par contre sa pression critique est beaucoup plus élevée (73.77 bars) que celle des autres fluides frigorigènes, sous ces conditions il est difficile de condenser le CO₂ pour un fonctionnement à température ambiante relativement élevée. Ainsi, sauf à bénéficier d'un fluide secondaire suffisamment froid, il y a peu de chance de voir le CO₂ suivre un cycle sous-critique [8].

Donc pour transférer de la chaleur au milieu ambiant sans problème de fonctionnement le rejet de chaleur ne s'effectue plus par condensation mais par refroidissement du CO₂ à l'état supercritique, la partie basse pression du cycle demeurant sous-critique[8].

Dans un tel cycle la haute pression et la température ne sont plus liées par l'existence d'un équilibre liquide vapeur [9].

Cette caractéristique induit que dans un cycle trans-critique la haute pression n'est pas imposée par les conditions opératoires externes mais est une variable opératoire interne ajustable pour que le COP atteigne sa valeur maximale [8].

Un exemple de ce cycle est tracé dans un diagramme pression-enthalpie est donné par la figure 1.3. Les différents états thermodynamiques du CO₂ évoluant en cycle trans-critique sont : 1-2 Compression isentropique, 2-3 Refroidissement isobare, 3-4 Détente isenthalpique, 4-1 Evaporation isobare.

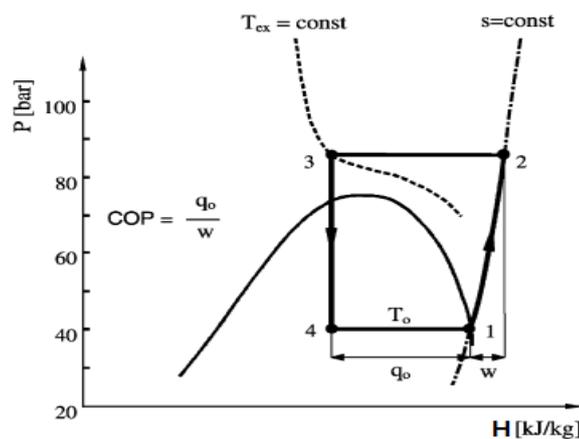


Figure 1. 3 : Diagramme pression-enthalpie de cycle trans-critique [1].

4. Études sur le cycle trans-critique

4.1 La pression optimale de refroidissement

Dans la région supercritique, la température de sortie du refroidisseur de gaz est indépendante de la pression. Plusieurs simulations ont indiqué qu'il existe une pression optimale du refroidisseur de gaz pour une température de fin de refroidissement donnée.

Kauf [10] a proposé une corrélation qui donne la pression optimale en fonction de la température ambiante d'air, avec l'air est le fluide secondaire pour le refroidisseur de gaz.

$$P_{opt} = 2.6T_{amb} = 2.6 T_{fr} + 7.54 \quad (1.1)$$

Avec P_{opt} , T_{amb} , T_{fr} sont la pression optimale, la température ambiante et la température à la sortie du refroidisseur de gaz respectivement.

Liao et al. [11] ont trouvé aussi une corrélation basée sur la température d'évaporation et la température de sortie du refroidisseur de gaz.

$$P_{opt} = (2.778 - 0.157 T_{ev})T_{fr} + (0.381 T_{ev} - 9.34) \quad (1.2)$$

Avec T_{ev} , T_{fr} sont la température d'évaporation et la température de sortie de refroidisseur de gaz respectivement.

De même, Sarkar et al. [12] ont développé des corrélations qui donnent la pression optimale, le COP maximal et la température optimale à l'entrée du refroidisseur de gaz.

$$COP_{max} = 48.2 + 0.21 T_{ev} + 0.05 T_3 (T_3 - 50) - 0.0004 T_3^3 \quad (1.3)$$

$$P_{opt} = 4.9 + 2.256T_3 - 0.17 T_{ev} + 0.002T_3^2 \quad (1.4)$$

$$T_2 = -10.65 + 3.78 T_3 - 1.44 T_{ev} - 0.0188 T_3^2 + 0.009 T_{ev}^2 \quad (1.5)$$

Avec T_2 , T_3 sont la température d'entrée, de sortie du refroidisseur de gaz respectivement.

Zhang et al. [13] ont analysé la pression optimale de refoulement utilisant un système avec double détente.

$$P_{opt} = \frac{2.7572 + 0.1304T_{ev} - \frac{3.072k}{C}}{1 + 0.0538 T_{ev}} T_{fr} - \frac{8.7946 + 0.0265T_{ev} - \frac{105.48K}{C}}{1 + 0.05163 T_{ev} + \frac{0.2212k}{C}} - 0.1801 + 0.00473 T_{fr} \quad (1.6)$$

Avec : K et C sont des constantes.

4.2 La relation entre la performance et la température du fluide secondaire

Laipradit et al. [14] ont effectué une simulation d'une pompe à chaleur, les résultats montrent que le COP s'améliore avec la diminution de la température de l'eau à l'entrée du refroidisseur de gaz. La diminution de la température de l'eau à l'entrée correspond à une température du réfrigérant (CO_2) réduite à la sortie du refroidisseur de gaz et par conséquent à une plus grande différence de température entre l'entrée et la sortie du réfrigérant au niveau du refroidisseur de gaz ce qui explique l'augmentation du COP.

Confirmant l'impact de la différence de température entre l'entrée et la sortie du refroidisseur de gaz du CO_2 , une étude théorique et expérimentale a été effectuée par Cecchinato et al.

[15] a montré que le COP d'une pompe à chaleur utilisée pour chauffer de l'eau a augmenté significativement avec la diminution de la température de l'eau à l'entrée du refroidisseur de gaz.

L'une des études expérimentales sur les pompes à chaleur a été réalisée par Neksa et al. [16]. Le prototype a inclus l'échangeur intermédiaire. La pression et la température de l'évaporateur étaient 35 bars et 0°C respectivement, et la pression de refroidisseur de gaz était 90 bars. Le système a donné un COP égal à 4.3 tout en chauffant l'eau à partir du 8°C à 60°C. Le COP a diminué quand la température de l'évaporateur a été réduite à -20°C.

4.3 Effet de l'échangeur intermédiaire dans un cycle trans-critique

Une simulation effectuée par Robinson et Groll [17] a montré une augmentation du COP de 7% quand un échangeur intermédiaire a été ajouté à un système trans-critique de base.

Les effets d'un échangeur intermédiaire sur le COP d'une pompe à chaleur pour chauffer de l'eau ont été également étudiés par Kim et al. [18]. Un modèle de simulation a été validé par des données expérimentales, ce modèle a été utilisé pour optimiser la taille de l'échangeur intermédiaire. Le modèle a indiqué que le COP du système s'améliore légèrement (4%) avec l'augmentation de la longueur de l'échangeur intermédiaire, en outre les auteurs ont conclu que la pression optimale de refroidisseur de gaz diminue avec l'augmentation de la longueur de l'échangeur intermédiaire. Ces résultats confirment les résultats de Chen et de Gu [19] qui ont déterminé qu'avec l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur intermédiaire, la pression optimale diminue et le COP augmente.

White et al. [20] ont utilisé un modèle théorique pour comparer les performances d'un système de cycle trans-critique avec échangeur par rapport à un système de base dans lequel la surface du refroidisseur de gaz a été augmentée. Spécifiquement, la surface du refroidisseur de gaz a été augmentée d'une façon égale à la surface de l'échangeur intermédiaire, ceci a augmenté la taille de refroidisseur de gaz de 17%. La modification a augmenté la pression optimale de refroidisseur de gaz de 110 à 124bars, ce qui fait une augmentation de 20% de la capacité de chauffage, bien que le COP reste sans changement.

5. Les échangeurs de chaleur

5.1 Refroidisseur de gaz

Fronk et Garimella [21] ont attiré l'attention sur l'importance du rapport des coefficients de transfert de CO₂ et le fluide secondaire. Généralement $h_{\text{air}} < h_{\text{CO}_2}$ et $h_{\text{eau}} > h_{\text{CO}_2}$. Par conséquent dans un échangeur de chaleur couplé par l'eau le coefficient de transfert de chaleur global est plus sensible au coefficient de transfert de CO₂ alors que dans un échangeur de chaleur couplé par l'air le coefficient de transfert de chaleur global est plus sensible au coefficient de transfert de l'air.

La performance du refroidisseur de gaz s'améliore quand la différence de température entre le CO₂ et le fluide secondaire à un point quelconque dans le refroidisseur de gaz est réduite. Sarkar et al. [22] ont analysé les irréversibilités du refroidisseur de gaz et ont conclu qu'approximativement 90% des pertes de l'échangeur de chaleur sont dus aux différences de température entre le réfrigérant et le fluide secondaire. Les irréversibilités dues à la chute de pression dans le refroidisseur de gaz étaient négligeables dans la comparaison.

Dans un refroidisseur de gaz à contre-courant, la différence entre la température de sortie de CO₂ et la température d'entrée de fluide secondaire est la différence minimale (dt_{min}). Fronk et Garimella [23] ont montré que si dt_{min} diminue, la pression optimale du refroidisseur de gaz va aussi diminuer. Ce qui conduit à une réduction de travail du compresseur.

Les pertes dues à la différence de la température peuvent être réduites en augmentant la surface de transfert de chaleur, mais il y a une limite à l'efficacité de cette approche. Une optimisation théorique de la géométrie de l'échangeur de chaleur de type tube concentrique a été effectuée par Sarkar et al. [24]. L'étude a montré que pour des conditions de fonctionnements données, l'échangeur de chaleur a une compacité optimale.

Récemment, un modèle de refroidisseur de gaz a été développé par Dai et al. [25], ce modèle a été utilisé pour analyser la performance du refroidisseur de gaz en détail à des concentrations en huile différentes. Les résultats ont montré que l'huile a un effet négatif dominant sur l'efficacité du refroidisseur de gaz, ajoutant que la détérioration de la performance devient plus évidente si la pression opératoire approche la pression critique et aussi que la diminution de la performance est plus prononcée pour les débits massiques les plus élevés.

Un modèle mathématique des refroidisseurs de gaz à tubes à ailettes [26] avec l'air est le fluide secondaire a été développé et validé. Les auteurs ont trouvé que la puissance du ventilateur a un effet significatif sur la COP pour des températures élevées.

5.2 Évaporateur

Bendaoud et al. [27] ont développé un modèle afin d'analyser l'efficacité des évaporateurs de tube à ailettes. Le modèle a montré que la chute de pression du CO₂ est inférieure qu'avec d'autres fluides frigorigènes.

Yun et al. [28] ont utilisé un modèle numérique pour comparer un évaporateur micro-canal pour la climatisation avec un évaporateur conventionnel. Le modèle a été validé avec les résultats d'un système expérimental fonctionnant au R134a et aussi avec les résultats de l'étude de Beaver et al. [29]. L'évaporateur micro-canal a une capacité de transfert de chaleur plus grande (33%) Comparé à l'échangeur de chaleur conventionnel.

Kim et Bullard [30] ont développé un modèle pour analyser la performance d'un évaporateur micro-canal. Le modèle a incorporé des corrélations existantes pour la chute de pression et le coefficient de transfert de chaleur, ce modèle peut être utilisé pour faciliter la conception des évaporateurs micro-canal compacts.

Jin et al. [31] ont développé un nouveau modèle basé sur des corrélations développé spécifiquement pour le CO₂. Le modèle a été validé expérimentalement, ce modèle est applicable pour des systèmes avec un titre de vapeur élevé ou même surchauffée.

Le CO₂ est bien adapté pour l'usage avec les tubes micro-canaux parce que sa pression de fonctionnement élevée et sa densité de vapeur élevée réduisent le problème de la mauvaise distribution de phase. Brix et al. [32] ont réalisé une étude de modélisation pour analyser les effets de la mauvaise distribution, en raison de flux d'air non-uniforme et aussi de la distribution non-uniforme de phase dans les canaux la distribution de CO₂ est non-uniforme. Pour l'écoulement horizontal du réfrigérant, la distribution inégale du flux d'air et la qualité de vapeur du fluide frigorigène non uniforme à l'entrée de l'évaporateur ont causé la réduction de la capacité de l'évaporateur. Pour l'écoulement vertical ascendant la mauvaise distribution de circulation d'air a causé la réduction de la capacité, mais la distribution de phase du fluide frigorigène n'a pas influé sur la capacité. Les auteurs notent que pour un système avec plus de deux canaux les résultats peuvent être différents.

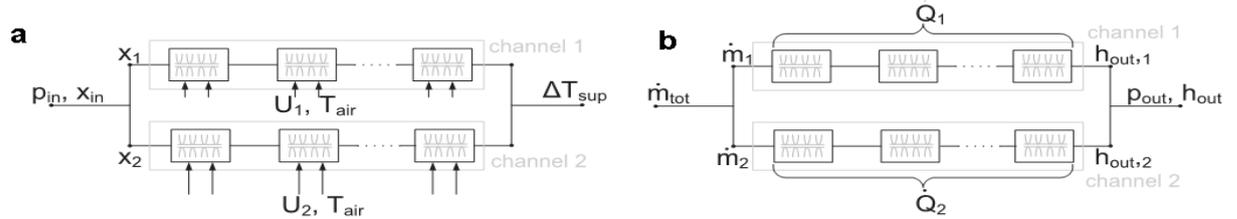


Figure 1. 4 : Les entrées (a) et les sorties (b) du modèle de Brix et al [32].

L'alignement et l'orientation des plaques de l'évaporateur influent également sur la performance du système de CO₂. Une simulation effectuée par Yun et al. [28] a comparé la performance de deux configurations d'évaporateurs en courant croisé avec de l'air. La figure 1.5 montre les deux arrangements. L'étude a montré que Les deux plaques disposées en forme de V donnent une meilleure capacité de transfert de chaleur que les deux plaques disposées en série.

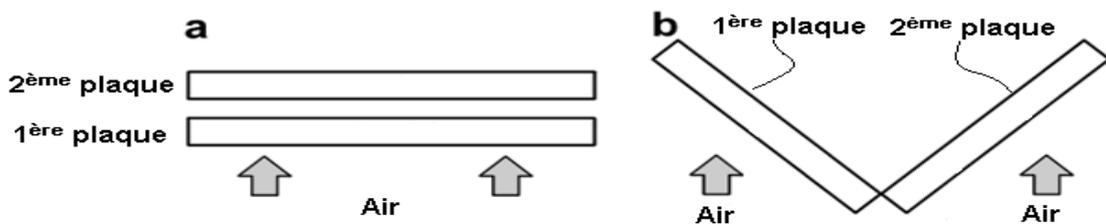


Figure 1. 5 :L'alignement et l'orientation des plaques de l'évaporateur [28].

Une modification indirecte du processus d'évaporation est l'addition d'un Bypass de gaz de détente (*flash gas bypass FGB*). La Figure 1.6 montre le schéma de principe d'un système avec FGB. Dans ce système l'évaporateur reçoit seulement le liquide saturé ce qui va augmenter le processus d'évaporation.

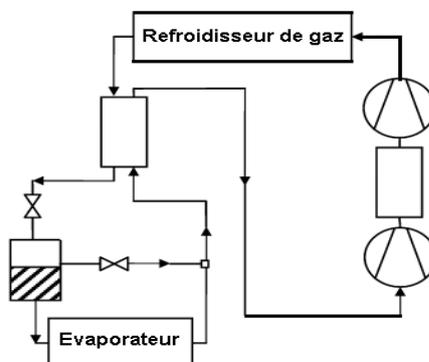


Figure 1. 6 : Système avec FGB [33].

L'étude expérimentale effectuée par Elbel et Hrnjak [33] montre que le système de FGB augmente la capacité de transfert de chaleur de l'évaporateur au CO₂ jusqu'à 9%, ce qui améliore la performance de refroidissement du système de 7%, les auteurs ont également étudié l'influence du FGB sur la distribution de CO₂ dans un évaporateur micro-canal. Le FGB a conduit à une distribution uniforme.

6. La compression

6.1 Le refroidissement intermédiaire

Cecchinato et al. [34] ont montré que l'utilisation du refroidissement entre les deux étages dans un système trans-critique au CO₂ améliore la performance. Les auteurs ont étudié la performance d'un système bi-étagé avec refroidissement intermédiaire. La figure 1.7 montre la configuration du système. Comparé à un système de compression mono-étagé, le cycle bi-étagé a amélioré la performance de refroidissement de 9%. Les auteurs ont précisé qu'en raison des températures plus élevées dans le cycle trans-critique, le CO₂ peut rejeter la chaleur à l'air ambiant au moyen d'un échangeur de chaleur pour le refroidissement intermédiaire.

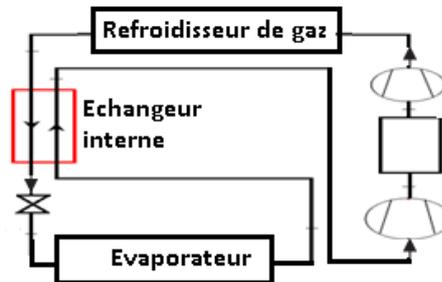


Figure 1. 7 : Système bi-étagé avec refroidissement intermédiaire [34].

Cavallini et al. [35] ont étudié la performance d'un système expérimental bi-étagé aux différentes températures de refroidisseur intermédiaire. La performance aux pressions optimales de refoulement était 2.1 pour des températures de 20.5°C et 21.5°C et 1.8 pour une température 33°C. Un modèle de simulation a été également développé afin d'analyser trois modifications du système bi-étagé. L'addition d'un échangeur intermédiaire a apporté une amélioration de performance de 7.6%. La double détente a amélioré la performance de 21.1%. La combinaison des deux modifications augmente la performance de 24% par rapport à la performance du système de base.

Une autre méthode de refroidissement intermédiaire est d'introduire un réservoir flash, ce dernier est l'un des moyens alternatifs de refroidir le réfrigérant entre les étapes de compression dans lequel la température intermédiaire de CO₂ est réduite en mélangeant la vapeur détendue dans le réservoir. La figure 1.8 montre le schéma de principe de ce système.

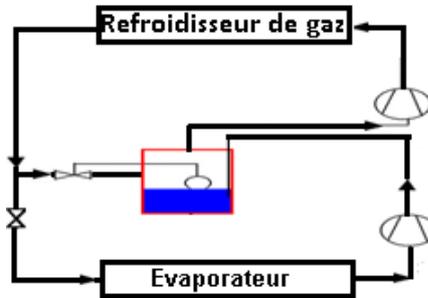


Figure 1. 8 : Le schéma de principe de système avec réservoir flash [35].

Agrawal et Bhattacharyya [36] ont déterminé qu'à la différence des autres méthodes de refroidissement intermédiaire, la compression à deux étages avec le refroidissement intermédiaire dans un réservoir flash a diminué le COP comparée à celle d'un système analogue mono-étagé. C'est dû au fait que le débit massique dans le deuxième étage augmente de manière significative.

6.2 Introduction d'un économiseur

Des systèmes d'économiseur de diverses configurations ont été étudiés par plusieurs chercheurs. Cho et al. [37] ont obtenu une augmentation de la performance de 16.5% par l'addition d'un économiseur à un système expérimentale bi-étagé.

Cecchinato et al. [34] ont théoriquement analysé un système semblable qui a eu comme conséquence une augmentation de la performance de 16.8 à 28.7% comparé à un système mono-étagé.

Sarkar et Agrawal [38] ont étudié un système de compression parallèle avec un économiseur. La performance est améliorée de 47.3% par rapport au système trans-critique conventionnel. Zha et al. [39] ont étudié un système expérimental qui contient un économiseur et un compresseur mono-étagé avec la modification de Voorhees [40]. Cette modification de compresseur est montrée dans la figure 1.9. Le cycle a été comparé à un cycle de compression mono-étagé sans économiseur. Le cycle avec économiseur a augmenté la capacité de chauffage pour toutes les conditions de fonctionnement, cependant, la performance est

améliorée seulement pour de basses vitesses du compresseur et de basses températures d'évaporation.

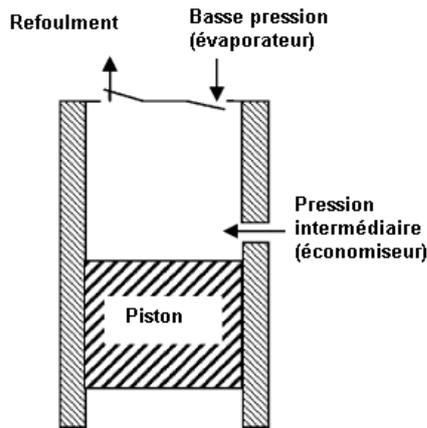


Figure 1. 9 : Compresseur à piston avec la modification de Voorhees [40].

L'implantation d'un port économiseur est réputée pour augmenter significativement la capacité des installations frigorifiques à basses températures qui utilisent des compresseurs à vis. Dans son brevet, Voorhees (1905) décrit le fonctionnement de ce port économiseur pour le compresseur à piston. Comme le montre la figure 1.10, des vapeurs saturées sont introduites depuis une bouteille séparatrice à pression intermédiaire dans la chambre de compression lorsque le piston se trouve au point mort bas [40].

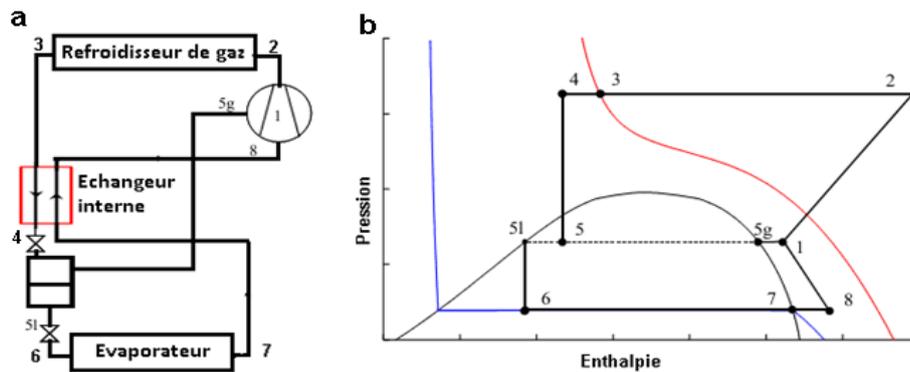


Figure 1. 10 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) d'un système avec économiseur [40].

6.3 Les compresseurs séparés

Un système trans-critique différent de ceux des études précédentes a été théoriquement analysé par Cecchinato et al. [34]. Le système est composé de deux boucles séparées avec des

compresseurs indépendants. Le système est représenté dans la figure 1.11. Comparé aux cycles bi-étagés plus complexes, le COP de refroidissement était meilleure seulement pour de basses pressions intermédiaires.

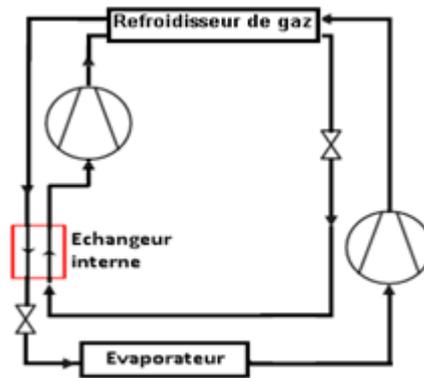


Figure 1. 11 : Système avec deux compresseurs séparés [34].

7. La détente

7.1 Les tubes capillaires

Agrawal et Bhattacharyya [41] ont réalisé une série d'études numériques sur les caractéristiques d'écoulement du CO_2 dans les tubes capillaires adiabatiques et la performance des systèmes trans-critiques incorporant la commande capillaire de détente. Dans cette étude un tube capillaire a été utilisé dans un système conçu pour le chauffage et le refroidissement simultanés. Le COP a été comparé à un système étudié par Sarkar et al. [42] qui ont utilisé un détendeur réglable. La longueur capillaire a une influence significative sur la pression du refroidisseur de gaz et sur le COP du système. Avec une longueur de tube capillaire optimale le système a été testé pour plusieurs températures de sortie de refroidisseur de gaz. Les COPs des systèmes à détendeurs et à tubes capillaires étaient presque les mêmes et la capacité de refroidissement du système de tubes capillaire était légèrement meilleure. L'efficacité exergetique d'un système trans-critique au CO_2 utilisant un tube capillaire pour la commande de détente a été également étudiée par Agrawal et Bhattacharyya [43]. L'efficacité exergetique d'un système avec un tube capillaire était 13 à 19% plus grande que celle d'un système fonctionnant avec un détendeur réglable dans les mêmes conditions.

7.1.a Détente adiabatique

Madsen et al. [44] ont également étudié le COP d'un tube capillaire dans un cycle trans-critique au CO₂. Un tube capillaire a été comparé à un détendeur à pression fixée et à un détendeur réglable. La simulation a été basée sur un modèle de détente adiabatique. Le COP du système à tube capillaire était supérieur à celui du détendeur à pression fixée mais le détendeur réglable a donné la meilleure performance.

7.1.b Détente non-adiabatique :

Des tubes capillaires non-adiabatiques ont été aussi bien étudiés. Dans un tube capillaire non-adiabatique le réfrigérant rejettera la chaleur à l'environnement pendant la détente dans le tube. On peut utiliser cette chaleur pour surchauffer de la vapeur. Suivant la figure 1.12, le tube capillaire peut servir d'échangeur de chaleur en soudant une partie du capillaire à la ligne du fluide frigorigène entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur. Ceci fournit la vapeur surchauffée au compresseur de la même manière si on utilise un échangeur intermédiaire.

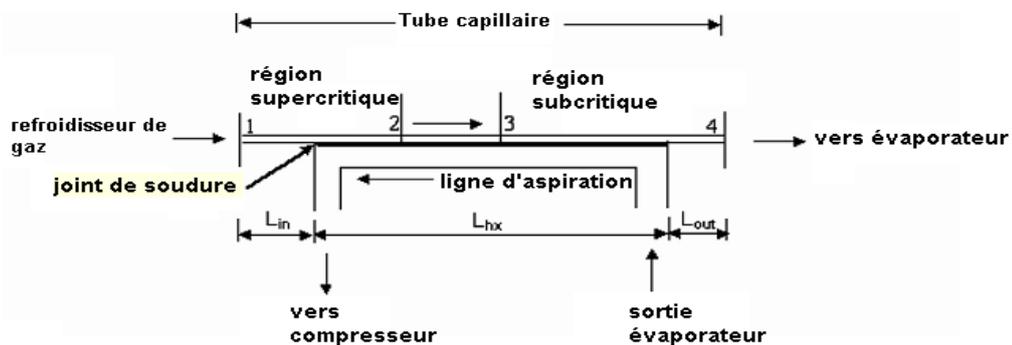


Figure 1. 12 : Tube capillaire non-adiabatique [45].

Chen et Gu [45] ont analysé ce type de système utilisant un modèle d'écoulement non-adiabatique pour étudier les caractéristiques d'échange thermique et d'écoulement d'un tube capillaire dans un cycle trans-critique. La capacité de refroidissement du système diminue si la longueur capillaire augmente pour un diamètre et une pression intérieure donnée.

Des tubes capillaires non-adiabatiques ont été également étudiés par Agrawal et Bhattacharyya [46, 47]. Les caractéristiques d'écoulement, les caractéristiques de transfert de chaleur et le COP du système ont été analysées. Une attention particulière a été prêtée à l'effet de la température de sortie du refroidisseur de gaz, de la température de l'évaporateur et du placement de la partie d'échange thermique du tube relativement à l'état d'écoulement

du CO₂ dans le tube (supercritique, trans-critique, ou biphasé). Les auteurs ont recommandé que l'échange thermique doive être situé dans la région biphasée du capillaire.

7.2 Turbine de détente

Une recherche théorique effectuée par Yang et al. [48] a montré que l'utilisation d'une turbine de détente au lieu d'un détendeur conventionnel a réduit la pression optimale du refroidisseur de gaz et a amélioré le COP de refroidissement de 33%.

Huff et Radermacher [49] ont effectué une étude théorique pour évaluer la performance d'un système de CO₂ avec une turbine relativement à un système fonctionnant au R22 avec turbine et avec détendeur. Le tableau 1.1 donne la performance aux températures ambiantes de 28°C et 50°C et le rendement de la turbine de 100%, 80%, 60% et 0%. Généralement le système trans-critique est meilleur que le système au R22 pour les basses températures ambiantes.

Tableau 1. 1 : Variation du COP du système au CO₂ et du système au R22.

Rendement de la turbine (%)	COP à T _{amb} =28°C		COP à T _{amb} =50°C	
	CO ₂	R22	CO ₂	R22
100	6.9-7.6	5.8	2.9-3.0	3.3
80	6.4-7.0	5.8	2.5-2.6	3.2
60	5.9-6.5	5.7	2.2-2.3	3.1
0	4.8-5.3	5.5	1.6	2.8

La recherche expérimentale et théorique a été conduite sur une large variété des turbines, on peut distinguer parmi les types des turbines : à scroll [50], à piston [51, 52, 53, 54], à piston roulant [55], à vis [56], et à palettes [57]. Chaque conception a ses avantages et ses limitations.

7.2.a La liaison de la turbine avec le compresseur

Huff et Radermacher [49] ont noté que pour l'utilisation maximale du travail récupéré par la turbine, le compresseur devrait être directement couplé à la turbine, cependant, le travail récupéré par la turbine varie avec la vitesse de la turbine, et la liaison directe peut ne pas avoir la récupération optimale de travail à toutes les vitesses du compresseur.

Une comparaison théorique a été étudiée par Yang et al. [58] entre l'accouplement direct et indirect de la turbine et les compresseurs dans un système de refroidissement trans-critique de CO₂ avec la compression bi-étagé. Les schémas de principe des trois méthodes de transfert

d'énergie sont montrés dans la figure 1.13. Ces systèmes sont aussi comparés aux systèmes mono-étagé avec détendeur et avec turbine. Les résultats de la simulation sont présentés dans le Tableau 1.2. Le système de DCHP a donné le meilleur COP. Le système de DCLP a donné le COP le plus faible par rapport aux autres cycles qui fonctionnent avec turbine. La pression intermédiaire optimale trouvée est beaucoup plus grande que la pression de moyen géométrique, qui est typiquement employée comme pression intermédiaire optimale dans un système bi-étagé sous-critique.

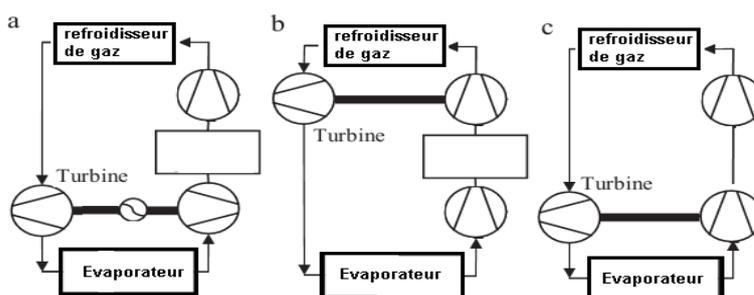


Figure 1. 13 : Systèmes avec turbine [58].

Tableau 1. 2 : Résultats de différents systèmes.

Cycle	COP	Pression optimale (bar)	Pression intermédiaire (bar)
avec détendeur	2.418	100.4	-
avec turbine	3.211	96.14	-
DCOP	3.496	96.14	82.62
DCHP	3.521	101.3	80.9
DCLP	3.163	96.2	47.97

7.2.b L'effet de l'échangeur intermédiaire dans un cycle avec turbine :

Robinson et Groll [17] ont développé un modèle de simulation pour étudier l'influence de l'échangeur intermédiaire sur un système avec turbine. Le système de la turbine a été alors modifié pour inclure un échangeur intermédiaire. Le système de turbine sans échangeur intermédiaire a un COP moyenne de 25% plus haut que celui du système avec détendeur et échangeur intermédiaire. L'utilisation d'un échangeur intermédiaire et d'une turbine a réduit La COP de 8%.

Huff et Radermacher [49] ont également déterminé qu'un système trans-critique qui utilise une turbine de détente et un échangeur intermédiaire n'améliore pas la performance comparé à un système analogue sans échangeur intermédiaire.

Zhang et al. [59] ont étudié théoriquement un cycle trans-critique avec turbine, ils ont trouvé que le cycle avec échangeur présente des performances inférieure à celles que présente le cycle sans échangeur de chaleur de 12.3% à 16.1%.

7.3 Détente par éjecteur

L'utilisation d'un éjecteur comme un organe de détente réduit les pertes de détente d'une part et d'autre part augmente la pression à l'aspiration du compresseur, de ce fait réduisant le travail du compresseur. La figure 1.14 montre le schéma de principe et le diagramme P-H correspondant d'un cycle avec éjecteur.

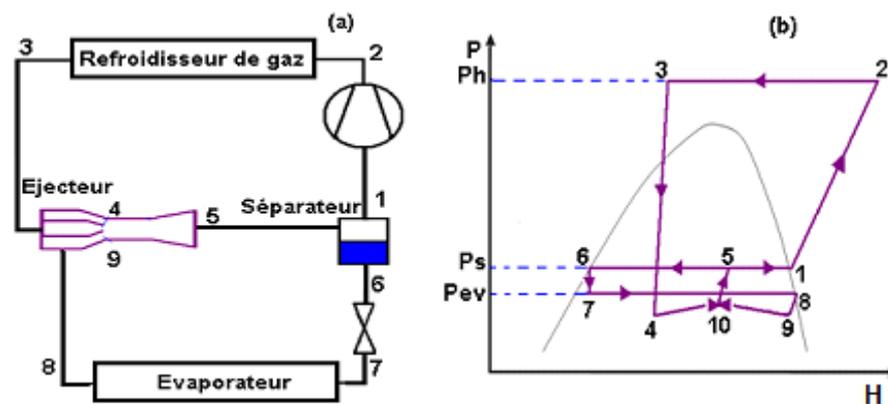


Figure 1. 14 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) d'un cycle avec éjecteur [60].

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

L'étude de Deng et al. [61] ont montré que le COP de refroidissement maximal du ce cycle est supérieur que d'un cycle de réfrigération conventionnel de compression de vapeur de 22% et la capacité de refroidissement de ce cycle est supérieure de 11.5% comparé au même cycle.

Sarkar [60] a théoriquement analysé l'utilisation d'un éjecteur dans un cycle trans-critique pour le chauffage et le refroidissement simultanés. L'auteur a modelé deux systèmes : un cycle d'éjecteur et le cycle modifié d'éjecteur de Li et Groll [62]. La différence de la performance

entre les deux cycles était négligeable excepté aux basses températures de l'évaporateur où le cycle modifié était légèrement moins performant. Les deux cycles avec éjecteur ont abaissé la pression optimale de refoulement comparée au cycle avec détendeur, les deux cycles avec éjecteur ont des valeurs de COP supérieures au cycle conventionnel, mais le système avec la turbine a le meilleur COP.

Un prototype de système trans-critique avec éjecteur a été étudié par Elbel et Hrnjak [63]. Les résultats ont été utilisés pour valider un modèle numérique. L'éjecteur a amélioré le COP de 7%, avec le rendement de l'éjecteur 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.

Ksayer [64] a utilisé un modèle d'éjecteur à pression constante, l'auteur a trouvé que le COP du cycle trans-critique avec éjecteur est supérieur de 10% comparé au cycle trans-critique conventionnel pour les mêmes conditions de fonctionnement.

Elbel et Hrnjak [65] ont étudié l'effet d'un échangeur de chaleur interne sur la performance d'un système trans-critique de CO₂ avec 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. 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.

L'influence d'un échangeur intermédiaire sur un système trans-critique au CO₂ avec un éjecteur a été expérimentalement étudiée par Nakagawa et al. [66]. 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.

Jeong et al. [67] ont construit un modèle de simulation d'un éjecteur et d'un cycle à compression de vapeur avec éjecteur. Ils ont étudié les caractéristiques de l'éjecteur et de la performance du cycle avec l'éjecteur par la simulation. Basé sur le résultat de simulation, ils ont montré qu'il existe une pression optimale à l'entrée dans la section de mélange qui maximise la performance de l'éjecteur. En cas d'efficacité d'éjecteur de 90%, la performance

du cycle de compression de vapeur fonctionnant à l'ammoniac avec l'éjecteur est 5% plus haute que celle du cycle conventionnel et la performance du cycle fonctionnant au CO₂ avec éjecteur est de 22% plus élevée que celui sans éjecteur.

Ozaki et al. [68, 69, 67] ont étudié la régénération de l'énergie d'expansion dans un cycle de CO₂. L'amélioration de la performance en utilisant un cycle d'éjecteur a été comparée à celle d'un cycle avec turbine. Une expérience a été effectuée afin de vérifier l'amélioration de la performance. Quand l'amélioration de la performance du cycle d'éjecteur a été comparée à celle du cycle avec turbine, le cycle d'éjecteur apporte une amélioration de performance moins que la moitié de celle du cycle avec turbine. Leur expérience a montré aussi que l'introduction de l'éjecteur dans un climatiseur de voiture améliore la performance approximativement de 20%.

Li et Groll [62] ont proposé un cycle trans-critique de CO₂ avec éjecteur pour améliorer la performance du cycle trans-critique de base. Un modèle d'éjecteur a été établi pour analyser le cycle trans-critique au CO₂ avec éjecteur. Ils ont constaté que la performance du cycle avec éjecteur peut être améliorée de plus de 16% par rapport au cycle trans-critique de base.

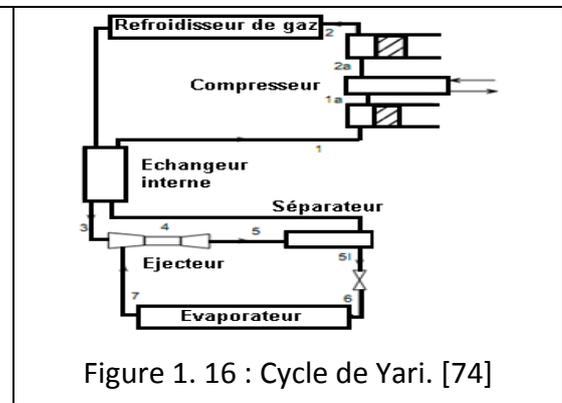
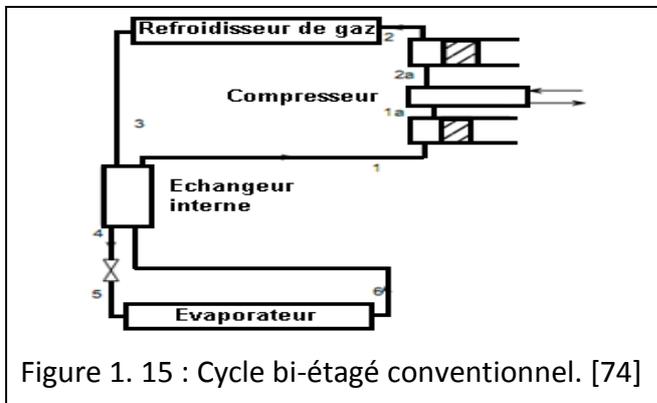
Ksayer et Clodic [70] ont employé un modèle d'éjecteur à pression constante, ils ont constaté que la performance du cycle avec éjecteur fonctionnant au CO₂ peut donner une amélioration de plus de 15% comparé au cycle de base.

Akagi et al. [71] ont étudié une pompe à chaleur au CO₂ trans-critique, 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 côté 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 CO₂ comme fluide de fonctionnement.

Liu et Groll [72] ont développé un modèle de simulation détaillé d'un cycle trans-critique au CO₂ 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 D_d/D_m , 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.

Boumaraf et al. [73] ont fait une analyse théorique d'un cycle frigorifique trans-critique au CO₂ avec éjecteur, ils ont déterminé les caractéristiques géométriques de l'éjecteur et les performances du cycle à partir d'une modélisation basée sur un mélange à section constante. Ils ont trouvé que pour des conditions d'utilisation en climatisation, l'emploi d'un éjecteur permettrait d'améliorer le COP d'au moins 50%.

Le cycle trans-critique bi-étagé au CO₂ avec éjecteur et refroidisseur intermédiaire et échangeur de chaleur interne a été étudié par Yari [74], l'auteur a comparé ce cycle avec le cycle trans-critique bi-étagé 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.



Fangtian et Yitai [75] ont fait une étude comparative entre le cycle trans-critique avec éjecteur et le cycle trans-critique avec détendeur, ils ont trouvé que le remplacement du détendeur par l'éjecteur réduit les pertes d'exergie de 25% et augmente la performance de 30%.

Nakagawa et al. [76] ont effectué une étude expérimentale sur l'effet de la longueur de la chambre de mélange de l'éjecteur sur la performance du système. Les longueurs utilisées étaient 5mm, 15mm, et 25mm. Les expériences ont été exécutées pour le cycle avec éjecteur et le cycle de base sans et avec l'introduction de l'échangeur de chaleur interne. Basé sur les résultats expérimentaux, l'introduction de l'échangeur de chaleur interne a un effet positif sur la performance, l'amélioration de la performance apportée était de 26%.

Yari et Sirousazar [77] ont trouvé que la nouvelle configuration du cycle trans-critique présente une augmentation moyenne de la performance de 7.5 à 28% par rapport au cycle de base avec éjecteur.

Une étude théorique expérimentale sur la géométrie optimale de l'éjecteur pour une pompe à chaleur fonctionnant au CO₂ a été effectuée [78]. Différentes configurations d'éjecteur ont

été étudiées, l'amélioration maximale de la performance était de 8% par rapport au cycle de base.

Une étude comparative expérimentale a été réalisée par Lucas et Koehler [79] entre le cycle trans-critique de base et le cycle avec éjecteur, ils ont trouvé que le cycle avec éjecteur présente une amélioration de 17% comparé au cycle de base.

Une autre nouvelle configuration de cycle trans-critique bi-étagé avec éjecteur a été étudiée par Manjili et Yavari [80], la ligne de compression comprend deux refroidisseurs intermédiaires, l'amélioration était de 15.3% par rapport au cycle de base avec éjecteur.

Zhang et al. [81] ont fait une étude théorique sur l'effet de l'échangeur de chaleur interne introduit dans le cycle trans-critique avec éjecteur. Ils ont trouvé que cette modification augmente le taux d'entraînement et le rendement de l'éjecteur, en outre cette addition d'échangeur n'améliore pas toujours la performance du cycle trans-critique avec éjecteur.

Liu et Groll [82] ont effectué une étude théorique et expérimentale sur le cycle trans-critique avec éjecteur. Ils ont trouvé que les rendements des composants de l'éjecteur varient avec les géométries de l'éjecteur et les conditions opératoires.

8. Études comparatives entre le CO₂ et les autres fluides frigorigènes

Tamura et al. [83] 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 pour le CO₂ et le R134a 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 a été comparée à celle d'un système trans-critique au CO₂ par Richter et al. [84]. 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 al. [85] ont présenté l'évaluation de CO₂ comme un produit de remplacement de R22 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.

9. Conclusion

Cette partie de la synthèse bibliographique est un aperçu sur l'histoire de CO₂ en tant que fluide frigorigène tout en passant par sa naissance, son déclin suite à l'invention des fluides frigorigènes synthétiques jusqu'à sa renaissance en raison de ses avantages environnementaux et à cause de la destruction de la couche d'ozone et le réchauffement planétaire qui sont des conséquences de l'utilisation des fluides synthétiques.

Cependant, l'utilisation du CO₂ comme fluide frigorigène a des inconvénients et pose quelques problèmes techniques à cause de sa faible température critique. Notamment lorsque la température extérieure est élevée, ce qui constitue un inconvénient majeur dans les pays chauds.

L'analyse de l'état de l'art a montré que pour surmonter les limites imposées par un faible point critique du CO₂, la plupart des recherches ont porté sur l'utilisation du CO₂ dans un cycle trans-critique. Néanmoins, du point de vue thermodynamique, en raison des pressions de fonctionnement élevées, le cycle trans-critique présente des performances relativement faibles comparées aux cycles classiques fonctionnant aux fluides frigorigènes synthétiques, ce qui nécessite la modification structurelle de ce cycle afin d'améliorer ses performances.

**CHAPITRE 2 : ÉVALUATION DE LA PERFORMANCE DES CYCLES
TRANS-CRITIQUES FONCTIONNANT AU CO₂**

CHAPITRE 2 : ÉVALUATION DE LA PERFORMANCE DES CYCLES TRANS-CRITIQUES FONCTIONNANT AU CO₂

1. Introduction

En raison de la faible performance que présente le cycle trans-critique de base plusieurs modifications structurelle ont été introduites : l'introduction de l'échangeur intermédiaire, l'utilisation de la turbine, l'utilisation du cycle bi-étagé et la combinaison entre ces modifications.

Dans ce chapitre, basant sur la première loi de la thermodynamique l'évaluation de ces configurations en termes de performance a été faite.

En plus, avec des méthodes d'optimisations les conditions optimales de fonctionnement ont été déterminées en fonction de la température de fin de refroidissement et la température d'évaporation enfin appliquant l'analyse de régression polynomiale bidimensionnelle des expressions mathématiques ont été développées pour déterminer les pressions optimales et les performances maximales.

2. Le cycle trans-critique de base

La figure 2.1 montre les différents états thermodynamiques du CO₂ évoluant en cycle trans-critique. La région supercritique est délimitée par l'isobare critique et par l'isotherme critique. Ainsi, le CO₂ se trouve à l'état supercritique si sa pression et sa température sont supérieures à celles du point critique [85]. Ce cycle comprend :

- une compression isentropique 1-2
- un refroidissement isobare à travers un refroidisseur de gaz 2-3.
- une détente isenthalpique à travers un détendeur 3-4.
- une évaporation isobare à travers un évaporateur 4-1.

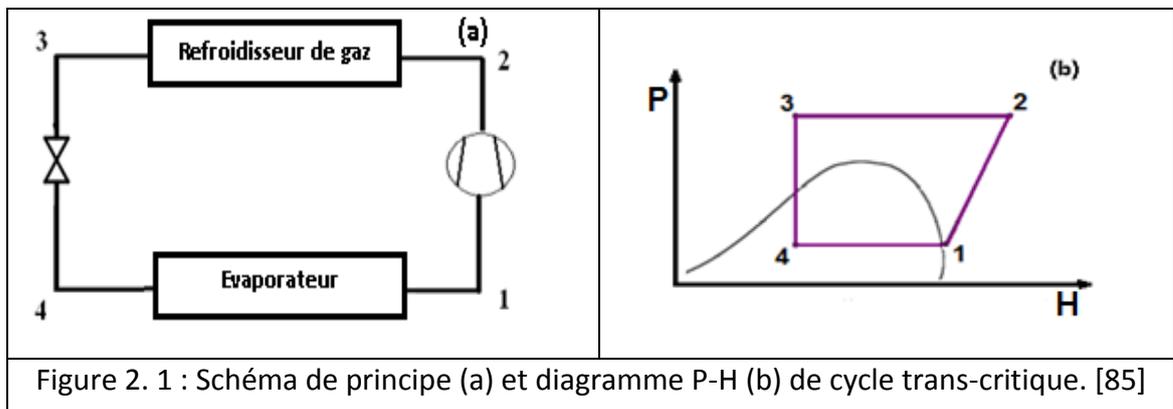


Figure 2. 1 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle trans-critique. [85]

3. Amélioration de cycle trans-critique

Comme nous l'avons cité précédemment (Chapitre 1) le cycle trans-critique de base présente des performances faibles comparées aux cycles classiques et pour le but d'améliorer ces performances plusieurs modifications sont possibles :

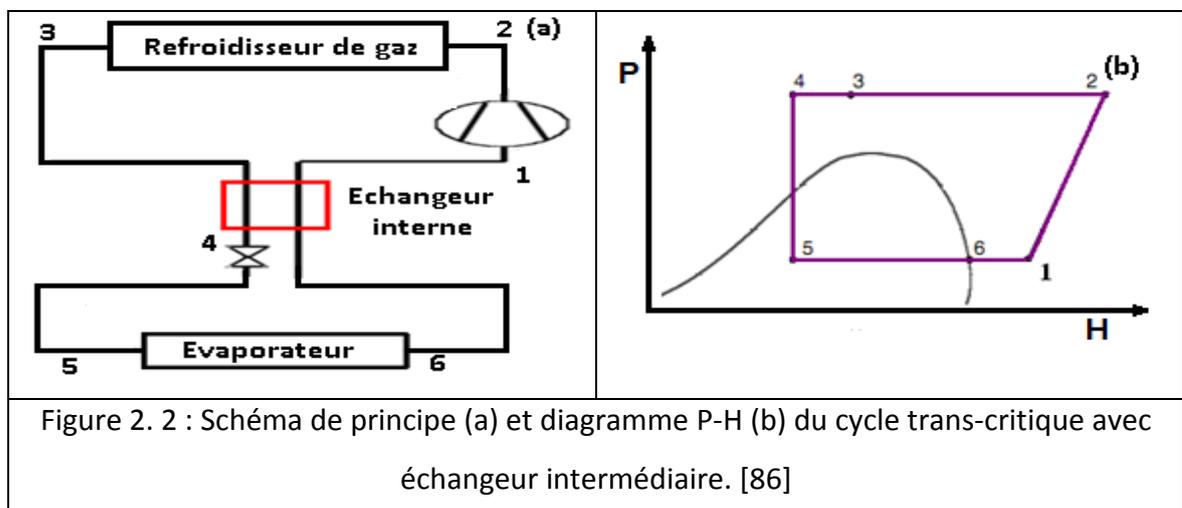
- Introduction de l'échangeur intermédiaire.
- Utilisations de la turbine et la récupération du travail généré.
- Substitutions du détendeur par l'éjecteur.
- Utilisation de cycle bi-étagé.
- Combinaison entre ces modifications.

3.1 Introduction de l'échangeur intermédiaire

L'une des modifications les plus connue est l'introduction de l'échangeur intermédiaire dans le cycle trans-critique de base. Cet échangeur sert à refroidir le fluide sortant du refroidisseur de gaz avant qu'il passe à la détente ce qui permet de diminuer la valeur du titre de vapeur et par conséquent augmente l'effet frigorifique et en même temps sert à surchauffer le fluide sortant de l'évaporateur avant qu'il entre dans le compresseur pour le protéger.

Dans une étude expérimentale, Cho et al. [86] ont trouvé que le cycle de base au CO₂ donne une performance maximale de 2.1 à la pression de refoulement de 92 bars alors que le cycle avec échangeur interne fait réduire la pression de refoulement de 5 bars et améliore la performance de 7.1 à 9.1%.

Le schéma de principe et le diagramme P-H de ce cycle sont illustrés dans la figure 2.2.

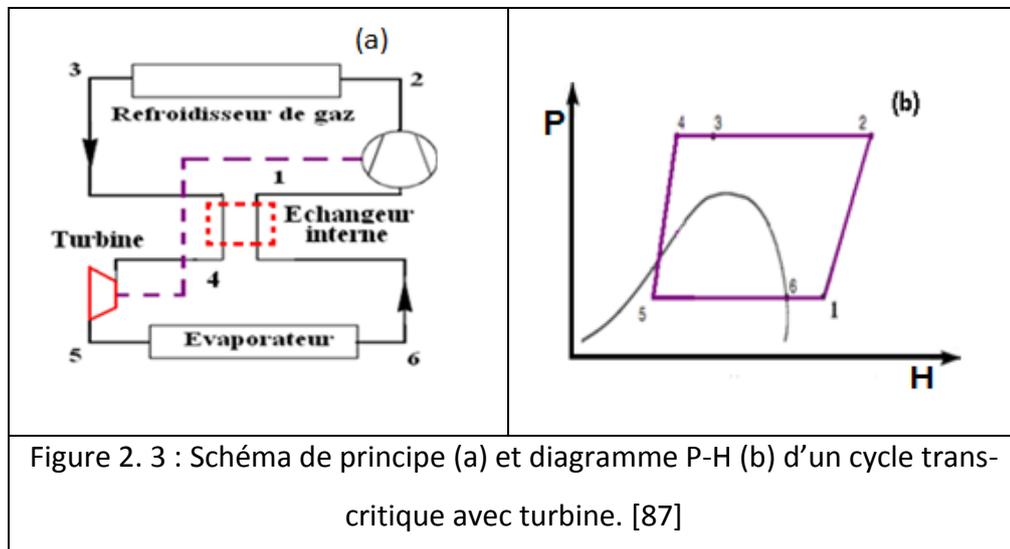


3.2 Utilisation de la turbine

Pour améliorer la performance du cycle trans-critique on peut remplacer le détendeur par une turbine de détente. Ce changement a pour but d'augmenter l'effet frigorifique d'une part car le processus de détente n'est plus isenthalpique et d'autre part de diminuer l'énergie consommée par le compresseur via la récupération du travail généré par la turbine.

Dans le cycle trans-critique au CO₂ la différence de pression est très grande, de ce fait la récupération de travail semble une méthode de détente bénéfique tandis qu'il est négligeable pour les systèmes classiques.

Le schéma de principe et le diagramme P-H de ce cycle sont illustrés dans la figure 2.3.



3.3 Utilisation de cycle bi-étagé

Pour améliorer les performances du cycle trans-critique mono-étagé, fractionner le processus de compression en deux étapes est une solution prometteuse.

Plusieurs configurations de cycles trans-critiques à deux étages de compression existent :

3.3.a Cycle bi-étagé avec refroidisseur intermédiaire

La modification du processus de compression la plus fondamentale est la compression bi-étagé. En séparant la compression en deux étapes, chaque compresseur aura un taux de

compression plus bas qui améliore alternativement la performance. D'autres améliorations peuvent être obtenues en refroidissant le fluide entre les étages de compression.

Ce cycle est représenté dans la figure 2.4, il se compose de : un évaporateur, un compresseur basse pression, un refroidisseur intermédiaire, un compresseur haute pression, un refroidisseur de gaz et un détendeur.

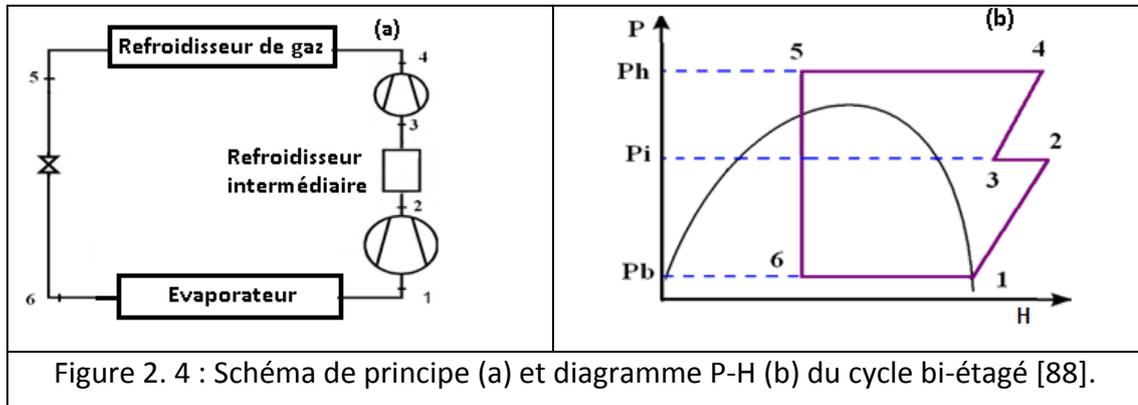


Figure 2. 4 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) du cycle bi-étagé [88].

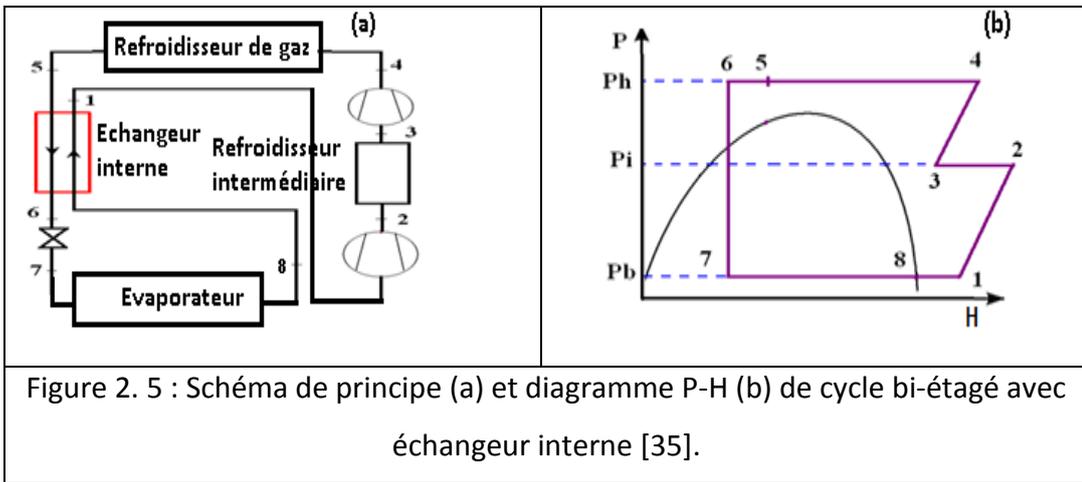
Le compresseur basse pression aspire la vapeur sortante de l'évaporateur (1), il la refoule à la pression intermédiaire (2) puis cette vapeur est refroidie dans un refroidisseur interne jusqu'à la température de fin de refroidissement (3) et est comprimée jusqu'à la haute pression par le compresseur haute pression (4), au niveau du refroidisseur de gaz le fluide frigorigène cède sa chaleur enfin il s'évapore dans l'évaporateur (6-1) après la détente (5-6).

Dans ce cycle le refroidisseur intermédiaire joue un rôle très important qui est la diminution de la température à l'aspiration du compresseur haute pression, ce qui va diminuer la consommation énergétique.

3.3.b Cycle bi-étagé avec refroidisseur intermédiaire et échangeur interne

La performance d'un cycle trans-critique dépend significativement de la température de fin de refroidissement, en outre la performance varie d'une façon inversement proportionnelle avec la température de fin de refroidissement. Alors en installant un échangeur de chaleur interne entre la canalisation d'aspiration de compresseur et la sortie du refroidisseur de gaz, une amélioration de la performance peut être réalisée.

Le schéma et la représentation du cycle dans le diagramme P-H sont illustrés dans la figure 2.5.

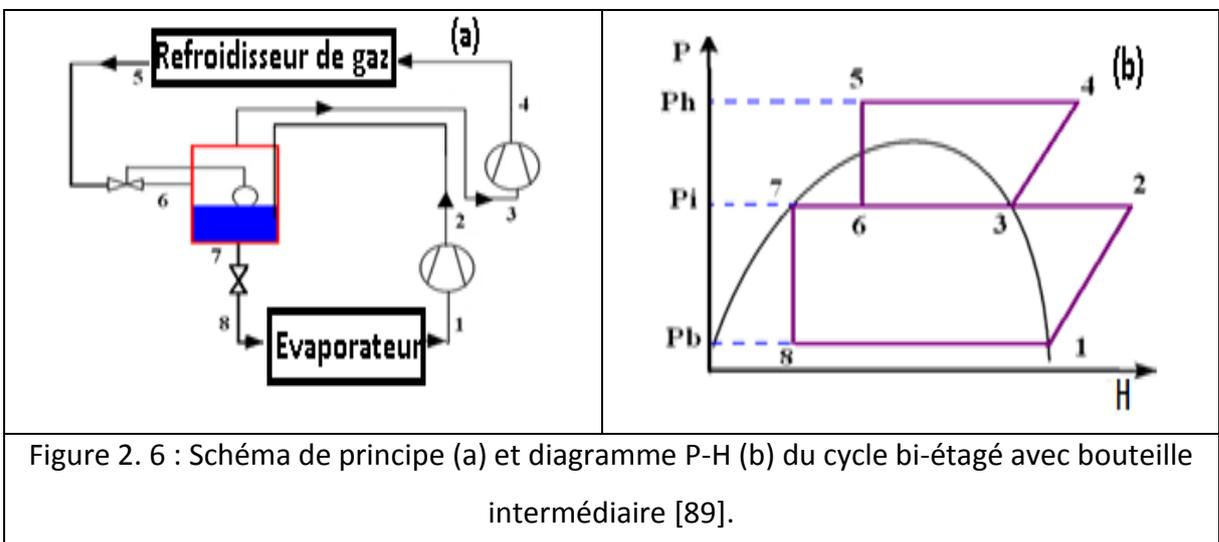


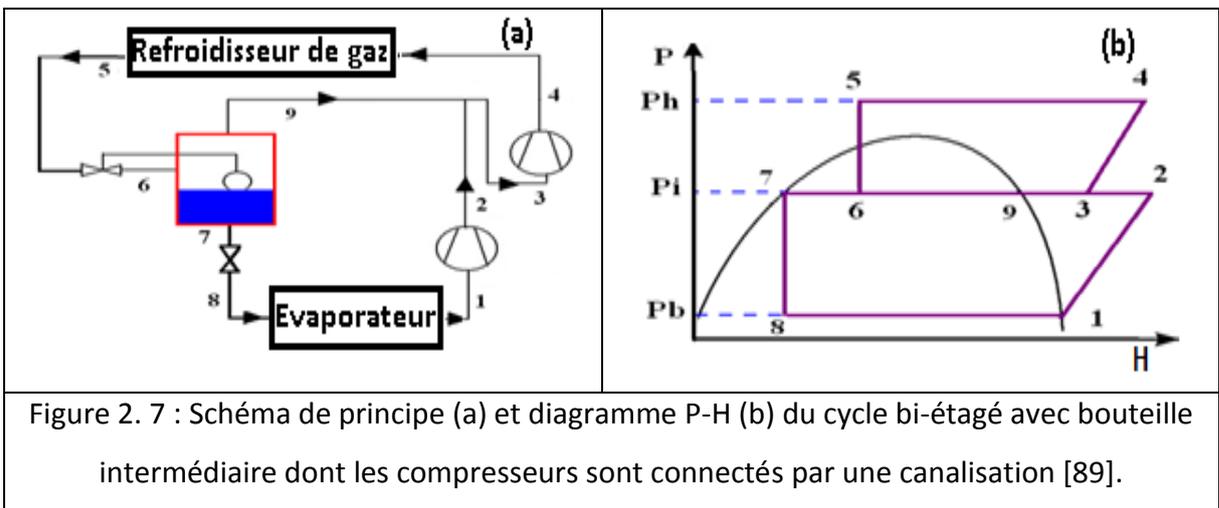
3.3.c Cycle bi-étagé avec bouteille intermédiaire

Une autre modification du cycle trans-critique qui peut améliorer les performances, c'est d'introduire la bouteille intermédiaire dans le cycle à deux étages de compression.

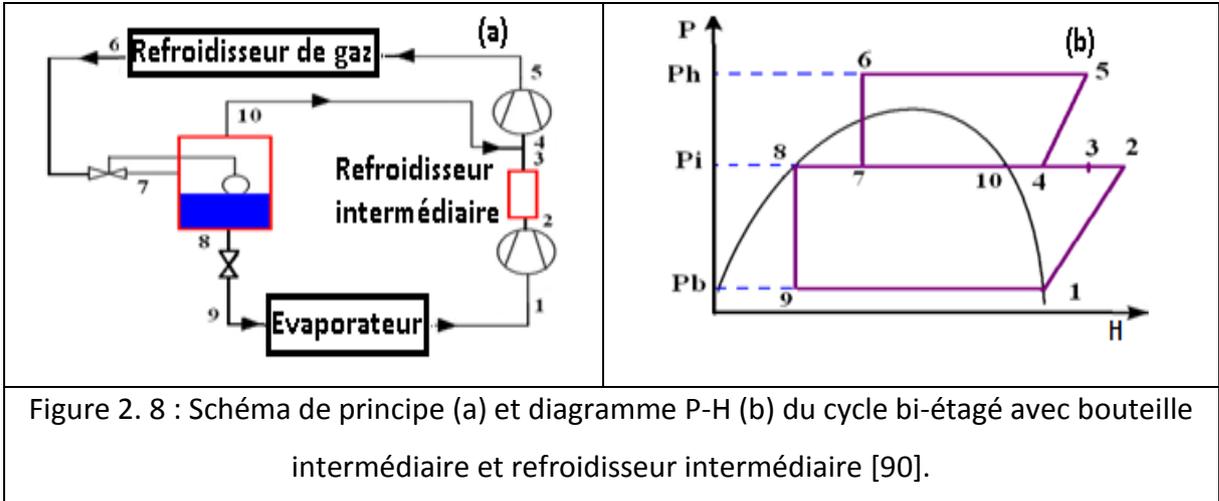
Le schéma et la représentation du cycle bi-étagé avec bouteille intermédiaire dans le diagramme P-H sont montrés dans la figure 2.6.

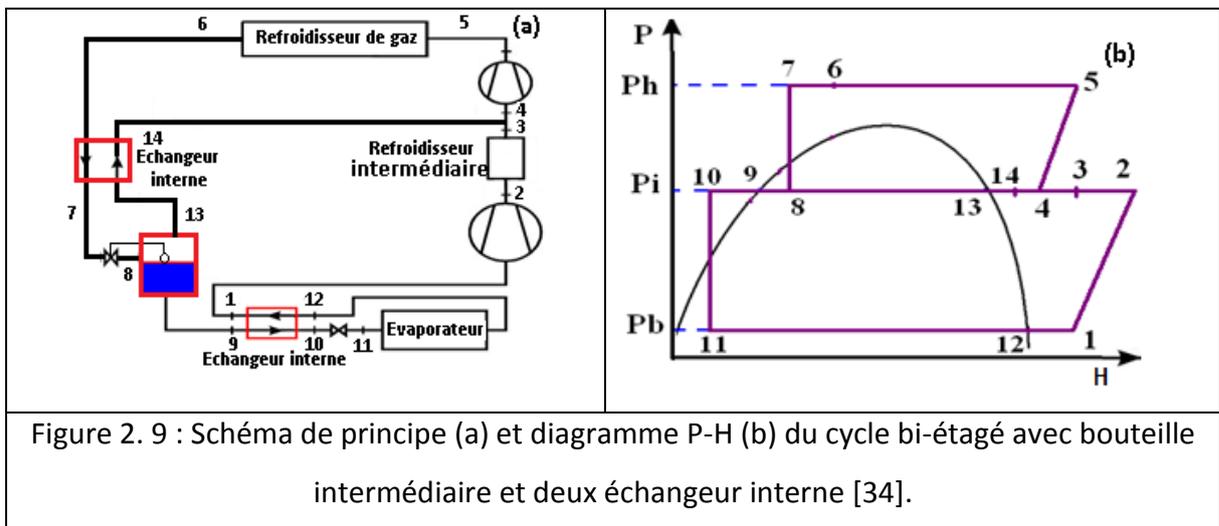
Le compresseur basse pression aspire la vapeur formée dans l'évaporateur (1). Il la refoule à la pression intermédiaire (2), puis cette vapeur est conduite vers la bouteille intermédiaire, la vapeur formée dans la bouteille intermédiaire (3) est aspirée par le compresseur haute pression avant d'être refroidie dans le refroidisseur de gaz, puis le fluide frigorigène est détendu par un détendeur de P_i à P_b (5-6) et entre dans la bouteille séparatrice, la vapeur saturée est aspirée par le compresseur haute pression (3), la partie du fluide frigorigène qui reste est détendue de la haute pression (P_h) à la basse pression (P_b) (7-8) avant qu'elle s'évapore dans l'évaporateur.





Les autres configurations de ce genre des cycles sont montées dans les figures 2.7, 2.8 et 2.9. La méthode de refroidissement du gaz entre les étages est la seule différence entre les trois premiers cycles (7, 8 et 9). En ce qui concerne le dernier cycle (figure 2.9), ce n'est autre que le cycle bi-étagé avec bouteille intermédiaire et refroidisseur intermédiaire (figure 2.8) en ajoutant à celui-ci deux échangeurs de chaleur interne l'un est introduit dans l'étage basse pression tandis que l'autre est introduit dans l'étage haute pression.





3.3.d Cycle bi-étagé avec échangeur interne

Pour réaliser le refroidissement intermédiaire, le gaz comprimé dans le premier étage doit entrer en contact avec un corps dont la température est inférieure à celle de l'environnement. Cette température est réalisée par la détente isenthalpique d'une fraction de gaz prélevée du débit refroidi dans le refroidisseur de gaz jusqu'à une pression intermédiaire P_i et l'injection de celle-ci dans le courant de gaz à la sortie du refroidisseur interne.

Le schéma et la représentation dans le diagramme P-H du cycle bi-étagé avec échangeur interne sont montés dans la figure 2.10.

Le compresseur basse pression aspire la vapeur formée dans l'évaporateur (1), il la refoule à la pression intermédiaire (2), puis cette vapeur est refroidie dans un refroidisseur interne (3) et avec la vapeur saturée formée à la sortie de l'échangeur de la chaleur interne constitue un mélange de vapeur qui est aspiré par le compresseur haute pression (4) avant le refroidie dans le refroidisseur de gaz, une partie du débit de fluide frigorigène est détendue de la haute pression à la pression intermédiaire (6 à 8) au moyen d'un détendeur, puis introduite dans l'échangeur intermédiaire où elle s'évapore, ce qui permet d'augmenter le sous-refroidissement de la partie du fluide frigorigène qui reste avant qu'elle détente de la haute pression à la basse pression (7-10) à travers un détendeur enfin elle s'évapore dans l'évaporateur.

Concernant l'autre cycle de ce genre (figure 2.11), c'est le même cycle (figure 2.10) en lui ajoutant un échangeur interne pour qu'on puisse bénéficier d'un refroidissement supplémentaire et de ce fait augmenter l'effet frigorifique.

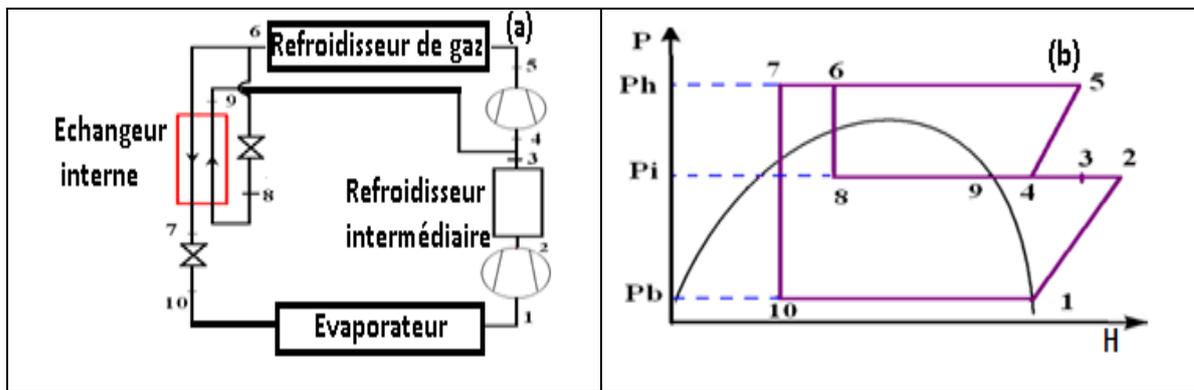


Figure 2. 10 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) du cycle bi-étagé avec échangeur interne [35].

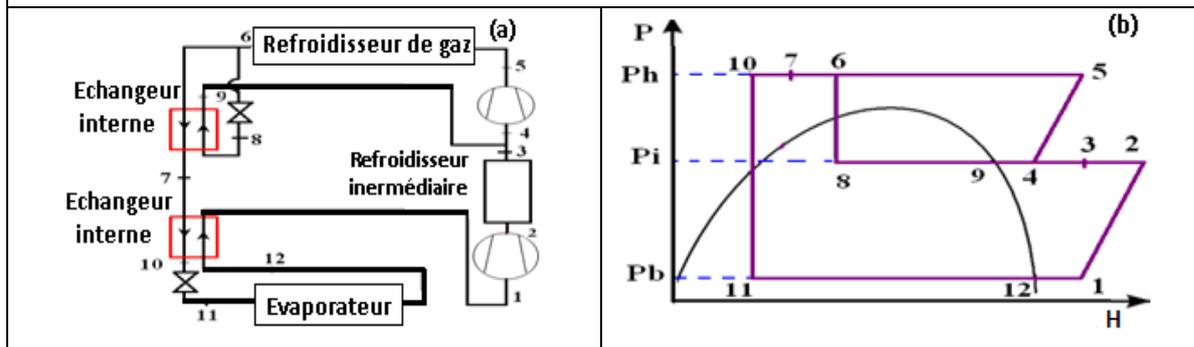


Figure 2. 11 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé avec deux échangeurs internes [35].

3.4 Combinaison entre les modifications

Le schéma de l'installation frigorifique à deux étages de compression où le détendeur a été remplacé par une turbine de détente est présenté dans la figure 2.12 [13, 91].

Le compresseur basse pression aspire la vapeur sortante de l'évaporateur (1), il la refoule à la pression intermédiaire (2) et le compresseur haute pression la comprime jusqu'à la haute pression (4), au niveau du refroidisseur de gaz le fluide frigorigène cède sa chaleur enfin il s'évapore dans l'évaporateur (5-1) après la détente au moyen d'une turbine de détente (4-5), le travail généré par la turbine est récupéré par le compresseur basse pression.

La figure 2.13 représente aussi un autre cycle bi-étagé avec turbine, mais dans ce cas il y a un refroidisseur intermédiaire qui sert à refroidir la vapeur entre les étages de compression ce qui va réduire l'énergie consommée.

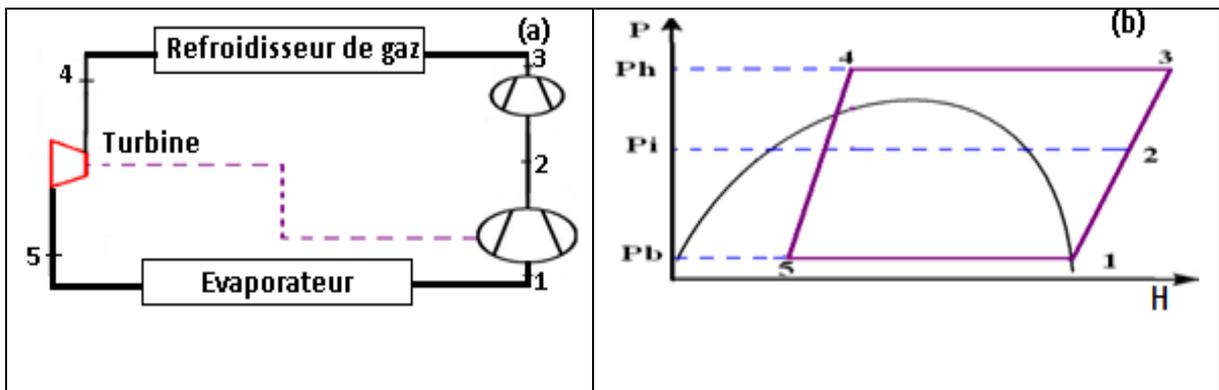


Figure 2. 12 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé avec turbine [13, 91].

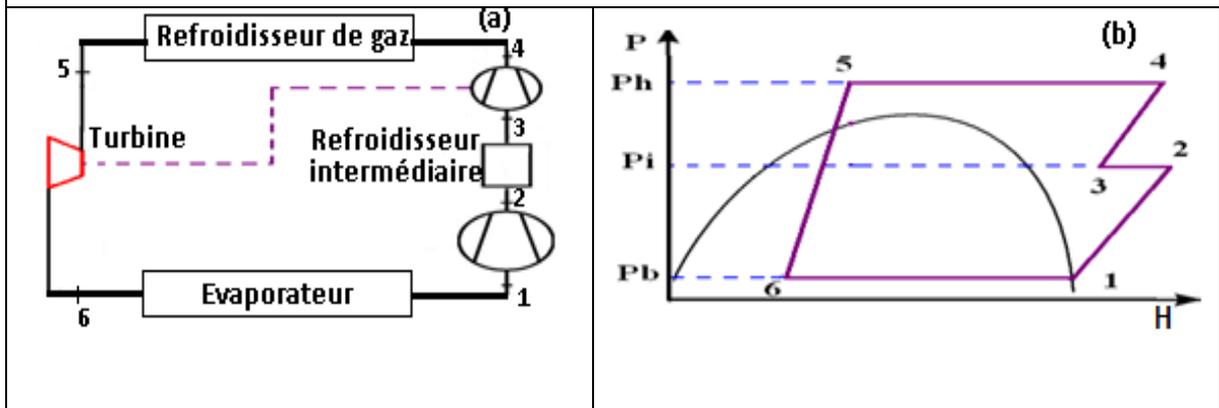


Figure 2. 13 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé avec turbine et refroidisseur intermédiaire [13, 91].

4. Analyse des cycles trans-critiques

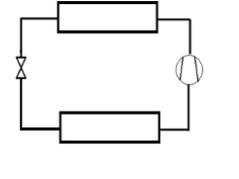
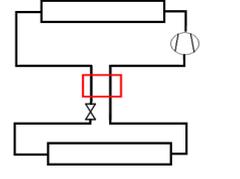
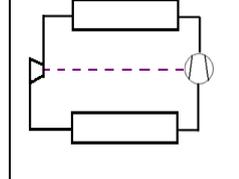
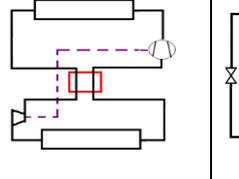
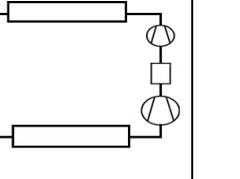
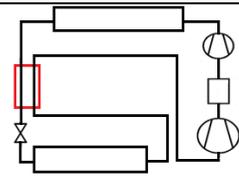
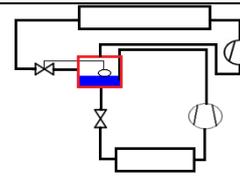
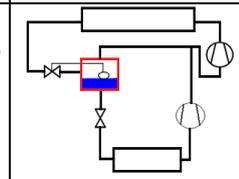
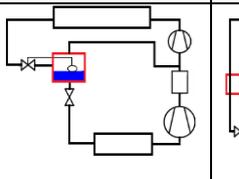
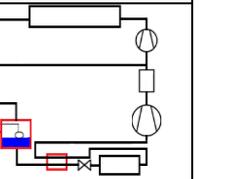
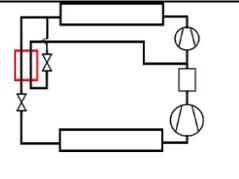
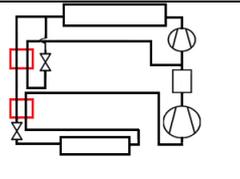
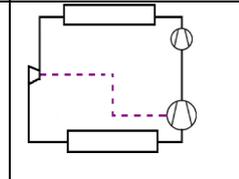
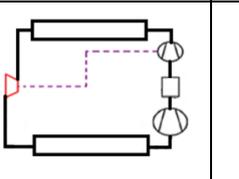
4.1 Hypothèses

- Compression isentropique.
- Les pertes de pressions et de chaleur dans la tuyauterie sont négligeables.
- Le processus d'évaporation et de refroidissement est isobare.
- La détente à travers le détendeur est isenthalpique.
- Les gaz sortant de l'évaporateur sont considérés à l'état saturé.
- Le gaz à la sortie du séparateur est considéré à l'état saturé ainsi que le liquide à la sortie du séparateur est considéré à l'état saturé.

4.2 Calcul thermodynamique

Les cycles concernés dans cette étude sont donnés dans le tableau 2.1.

Tableau 2. 1 : Cycles trans-critiques.

				
Cycle 1	Cycle 2	Cycle 3	Cycle 4	Cycle 5
				
Cycle 6	Cycle 7	Cycle 8	Cycle 9	Cycle 10
				
Cycle 11	Cycle 12	Cycle 13	Cycle 14	

Pour caractériser, d'un point de vue thermodynamique, un système de production de froid, on définit le coefficient de performance qui est le rapport entre la quantité de froid produite et l'énergie mécanique fournie au système.

$$\text{COP} = \frac{Q_{ev}}{W_{tot}} \quad (2.1)$$

Pour les cycles avec une turbine

$$W_{tot} = W_{cp} - W_{tr} \quad (2.2)$$

Pour les autres cycles

$$W_{tot} = W_{cp} \quad (2.3)$$

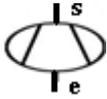
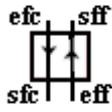
Pour les cycles mono-étagés

$$W_{tot} = W_{cp1} \quad (2.4)$$

Pour les cycles qui fonctionnent avec deux compresseurs

$$W_{tot} = W_{cp1} + W_{cp2} \quad (2.5)$$

Tableau 2. 2 : Relations énergétiques des composants des cycles trans-critiques.

Composants	Schémas	Relations énergétique
Compresseur		$\eta_{cp} = 1.003 - 0.121 \left(\frac{Ps}{Pe} \right)$ [11]; $\eta_{cp} = \frac{H_{Sis} - H_e}{H_S - H_e}$ $W_{cp} = m(H_S - H_e)$
Détendeur		$H_S = H_e$
Turbine		$\eta_{tr} = \frac{H_S - H_e}{H_{Sis} - H_e}$ $W_{tr} = m(H_e - H_S)$
Evaporateur		$Q_{ev} = m(H_S - H_e)$
Echangeur interne		$\xi = \frac{T_{sff} - T_{eff}}{T_{efc} - T_{eff}}$; $m(H_{sff} - H_{eff}) = m(H_{efc} - H_{sfc})$ Dans le cas de changement de phase : (Cycle 11 et 12) $\xi = \frac{T_{efc} - T_{sfc}}{T_{efc} - T_{eff}}$

4.3 Les conditions de fonctionnement

- La température de fin de refroidissement : $35^\circ\text{C} \leq T_{fr} \leq 50^\circ\text{C}$.
- La température d'évaporation : $-20^\circ\text{C} \leq T_{ev} \leq 10^\circ\text{C}$.
- La haute pression (pression de refoulement) : $75 \text{ bar} \leq Ph \leq 140 \text{ bar}$.
- Le rendement isentropique de la turbine : $\eta_{tr}=0.7$.
- L'efficacité thermique de l'échangeur interne : $\xi=0.8$.

5. Discussions des résultats

5.1 Les cycles mono-étagés

La figure 2.14 représente la variation de la performance des cycles mono-étagés : cycle 1, cycle 2, cycle 3 et cycle 4 en fonction de la haute pression allant de 75 bars à 130 bars, et une température d'évaporation de 0°C et une température de fin refroidissement de gaz de 35°C. Pour tous les cycles mono-étagés étudiés il est évident qu'il existe une valeur optimale de la haute pression (la pression de refoulement) pour laquelle la performance atteint sa valeur maximale.

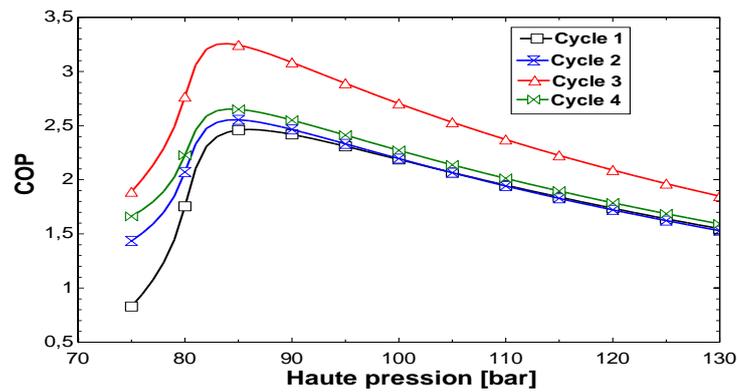


Figure 2. 14 : Variation de performance des cycles mono-étagés.

À cause du point d'inflexion que présentent les isothermes au-dessus du point critique, il existe une pression pour laquelle le COP atteint une valeur maximale comme le montre la figure 2.15 au voisinage du point d'inflexion, une faible élévation de la pression de refoulement provoque une augmentation importante de la production frigorifique. Pour des pressions plus élevées, les isothermes se rapprochent de la verticale et une augmentation supplémentaire de la pression de refoulement n'aura pratiquement plus d'effet sur la production frigorifique alors qu'elle entraînera une augmentation de la puissance absorbée.

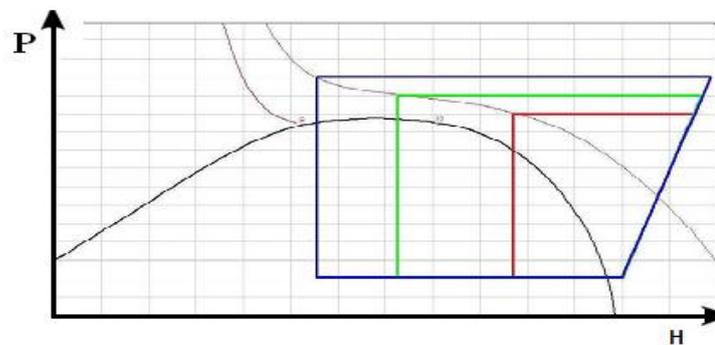


Figure 2. 15 : existence de la pression optimale [8].

5.2 Les cycles bi-étagés

Pour une température de sortie du refroidisseur de gaz donnée, les études précédentes du cycle trans-critique mono-étagé au CO₂ prouvent qu'il existe une pression optimale de refroidissement de gaz pour laquelle le COP atteint sa valeur maximale [11, 86, 17]. Cependant, dans le cas d'un système trans-critique au CO₂ à deux étages, la pression intermédiaire est également un paramètre important qu'on doit l'optimiser simultanément

avec la pression de refroidissement de gaz pour maximiser les performances de ce genre de cycles.

En fixant la haute pression à 90 bars, la figure 2.16 représente la variation du coefficient de performance de tous les cycles bi-étagés en fonction de la variation de la pression intermédiaire (de 50 bars à 72bars) pour une température d'évaporation égale à 0°C et une température de fin de refroidissement égale à 35°C.

Comme le montre la figure 2.16, il est aussi clair qu'il existe une valeur optimale de la pression intermédiaire pour laquelle le COP atteint sa valeur maximale.

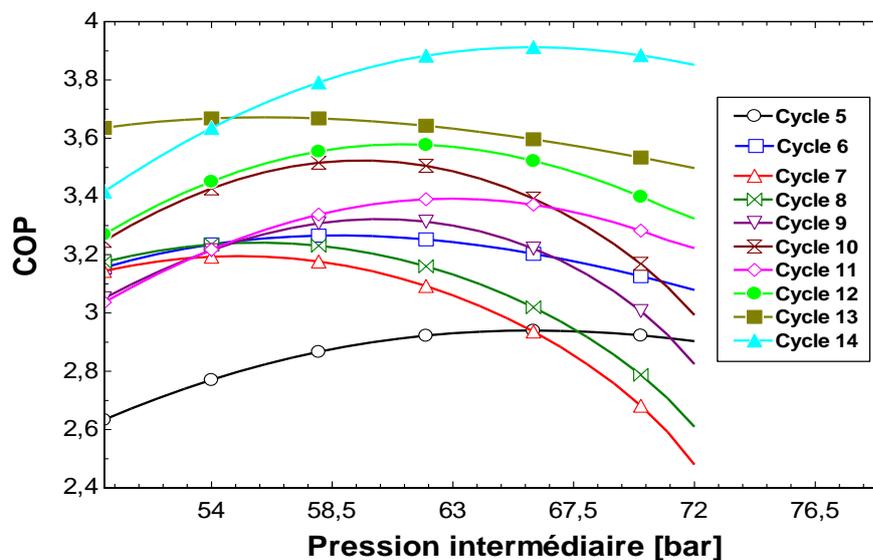


Figure 2. 16 : Variation de la pression intermédiaire.

5.3 Méthodes d'optimisation

Concernant les cycles mono-étagés et dans le but de déterminer la performance maximale dans une fourchette de température d'évaporation et de température de fin de refroidissement on va utiliser la méthode d'optimisation de section d'orée (*golden section search*) [92].

La méthode de section d'orée est une méthode d'élimination d'intervalle dans laquelle les limites inférieure et supérieure pour la variable indépendante sont rapprochées l'un de l'autre avec chaque itération, l'intervalle entre les limites est divisée en deux sections, La valeur de la variable dépendante est déterminée dans chaque section, les limites de la section qui contient la variable dépendante la plus grande remplace l'intervalle pour la prochaine itération, chaque itération réduit la distance entre les deux limites par un facteur de $(1-\tau)$ où le τ est égale

Chapitre 2 : Évaluation de la performance des cycles trans-critiques fonctionnant au CO₂ 0.61803 [92] qui est connu sous le nom du rapport de section d'orée. Les paramètres d'optimisation des cycles mono-étagés sont résumés dans le tableau 2.3.

Tableau 2. 3 : Les paramètres utilisés pour l'optimisation des cycles mono-étagés.

Paramètre	Valeur
La température d'évaporation [°C]	-20 à 10
La température de fin de refroidissement [°C]	35 à 50
La pression de refroidissement [bar]	75 à 130

En ce qui concerne les cycles bi-étagés et dans le but aussi de déterminer la performance maximale de ce genre de cycles dans une fourchette de température d'évaporation et de température de fin de refroidissement on va utiliser la méthode d'optimisation directe (méthode de simplexe [92]) car il existe deux variables qui sont la haute pression et la pression intermédiaire qu'on doit optimiser simultanément.

Pour deux variables, un simplexe est un triangle, et la méthode est une recherche du point optimal qui compare les valeurs de la fonction objectif aux trois sommets d'un triangle. Le plus mauvais sommet est rejeté et remplacé par un nouveau sommet, un nouveau triangle est formé et la recherche continue. Le processus produit plusieurs triangles pour lesquelles la taille des triangles devient de plus en plus petite et les coordonnées du point optimal sont trouvées. Les paramètres d'optimisation des cycles bi-étagés sont résumés dans le tableau 2.4.

Tableau 2. 4 : Les paramètres utilisés pour l'optimisation des cycles bi-étagés.

Paramètres	Valeurs
La température d'évaporation [°C]	-20 à 10
La température de fin de refroidissement [°C]	35 à 50
La haute pression [bar]	75 à 140
La pression intermédiaire [bar]	40 à 73 (les cycles 7, 8, 9, 10,11 et 12) 40 à 110 (le reste des cycles bi-étagés)

5.4 Variation de la performance maximale

La figure 2.17 montre la variation de la performance maximale de tous les cycles considérés avec la variation de la température de fin de refroidissement (de 35 à 50°C) : (a) pour une température d'évaporation égale 0°C, et la variation de la performance maximale avec la variation de la température d'évaporation (de -20 à 10°C), (b) pour une température de fin de refroidissement égale 35°C.

Pour la même température d'évaporation, on remarque que la performance maximale varie d'une façon inversement proportionnelle avec la température de fin de refroidissement par contre pour la même température de fin de refroidissement la performance maximale varie proportionnellement avec la température d'évaporation. Cette remarque est la même pour les cycles sous-critiques c'est-à-dire les cycles classiques.

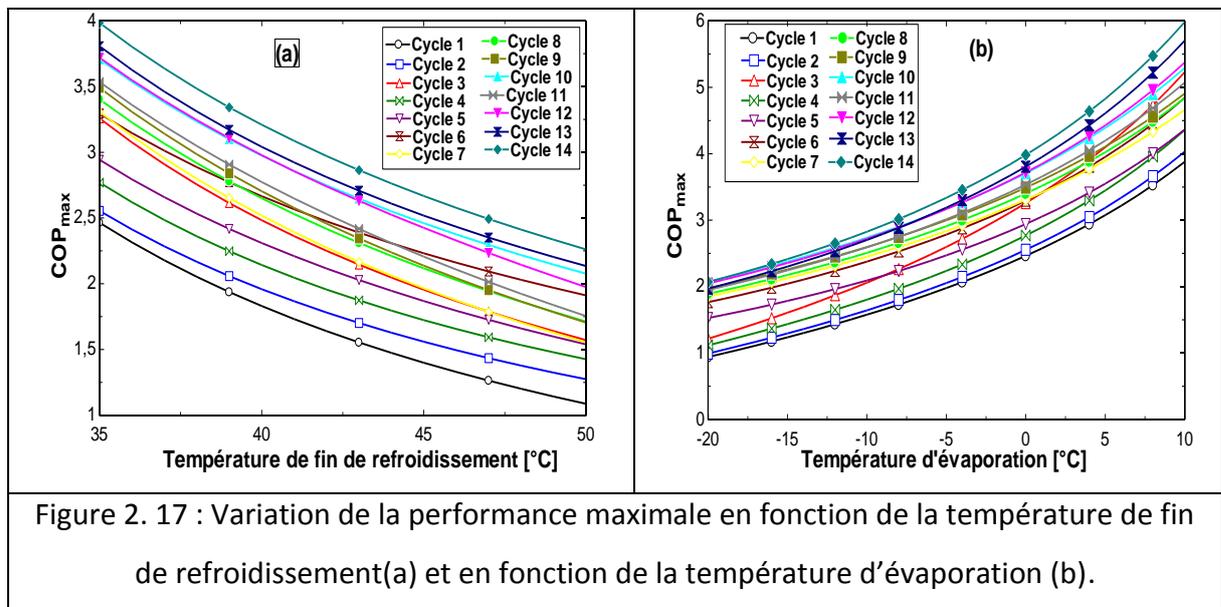


Figure 2. 17 : Variation de la performance maximale en fonction de la température de fin de refroidissement(a) et en fonction de la température d'évaporation (b).

Maintenant dans le but de faire une comparaison entre tous les cycles de point de vue de performance, on va introduire le PIR (amélioration de la performance) (*performance increasing ratio*) [93] qui est utilisé pour comparer l'amélioration apportée par un cycle proposé par rapport au cycle de base, ce coefficient est donné comme suit :

$$\text{PIR} = (\text{COP}_{\text{cycle}} - \text{COP}_{\text{base}})100 / \text{COP}_{\text{base}} \quad (2.6)$$

Avec la variation de la température de fin de refroidissement de 35°C à 50°C et pour une température d'évaporation égale à 0°C, on remarque que :

- Pour les cycles mono-étagés (figure 2.18) on remarque que ces cycles (cycles 2, 3 et 4) donnent des améliorations par rapport au cycle de base de 3.64 à 17.15%, 32.20 à 44.54%, 12.38 à 31.15% respectivement. On remarque aussi que le cycle avec turbine donne les améliorations les plus élevés par rapport aux autres cycles mono-étagés (cycles 1, 2 et 4). Il est évident que l'introduction de l'échangeur interne dans le cycle avec turbine influe négativement sur la performance du cycle trans-critique. On peut noter aussi qu'avec l'augmentation de la température de fin de refroidissement les améliorations apportées par ces cycles augmentent également. L'ordre décroissant de l'amélioration de performance moyenne par rapport au cycle de base est comme suit : le cycle avec turbine, le cycle avec turbine et échangeur interne suivit par le cycle avec échangeur interne qui donnent une amélioration moyenne de 37.89%, 20.61% et 9.58% respectivement.

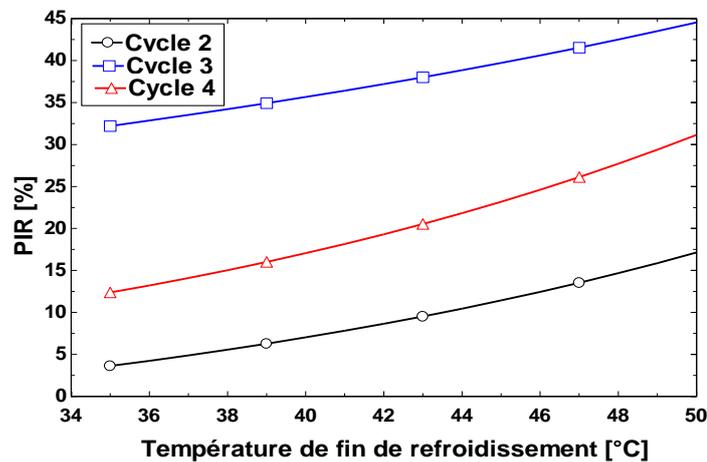


Figure 2. 18 : Variation de PIR des cycles mono-étagés.

- Pour les cycles bi-étagés avec refroidisseur intermédiaire (cycles 5 et 6) (figure 2.19) : les deux cycles présentent des améliorations par rapport au cycle de base de 19.40 à 41.52% et 33.64 à 75.85% respectivement. On note que les améliorations apportés par le cycle 6 sont supérieures à celles de cycle 5 le long de l'intervalle des températures de fin de refroidissement, l'introduction de l'échangeur interne au cycle 5 a augmenté l'amélioration moyenne des performances par rapport au cycle de base de 30.03% à 53.21%. On peut remarquer aussi que pour les deux cycles l'amélioration de la performance varie d'une façon proportionnelle avec la température de fin de refroidissement.

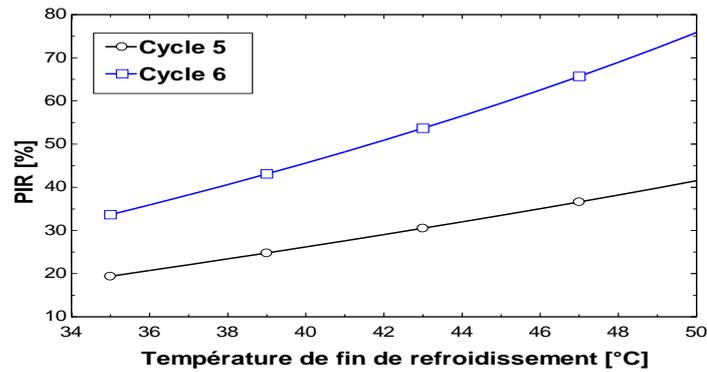


Figure 2. 19 : Variation de PIR des cycles bi-étagés avec refroidisseur intermédiaire.

- Pour les cycles bi-étagés avec bouteille intermédiaire (cycles 7, 8, 9 et 10) (figure 2.20) : Ces quatre cycles donnent des améliorations de 34.18 à 42.89%, 38.04 à 57.56%, 41.60 à 56.80% et 50.40 à 91.01% respectivement. On voit que l'ajout d'un refroidisseur intermédiaire au cycle 8 augmente l'amélioration d'une façon modérée. Raccorder le second compresseur directement à la bouteille intermédiaire n'est pas recommandé par ce que cette solution présente les améliorations les plus basses devant tous les cycles de ce type (cycles avec bouteille intermédiaire). On remarque aussi que le dernier cycle (cycle 10) qui est le cycle 9 plus deux échangeur internes, l'un à l'étage basse pression et l'autre à l'étage haute pression, présente les améliorations les plus élevées devant tous les autres cycles du même type. On note que les améliorations de ces cycles varient d'une façon proportionnelle avec la température de fin de refroidissement. L'ordre décroissant de l'amélioration moyenne des performances de ces cycles par rapport au cycle de base est comme suit : le cycle 10, le cycle 9, le cycle 8 et le cycle 7 qui donnent une amélioration de 69.61%, 49.93%, 47.97% et 38.85% respectivement.

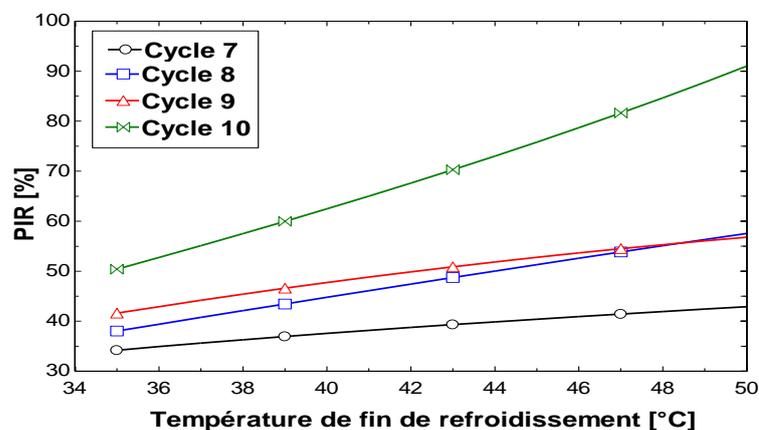


Figure 2. 20 : Variation de PIR des cycles bi-étagés avec bouteille intermédiaire.

- Pour les cycles bi-étagés avec échangeur interne (cycles 11 et 12) (figure 2.21) : Ces cycles donnent des améliorations de 43.45 à 61.37% et 50.92 à 81.61% respectivement. On voit que le cycle 12 donne des améliorations supérieures à celles du cycle 11 ce qui est expliqué par l'introduction de l'échangeur interne. Ce dernier a élevé l'amélioration moyenne de 53.92% (cycle 11) jusqu'à 67.44%. On voit aussi que les améliorations de ces cycles varient d'une façon proportionnelle avec la température de fin de refroidissement.

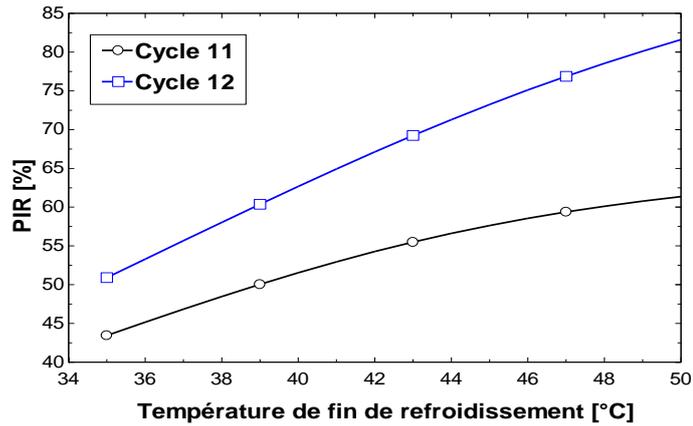


Figure 2. 21 : Variation de PIR des cycles bi-étagés avec échangeur interne.

- Pour le dernier type qui est la combinaison entre les modifications (Cycles 13 et 14) (figure 2.22), il est évident que le cycle avec turbine et refroidisseur intermédiaire (cycle 14) présente les améliorations les plus élevées devant celles que présente le cycle 13. L'introduction du refroidisseur de gaz a augmenté l'amélioration moyenne de 73.75% (cycle13) jusqu'à 83.51% (cycle14). On remarque aussi que pour ces cycles les améliorations apportées varient d'une façon proportionnelle par rapport à la température de fin de refroidissement.

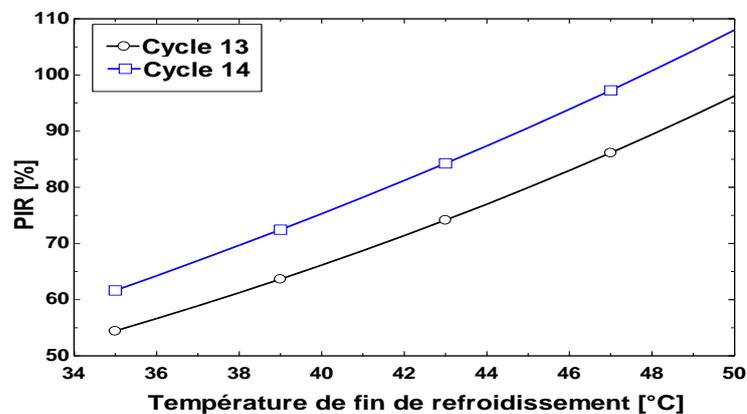


Figure 2. 22 : Variation de PIR des cycles avec la combinaison entre les modifications.

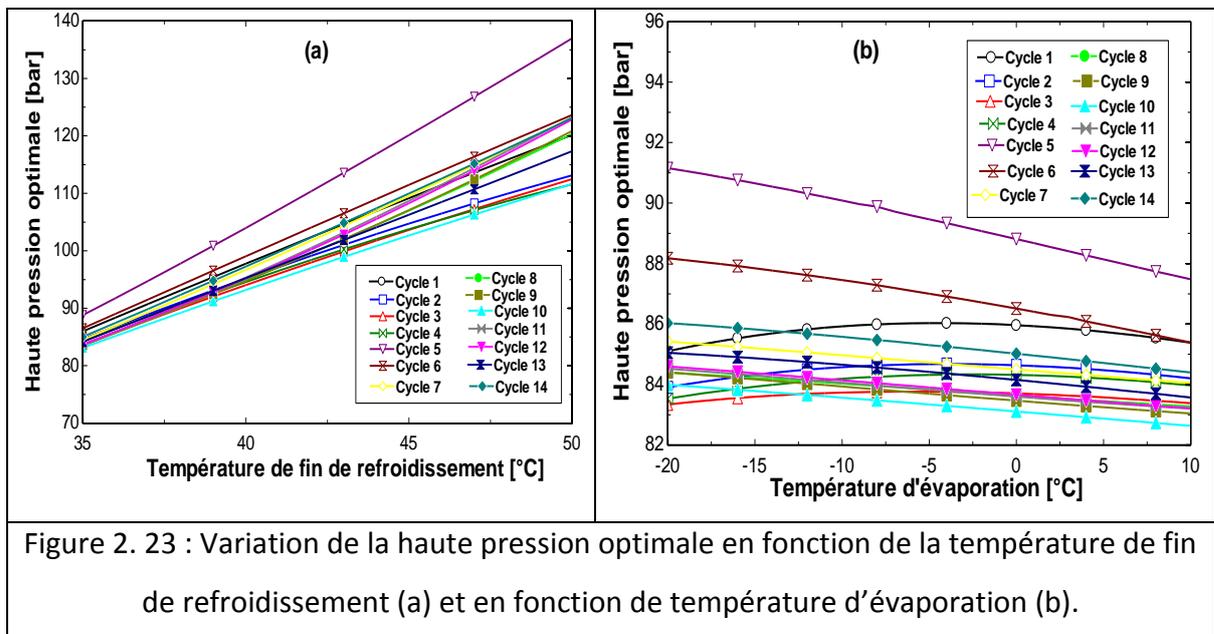
5.5 Variation de la haute pression optimale

La figure 2.23 (a) montre la variation de la haute pression optimale de refroidissement de gaz avec la variation de la température de fin de refroidissement allant de 35°C jusqu'à 50°C sous une température d'évaporation égale 0°C pour tous les cycles.

On note que la haute pression optimale de refroidissement varie proportionnellement avec la température de fin de refroidissement et d'une façon linéaire.

La figure 2.23 (b) montre la variation de la haute pression optimale de refroidissement de gaz avec la variation de la température d'évaporation de -20°C à 10°C sous une température de fin de refroidissement égale à 35°C pour tous les cycles.

On voit que la variation de la température d'évaporation influe légèrement sur la pression optimale.



On peut noter aussi que pour tous les cycles, la variation de la température de fin de refroidissement influe considérablement sur la haute pression optimale par rapport à la température d'évaporation. A titre d'exemple on a calculé les différences absolues entre deux hautes pressions optimales pour la même différence de température de fin de refroidissement (de 35°C à 40°C) et de température d'évaporation (de -10°C à -5°C) données dans le tableau 2.5 qui expliquent bien l'influence considérable de la température de fin de refroidissement devant l'influence de la température d'évaporation.

Tableau 2. 5 : Différences absolues des hautes pressions optimales.

Cycle	Différence absolue	
	Température de fin de refroidissement	Température d'évaporation
	de 35°C à 40°C	de -10°C à -5°C
1	11.8	0.31
2	10.52	0.25
3	10.32	0.14
4	10.22	0.15
5	15.18	0.57
6	12.54	0.39
7	12.17	0.23
8	11.26	0.19
9	11.3	0.24
10	10.07	0.22
11	11.75	0.24
12	11.55	0.23
13	11.1	0.21
14	12.26	0.24

Pour faire une comparaison entre les valeurs de la haute pression optimale de tous les cycles, on introduit un autre critère qui est la réduction de la pression optimale (*Reduction of optimum pressure*) [87] qui est utilisé pour comparer le taux de la réduction de la haute pression optimale d'un cycle proposé par rapport au cycle de base, ce critère est donné comme suit:

$$\text{Réduction de la pression} = (P_{\text{base}} - P_{\text{cycle}})100 / P_{\text{base}} \quad (2.7)$$

D'après la figure 2.24 qui représente la variation de la réduction de la pression en fonction de la température de fin de refroidissement allant de 35°C jusqu'à 50°C, on remarque qu'il y a trois types de cycle, le premier dont son facteur de réduction de pression varie d'une façon proportionnelle par rapport à la température de fin de refroidissement qui est le cas des cycles 2, 3, 5 et 10, le second dont son facteur de réduction de pression varie d'une façon

inversement proportionnelle par rapport à la température de fin de refroidissement qui est le cas pour les cycles (6, 7, 8, 9, 11, 12 et 14) et le dernier type dont son facteur de réduction de pression ne varie que d'une façon légère, c'est le cas du cycle 13.

Il est remarqué que les cycles bi-étagés avec refroidisseur intermédiaire (cycles 5 et 6) présentent des réductions de pressions inférieures à 0% pour tout l'intervalle de température de fin de refroidissement, c'est-à-dire que ces cycles engendrent des hautes pressions optimales supérieures à celles qui sont engendrées par le cycle de base. Il faut souligner aussi que l'introduction de l'échangeur interne a élevé la réduction de la pression, c'est-à-dire que l'introduction de l'échangeur interne influe positivement sur la valeur optimale de la pression de refoulement.

Il est aussi remarqué que les cycles 2, 3, 4, 8, 9, 10 et 13 donnent des réductions de pressions totalement supérieures à 0% ce qui signifie que ses cycles engendrent des hautes pressions optimales inférieures à celles qui sont engendrées par le cycle de base.

Pour le reste des cycles 7, 11, 12 et 14, on voit qu'avec l'augmentation de la température de fin de refroidissement la réduction de la pression diminue en passant des valeurs positives jusqu'aux valeurs négatives pour les températures de fin de refroidissement les plus élevées.

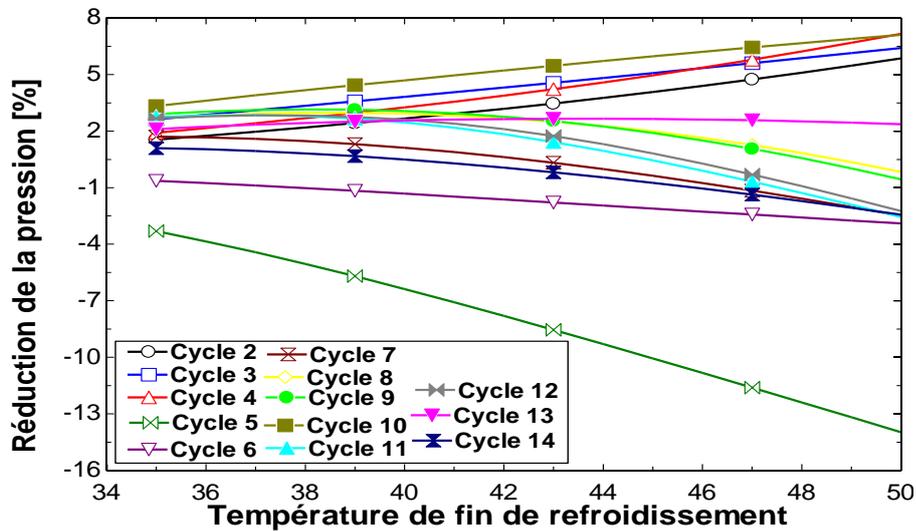


Figure 2. 24 : Variation de la réduction de la pression en fonction de la température de fin de refroidissement.

L'ordre décroissant de la réduction moyenne de pression de tous les cycles par rapport au cycle de base est montré dans la figure 2.25.

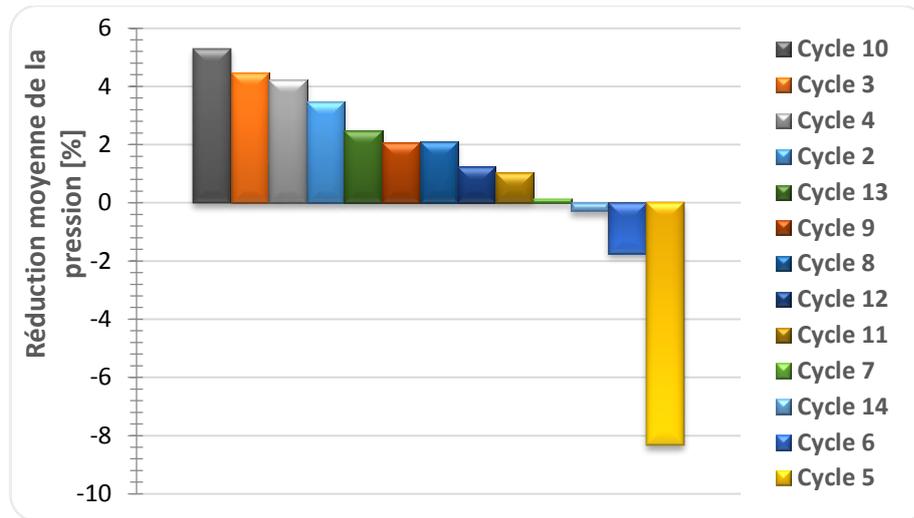


Figure 2. 25 : Ordre de tous les cycles suivant la réduction moyenne de la pression.

Pour les cycles mono-étagés :

- L'introduction de l'échangeur intermédiaire ou la modification du processus de détente par le remplacement du détendeur par une turbine de détente diminue la pression optimale de refoulement.

Pour les cycles bi-étagés :

- Modifier le processus de compression en le divisant en deux étapes augmente la haute pression de refoulement, c'est le cas des cycles 5 et 6. Mais il faut souligner que l'ajout d'un échangeur interne a augmenté le facteur de réduction moyen de -8.34% jusqu'à -1.73%.

- On note aussi que les cycles avec bouteille intermédiaire (cycles 7, 8, 9 et 10) diminuent généralement la haute pression de refoulement avec une moyenne de réduction comprise entre 0.14% et 5.3%. En plus, le cycle 10 donne les réductions les plus élevées devant tous les cycles étudiés pour la simple raison que ce cycle comprend deux échangeurs internes et une bouteille intermédiaire.

- Pour les cycles avec échangeur interne (cycles 11 et 12) on remarque qu'il existe une réduction légère et on remarque aussi que l'ajout de l'échangeur n'a pas une influence remarquable sur le facteur de réduction de pression.

-Concernant le dernier type de cycles (cycles 13 et 14), le cycle 13 avec turbine donne des réductions de pressions comprises entre 2.11% et 2.36%, mais avec l'introduction d'un refroidisseur intermédiaire dans ce cycle on trouve que ces réductions diminuent, elles sont comprises entre 1.10% et -2.43%.

5.6 Variation de la pression intermédiaire optimale

La figure 2.26 (a) montre la variation de la pression intermédiaire optimale avec la variation de la température de fin de refroidissement allant de 35°C jusqu'à 50°C sous une température d'évaporation égale à 0°C pour tous les cycles.

On voit que la variation de la température de fin de refroidissement n'a pas un effet apparent sur la variation de la pression intermédiaire du cycle avec bouteille intermédiaire (cycle 7). Pour tout l'intervalle de température (de 35°C à 50°C), il y a seulement une légère différence de pression de 1.64 bar (de 55.83 bar à 57.47 bar).

On peut également dire la même chose en ce qui concerne le cycle avec échangeur interne (cycle 11) pour des températures supérieures à 42°C. Concernant le reste des cycles bi-étagés on voit que la pression intermédiaire optimale varie d'une façon proportionnelle par rapport à la variation de la température de fin de refroidissement.

La figure 2.26 (b) montre la variation de la pression intermédiaire optimale avec la variation de la température d'évaporation allant de -20°C jusqu'à 10°C sous une température de fin de refroidissement égale à 35°C pour tous les cycles.

Il est évident aussi que la pression intermédiaire de tous les cycles étudiés varie d'une façon proportionnelle par rapport à la variation de la température d'évaporation.

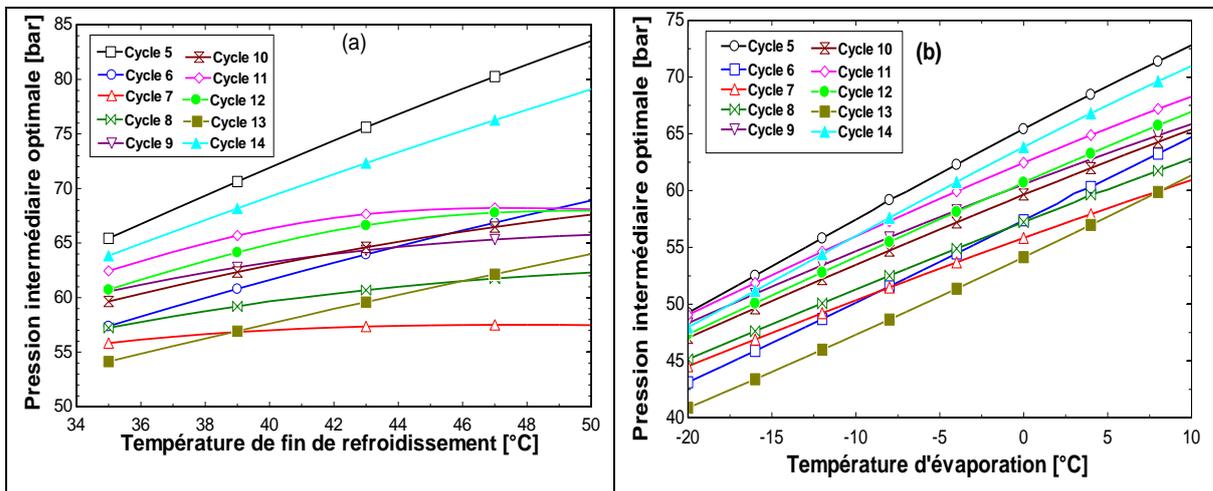


Figure 2. 26 : Variation de la pression intermédiaire optimale en fonction de la température de fin de refroidissement (a) et la température d'évaporation (b).

Concernant la pression intermédiaire conventionnelle, la figure 2.27 représente la variation du rapport de la pression intermédiaire optimale sur la pression intermédiaire

conventionnelle ($P_i = \sqrt{P_h * P_{ev}}$) avec une variation de la température d'évaporation de -20 à 10°C et pour une température de fin de refroidissement égale 35°C.

On note qu'il existe un seul cycle, le cycle avec turbine et sans refroidisseur intermédiaire (cycle 13), qui a un rapport égale 1 pour tout l'intervalle de la température d'évaporation, ce qui signifie que la pression intermédiaire optimale n'est autre que la pression intermédiaire conventionnelle.

Pour les autres cycles bi-étagés on voit que le rapport des deux pressions est généralement supérieur à 1, c'est-à-dire que la pression intermédiaire optimale est généralement supérieure à la pression intermédiaire conventionnelle.

Même si la pression intermédiaire conventionnelle n'est pas la pression intermédiaire optimale on peut l'utiliser comme une valeur initiale pour effectuer une recherche d'optimisation rapide.

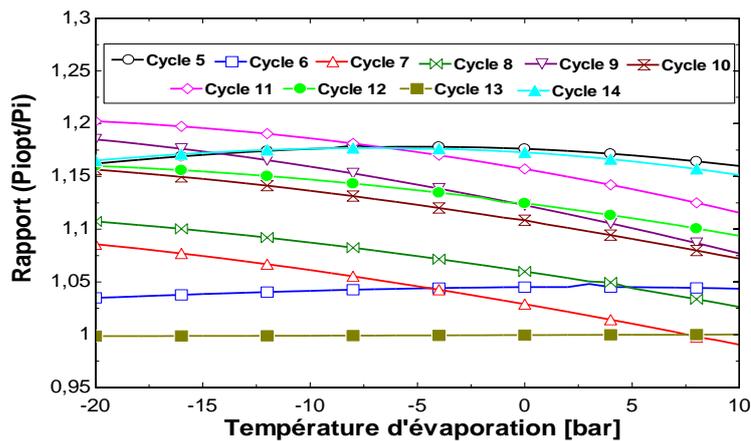


Figure 2. 27 : Variation du rapport de la pression.

5.7 Corrélations de pressions et de performance

La performance maximale du système et la pression optimale correspondante est une fonction de la température d'évaporation, le rendement isentropique du compresseur, le rendement isentropique de la turbine, le facteur de récupération, l'efficacité thermique de l'échangeur de chaleur interne et de la température de fin de refroidissement de gaz.

$$COP_{max} = f(T_{ev}, T_{fr}, \eta_{cp}, \eta_{tr}, \xi) \quad (2.8)$$

$$P_{i_{opt}} = f(T_{ev}, T_{fr}, \eta_{cp}, \eta_{tr}, \xi) \quad (2.9)$$

$$P_{h_{opt}} = f(T_{ev}, T_{fr}, \eta_{cp}, \eta_{tr}, \xi) \quad (2.10)$$

Cependant, plusieurs chercheurs : Liao et al. [11], Sarkar et al. [87] et Yari [74] ont trouvé que la haute pression optimale dépend de la température de fin de refroidissement et de la température d'évaporation, par conséquent la dépendance fonctionnelle d'état optimale peut être simplifiée comme suit :

$$COP_{max} = f(T_{ev}, T_{fr}) \quad (2.11)$$

$$Pi_{opt} = f(T_{ev}, T_{fr}) \quad (2.12)$$

$$Ph_{opt} = f(T_{ev}, T_{fr}) \quad (2.13)$$

En exécutant une analyse de régression polynomiale bidimensionnelle [94] sur les données obtenues à partir de l'optimisation de tous les cycles cités précédemment (voir annexe 1), les relations suivantes ont été établies pour prévoir la haute pression optimale, la pression intermédiaire optimale et les performances maximales :

$$COP_{max} = a + b * T_{fr} + c * T_{ev} + d * T_{fr}^2 + e * T_{fr} * T_{ev} \quad (2.14)$$

$$Pi_{opt} = a + b * T_{fr} + c * T_{ev} + d * T_{fr} * T_{ev} + e * T_{ev}^2 \quad (2.15)$$

$$Ph_{opt} = a + b * T_{fr} + c * T_{ev} \quad (2.16)$$

Tableau 2. 6 : Coefficients des corrélations développées des COP_{max} et Ph_{opt}.

Cycles	Coefficients de COP _{max}					Coefficients de Ph _{opt}		
	a	b	c	d	e	a	b	c
1	10.93	-0.3397	0.2059	0.002865	-0.003374	11.49	2.154	0.1414
2	10.62	-0.3243	0.2021	0.00276	-0.003174	23.32	1.788	0.1148
3	13.67	-0.4163	0.2712	0.003501	-0.004313	21.68	1.805	0.1075
4	10.77	-0.3266	0.2043	0.002785	-0.003183	28.05	1.655	0.1534
5	11.13	-0.3242	0.2029	0.002655	-0.003384	-23.38	3.195	-0.09061
6	11.55	-0.3277	0.2093	0.002712	-0.003361	-0.3775	2.482	-0.1154
7	13.44	-0.4036	0.222	0.003318	-0.003984	-4.942	2.548	-0.01214
8	12.99	-0.3791	0.2289	0.003071	-0.004045	-0.4824	2.396	0.01503
9	13.44	-0.392	0.2386	0.003138	-0.004341	-2.445	2.443	-0.001416
10	13.23	-0.3774	0.2366	0.003087	-0.004023	16.48	1.912	-0.06353
11	13.06	-0.369	0.2555	0.002849	-0.004631	-6.956	2.575	0.02754
12	12.86	-0.3509	0.2614	0.002658	-0.004604	-5.704	2.541	0.02415
13	13.94	-0.4031	0.2569	0.003355	-0.00418	7.018	2.205	-0.05288
14	14.08	-0.398	0.2677	0.00325	-0.004319	-3.095	2.516	-0.01926

Tableau 2. 7 : Coefficients des corrélations développées de Pi_{opt}.

Cycles	coefficients de Pi _{opt}				
	a	b	c	d	e
5	23.15	1.215	-0.1144	0.02654	0.0006691
6	30.7	0.7691	0.3276	0.01177	0.001285
7	46.63	0.32	0.9249	-0.01026	-0.003735
8	53	0.09563	1.006	-0.01411	-0.003713
9	49.91	0.3262	0.951	-0.01144	-0.005337
10	42.64	0.5034	0.748	-0.00473	-0.004694
11	52.52	0.3297	1.306	-0.02014	-0.009668
12	47.1	0.4328	1.206	-0.01644	-0.008237
13	31.23	0.6577	0.392	0.008909	0.002222
14	27.75	1.033	-0.03509	0.02313	-0.0001661

Pour évaluer la qualité de l'analyse de régression on a utilisé le coefficient de détermination [95], noté R² :

$$R^2 = \frac{\text{Variation expliquée}}{\text{Variation total}} = \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (2.17)$$

Où :

\bar{y} : est la valeur moyenne.

\hat{y}_i : est la valeur estimée par la corrélation.

y_i : est la valeur trouvée par l'optimisation.

n : est le nombre de points.

Ce coefficient varie entre 0 et 1. Il s'exprime souvent en pourcentage, plus près de 1 indique que la corrélation donne de bonne prévision.

Les coefficients de détermination de tous les cycles proposés pour les trois corrélations sont donnés dans le tableau 2.8 :

Tableau 2. 8 : Coefficients de déterminations.

Cycles	Coefficients de détermination		
	R ² (COP _{max})	R ² (Ph _{opt})	R ² (Pi _{opt})
1	0.9864	0.989	-
2	0.9843	0.9844	-
3	0.9831	0.9864	-
4	0.9849	0.9667	-
5	0.9816	0.9994	0.9994
6	0.9798	0.9997	0.9997
7	0.9886	0.9991	0.9973
8	0.9874	0.9973	0.9977
9	0.9892	0.9974	0.996
10	0.9853	0.9993	0.9979
11	0.988	0.9966	0.9863
12	0.9861	0.996	0.9883
13	0.9791	0.9999	0.9998
14	0.9776	0.9991	0.9997

Ces corrélations sont valables pour des températures d'évaporation de -20 à 10°C et des températures de fin de refroidissement de 35 à 50°C.

L'importance des équations données ci-dessus est de permettre au concepteur de déterminer les conditions optimales de pressions afin d'atteindre les performances les plus élevées.

6. Conclusion

Il ressort de l'analyse des cycles trans-critiques étudiés que :

- Il existe une haute pression optimale de refroidissement de gaz pour laquelle le COP atteint sa valeur maximale, cette pression est très sensible à la variation de la température de fin de refroidissement et elle varie proportionnellement avec la température de fin de refroidissement et d'une façon linéaire. Par contre la variation de la température d'évaporation influe légèrement sur la variation de cette pression.
- Dans le cas d'un système trans-critique à deux étages, la pression intermédiaire est également un paramètre important qu'on doit l'optimiser simultanément avec la pression de refroidissement de gaz pour maximiser les performances de ce système, cette pression n'est pas la pression intermédiaire conventionnelle ($P_1 = \sqrt{P_h * P_{ev}}$).
- Ce genre de cycles est d'autant plus performant que la température du fluide en sortie du refroidisseur de gaz sera basse et aussi d'autant plus performant que la température d'évaporation sera élevée qui est la même remarque pour les cycles classiques.
- L'introduction de l'échangeur intermédiaire au cycle de base n'améliore pas seulement l'effet frigorifique mais également permet de diminuer la haute pression optimale qui est la même remarque dans le cas de remplacement du détendeur par une turbine de détente.
- A l'exception de deux cycles avec refroidisseur intermédiaire : les cycles 5 et 6 (tableau 2.1), fractionner le processus de compression en deux étapes n'améliore pas seulement la performance mais aussi réduit la haute pression moyenne optimale par rapport à celle du cycle de base.
- L'introduction de l'échangeur intermédiaire dans les cycles bi-étagés augmente les performances d'une façon considérable.
- Pour les cycles mono-étagés, le cycle avec turbine donne les meilleures améliorations, en ajoutant que l'introduction de l'échangeur interne à ce cycle influe négativement sur les performances.
- Avec l'analyse de régression on a montré que la performance maximale et les pressions optimales (la haute pression et la pression intermédiaire) des cycles étudiés sont des fonctions de la température d'évaporation et de la température de fin de refroidissement avec un bon coefficient de détermination.

CHAPITRE 3 : AMÉLIORATION DE CYCLES TRANS-CRITIQUES AVEC TURBINE

CHAPITRE 3 : AMÉLIORATION DE CYCLES TRANS-CRITIQUES AVEC TURBINE

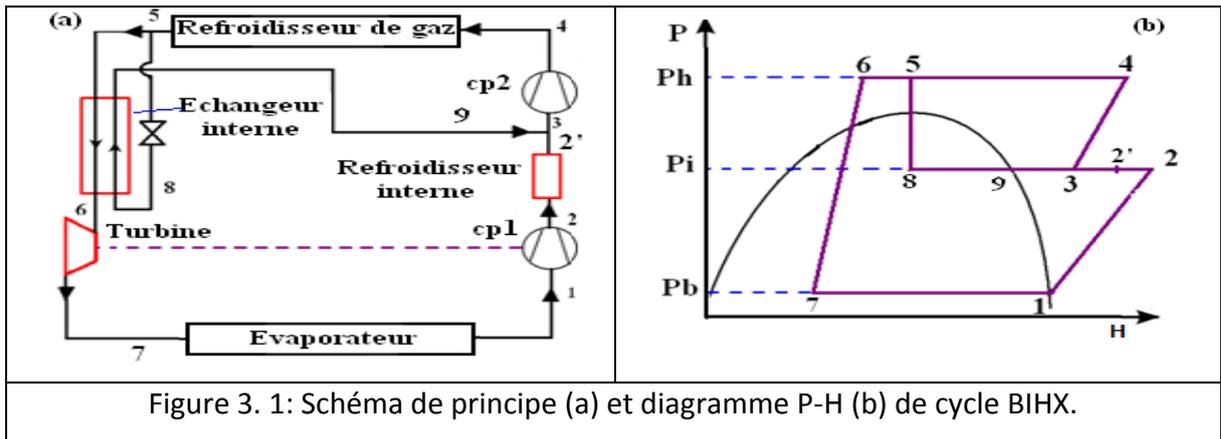
1. Introduction

Pour améliorer les performances du cycle trans-critique fonctionnant au CO₂, l'utilisation du cycle bi-étagé est une solution prometteuse, ajoutant que dans le cycle trans-critique au CO₂ la différence de pression (basse pression et haute pression) est plus grande, de ce fait la récupération de travail semble une méthode de détente bénéfique, c'est pour ces deux raisons dans cette partie des nouvelles configurations de cycles trans-critiques avec turbine ont été proposées et étudiées, dont trois cycles avec deux étages de compression et un cycle avec une compression parallèle. Pour toutes les configurations on a introduit une turbine de détente. En se basant sur la première loi de la thermodynamique et avec la méthode d'optimisation directe, les conditions optimales de fonctionnement ont été déterminées en fonction de la température d'évaporation et la température de fin de refroidissement, des comparaisons détaillées ont été faites par rapport aux autres cycles trouvés dans la littérature utilisant aussi la turbine comme un organe de détente et enfin à l'aide de l'analyse de régression polynomiale bidimensionnelle, des expressions mathématiques ont été développées pour déterminer les pressions optimales et les performances maximales.

2. Configuration des Cycles étudiés

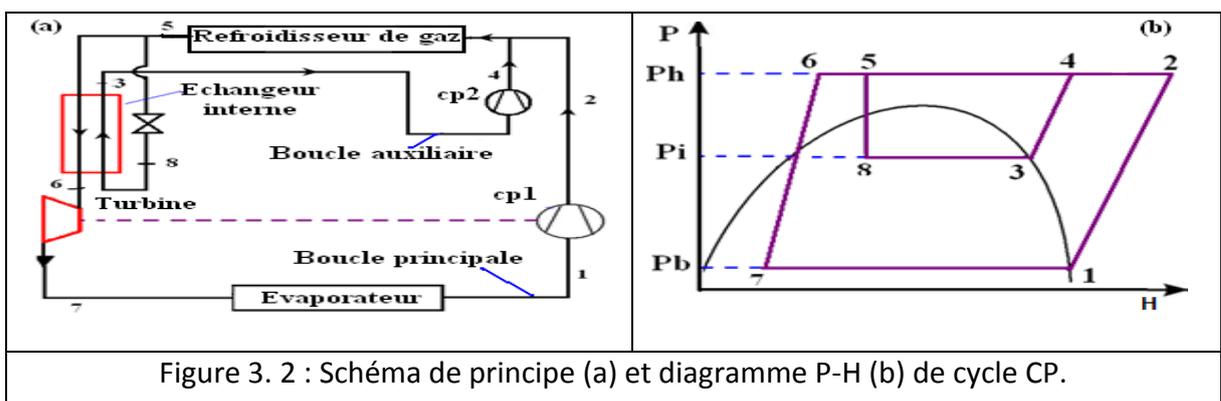
2.1 Cycle bi-étagé avec échangeur interne (BIHX)

Le compresseur basse pression (cp1) aspire la vapeur formée dans l'évaporateur (1), il la refoule à la pression intermédiaire (2) , puis cette vapeur est refroidie dans un refroidisseur interne (2') et avec la vapeur saturée formée à la sortie de l'échangeur de la chaleur interne forme un mélange de vapeur qui est aspiré par le compresseur haute pression (cp2) (3) avant d'être refroidi dans le refroidisseur de gaz, une partie du fluide frigorigène est détendue de P_h à P_i (5-8) au moyen d'un détendeur, puis introduite dans l'échangeur intermédiaire où elle s'évapore, ce qui permet d'augmenter le sous-refroidissement du débit massique basse pression, la partie du fluide frigorigène qui reste est détendue de P_h à P_b (6-7) au moyen d'une turbine de détente puis elle s'évapore dans l'évaporateur. Le travail mécanique produit est récupéré par le compresseur de basse pression. Ce cycle est représenté dans la figure 3.1.



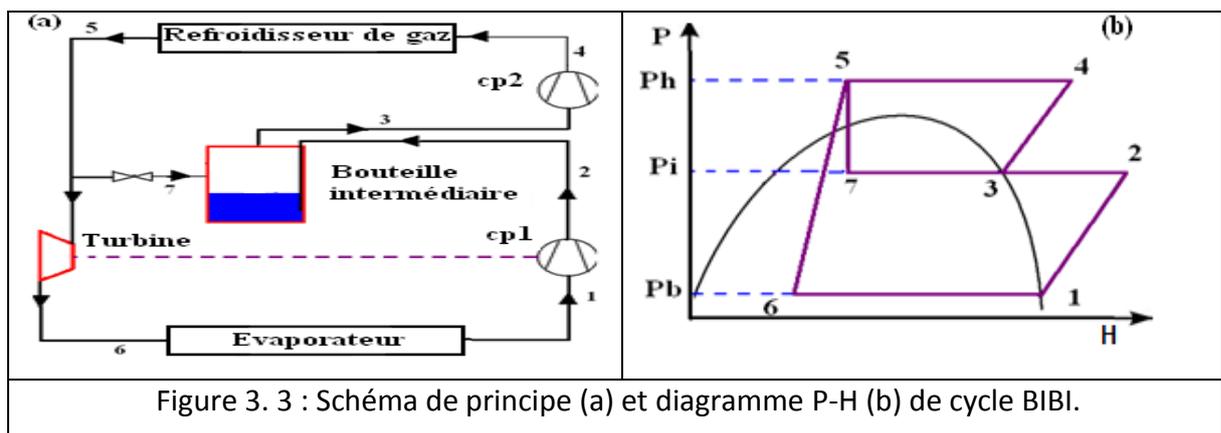
2.2 Cycle avec compression parallèle (CP)

Le schéma et la représentation du cycle dans le diagramme P-H sont illustrés dans la figure 3.2. Le système est composé de deux boucles : une boucle principale et une boucle auxiliaire. Un échangeur de chaleur interne permet de sous-refroidir le réfrigérant de la boucle principale avant la détente. Le travail mécanique produit est récupéré par le compresseur de la boucle principale. Le compresseur de la boucle principale (cp1) aspire la vapeur formée dans l'évaporateur (1), il la refoule à la haute pression (2) et avec la vapeur formée dans l'échangeur interne qui est aspirée par le compresseur de la boucle auxiliaire et refoulée aussi à la haute pression (4) il forme un mélange de vapeur, ce mélange est refroidi au moyen du refroidisseur de gaz, une partie du débit du fluide frigorigène est détendue de P_h à P_i (5-8) au moyen d'un détendeur, puis introduite dans l'échangeur intermédiaire où elle s'évapore, ce qui permet d'augmenter le sous-refroidissement du débit massique de la boucle principale. La partie du fluide frigorigène qui reste est détendue de P_h à P_b (6-7) au moyen d'une turbine de détente puis, elle s'évapore dans l'évaporateur.



2.3 Cycle bi-étagé avec bouteille intermédiaire (BIBI)

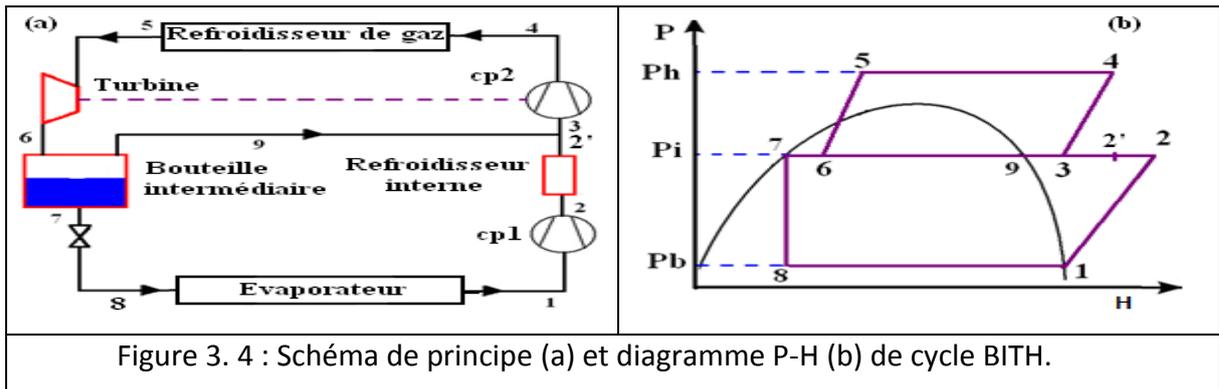
Le schéma et la représentation du cycle dans le diagramme P-H sont montrés sur la figure 3.3. Le compresseur basse pression (cp1) aspire la vapeur formée dans l'évaporateur (1), il la refoule à la pression intermédiaire (2) puis cette vapeur est conduite vers la bouteille intermédiaire. La vapeur formée dans la bouteille intermédiaire (3) est aspirée par le compresseur haute pression (cp2) avant d'être refroidie dans le refroidisseur de gaz, une partie du débit de fluide frigorigène est détendue de P_h à P_i au moyen d'un détendeur (5-7), puis cette partie entre dans la bouteille séparatrice, la vapeur saturée est aspirée par le compresseur haute pression (3), la partie du fluide frigorigène qui reste est détendue de P_h à P_b (5-6) au moyen d'une turbine de détente, puis elle s'évapore dans l'évaporateur le travail mécanique produit est récupéré par le compresseur basse pression.



2.4 Cycle bi-étagé avec la turbine en haute pression (BTHP)

Le schéma et la représentation du cycle dans le diagramme P-H sont montrés sur la figure 3.4, ce cycle comprend : un évaporateur, un refroidisseur de gaz, une turbine de détente, un détendeur, un compresseur basse pression et un compresseur haute pression et un refroidisseur de gaz interne. L'organe de détente qui est la turbine est introduit dans l'étage haute pression et le travail mécanique produit est récupéré par le compresseur haute pression (cp2). Le compresseur (cp1) aspire la vapeur formée dans l'évaporateur (1), il la refoule à la pression intermédiaire (2), puis cette vapeur est refroidie dans un refroidisseur interne (2') et avec la vapeur formée dans la bouteille séparatrice constitue un mélange de vapeur qui est

aspiré par le compresseur haute pression (cp2) (4) avant d'être refroidi dans le refroidisseur de gaz (5). Après la détente par la turbine (6), le fluide entre dans la bouteille séparatrice dans laquelle il est séparé en deux phases : le liquide saturé (7) est dirigé vers l'étage bas pression puis il s'évapore dans l'évaporateur après la détente, la vapeur saturée et le gaz refroidi par le refroidisseur intermédiaire forment le mélange de gaz qui est aspiré par le compresseur haute pression (3).



3. Analyse des cycles bi-étagés

3.1 Hypothèses

- Compression isentropique.
- Les pertes de pressions et de chaleur dans la tuyauterie sont négligeables.
- La bouteille séparatrice est adiabatique.
- Le processus de mélange et de séparation dans la bouteille est isobare.
- Le processus d'évaporation et de refroidissement est isobare.
- La détente à travers le détendeur est isenthalpique.
- Les gaz aspirés par le compresseur sont considérés à l'état saturé.

Sauf indication contraire, la température de fin de refroidissement est de 35°C et la température d'évaporation est de -10°C.

3.2 Calcul thermodynamique

a) Calcul des débits massiques

$$m_h = m_b + m_i \quad (3.1)$$

1) Cycle BIHX

$$m_i = m_b * (H_5 - H_6) / (H_9 - H_8) \quad (3.2)$$

2) Cycle CP

$$m_i = m_b * (H_5 - H_6) / (H_3 - H_8) \quad (3.3)$$

3) Cycle BIBI

$$m_i = m_b * (H_3 - H_2) / (H_5 - H_3) \quad (3.4)$$

4) Cycle BITH

$$m_i = m_b * (H_7 - H_6) / (H_6 - H_9) \quad (3.5)$$

b) Rendement isentropique du compresseur [11]

$$\eta_{cp1} = 1.003 - 0.121 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (3.6)$$

$$\eta_{cp1} = \frac{(H_{2is} - H_1)}{(H_2 - H_1)} \quad (3.7)$$

$$\eta_{cp2} = 1.003 - 0.121 \left(\frac{P_4}{P_3} \right) \quad (3.8)$$

$$\eta_{cp2} = \frac{(H_{4is} - H_3)}{(H_4 - H_3)} \quad (3.9)$$

c) Rendement isentropique de la turbine

1) Cycle BIHX et cycle CP

$$\eta_{tr} = \frac{(H_6 - H_7)}{(H_6 - H_{7is})} \quad (3.10)$$

2) Cycle BIBI et cycle BITH

$$\eta_{tr} = \frac{(H_5 - H_6)}{(H_5 - H_{6is})} \quad (3.11)$$

d) Efficacité thermique de l'échangeur interne

$$\xi = \frac{(H_5 - H_6)}{(H_5 - H_8)} \quad (3.12)$$

e) Performances du système

$$\text{COP} = Q_{ev} / (W_{cp} - fW_{tr}) \quad (3.13)$$

1) Cycle BIHX

$$\text{COP} = [m_b * (H_1 - H_7)] / [m_b * (H_2 - H_1) + m_h * (H_4 - H_3) - f * m_b (H_6 - H_7)] \quad (3.14)$$

2) Cycle CP

$$\text{COP} = [m_b * (H_1 - H_7)] / [m_b * (H_2 - H_1) + m_h * (H_4 - H_3) - f * m_b (H_6 - H_7)] \quad (3.15)$$

3) Cycle BIBI

$$\text{COP} = [m_b * (H_1 - H_6)] / [m_b * (H_2 - H_1) + m_h * (H_4 - H_3) - f * m_b (H_5 - H_6)] \quad (3.16)$$

4) Cycle BITH

$$\text{COP} = [m_b * (H_1 - H_8)] / [m_b * (H_2 - H_1) + m_h * (H_4 - H_3) - f * m_H (H_5 - H_6)] \quad (3.17)$$

Avec f est un facteur de récupération du travail généré par la turbine de détente.

3.3 Les conditions de fonctionnement

- La température de fin de refroidissement : $35^\circ\text{C} \leq T_{fr} \leq 50^\circ\text{C}$.
- La température d'évaporation : $-20^\circ\text{C} \leq T_{ev} \leq 10^\circ\text{C}$.
- Le rendement isentropique de la turbine : $\eta_{tr}=0.7$.
- L'efficacité thermique de l'échangeur interne : $\xi=0.8$.
- Le facteur de récupération : $f=0.8$ [96].
- La haute pression (pression de refoulement) : $80 \text{ bars} \leq P_h \leq 140 \text{ bars}$.

4. Discussions des résultats

4.1 Variation de la performance en fonction de la pression intermédiaire

Pour un système trans-critique au CO₂ à deux étages, la pression intermédiaire est un paramètre important qu'on doit optimiser simultanément avec la pression de refroidissement de gaz pour maximiser les performances de ce système.

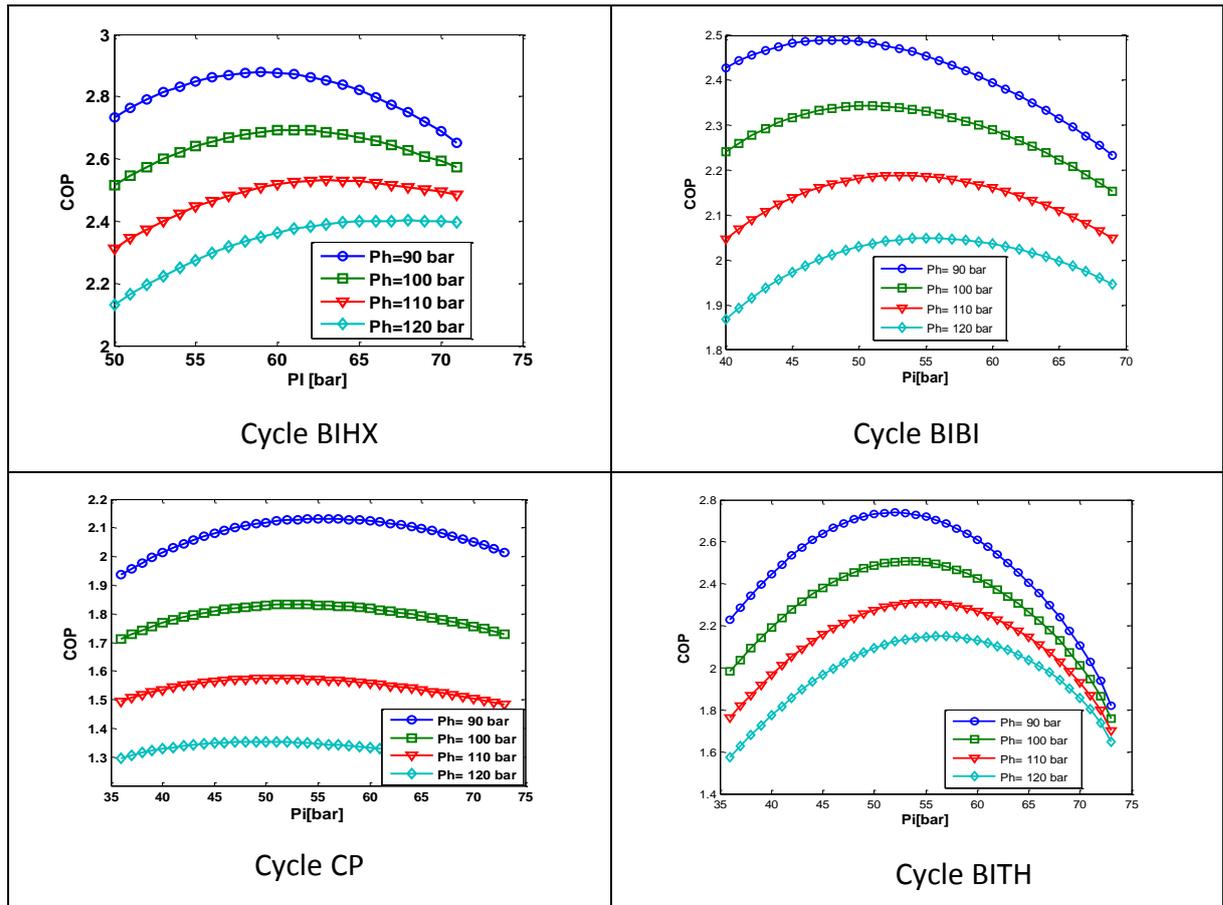


Figure 3. 5 : Mise en évidence de l'existence d'une pression intermédiaire optimale.

La figure 3.5 montre la variation de la pression intermédiaire pour différentes pressions de refroidissement de gaz (de 90 bars à 120 bars) avec une température d'évaporation égale à -10°C et une température de fin de refroidissement égale à 35°C pour les quatre cycles.

Comme le montre la figure 3.5, il est évident qu'il existe une pression intermédiaire optimale pour laquelle le coefficient de performance atteint sa valeur maximale.

4.2 Méthode d'optimisation

Dans le but d'obtenir les pressions optimales (la haute pression et la pression intermédiaire) et les performances maximales dans une fourchette de température d'évaporation et de température de fin de refroidissement on a utilisé la méthode d'optimisation directe (méthode de simplexe [92]).

Les paramètres d'optimisation sont résumés dans le tableau 3.1.

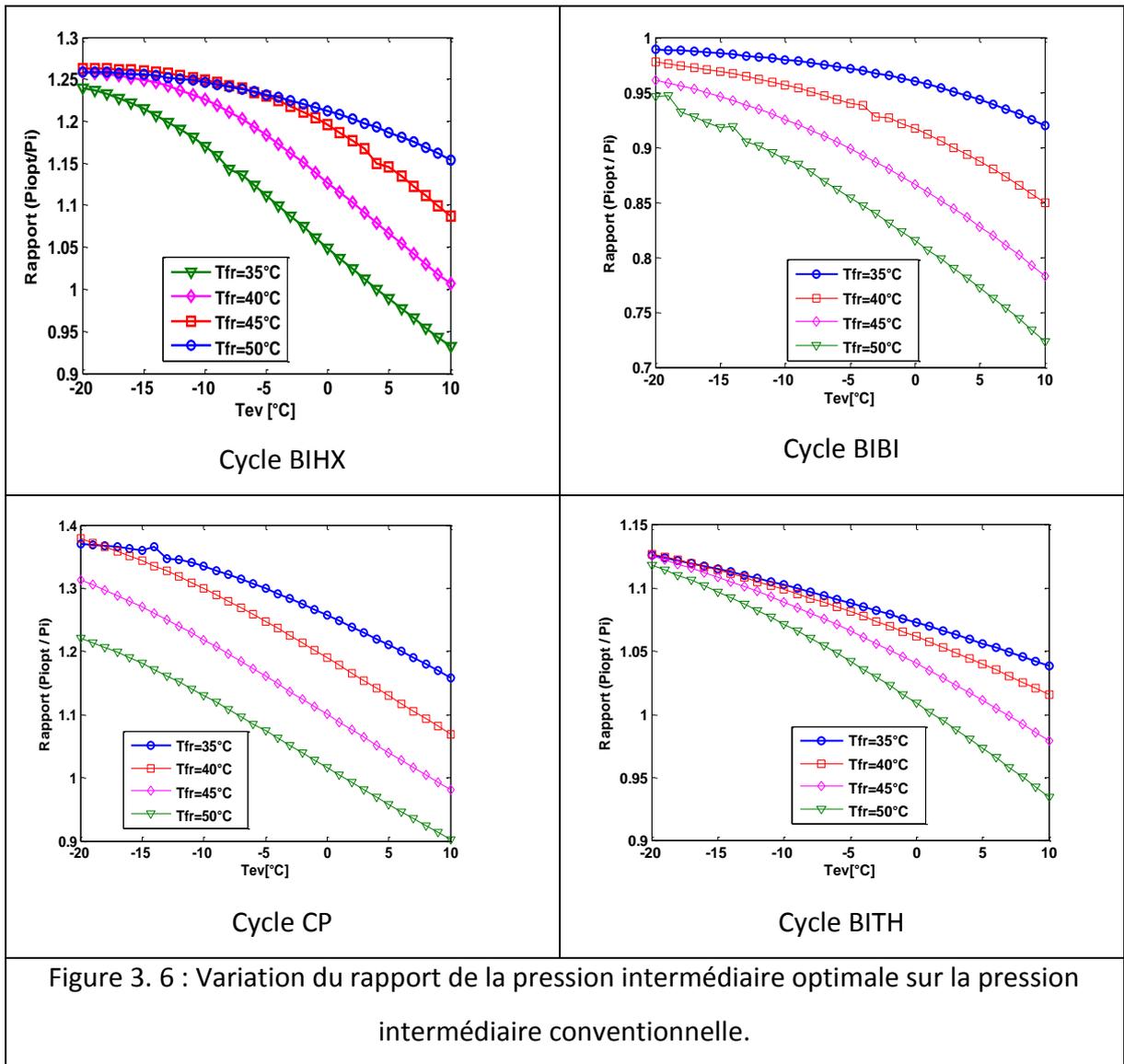
Tableau 3. 1: Les paramètres utilisés pour l'optimisation.

Paramètres	Valeurs
La température d'évaporation [°C]	-20 à 10
La température de fin de refroidissement [°C]	35 à 50
La haute pression [bar]	75 à 140
La pression intermédiaire [bar]	40 à 72

4.3 Variation de la pression intermédiaire optimale

La figure 3.6 représente la variation du rapport de la pression intermédiaire optimale sur la pression intermédiaire conventionnelle ($P_i = \sqrt{P_h * P_{ev}}$) avec la température d'évaporation (de -20 à 10°C) et pour quatre températures de fin de refroidissement (35, 40, 45 et 50°C) pour les quatre cycles.

On voit que le rapport des deux pressions varie d'une façon inversement proportionnelle par rapport à la température d'évaporation, de même on peut dire aussi que ce rapport varie aussi d'une façon inversement proportionnelle avec la température de fin de refroidissement, ce qui nous a conduit à dire que la pression intermédiaire optimale n'est pas la pression intermédiaire conventionnelle, mais c'est une pression qu'on doit optimiser.



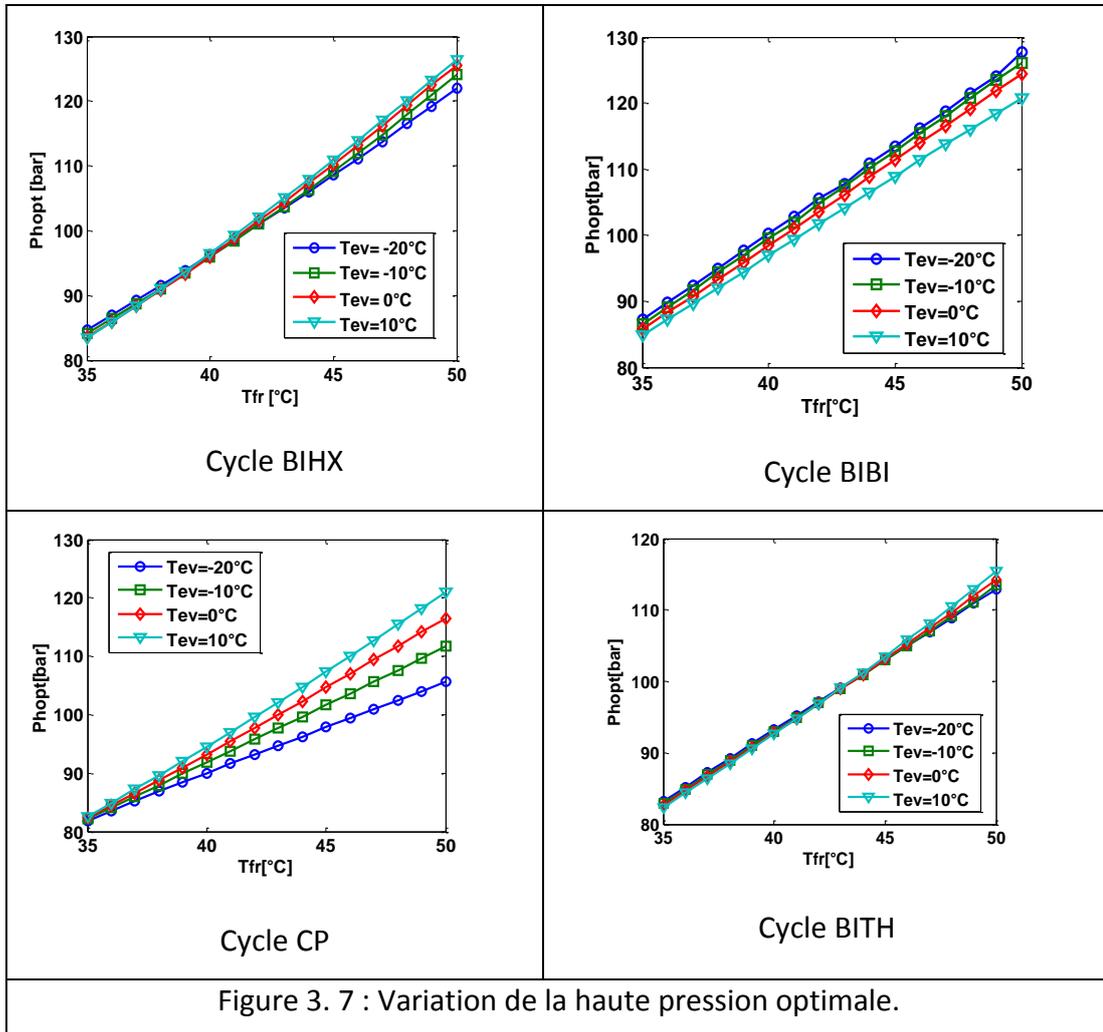
4.4 Variation de la haute pression optimale

La figure 3.7 montre la variation de la pression optimale de refroidissement de gaz avec la température de fin de refroidissement (de 35 à 50°C) et pour quatre températures d'évaporation (-20, -10, 0 et 10°C) pour les quatre cycles.

On note que la pression optimale de refroidissement (la haute pression) varie proportionnellement avec la température de fin de refroidissement et d'une façon linéaire.

Pour le cycle avec compression parallèle on voit que la température d'évaporation influe d'une façon considérable sur la haute pression optimale, par contre pour les autres cycles et pour la même température de fin de refroidissement on voit que la variation de la température d'évaporation influe légèrement sur la pression optimale.

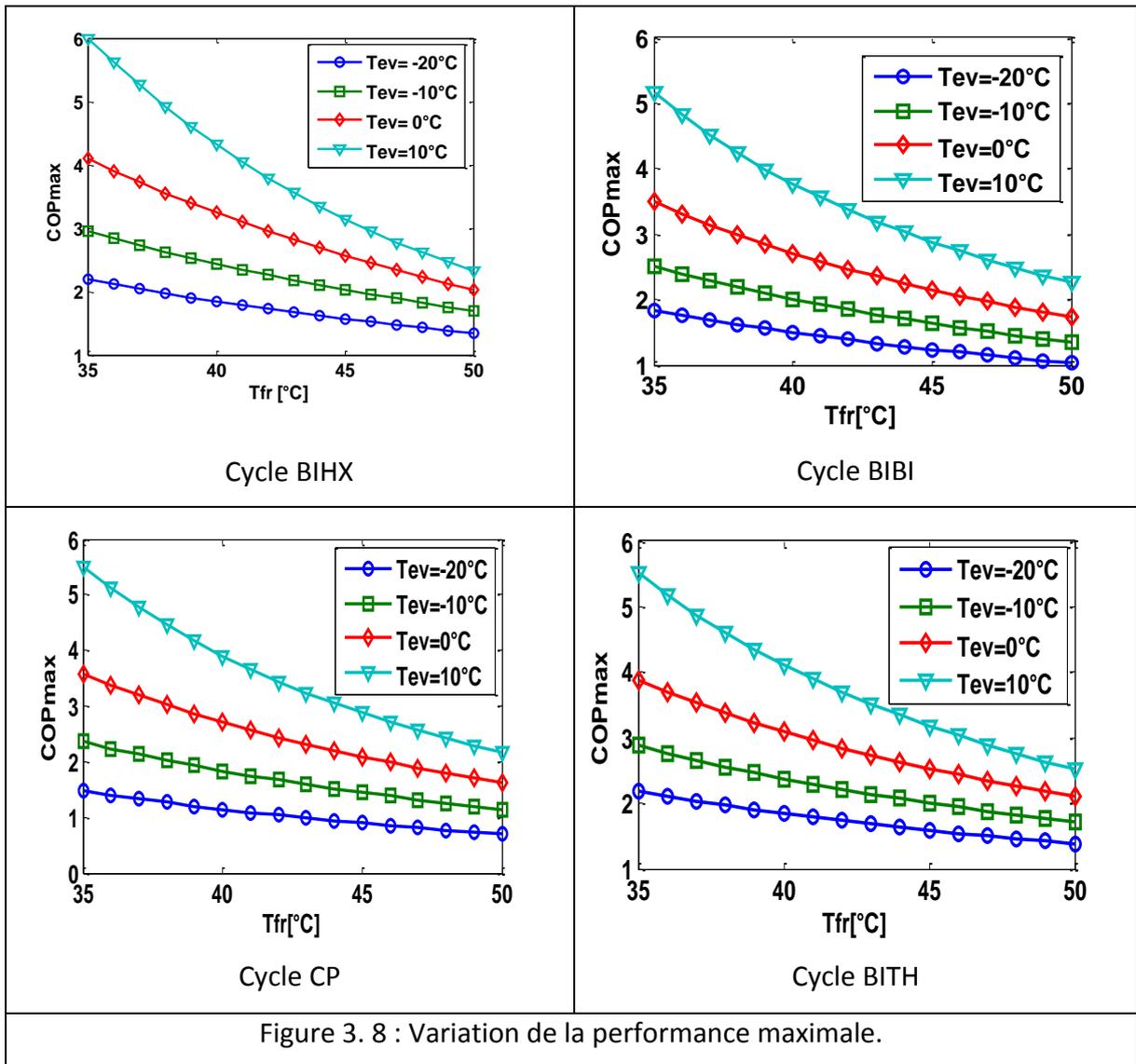
On peut noter aussi que pour tous les cycles la variation de la température de fin de refroidissement influe considérablement sur la pression optimale.



4.5 Variation de la performance maximale

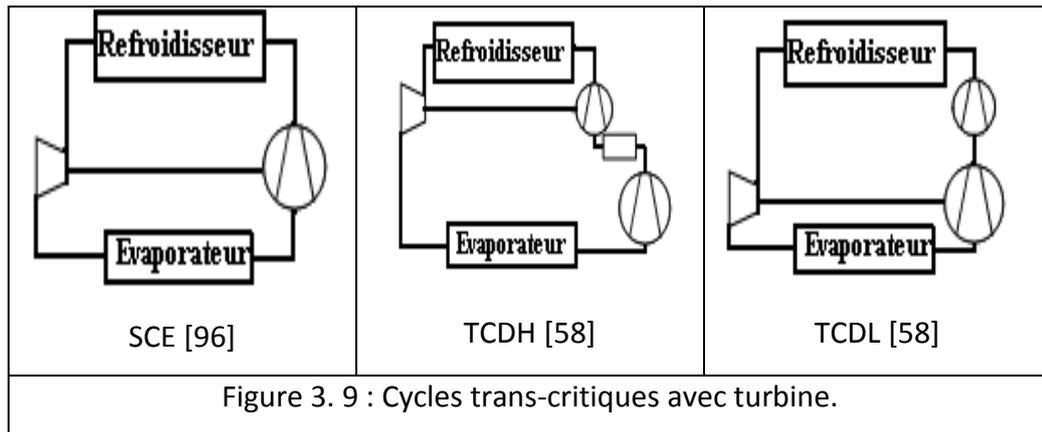
La figure 3.8 montre la variation de la performance maximale avec la température de fin de refroidissement (de 35 à 45°C) et pour quatre températures d'évaporation (-20, -10 et 10°C) pour les trois cycles.

Pour la même température d'évaporation, on remarque que la performance maximale varie d'une façon inversement proportionnelle avec la température de fin de refroidissement par contre pour la même température de fin de refroidissement la performance maximale varie proportionnellement avec la température d'évaporation. Cette remarque est la même pour les cycles sous-critiques.



4.6 Étude comparative

Dans cette étude on va comparer les cycles discutés précédemment avec d'autres cycles trouvés dans la littérature (figure 3.9) utilisant la turbine comme un organe de détente, à savoir le cycle SCE qui est le cycle trans-critique mono-étagé de base mais en remplaçant le détendeur avec une turbine de détente, le cycle TCDH qui est un cycle trans-critique bi-étagé avec turbine de détente le travail généré est récupéré par le compresseur haute pression et le cycle TCDL qui a les mêmes composants du cycle TCDH, mais sans l'introduction du refroidisseur de gaz entre les étages de compression. Le travail généré est récupéré par le compresseur basse pression.



Avec les mêmes conditions opératoires qu'on a citées précédemment et après la détermination des conditions optimales de fonctionnement, la comparaison des performances des cycles (SCE, TCDH, TCDL, BIHX, BIBI, PC et BITH) avec la variation de la température d'évaporation de -20°C à 10°C nous a donné la figure 3.10 (a) qui montre que :

- Le cycle SCE est le cycle qui donne la performance la plus faible devant tous les cycles et pour toutes les températures d'évaporations, l'ordre décroissant de l'amélioration de la performance moyenne par rapport au cycle SCE est comme suit : les cycles BIHX, BITH, TCDH, TCDL, BIBI et CP qui donnent une amélioration de 37.10%, 30.69%, 26.20%, 20.55%, 16.95% et 15.64% respectivement.
- On peut noter qu'avec la diminution de la température d'évaporation le rapport de la performance de tous les cycles par rapport au cycle SCE augmente (tableau 3.2), ce qui conduit à dire que ce genre de cycles est plus performant pour des applications à basse température d'évaporation.

Tableau 3. 2 : Rapport de performance par rapport au cycle SCE avec la variation de la température d'évaporation.

T_{ev} [°C]	Cycle CP	Cycle BITH	Cycle BIBI	Cycle BIHX	Cycle TCDH	Cycle TCDL
-20	1.25	1.85	1.56	1.86	1.68	1.6
10	1.11	1.12	1.04	1.21	1.14	1.09

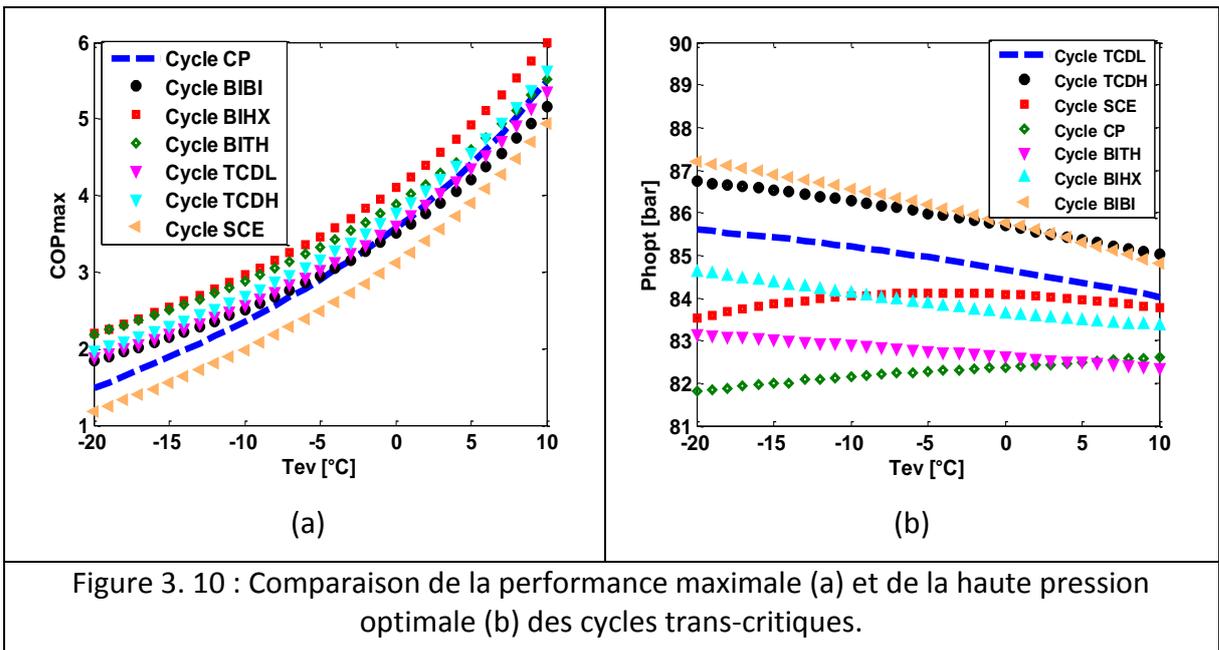
- On note aussi qu'avec l'augmentation de la température de fin de refroidissement le rapport de la performance de tous les cycles par rapport au cycle SCE augmente (tableau 3.3), ce qui conduit aussi à dire que ce genre de cycles est plus performant pour les régions chaudes.

Tableau 3. 3 : Rapport de performance par rapport au cycle SCE avec la variation de la température de fin de refroidissement.

T _{fr} [°C]	Cycle CP	Cycle BITH	Cycle BIBI	Cycle BIHX	Cycle TCDH	Cycle TCDL
35	1.19	1.45	1.27	1.49	1.36	1.3
50	1.22	1.82	1.43	1.8	1.73	1.63

En ce qui concerne la haute pression optimale, la figure 3.10 (b) représente la comparaison de la haute pression optimale des mêmes cycles avec la variation de la température d'évaporation de -20°C à 10°C.

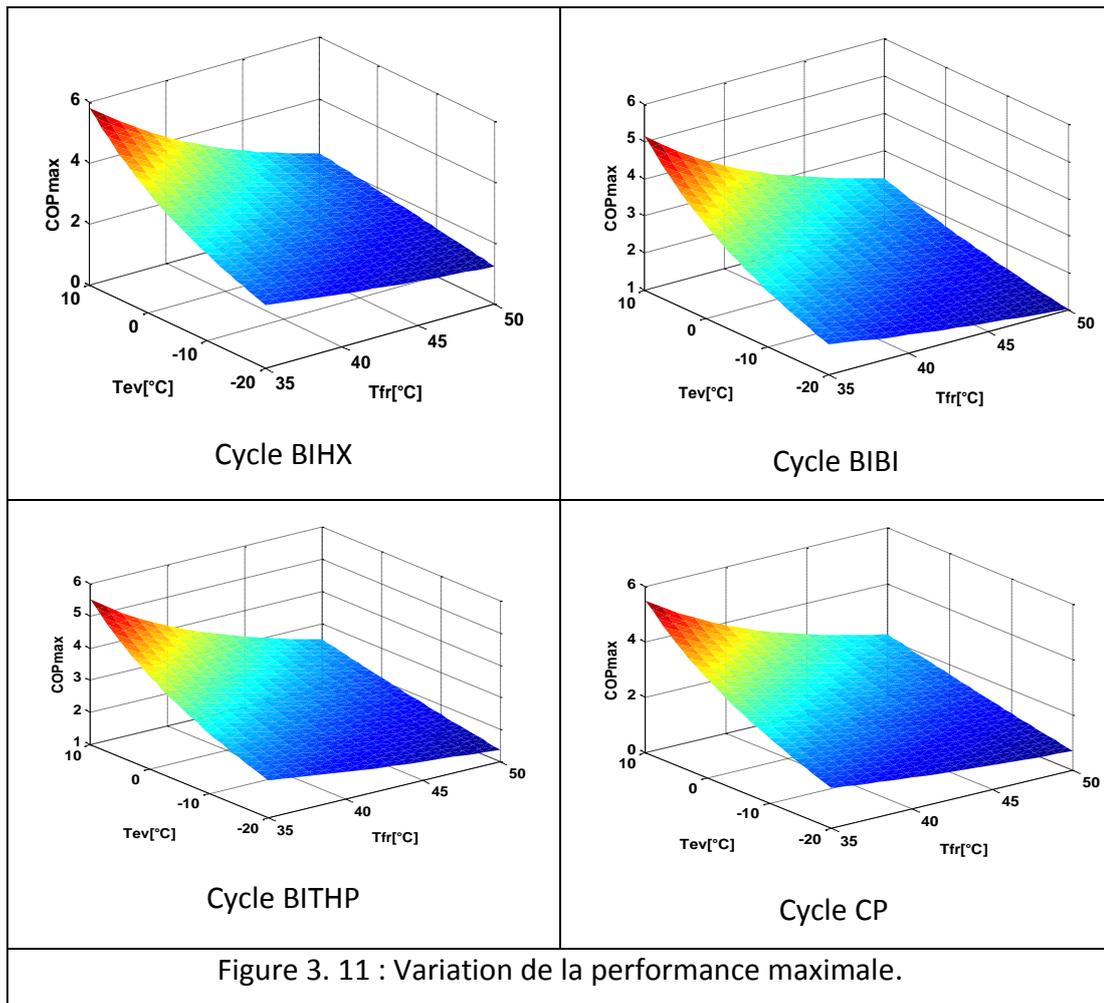
On voit que toutes les pressions optimales de tous les cycles étudiés sont comprises entre 82 bars et 87 bars. On note aussi que les cycles CP et BITH qui ont les valeurs les plus faibles suivi par les autres cycles, l'ordre croissant de la haute pression optimale en moyenne est comme suit : les cycles CP, BITH, BIHX, SCE, TCDL et TCDH qui ont les hautes pressions optimales 82.25 bars, 82.77 bars, 83.89 bars, 83.94 bars, 84.9bars, 85.95 bars et 86.12 bars respectivement.



4.7 Corrélations de pressions optimales et de performance maximale

Comme il est cité précédemment que la performance maximale du système et la pression optimale correspondante sont des fonctions de la température d'évaporation et de la température de fin de refroidissement de gaz.

Exécutant une analyse de régression polynomiale bidimensionnelle [94] sur les données obtenues à partir de l'optimisation des quatre nouveaux cycles (figure 3.11).



Les relations suivantes ont été établies pour prédire la haute pression optimale, la pression intermédiaire optimale et les performances maximales :

$$\bullet \text{ COP}_{\max} = a + b * T_{\text{fr}} + c * T_{\text{ev}} + d * T_{\text{fr}}^2 + e * T_{\text{fr}} * T_{\text{ev}} \quad (3.18)$$

$$\bullet \text{ Pi}_{\text{opt}} = a + b * T_{\text{fr}} + c * T_{\text{ev}} + d * T_{\text{fr}} * T_{\text{ev}} + e * T_{\text{ev}}^2 \quad (3.19)$$

$$\bullet \text{ Ph}_{\text{opt}} = a + b * T_{\text{fr}} + c * T_{\text{ev}} \quad (3.20)$$

Avec les températures en °C et les pressions en bar.

Tableau 3. 4 : Coefficients des corrélations développées.

	Coefficients	Cycle BIHX	Cycle BIBI	Cycle BITH	Cycle CP
COP _{max}	a	14.89	13.77	13.93	14.82
	b	-0.4127	-0.4072	-0.3948	-0.4448
	c	0.3184	0.2455	0.2549	0.3009
	d	0.00317	0.003337	0.00316	0.003616
	e	-0.005836	-0.00422	-0.004445	-0.005388
Pi _{opt}	a	59.3	51.57	44.75	75.52
	b	0.2256	0.40608	0.3851	-0.2027
	c	1.501	1.221	0.8109	0.733
	d	-0.02692	-0.02185	-0.006839	-0.01052
	e	-0.0135	-0.008814	-0.003418	-0.01003
Ph _{opt}	a	-12.19	-5.238	10.38	9.318
	b	2.722	2.588	2.064	2.111
	c	0.04644	-0.1297	0.00602	0.2384

Pour évaluer la qualité de l'analyse de régression on a utilisé le coefficient de détermination R². Les coefficients de détermination des trois corrélations sont montrés dans le tableau 3.5 :

Tableau 3. 5 : Coefficients de détermination.

	Cycle BIHX	Cycle BIBI	Cycle BITH	Cycle CP
Nombres de points	496	496	496	496
R ² (COP _{max})	98.69	98.33	98.66	98.83
R ² (Pi _{opt})	98.3	99.28	99.74	97.13
R ² (Ph _{opt})	99.25	99.87	99.86	98.19

Ces corrélations sont valables pour des températures d'évaporation de -20 à 10°C et des températures de fin de refroidissement de 35 à 50°C.

5. Conclusion

Dans ce chapitre, quatre nouveaux cycles trans-critiques de haute performance ont été présentés, basant sur la première loi de la thermodynamique et l'optimisation, leurs performances maximales et leurs pressions optimales ont été déterminées.

Les résultats obtenus pour ces cycles ont été également comparés aux autres cycles trouvés dans la littérature.

Les conclusions principales de cette étude peuvent être résumées comme suit :

- Pour une température de fin de refroidissement de gaz donnée, il existe une haute pression optimale de refroidissement de gaz et aussi une pression intermédiaire optimale pour lesquelles le COP atteint sa valeur maximale.
- La pression intermédiaire optimale n'est pas la pression intermédiaire conventionnelle ($P_i = \sqrt{P_h * P_{ev}}$), mais c'est une pression qui peut être inférieure ou supérieure à cette pression intermédiaire. Elle dépend du cycle utilisé et des paramètres opératoires.
- La comparaison de la performance des cycles trans-critiques étudiés par rapport à la performance du cycle SCE (cycle mono-étagé avec turbine) a permis de dire que ce genre de cycles sera d'autant plus performant que la température de fin de refroidissement sera plus élevée, ce qui conduit à dire que ce genre de cycles est plus performant pour les régions chaudes.
- Ce genre de cycles sera aussi d'autant plus performant (par rapport au cycle SCE) que la température d'évaporation sera plus basse, ce qui conduit aussi à dire que ce genre de cycles est plus performant pour des applications à basse température d'évaporation.
- L'ordre décroissant de l'amélioration de performance moyenne des cycles étudiés par rapport au cycle SCE est comme suit : les cycles BIHX, BITH, TCDH, TCDL, BIBI et CP qui présentent une amélioration de 37.10%, 30.69%, 26.20%, 20.55%, 16.95% et 15.64% respectivement.
- Avec l'analyse de régression, il est montré que la performance maximale et les pressions optimales (la haute pression et la pression intermédiaire) des nouveaux cycles proposés sont des fonctions de la température d'évaporation et de la température de fin de refroidissement et avec un bon coefficient de détermination.

**CHAPITRE 4 : ÉTUDES ET AMÉLIORATION DES CYCLES TRANS-
CRITIQUES AVEC ÉJECTEUR**

CHAPITRE 4 : ÉTUDES ET AMÉLIORATION DES CYCLES TRANS-CRITIQUES AVEC ÉJECTEUR

1. Introduction

Une autre proposition d'améliorer les performances du cycle trans-critique fonctionnant au CO₂, est l'utilisation d'un éjecteur en tant qu'organe de détente. L'utilisation de cet organe réduit les pertes de détente d'une part et d'autre part augmente la pression à l'aspiration du compresseur, de ce fait réduisant le travail du compresseur, en conséquence l'amélioration de la performance.

2. Cycle avec éjecteur

L'éjecteur se compose de quatre principales zones (figure 4.1) [69, 97] :

- La zone de détente du flux moteur (fluide primaire).
- La zone de détente du flux entraîné (fluide secondaire).
- La chambre de mélange.
- Le diffuseur.

Un éjecteur reçoit en entrée deux fluides généralement gazeux, mais qui peuvent aussi être liquide ou diphasique :

- le fluide à haute pression, appelé fluide moteur ou primaire.
- le fluide à basse pression, appelé fluide secondaire ou aspiré [73].

Un éjecteur fonctionne sur le principe d'une tuyère convergente-divergente. Un fluide primaire, injecté à haute pression, accélère dans le convergent pour atteindre des vitesses généralement supersoniques et créer une zone de dépression à la sortie du divergent. Les vapeurs de l'évaporateur à plus basse pression sont alors aspirées.

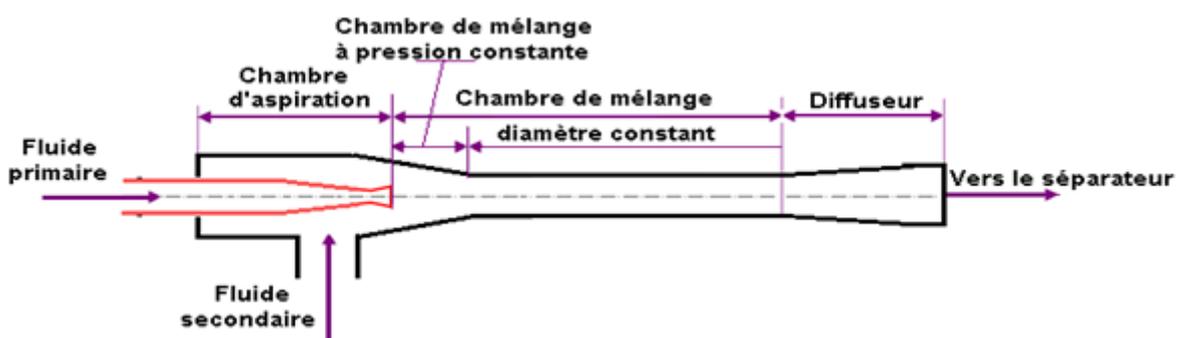
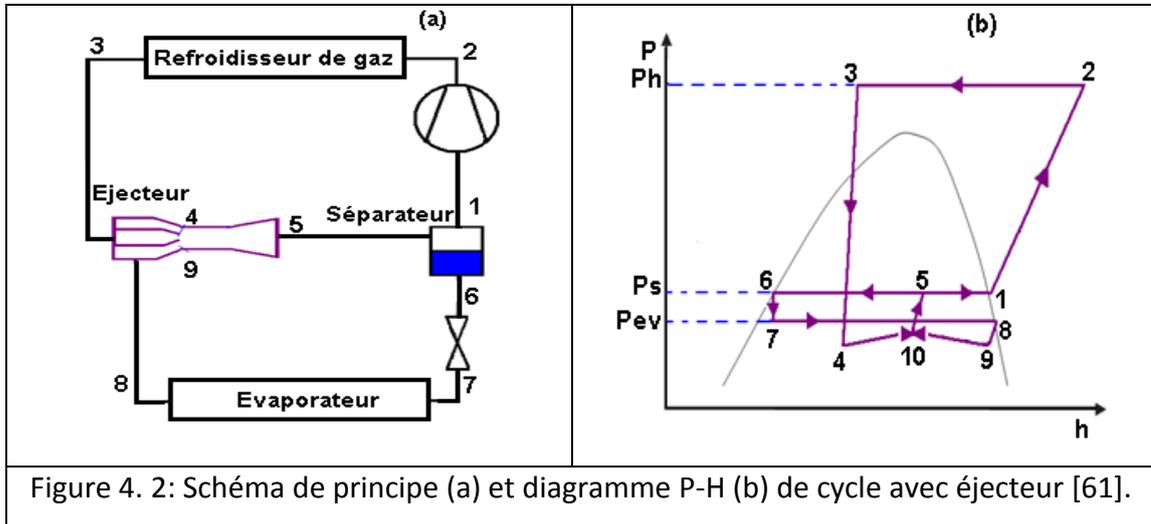


Figure 4. 1: Schéma de principe d'un éjecteur [70].

Le schéma de principe et le diagramme P-H correspondant d'un cycle trans-critique avec éjecteur fonctionnant au CO₂ sont illustrés dans la figure 4.2. Ce cycle comporte les composants suivants : un éjecteur, un détendeur, un compresseur, un évaporateur, un refroidisseur de gaz et un séparateur de gaz liquide.



Son principe de fonctionnement est comme suit :

Le CO₂ à l'état sous-critique entre dans le compresseur à la pression P_s à l'état (1) et est comprimé d'une façon isentropique à la haute pression P_h à l'état (2), puis le CO₂ est refroidi dans le refroidisseur de gaz jusqu'à la température de fin de refroidissement à l'état (3).

Ensuite le fluide injecté à haute pression, accélère dans le convergent pour atteindre des vitesses généralement supersoniques et crée une zone de dépression à la sortie du divergent à l'état (4). Les vapeurs de l'évaporateur à plus basse pression à l'état (8) sont alors aspirées, un diffuseur est utilisé pour augmenter la pression de CO₂ tout en abaissant la vitesse. Enfin le CO₂ entre dans un séparateur de liquide-vapeur à l'état (5) dont la vapeur est aspirée par le compresseur (1) et le liquide est réintroduit l'évaporateur [97].

3. Analyse du cycle trans-critique avec éjecteur

3.1 Hypothèses du modèle

Les équations du modèle de fonctionnement de l'éjecteur sont basées sur les principes de conservation de masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. En outre, Les pertes lors de la détente du fluide primaire et du fluide secondaire ainsi que lors de la compression du mélange dans le diffuseur sont prises en compte à l'aide de rendements isentropiques.

Le fluide primaire et le fluide secondaire atteignent la même pression à l'entrée de la section de la zone de mélange. Il n'y a aucun mélange entre les deux fluides avant l'entrée de la section de la zone de mélange.

L'énergie cinétique du réfrigérant à l'entrée et à la sortie de l'éjecteur sont négligeables.

Le gaz à la sortie du séparateur est considéré à l'état saturé ainsi que le liquide à la sortie du séparateur est considéré à l'état saturé. La détente à travers le détendeur est isenthalpique.

3.2 Calcul thermodynamique

Basé sur les hypothèses ci-dessus, on peut écrire les équations suivantes :

-Rendement isentropique du compresseur [11] :

$$\eta_{cp} = 1.003 - 0.121 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (4.1)$$

$$\eta_{cp} = \frac{H_{2is} - H_1}{H_2 - H_1} \quad (4.2)$$

-Rendement isentropique de la tuyère primaire :

$$\eta_{tp} = \frac{H_3 - H_4}{H_3 - H_{4is}} \quad (4.3)$$

-Rendement isentropique de la tuyère secondaire :

$$\eta_{tp} = \frac{H_8 - H_9}{H_8 - H_{9is}} \quad (4.4)$$

-Rendement isentropique de diffuseur :

$$\eta_d = \frac{H_{5is} - H_{10}}{H_5 - H_{10}} \quad (4.5)$$

-La vitesse à la sortie de la tuyère primaire :

$$H_3 = H_4 + \frac{v_4^2}{2} \quad (4.6)$$

-La vitesse à la sortie de la tuyère secondaire :

$$H_8 = H_9 + \frac{v_9^2}{2} \quad (4.7)$$

-La pression à la sortie de la tuyère primaire et secondaire :

$$P_9 = P_4 = P_{ev} - 0.03 \quad (4.8)$$

-La pression à l'entrée du diffuseur de la tuyère primaire et secondaire :

$$P_{10} = P_9 = P_4 \quad (4.9)$$

-Les débits massiques primaire et secondaire :

$$m_p = \frac{1}{1 + u} \quad (4.10)$$

$$m_s = \frac{u}{1 + u} \quad (4.11)$$

Avec u est le taux d'entraînement

-La vitesse à l'entrée de la chambre de mélange :

$$P_{10}(a_4 + a_9) + v_{10} = P_9(a_4 + a_9) + \left(\frac{1}{1 + u}\right)v_4 + \left(\frac{u}{1 + u}\right)v_9 \quad (4.12)$$

$$v_{10} = \frac{v_4 + u \cdot v_9}{1 + u} \quad (4.13)$$

-L'enthalpie à l'entrée de la chambre de mélange :

$$H_{10} + \frac{v_{10}^2}{2} = \left(\frac{1}{1 + u}\right)\left(H_4 + \frac{v_4^2}{2}\right) + \left(\frac{u}{1 + u}\right)\left(H_9 + \frac{v_9^2}{2}\right) \quad (4.14)$$

-L'enthalpie à la sortie du diffuseur :

$$H_5 = H_{10} + \frac{v_{10}^2}{2} \quad (4.15)$$

$$(1 + u)H_5 = H_3 + u * H_8 \quad (4.16)$$

-Le titre de vapeur à la sortie de l'éjecteur

Ce titre doit soumettre à cette égalité si non on suppose une autre valeur de taux d'entraînement et on répète le calcul (de l'équation 4.10 à l'équation 4.16) :

$$x_5 = \frac{1}{1 + u} \quad (4.17)$$

-La puissance consommée par le compresseur

$$W_{cp} = \left(\frac{1}{1 + u} \right) (H_2 - H_1) \quad (4.18)$$

-La puissance frigorifique de l'évaporateur

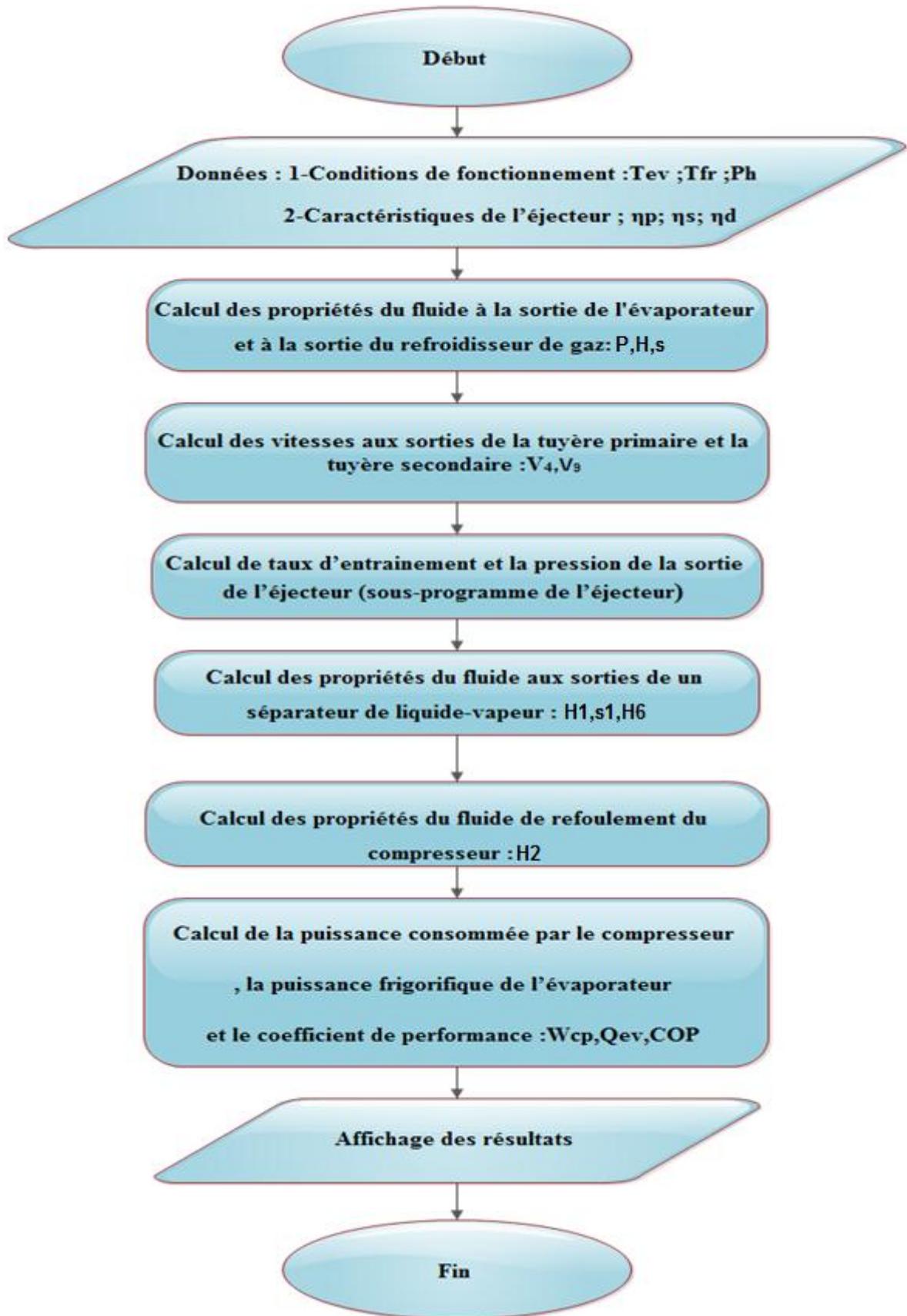
$$Q_{ev} = \left(\frac{u}{1 + u} \right) (H_8 - H_6) \quad (4.19)$$

-Le coefficient de performance

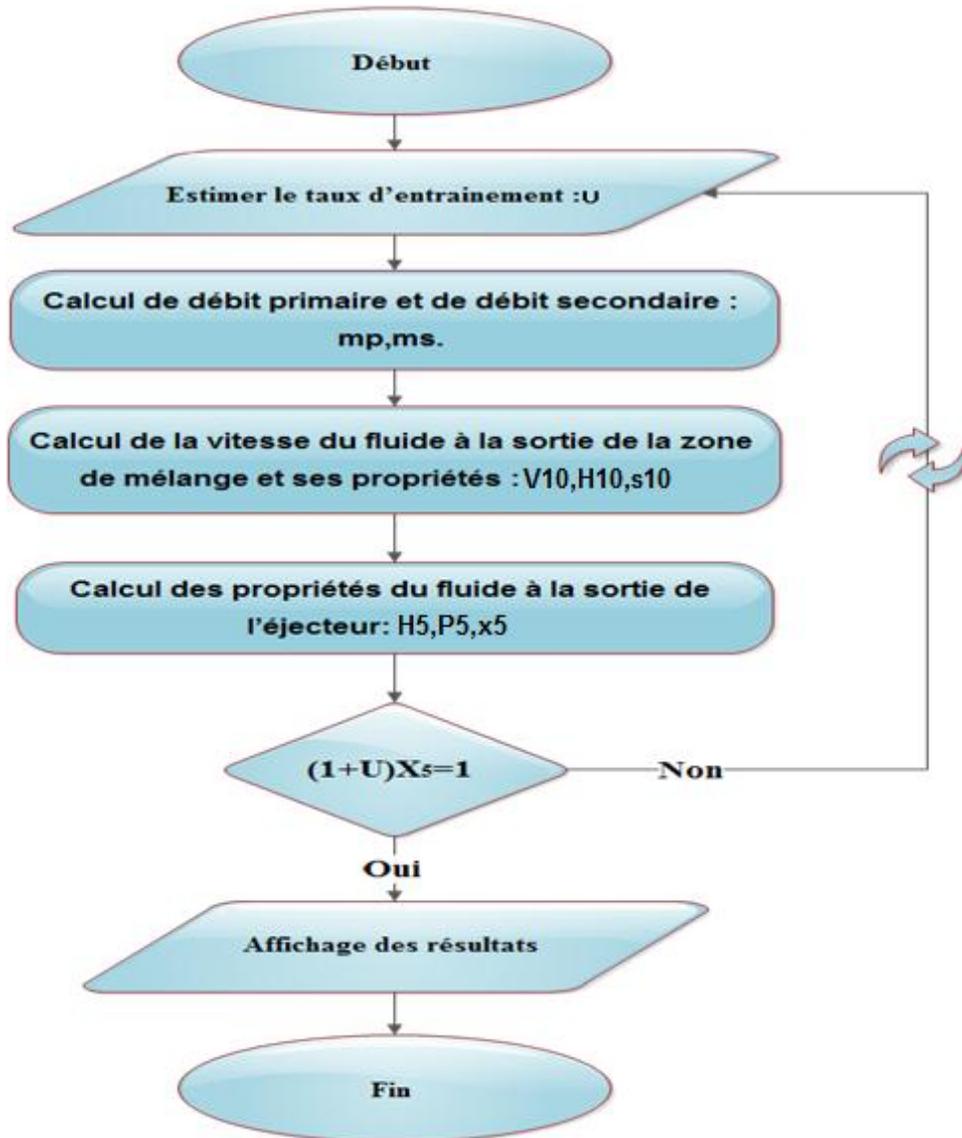
$$COP = \frac{Q_{ev}}{W_{cp}} \quad (4.20)$$

$$COP = u \cdot \left(\frac{H_8 - H_6}{H_2 - H_1} \right) \quad (4.21)$$

3.3 Organigramme du programme informatique de résolution



a) Sous-programme de l'éjecteur



3.4 Les conditions de fonctionnement

- La température de fin de refroidissement : $35^{\circ}\text{C} \leq T_{fr} \leq 50^{\circ}\text{C}$.
- La température d'évaporation : $-20^{\circ}\text{C} \leq T_{ev} \leq 10^{\circ}\text{C}$.
- La haute pression (pression de refoulement) : $75 \text{ bar} \leq P_h \leq 140 \text{ bar}$.
- Le rendement isentropique de la tuyère primaire : $\eta_{tp}=0.7$.
- Le rendement isentropique de la tuyère secondaire : $\eta_{ts}=0.7$.
- Le rendement isentropique du diffuseur : $\eta_d=0.8$.

4. Discussions des résultats

4.1 Validation du programme de calcul

La validation du modèle actuel est faite par la comparaison entre les données théoriques de Deng et al. [61] et les résultats du modèle actuel. Les conditions de fonctionnement sont dans le tableau 4.1.

Tableau 4. 1: Les conditions de fonctionnement.

Paramètre de fonctionnement	Valeurs
La température d'évaporation [°C]	0, 5 et 10°C
La température de fin de refroidissement [°C]	36°C
La pression de refroidissement [bar]	75 à 130

La figure 4.3 représente la variation de la performance en fonction de la haute pression et la température d'évaporation, Il est clair que la figure 4.3 montre une très bonne concordance entre les résultats du modèle de Deng et al. [61] et le modèle actuel.

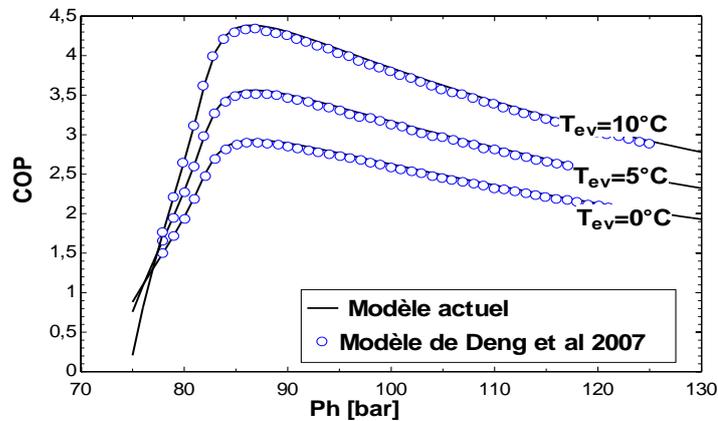


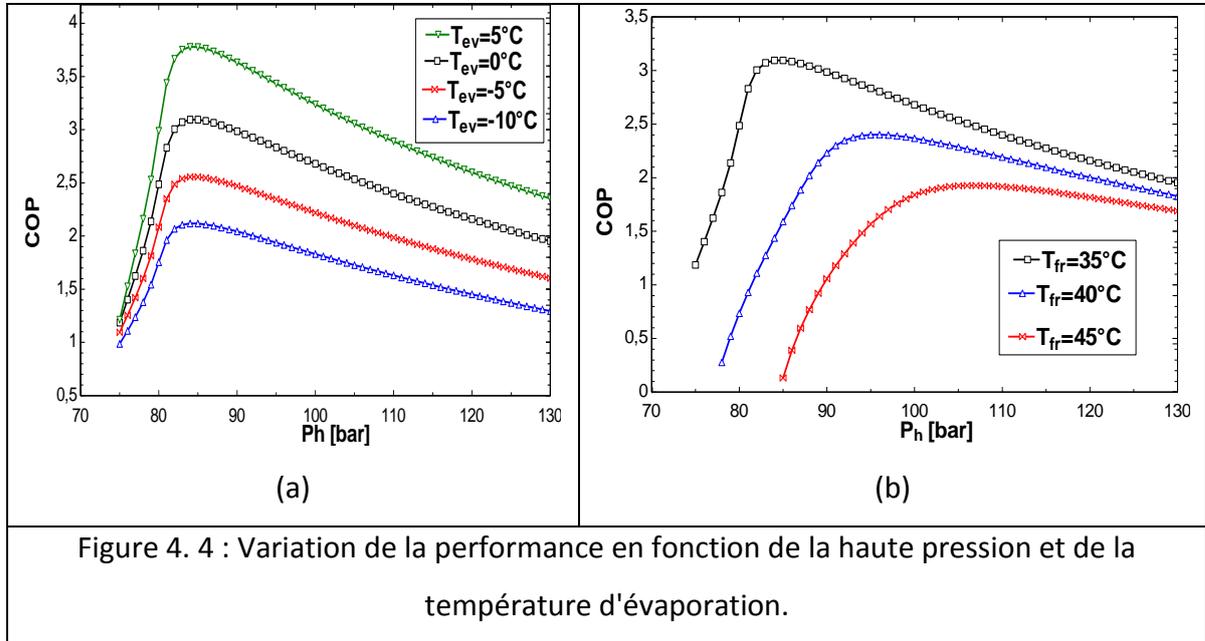
Figure 4. 3 : Comparaison entre le modèle actuel et le modèle de Deng et al [61].

4.2 Variation de la performance

La figure 4.4a présente la variation de la performance en fonction de la haute pression et de la température d'évaporation (-10°C, -5°C, 0°C et 5°C) et la figure 4.4b présente la variation de la performance en fonction de la température de fin de refroidissement (35°C, 40°C et 45°C).

Il est clair que pour un cycle trans-critique avec éjecteur il existe une haute pression optimale pour laquelle la performance du cycle trans-critique est maximale. On peut noter aussi que

cette pression optimale dépend fortement de la température de fin de refroidissement (figure 4.4b) par contre la pression optimale reste presque constante pour toutes les températures d'évaporation (figure 4.4a).



4.3 Méthodes d'optimisation

Dans le but d'obtenir les pressions optimales et les performances maximales dans une fourchette de température d'évaporation et de température de fin de refroidissement on a utilisé la méthode d'optimisation de section d'orée (*golden section search*) [94].

Les paramètres d'optimisation sont résumés dans le tableau 4.2.

Tableau 4. 2 : Les paramètres utilisés pour l'optimisation.

Paramètres	Valeurs
La température d'évaporation [$^\circ\text{C}$]	-20 à 10
La température de fin de refroidissement [$^\circ\text{C}$]	35 à 50
La haute pression [bar]	75 à 130

4.4 Variation de la haute pression optimale et de la performance maximale

La figure 4.5 qu'on a obtenue après l'étude d'optimisation représente la variation de la performance maximale (a) et la pression optimale (b) en fonction de la température d'évaporation et de la température de fin de refroidissement pour les deux cycles étudiés (cycle de base et le cycle avec éjecteur).

La figure 4.5 montre que la performance maximale varie d'une façon proportionnelle par rapport à la température d'évaporation (figure 4.5a) et d'une façon inversement proportionnelle par rapport à la température de fin de refroidissement (figure 4.5b) qui est la même remarque pour les cycles classiques.

Il est clair que le cycle avec éjecteur présente des performances supérieures à celles qui sont présentées par le cycle de base et cela pour toute la plage des températures étudiées. Il présente une amélioration moyenne de 39% pour une variation de température de fin de refroidissement allant de 35 à 50°C.

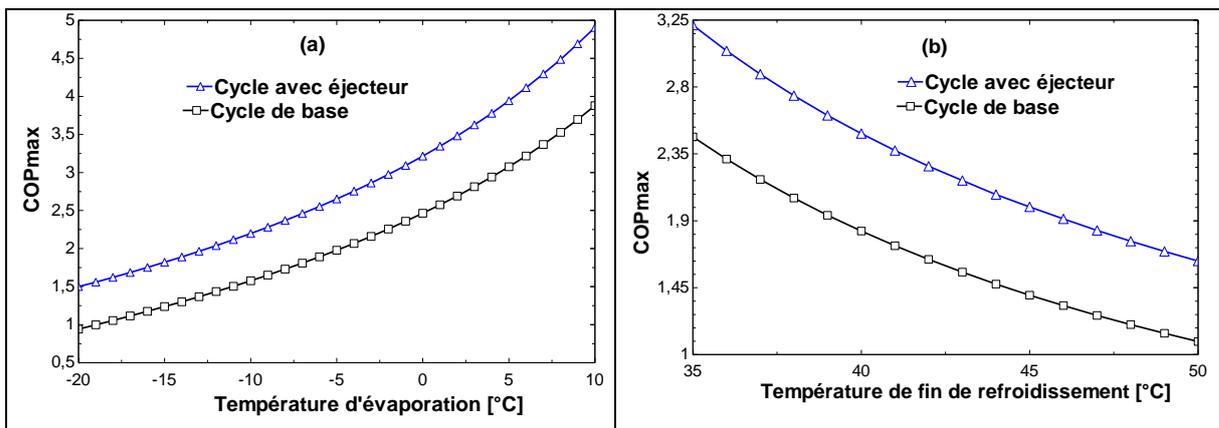


Figure 4. 5 : Variation de la performance maximale avec la variation de la température de fin de refroidissement et la variation de la température d'évaporation.

En ce qui concerne la figure 4.6, on note que la pression optimale varie d'une façon considérable par rapport à la température de fin de refroidissement (figure 4.6 b) et d'une façon linéaire, on note aussi que cette pression varie légèrement avec la température d'évaporation et d'une façon presque linéaire (figure 4.6a).

On remarque que le cycle avec éjecteur présente des pressions optimales inférieures à celles qui sont trouvées par le cycle de base, il diminue la pression optimale moyenne de 2% pour une variation de température de fin de refroidissement allant de 35 à 50°C, ce qui conduit à

dire que le remplacement du détendeur par l'éjecteur n'améliore pas seulement les performances mais également permet de diminuer la pression de refoulement du compresseur.

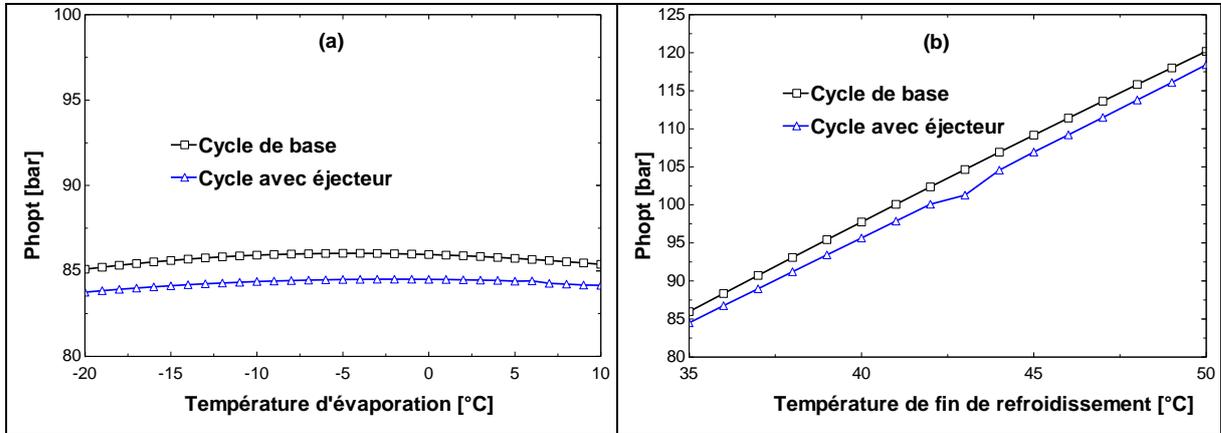


Figure 4. 6 : Variation de la haute pression optimale avec la variation de la température de fin de refroidissement et la variation de la température d'évaporation.

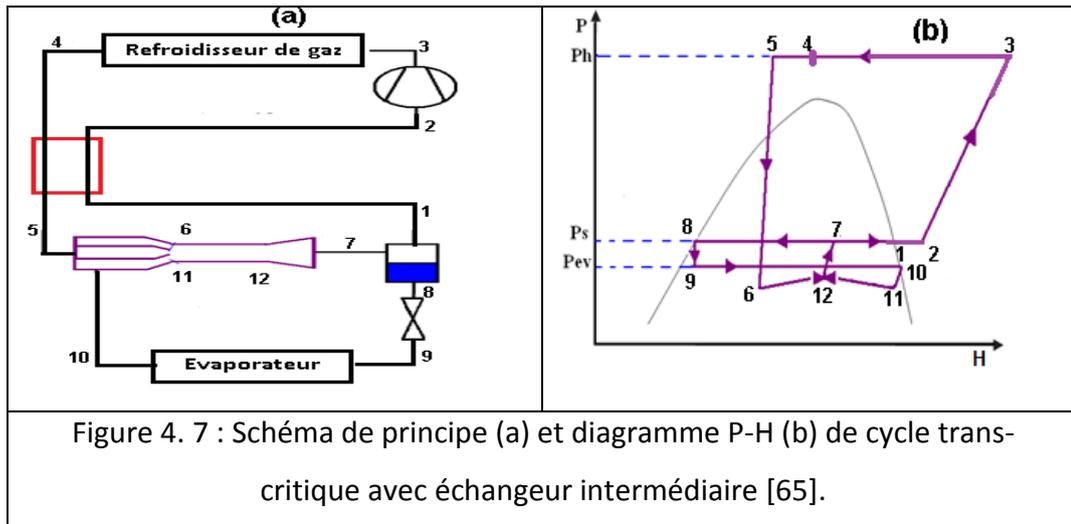
5. Amélioration du cycle trans-critique avec éjecteur

Pour améliorer les performances du cycle trans-critique avec éjecteur, plusieurs modifications sont possibles :

- L'introduction de l'échangeur intermédiaire.
- L'utilisation de cycle bi-étagé.
- La combinaison entre ces modifications.

5.1 Cycle trans-critique avec éjecteur et échangeur intermédiaire

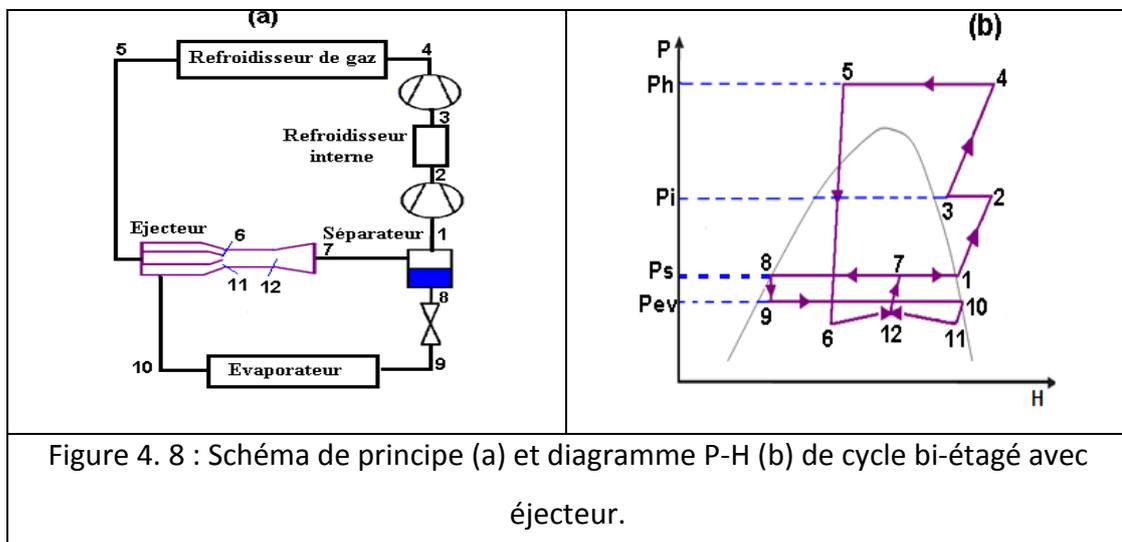
L'utilisation de l'échangeur intermédiaire a pour but d'une part de refroidir le gaz sortant du refroidisseur de gaz et d'autre part de surchauffer le gaz sortant de l'évaporateur avant la compression. Le schéma de principe et le diagramme P-H de ce cycle sont illustrés dans la figure 4.7.



Le principe de fonctionnement de ce cycle est identique au cycle de base avec éjecteur, la seule différence est que le gaz sortant du refroidisseur de gaz est refroidi une autre fois avant d'être introduit dans la tuyère primaire de l'éjecteur et le gaz sortant du séparateur de gaz-liquide est surchauffé avant qu'il est aspiré par le compresseur.

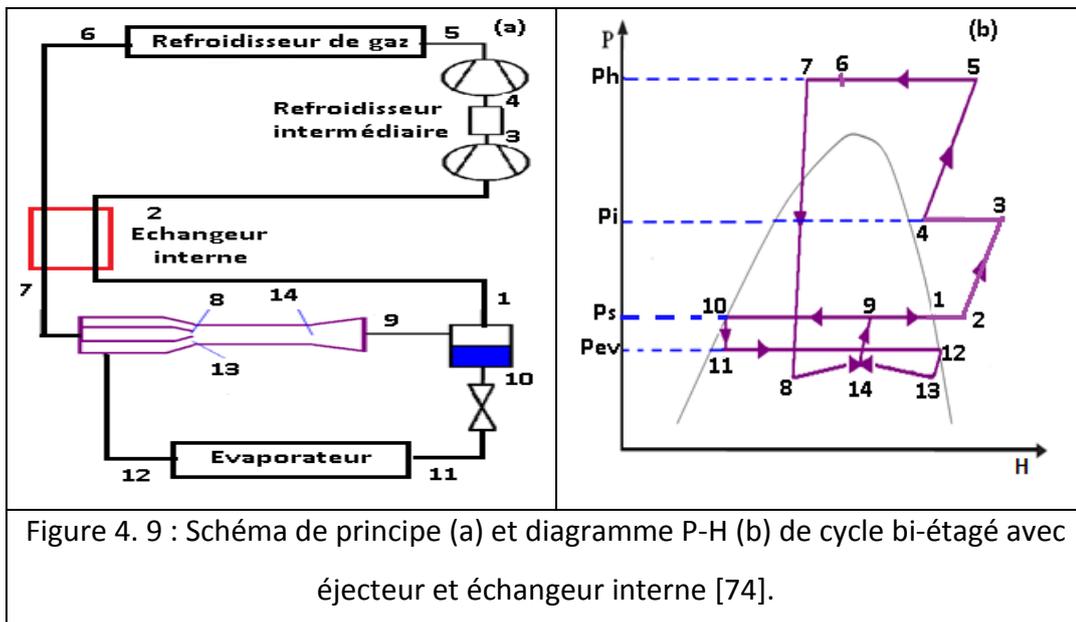
5.2 Cycle trans-critique bi-étagé avec éjecteur

Le principe de fonctionnement de ce cycle est le même que celui du cycle mono-étagé avec éjecteur, la seule différence est la méthode de compression du fluide allant de P_s à P_h (1-4). Dans ce cas la vapeur sortante du séparateur de gaz-liquide subit une compression de P_s à P_i (1-2) ensuite un refroidissement (2-3) avant qu'elle subit une seconde compression (3-4). Le schéma et la représentation du cycle dans le diagramme P-H sont montrés dans la figure 4.8.



5.3 Cycle trans-critique bi-étagé avec éjecteur et échangeur intermédiaire

Le schéma et la représentation de ce cycle dans le diagramme P-H sont montrés dans la figure 4.9. Le principe de fonctionnement de ce cycle est le même que le cycle trans-critique bi-étagé avec éjecteur (figure 4.8), mais dans ce cas le gaz sortant du refroidisseur de gaz est refroidi une autre fois avant d'être introduit dans la tuyère primaire de l'éjecteur et le gaz sortant du séparateur de gaz-liquide est surchauffé avant qu'il est aspiré par le compresseur basse pression.



6. Analyse des cycles trans-critiques avec éjecteur

6.1 Hypothèses et équations du modèle

Les hypothèses et les équations de ce modèle sont les mêmes qui sont utilisées pour le modèle théorique de cycle trans-critique avec éjecteur fonctionnant au CO_2 .

Pour les cycles qui comprennent un échangeur de chaleur interne, on a ajouté l'équation de l'efficacité thermique avec les équations qui sont utilisées dans le modèle du cycle avec éjecteur afin de déterminer la performance.

- Cycle avec éjecteur et échangeur intermédiaire :

$$\xi = (T_2 - T_1) / (T_4 - T_1) \quad (4.22)$$

- Cycle bi-étagé avec éjecteur et échangeur intermédiaire :

$$\xi = (T_2 - T_1) / (T_6 - T_1) \quad (4.23)$$

6.2 Les conditions de comparaison

- La température de fin de refroidissement : $35^\circ\text{C} \leq T_{fr} \leq 50^\circ\text{C}$
- La température d'évaporation : $-20^\circ\text{C} \leq T_{ev} \leq 10^\circ\text{C}$
- La haute pression (pression de refoulement) : $75 \text{ bar} \leq P_h \leq 140 \text{ bar}$
- L'efficacité thermique de l'échangeur interne : $\xi=0.8$
- Le rendement isentropique de la tuyère primaire et de la tuyère secondaire : $\eta_{tp}=0.7$
- Le rendement isentropique du diffuseur : $\eta_d=0.8$

6.3 Méthodes d'optimisation

Concernant les cycles mono-étagés et dans le but de déterminer la performance maximale dans une fourchette de température d'évaporation et de température de fin de refroidissement on va utiliser la méthode d'optimisation de section d'orée (*golden section search*) [94]. Les paramètres d'optimisation sont résumés dans le tableau 4.3.

Tableau 4. 3 : Les paramètres utilisés pour l'optimisation.

Paramètre	Valeur
La température d'évaporation [°C]	-20 à 10
La température de fin de refroidissement [°C]	35 à 50
La pression de refroidissement [bar]	75 à 130

En ce qui concerne les cycles bi-étagés et dans le but aussi de déterminer la performance maximale de ce type de cycles dans une fourchette de température d'évaporation et de température de fin de refroidissement on va utiliser la méthode d'optimisation directe (méthode de simplexe [94]), car il existe deux variables qui sont la haute pression et la pression intermédiaire qu'il faut optimiser simultanément. Les paramètres d'optimisation sont résumés dans le tableau 4.4.

Tableau 4. 4 : Les paramètres utilisés pour l'optimisation.

Paramètres	Valeurs
La température d'évaporation [°C]	-20 à 10
La température de fin de refroidissement [°C]	35 à 50
La haute pression [bar]	80 à 140
La pression intermédiaire [bar]	45 à 100

7. Discussions des résultats

7.1 Effet de l'efficacité thermique dans un cycle avec éjecteur

7.1.a Cycle mono-étagé

Avec une variation de l'efficacité thermique entre 0% et 80% et pour une température d'évaporation et de fin de refroidissement de 0°C et 35°C respectivement on a tracé des courbes de performance en fonction de la haute pression (figure 4.10). D'après cette figure on peut dire que quel que soit la valeur de l'efficacité thermique de l'échangeur interne, il existe une pression optimale pour laquelle le COP atteint sa valeur maximale. On note que la variation de l'efficacité thermique n'influe pas sur la pression optimale. On note aussi qu'avec l'augmentation de la valeur de l'efficacité thermique de l'échangeur interne la valeur maximale de la performance diminue, c'est-à-dire qu'il ya une relation inversement proportionnelle entre la variation de la performance maximale et l'efficacité thermique, ce qui conduit à dire que l'introduction de l'échangeur interne dans le cycle mono-étagé avec éjecteur influe négativement sur les performances maximales et cela quelques soit sa valeur de l'efficacité thermique.

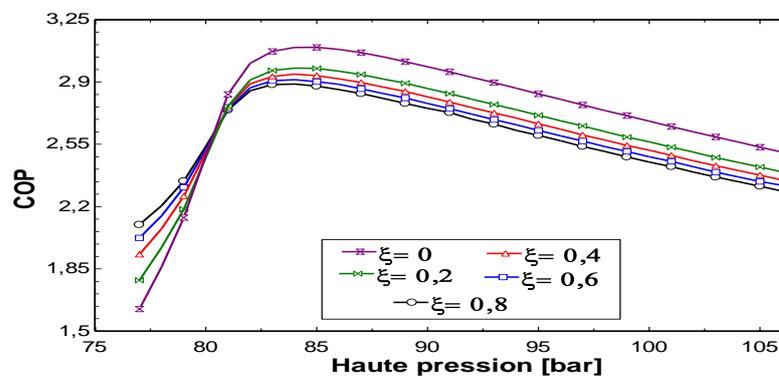


Figure 4. 10 : Variation de performance d'un cycle avec éjecteur et échangeur interne en fonction de la haute pression et l'efficacité thermique.

7.1.b Cycle bi-étagé

La figure 4.11 montre la variation de la performance du cycle bi-étagé avec éjecteur et échangeur interne en fonction de l'efficacité thermique et de la pression de refoulement pour une température d'évaporation et de fin de refroidissement de 0°C et 35°C respectivement.

On remarque l'existence de la pression optimale et cela quel que soit la valeur de l'efficacité thermique.

On note que la variation de l'efficacité thermique n'influe pas sur la pression optimale.

On remarque aussi que la performance varie d'une façon proportionnelle avec la variation de l'efficacité thermique, ce qui n'est pas le cas pour le cycle mono-étagé avec éjecteur, ce qui veut dire que l'introduction de l'échangeur interne dans le cycle bi-étagé avec éjecteur améliore la performance de ce cycle.

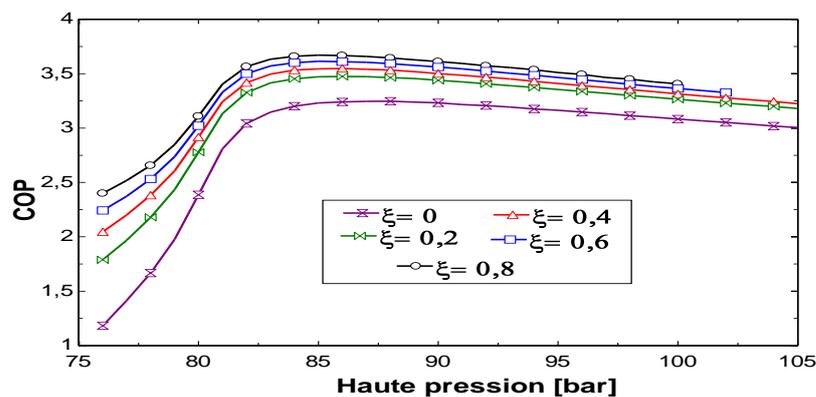


Figure 4. 11 : Variation de la performance d'un cycle bi-étagé avec éjecteur et échangeur interne en fonction de la haute pression et l'efficacité thermique.

7.2 Variation de la performance maximale

La figure 4.12 montre la variation de la performance maximale des cycles étudiés avec la variation de la température d'évaporation de -20 à 10°C pour une température de fin de refroidissement égale à 40°C.

Pour la même température de fin de refroidissement, on remarque que la performance maximale varie d'une façon proportionnelle avec la température d'évaporation.

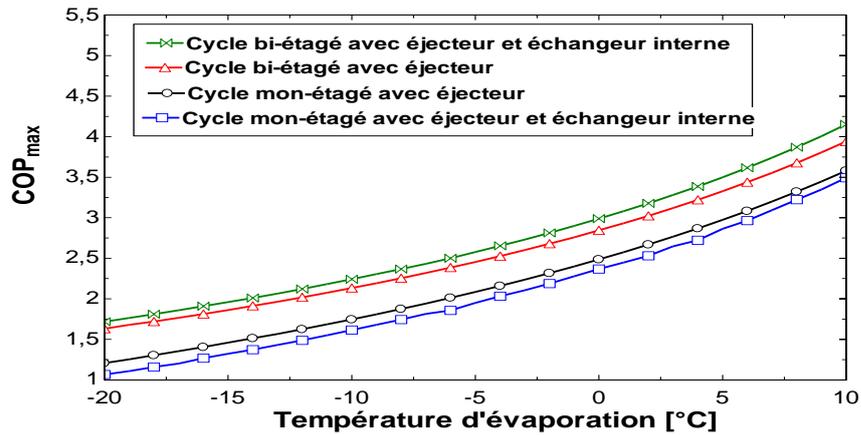


Figure 4. 12 : Performance maximale en fonction de température d'évaporation.

La figure 4.13 montre la variation de la performance maximale des cycles étudiés avec la variation de la température de fin de refroidissement de 35 à 50°C pour une température d'évaporation égale à 0°C.

Pour la même température d'évaporation, on peut noter que la performance maximale varie d'une façon inversement proportionnelle avec la température de fin de refroidissement.

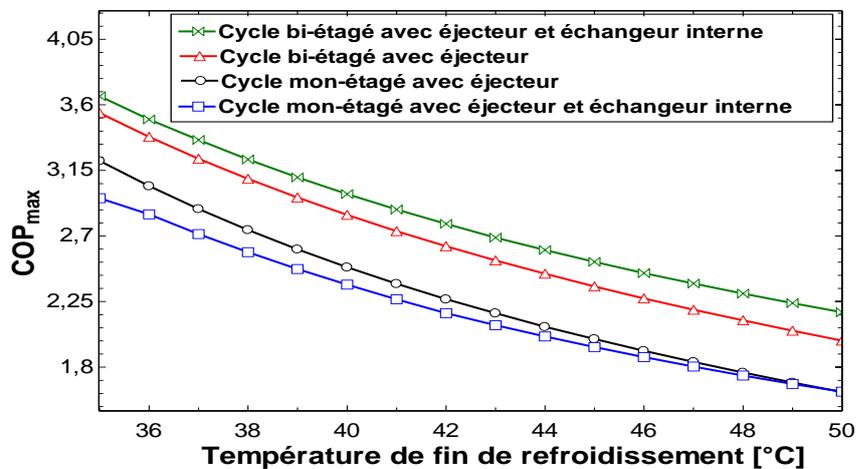


Figure 4. 13 : Performance maximale en fonction de température de fin de refroidissement.

7.3 Variation de la haute pression optimale

La figure 4.14 montre la variation de la haute pression optimale de refroidissement de gaz avec la variation de la température de fin de refroidissement allant de 35°C jusqu'à 50°C sous une température d'évaporation égale 0°C pour tous les cycles.

On observe que la haute pression optimale de refroidissement varie proportionnellement avec la température de fin de refroidissement et d'une façon linéaire.

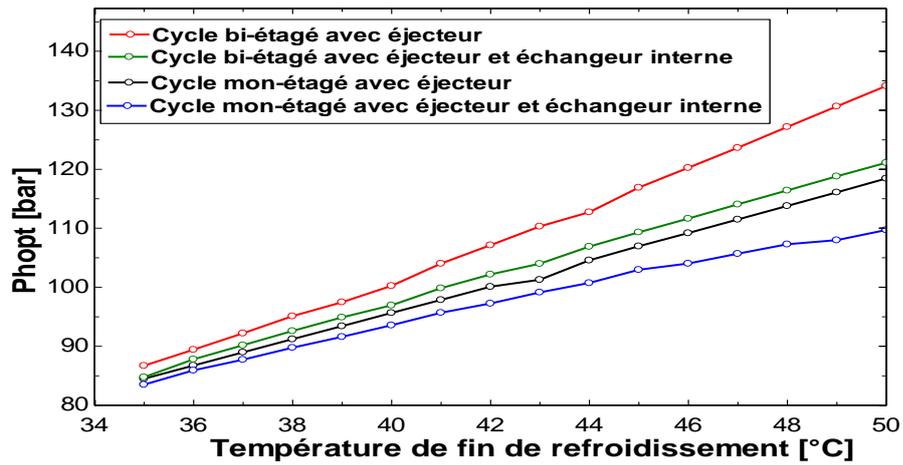


Figure 4. 14 : La pression optimale en fonction de la température de fin de refroidissement.

La figure 4.15 montre la variation de la haute pression optimale de refroidissement de gaz avec la variation de la température d'évaporation de -20°C à 10°C sous une température de fin de refroidissement égale à 40°C pour tous les cycles.

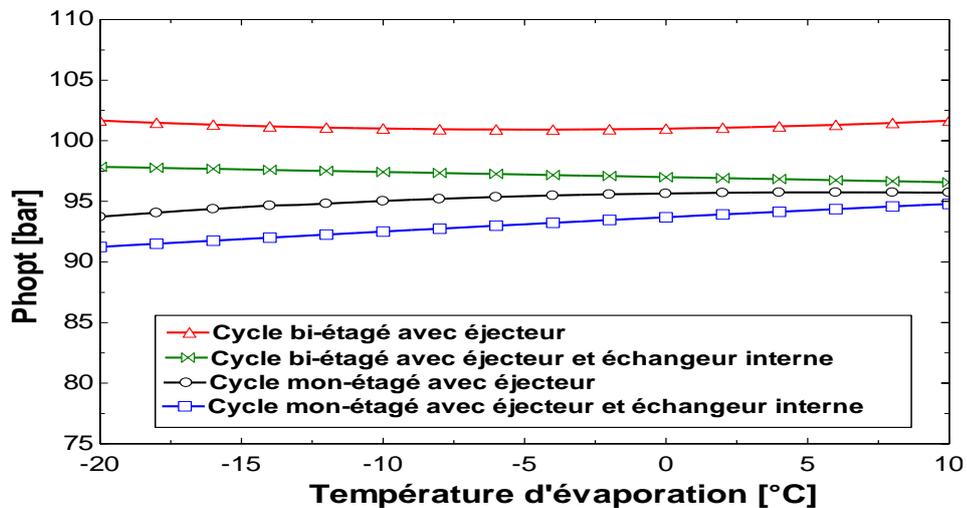


Figure 4. 15 : La haute pression optimale en fonction de la température d'évaporation.

Pour les deux dernières figures (figures 4.14 et 4.15) on peut remarquer que la variation de la température d'évaporation influe légèrement sur la pression optimale devant l'influence significative de la variation de la température de refroidissement.

7.4 Variation de la pression intermédiaire optimale

Pour une température de sortie du refroidisseur de gaz donnée, les études précédentes de cycle trans-critique au CO₂ prouvent qu'il existe une pression optimale de refroidissement de gaz pour laquelle la performance atteint sa valeur maximale. Cependant, dans le cas d'un système trans-critique de CO₂ à deux étages, la pression intermédiaire est également un paramètre important qui doit être optimisé simultanément avec la pression de refroidissement de gaz pour maximiser les performances.

La figure 4.16 représente la variation du rapport de la pression intermédiaire optimale et la pression intermédiaire conventionnelle ($P_i = \sqrt{P_h * P_{ev}}$) des deux cycles bi-étagés avec la température d'évaporation de -20 à 10°C et pour une température de fin de refroidissement égale à 40°C.

On voit que le rapport des deux pressions est supérieur à 1 pour les deux cycles, ce qui conduit à dire que la pression intermédiaire optimale n'est pas la pression intermédiaire conventionnelle, mais c'est une pression supérieure à la pression intermédiaire conventionnelle.

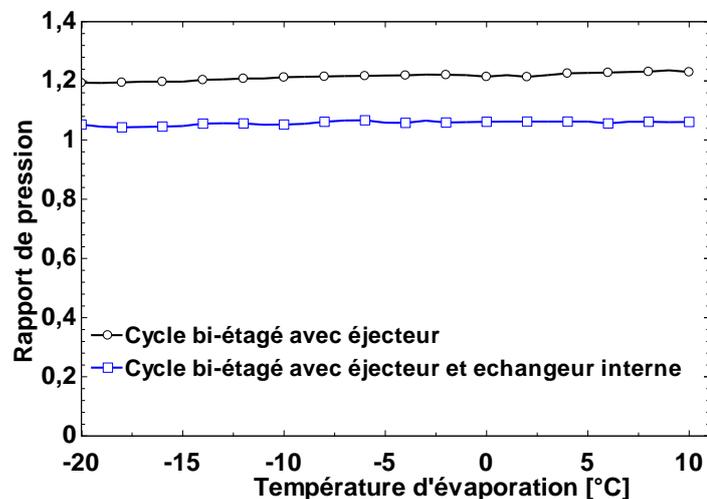


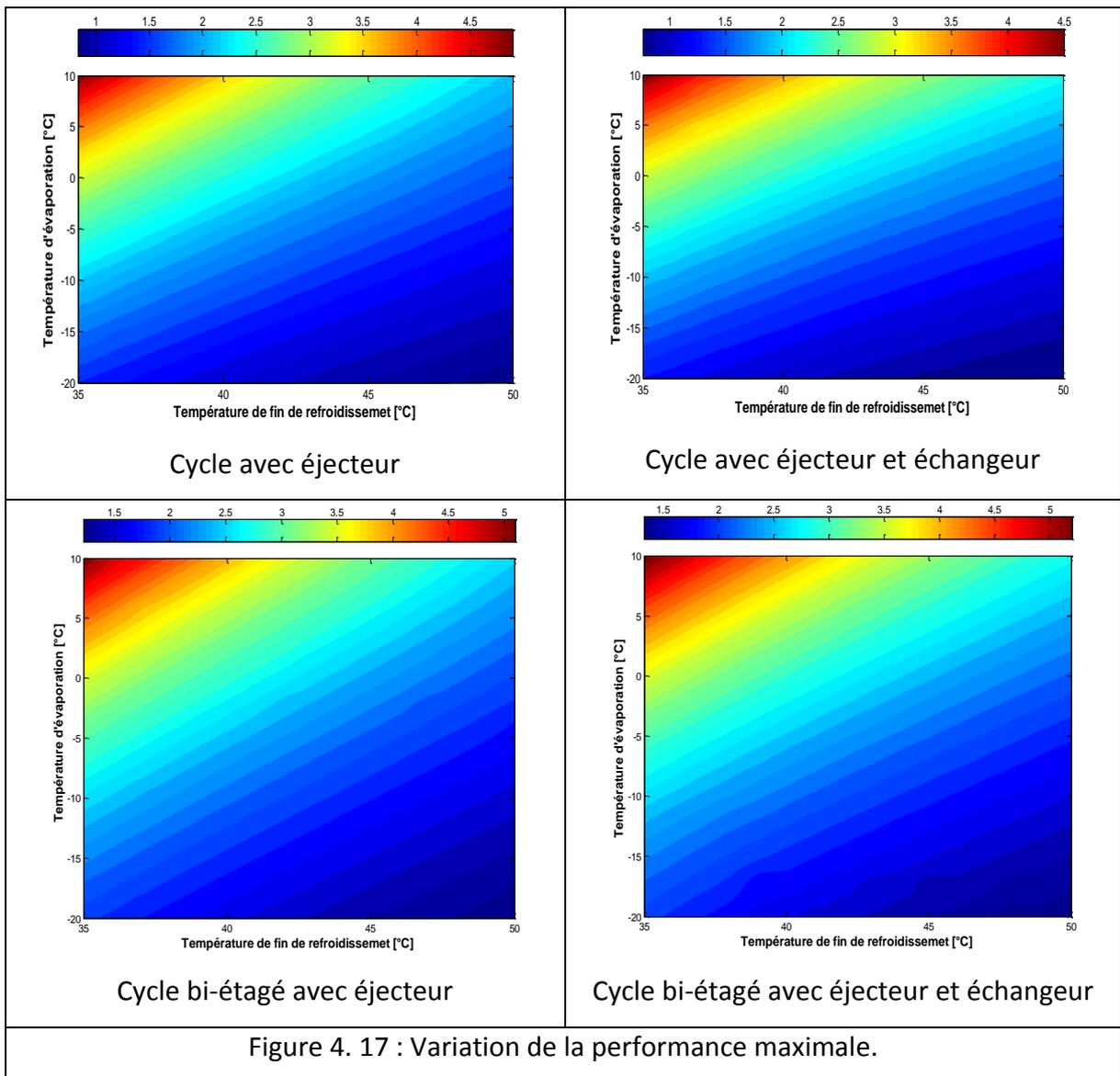
Figure 4. 16 : Mise en évidence de l'existence d'une pression intermédiaire optimale.

Bien que la pression intermédiaire conventionnelle n'est pas la pression intermédiaire optimale il est recommandé d'utiliser la pression intermédiaire conventionnelle comme une valeur initiale dans l'étape d'optimisation par ce qu'elle est proche à la pression intermédiaire optimale ce qui va diminuer le temps de l'exécution du programme de calcul.

7.5 Corrélations de la pression optimale et la performance maximale

La performance maximale de système et la pression optimale correspondante est une fonction de plusieurs paramètres, cependant plusieurs chercheurs ont trouvé que la haute pression optimale dépend de la température de fin de refroidissement et de la température d'évaporation.

Appliquant une analyse de régression polynomiale bidimensionnelle sur les données obtenues à partir de l'optimisation des quatre cycles étudiés (figures 4.2, 4.7, 4.8 et 4.9).



Les relations suivantes ont été établies pour prévoir la haute pression optimale, la pression intermédiaire optimale et les performances maximales :

- $COP_{max} = a + b * T_{fr} + c * T_{ev} + d * T_{fr}^2 + e * T_{fr} * T_{ev}$ (4.24)

- $Pi_{opt} = a + b * T_{fr} + c * T_{ev} + d * T_{fr} * T_{ev} + e * T_{ev}^2$ (4.25)

- $Ph_{opt} = a + b * T_{fr} + c * T_{ev}$ (4.26)

Avec les températures en °C et les pressions en bar.

Tableau 4. 5 : Coefficients des corrélations développées.

	Coefficients	Cycle mono-étagé	Cycle mono-étagé avec échangeur interne	Cycle bi-étagé	Cycle bi-étagé avec échangeur interne
COP_{max}	a	12.9	11.44	12.47	12.56
	b	-0.3867	-0.3413	-0.3509	-0.353
	c	0.2457	0.2212	0.231	0.2255
	d	0.003233	0.002901	0.002832	0.002924
	e	-0.004134	-0.003542	-0.003844	-0.003607
Ph_{opt}	a	9.281	29.55	-21.06	-13.26
	b	2.162	1.596	3.071	2.797
	c	0.1207	0.1705	0.03787	-0.08834
Pi_{opt}	a	-	-	17.06	23.31
	b	-	-	1.495	1.221
	c	-	-	0.8637	0.8037

Les coefficients de détermination des cycles étudiés pour les deux corrélations sont donnés dans le tableau 4.6.

Tableau 4. 6 : Coefficients de déterminations.

	Cycle mono- étagé	Cycle mono- étagé avec échangeur interne	Cycle bi-étagé	Cycle bi- étagé avec échangeur interne
Nombres de points	496	496	496	496
R^2 (COP_{max})	0.9832	0.9817	0.9817	0.9791
R^2 (Ph_{opt})	0.9933	0.9736	0.9973	0.998
R^2 (Pi_{opt})	-	-	0.991	0.9938

8. Nouveaux cycles trans-critiques avec éjecteur

L'objectif de cette partie est d'essayer de trouver des nouveaux cycles avec éjecteur pour améliorer les performances avec des modifications structurelle du cycle mono-étagé et du cycle bi-étagé.

L'analyse et l'optimisation de ces cycles modifiés seront basées sur les mêmes hypothèses et les mêmes équations thermodynamique citées précédemment dans ce chapitre.

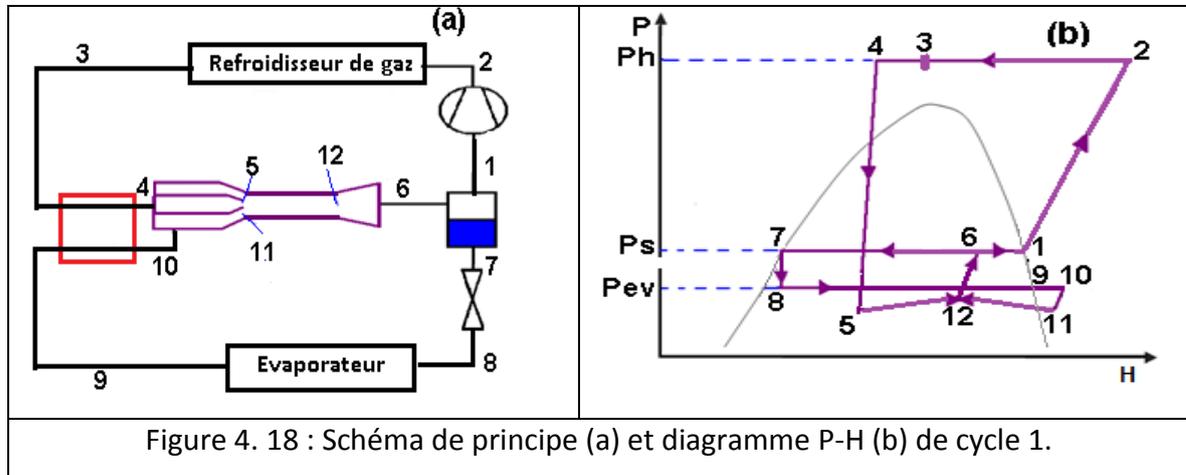
8.1 Modifications du cycle mono-étagé

Dans l'étude précédente on a trouvé que l'introduction de l'échangeur de chaleur interne influe négativement sur les performances, car La surchauffe des gaz sortants du séparateur de gaz liquide cause l'augmentation de la puissance consommée par le compresseur. Ceci est expliqué par l'augmentation de la température d'aspiration du compresseur et la différence importante entre la pression d'aspiration et la pression de refoulement du compresseur, ce qui conduit a proposé le cycle ci-dessous :

8.1.a Cycle 1

Ce cycle comporte les composants suivant : un compresseur, un éjecteur, un détendeur, un séparateur de gaz-liquide et trois échangeurs de chaleur qui sont l'évaporateur le refroidisseur

de gaz et l'échangeur interne. Ces composants sont les mêmes composants du cycle avec éjecteur et échangeur interne. Le schéma et la représentation de ce cycle dans le diagramme P-H sont montrés dans la figure 4.18.



En ce qui concerne son principe de fonctionnement, ce cycle fonctionne comme le cycle de base avec éjecteur. La différence est que le gaz sortant du refroidisseur de gaz est refroidi une autre fois avant l'entrée dans la tuyère primaire de l'éjecteur et le gaz sortant de l'évaporateur est surchauffé par le débit primaire avant l'entrée dans la tuyère secondaire de l'éjecteur.

La figure 4.19 représente la variation de la performance maximale en fonction de la température d'évaporation et la température de fin refroidissement de gaz des trois cycles (le cycle de base avec éjecteur, le cycle avec éjecteur et échangeur interne et le cycle 1 (proposé)). On remarque que ces trois cycles ont le même comportement, c'est-à-dire que la performance maximale de ces cycles varie d'une façon proportionnelle par rapport à la température d'évaporation et d'une façon inversement proportionnelle par rapport à la température de fin de refroidissement.

Du point de vue de la performance on remarque que le cycle de base reste le cycle le plus performant devant les autres cycles et le déplacement de l'échangeur intermédiaire (cycle proposé) n'a apporté aucune amélioration. Ceci est expliqué par le glissement de point de mélange à l'intérieur de l'éjecteur du cycle 1 vers un titre de vapeur plus élevé que celui du cycle de base qui est une conséquence de la surchauffe des gaz, l'augmentation du titre de vapeur du point de mélange cause la diminution de la pression d'aspiration du compresseur et de ce fait augmente la puissance consommée par le compresseur et diminue la performance.

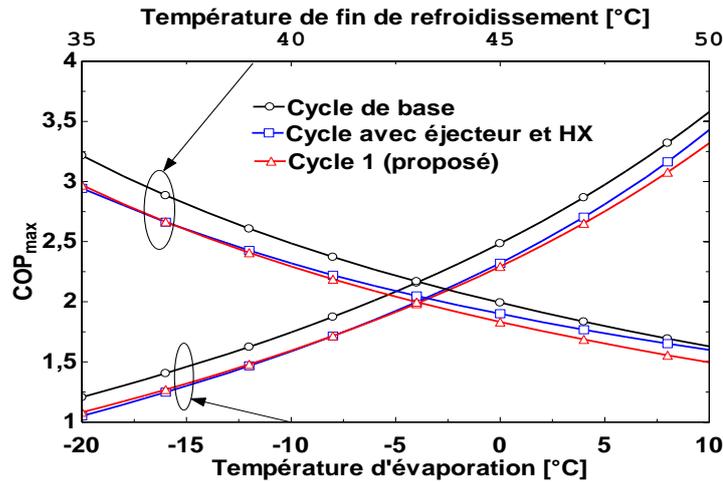


Figure 4. 19 : Variation de la performance maximale.

8.1.b Cycle 2

Un autre nouvel emplacement de l'échangeur interne qui a pour objectif d'augmenter l'effet frigorifique au niveau de l'évaporateur a été proposé. Ce cycle comporte aussi les mêmes composants du cycle avec éjecteur et échangeur interne, la seule différence est l'emplacement de l'échangeur interne. Le schéma et la représentation de ce cycle dans le diagramme P-H sont montrés dans la figure 4.20.

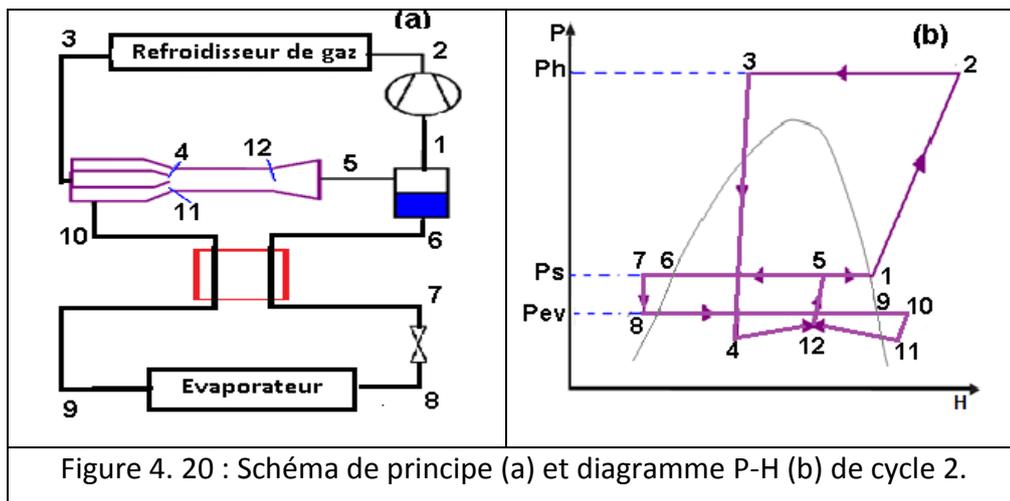


Figure 4. 20 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle 2.

Le principe de fonctionnement de ce cycle est le même que le cycle de base avec éjecteur mais dans ce cycle il y a un échange de chaleur entre le liquide sortant du séparateur de gaz-liquide et le gaz sortant de l'évaporateur ce qui va refroidir le liquide et surchauffer le gaz.

La figure 4.21 représente la variation de la performance maximale en fonction de la température d'évaporation et la température de fin refroidissement de gaz des trois cycles (le cycle de base avec éjecteur, le cycle avec éjecteur et échangeur interne et le cycle 2 (proposé)). On observe que la performance maximale de ce cycle varie d'une façon proportionnelle par rapport à la température d'évaporation et d'une façon inversement proportionnelle par rapport à la température de fin de refroidissement.

On note que le cycle proposé est plus performant que le cycle avec éjecteur et échangeur de chaleur dans toute la plage des températures considérées.

Comparé au cycle de base avec éjecteur on remarque qu'avec l'augmentation des températures (d'évaporation et de fin de refroidissement) l'amélioration de la performance maximale du cycle proposé augmente, cette augmentation est expliquée par la diminution du titre de vapeur à l'entrée de l'évaporateur ce qui augmente l'effet frigorifique et de ce fait améliore la performance, mais cette amélioration reste très faible.

La figure 4.22 présente la variation de la haute pression optimale en fonction de la température d'évaporation et la température de fin refroidissement de gaz des trois cycles mentionnés précédemment. On note que la pression optimale varie d'une façon considérable par rapport à la variation de la température de fin de refroidissement, on note aussi que cette pression varie légèrement avec la variation de la température d'évaporation et d'une façon presque linéaire. On observe que le nouvel emplacement proposé de l'échangeur de chaleur interne n'a pratiquement aucun effet sur la pression optimale de refoulement du compresseur (par rapport au cycle de base avec éjecteur) ce qui n'est pas le cas pour l'emplacement habituel de cet échangeur qui réduit la pression optimale.

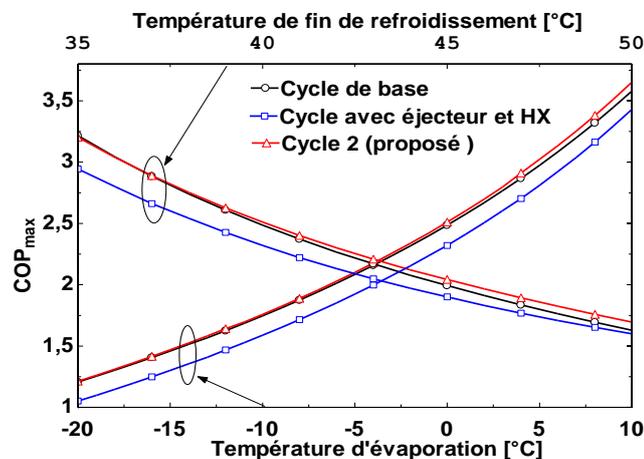


Figure 4. 21 : Variation de la performance maximale.

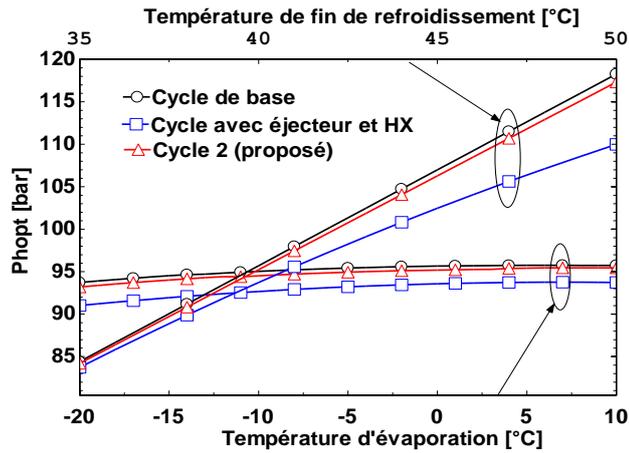


Figure 4. 22 : Variation de la pression optimale.

8.2 Modification du cycle bi-étagé

Pour améliorer les performances du cycle trans-critique mono-étagé, le fractionnement de la compression en deux étages peut apporter des améliorations considérable. Pour atteindre cet objectif on propose les cycles suivants :

8.2.a Cycle 1

Le schéma et la représentation de ce cycle dans le diagramme P-H sont montrés dans la figure 4.23 :

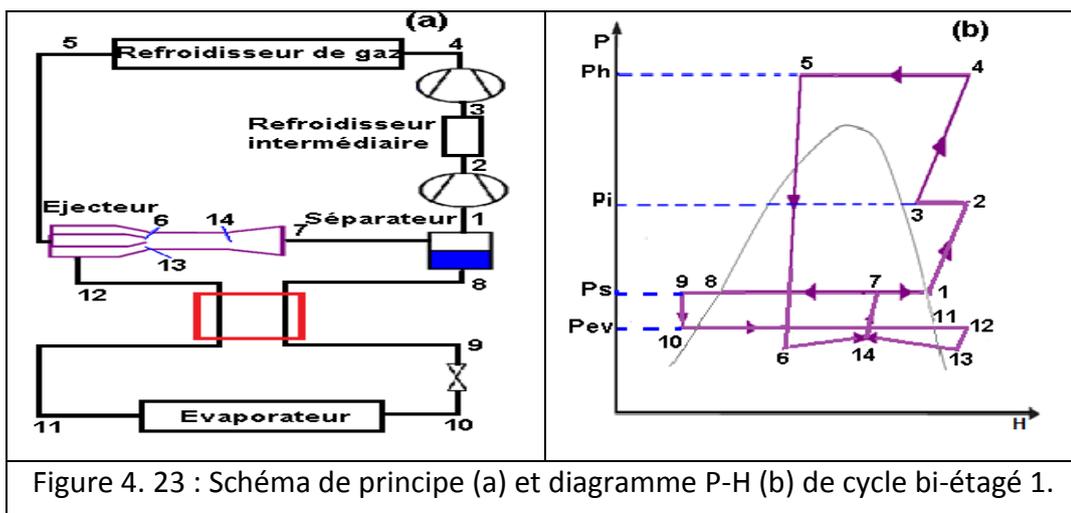


Figure 4. 23 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé 1.

En ce qui concerne le principe de fonctionnement de ce cycle, il fonctionne comme le cycle trans-critique bi-étagé avec éjecteur mais dans ce cycle on a ajouté un échangeur de chaleur

pour faire échanger de la chaleur entre le liquide sortant du séparateur de gaz-liquide et le gaz sortant de l'évaporateur ce qui va refroidir le liquide et surchauffer le gaz.

La figure 4.24 présente la variation de la performance maximale en fonction de la température d'évaporation et la température de fin refroidissement de gaz de deux cycles qui sont le cycle bi-étagé avec éjecteur et échangeur de chaleur et le cycle bi-étagé (cycle 1 proposé). On remarque que la performance maximale de ces deux cycle varie d'une façon proportionnelle par rapport à la température d'évaporation et d'une façon inversement proportionnelle par rapport à la température de fin de refroidissement.

On observe que les deux cycles présentent des performances identiques dans les deux fourchettes de températures (température d'évaporation et température de fin de refroidissement).

La figure 4.25 présente la variation de la haute pression optimale en fonction de la température d'évaporation et la température de fin refroidissement de gaz des mêmes cycles. On remarque que la pression optimale varie d'une façon considérable par rapport à la variation de la température de fin de refroidissement et d'une façon linéaire, mais on note qu'avec la variation de la température d'évaporation cette pression varie légèrement et d'une façon linéaire. On observe aussi qu'il n'y a pas une différence apparente de la pression optimale sauf pour des températures de fin de refroidissement relativement élevées. Donc d'après ces dernières remarques on peut dire que d'un point de vue de performance le nouvel emplacement de l'échangeur de chaleur donne les mêmes performances que l'emplacement classiquement utilisé avec une légère augmentation de la haute pression optimale pour des températures de fin de refroidissement relativement élevées.

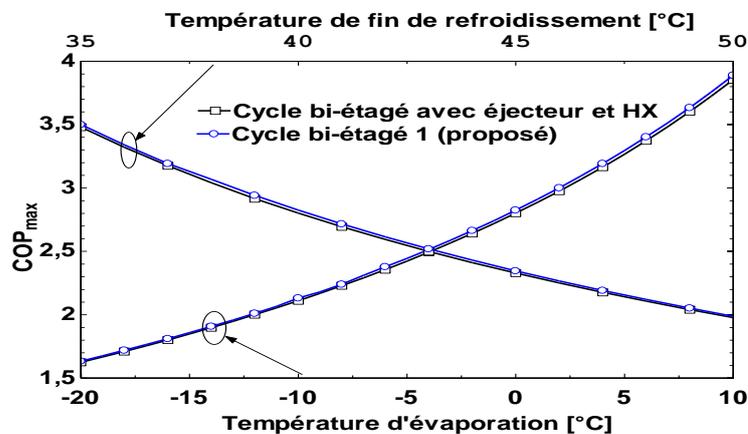


Figure 4. 24 : Variation de la performance maximale.

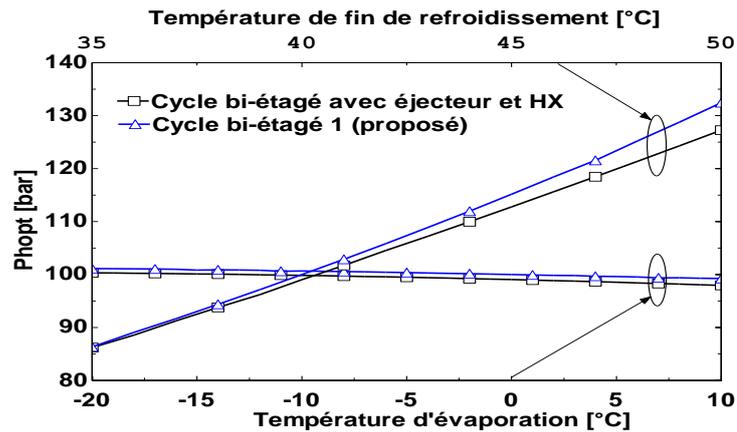


Figure 4. 25 : Variation de la pression optimale.

8.2.b Cycle 2

Pour améliorer encore plus de la performance du cycle bi-étagé 1 il est possible d'ajouter un autre échangeur de chaleur avant l'étape de la compression et après l'étape de refroidissement à la haute pression pour qu'on puisse refroidir le fluide sortant du refroidisseur de gaz et de ce fait améliorer la performance du système considéré. Le schéma et la représentation de ce cycle dans le diagramme P-H sont montrés dans la figure 4.26.

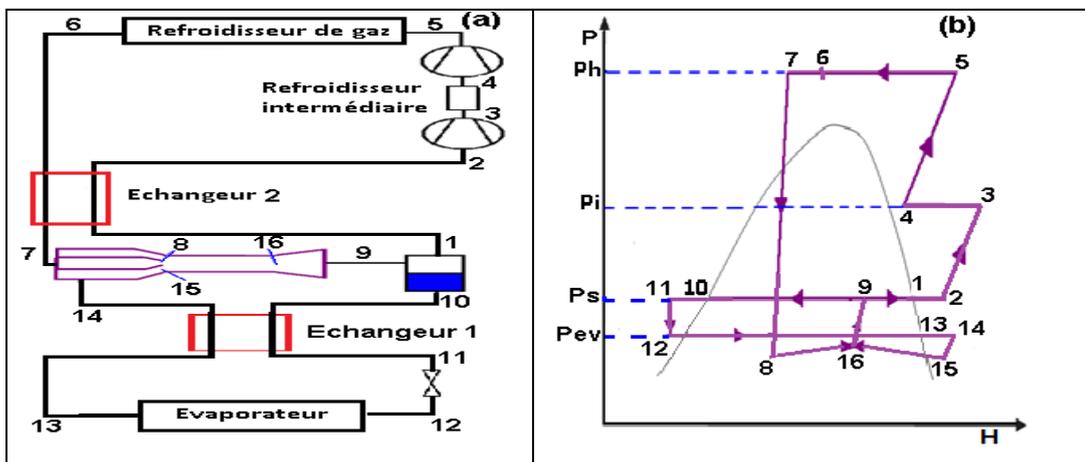


Figure 4. 26 : Schéma de principe (a) et diagramme P-H (b) de cycle bi-étagé 2.

La figure 4.27 représente la variation de la performance maximale en fonction de la température d'évaporation et la température de fin de refroidissement de gaz du cycle bi-étagé avec éjecteur et échangeur de chaleur et de cycle bi-étagé 2 (proposé).

On observe que la performance maximale du cycle bi-étagé 2 (proposé) varie aussi d'une façon proportionnelle par rapport à la température d'évaporation et d'une façon inversement proportionnelle par rapport à la température de fin de refroidissement.

Comme il est prévu, on observe que le nouveau cycle présente des performances maximales supérieures à celles du cycle bi-étagé avec éjecteur et échangeur de chaleur.

La figure 4.28 représente la variation de la haute pression optimale en fonction de la température d'évaporation et la température de fin de refroidissement de gaz.

On note que la pression optimale varie d'une façon considérable par rapport à la variation de la température de fin de refroidissement et d'une façon linéaire, mais on note qu'avec la variation de la température d'évaporation cette pression varie légèrement et d'une façon linéaire. On remarque que la haute pression optimale du nouveau cycle est inférieure à celle de cycle bi-étagé avec éjecteur et échangeur de chaleur dans la totalité du stade d'analyse.

On remarque aussi qu'il y a une réduction de la pression optimale presque constante avec la variation de la température d'évaporation, mais avec l'augmentation de la température de fin de refroidissement on note que la réduction de la pression optimale également augmente.

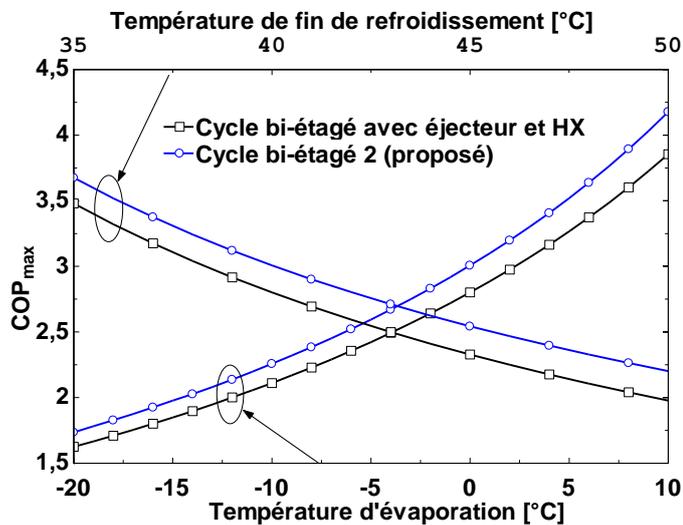


Figure 4. 27 : Variation de la performance maximale.

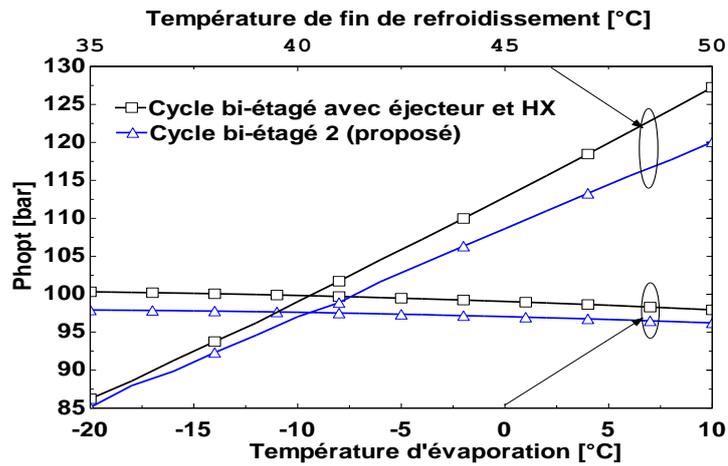


Figure 4. 28 : Variation de la pression optimale.

9. Comparaison des cycles avec éjecteur

Le Tableau 4.7 donne un résumé sur les performances maximales (COP_{max}) et les améliorations des performances (PIR) par rapport au cycle de base avec éjecteur de tous les cycles trans-critiques avec éjecteur étudiés dans ce document pour une température d'évaporation égale à 0°C et une température de fin de refroidissement égale à 40°C.

cp: compresseur, rg : refroidisseur de gaz, ri : Refroidisseur de gaz intermédiaire,

ev : Evaporateur, ei : Echangeur interne, d : détenteur, ej : éjecteur, s : séparateur.

Tableau 4. 7 : Comparaison des cycles avec éjecteur.

	Schéma de principe	Nombre de composants du cycle								COP _{max}	PIR (%)
		cp	rg	ri	ev	ei	d	Ej	s		
Cycle de base avec éjecteur		1	1	0	1	0	1	1	1	2.48	-
Cycle avec éjecteur et échangeur interne		1	1	0	1	1	1	1	1	2.32	-6.45
Cycle avec éjecteur et échangeur interne		1	1	0	1	1	1	1	1	2.29	-7.66
Cycle avec éjecteur et échangeur interne		1	1	0	1	1	1	1	1	2.51	1.21
Cycle bi-étagé avec éjecteur		2	1	1	1	0	1	1	1	2.70	8.87
Cycle bi-étagé avec éjecteur et échangeur interne		2	1	1	1	1	1	1	1	2.80	12.90
Cycle bi-étagé avec éjecteur et échangeur interne		2	1	1	1	1	1	1	1	2.82	13.71
Cycle bi-étagé avec éjecteur et deux échangeurs internes		2	1	1	1	2	1	1	1	3.00	20.97

10. Conclusion

A l'aide de la première loi de la thermodynamique et l'optimisation des performances de plusieurs cycles avec éjecteur, les conclusions principales peuvent être résumées comme suit :

-Il est évident que le cycle avec éjecteur présente des performances supérieures à celles qui sont présentées par le cycle de base ajoutant à cela que ce cycle présente des pressions optimales inférieures à celles qui sont présentées par le cycle de base (cycle sans éjecteur).

-La performance maximale de tous les cycles étudiés varie d'une façon proportionnelle par rapport à la température d'évaporation et d'une façon inversement proportionnelle par rapport à la température de fin de refroidissement qui est la même remarque pour les cycles classiques.

-La pression optimale de tous les cycles étudiés varie d'une façon considérable par rapport à la variation de la température de fin de refroidissement et d'une façon légère avec la variation de la température d'évaporation.

-Pour le cycle mono-étagé :

-L'introduction de l'échangeur interne dans le cycle mono-étagé avec éjecteur généralement influe négativement sur les performances maximales et dans les meilleurs des cas donne presque les mêmes performances maximales que présente le cycle de base avec éjecteur.

-Concernant le cycle bi-étagé :

-Le cycle bi-étagé avec éjecteur est une solution prometteuse pour améliorer les performances du cycle mono-étagé avec éjecteur. Contrairement au cycle mono-étagé l'introduction de l'échangeur interne dans le cycle bi-étagé et dans tous les cas étudiés améliore la performance maximale.

En plus, de cela cette introduction n'améliore pas seulement la performance maximale mais elle permet également de diminuer la haute pression optimale.

-la pression intermédiaire optimale est une pression supérieure à la pression intermédiaire conventionnelle ($P_i = \sqrt{P_h * P_{ev}}$).

-Avec l'analyse de régression on a montré que les performances maximales et les pressions optimales des cycles trans-critiques avec éjecteur sont des fonctions de la température d'évaporation et de la température de fin de refroidissement avec un bon coefficient de détermination.

CHAPITRE 5 : TRANSFERT DE CHALEUR EN ÉVAPORATION

CHAPITRE 5 : TRANSFERT DE CHALEUR EN ÉVAPORATION

1. Introduction

L'écoulement des fluides frigorigènes à l'intérieur des tubes horizontaux est couramment utilisé dans les évaporateurs pour des applications de réfrigération. Le transfert de chaleur lors de l'évaporation repose sur deux mécanismes principaux : l'ébullition nucléée et l'ébullition convective. Les transferts thermiques en ébullition nucléée sont principalement contrôlés par la différence de températures entre la paroi et le fluide, les propriétés du liquide, la mouillabilité de la paroi. Pour l'ébullition convective, les vitesses de chaque phase et leur distribution jouent un rôle majeur [98].

La prédiction correcte des coefficients de transfert de chaleur lors de l'évaporation en écoulement est essentielle pour la conception d'un évaporateur à haute efficacité thermique et à faible coût.

Dans ce chapitre, dans un premier temps nous détaillerons les différentes configurations d'écoulement rencontrés lors de l'évaporation, puis nous présenterons les modèles de prédiction du coefficient d'échange de chaleur, ensuite nous présenterons les résultats expérimentaux du coefficient de transfert de chaleur de CO₂ lors de l'évaporation disponibles dans la littérature, enfin ces résultats expérimentaux vont être comparés aux modèles de prédiction qui permettent par la suite de bien sélectionner la corrélation adéquate.

2. Configurations d'écoulement

En écoulement diphasique, Les principaux paramètres physiques qui conditionnent ces configurations d'écoulement sont principalement la tension superficielle et la gravité, qui pour un tube horizontal a tendance à créer une stratification des phases en envoyant le liquide vers le bas du tube et la vapeur vers le haut [99, 98].

Les configurations d'écoulement dans un tube horizontal sont illustrées dans la figure 5.1 [99, 98] et sont classifiées comme suit :

2.1 Écoulement à bulles

Lorsque les premières bulles apparaissent à la paroi, la température au cœur de l'écoulement est inférieure à la température de saturation du fait du profil radial de température, il s'ensuit une condensation des bulles émises à la paroi dans le cœur de l'écoulement : c'est l'ébullition locale. Lorsque la température au centre de l'écoulement est égale à la température de

saturation, débute l'ébullition nucléée saturée. Dans cette zone, les bulles sont approximativement de taille uniforme. En plus, en raison de la poussée d'Archimède, les bulles ont tendance à se rassembler dans la moitié supérieure du tube.

2.2 Écoulement stratifié

Aux faibles vitesses des phases liquide et vapeur, le liquide s'écoule dans la partie inférieure du tube et le gaz dans la partie supérieure. L'interface est continue et lisse.

2.3 Écoulement stratifié à vagues

L'augmentation de la vitesse de la vapeur dans l'écoulement stratifié provoque l'apparition de vagues à l'interface liquide-gaz. L'amplitude de ces vagues est notable et dépend de la vitesse relative des deux phases, cependant, leurs crêtes n'atteignent pas le sommet du tube.

2.4 Écoulement intermittent

Une vitesse de vapeur accrue augmente la taille des vagues interfaciales suffisamment pour mouiller la partie supérieure du tube. Cette configuration est caractérisée par de grandes vagues, mouillant le haut du tube par intermittence et séparées par de petites vagues. L'écoulement intermittent peut-être subdivisé en deux types de configurations :

- a) Ecoulement à poches : des poches de liquide, contenant de petites bulles de vapeur, sont séparées par de grosses bulles de gaz oblong. Le diamètre de ces dernières est plus petit que celui du tube, si bien que la phase liquide est continue et s'écoule le long de la partie inférieure du tube, sous les bulles oblong.
- b) Ecoulement à bouchons : Ici le diamètre des bulles oblong occupe toute la hauteur du canal et sont séparées par des bouchons de liquide.

2.5 Écoulement annulaire

La gravité tend à rendre le film de liquide plus épais dans la partie inférieure du tube. A l'interface liquide/vapeur, des gouttelettes sont arrachées et entraînées dans le cœur de la vapeur.

2.6 Écoulement à brouillard

La paroi du tube est sèche et le liquide est présent dans le cœur de l'écoulement de vapeur sous forme de fines gouttelettes.

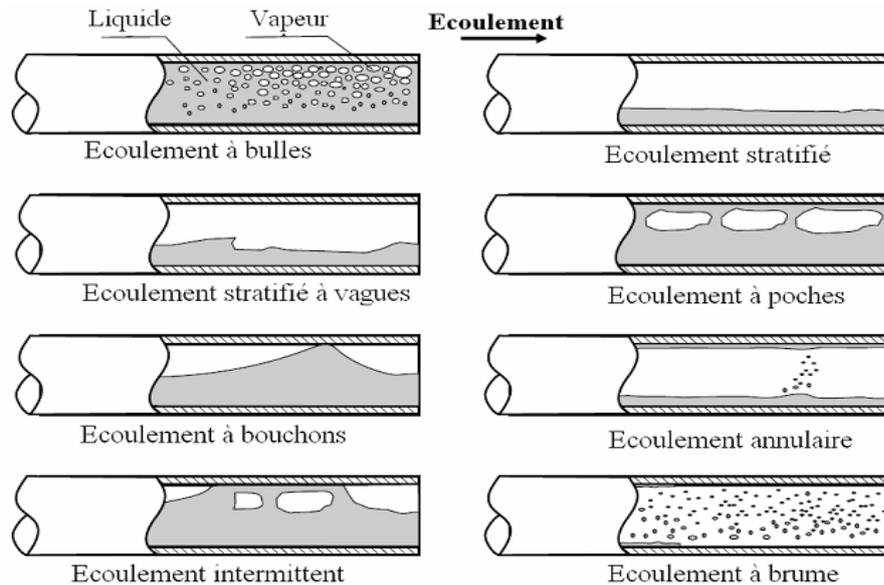


Figure 5. 1 : Configurations d'écoulement dans un tube lisse horizontal.

3. Synthèse sur les modèles de transfert de chaleur en ébullition

Cette synthèse présente les modèles classiques de prédiction du coefficient d'échange de chaleur local en ébullition utilisés par différents auteurs pour corrélérer les coefficients d'échange de chaleur dans un tube lisse. Il y a essentiellement quatre types de modèles : modèles de superposition, modèles d'intensification, modèles asymptotiques et modèles basé sur les configurations d'écoulement.

3.1 Modèles de superposition

Le modèle de superposition suppose que les coefficients d'échange de chaleur en ébullition peuvent être calculés en sommant deux contributions des mécanismes de transfert thermique : l'ébullition nucléée et l'ébullition convective.

3.1.a Modèle de Chen (1966)

Chen [5] a proposé en 1966 une corrélation pour l'ébullition d'un fluide dans un tube vertical. Cette corrélation est basée sur la superposition de deux modes de transfert, un lié à l'ébullition nucléée h_{nb} , l'autre lié à l'ébullition convective h_l et basé sur la corrélation de Dittus-Boelter.

Cette corrélation a été développée à partir de résultats expérimentaux pour l'ébullition de l'eau, du méthanol, du cyclohexane et du pentane. Chen écrit alors le coefficient d'échange de chaleur diphasique de la manière suivante :

$$h = h_{cv} + h_{nb} = Sh_{npb} + Fh_l \quad (5.1)$$

h_l : Le coefficient d'échange de la phase liquide. Il est calculé à partir de la corrélation de Dittus-Boelter (1930). Cette dernière est donnée par :

$$h_l = 0.023Re_l^{0.8}Pr^{0.4} \frac{\lambda_l}{D_h} \quad (5.2)$$

S est le facteur de suppression de l'ébullition nucléée :

$$S = (1 + 2.53 \cdot 10^{-6} Re_{tp}^{1.17})^{-1} \quad (5.3)$$

Re_{tp} le nombre de Reynolds diphasique donné par :

$$Re_{tp} = Re_l F^{1.25} = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} F^{1.25} \quad (5.4)$$

X_{tt} le paramètre de Lockhart-Martinelli :

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.1} \quad (5.5)$$

F est calculé selon :

$$F = \begin{cases} 1.0 & \text{pour } X_{tt} \geq 10 \\ 2.35(0.213 + X_{tt})^{0.7386} & \text{pour } X_{tt} \leq 10 \end{cases} \quad (5.6)$$

La corrélation de Forster-Zuber (1955) est utilisée par Chen pour évaluer le coefficient d'échange dans le régime d'ébullition nucléée :

$$h_{nb} = 0.00122 \left(\frac{\lambda_l^{0.79} c_{p_l}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{lv}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) (T_t - T_{sat}(P))^{0.24} (P_{sat}(T_t) - P)^{0.75} \quad (5.7)$$

σ est la tension superficielle, $T_{sat}(P)$ est la température de saturation à la pression P , $P_{sat}(T_t)$ est la pression de saturation à la température de la paroi du tube T_t et h_{lv} est la chaleur latente massique d'évaporation.

3.1.b Corrélation de Hwang (1997)

En comparant les valeurs expérimentales du coefficient de transfert et celles calculées à partir de la corrélation de Bennett-Chen (Bennett et Chen [5] ont modifié en 1980 la corrélation de Chen), Hwang et al. [5] ont constaté que les valeurs calculées sont inférieures aux valeurs expérimentales du coefficient de transfert déjà obtenues par Bredesen et al. (1997) pour la plupart des flux massiques de CO₂. L'erreur augmente avec l'augmentation du flux de chaleur et du titre de la vapeur. Pour réduire l'écart entre les valeurs expérimentales et celles calculées, les auteurs ont proposé d'effectuer des modifications sur la corrélation de Bennett-Chen.

La modification apportée au coefficient d'ébullition nucléée h_{nb} concerne essentiellement deux exposants pour modifier l'influence des paramètres les uns par rapport aux autres :

$$h_{nb} = 0.00122 \left(\frac{\lambda_l^{0.79} C_{p_l}^{0.5} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.6} \mu_l^{0.29} h_{lv}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) (T_t - T_{sat}(P))^{0.4} (P_{sat}(T_t) - P)^{0.75} \quad (5.8)$$

S est calculé de la même manière que dans la corrélation de Bennett-Chen. Sauf que le coefficient X_0 est calculé par une nouvelle équation :

$$X_0 = 0.05 \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0.5} \quad (5.9)$$

Le coefficient de correction lié à l'ébullition convective de la corrélation de Bennett-Chen devient :

$$E = F(X_{tt}) Pr^{0.6} \quad (5.10)$$

Le coefficient $F(X_{tt})$ devient :

$$F = \begin{cases} 1.0 & \text{pour } X_{tt} \geq 10 \\ 2(0.213 + X_{tt})^{0.736} & \text{pour } X_{tt} \leq 10 \end{cases} \quad (5.11)$$

3.1.c Corrélation de Gungor et Winterton (1986)

En se basant sur les données expérimentales de l'eau, quelques fluides frigorigènes (R11, R12, R22, R113 et R114) et éthylène glycol, Gungor et Winterton [100] ont développé une

corrélation pour des écoulements diphasiques verticaux (ascendants et descendants) et horizontaux. Le coefficient d'échange diphasique est alors exprimé par :

$$h = Sh_{nb} + Fh_{cv} \quad (5.12)$$

Ils ont remplacé les expressions initiales des facteurs F et S de la corrélation de Chen par celles-ci :

$$F = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1.37X_{tt}^{-0.86} \quad (5.13)$$

$$S = (1 + 1.15 \cdot 10^{-6} F^2 Re_1^{1.17})^{-1} \quad (5.14)$$

En outre, ils recommandent de calculer le coefficient de transfert de l'ébullition nucléée en vase h_{nb} , par la relation de Cooper (1984) :

$$h_{nb} = 55p_r^{0.12-0.434\ln(Rap)} (-\log(p_r))^{-0.55} \tilde{M}^{0.5} \dot{q}^{-0.67} \quad (5.15)$$

La rugosité de paroi Rap est exprimée en (μm), elle est considérée nulle si elle n'est pas connue.

M est la masse molaire du fluide ($\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$), q est la densité de flux thermique \dot{q} ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$).

Pour des écoulements diphasiques horizontaux, les auteurs ont proposé une valeur de seuil pour le nombre de Froude liquide, si $Fr_1 > 0.05$ leurs première corrélation reste valable, mais si $Fr_1 < 0.5$ le facteur F et S est calculé comme suit :

$$F = F_1 \cdot F_2 \quad (5.16)$$

$$F_2 = Fr_1^{(0.1-2Fr_1)} \quad (5.17)$$

$$S = S_1 \cdot S_2 \quad (5.18)$$

$$S_2 = Fr_1^{(1/2)} \quad (5.19)$$

3.1.d Corrélation de Jung et al (1989)

Basé sur une analyse expérimentale Jung et al. [101] ont proposé la corrélation suivante :

$$h = h_{nb} + h_{cb} = Nh_{SA} + F_p h_l \quad (5.20)$$

h_{SA} est le coefficient l'ébullition nucléée en vase (*nucleate pool boiling*) il est obtenu par la corrélation de Stephan et Abdelsalam [101], et h_l est un coefficient de transfert thermique monophasé qui est déterminé à l'aide de la corrélation de Dittus-Boelter (1930) :

$$h_{SA} = 207 \frac{k_l}{b_d - d_e} \left(\frac{q_e \cdot b_d}{k_l \cdot T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_l^{0.533} \quad (5.21)$$

$$b_d = 0.00146 \left(\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0.5} \quad (5.22)$$

F_p est un paramètre adimensionnel qui se calcule comme suit :

$$F_d = 2.37 \left(0.29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.85} \quad (5.23)$$

N est une variable qui dépend du nombre d'ébullition (Bo) et le paramètre de Martinelli (X_{tt}), il est calculé par la condition suivante :

$$N = \begin{cases} 4048 X_{tt}^{1.22} Bo^{1.13} & \text{pour } X_{tt} \leq 1 \\ 2 - 0.1 X_{tt}^{-0.28} Bo^{-0.33} & \text{pour } 1 \leq X_{tt} \leq 5 \end{cases} \quad (5.24)$$

3.2 Modèles d'intensification des échanges thermiques

3.2.a Corrélation de Shah (1982)

La méthode de Shah [99, 102] repose sur l'introduction d'un facteur d'intensification qui module l'échange de chaleur qu'on aurait en simple phase. Contrairement aux autres méthodes, celle de Shah ne fait pas intervenir de corrélation pour la détermination du coefficient d'échange en ébullition nucléée h_{nb} .

Dans ces modèles, le coefficient d'échange est exprimé uniquement comme le produit du coefficient d'échange monophasique du liquide multiplié par un facteur d'intensification des échanges thermiques Ψ :

$$h = \Psi h_l \quad (5.25)$$

$$\Psi = \frac{h}{h_l} = f(Cv, Bo, Fr_l) \quad (5.26)$$

Pour calculer le facteur d'intensification E , Shah a introduit les nombres adimensionnels Bo , Fr_l , Cv suivants :

$$Bo = \frac{\dot{q}}{GL_V} \quad (5.27)$$

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_h} \quad (5.28)$$

$$C_V = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \quad (5.29)$$

Shah a établi en 1982 l'équation suivante :

$$\psi = \max(h_{nb}, h_l) \quad (5.30)$$

Sa démarche est la suivante :

- Pour les tubes verticaux quel que soit Fr_l et pour les tubes horizontaux tels que $Fr_l > 0.04$:

$$N = C_V \quad (5.31)$$

- Pour les tubes horizontaux tels que $Fr_l < 0.04$:

$$N = 0.38 Fr_l^{-0.3} C_V \quad (5.32)$$

- Pour $N > 1.0$, calculer h_{nb} et h_{cv} d'après les expressions suivantes et choisir la plus grande valeur pour h_{tp} :

$$\text{Pour } Bo \geq 0.3 \cdot 10^{-3} : h_{nb}/h_l = 230 Bo^{0.5}$$

$$\text{Pour } Bo \geq 0.3 \cdot 10^{-3} : h_{nb}/h_l = 1 + 46 Bo^{0.5} \quad (5.33)$$

$$h_{cv}/h_l = 1.8/N^{0.8} \quad (5.34)$$

- Pour $0.1 < N \leq 1.0$, h_{cv} est calculé par l'équation (4.34) et h_{nb} par :

$$\frac{h_{nb}}{h_l} = F Bo^{0.5} \exp(2.74 N^{-0.1}) \quad (5.35)$$

La valeur la plus grande étant choisie pour h_{tp} .

- enfin, si $N \leq 0.1$, h_{cv} est toujours calculé à l'aide de l'équation (4.34) et h_{nb} par :

$$\frac{h_{nb}}{h_l} = F Bo^{0.5} \exp(2.74 N^{-0.15}) \quad (5.36)$$

La valeur la plus grande étant choisie pour h_{tp} .

La constante F est déterminé ainsi :

Pour $Bo \leq 11.10^{-4}$: $F=14.7$

Pour $Bo > 11.10^{-4}$: $F=15.43$ (5.37)

La valeur de h_l est calculée par la corrélation de Dittus-Boelter en considérant l'écoulement de la fraction liquide seule :

$$h_l = 0.023 \left[\frac{GD_h(1-x)}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{\lambda_l}{D_h} \quad (5.38)$$

3.2.b Corrélation de Gungor et Winterton (1987)

Une année plus tard après leur première corrélation en 1986, Gungor et Winterton [103] ont proposé une nouvelle version simplifiée de leur corrélation basée uniquement sur le coefficient d'échange de l'évaporation convective, tel que :

$$h = F_{new} h_{cv} \quad (5.39)$$

Le nouveau facteur d'amélioration de l'évaporation convective a pour expression :

$$F_{new} = 1 + 3000Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.41} \quad (5.40)$$

3.2.c Corrélation de Kandlikar (1990)

En 1990 Kandlikar [102] a proposé une corrélation prédisant les coefficients d'échange de chaleur en ébullition en convection forcée. Cette étude repose sur l'analyse rigoureuse de 5246 points de mesure provenant de 24 études différentes comprenant 10 fluides (eau, R11, R12, R13, R22, R113, R114, R152a, diazote, néon). Le tableau 5.1 rassemble les valeurs extrêmes des conditions expérimentales de ces différentes sources de données.

Tableau 5. 1 : Conditions expérimentales des études menées par Kandlikar (1990).

D_h [mm]	P_{sat} [bar]	G [kg/m ² s]	X [-]	\dot{q} [kW/m ²]	$Bo \cdot 10^{-4}$ [-]
4.6-32	0.6-64.2	13-8179	0.001-0.987	0.3-2280	0.03-46.5

Pour utiliser la corrélation de Kandlikar, il convient tout d'abord de déterminer le régime d'ébullition. L'auteur propose de procéder comme suit :

$C_v < 0.65$: évaporation convective, $C_v > 0.65$: ébullition nucléée.

La corrélation s'écrit alors de manière générale :

$$\frac{h}{h_l} = C_1 C_v^{C_2} (25 Fr_{l0})^{C_5} + C_3 Bo^{C_4} F_{fl} \quad (5.41)$$

$$h_l = 0.023 \left[\frac{GD_h(1-x)}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{\lambda_l}{D_h} \quad (5.42)$$

3.3 Modèles asymptotiques

Dans ces modèles, le coefficient d'échange est exprimé comme une harmonique de degré n des coefficients d'échange caractérisant l'ébullition nucléée et l'ébullition convective :

$$h = [(Eh_l)^n + (Sh_{en})^n]^{1/n} \quad (5.43)$$

3.3.a Modèle de Liu et Winterton (1991)

Liu et Winterton [98] ont proposé une corrélation d'ordre 2 ($n = 2$) avec les facteurs E et S donnés par :

$$E = \left[1 + x Pr_l \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad (5.44)$$

$$S = (1 + 0.055 E^{0.1} Re_l^{0.16})^{-1} \quad (5.45)$$

Le coefficient d'échange est calculé par la corrélation de Dittus-Boelter et celui d'ébullition en vase par la corrélation de Cooper. Cette corrélation a été validée pour des tubes verticaux et horizontaux et différents fluides : R12, R22, eau, éthanol.

3.3.b Modèle de Wattelet et al. (1994)

Wattelet et al. [100] ont développé un modèle asymptotique basé sur des données de coefficient de transfert thermique de R12, R22, R134a et R410A avec $n=2.5$:

$$h = \left[h_{NCB}^{2.5} + [(1 + 1.925 X_{tt}^{-0.83}) h_l R]^{2.5} \right]^{1/2.5} \quad (5.46)$$

D'où h_{NCB} est calculé par l'équation de Cooper 1984 :

$$h_{nb} = 55p_r^{0.12-0.434\ln(\text{Rap})} (-\log(p_r))^{-0.55} \tilde{M}^{-0.5} \dot{q}^{0.67} \quad (5.47)$$

Et h_l est calculé par Dittus-Boelter (1930) :

$$h_l = 0.023\text{Re}_l^{0.8}\text{Pr}^{0.4} \frac{\lambda_l}{D_h} \quad (5.48)$$

Alors que le facteur de correction R est calculé comme suit :

$$\begin{aligned} R &= 1.32\text{Fr}_{l0}^{0.2} && \text{pour } \text{Fr}_{l0} < 0.25 \\ R &= 1 && \text{pour } \text{Fr}_{l0} \geq 0.25 \end{aligned} \quad (5.49)$$

3.4 Modèle basé sur les configurations d'écoulements

Pour déterminer les échanges thermiques au cours de l'ébullition, il est nécessaire de connaître le domaine d'existence des différents régimes d'écoulement et régimes thermiques. Une des méthodes simple pour connaître ces régimes est l'utilisation de cartes sur lesquelles sont représentées les configurations d'écoulement.

3.4.a Carte de Kattan-Thome-Favrat (1998)

Kattan, Thome et Favrat [103, 104] ont comparé les résultats de différentes cartes d'écoulement, avec une importante base de données expérimentales obtenue pour des fluides purs et en mélange (R134a, R123, R402A, R404A, R502). Ils ont noté que la carte de Steiner (1993) (qui est une carte modifiée de Taitel-Dukler) est celle qui s'écarte le moins de leurs données expérimentales. Les auteurs ont donc choisi cette carte comme base de départ pour construire la leur.

La carte a pour ordonnée le flux massique, et pour abscisse le titre de vapeur.

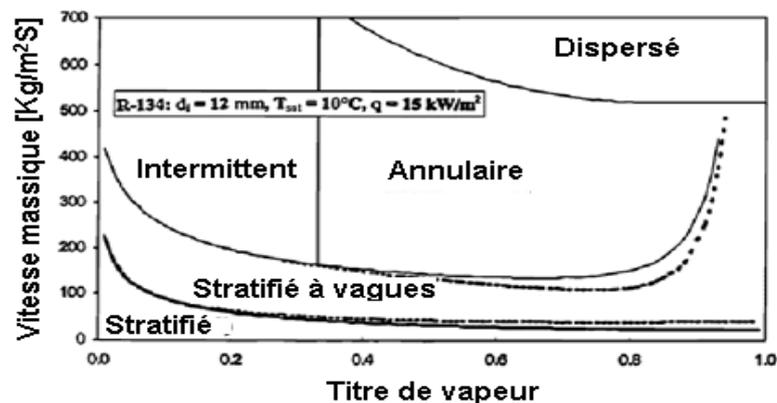


Figure 5. 2 : Carte de configuration d'écoulement de Kattan-Thome-Favrat (1998) [103].

Les conditions d'essai ont couvert la gamme des variables suivantes : vitesse massique de 100 à 500 kg/m²s, titre de vapeur de 4 à 100%, flux thermique de 440 à 36500 W/m², pression de saturation de 0.112 à 0.888 MPa, Nombre de Weber de 1.1 à 234.5 et le nombre de Froude liquide de 0.037 à 1.36.

La courbe de transition entre les écoulements annulaires et intermittents à l'écoulement stratifié à vague est :

$$\dot{m}_{\text{wavy}} = \left\{ \frac{16A_{\text{vd}}^3 g d_i \rho_l \rho_v}{x^2 \pi^2 (1 - (2h_{\text{ld}} - 1)^2)^{0.5}} \left[\frac{\pi^2}{25h_{\text{ld}}^2} (1 - x)^{-F_1(q)} \left(\frac{\text{We}}{\text{Fr}} \right)_1^{-F_2(q)} + 1 \right] \right\} + 50 \quad (5.50)$$

Les exposants empiriques non dimensionnels :

$$F_1(q) = 646 \left(\frac{\dot{q}}{q_{\text{DNB}}} \right)^2 + 64.8 \left(\frac{\dot{q}}{q_{\text{DNB}}} \right) \quad (5.51)$$

$$F_2(q) = 18.8 \left(\frac{\dot{q}}{q_{\text{DNB}}} \right) + 1.023 \quad (5.52)$$

La corrélation de Kutateladze pour le flux thermique du départ à l'ébullition nucléée est utilisée :

$$q_{\text{DNB}} = 0.131 \rho_g^{1/2} h_{\text{lv}} [g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{1/4} \quad (5.53)$$

Le seuil de la vitesse de massique pour la transition de l'écoulement annulaire à l'écoulement à brume est :

$$\dot{m}_{\text{mist}} = \left\{ \frac{7680A_{\text{vd}}^2 g d_i \rho_l \rho_v}{x^2 \pi^2 \xi_{\text{ph}}} \left(\frac{\text{We}}{\text{Fr}} \right)_1 \right\}^{0.5} \quad (5.54)$$

Le facteur de frottement est :

$$\xi_{\text{ph}} = \left[1.138 + 2 \log \left(\frac{\pi}{1.5A_{\text{Ld}} L} \right) \right]^{-2} \quad (5.55)$$

La transition entre l'écoulement stratifié à vague et l'écoulement entièrement stratifié est donnée par l'expression :

$$\dot{m}_{\text{strat}} = \left\{ \frac{(226.3)^2 A_{\text{ld}} A_{\text{vd}}^2 \rho_v (\rho_L - \rho_G) \mu_l g}{x^2 (1 - x) \pi^3} \right\}^{1/3} \quad (5.56)$$

Le seuil de transition dans l'écoulement à bulles est :

$$\dot{m}_{\text{bubbly}} = \left\{ \frac{256 A_{\text{vd}} A_{\text{ld}}^2 d_i^{1.25} \rho_l (\rho_l - \rho_v) g}{0.3164 (1-x)^{1.75} \pi^2 P_{\text{id}} \mu_l^{0.25}} \right\}^{1/1.75} \quad (5.57)$$

La ligne de seuil de la transition d'écoulement intermittent-à-annulaire à x_{IA} est :

$$x_{\text{IA}} = \left\{ \left[0.2914 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1/1.75} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-1/7} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad (5.58)$$

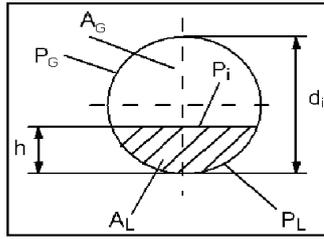


Figure 5.3 : Section droite d'un écoulement horizontal stratifié [103].

Afin de calculer les courbes de transition des configurations d'écoulement utilisées dans la carte d'écoulement de Kattan et al. [103], six variables géométriques adimensionnelles ont été définies :

$$h_{\text{ld}} = \frac{h}{d_i}, P_{\text{ld}} = \frac{P_l}{d_i}, P_{\text{vd}} = \frac{P_v}{d_i}, P_{\text{id}} = \frac{P_i}{d_i}, A_{\text{ld}} = \frac{A_l}{d_i^2}, A_{\text{vd}} = \frac{A_v}{d_i^2} \quad (5.59)$$

Pour $h_{\text{ld}} \leq 0.5$

$$P_{\text{id}} = \left(8(h_{\text{ld}})^{0.5} - 2(h_{\text{ld}}(1-h_{\text{ld}}))^{0.5} \right) / 3, P_{\text{vd}} = \pi - P_{\text{id}}$$

$$P_{\text{ld}} = \left(12(h_{\text{ld}}(1-h_{\text{ld}}))^{0.5} + 8(h_{\text{ld}})^{0.5} \right) h_{\text{ld}} / 15, A_{\text{vd}} = \frac{\pi}{4} - A_{\text{ld}}$$

Pour $h_{\text{ld}} > 0.5$

$$P_{\text{vd}} = \left(8(1-h_{\text{ld}})^{0.5} - 2(h_{\text{ld}}(1-h_{\text{ld}}))^{0.5} \right) / 3, P_{\text{id}} = \pi - P_{\text{vd}}$$

$$P_{\text{ld}} = \left(12(h_{\text{ld}}(1-h_{\text{ld}}))^{0.5} + 8(1-h_{\text{ld}})^{0.5} \right) (1-h_{\text{ld}}) / 15, A_{\text{ld}} = \frac{\pi}{4} - A_{\text{vd}}$$

Pour $0 \leq h_{\text{ld}} \leq 1$

$$P_{\text{id}} = 2(h_{\text{ld}}(1-h_{\text{ld}}))^{0.5} \quad (5.60)$$

Puisque h est inconnu, une méthode itérative utilisant l'équation suivante est nécessaire pour calculer le h_{ld} :

$$X_{tt}^2 = \left[\left(\frac{P_{vd} + P_{id}}{\pi} \right)^{1/4} \left(\frac{\pi^2}{64A_{vd}^2} \right) \left(\frac{P_{vd} + P_{id}}{A_{vd}} + \frac{P_{id}}{A_{id}} \right) \right] \left(\frac{\pi}{P_{id}} \right)^{1/4} \left(\frac{64A_{vd}^3}{\pi^2 P_{id}} \right) \quad (5.61)$$

3.4.b Carte de Cheng-Ribatski-Quibén-Thome (2008)

Le modèle de Kattan-Thome-Favrat qui est développé pour les fluides synthétiques a été adapté par Wojtan et al. [105], il a été également modifié spécifiquement pour le CO₂ par Thome et El Hajal [106], ce modèle a été aussi modifié par Cheng et al. [107] en 2006, la dernière version a été éditée en 2008 par Cheng et al. [108].

Basé sur des nouvelles données expérimentales, les auteurs ont proposé une nouvelle version du modèle est valide dans la fourchette des paramètres opératoires suivants :

- Le diamètre de tube de 0.6 à 10 [mm].
- la vitesse massique varie : $50 \leq G \leq 1500$ [kg/m²s].
- la densité de flux : $1.8 \leq \dot{q} \leq 46$ [kWm⁻²].
- La température d'évaporation : $-28 \leq T_{sat} \leq 25$ [°C].

3.4.c Modèle de Cheng et al. 2008

Dans cette partie on présente seulement la dernière version du modèle de kattan établie par Cheng-Ribatski-Quibén-Thome [109].

Basant sur la corrélation de Kattan et al. [103], le coefficient d'échange convectif intérieur est calculé comme suit :

$$h = \frac{\theta_{dry} h_v + (2\pi - \theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi} \quad (5.62)$$

L'expression de l'angle sec θ_{dry} dépend de la configuration d'écoulement comme suit :

1. Zone stratifié :

Dans cette zone l'angle sec est égal à l'angle stratifié θ_{strat} qui se calcule par l'équation proposée par Biberg [109].

$$\theta_{dry} = 2\pi - 2 \left\{ \begin{array}{l} \pi(1 - \varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{\frac{1}{3}} \left[1 - 2(1 - \varepsilon) + (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{3}} - \varepsilon^{\frac{1}{3}} \right] \\ - \frac{1}{200} (1 - \varepsilon) \varepsilon [1 - 2(1 - \varepsilon)] [1 + 4(1 - \varepsilon)^2 + \varepsilon^2] \end{array} \right\} \quad (5.63)$$

2. Zone annulaire (A) et zone intermittent (I) :

$$\theta_{\text{dry}} = 0 \quad (5.64)$$

3. Zone stratifié à vague (SW) :

L'angle sec θ_{dry} varie de zéro jusqu'à sa valeur maximale θ_{strat} .

Cette zone a été subdivisée en trois sous-zones

a) Sous-zone à bouchons :

La fréquence élevée des bouchons maintient un film liquide continu sur le périmètre supérieur du tube.

$$\theta_{\text{dry}} = 0 \quad (5.65)$$

b) Sous-zone stratifié à vague

L'équation suivante est proposée :

$$\theta_{\text{dry}} = \theta_{\text{strat}} \left(\frac{G_{\text{wavy}} - G}{G_{\text{wavy}} - G_{\text{strat}}} \right)^{0.61} \quad (5.66)$$

c) Sous-zone annulaire et intermittent :

L'angle sec est calculé par l'interpolation entre les deux autres régimes (S et I).

$$\theta_{\text{dry}} = \theta_{\text{strat}} \frac{x}{x_{\text{IA}}} \left(\frac{G_{\text{wavy}} - G}{G_{\text{wavy}} - G_{\text{strat}}} \right)^{0.61} \quad (5.67)$$

h_{vap} : est le coefficient d'échange de la phase vapeur. Il est donné par la formule de Dittus et Boelter :

$$h_{\text{v}} = 0.023 \text{Re}_v^{0.8} \text{Pr}_v^{0.4} \frac{k_v}{D} \quad (5.68)$$

Le nombre de Reynolds de la phase vapeur se calcule par :

$$\text{Re}_v = \frac{Gx D}{\mu_v \varepsilon} \quad (5.69)$$

Le coefficient de transfert thermique du périmètre humide est calculé avec un modèle asymptotique qui combine la contribution de l'ébullition nucléée et l'ébullition convective.

$$h_{\text{wet}} = [(Sh_{\text{nb}})^3 + h_{\text{cb}}^3]^{1/3} \quad (5.70)$$

Le coefficient de transfert thermique de l'ébullition nucléée h_{nb} est calculé avec la corrélation de Cheng-Ribatski-Wojtan-Thome

$$h_{\text{nb}} = 131p_r^{-0.0063}(-\log(p_r))^{-0.55}M^{-0.5}\dot{q}^{0.58} \quad (5.71)$$

Le facteur de suppression de l'ébullition nucléée de Cheng-Ribatski-Wojtan-Thome pour le CO_2 est appliqué pour réduire la contribution de l'ébullition nucléée :

Si $x < x_{\text{IA}}$, $S = 1$

$$\text{Si } x \geq x_{\text{IA}}, S = 1 - 1.14 \left(\frac{D}{0.00753} \right)^2 \left(1 - \frac{\delta}{\delta_{\text{IA}}} \right)^{2.2} \quad (5.72)$$

En outre, si $D > 7.53$ mm, remettre le diamètre égale à 7.53mm.

Le coefficient d'ébullition convective h_{cb} est calculé avec la corrélation suivante

$$h_{\text{cb}} = 0.0133\text{Re}_\delta^{0.69}\text{Pr}_L^{0.4} \frac{k_v}{\delta} \quad (5.73)$$

Où le nombre de Reynolds de film liquide :

$$\text{Re}_\delta = \frac{4G(1-x)\delta}{\mu_v(1-\varepsilon)} \quad (5.74)$$

Le coefficient de transfert thermique dans l'écoulement à brouillard est calculé par une nouvelle corrélation, qui est une modification de la corrélation de Groeneveld [109] développé pour l'eau et les anciens réfrigérants :

$$h_M = 2.10^{-8}\text{Re}_H^{1.97}\text{Pr}_V^{1.06}Y^{-1.83} \frac{k_v}{D} \quad (5.75)$$

Où le nombre de Reynolds homogène Re_H et le facteur Y de correction sont calculés comme suit :

$$\text{Re}_H = \frac{GD}{\mu_v} \left[x + \frac{\rho_v}{\rho_L} (1-x) \right] \quad (5.76)$$

$$Y = 1 - 0.1 \left[\left(\frac{\rho_L}{\rho_v} - 1 \right) (1-x) \right]^{0.4} \quad (5.77)$$

Dans la région où a lieu l'assèchement, le coefficient de transfert thermique est calculé par une interpolation linéaire comme suit :

$$h_{\text{dryout}} = h_{\text{tp}}(x_{\text{di}}) - \frac{x - x_{\text{di}}}{x_{\text{de}} - x_{\text{di}}} \left[\left(h_{\text{tp}}(x_{\text{di}}) - h_{\text{mist}}(x_{\text{de}}) \right) \right] \quad (5.78)$$

Où $h_{\text{tp}}(x_{\text{di}})$ est le coefficient de transfert thermique local calculé à partir de l'équation (b.1) pour $x = x_{\text{di}}$, pour lequel l'assèchement débute.

$$x_{\text{di}} = 0.58 e^{[0.52 - 0.236 We_V^{0.17} Fr_{v.Mori}^{0.17} (\rho_v/\rho_L)^{0.25} (\dot{q}/q_{\text{crit}})^{0.27}]} \quad (5.79)$$

$h_{\text{mist}}(x_{\text{de}})$ est le coefficient de transfert thermique local calculé à partir de l'équation (5.75) où $x = x_{\text{de}}$, à partir duquel l'assèchement est total.

$$x_{\text{de}} = 0.61 e^{[0.57 - 0.502 We_V^{0.16} Fr_{v.Mori}^{0.15} (\rho_v/\rho_L)^{-0.09} (\dot{q}/q_{\text{crit}})^{0.72}]} \quad (5.80)$$

Si le x_{de} n'est pas défini à la vitesse de masse étant considérée, on le suppose que $x_{\text{de}} = 0.999$.

4. Études expérimentales

4.1 Étude de Bredesen et al. (1997)

Bredesen et al. [4, 99] ont été les premiers à avoir obtenu expérimentalement les coefficients d'échange de chaleur et les pertes de pression de la vaporisation de CO₂. Ils ont observé un accroissement du coefficient d'échange avec l'augmentation du titre de vapeur pour une température variant entre -25 et -10°C. Cependant, pour une température de 5°C, le coefficient d'échange est plus ou moins constant avant une certaine valeur du titre de vapeur puis décroît au-delà de cette valeur. Les auteurs ont aussi constaté que les coefficients d'échange sont plus élevés que ceux correspondants aux réfrigérants classiques pour les mêmes conditions opératoires. Cependant, pour des températures de saturation négatives, le coefficient de transfert de chaleur adopte le même comportement que dans le cas des réfrigérants classiques.

4.2 Étude de Yun et al. (2003)

Les caractéristiques de transfert thermique d'évaporation du dioxyde de carbone dans un tube horizontal sont expérimentalement étudiées. Le tube a un diamètre intérieur de 6.0 mm avec une épaisseur de paroi de 1.0mm et une longueur de 1.4m, Les essais ont été effectués à des

températures de saturation de 5 et 10°C, des vitesses massiques de 170 à 320 kg/m²s et une densité de flux de 10 à 20 kW/m² [110].

L'étude a montré qu'il y a une apparition d'un assèchement du CO₂ à des faibles titres de vapeur qui n'est pas la même remarque pour les fluides frigorigènes conventionnels.

Les auteurs ont étudié l'influence de la vitesse massique, la densité de flux et la température d'évaporation sur le coefficient de transfert de chaleur. Ils ont trouvé généralement que le coefficient de transfert thermique du CO₂ diminue avec l'augmentation du titre de vapeur.

Avec l'augmentation du flux de chaleur, les coefficients d'échanges de chaleur sont significativement améliorés aux faibles titres, alors que les effets du flux de chaleur décroît après l'assèchement.

En outre, le coefficient de transfert thermique du CO₂ est plus élevé que celui de R134a de 47% en moyen aux mêmes conditions de fonctionnement.

La corrélation de Gungor et de Winterton (1986) [100] donne de mauvaise prédiction du coefficient de transfert thermique du CO₂ à des faibles vitesses massiques, alors qu'elle rapporte une bonne évaluation à des vitesses massiques élevées.

4.3 Étude de Yoon et al. (2004)

Le processus d'évaporation du CO₂ a été étudié d'une façon expérimentale et analytique. Le tube a un diamètre intérieur de 7.53mm et une longueur de 5m, Les essais ont été effectués à des températures de saturation de -4 à 20°C, des vitesses massiques de 200 à 530 kg/m²s et une densité de flux de 12 à 20 kW/m².

Les auteurs ont fait une comparaison de différentes corrélations de transfert thermique lors de l'évaporation du dioxyde de carbone (les corrélations de Kandlikar (1990), Gungor et Winterton (1987), Jung et al. (1989), Liu et Winterton (1991) Hwang et al. (1997) et ils ont trouvé que ces corrélations sous prédisent le coefficient de transfert de dioxyde de carbone. Enfin en se basant sur les valeurs expérimentales du coefficient de transfert thermique lors de l'évaporation de CO₂ une nouvelle corrélation a été développée [111].

4.4 Étude de Cho et Kim (2007)

Les caractéristiques de transfert de chaleur d'évaporation de CO₂ ont été expérimentalement étudiées et analysées en fonction de la température d'évaporation, la vitesse massique, la densité de flux et la géométrie de tube. Les essais ont été effectués pour des vitesses

massiques variant entre 212 et 656 kg/m²s, des températures de saturations variant entre 0 et 20°C, et des densités de flux variant entre 6 et 20 kW/m².

Les données expérimentales ont montré que les coefficients d'échanges moyens pour un tube à micro ailettes étaient approximativement de 150 à 200% plus élevés que ceux pour le tube lisse aux mêmes conditions opératoires [112].

4.5 Étude de Zhao et Bansal (2007)

Dans leur étude [113], le transfert de chaleur est expérimentalement étudié lors de l'ébullition en écoulement à basse température dans un tube horizontal avec un diamètre intérieur de 4.57mm. En raison de la grande tension superficielle, le coefficient de transfert de chaleur de CO₂ augmente avec l'augmentation du titre de vapeur jusqu'à l'assèchement, ce qui est le contraire pour des températures relativement élevées (autour de 0°C).

Les auteurs ont noté qu'aucune corrélation empirique dans la littérature ouverte ne pouvait prévoir le coefficient de transfert de chaleur d'ébullition pour le CO₂ en bon accord avec les données expérimentales.

4.6 Étude de Park et Hrnjak (2007)

La recherche des coefficients de transfert de chaleur et la chute de pression lors d'ébullition en écoulement est effectuée dans un tube lisse horizontal d'un diamètre intérieur de 6.1mm pour le CO₂, le R410A, et le R22 à des températures d'évaporation de -15 et de -30°C, avec une vitesse massique variant entre 100 et 400kg/m²s et une densité de flux de chaleur variant entre 5 et 15kW/m² pour des titres de vapeur qui varient entre 0.1 et 0.8 [114].

Le coefficient de transfert de chaleur d'ébullition d'écoulement de CO₂ est beaucoup plus élevé que ceux pour R410A et R22 et particulièrement pour les faibles titres de vapeur.

L'étude montre qu'il y a une dominance de l'ébullition nucléée dans le mécanisme de transfert de chaleur de CO₂ car le coefficient de transfert de chaleur dépend fortement de la densité de flux de chaleur par contre le transfert de chaleur nucléée et convective est en activité pour le R410A parce que le coefficient de transfert de chaleur de R410A est affecté par le changement de la densité de flux, de vitesse massique et de la qualité de la vapeur.

4.7 Étude d'Oh et al. (2008)

Le coefficient de transfert de chaleur d'ébullition en écoulement de CO₂ dans un tube horizontal a été étudié expérimentalement [101].

Les résultats d'essai ont montré que l'ébullition nucléée est dominante. Le coefficient de transfert de chaleur d'ébullition de CO₂ dépend fortement du titre de vapeur, la densité de flux et la température de saturation. Le coefficient de transfert de chaleur d'ébullition de CO₂ est d'environ 87.2% et 93% plus élevé que celui de R22 et de R-134a.

Avec la comparaison des résultats expérimentaux et les corrélations existantes de prédiction de coefficient de transfert de chaleur, la corrélation de Jung et al. [101] présente les coefficients les plus proches aux résultats expérimentaux.

4.8 Étude de Mastrullo et al. (2009)

Mastrullo et al. [115] ont effectué une étude expérimentale sur le coefficient d'échange de chaleur lors de l'ébullition de CO₂ dans un tube lisse. Les auteurs ont fait une comparaison entre les résultats expérimentaux obtenus et les résultats trouvés par des corrélations existantes dans la littérature. Ils ont trouvé que la méthode utilisée par Chang et al. (2008) [109] donne généralement les meilleures prédictions devant les autres méthodes.

4.9 Étude d'Oh et al. (2011)

Les auteurs ont fait une étude expérimentale sur le coefficient de transfert de chaleur d'ébullition en écoulement de CO₂ dans un tube horizontal. Le tube a un diamètre intérieur égal à 4.57mm, avec une épaisseur de 0.89mm et une longueur de 4.2m. Des expériences ont été effectuées pour une densité de flux de chaleur variant entre 10 à 40 kW/m²K, une vitesse massique de 200 à 1000 kg/m²s et une température de saturation de 0 à 20°C.

Le transfert de chaleur d'ébullition du CO₂ a un plus grand effet sur l'ébullition nucléée que l'ébullition convective et dépend fortement de la qualité de vapeur, de la densité de flux de chaleur, et de la température de saturation.

Le coefficient de transfert de chaleur d'ébullition de CO₂ augmente avec la diminution du diamètre intérieure. L'étude comparative entre les corrélations précédentes de transfert de chaleur d'ébullition et les données expérimentales a montré que la corrélation de Cheng et al. (2008) [109] présente une bonne concordance avec les données expérimentales de CO₂ [116].

4.10 Étude Grauso et al. (2013)

L'effet de la pression réduite et son effet combiné à d'autres conditions opératoires (vitesse massique et densité de flux) sur l'ébullition de CO₂ et de R410A dans un tube lisse horizontal de diamètre de 6 mm sont expérimentalement étudiés [117].

Les conditions de fonctionnement sont : La pression réduite qui varie de 0.57 à 0.64, la densité de flux de chaleur de 5 kW/m² et 20 kW/m² et la vitesse massiques qui varie entre 150 et 500 kg/m²s. La comparaison statistique de plusieurs corrélations a prouvé que, pour le CO₂, la méthode de Cheng et al. (2008) [109] donne les meilleures prédictions.

4.11 Étude de Hassan et Shedid (2015)

Hassan et Shedid [118] ont fait une étude expérimentale du coefficient de transfert de chaleur du dioxyde de carbone en phase d'évaporation dans un tube lisse horizontal sous les conditions suivantes : une température d'évaporation qui varie entre -10 et -35°C, une vitesse massique qui varie entre 90 et 750 (kg /m²s), une densité de flux de chaleur qui varie entre 5 et 40 (kW/m²) et une concentration de l'huile lubrifiante qui varie entre 0.2 et 7%.

Dans cette étude les auteurs ont étudié l'influence de la densité de flux de chaleur, la vitesse massique et la concentration de l'huile lubrifiante. Les résultats ont montré que la présence de l'huile lubrifiante réduit le coefficient de transfert de chaleur.

5. Comparaison des données expérimentales et des corrélations de prédiction

Dans cette partie les données des coefficients de transfert thermique du CO₂ en évaporation disponibles dans la littérature sont comparées aux différents modèles prédictifs.

Les paramètres expérimentaux varient comme suit : Le diamètre de 4.5mm à 8.62mm, la température de saturation de -30 à 20°C, la vitesse massique de 100 kg/m²s à 900 kg/m²s et la densité du flux thermique de 5kW/m² à 40kW/m².

Sachant que toutes les expériences ont été réalisées avec des tubes lisses circulaires horizontaux. Le tableau 5.2 montre les études expérimentales avec leurs paramètres opératoires.

Tableau 5. 2 : Etudes expérimentales de coefficient de transfert thermique.

Auteurs	D [mm]	G [kg/m ² s]	\dot{q} [kW/m ²]	T _{sat} [°C]	Nombre de points
Bredesen et al. (1997) [99]	7	200 à 400	3 à 9	-25 à 5	33
Yun et al. (2003) [110]	6	170 à 340	10 à 20	5 et 10	127
Yoon et al. (2004) [111]	7.35	200 à 530	12 à 20	-4 à 20	53
Cho et Kim (2007) [112]	4.5, 8.62	212 à 656	6 à 20	0 à 20	200
Zhao et Bansal (2007) [113]	4.57	139 à 230	12.6 à 19.3	-28.6 à -29.9	22
Park et Hrnjak (2007) [114]	6.1	100 à 400	5 à 15	-15 à -30	108
Oh et al. (2008) [101]	7.75	200 à 500	10 à 40	- 5 à 5	90
Mastrullo et al. (2009) [115]	6.00	200 à 349	10.0 à 20.6	-7.8 à 5.8	160
Oh et al. (2011) [116]	4.57	200 à 1000	10 à 40	0 à 20	120
Grauso et al. (2013) [117]	6.00	150 à 500	5 à 20	7 et 12	158
Hassan et Shedid (2015) [118]	10	90 à 750	5 à 40	-35 à -10	7

On a fait l'extraction toutes les données expérimentales (1078 points) des études issues de la littérature qui ont été mentionnées précédemment (tableau 5.2) afin de les comparer avec les corrélations de prédiction de coefficient de transfert thermique existantes.

La figure 5.4 montre tous les coefficients de transfert expérimentaux avec une variation de titre de vapeur de 0 à 1.

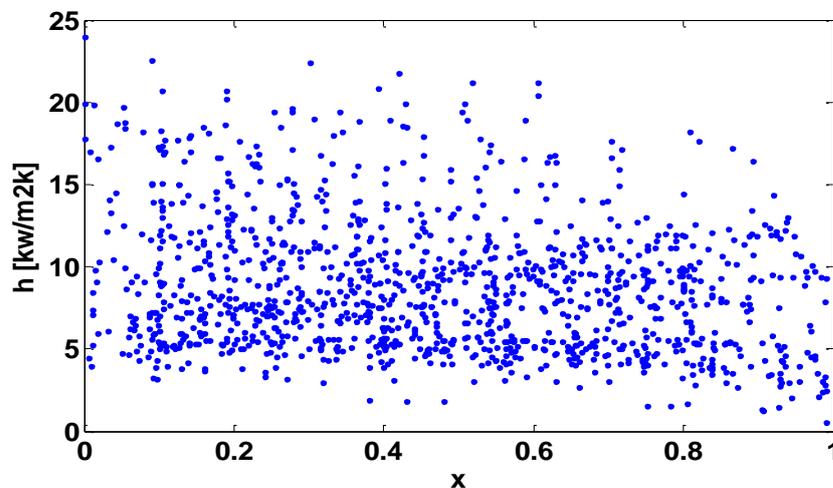


Figure 5. 4 : Coefficient de transfert expérimental en fonction de titre de vapeur.

Les corrélations de prédiction du coefficient de transfert qu'on va évaluer appartient aux différents modèles de prédictions (modèle de superposition, modèle d'intensification des échanges thermiques, modèle asymptotiques et le modèle basé sur les configurations d'écoulements) parmi lesquelles certaines sont dédiées aux différents fluides frigorigènes, d'autres sont dédiées au CO₂ en particulier.

Vu l'existence de plusieurs corrélations de prédiction de coefficient de transfert thermique, il est indispensable de savoir l'exactitude de ces corrélations.

Donc l'objectif de cette étude est de savoir l'exactitude des corrélations de coefficient de transfert de chaleur de dioxyde de carbone au changement de phase dans des tubes lisses horizontaux dans toutes les conditions opératoires trouvées dans les études expérimentales. Et ce pour bien choisir la corrélation qui donne les résultats les plus proches à la réalité ce qui permet par la suite de dimensionner d'une façon optimale (ni surdimensionnement ni sous-dimensionnement) l'évaporateur qui assure la puissance frigorifique requise. Les corrélations considérées dans cette étude sont montrées dans le tableau 5.3 :

Tableau 5. 3: Corrélations de prédiction de coefficient de transfert thermique.

N°	Corrélation
1	Chen (1966) [5]
2	Shah (1982) [103, 102]
3	Cooper (1984) [100]
4	Gungor-Winterton (1986) [100]
5	Gungor-Winterton (1987) [103]
6	Hwang et al. (1997) [5]
7	Jung et al. (1989) [101]
8	Kandlikar (1990) [102]
9	Liu-Winterton (1991) [98]
10	Wattelet et al. (1994) [100]
11	Kattan-Thome-Favrat (1998) [103]
12	Wojtan-Ursenbacher-Thome (2005) [119]
13	Cheng et al. (2006) [107]
14	Cheng et al. (2008) [109]

5.1 Les indicateurs mathématiques

Quelques indicateurs mathématiques ont été utilisés pour évaluer les modèles de prédictions : L'écart relatif moyen et l'écart moyen en valeur absolue :

L'écart moyen d'un ensemble d'observations quantitatives est une mesure de dispersion. Il correspond à la moyenne des valeurs absolues des écarts de chaque observation par rapport à la moyenne arithmétique [95].

$$Mad = 1/N \sum (|h_{pred} - h_{exp}| / h_{exp}) * 100 \% \quad (5.81)$$

$$Md = 1/N \sum (h_{pred} - h_{exp} / h_{exp}) * 100 \% \quad (5.82)$$

Avec N est le nombre des mesures.

L'écart moyen absolu fournit des informations globales sur l'exactitude de la méthode prédictive. Une valeur basse de Mad correspond à une exactitude élevée du modèle.

Une valeur positive de l'écart moyen Md indique une surestimation des données expérimentales, alors qu'une valeur négative indique une sous-estimation de la mesure.

5.2 Validation des programmes de calcul

Pour valider les programmes de calcul de tous les modèles considérés (tableau 5.3), une comparaison des résultats générés par les programmes de calcul avec les résultats trouvés dans la littérature a été faite. Les calculs sont effectués à partir des variables d'entrée issues de la littérature et après l'exécution du programme de calcul à valider les résultats générés et ceux extraits de la littérature sont illustrés dans la même figure.

Dans tous les programmes de calcul les variables d'entrées sont la température d'évaporation, la densité de flux thermique, la vitesse massique, le diamètre intérieur et le titre de vapeur, alors que la seule variable de sortie est le coefficient de transfert de chaleur.

A titre d'exemple, Comme il est bien illustré dans les figures 5.32 et 5.33, avec une variation du titre de vapeur allant de 0 jusqu'à 1, l'accord des résultats de programmes de calcul de modèle de Chen (1966) et celui de Shah (1982) avec les résultats de la littérature est bon.

La figure 5.5 est tracée à l'aide du modèle de Chen (1966) en utilisant les équations (5.4) à (5.10) sous une température d'évaporation de -10°C , une vitesse massique de $600 \text{ kg/m}^2.\text{s}$, une densité de flux thermique de 20 kW/m^2 et un diamètre intérieur de 0.529 mm .

Alors que la figure 5.6 est tracée à l'aide du modèle de Shah (1982) en appliquant les équations (5.25) à (5.38) sous une température d'évaporation de 4.2°C, une vitesse massique de 201 kg/m².s, une densité de flux thermique de 9.6 kW/m² et un diamètre intérieur de 6mm. (Pour les autres modèles voir annexe 2 : Validation des programmes informatiques)

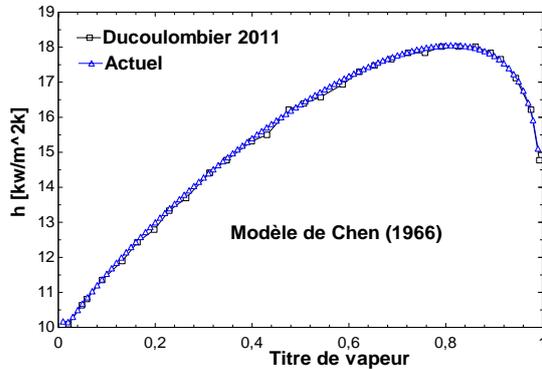


Figure 5. 5 : Coefficient de transfert de chaleur du modèle de Chen (1966).

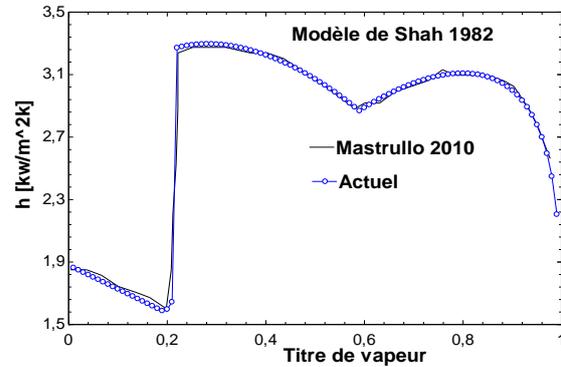


Figure 5. 6 : Coefficient de transfert de chaleur du modèle de Shah (1982).

5.3 Discussion des résultats

Le Tableau 5.4 résume toutes les valeurs des écarts moyens et les écarts moyens absolus de l'ensemble des données expérimentales.

Avec la comparaison des corrélations de coefficient d'échange thermique considérées et les données expérimentales de Bredesen et al. (1997), il est remarqué que toutes ces corrélations sous-estiment le coefficient d'échange thermique (sauf le cas de Liu-Winterton (1991)), c'est-à-dire que les valeurs calculées sont inférieures aux valeurs expérimentales du coefficient de transfert thermique, en ajoutant que la valeur minimale des écarts moyens est celle de shah (1982) (-58.65%) et la valeur maximale est celle de Liu-Winterton (1991)(49.11%) comme il est montré dans la figure 5.7.

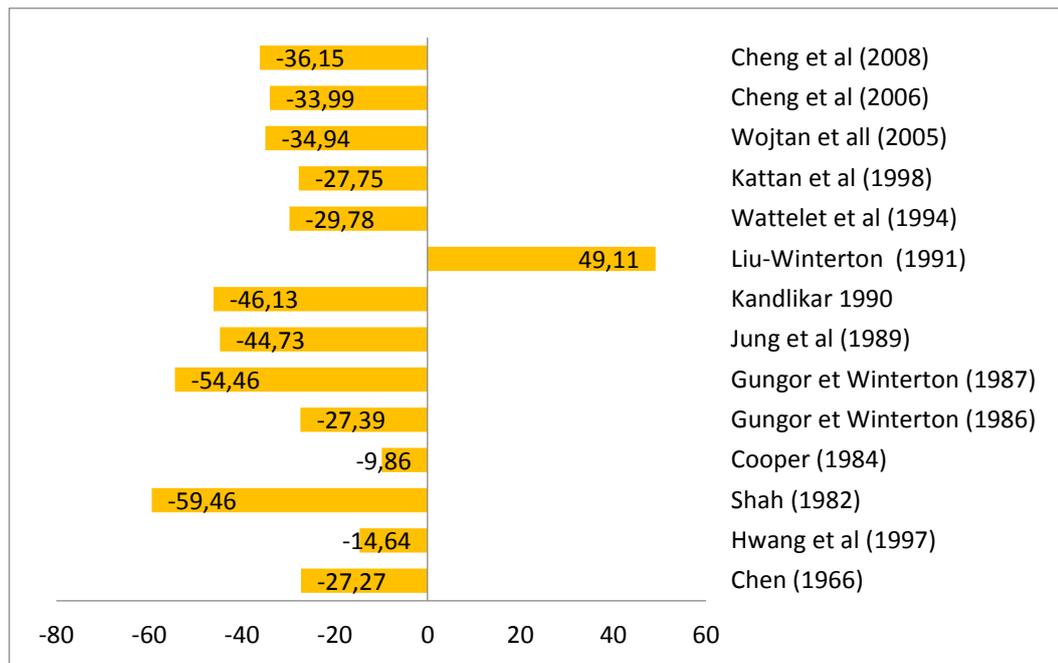


Figure 5. 7 : Écarts moyens de toutes les corrélations avec les données expérimentales de Bredesen et al. (1997).

Par contre en ce qui concerne les données expérimentales d'Oh et al. (2011), toutes les corrélations surestiment les coefficients d'échanges thermiques expérimentaux avec une seule exception qui est le cas de la corrélation de Shah (1982) qui donne une valeur négative de l'écart moyen (-10.06), ce qui signifie que cette corrélation sous-estime les données expérimentales d'Oh et al. (2011).

Concernant les données expérimentales de Park et Hrnjak (2007), on note que la majorité des corrélations de coefficients d'échanges thermiques sous-estime ces données expérimentales, on compte seulement quatre équations parmi toutes les corrélations étudiées qui surestiment les coefficients d'échanges thermiques expérimentaux qui sont les corrélations de Chen (1966), Hwang et al. (1997) Cooper (1984) et Gungor-Winterton (1986).

Il est clair que parmi toutes les corrélations de prédiction, celle de Shah (1982) donne des valeurs inférieures à toutes les valeurs expérimentales du coefficient de transfert thermique. La corrélation de Gungor-Winterton (1987) sous-estime toutes les valeurs expérimentales du coefficient de transfert avec une seule exception concernant les données expérimentales d'Oh et al. (2011), elle donne une valeur positive (12.27%) qui signifie que cette corrélation surestime les données expérimentales d'Oh et al. (2011).

La corrélation de Jung et al. (1989) et celle de Kandlikar (1990) sous-estiment les mêmes données expérimentales qui sont les données de : Bredesen et al. (1997), Yun et al. (2003),

Cho et Kim (2007), Park et Hrnjak (2007), Mastrullo et al. (2009), Grauso et al. (2013) et Hassan et Shedid (2015).

Ces deux corrélations (Jung et al. (1989) et Kandlikar (1990)) surestiment également les mêmes données expérimentales qui sont les données de : Yoon et al. (2004), Zhao et Bansal (2007), Oh et al. (2008) et Oh et al. (2011).

On note que les corrélations de Chen (1966), Hwang et al. (1997), Cooper (1984) et Gungor-Winterton (1986) surestiment toutes les données expérimentales de toutes les études considérées sauf les données de l'étude de Bredesen et al. (1997).

Il est constaté aussi que les corrélations de : Liu-Winterton (1991), Wattelet et al. (1994) et Kattan-Thome-Favrat (1998) généralement surestiment les mêmes données expérimentales des études considérées sauf les données de Bredesen et al. (1997) et de Park et Hrnjak (2007) qui les sous-estiment.

Le reste des corrélations qui sont celles de : Wojtan-Ursenbacher-Thome (2005), Cheng et al. (2006) et Cheng et al. (2008) qui appartiennent au même modèle (Modèle phénoménologique basé sur les configurations des écoulements) donnent généralement des coefficients de transferts thermiques supérieurs aux coefficients expérimentaux alors qu'elles sous-estiment les coefficients qui sont extraits des études de : Bredesen et al. (1997), Cho et Kim (2007), Park et Hrnjak (2007), Grauso et al. (2013) et Hassan et Shedid (2015).

En comparant toutes les corrélations avec toutes les données expérimentales, il apparaît que la majorité des corrélations surestiment le coefficient d'échange thermique, alors qu'il y a quatre corrélations qui sous-estiment le coefficient d'échange thermique qui sont : Kandlikar (1990), Jung et al. (1989), Gungor-Winterton (1987) et Shah (1982).

Concernant l'écart moyen absolu qui nous renseigne sur l'exactitude de la corrélation prédictive, l'évaluation de toutes les corrélations par rapport à chaque expérience séparément nous a permis de dire que :

La corrélation de Kandlikar (1990) présente les meilleurs résultats pour les résultats expérimentaux de Cho et Kim (2007) et Hassan et Shedid (2015) qui présente des écarts de 27% et 3% respectivement.

La corrélation qui donne les prédictions les plus proches aux résultats expérimentaux de Zhao et Bansal (2007) et Mastrullo et al. (2009) est celle de Liu-Winterton (1991) qui présente des écarts de 9% et 11% respectivement.

La corrélation de Wojtan et al. (2005) donne les meilleurs résultats pour les résultats expérimentaux d'Oh et al. (2011) et Grauso et al. (2013) représentant des écarts de 29% et 27% respectivement.

Les corrélations de Gungor et Winterton (1987), Jung et al. (1989), Wattlelet et al. (1994), Hwang et al. (1997) et Cheng et al. (2006) montrent les meilleures prédictions pour les données expérimentales de Yoon et al. (2004), Oh et al. (2008), Park et Hrnjak (2007), Bredesen et al. (1997) et Yun et al. (2003) qui donnent des écarts de 37%, 23%, 15%, 25% et 19% respectivement.

La comparaison de toutes les expériences considérées, la corrélation de Kandlikar (1990) a montré le meilleur écart (31%) devant les autres corrélations prédictives.

Tableau 5. 4 : Les écarts moyens et les écarts moyens en valeur absolue.

	Auteur	Chen (1966)	Hwang et al. (1997)	Shah (1982)	Cooper (1984)	Gungor et Winterton (1986)	Gungor et Winterton (1987)	Jung et al. (1989)
Bredesen et al. (1997)	Md	-27.27	-14.64	-59.46	-9.86	-27.39	-54.46	-44.73
	Mad	30.72	24.83	59.46	35.83	32.79	54.46	44.73
Yun et al. (2003)	Md	16.63	34.36	-48.76	136.39	14.08	-38.37	-17.73
	Mad	31.19	41.14	48.83	136.39	25.34	38.63	23.34
Yoon et al. (2004)	Md	38.03	76.90	-29.11	211.56	36.76	-11.68	15.68
	Mad	55.14	84.33	42.25	211.56	49.72	36.64	44.11
Cho et Kim (2007) (2007)	Md	4.48	29.70	-39.09	93.67	3.78	-30.54	-5.80
	Mad	35.88	48.49	46.24	94.61	31.23	36.40	37.81
Zhao et Bansal (2007)	Md	50.76	60.78	-12.69	79.39	53.29	-7.34	13.82
	Mad	50.76	60.78	14.84	79.39	53.29	9.77	20.09
Park et Hrnjak (2007)	Md	4.48	17.37	-43.45	25.17	3.33	-37.15	-21.44
	Mad	16.44	22.77	46.24	27.55	15.41	39.24	32.95
Oh et al. (2008)	Md	25.11	47.96	-37.80	127.27	29.97	-17.93	2.02
	Mad	34.52	51.15	42.07	127.27	36.92	28.54	23.26
Mastrullo et al. (2009)	Md	21.79	40.99	-40.13	97.09	26.01	-25.54	-8.25
	Mad	24.57	41.64	40.61	97.09	27.79	26.21	20.46
Oh et al. (2011)	Md	59.16	102.83	-10.06	298.70	57.24	12.27	65.46
	Mad	83.19	109.27	72.97	298.70	69.83	61.55	86.62
Grauso et al. (2013)	Md	17.99	41.12	-52.80	119.67	7.73	-43.01	-19.47
	Mad	45.67	57.16	56.31	119.67	38.19	46.94	37.19
Hassan et Shedid (2015)	Md	37.05	54.47	-39.73	50.39	26.29	-30.10	-20.93
	Mad	37.05	54.47	39.73	50.39	26.29	30.10	20.93
Tous	Md	20.11	43.79	-39.09	123.84	18.79	-26.72	-2.42
	Mad	39.39	53.62	49.34	125.65	35.61	39.10	37.21

Tableau 5. 4 (suite et fin) : Les écarts moyens et les écarts moyens en valeur absolue.

	Auteur	Kandlikar (1990)	Liu-Winterton (1991)	Wattelet et al. (1994)	Kattan et al. (1998)	Wojtan et al. (2005)	Cheng et al. (2006)	Cheng et al. (2008)
Bredesen et al. (1997)	Md	-46.13	49.11	-29.78	-27.75	-34.94	-33.99	-36.15
	Mad	46.13	49.11	34.11	30.54	39.94	37.51	39.67
Yun et al. (2003)	Md	-18.67	22.18	53.03	45.57	20.87	11.29	7.21
	Mad	20.43	35.64	55.20	48.66	33.99	19.04	20.83
Yoon et al. (2004)	Md	22.70	57.38	101.42	98.26	59.49	54.24	53.80
	Mad	36.83	72.37	103.64	101.17	74.55	55.10	54.67
Cho et Kim (2007)	Md	-13.63	0.83	35.95	37.69	10.48	-7.31	-13.50
	Mad	27.09	33.24	50.27	55.27	42.71	36.20	38.33
Zhao et Bansal (2007)	Md	23.60	0.43	34.66	26.94	29.28	26.20	7.40
	Mad	26.82	9.17	34.66	29.06	31.78	28.69	40.57
Park et Hrnjak (2007)	Md	-20.34	-28.57	-2.13	-7.80	-18.11	-17.93	-23.24
	Mad	24.92	28.98	14.61	26.18	34.02	34.01	38.08
Oh et al. (2008)	Md	16.20	18.41	50.50	45.67	19.69	23.51	23.13
	Mad	27.16	28.12	52.17	48.28	30.19	32.05	32.20
Mastrullo et al. (2009)	Md	-3.92	4.64	35.58	33.31	12.53	15.75	10.86
	Mad	16.28	11.19	35.63	33.86	20.05	23.54	25.77
Oh et al. (2011)	Md	48.03	103.27	162.55	125.68	21.93	58.95	21.12
	Mad	65.46	107.82	162.55	127.56	28.72	79.70	54.52
Grauso et al. (2013)	Md	-29.12	15.23	44.38	27.30	-0.23	-8.36	-14.22
	Mad	33.80	36.21	50.99	37.75	26.63	34.86	38.25
Hassan et Shedid (2015)	Md	-2.29	-15.17	4.04	-29.80	-41.41	-60.32	-25.66
	Mad	2.29	15.17	4.04	29.80	41.41	60.32	25.66
Tous	Md	-4.74	17.09	51.61	39.42	10.28	9.22	0.99
	Mad	30.69	39.93	59.41	52.18	33.19	36.99	36.11

En ce qui concerne le pourcentage de points prédits à $\pm 30\%$ près de toutes les corrélations par rapport à chaque expérience séparément (Tableau 5.5) :

Pour les données expérimentales de Bredesen et al. (1997) le meilleur résultat est obtenu en utilisant la corrélation de Hwang et al. (1997) qui donne un pourcentage de 73%.

La corrélation de Kandlikar (1990) présente les meilleures valeurs pour les données expérimentales de Yoon et al. (2004) et Cho et Kim (2007) à la fois qui donne un pourcentage de 66% et 60% respectivement. En plus il est trouvé que la même corrélation de Kandlikar (1990) et les deux corrélations de Wattelet et al. (1994) Liu-Winterton (1991) peuvent prédire la totalité des données expérimentales de Hassan et Shedid (2015).

Concernant les données de Yun et al. (2003), on a trouvé que parmi toutes les méthodes testées, les deux meilleures corrélations qui peuvent prédire ces données sont celle de Gungor et Winterton (1986) et celle de Cheng et al. (2006) avec le même pourcentage de prédiction de 81%.

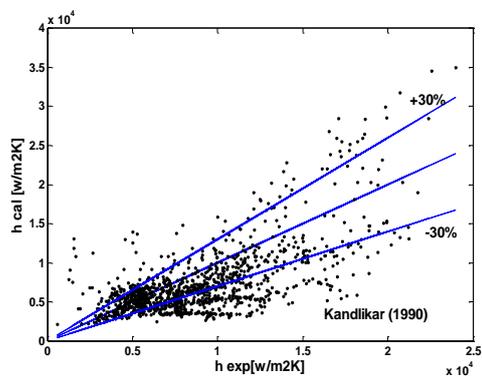
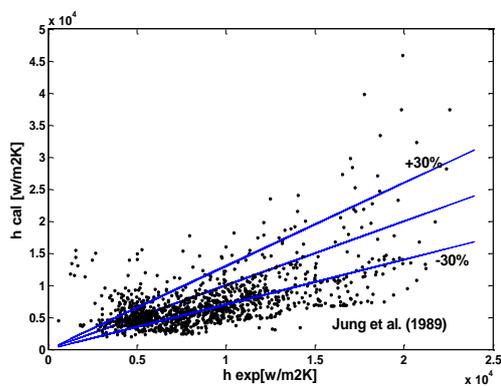
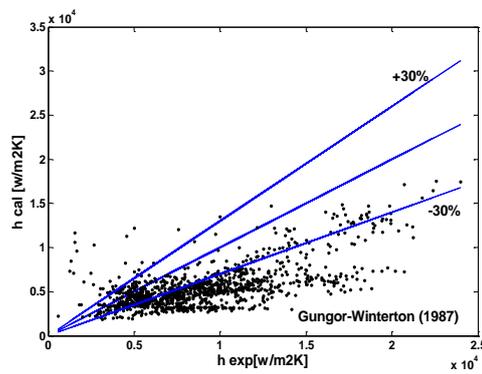
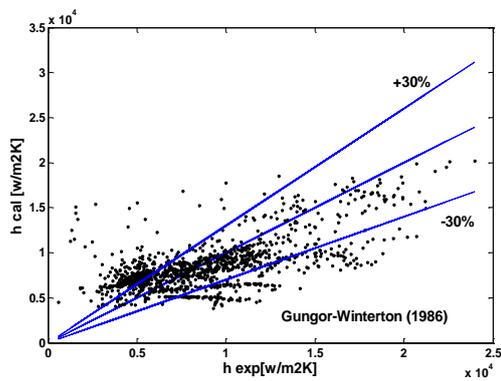
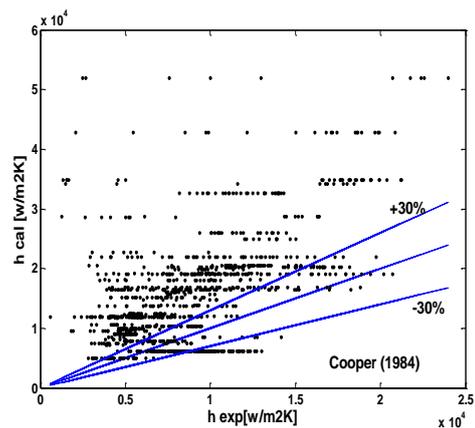
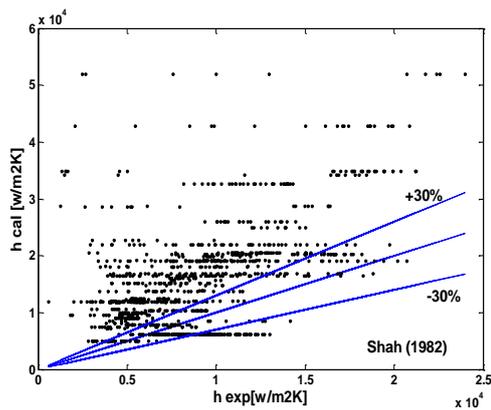
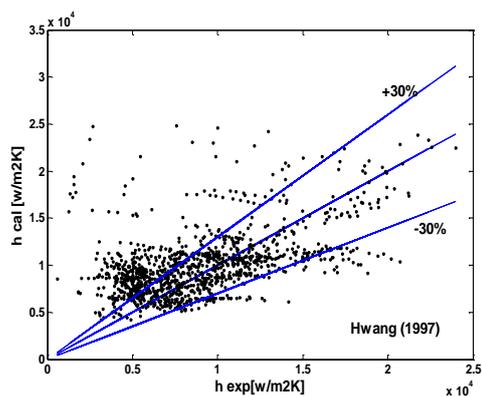
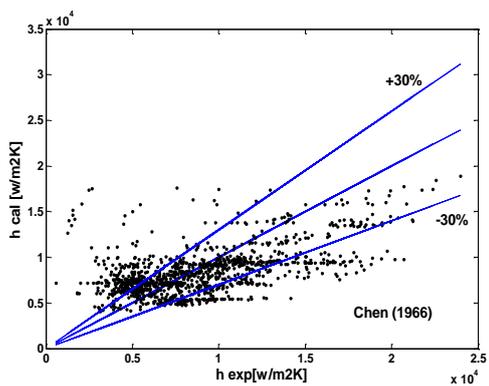
Les corrélations de Gungor et Winterton (1986) et Liu et Winterton (1991) ont réussi à prédire la totalité des données de Zhao et Bansal (2007). En outre la corrélation de Liu et Winterton (1991) a également réussi à prédire la majorité des données de Mastrullo et al. (2009) avec un pourcentage de 96%.

Les corrélations de Gungor et Winterton (1986) et Wojtan et al. (2005) prédisent relativement bien les données d'Oh et al. (2011) avec un pourcentage de 83%.

Pour les données de Park et Hrnjak (2007), Oh et al. (2008) et Grauso et al. (2013), les meilleurs résultats ont été obtenus avec les corrélations de Wattelet et al. (1994), Jung et al. (1989), Kattan et al. (1998) qui prédisent les pourcentages de 91%, 73% et 64% respectivement.

Le tableau 5.6 présente le pourcentage de points prédits à $\pm 30\%$ près pour toutes les données expérimentales considérées.

On remarque que la prédiction de toutes les corrélations ne dépasse pas les 70% et on note aussi que la majorité des corrélations considérées peuvent prédire des valeurs supérieures à la moitié des données expérimentales. L'ordre descendant des trois premières corrélations est : les corrélations de Liu et Winterton (1991), Kandlikar (1990) et Chen (1966) qui représentent les pourcentages de points prédits à $\pm 30\%$ près : 66%, 64% et 63% respectivement.



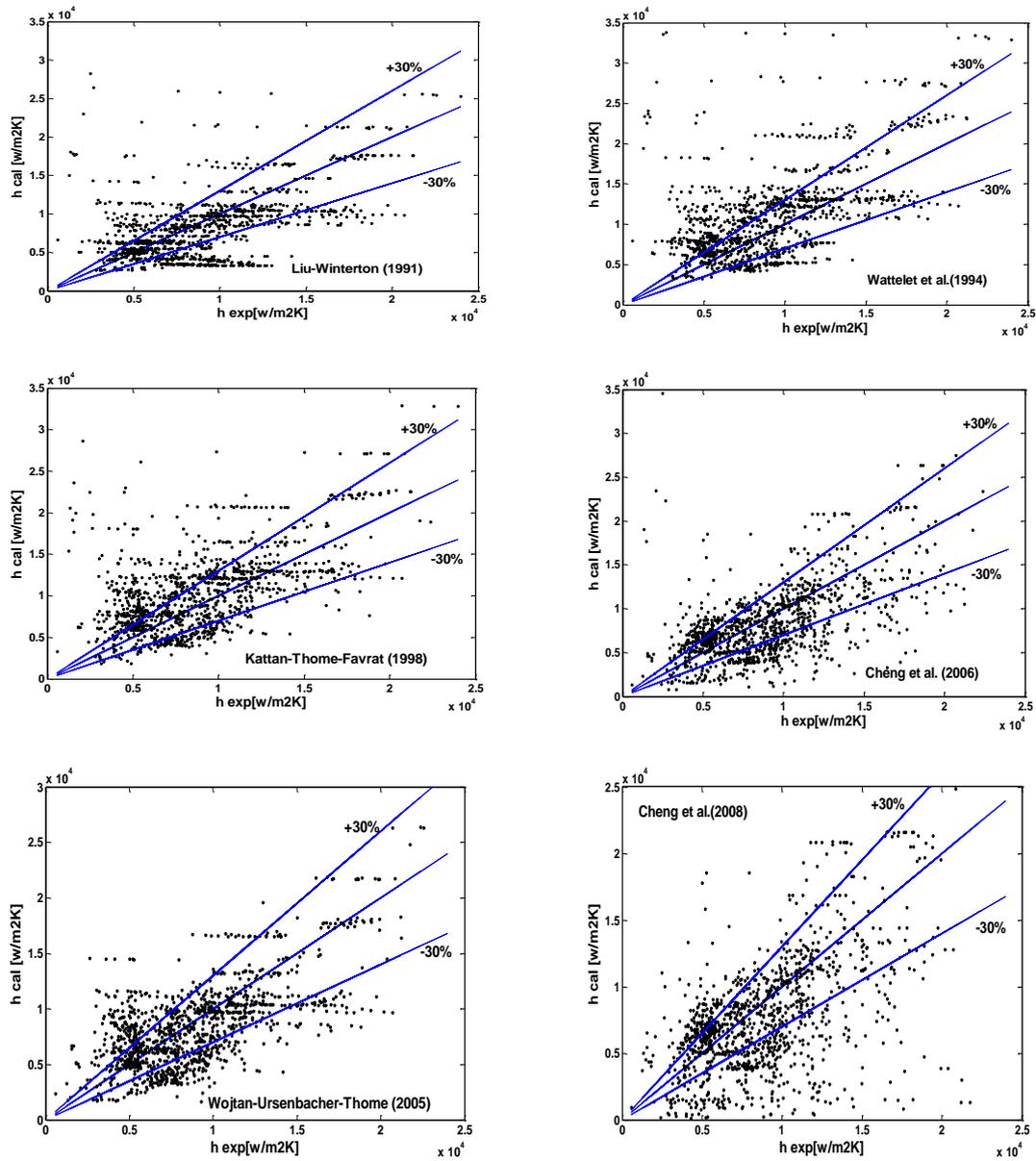


Figure 5. 8: Pourcentage de points prédits à $\pm 30\%$ près.

Tableau 5. 5: Pourcentage des points prédits à $\pm 30\%$ près des données expérimentales.

Corrélation	Pourcentage de points prédits à $\pm 30\%$ [%]
Liu-Winterton (1991)	66
Kandlikar (1990)	64
Chen (1966)	63
Wojtan-Ursenbacher-Thome (2005)	62
Gungor-Winterton (1986)	61
Cheng et al. (2006)	57
Jung et al. (1989)	56
Cheng et al. (2008)	54
Hwang et al. (1997)	53
Kattan-Thome-Favrat (1998)	51
Wattelet et al. (1994)	50
Gungor-Winterton (1987)	39
Shah (1982)	21
Cooper (1984)	14

6. Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté en premier lieu les configurations d'écoulement lors de l'évaporation dans des tubes horizontaux, puis on a fait une synthèse sur les modèles de transfert de chaleur en ébullition qui ont été classés sous quatre modèles: le modèle de superposition, le modèle d'intensification des échanges thermiques, le modèles asymptotique et le modèle basé sur les configurations d'écoulements avec la présentation de différentes cartes de configurations d'écoulement.

Dans l'objectif d'évaluer les différentes corrélations disponibles dans la littérature, on a fait une comparaison entre les coefficients de transferts expérimentaux et ceux donnés par les corrélations, c'est pour cela, on a validé les programmes informatiques des méthodes de prédiction (annexe 2) d'une part et d'autre part une base de données expérimentale a été extraite à partir de différents travaux disponibles dans la littérature.

En ce qui concerne les résultats des études expérimentales sur l'évaporation du CO₂ listés dans le tableau 5.2, il en ressort les conclusions suivantes :

- Les coefficients d'échanges de chaleur du CO₂ sont plus élevés que ceux correspondants aux réfrigérants classiques (R22, R134a, R404A) pour les mêmes conditions opératoires.
- Les coefficients d'échange de chaleur montrent un comportement différent selon la température de saturation, pour des températures négative (inférieures à -10°C) le coefficient de transfert de chaleur de CO₂ augmente avec l'augmentation du titre de vapeur jusqu'à l'assèchement, ce qui est le même comportement que dans le cas des réfrigérants classiques et pour des températures relativement élevées (autour de 0°C), Il y a une apparition d'un assèchement du CO₂ à des faibles titres de vapeur ce qui est différent par rapport aux fluides frigorigènes conventionnels.
- Le coefficient de transfert de chaleur d'ébullition de CO₂ dépend fortement du titre de vapeur, de la densité de flux et de la température de saturation.
- Il y a une dominance de l'ébullition nucléée dans le mécanisme de transfert de chaleur de CO₂, car le coefficient de transfert de chaleur dépend fortement de la densité de flux de chaleur.
- Le coefficient de transfert de chaleur d'ébullition de CO₂ augmente avec la diminution du diamètre intérieur.

- Les données expérimentales ont montré que les coefficients d'échange moyens pour un tube à micro ailettes étaient plus élevés que ceux pour le tube lisse aux mêmes conditions opératoires.

-L'effet de l'huile lubrifiante sur le transfert de chaleur lors de l'ébullition en écoulement du dioxyde de carbone a montré que le coefficient de transfert de chaleur a diminué par rapport à celui sans huile.

Enfin et à l'aide des indicateurs mathématiques, une comparaison de la base de données expérimentales (tableau 5.2) avec les corrélations de prédictions (tableau 5.3) disponibles dans la littérature a été faite.

Cette comparaison a montré que :

-Toutes les corrélations de coefficient d'échange thermique considérées et sans exception sous-estiment les coefficients d'échanges thermiques expérimentaux de Bredesen et al. (1997), ajoutant également que pour les données expérimentales de Park et Hrnjak (2007), on note que la majorité des corrélations de coefficients d'échanges thermiques sous-estiment ces données expérimentales, par contre en ce qui concerne le reste des études expérimentales, il est généralement trouvé que toutes les corrélations surestiment les coefficients d'échanges thermiques expérimentaux, sauf dans deux cas exceptionnelles qui sont la corrélation de Shah (1982) et celle de Gungor-Winterton (1987) qui sous-estiment la majorité des valeurs expérimentales du coefficient de transfert thermique des études expérimentales retenues dans cette étude.

En ce qui concerne le pourcentage de points prédits à $\pm 30\%$ près :

- Les corrélations de Liu et Winterton (1991), Kandlikar (1990) et Chen (1966) sont les trois premières meilleures corrélations qui représentent les pourcentages de points prédits à $\pm 30\%$ près : de 66%, 64% et 63% respectivement.

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'impact négatif des fluides synthétiques sur l'environnement a conduit les chercheurs vers des fluides frigorigènes naturels. Bien que ces fluides soient non nocifs pour l'environnement, certains parmi eux peuvent présenter un risque en raison de leur inflammabilité et de leur toxicité. C'est pourquoi, le dioxyde de carbone se place en très bonne position devant les autres fluides naturels. Et à cause de la température critique basse du dioxyde de carbone (31°C), ce fluide fonctionne selon un cycle trans-critique s'évaporant dans la région sous-critique et rejetant la chaleur à des températures au-dessus du point critique dans un refroidisseur de gaz au lieu d'un condenseur. Malheureusement, cette nouvelle configuration présente des performances faibles comparées aux cycles classiques.

Le présent travail avait pour objectif d'étudier les performances du cycle trans-critique fonctionnant au CO₂ et contribuer à l'amélioration de ce genre de cycle d'une part, d'autre part d'étudier le phénomène d'évaporation du CO₂ afin de dimensionner d'une façon optimale l'évaporateur qui assure la puissance frigorifique requise.

Pour atteindre ces objectifs, cette thèse a été divisée en deux parties, l'une s'intéresse à l'évaluation et l'amélioration de la performance alors que l'autre partie est consacrée au transfert de chaleur du CO₂ lors de l'évaporation.

Dans la première partie on a synthétisé l'état des connaissances sur le CO₂ en tant que fluide frigorigène et on a aussi évalué les performances des différents cycles trans-critiques trouvés dans la littérature. La synthèse bibliographique nous a permis de constater que toutes les modifications proposées pour améliorer les performances du cycle trans-critique sont : l'introduction de l'échangeur intermédiaire, le remplacement de l'organe de détente par une turbine et la récupération du travail généré, fractionner le processus de compression en deux étages, la substitution de l'organe de détente par un éjecteur et la combinaison entre ces modifications.

En se basant sur la première loi de la thermodynamique et à l'aide du calcul d'optimisation des performances de plusieurs configurations, l'étude comparative a montré que :

- Il existe une haute pression optimale de refroidissement du gaz pour laquelle la performance atteint sa valeur maximale, cette pression est très sensible à la variation de la température de fin de refroidissement.
- Par rapport au cycle trans-critique de base, et à titre d'exemple pour une température de fin de refroidissement de 35°C et une température d'évaporation de 0°C, les cycles

bi-étagés comprenant une turbine présentent les valeurs les plus élevées des améliorations (62%), les cycles bi-étagés avec bouteille intermédiaire et les cycles bi-étagés avec échangeur interne présentent des améliorations de l'ordre de 50%, suivi par le cycle bi-étagé avec éjecteur environ de 45%. Alors que le cycle trans-critique mono-étagé avec turbine, le cycle trans-critique mono-étagé à éjecteur et le cycle trans-critique mono-étagé avec un échangeur de chaleur interne présentent les améliorations de 32%, 25% et 4% respectivement.

- L'utilisation d'une turbine au lieu d'un détendeur et la récupération du travail généré semble être une méthode de détente efficace car pour le cycle trans-critique au CO₂ la différence de pression (basse pression et haute pression) est plus grande, c'est pour cela de nouveaux cycles avec turbine ont été proposés et étudiés.
- En plus et en raison de la bonne performance que présente le cycle avec éjecteur par rapport au cycle de base et le faible coût par rapport au cycle avec turbine, nous avons proposé aussi de nouvelles configurations avec éjecteur.
- A l'aide de l'analyse de régression polynomiale, des expressions mathématiques ont été développées pour déterminer les pressions optimales et les performances maximales de tous les cycles étudiés. Les résultats obtenus dans cette étude peuvent être utilisés d'une part comme un guide utile dans la conception de ces systèmes et d'autre part, de commander la pression optimale pour laquelle la performance du cycle considéré atteint sa valeur maximale.

En ce qui concerne la deuxième partie et pour dimensionner un évaporateur avec une efficacité thermique la plus élevée possible, un intérêt particulier est porté à l'étude du transfert de chaleur lors de l'évaporation de CO₂ dans des tubes lisses horizontaux.

L'étude bibliographique menée sur le phénomène d'évaporation de dioxyde de carbone en écoulement a montré qu'il existe plusieurs corrélations pour prédire le coefficient d'échange de chaleur local, ces corrélations prédictives peuvent être classées en quatre modèles qui sont : le modèle de superposition, le modèle d'intensification, le modèle asymptotique et le modèle basé sur les configurations d'écoulements.

Afin d'évaluer ces corrélations et pour éviter une évaluation erronée, on a validé les programmes informatiques des méthodes de prédiction, puis une base de données expérimentale a été extraite à partir des différents travaux disponibles dans la littérature.

La synthèse des études expérimentales et la comparaison de la base de données expérimentale avec les corrélations de prédiction nous a permis de tirer les conclusions suivantes :

- Les coefficients d'échanges de chaleur du CO₂ sont plus élevés que ceux correspondants aux réfrigérants classiques pour les mêmes conditions opératoires.
- Il y a une dominance de l'ébullition nucléée dans le mécanisme de transfert de chaleur de CO₂ car le coefficient de transfert de chaleur dépend fortement de la densité de flux de chaleur que de la vitesse massique.
- Les données expérimentales ont montré que les coefficients d'échange moyens pour un tube à micro ailettes étaient plus élevés que ceux pour le tube lisse aux mêmes conditions opératoires.
- Quel que soit la concentration de l'huile lubrifiante, elle influe négativement sur le coefficient d'échange de chaleur.
- Les modèles prédictifs du coefficient d'échange de chaleur local en évaporation de CO₂ lors de l'écoulement ne sont pas suffisamment précis et la plupart des corrélations prédictives surestiment les données expérimentales. Néanmoins, les corrélations de Liu et Winterton (1991), Kandlikar (1990) et Chen (1966) donnent des résultats plus ou moins acceptable pour le pourcentage de points prédits à $\pm 30\%$ près. (ils ont prédit les pourcentages suivants : 66% 64% et 63% respectivement)

Enfin, Il est recommandé de prendre en considération lors des prochains travaux les perspectives ci-dessous et qui peuvent s'envisager selon deux plans de recherches :

- Concernant les cycles avec éjecteur, plusieurs cycles ont été théoriquement étudiés et très peu d'études expérimentales ont été menées. Il serait très intéressant de compléter le travail théorique par des travaux expérimentaux sur les nouvelles configurations.
- Pour la partie transfert de chaleur, comme il a été cité précédemment que les modèles existants du coefficient d'échange de chaleur local en évaporation de CO₂ lors de l'écoulement ne sont pas suffisamment précis, c'est pour cette raison qu'un intérêt particulier doit être porté pour développer une nouvelle corrélation adaptée spécifiquement pour le dioxyde de carbone. En plus il faut prendre en considération l'impact de l'huile lubrifiante, parce qu'en réalité lors du fonctionnement du cycle

trans-critique une certaine quantité d'huile s'échappe du compresseur et se mélange avec le dioxyde de carbone, puis circule dans les échangeurs de chaleur, ce qui influe négativement sur le coefficient d'échange de chaleur local dans ces échangeurs.

RÉFÉRENCES

- [1] Kim MH. Pettersen J. Bullard CW. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science* 2004. 30. 119– 74
- [2] Pearson S. F. Frigorigènes : passé, présent, futur. *Bulletin International du Froid* 2004.
- [3] Bruch. A. Caractérisation des transferts de chaleur convectifs d'un écoulement refroidi de dioxyde de carbone supercritique. Thèse de doctorat. Université Joseph Fourier 2006.
- [4] Ducoulombier M. Ébullition convective du dioxyde de carbone – étude expérimentale en micro-canal. Thèse de doctorat. Institut national des sciences appliquées de Lyon 2010.
- [5] Guitari I. Etude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO₂. Thèse de doctorat. Institut national des sciences appliquées. Lyon 2005.
- [6] 15^e note d'information sur les frigorigènes. L'utilisation du CO₂ comme frigorigène. IIF IIR. Commission B1. B2 with E1. E2. Purdue University. USA. 2000.
- [7] Zhang JF. Qin Y. Wang CC. Review on CO₂ heat pump water heater for residential use in Japan. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2015. 50. 1383–91
- [8] Meunier F. Rivet P. Terrier M.-F « Froid industriel » édition Dunod 2005.
- [9] Lorentzen G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 1994. 17. 292–301
- [10] Kauf F. Determination of the optimum high-pressure for transcritical CO₂ refrigeration cycles. *International Journal of Thermal Sciences* 1999. 38. 325-30.
- [11] Liao SM. Zhao TS. Jakobsen. A. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. *Applied Thermal Engineering* 2000. 20. 831-41.
- [12] Sarkar J. Bhattacharyya S. Gopal MR. Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *International Journal of Refrigeration* 2004. 27. 830–38.
- [13] Zhang XP. Fan XW. Wang FK. Shen HG. Theoretical and experimental studies on optimum heat rejection pressure for a CO₂ heat pump system. *Applied Thermal Engineering* 2010. 30. 2537-44.
- [14] Laipradit P. Tiansuwan J. Kiatsiriroat T. Aye L. Theoretical performance analysis of heat pump water heaters using carbon dioxide as refrigerant. *International Journal of Energy Research* 2007. 32. 356–66.

- [15] Cecchinato L. Corradi M. Fornasieri E. Zamboni L. Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: a comparison with the traditional solution. *International Journal of Refrigeration* 2005. 28. 1250–8.
- [16] Neksa P. Rekstad H. Zakeri GR. Schiefloe PA. CO₂ heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. *International Journal of Refrigeration* 1998. 21. 172–9.
- [17] Robinson DM. Groll EA. Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine. *International Journal of Refrigeration* 1998. 21. 577–89.
- [18] Kim SG. Kim YJ. Lee G. Kim MS. The performance of a transcritical CO₂ cycle with an internal heat exchanger for hot water heating. *International Journal of Refrigeration* 2005. 28. 1064–72.
- [19] Chen Y. GuJ. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. *International Journal of Refrigeration* 2005. 28. 1238–49
- [20] White SD. Yarrall MG. Cleland DJ. Hedley RA. Modeling the performance of a transcritical CO₂ heat pump for high temperature heating. *International Journal of Refrigeration* 2002. 25. 479–86.
- [21] Fronk BM. Garimella S. Water-coupled carbon dioxide microchannel gas cooler for heat pump water heaters: part II—model development and validation. *International Journal of Refrigeration* 2011. 34. 17–28.
- [22] Sarkar J. Bhattacharyya S. Gopal MR. Transcritical CO₂ heat pump systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects. *Energy Conversion and Management* 2005. 46. 2053–67.
- [23] Fronk BM. Garimella S. Water-coupled carbon dioxide microchannel gas cooler for heat pump water heaters: part I—experiments. *International Journal of Refrigeration* 2011. 34. 7–16.
- [24] Sarkar J. Bhattacharyya S. Gopal MR. Irreversibility minimization of heat exchangers for transcritical CO₂ systems. *International Journal of Thermal Sciences* 2009. 48. 146–53.
- [25] Dai B. Li M. Dang C. Yu W. Ma Y. Effects of lubricating oil on thermal performance of water-cooled carbon dioxide gas cooler. *Applied Thermal Engineering* 2015. 80. 288–300.
- [26] Gupta DK. Dasgupta MS. Simulation and performance optimization of finned tube gas cooler for trans-critical CO₂ refrigeration system in Indian context. *International Journal of Refrigeration* 2014. 38. 153–67.

- [27] Bendaoud A. Ouzzane M. Aidoun Z. Galanis N. A new modeling approach for the study of finned coils with CO₂. *International Journal of Thermal Sciences* 2010. 49. 1702–11.
- [28] Yun R. Kim Y. Park C. Numerical analysis on a micro channel evaporator designed for CO₂ air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering* 2007. 27. 1320–26.
- [29] Beaver AC. Yin MJ. Bullard CW. Hrnjak PS. An experimental investigation of transcritical carbon dioxide systems for residential air conditioning. ARCR CR-18 1999.
- [30] Kim MH. Bullard CW. Development of a microchannel evaporator model for A CO₂ air-conditioning system. *Energy* 2001. 26. 931–48.
- [31] Jin J. Chen J. Chen Z. Development and validation of a microchannel evaporator model for CO₂ air-conditioning system. *Applied Thermal Engineering* 2011. 31. 137–46
- [32] Brix W. Koern MR. Elmegaard B. Modeling distribution of evaporating CO₂ in parallel minichannels. *International Journal of Refrigeration* 2010. 33. 1086–94.
- [33] Elbel S. Hrnjak P. Flash gas by pass for improving the performance of transcritical R744 systems that use microchannel evaporators. *International Journal of Refrigeration* 2004. 27. 724–35.
- [34] Cecchinato L. Chiarello M. Corradi M. Fornasieri E. Minetto S. Stringari P. Zilio C. Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles. *International Journal of Refrigeration* 2009. 32. 1058–67.
- [35] Cavallini A. Cecchinato L. Corradi M. Fornasieri E. Zilio C. Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimization: a theoretical and experimental analysis. *International Journal of Refrigeration* 2005. 28. 1274–83.
- [36] Agrawal N. Bhattacharyya S. Studies on a two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycle with flash intercooling. *Applied Thermal Engineering* 2007. 27. 299–305.
- [37] Cho H. Baek C. Park C. Kim Y. Performance evaluation of a two-stage CO₂ cycle with gas injection in the cooling mode operation. *International Journal of Refrigeration* 2009. 32. 40–46.
- [38] Sarkar J. Agrawal N. Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization. *International Journal of Thermal Sciences* 2010. 49. 838–43.
- [39] Zha S. Hafner A. Neksa P. Investigation of R-744 Voorhees transcritical heat pump system. *International Journal of Refrigeration* 2008. 31. 16–22
- [40] Toublanc C. Amélioration du cycle frigorifique trans-critique au CO₂ par une compression refroidie : évaluations numérique et expérimentale. Thèse de doctorat 2009.

- [41] Agrawal N. Bhattacharyya S. Optimized transcritical CO₂ heat pumps: performance comparison of capillary tubes against expansion valves. *International Journal of Refrigeration* 2008. 31. 388–95.
- [42] Sarkar J. Bhattacharyya S. Gopal MR. Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *International Journal of Refrigeration* 2006. 29. 735–43.
- [43] Agrawal N. Bhattacharyya S. Exergy assessment of an optimized capillary tube based transcritical CO₂ heat pump system. *International Journal of Energy Research* 2009. 33. 1278–89.
- [44] Madsen KB. Poulsen CS. Wiesenfarth M. Study of capillary tubes in a transcritical CO₂ refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 2005. 28. 1212–8.
- [45] Chen Y. Gu J. Non-adiabatic capillary tube flow of carbon dioxide in a novel refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering* 2005. 25. 1670–83.
- [46] Agrawal N. Bhattacharyya S. Non-adiabatic capillary tube flow of carbon dioxide in a transcritical heat pump cycle. *Energy Conversion and Management* 2007. 48. 2491–501.
- [47] Agrawal N. Bhattacharyya S. Performance evaluation of a non-adiabatic capillary tube in a transcritical CO₂ heat pump cycle. *International Journal of Thermal Sciences* 2008. 47. 423–30.
- [48] Yang JL. Ma YT. Li MX. Guan HQ. Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander. *Energy* 2005. 30. 1162–75.
- [49] Huff HJ. Radermacher R. CO₂ compressor-expander analysis. 2003.
- [50] Kim HJ. Ahn JM. Cho SO. Cho KR. Numerical simulation on scroll expander–compressor unit for CO₂ trans-critical cycles. *Applied Thermal Engineering* 2008. 28. 1654–61.
- [51] Baek JS. Groll EA. Lawless PB. Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation. *International Journal of Refrigeration* 2005. 28. 141–51.
- [52] Baek JS. Groll EA. Lawless PB. Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part II: theoretical model. *International Journal of Refrigeration* 2005. 28. 152–64.
- [53] Nickl J. Will G. Quack H. Kraus WE. Integration of a three-stage expander into a CO₂ refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 2005. 28. 1219–24.
- [54] Zhang B. Peng X. He Z. Xing Z. Shu P. Development of a double acting free piston expander for power recovery intranscritical CO₂ cycle. *Applied Thermal Engineering* 2007. 27. 1629–36.

- [55] Hua T. Yitai M. Minxia L. Wei W. Study on expansion power recovery in CO₂ transcritical cycle. *Energy Conversion and Management* 2010. 51. 2516–22.
- [56] Haiqing G. Yitai M. Minxia L. Some design features of a CO₂ swing piston expander. *Applied Thermal Engineering* 2006. 26. 237–43.
- [57] Subiantoro A. Ooi KT. Design analysis of the novel revolving vane expander in a transcritical carbon dioxide refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 2010. 33. 675–85.
- [58] Yang JL. Ma YT. Liu SC. Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expander. *Energy* 2007. 32. 237–45.
- [59] Zhang Z. Tian L. Chen Y. Tong L. Effect of an internal heat exchanger on performance of the transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander. *Entropy* 2014. 16. 5919–34.
- [60] Sarkar J. Optimization of ejector-expansion transcritical CO₂ heat pump cycle. *Energy* 2008. 33. 1399–406.
- [61] Deng J. Jiang P. Lu T. Lu W. Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering* 2007. 27. 381–8.
- [62] Li D. Groll EA. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. *International Journal Refrigeration* 2005. 28. 766–73.
- [63] Elbel S. Hrnjak P. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal Refrigeration* 2008. 31. 411–422.
- [64] Ksayer EB. Etude et conception de systèmes a efficacité énergétique améliorée fonctionnant au CO₂ comme fluide frigorigène. Thèse de doctorat. Ecole des Mines de Paris 2007.
- [65] Elbel SW. Hrnjak PS. Effect of internal heat exchanger on performance of transcritical CO₂ systems with ejector. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* 2004. Paper 708.
- [66] Nakagawa M. Marasigan AR. Matsukawa T. Experimental analysis on the effect of internal heat exchanger in transcritical CO₂ refrigeration cycle with two-phase ejector. *International Journal Refrigeration* 2011. 34. 1577–86.
- [67] Liu F. Groll EA. Recovery of throttling losses by a two-phase ejector in a vapor compression cycle 2008. Final Report 10110-01.

- [68] Elbel S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications. *International Journal Refrigeration* 2011. 34. 1545–61.
- [69] Sumeru K. Nasution H. Ani FN. A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2012. 16. 4927–37.
- [70] Ksayer EB. Clodic D. Enhancement of CO₂ refrigeration cycle using an ejector: 1D analysis. *International refrigeration and air conditioning conference 2006*. Paper 790.
- [71] Akagi S. Dang C. Hihara E. Characteristics of pressure recovery in two-phase ejector applied to carbon dioxide heat pump cycle. *9th International IEA heat pump conference 2008*. Volume 26.
- [72] Liu F. Groll EA. Analysis of a two-phase flow ejector for transcritical CO₂ cycle. *International refrigeration and air conditioning conference 2008*. Paper 924.
- [73] Bouziane A. Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au CO₂ à l'aide d'un éjecteur. *Mémoire de magister en Systèmes Énergétiques Avancés. Université M'hamed Bougara de Boumerdes 2009*.
- [74] Yari M. Performance analysis and optimization of a new two-stage ejector-expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle. *International Journal Thermal Sciences* 2009. 48. 1997–2005.
- [75] Fangtian S. Yitai M. Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering* 2011. 31. 1184–89.
- [76] Nakagawa M. Marasigan AR. Matsukawa T. Kurashina A. Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger. *International of Journal Refrigeration* 2011. 34. 1604–13.
- [77] Yari M. Sirousazar M. Performance characteristics of a novel ejector-expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle with gas cooler exergy utilization. *International Journal of Exergy* 2011. 9. 210–34.
- [78] Banasiak K. Hafner A. Andresen T. Experimental and numerical investigation of the influence of the two-phase ejector geometry on the performance of the R744 heat pump. *International Journal of Refrigeration* 2012. 35. 1617–25.
- [79] Lucas C. Koehler J. Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector. *International Journal of Refrigeration* 2012. 35. 1595–1603.

- [80] Manjili FE. Yavari MA. Performance of a new two-stage multi-intercooling transcritical CO₂ ejector refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering* 2012. 40. 202–9.
- [81] Zhang Z. Ma Y. Wang H. Li M. Theoretical evaluation on effect of internal heat exchanger in ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering* 2013. 50. 932-38.
- [82] Liu F. Groll EA. Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles. *Applied Thermal Engineering* 2013. 52. 360-70.
- [83] Tamura T. Yakumaru Y. Nishiwaki F. Experimental study on automotive cooling and heating air conditioning system using CO₂ as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 2005. 28. 1302–7
- [84] Richter MR. Song SM. Yin JM. Kim MH. Bullard CW. Hrnjak PS. Experimental results of transcritical CO₂ heat pump for residential application. *Energy* 2003. 28. 1005–19.
- [85] Brown JS. Kim Y. Domanski PA. Evaluation of carbon dioxide as R22 substitute for residential air conditioning 2002.
- [86] Cho H. Ryu C. Kim Y. Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger. *International Journal of Refrigeration* 2007. 30. 664-71
- [87] Sarkar J. Review on cycle modifications of transcritical CO₂ refrigeration and heat pump systems. *Journal of Advanced Research in Mechanical Engineering*. Vol.1-2010/Iss.1.22-29.
- [88] Zhang Z. Tong L. Wang X. Thermodynamic Analysis of Double-Stage Compression Transcritical CO₂ Refrigeration Cycles with an Expander. *Entropy* 2015. 17. 2544-55.
- [89] Agrawal N. Bhattacharyya S. Sarkar J. Optimization of two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycles. *International Journal of Thermal Sciences* 2007. 46. 180–87.
- [90] Gopal MR. Transcritical CO₂ based systems for refrigeration and air conditioning.
- [91] Zhili S. Minxia L. Guangming H. Yitai M. Performance study of a transcritical carbon dioxide cycle with an expessor. *Energy* 2013. 60. 77-86.
- [92] Mathews J H. Fink K D. Numerical methods using Matlab. Printice Hall 1999.
- [93] Yari M. Mahmoudi SMS. Thermodynamic analysis and optimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO₂) cascade refrigeration cycles (Novel transcritical CO₂ cycle). *Energy* 2011. 36. 6839-50.
- [94] Chapra C. Canale R P. «Numerical Methods for Engineers» .McGraw-Hill 2006
- [95] Yadolah Dodge. *Statistique Dictionnaire encyclopédique*. Springer 2007.

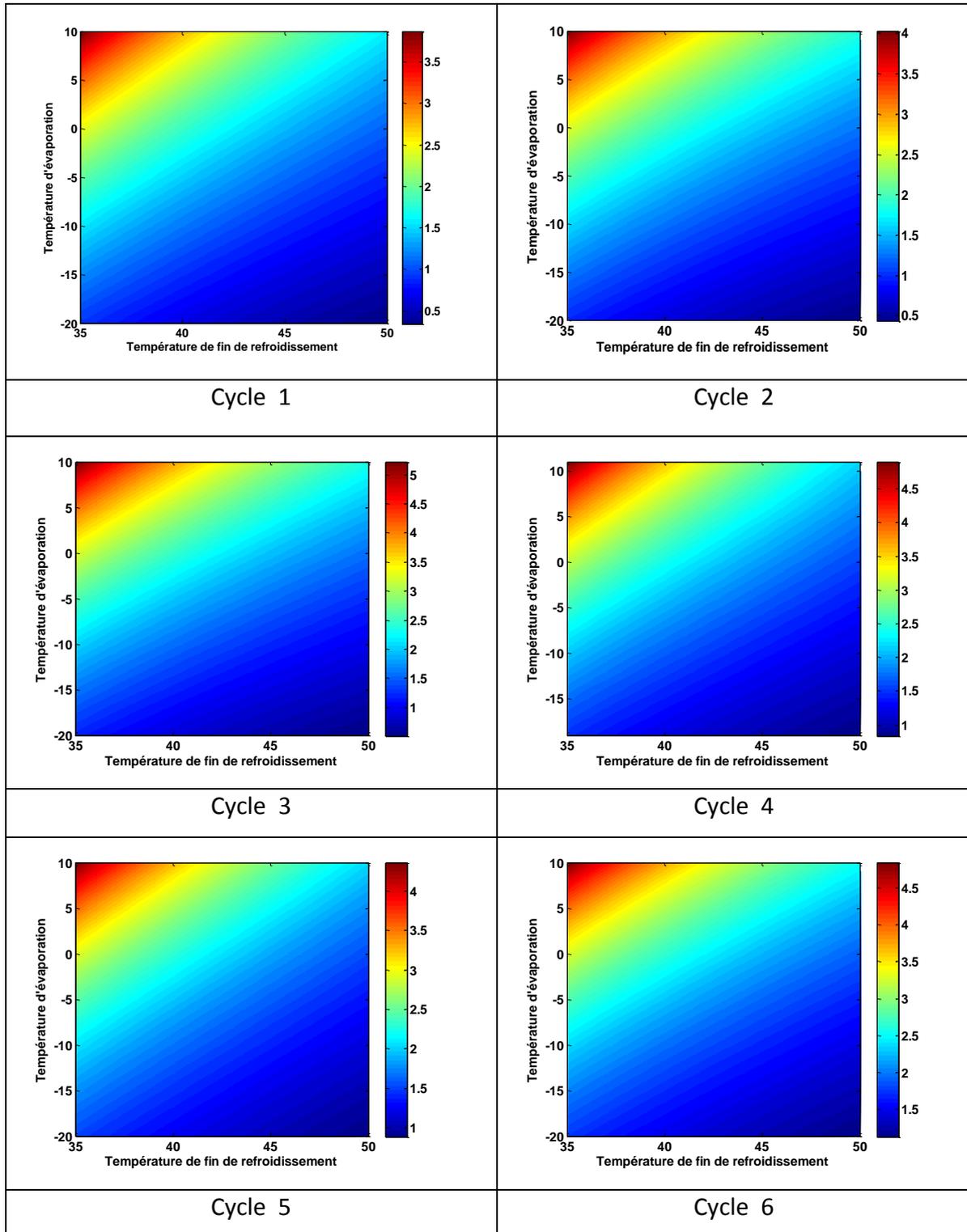
- [96] Dobrovicescu A. Vasilescu EE. Stanciu D. Optimisation structurelle des cycles frigorifiques au CO₂. *Termotehnica*. 1/2008.
- [97] Sarkar J. Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems-A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2012. 16. 6647–59.
- [98] Lallemand M. Transferts en changement de phase - Ebullition convective. *Techniques de l'ingénieur*. 2006. vol. BE8236.
- [99] Ayad F. Modélisation et caractérisation expérimentale d'un évaporateur à mini-canaux de climatisation automobile fonctionnant au CO₂. Thèse de doctorat. Université Henri Poincaré. Nancy 1. 2007.
- [100] Park CY. Hrnjak PS. Carbon dioxide and R410a flow boiling heat transfer. Pressure drop and flow pattern in horizontal tubes at low temperatures. University of Illinois at Urbana-Champaign. 2007.
- [101] Oh HK. Ku HG. Roh GS. Son CH. Park SJ. Flow boiling heat transfer characteristics of carbon dioxide in a horizontal tube. *Applied Thermal Engineering* 2008. 28. 1022–30.
- [102] Agostini B. Etude expérimentale de l'ébullition de fluide réfrigérant en convection forcée dans des mini-canaux. Thèse de doctorat. Université Joseph Fourier. 2002.
- [103] Thome JR. *engineering Data Book III*. Wolverine Tube. 2004-2010.
- [104] Jesus Moreno Quiben. Experimental and analytical study of two-phase pressure drops during evaporation in horizontal tubes. Thèse de doctorat. Ecole polytechnique fédérale de lausanne. 2005.
- [105] Wojtan L. Ursenbacher T. Thome JR. Investigation of flow boiling in horizontal tubes : Part I—A new diabatic two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2005. 48. 2955–69.
- [106] Thome JR. El Hajal J. Flow boiling heat transfer to carbon dioxide: general prediction method. *International Journal of Refrigeration* 2004. 27. 294–301.
- [107] Cheng L. Ribatski G. Wojtan L. Thome JR. New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2006. 49. 4082–94.
- [108] Cheng L. Ribatski G. Quibèn JM. Thome JR. New prediction methods for CO₂ evaporation in side tubes: Part I—A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops 2008. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 51. 111–24.

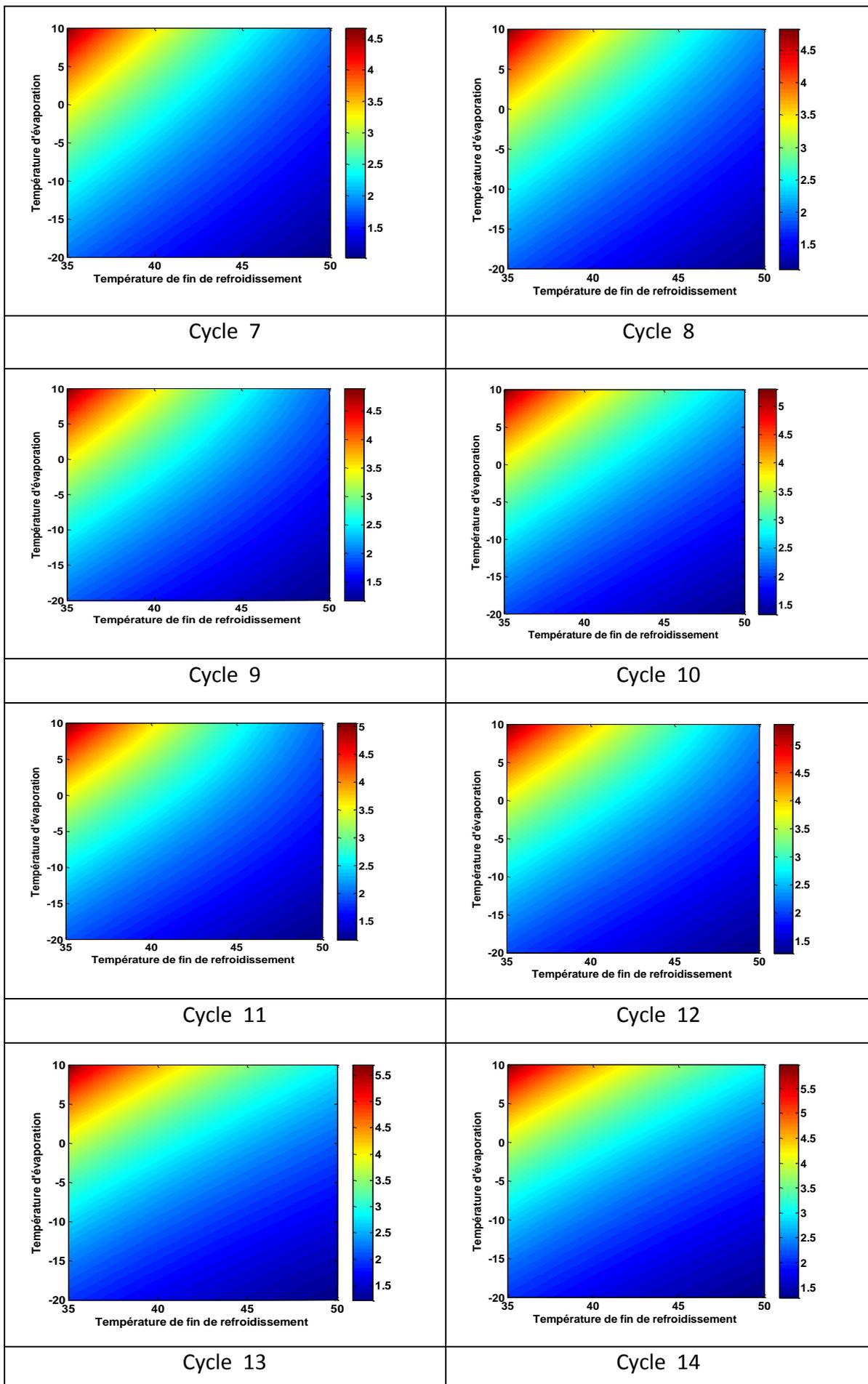
- [109] Cheng L. Ribatski G. Thome JR. New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part II an updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2008. 51. 125-35.
- [110] Yun R. Kim Y. Kim MS. Choi Y. Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO₂ in a horizontal smooth tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2003. 46. 2353–61.
- [111] Yoon SH .Cho ES. Hwang YW. Kim MS. Min K. Kim Y. Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development. *International Journal of Refrigeration* 2004. 27. 111–19.
- [112] Cho JM. Kim MS. Experimental studies on the evaporative heat transfer and pressure drop of CO₂ in smooth and micro-fin tubes of the diameters of 5 and 9.52mm. *International Journal of Refrigeration* 2007. 30. 986-994.
- [113] Zhao X. Bansal PK. Flow boiling heat transfer characteristics of CO₂ at low temperatures. *International Journal of Refrigeration* 2007. 30. 937-45.
- [114] Park CY. Hrnjak PS. CO₂ and R410A flow boiling heat transfer. Pressure drop and flow pattern at low temperatures in a horizontal smooth tube. *International Journal of Refrigeration* 2007. 30. 166-78.
- [115] Mastrullo R. Mauro AW. Rosato A. Vanoli GP. Carbon dioxide local heat transfer coefficients during flow boiling in a horizontal circular smooth tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009. 52. 4184–94.
- [116] Oh HK. Son CH. Flow boiling heat transfer and pressure drop characteristics of CO₂ in horizontal tube of 4.57-mm inner diameter. *Applied Thermal Engineering* 2011. 31. 163-172.
- [117] Grauso S. Mastrullo R. Mauro AW. Vanoli GP. Flow boiling of R410A and CO₂ from low to medium reduced pressures in macro channels: Experiments and assessment of prediction methods. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2013. 56. 107–18.
- [118] Hassan M.A.M. Shedid MH. Experimental investigation of two phase's evaporative heat transfer coefficient of carbon dioxide as a pure refrigerant and oil contaminated under forced flow conditions in small and large tube. *International Journal of Refrigeration* 2015. 56. 28-36.
- [119] Wojtan L. Ursenbacher T. Thome JR. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II—Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2005. 48. 2970–85.

ANNEXES

Annexe 1:

1.1 Variation de la performance maximale en fonction de la température d'évaporation et la température de fin de refroidissement





Annexe 2

2.1 Validation des programmes informatiques

