

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur  
et de la Recherche Scientifique

Université Akli Mohand Oulhadj - Bouira -

X•⊙V•EX •KIIε C:K:÷I∧ :II∧•X - X:⊙εO:ε -



Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
جامعة أكلي محمد أولحاج  
- البويرة -

كلية العلوم والعلوم التطبيقية

Département Génie mécanique

قسم الهندسة الميكانيكية

## Projet de fin d'étude

Pour l'obtention du diplôme de

### MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

### Thème

---

## Etude d'un échangeur à triple tube concentrique

---

Soutenu le ...../...../2021

Présenter Par :

**M<sup>elle</sup> . IHADDADENE HANIA**

**M<sup>elle</sup> . SADOON CYLIA**

Devant le jury composé de :

**Mr. S.ABERKANE**

**UAMO,Bouira**

**Promoteur**

**UAMO ,Bouira**

**Président**

**UAMO,Bouira**

**Examineur**

**UAMO,Bouira**

**Examineur**

**2020/2021**

**Résumé**

Le projet concerne l'étude d'un refroidisseur à gaz (RG) pour CO<sub>2</sub> transcritique à triple tube concentrique. Cette nouvelle configuration de refroidisseur à gaz est destinée à être utilisée dans un cycle de pompe à chaleur au CO<sub>2</sub> transcritique (PAC-CO<sub>2</sub>) pour chauffer l'eau. L'étude comporte une étude bibliographique sur le fluide frigorigène CO<sub>2</sub> et les différents types de refroidisseurs utilisés dans les PAC-CO<sub>2</sub>. Cependant, l'étude focalisera essentiellement sur les performances et le dimensionnement d'un échangeur à triple tube concentrique en se référant au cas d'Unal (2001), sans considérer le cycle CO<sub>2</sub> transcritique.

Le but de cette étude est de faire une étude préliminaire et comparative pour montrer l'éventuel avantage d'utiliser un échangeur à triple tube concentrique par rapport à la configuration à double tube. Les résultats obtenus sont en bonne concordance avec le travail d'Unal (2001).

**Mots Clés:** Pompe à chaleur – CO<sub>2</sub>, échangeur de chaleur à triple tube concentrique, échangeur à double tube concentrique.

**Abstract**

The project concerns the study of a gas cooler (RG) for transcritical CO<sub>2</sub> with triple concentric tube. This new gas cooler configuration is intended for use in a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump (PAC-CO<sub>2</sub>) cycle to heat water. The study includes a bibliographic study on CO<sub>2</sub> refrigerant and the different types of coolers used in PAC-CO<sub>2</sub>. However, the study will mainly focus on performance and sizing of a triple concentric tube exchanger with reference to the case of Unal (2001), without considering the transcritical CO<sub>2</sub> cycle. The purpose of this study is to make a preliminary and comparative study to show the possible advantage of using a concentric triple tube exchanger compared to the configuration at double tube. The results obtained are in good agreement with the work of Unal (2001).

Keywords: Heat pump - CO<sub>2</sub>, triple concentric tube heat exchanger, double concentric tube heat exchanger.

**ملخص :**

يتعلق المشروع بدراسة مبرد غاز لثنائي اكسيد الكربون (CO<sub>2</sub>) عبر الحرج مع الانبواب ثلاثي متحدة المركز. هذا التكوين الجديد لمبرد الغاز مخصص للاستخدام في دورة مضخة حرارية لثنائي اكسيد الكربون (PAC-CO<sub>2</sub>) لتسخين المياه. تتضمن الدراسة دراسة بيليوغرافية عن مبرد ثاني اكسيد الكربون و انواع مختلفة من المبردات المستخدمة في (PAC-CO<sub>2</sub>) ومع ذلك ستركز الدراسة بشكل اساسي على اداء و حجم مبادل انبواب ثلاثي المركز بالإشارة الي حالة (UNAL 2001) دون النظر في دورة ثاني اكسيد الكربون عبر الحرجة. الغرض من هذه الدراسة هو اجراء دراسة اولية و مقارنة لإظهار الميزة المحتملة لاستخدام مبادل ثلاثي الانبواب متحد المركز مقارنة بالتكوين في الانبواب المزدوج. النتائج التي تم الحصول عليها في اتفاق جيد مع عمل (UNAL 2001).

**الكلمات المفتاحية :** المضخة الحرارية CO<sub>2</sub> -ثاني اكسيد الكربون مبادل حراري ثلاثي الانبواب متحدة المركز مبادل حراري مزدوج الانبواب متحدة المركز.

## REMERCIEMENT

*Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu qui nous a donné la santé, la volonté et le courage afin d'accomplir ce travail modeste.*

*Nous voudrions remercier nos familles pour tous les soutiens moral et matériel apporté pendant ces années d'jusqu'ici.*

*Nous tenons à remercier particulièrement Monsieur Aberkane Sofiane, le Maître et docteur à l'université de Bouira, pour la qualité de son encadrement, pour toutes les connaissances scientifiques pour*

*Nous avons guidé et encouragé pour réaliser ce travail.*

*Nous présentons nos sincères remerciements au chef de département et à tous nos enseignant(e)s du Département génie de*

*mécanique-université de Bouira.*

*Ce thème-là, n'aurait sans doute pu se dérouler dans les meilleures conditions, sans la participation active de nos professeurs et nos docteurs de thème,*

*Messieurs Ameer Khaled et Badache Messaoud et Aidoun Zine et Semmari Hamza et Sofiane Aberkane qu'ils trouvent ici l'expression de nos gratitude pour la confiance qu'ils nous ont accordée, leur soutien au quotidien, leur enthousiasme et leur implication.*

*Nous ne manquerons pas d'exprimer notre profond respect à l'équipe de l'entreprise NUMILOG*

*« Mme.M.Kettab, Mr.M.Oullai, Mr.A.Hadji, Mr.S.Silarbi, Mr.A.Fettah.... », Pour leur orientation ainsi que ses encouragements durant notre période de stage.*

*Nous tenons à remercier tous les membres de jurys pour avoir accepté de présider et d'examiner ce travail.*

*Enfin nous tenons à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.*

# DEDICACE

*Je dédie ce modeste travail*

*A mes très chers parents*

*Ma mère Houria et Mon père Ahmed*

*Pour tout l'amour dont vous m'avez entouré, pour tout ce que vous avez fait  
pour moi.*

*Je ferai de mon mieux pour rester un sujet de fierté à vos yeux avec l'espoir  
de ne jamais vous décevoir.*

*Que ce modeste travail, soit l'exaucement de vos vœux tant formulés et de vos  
prières quotidiennes*

*A mes très chères sœurs :*

*Nana Lynda et son mari lamara et ses enfants les plus adorables Ines et Racim.*

*Sihem et son mari Abderrahmane.*

*Hanane et son mari Sofiane.*

*Lilia et à mon cher frère Lotfi.*

*Et à ma copine et ma binôme Cylia .*

*Et à toutes mes ami(e)s qui m'ont toujours aidé et encouragé.*



*Hania.IH*

# DEDICACE

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mes chers parents qui m'ont offert tout le soutien  
Dont j'avais besoin et à qui je dois tous, que dieu me les protège.*

*Mes chères sœurs KATIA, KAHINA, CELINA.*

*Mes frères YACINE, LOUNIS, REDOUANE, MASSI.*

*Mon cher fiancé AHMED.*

*Ma chère tante AKRI et sa petite famille.*

*Mon cher oncle MOHANDE et sa famille.*

*Mon grand-père AKLI et sa femme Zahia et  
mon petit oncle AIMADE.*

*Et sans oublier mes chères et mes adorables copines HANIA,  
HASSIBA, AMEL, MOUNA et à toutes mes amies.*



*Cylia.SA*

Introduction Générale.....	1
----------------------------	---

### **Chapitre I: Etude bibliographique**

I. Introduction .....	3
I.1 Histoire du dioxyde de carbone en tant que fluide frigorigène .....	3
I.2 Propriétés thermo physiques du CO <sub>2</sub> .....	6
I.2.1 Propriétés sous-critique .....	8
I.2.2 Propriétés super-critique .....	9
I.3 Les applications du CO <sub>2</sub> .....	12
I.3.1 Production d'eau chaude sanitaire.....	13
I.3.2 Climatisation automobile .....	14
I.4 Pompe à chaleur CO <sub>2</sub> .....	14
I.5 Les cycles thermodynamiques d'une PAC CO <sub>2</sub> .....	15
I.5.1 Cycle subcritique.....	15
I.5.2 Cycle transcritique .....	16
I.5.3 Avantages du cycle transcritique au CO <sub>2</sub> .....	16
I.5.4 Inconvénients du Cycle transcritique au CO <sub>2</sub> .....	17
I.6 Différents configuration du RG .....	18
I.7 Echangeurs à double tubes concentrique (ETTC).....	20
I.7.1 Amélioration de l'échangeur à double tube concentrique .....	20
I.8 Échangeurs à triple tubes concentrique (EDTC).....	21
I.9 Conclusion.....	24

### **Chapitre II: les méthodes de dimensionnement des échangeurs de chaleur**

II. Introduction .....	26
II.1 Description du modèle étudié.....	26
II.2 Formulation mathématique.....	27
II.2.1 Solution du cas 1.....	29
II.2.2 Solution du cas 2.....	31
II.2.3 Solution du cas 3.....	32
II.3 Conclusion.....	32

### **Chapitre III: Etude de Cas**

III. Introduction .....	35
III.1 Etude de cas .....	35
III.2 Calcul des débits.....	35
III.3 Détermination des coefficients d'échange globaux .....	36
III.4 Corrélations de refroidissement du CO <sub>2</sub> supercritique .....	37

III.4.1	Corrélation de Dittus-Boelter .....	37
III.4.2	Corrélation de Petukhov-Popov-Kirilov .....	38
III.4.3	Corrélation de Krasnoshchekov et al .....	38
III.4.4	Corrélation de Petrov-Popov.....	39
III.4.5	Corrélation de Gnielinski.....	39
III.4.6	Corrélation de Gajar-Asadi.....	40
III.5	Méthode de l'efficacité (NUT : Nombre d'unité de transfert) .....	40
III.5.1	Notion d'efficacité .....	40
III.5.2	Corrélations utilisée pour déterminer l'efficacité de l'échangeur par la méthode NUT ....	41
III.5.3	Corrélations utilisée pour déterminer NUT pour les différents échangeurs de chaleur ....	41
III.6	Conclusion.....	42

#### **Chapitre IV: Résultats et discussions**

IV.	Introduction .....	43
IV.1	Dimensionnement de l'échangeur de chaleur .....	43
IV.1.1	Le cas d'échangeur à double tube concentrique .....	43
IV.1.2	Le cas d'échangeur à triple tube concentrique .....	46
IV.2	Etude de performances .....	50
IV.2.1	Le cas d'échangeur à double tube concentrique.....	50
IV.2.2	Le cas d'échangeur à triple tube concentrique .....	51
IV.3	Conclusion.....	54
Conclusion Générale.....		56
Références bibliographiques.....		57

**Chapitre I**

**Figure I.1 :** Utilisation des réfrigérants dans le secteur maritime. (1) .....3  
**Figure I.2:** Histoire des fluides frigorigènes. (2) .....5  
**Figure I.3:** Diagramme enthalpique du CO<sub>2</sub>.....8  
**Figure I.4:** Pression à saturation et  $\delta P/\delta T$  en fonction de la température. (11) .....8  
**Figure I.5:**  $\rho$  liquide/ $\rho$  gaz, et  $\sigma$  à saturation en fonction de la température. (11) .....9  
**Figure I.6:** Chaleur massique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température. (11) .....10  
**Figure I.7:** Masse volumique de différents fluides frigorigènes en fonction de.....10  
**Figure I.8:** Diagramme de Mollier du CO<sub>2</sub> et températures pseudo-critiques.....11  
**Figure I.9:** Nombre adimensionnel de Prandtl en fonction de la température à pression .....12  
**Figure I.10:** Profils de température lors de la génération d'ECS pour un système à condensation (a) et pour un refroidissement de fluide supercritique (b). (13) .....13  
**Figure I.11:** Installation au CO<sub>2</sub> simple. (16) .....15  
**Figure I.12:** exemple de cycle subcritique.....16  
**Figure I.13:** Exemple de cycle transcritique. (18) .....16  
**Figure I.14:** Principe d'un échangeur à co-courants pour double tube .....20  
**Figure I.15 :**schéma d'un échangeur de chaleur à triple enveloppe.....21  
**Figure I.16 :** Arrangement de flux contre- courant.      **Figure I.17:** Arrangement de flux Co- courant. 22  
**Figure I.18 :** Arrangement de contre-courant/      **Figure I.19 :** Arrangement de contre-courant/..22

**Chapitre II**

**Figure II.1:** Modèle physique d'un échangeur triple tube concentrique à contre-courant.....26

**Chapitre IV**

**Figure IV.1:** Variation de la longueur ( $L$ ) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur à double tube avec la méthode de DTLM.....44  
**Figure IV.2 :** Variations de la longueur ( $L$ ) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur à double tube avec la méthode de NUT.....44  
**Figure IV.3:** Variations de la longueur ( $L$ ) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur à double tube avec la méthode analytique. ....45  
**Figure IV.4 :** Variations de la longueur ( $L$ ) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur à double tube avec la méthode analytique de A.Unal [44]. ....45  
**Figure IV.5:** Variations de la longueur d'échangeur à triple tube concentrique .....47  
**Figure IV.6 :** Variations de la longueur d'échangeur à triple tube concentrique, .....48  
**Figure IV.7:** Variations de la longueur d'échangeur à triple tube concentrique, .....49  
**Figure IV.8:** la variation de l'efficacité (%) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur a double tube concentrique .....50  
**Figure IV.9:** la variation de l'efficacité (%) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur a triple tube concentrique pour un débit du  $mh = 2000 \text{ kg/h}$ .....51  
**Figure IV.10:** la variation de l'efficacité (%) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur a triple tube concentrique pour un débit du  $mh = 3000 \text{ kg/h}$ .....53  
**Figure IV.11:** la variation de l'efficacité (%) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur a triple tube concentrique pour un débit du  $mh = 5000 \text{ kg/h}$ .....53

**Chapitre I**

**Tableau I-1:**Propriétés des fluides frigorigènes. (9).....5  
**Tableau I-2:** Caractéristiques physico-chimiques du dioxyde de carbone. (10).....7  
**Tableau I-3 :** Configuration des arrangements de flux. ....22

## Lettres latines

$c_p$  : capacité calorifique massique ( $J.kg^{-1}.K^{-1}$ )

$C$  : debit capacitif ( $J.K^{-1}.s^{-1}$ )

$C$  : Capacités thermique (J/K)

$D, d$  : diamètre (m)

$D_h$  : Diamètre hydraulique (m)

$d_i, d_e$  : Diamètres interne et externe (m)

$F$  : facteur d'intensification

$f$  : coefficient de frottement, fonction d'état

$h$  : enthalpie massique ( $J.kg^{-1}$ )

$h_i$  et  $h_e$  : Coefficient d'échange de chaleur par convection interne et externe ( $W/m^2.K$ )

$H_p$  : haute pression (bar)

$K$  : coefficient de transfert global ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )

$L$  : longueur (m)

$m$  : masse (kg)

$\dot{m}$  : débit massique ( $kg.s^{-1}$ )

$N$  : vitesse de rotation ( $tr.min^{-1}$ )

NUT : Nombre d'unité de transfert (-)

$Nu$  : Nombre de Nusselt (-)

$P$  : pression (bar)

$Pr$  : Nombre de Prandtl (-)

$q$  : densité de flux de chaleur ( $W.m^{-2}$ )

$\dot{Q}$  : Puissance thermique (W)

$r$  : Rayons (m)

$Re$  : Nombre de Reynolds (-)

$S, A$  : Surface d'échange ( $m^2$ )

$S_e$  et  $S_i$  : Surfaces externe et interne de la paroi d'échange en ( $m^2$ )

$T$  : température (K)

$T_p$ : Température de paroi (°C)

$T_e, T_s$  : Températures d'entrée et de sortie (°C)

$x, y$ : Coordonnée

$X$  : Variable (-)

### Lettres grecques

$\alpha$  : taux de vide, coefficient de transfert convectif ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )

$\delta$  : taux de compression

$\lambda$  : conductivité thermique ( $W.m^{-1}.K^{-1}$ )

$\mu$  : viscosité dynamique ( $kg.m^{-1}.s^{-1}$ )

$\rho$  : masse volumique ( $kg.m^{-3}$ )

$\sigma$  : tension superficielle ( $N.m^{-1}$ )

$\Delta P$ : Perte de charge du fluide en (Pa)

$\Delta T$  : Ecart de température dans chaque tube (°C)

$\Delta T_e, \Delta T_s$  : Ecart de température à l'entrée et à la sortie (°C)

$U$  : coefficient de transfert de chaleur global

$\epsilon$  : efficacité thermique (%)

$\nu$  : viscosité cinématique ( $m^2/s$ )

$\varphi$ : Densité de flux à la paroi  $W/m^2$

$\theta$  : angle °

$\Phi$  : Puissance W

$\Delta x$  : Pas spatial (m)

### Nombres adimensionnels

$Nu$ : nombre de Nusselt  $Nu = aD/\lambda$

$NUT$  : nombre d'unité de transfert  $NUT = KS/C_{min}$

$Pr$ : nombre de Prandtl  $Pr = \mu C_p/\lambda$

$Re$ : nombre de Reynolds  $Re = GD/\mu$

## Indices

b : basse pression,

c : compression, centre, cylindrée,

cr : critique

e : entrée, eau

h : haute pression, haut

i : intérieur du tube

is : isentropique

m : moyen

max : maximal

min : minimal

pc: pseudo critique

s : sortie

sat : saturation

SC :supercritique

t : tube

TR :transcritique

0 : initial

1 : sortie de l'échangeur intermédiaire côté basse pression, aspiration du compresseur

2 : refoulement du compresseur, entrée de l'échangeur haute pression

3 : sortie de l'échangeur haute pression, entrée du détendeur

4 : sortie du détendeur, entrée de l'évaporateur

$\pi$  : 3.14159 radians.

c : Chaud

f : Froid

m : Monophasique

p : Paroi

1 :(fluide ou paroi) du tube interne, échangeur inférieur

2 :(fluide ou paroi) du tube intermédiaire, échangeur supérieur

3 :(fluide ou paroi) du tube externe

**Exposant**

0 : Etat initial

\* : Forme adimensionnel

---

**Abréviations**

CFC : chlorofluorocarbure

COP : coefficient de performance

GWP : Global Warming Potential

HCFC: hydro chlorofluorocarbure

HFC: hydrofluorocarbure

ODP: Ozone Depletion Potential

ETTC: Echangeur à triple tube concentrique

EDTC : Echangeur à double tube concentrique

PAC : Pompe à chaleur

DTLM : différence de température logarithmique moyenne

### Introduction générale

L'échangeur de chaleur est un équipement thermique que l'on doit retrouver dans une variété d'applications énergétique, récupérations de l'énergie, industrie alimentaire, chimiques, pharmaceutique...etc.

Le présent travail concerne l'étude d'une nouvelle configuration de refroidisseur à gaz pour une pompe à chaleur CO<sub>2</sub> transcritique. Il existe de nombreux type d'échangeur de chaleur actuellement utilisé comme refroidisseur d'une PAC-CO<sub>2</sub>, dans notre travail on s'intéresse essentiellement sur l'étude d'un échangeur à triple tube concentrique, sans considérations des autres aspects du cycle de la PAC.

Ce travail s'articule autour de quatre chapitres, le premier chapitre est une synthèse bibliographique qui résume des généralités sur le dioxyde de carbone en tant que fluide frigorigène et qui porte également les propriétés thermophysiques et quelques applications du CO<sub>2</sub>, les inconvénients et les avantages du cycle transcritique au CO<sub>2</sub>. Puis, nous avons parlé sur la pompe à chaleur CO<sub>2</sub> et les différentes configurations de refroidisseur à gaz RG, aussi nous avons donné une description générale sur l'échangeur à triple tube concentrique.

Au deuxième chapitre nous avons présenté une étude analytique sur l'échangeur triple tube concentrique à contre-courant tiré par l'étude d'Unal (1998).

Le troisième chapitre donne des détails de l'analyse thermique adopté pour la résolution des équations développés dans le chapitre deux, ainsi que les corrélations utilisées pour refroidissement du CO<sub>2</sub> transcritique.

Le quatrième chapitre résume les plus importants résultats : dimensionnement et étude de performances des échangeurs de chaleur, ainsi une comparaison entre l'échangeur à tripe tube et à double tube concentrique, les résultats sont réalisés à l'aide d'un programme sous de logiciel Matlab.

Le travail se termine par une conclusion générale et des perspectives.

# CHAPITRE I

## I. Introduction

Dans le première chapitre on s'intéresse à la recherche bibliographique de CO<sub>2</sub> comme fluide frigorigène, et généralité sur l'échangeur à double tube concentrique avec ces méthodes de calcul l'efficacité, ainsi que l'étude qui concerne l'utilisation d'un échangeur à triple tube concentrique comme un refroidisseur à gaz au CO<sub>2</sub>, qui sera affectée à être utilisé dans une pompe à chaleur pour chauffer l'eau, et aussi on a décrire les méthodes, de calculs les plus utilisées car elles sont subordonnées à la bonne connaissance du type de l'échangeur.

### I.1 Histoire du dioxyde de carbone en tant que fluide frigorigène

Le dioxyde de carbone (dioxyde de carbone ou CO<sub>2</sub> ou R744) est une substance naturelle et le premier fluide utilisé dans l'histoire de la réfrigération il a été largement utilisé au début du XXe siècle, en particulier dans les équipements de réfrigération marine. Ce liquide a été le principal fluide frigorigène des années 1950 aux années 1960, comme le montre la figure I.1.

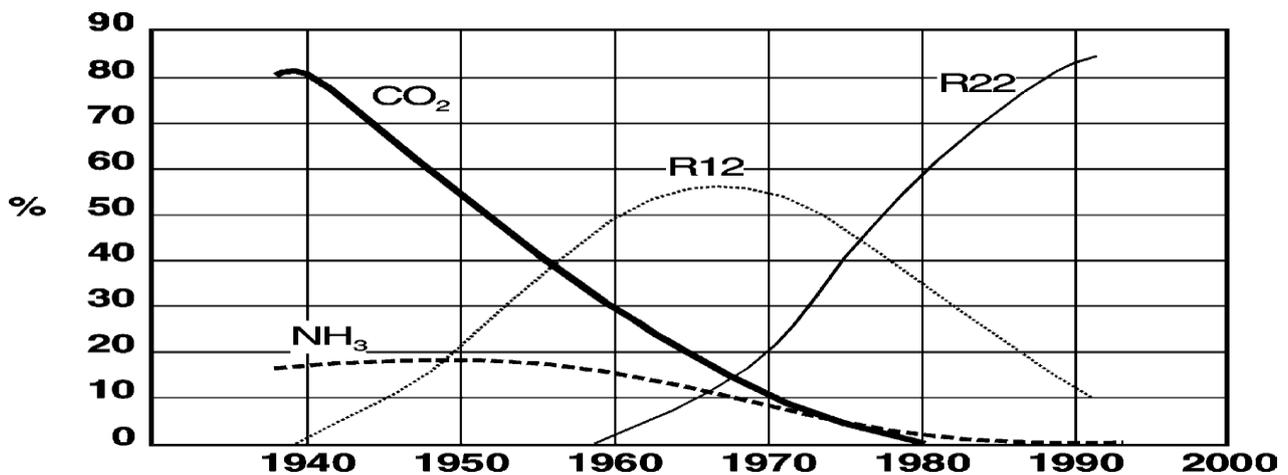


Figure I.1 : Utilisation des réfrigérants dans le secteur maritime [1]

Alexander Twinings a semblé être le premier à proposer l'utilisation du dioxyde de carbone comme réfrigérant dans un brevet anglais déposé en 1850, mais le premier système n'a été mis en œuvre par l'American SC qu'à la fin de 1860. Lowe a reçu un brevet anglais en 1867. En Europe, Carl Linde a construit la première machine à CO<sub>2</sub> en 1881. L'Allemand Franz Windhausen a amélioré cette technologie et obtenu un brevet en 1886. Aux États-Unis, le CO<sub>2</sub> est utilisé comme réfrigérant. Dans le système de réfrigération aux environs de 1890, puis dans le système de climatisation aux environs des années 1900. [1]

Le dioxyde de soufre est hautement toxique. L'ammoniac est également hautement toxique. Par rapport à ces deux fluides frigorigènes, le CO<sub>2</sub> n'est ni toxique ni inflammable, ce qui fait du CO<sub>2</sub> une priorité plus élevée dans les domaines maritime et résidentielle. À la fin des années 1930, le

développement d'une nouvelle substance synthétique CFC (chlorofluorocarbone) à faible toxicité et basse pression de fonctionnement et la réticence des fabricants de systèmes CO<sub>2</sub> à améliorer et moderniser la conception de ces systèmes étaient à l'origine de la régression de l'utilisation du CO<sub>2</sub>, ce fluide n'était plus 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 (prix Nobel pour ses recherches sur le «trou» de la couche d'ozone) et F. Sherwood Rowland ont proposé pour la première fois la théorie de l'appauvrissement de la couche d'ozone sous l'influence des CFC. [3] Bien que cette hypothèse soit impopulaire, il a été prouvé en 1985 que la couche d'ozone diminuait au-dessus de l'Antarctique. Cette hypothèse a été confirmée. Même si ce phénomène n'a pas été pleinement expliqué, la communauté internationale a réagi rapidement. Par conséquent, la Convention de Vienne de 1986 et l'Accord de Montréal de 1987 restreignaient et interdisaient la production et la consommation de CFC. [4]

En ce qui concerne l'environnement, une autre caractéristique du fluide frigorigène doit être considérée. En effet, les actions environnementales ne se limitent pas au potentiel de destruction de la couche d'ozone en raison de la présence de chlore dans les CFC et HCFC, mais pas non plus au potentiel de réchauffement climatique dû à l'effet de serre GWP (Global Warming Potential).

Par conséquent, le protocole de Kyoto (1997), qui n'a pas été ratifié par tous les pays industrialisés, vise à arrêter l'utilisation des hydrofluorocarbures (HFC), comme le R134a, à partir de 2008, car ils contribuent à l'effet de serre. [5]

Cette situation a conduit à une augmentation de l'utilisation d'anciens fluides frigorigènes tels que l'ammoniac et les hydrocarbures. Bien que ces fluides frigorigènes ne soient pas nocifs pour l'environnement, ils peuvent présenter un certain degré de risque en raison de leur inflammabilité et / ou toxicité. En conséquence, le professeur Gustav Lorenzen a proposé le dioxyde de carbone (un réfrigérant précédemment utilisé dans la réfrigération industrielle et marine) comme réfrigérant alternatif en 1990. Cette année-là, il a demandé un brevet pour le système de dioxyde de carbone, qui peut être exécuté selon le cycle. La haute pression est contrôlée par le détendeur. En 1992, il présente les résultats expérimentaux d'un système de climatisation automobile fonctionnant au CO<sub>2</sub> après le premier cycle transcritique. [6]

Afin de réduire la consommation d'énergie et les émissions de gaz à effet de serre, le développement de pompes à chaleur à eau chaude à haut rendement utilisant des fluides frigorigènes naturels a récemment été soutenu par les industriels (Denso, Sanyo, Panasonic, Daikin, Hitachi, Mitsubishi Electric, Sanden, Corona, Toshiba, Carrier et Matsushita Electric) ont

fabriqué de nombreuses pompes à chaleur qui utilisent le CO<sub>2</sub> comme réfrigérant pour les applications résidentielles. Ces dernières années, ce système est devenu populaire au Japon. [7]

La figure I.2 donne un aperçu sur l'évolution des fluides utilisés dans le domaine du froid.

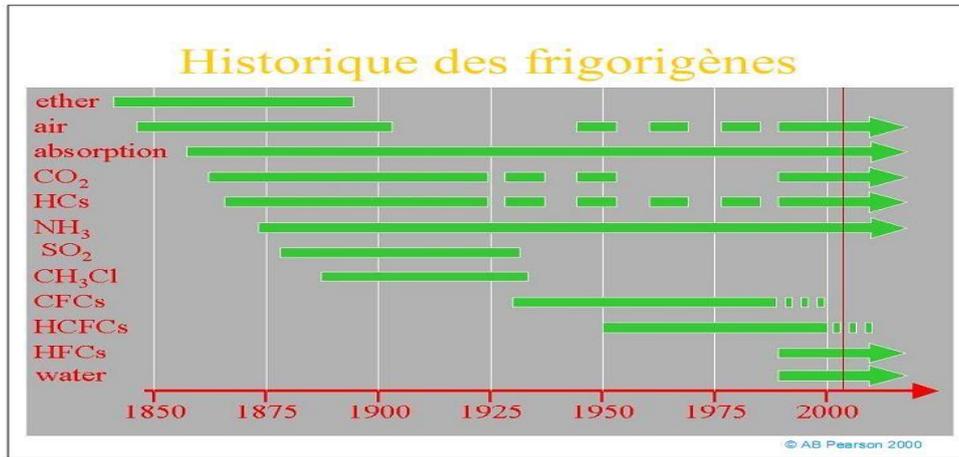


Figure I.2: Histoire des fluides frigorigènes. [2]

Contrairement aux CFC et aux HCFC, le CO<sub>2</sub> a un ODP nul et un GWP négligeable. Quant aux HFC, leur ODP est nul et leur GWP peut aller de quelques dizaines dans le cas du R290 à plusieurs milliers pour le R143a.

Concernant la sécurité, parmi les "anciens" frigorigènes, seul le CO<sub>2</sub> peut rivaliser avec les HFC, non inflammables. Si le CO<sub>2</sub> a un impact important sur le réchauffement de la planète (environ 63 % de l'incidence totale des gaz à effet de serre), c'est en raison des quantités importantes de CO<sub>2</sub> émises par un grand nombre d'applications industrielles. Cependant, à l'inverse des HFC, son GWP est négligeable quand il est utilisé comme frigorigène. Ainsi, sans incidence dommageable pour l'environnement et sûre, l'utilisation du CO<sub>2</sub> comme fluide frigorigène présente un intérêt majeur. [8]

Frigorigène	R12	R22	R134a	R290	NH <sub>3</sub>	CO <sub>2</sub>
Fluide naturel	Non	Non	Non	Oui	Oui	Oui
ODP	0.82	0.055	0	0	0	0
GWP	8100	1500	1300	20	<1	1
Température critique (°C)	112.0	96.2	101.2	96.7	132.3	31.1
Pression critique (Bar)	41.4	49.9	40.6	42.5	110.27	73.8
Inflammabilité	Non	Non	Non	Oui	Non	Non
Toxicité	Non	Non	Non	Non	Oui	Non
Cout relatif au R12	1.0	1.0	4.0	0.3	0.2	0.1
Puissance volumique relative au R12	1	1.6	1	1.4	1.6	8.4

**Tableau I-1:** Propriétés des fluides frigorigènes. [9]

## I.2 Propriétés thermo physiques du CO<sub>2</sub>

Pour mieux connaître le CO<sub>2</sub> en tant que fluide frigorigène, on donne ci-après quelques propriétés thermophysiques de ce fluide et celles d'autres réfrigérants plus classiques.

Le tableau I.2 présente certaines des propriétés physique et chimique du dioxyde de carbone. A partir de sa structure moléculaire, certaines caractéristiques macroscopiques peuvent être expliquées :

- Le CO<sub>2</sub> représente le degré ultime d'oxydation du carbone, c'est une molécule assez stable et relativement inerte chimiquement.
- C'est un gaz acide légèrement soluble dans l'eau.
- Il peut être corrosif en présence de vapeur d'eau.

Dioxyde e carbone Gaz carbonique Anhybride carbonique	CO2 O = C = O
Etat a pression et température ordinaires	Gaz incolore et inodore
Masse molaire .... (g.mol <sup>-1</sup> )	44 ,01
Taille .... (nm)	0,35-0,51
Masse volumique sous 1 atm a : 0 °C.... (kg.m <sup>-3</sup> ) 20°C.... (kg.m <sup>-3</sup> )	1 ,977 1 ,87
Viscosité à -78°C.... (Pa.s)	7.10 <sup>-5</sup>
Température de sublimation .... (°C)	-78.5
Température de fusion .... (°C)	-57
Chaleur latente de fusion ... (kj.kg <sup>-1</sup> )	196.33
Température critique .... (°C)	31.06
Pression critique (MPa)	7.4
Température au point triple .... (°C)	-56.6
Pression au point triple .... (bar)	5.185
Solubilité dans l'eau à 25 °C .... (g.l <sup>-1</sup> )	1.45
Solubilité dans l'éthanol à 20 °C.... (g.l <sup>-1</sup> )	2.964
Saveur	Piquante

**Tableau I-2:** Caractéristiques physico-chimiques du dioxyde de carbone. [10]

La principale particularité du CO<sub>2</sub> est d'avoir une faible température critique, 31,1 °C et une pression critique relativement élevée 73,8 bars comme le montre la figure I.3.

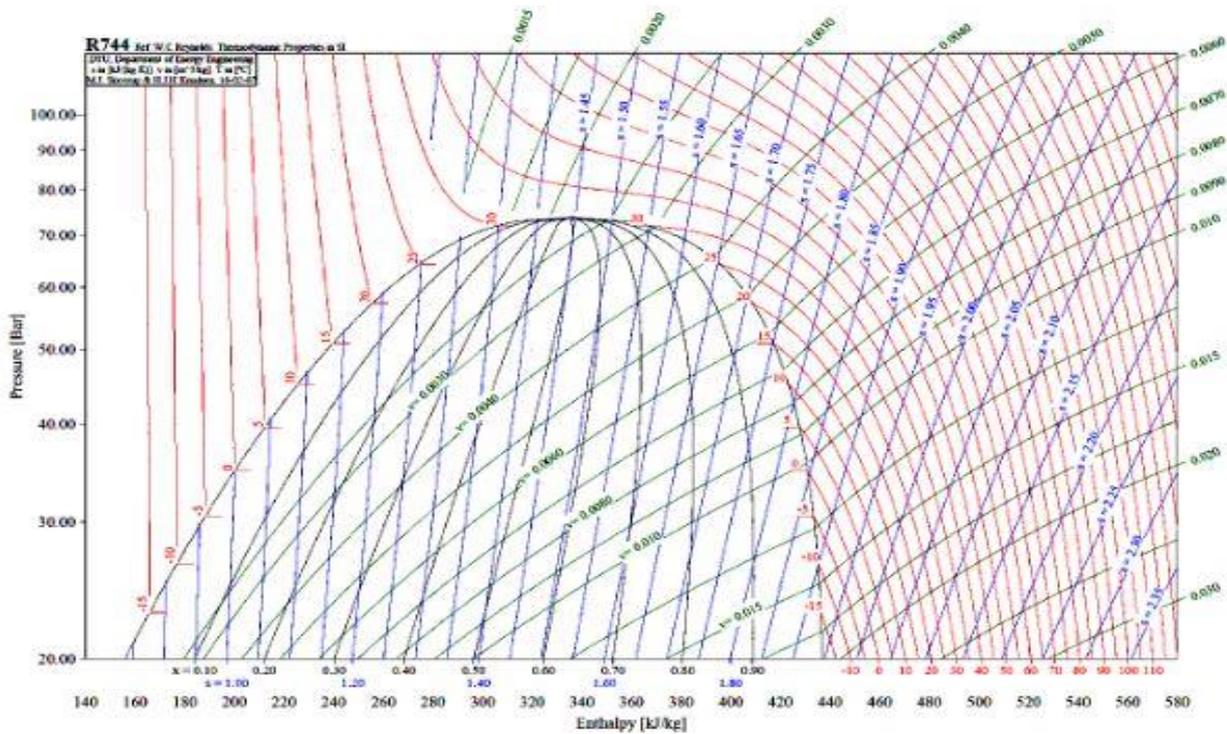


Figure I.3: Diagramme enthalpique du CO<sub>2</sub>.

1.2.1 Propriétés sous-critique

En dessous du point critique, les pressions à saturation et leur inclinaison en fonction de la température sont nettement plus élevées qu’avec d’autres fluides frigorigènes. Cela signifie comme l’indique la Figure I.4, que le glissement de température associé à une chute de pression est faible. Par conséquent, des écoulements à vitesses massiques plus élevées sont possibles, améliorant les échanges thermiques tout en ayant une très faible influence sur la consommation du compresseur.

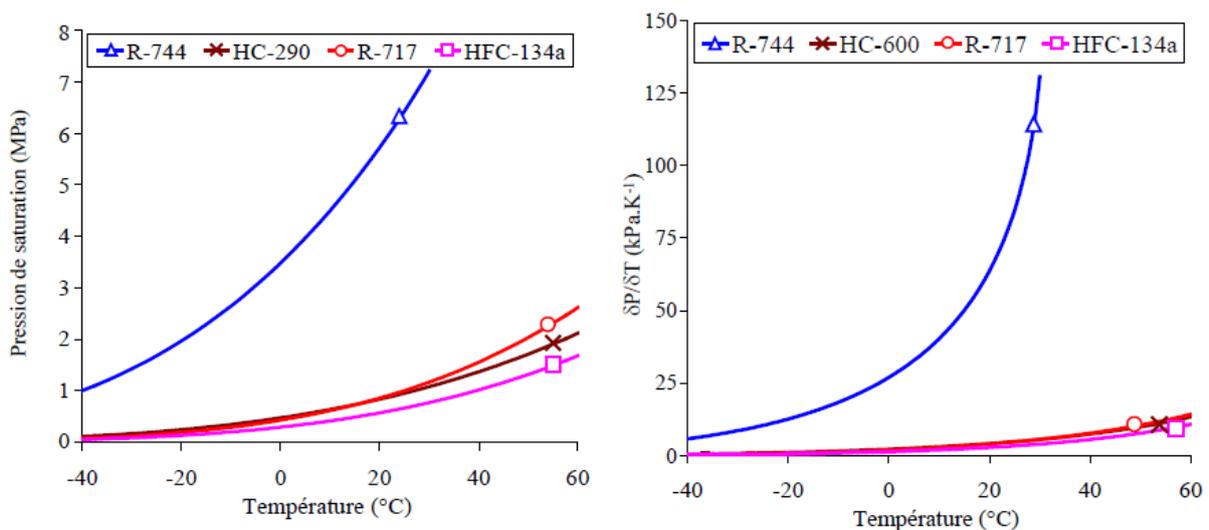


Figure I.4: Pression à saturation et  $\delta P/\delta T$  en fonction de la température. [11]

D’autres grandeurs, telles que les masses volumiques des deux phases et la tension superficielle de vapeur, sont à prendre en considération lors de l’ébullition. Comme l’indique la Figure I.5, le

rapport des masses volumiques liquide et gazeuse augmente lorsque la température diminue et est le plus faible avec le CO<sub>2</sub>. Ce rapport influence l'écoulement dans l'évaporateur car les vitesses varient peu tout au long de l'échangeur et le mélange diphasique est mieux réparti à l'entrée de l'évaporateur du fait de sa meilleure homogénéité.

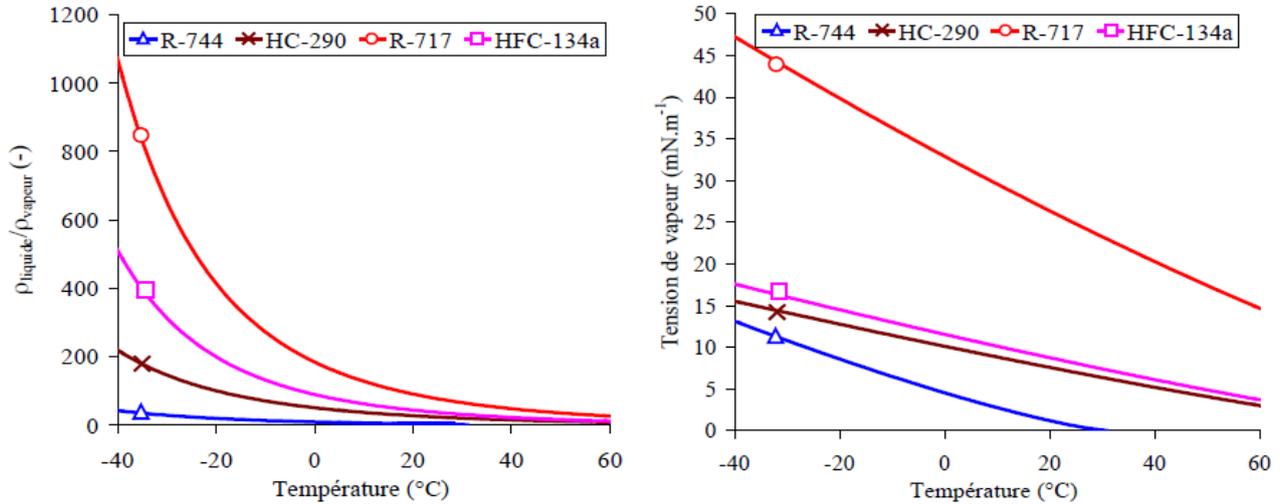


Figure I.5:  $\rho$  liquide/ $\rho$  gaz, et  $\sigma$  à saturation en fonction de la température. [11]

La tension superficielle de vapeur qui est également une grandeur importante lors de l'évaporation d'un fluide est représentée dans la Figure I.5. Comme la tension superficielle du CO<sub>2</sub> est nettement inférieure aux autres fluides, la chaleur nécessaire à la nucléation et à la croissance des bulles est plus faible. C'est pour cette raison que les transferts thermiques sont améliorés avec le dioxyde de carbone (Kwang et al.2007). La raison est que la contribution de la nucléation dans l'échange thermique global est prépondérante par rapport à la convection.

### I.2.2 Propriétés super-critique

Dans le domaine super-critique, les propriétés du CO<sub>2</sub> subissent de très fortes variations sans qu'il y ait de changement de phase. On remarque sur la Figure I.6 que la capacité thermique massique du CO<sub>2</sub> passe de valeurs typiques de gaz, pour les températures élevées, à des valeurs typiques de liquide, pour les températures faibles. Alors que la chaleur massique du CO<sub>2</sub> est infinie au point critique, elle diminue à des pressions plus élevées et on observe le pic à des températures plus importantes.

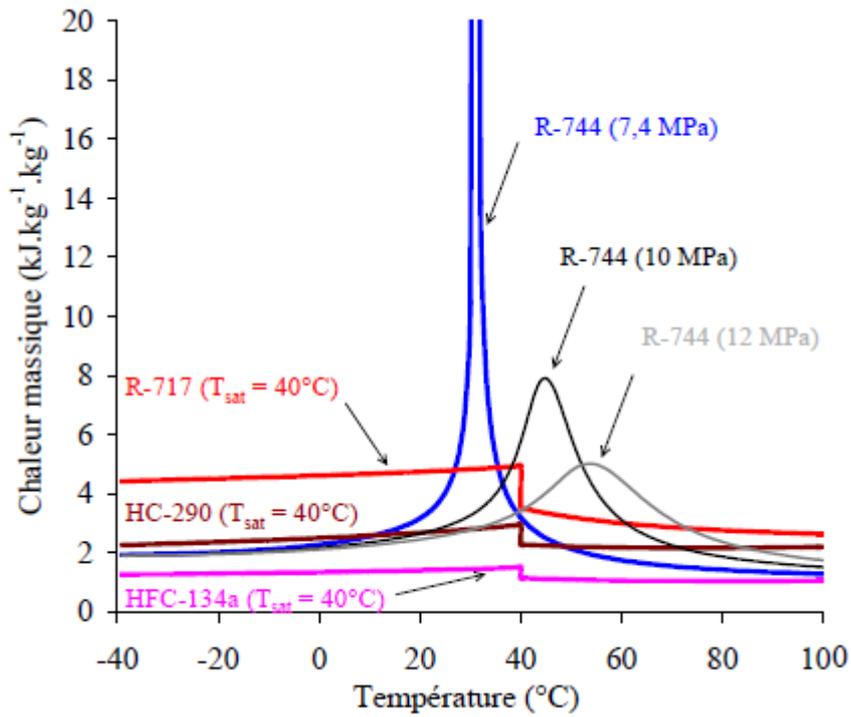


Figure I.6: Chaleur massique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température. [11]

La masse volumique du  $\text{CO}_2$ , Figure I.7, varie également de manière importante au passage des mêmes températures que précédemment. Si à basse température ses valeurs sont comprises entre celles du R-717 (et HC-290) et du HFC-134a, elles sont nettement supérieures pour les fortes températures. A mesure que la pression augmente, la transition s'affaiblit et les variations se font moins brusques et moins marquées.

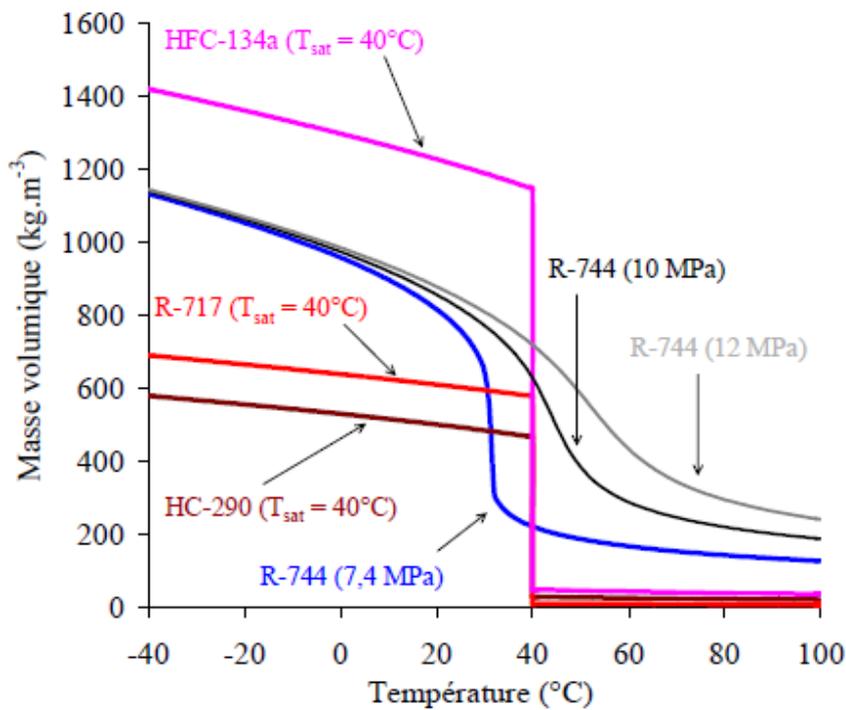
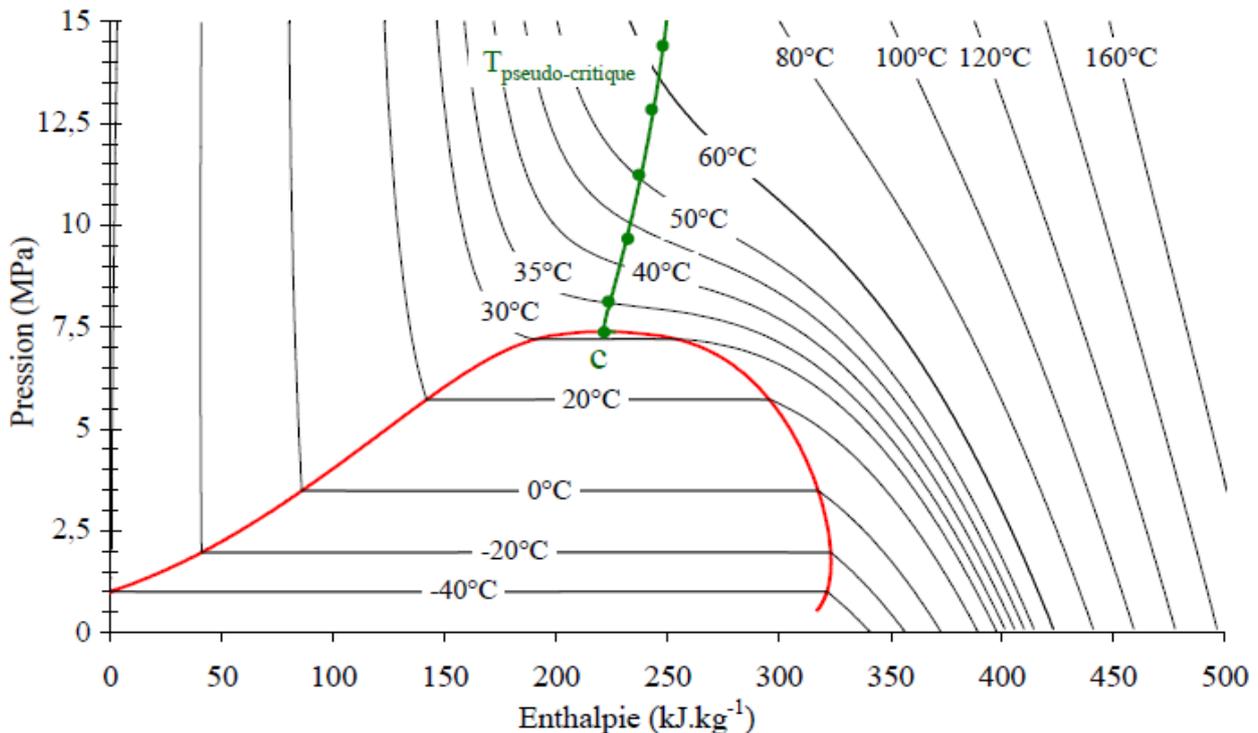


Figure I.7: Masse volumique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température. [11]

La Figure I.8 représente le diagramme de Mollier du CO<sub>2</sub>. La courbe verte qui part du point critique représente l'évolution de la température pseudo-critique avec la pression. Ces températures sont le siège de ces évolutions rapides des propriétés avec la température lors d'évolution isobarique.

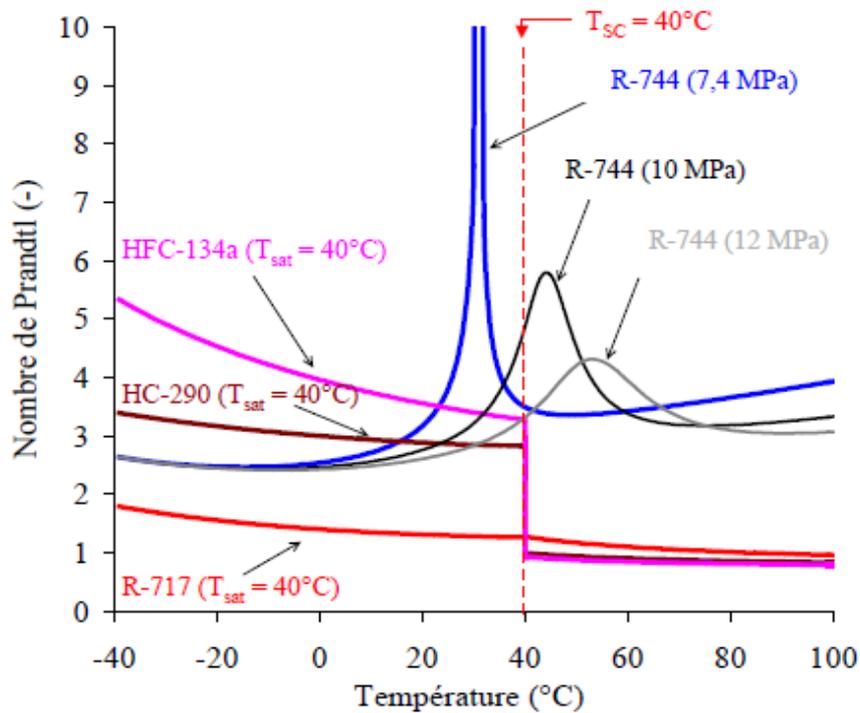


**Figure I.8:** Diagramme de Mollier du CO<sub>2</sub> et températures pseudo-critiques.

Pour une pression donnée, la température pseudo-critique est la température pour laquelle la capacité thermique massique est maximale.

Les propriétés de transport subissent également ces variations. A pression supercritique constante, l'évolution de la conductivité thermique est linéaire dans la zone liquide. Puis elle varie fortement au voisinage de la température pseudo-critique pour reprendre une évolution linéaire à des températures plus élevées. Ces variations sont comparables à un pseudo-changement de phase.

Les coefficients d'échange convectifs des fluides frigorigènes notés  $h_c$  sont déduits de corrélation du nombre de Nusselt qui dépend de la configuration de l'écoulement (nombre de Reynolds) et des propriétés intrinsèques des fluides (nombre de Prandtl). La Figure I.9 qui représente les nombres de Prandtl de différents fluides montre que le dioxyde de carbone possède des propriétés de transport plus favorables aux transferts thermiques que l'ensemble des autres fluides.



**Figure I.9:** Nombre adimensionnel de Prandtl en fonction de la température à pression Constante. [11]

Lors du refroidissement transcritique du  $\text{CO}_2$  jusqu'à une température de source chaude de  $40\text{ °C}$ , le nombre de Prandtl du  $\text{CO}_2$  est trois fois supérieur à ceux du propane de l'ammoniac et du HFC-134a. A  $40\text{ °C}$ , il est même supérieur aux Prandtl de ces mêmes fluides déterminés avec les propriétés d'un liquide saturé. Ces propriétés permettent d'avoir de meilleurs échanges thermiques au refroidisseur de gaz, coté fluide frigorigène.

### 1.3 Les applications du $\text{CO}_2$

Comme vu précédemment le  $\text{CO}_2$  possède un point critique bas en température  $31\text{ °C}$  et haut en pression  $73\text{ bar}$ . Si la haute pression est inférieure ou supérieure à la pression critique, les cycles sont dits respectivement subcritiques ou transcritiques.

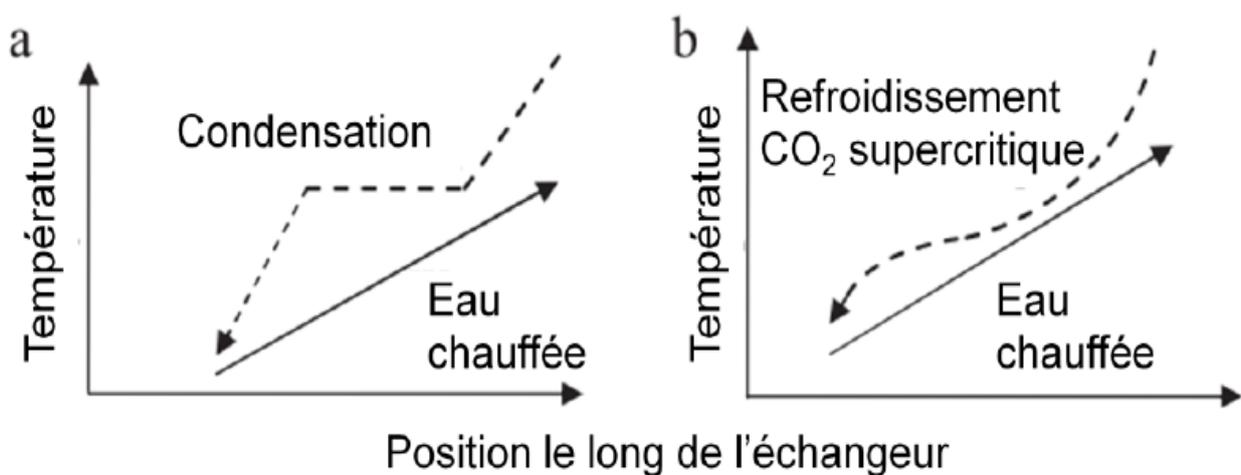
Les installations  $\text{CO}_2$  fonctionnant en cycle subcritique sont utilisés depuis longtemps dans la réfrigération basse température ( $-25\text{ °C}$  à  $-40\text{ °C}$ ) des systèmes de réfrigération en cascade des industries ou des supermarchés. La partie haute température des cascades utilise souvent l'ammoniac, les HFC R-134a R-410a ou R-404a comme fluide frigorigène. Pour ce type d'utilisation les conditions de températures de condensation doivent rester en dessous du point critique c'est à dire  $31\text{ °C}$ .

Enfin, les installations frigorifiques fonctionnant en cycle transcritique sont principalement les centrales frigorifiques moyennes températures et les pompes de chaleur.

### I.3.1 Production d'eau chaude sanitaire

Pour des applications de plus hautes températures, le cycle thermodynamique au  $\text{CO}_2$  devient transcritique. Cela signifie que la haute pression du cycle est supérieure à la pression critique. Le fluide est dit supercritique et la condensation n'existe plus ici. Le transfert de chaleur ne s'opère pas à température constante, mais avec une variation importante de température. L'échangeur haute pression n'est plus appelé « condenseur », mais « refroidisseur de gaz ». L'application commune qui dispose de la plus grande variation de température est la production d'Eau Chaude Sanitaire (ECS). En général, l'eau courante est distribuée à une température d'environ  $10\text{ }^\circ\text{C}$  et est chauffée typiquement à  $65\text{ }^\circ\text{C}$ . Dans un refroidisseur de gaz à contre-courant, le refroidissement du  $\text{CO}_2$  supercritique permet de chauffer l'eau de  $10\text{ }^\circ\text{C}$  à  $65\text{ }^\circ\text{C}$  en une seule passe, via le contrôle de la puissance de la pompe à chaleur et du débit d'eau. Les profils de température du  $\text{CO}_2$  et de l'eau, proches l'un de l'autre, sont visibles sur le diagramme ci-dessous. Dans le cas d'un fluide se condensant, les écarts de températures moyens entre le fluide frigorigène et l'eau seraient supérieurs à ceux que l'on peut obtenir avec le  $\text{CO}_2$  supercritique. Ainsi le transfert thermique à l'échangeur haute température de la pompe à chaleur est plus efficace.

L'étude réalisée par Hwang et Radermacher [12] a permis de comparer les performances de deux PAC eau / eau (HCFC-22 et  $\text{CO}_2$ ) destinées à produire de l'eau chaude à  $60\text{ }^\circ\text{C}$ . La modélisation et les expériences indiquent, que le coefficient de performance optimal du  $\text{CO}_2$  est 10 % supérieur à celui du HCFC-22 quelle que soit la température extérieure. Ceci s'explique par des faibles pincements aux échangeurs, 3-4 K pour un évaporateur à air et moins encore pour un refroidisseur de gaz.



**Figure I.10:** Profils de température lors de la génération d'ECS pour un système à condensation (a) et pour un refroidissement de fluide supercritique (b). [13]

Ces systèmes sont un véritable succès commercial au Japon, où ils sont appelés « ECOCUTE ». Ces « chauffe-eau écologiques » sont subventionnés au Japon depuis 2002, où la production d'eau chaude sanitaire représente environ un tiers de la consommation énergétique des bâtiments. Entre 2002 et 2010, un peu plus de 2 millions d'unités y ont été installées, permettant alors de réduire leurs émissions de CO<sub>2</sub> d'environ 27% dans le secteur résidentiel.

### I.3.2 Climatisation automobile

En climatisation automobile, encore dominée par l'utilisation du R-134a (en régression suite aux mesures luttant contre le réchauffement climatique), le CO<sub>2</sub> prend une place de plus en plus importante. Le projet européen RACE a été le premier programme de développement expérimental qui a conclu que le CO<sub>2</sub> pouvait être une solution viable. Les constructeurs et équipementiers automobiles ont ensuite initié différents programmes pour développer des échangeurs micro-canaux et des compresseurs au CO<sub>2</sub> dont a également profité une nouvelle génération de climatiseur au HFC-134a. Pettersen et Neska [14] ont comparé deux prototypes au CO<sub>2</sub> à un système avancé au HFC-134a. Les auteurs ont conclu que généralement pour les températures extérieures inférieures à 35 °C, la solution au CO<sub>2</sub> est meilleure que celle au HFC-134a. Tamura et al. [15] ont établi un prototype de climatisation des véhicules pour le chauffage et le refroidissement fonctionnant suivant un cycle transcritique au CO<sub>2</sub>. Pour le refroidissement les COP pour le CO<sub>2</sub> et le R134a sont égaux, mais pour le mode chauffage le système au CO<sub>2</sub> a donné un COP plus élevé que le système au R134a.

## I.4 Pompe à chaleur CO<sub>2</sub>

Si les cycles de fonctionnement avec des fluides classiques et avec le gaz carbonique ne sont pas tout à fait identiques, les transformations et les composants des deux types d'installation ne diffèrent que faiblement. En effet les machines au CO<sub>2</sub> (Figure I.11) sont constituées essentiellement :

- D'un compresseur pour comprimer le fluide de la pression d'évaporation 1 à la pression 2 qui règne à l'amont de l'échangeur de chaleur avec la source chaude.
- D'un refroidisseur de CO<sub>2</sub> supercritique (échangeur haute pression), pour assurer les échanges thermiques avec la source chaude entre 2 et 3. Ce refroidisseur devient un condenseur dans le cas où la pression de refoulement n'excède pas la pression critique.
- D'un détendeur pour passer de la haute pression, à la pression des échanges thermiques avec la source froide.
- D'un évaporateur pour assurer les échanges thermiques avec la source froide. [16]

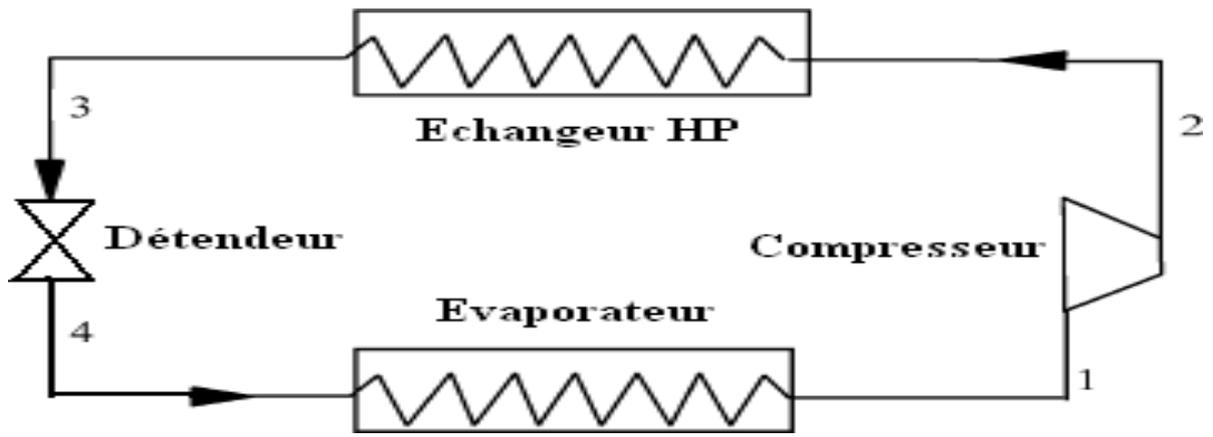


Figure I.11: Installation au CO<sub>2</sub> simple. [16]

### I.5 Les cycles thermodynamiques d'une PAC CO<sub>2</sub>

#### I.5.1 Cycle subcritique

Le CO<sub>2</sub> subit une compression avant de se condenser dans un échangeur HP pour des températures comprises entre 0°C et 10°C. Le fluide cède ainsi sa chaleur à la source chaude à une température inférieure à sa température critique. Il subit un changement de phase. Puis le fluide se détend avant de s'évaporer à des températures comprises entre -40°C et -10°C. Ce cycle, classique, avec condensation, est appelé cycle subcritique et est représenté dans le diagramme enthalpique P-H de la figure I.12 ci-après : [17]

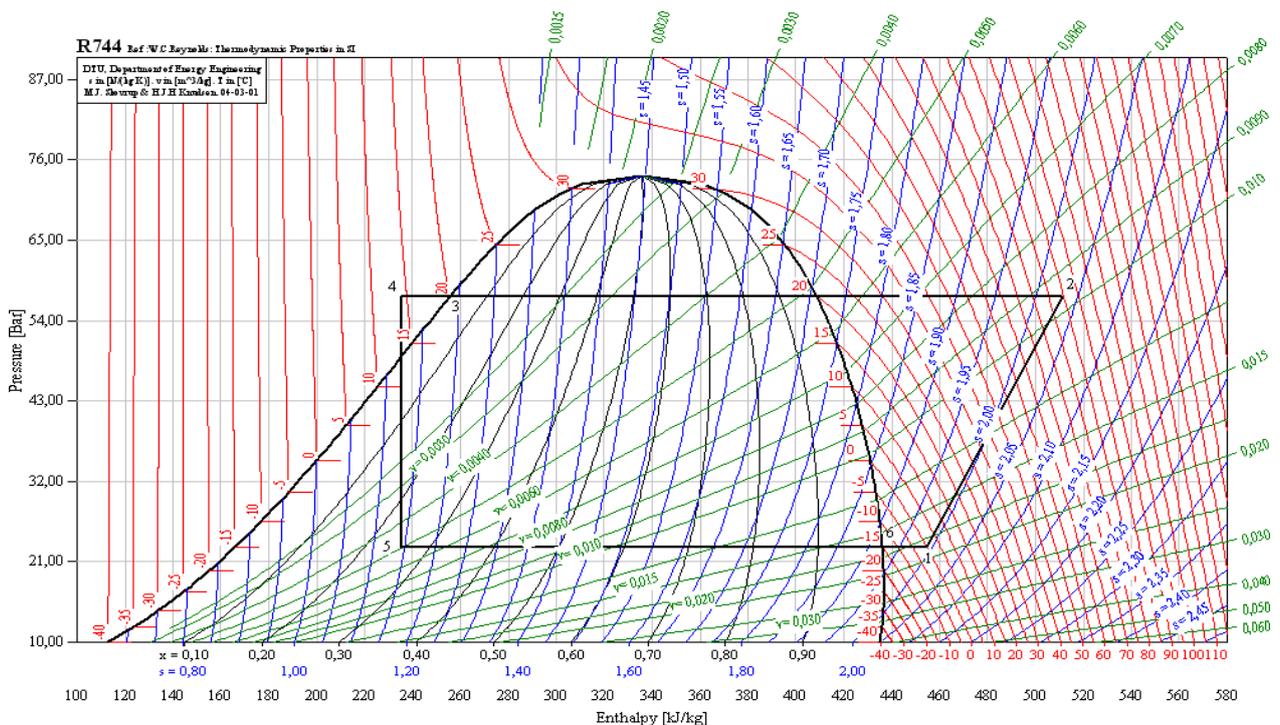


Figure I.12: exemple de cycle subcritique.

1.5.2 Cycle transcritique

Ainsi, comme expliqué précédemment, la température critique du CO<sub>2</sub> étant faible et compte tenu des moyens naturels de refroidissement dont on dispose, la température au condenseur reste de manière générale, supérieure à cette température, et il est difficile de condenser le CO<sub>2</sub>. Ainsi, sauf à bénéficier d'un médium de refroidissement suffisamment froid, il y a peu de chance de voir le CO<sub>2</sub> suivre un cycle subcritique.

Si l'on considère une température d'entrée au détendeur plus conforme à la réalité autour de 30 ou 35 °C. Le frigorigène se trouve alors au-dessus du point critique et la pression de refoulement du compresseur (haute pression) n'est plus liée à la température et doit être choisie indépendamment de celle-ci. On parle alors de cycle transcritique. [18]

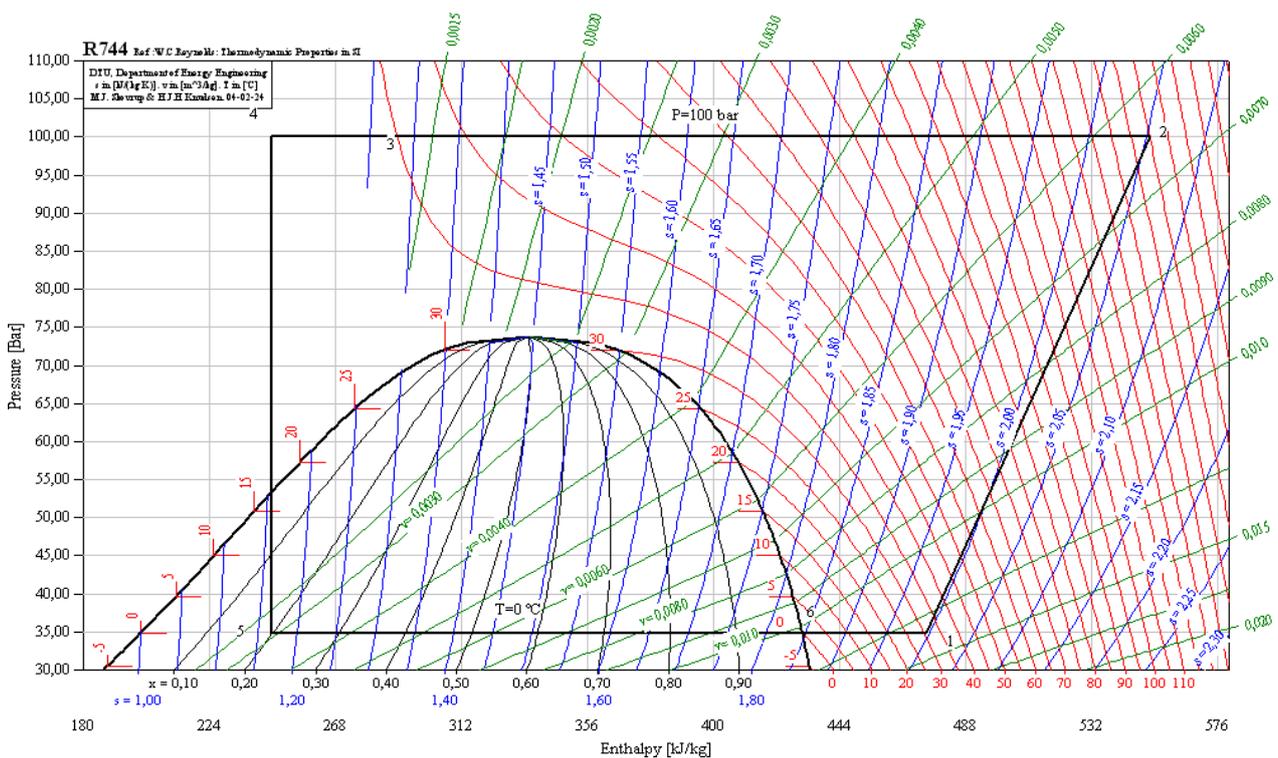


Figure I.13: Exemple de cycle transcritique. [18]

1.5.3 Avantages du cycle transcritique au CO<sub>2</sub>

Avec le cycle transcritique, la pression et la température du refroidisseur de gaz ne sont pas liées alors qu'elles le sont dans la zone subcritique où deux phases cohabitent.

Alors que la pression au refoulement a une influence importante sur le travail et l'efficacité du compresseur, il est possible d'obtenir des températures élevées avec une puissance de compression raisonnable. C'est pourquoi l'usage du CO<sub>2</sub> dans des pompes à chaleur, par exemple pour produire de l'eau à 90°C, peut constituer une perspective très intéressante. Dans ce cas, la «source chaude», qu'est l'eau à chauffer, a une température qui doit évoluer de la température de réseau (en générale inférieure à 20°C) à une température supérieure à 60°C. Le glissement de température du

fluide frigorigène est alors adapté au glissement de température de la source, ce qui réduit les irréversibilités.

La pression élevée de la vapeur à l'aspiration conduit non seulement à un rapport de pressions faible (et ainsi à une bonne efficacité du compresseur), mais aussi à des coefficients de transfert élevés et à une influence réduite des pertes de charge. Ainsi, en dépit de la faible efficacité théorique du cycle transcritique, le cycle frigorifique transcritique au CO<sub>2</sub> peut entrer en compétition avec le cycle à compression de vapeur utilisé avec d'autres fluides frigorigènes. [19]

Un autre avantage du cycle transcritique au CO<sub>2</sub> cité par Hwang et Radermacher [20] tient à la forte puissance volumétrique qu'engendre le CO<sub>2</sub>, du fait des pressions de travail élevées qu'il requiert, permettant ainsi l'usage de composants de petite taille et de conduites de faible diamètre.

Par ailleurs, le fait qu'il ne soit nécessaire ni de le récupérer, ni de le recyclé (à l'inverse des HFC), signifie que l'usage du CO<sub>2</sub> est très intéressant là où les infrastructures sont inexistantes ou trop coûteuses, comme dans les pays en développement. [21]

#### 1.5.4 Inconvénients du Cycle transcritique au CO<sub>2</sub>

Il convient cependant de noter que cette pression de travail élevée qui caractérise le cycle, nécessite le développement de composants de conception nouvelle, à la fois plus petits et plus résistants.

Comme la source chaude est souvent à une température  $T_M$  peu variable, les forts écarts thermiques enregistrés entre le fluide à chauffer et le fluide frigorigène dans l'échangeur HP conduisent à de fortes irréversibilités de transfert et contribuent à détériorer l'efficacité de ce type de machine. [22]

D'après des études qui ont été menées par plusieurs auteurs sur les PAC CO<sub>2</sub> ont trouvé que :

- L'inconvénient majeur d'un système transcritique à CO<sub>2</sub> (R744) se situe dans le faible COP et la capacité de refroidissement réduite. [23]
- le dispositif de détente CO<sub>2</sub> contribue de manière significative à l'irréversibilité du système. [24]
- Les irréversibilités dans le refroidisseur de gaz, sont considérées comme les responsables de la diminution du COP du système à CO<sub>2</sub>.

## I.6 Différents configuration du RG

Les études concernant les pompes à chaleur au gaz carbonique sont souvent accompagnées de plusieurs modèles. Certains étudient le fonctionnement des installations complètes, d'autres étudient seulement le fonctionnement de l'un de ses composants indépendamment du reste de l'installation. Particulièrement, l'organe qui distingue les machines à CO<sub>2</sub> des machines classiques, l'échangeur à haute pression (refroidisseur de gaz), a été le plus étudié.

Dans les PAC CO<sub>2</sub> transcritique, le rejet de chaleur se produit à une température et une pression supercritique, et le COP optimal du système dépend des caractéristiques supercritiques du CO<sub>2</sub> dans le refroidisseur de gaz. Un grand nombre d'études expérimentales et numériques peuvent être trouvées dans la littérature, ces études analysent les caractéristiques de transfert de chaleur du CO<sub>2</sub> supercritique (scCO<sub>2</sub>) dans différentes géométries et configurations.

Cette partie abordera les différents types d'échangeurs de chaleur utilisés en tant que refroidisseur à gaz et leurs impacts sur les performances des PAC.

Liao et al.[25] Ont analysé expérimentalement les performances de transfert de chaleur du (scCO<sub>2</sub>) dans un tube droit horizontal et incliné. Les résultats montrent qu'en raison de l'augmentation de la capacité thermique massique du CO<sub>2</sub>, le coefficient de transfert e chaleur (CTH) atteint le maximum près de la région pseudo-critique. De plus, le CTH augmente lorsque la température est supérieure à la température critique pour les écoulements horizontaux et verticaux. Dans une étude similaire, Dang et al. [26] Ont recommandé de modifier la corrélation de Gnielinski pour prédire le CTH de scCO<sub>2</sub> dans un tube droit, en tenant compte de l'influence du débit massique, du flux de chaleur et du diamètre du tube sur le CTH. Ils ont constaté que l'augmentation du débit massique améliore le CTH de scCO<sub>2</sub>, mais le flux de chaleur et le diamètre du tube dépendent de la variation dans la direction radiale des propriétés du scCO<sub>2</sub>. Les études sur l'échangeur de chaleur double tubes circulaires horizontaux ont montré que le HTC de scCO<sub>2</sub> est une combinaison de convection libre et forcée en raison de l'effet de flottabilité proche du voisinage pseudo-critique. ([27] - [28] -[29])

Les échangeurs de chaleur à tubes enroulés en spirale améliorent le CTH de scCO<sub>2</sub> par rapport aux échangeurs de chaleur à tubes droits ([30], [31])

Les simulations du refroidisseur à gaz à tube à ailettes ont indiqué que les caractéristiques du champ d'écoulement et de transfert de chaleur dépendent de la configuration des ailettes une ailette rainurée à un CTH plus élevé qu'une ailette continue pour le côté air et le côté réfrigérant,

ce qui améliore le rejet de chaleur [32]. Li et al. [33] ont développé un refroidisseur de gaz à micro-canaux à ailettes intégrées à faible cout dans lequel les ailettes et les tubes plats sont intègres sur une seule plaque d'aluminium pour éliminer la résistance de contact due au soudage, améliorant ainsi le CTH. Ils ont rapporté que la configuration des ailettes et des microcanaux peut éviter une mauvaise distribution coté air et être plus performante a des vitesses d'air plus élevées.

Yang et al. [34] Ont analysé un refroidisseur à gaz à tubes multi-torsadés, dans lequel des échangeurs double tubes de cuivre à contre-courant ont été utilisés comme refroidisseur à gaz. Dans la configuration de ces échangeurs, les tubes internes sont torsadés ensemble et montées à l'intérieur d'un tube plus grand. Les résultats théoriques et expérimentaux montrent que plus que le nombre de tubes interne augmentent, plus la température de l'eau de sortie est élevée, mais en même temps la perte de charge augmente fortement. Kim et al. [35] Ont développé un refroidisseur de gaz à contre-courant multitube composé de petits tubes parallèles regroupés à l'intérieur d'un tube plus grand pour une PAC géothermique. Dans cette configuration, le CO<sub>2</sub> et l'eau s'écoulent en sens inverse pour assurer un transfert de chaleur maximal. Qi et al [36] ont utilisé un refroidisseur à gaz double tubes de cuire à contre-courant, ils ont montré que La pression de rejet de chaleur optimale a été largement influencée par la température de sortie du réfrigérant du refroidisseur à gaz. Yu et al. [37] Ont décrit un modèle d'un échangeur de chaleur double tubes applicable pour le CO<sub>2</sub> supercritique et l'eau, où eau s'écoulant dans l'anneau et CO<sub>2</sub> s'écoulant dans le tube.

La compacité du refroidisseur à gaz est un autre objectif clé de la recherche récente, qui peut être obtenue en réduisant la charge de réfrigérant et la taille du tube, en faisant varier le débit d'air et en tenant compte du type d'ailette. Marcinichen et al. [38] Ont étudié numériquement ces facteurs pour réduire la taille d'un refroidisseur à gaz existant utilisé dans un distributeur automatique de boissons. Ils ont découvert que le refroidisseur de gaz existant était surdimensionné d'un facteur deux et qu'une conception plus compacte pouvait être réalisée en augmentant le débit volumétrique d'air et en remplaçant une ailette simple par une ailette ondulée. Dans le cas d'un refroidisseur de gaz sous-dimensionné, un « point de pincement » peut se produire en raison de la forte variation non linéaire de la capacité thermique spécifique du CO<sub>2</sub>. Une valeur élevée du point de pincement indique des pertes thermiques élevées dans le l'échangeur dues à l'irréversibilité. Chen et al. [39] Ont analysé l'occurrence du point de pincement dans une PAC au CO<sub>2</sub> refroidie à l'eau en utilisant la méthode de différence de Température Logarithmique Moyenne (DTLM) et ont constaté que le refroidisseur de gaz était sous-dimensionné de 30 à 40 %. Yin et al. [40] ont développé et étudié un modèle de refroidisseur de gaz compact en utilisant une approche par éléments finis où le refroidisseur de gaz à micro-canaux

consistait en trois passes de 13, 11 et 10 tubes. Ils ont découvert qu'un nombre croissant de passes dans le refroidisseur de gaz pourrait améliorer les performances, mais la conception à trois passes est la meilleure car il n'y a pas beaucoup de différence entre un refroidisseur de gaz à cinq passes et à trois passes concernant l'enthalpie de sortie du CO<sub>2</sub>.

### I.7 Échangeurs à doubles tubes concentrique (EDTC)

Les échangeurs de chaleur tubulaires à doubles tubes consistent généralement en deux tuyaux concentriques dont le tuyau interne peut être sans ou avec ailettes. Un fluide circule dans le tuyau intérieur et l'autre fluide dans l'espace entre les deux tuyaux dans la direction contraire pour une plus haute performance par unité de surface de contact. C'est probablement le plus simple des échangeurs envisageables. La distribution des écoulements est simple et le nettoyage peut facilement être fait en désassemblant l'échangeur. C'est également un excellent échangeur si un ou les deux fluides sont à haute pression, car le coût des tuyaux est beaucoup moindre qu'un réservoir ayant un grand diamètre. Ces échangeurs sont généralement utilisés pour de petites applications ayant une surface d'échange de chaleur est moins de 50 m<sup>2</sup>, car leur coût par unité de surface est élevé. Par contre, ils présentent les inconvénients suivants :

- risque de fuites aux raccords.
- flexion du tube intérieur si la longueur est importante.
- surface d'échange faible pour le volume global de l'appareil par suite du rayon minimal des coudes reliant les longueurs droites des tubes.

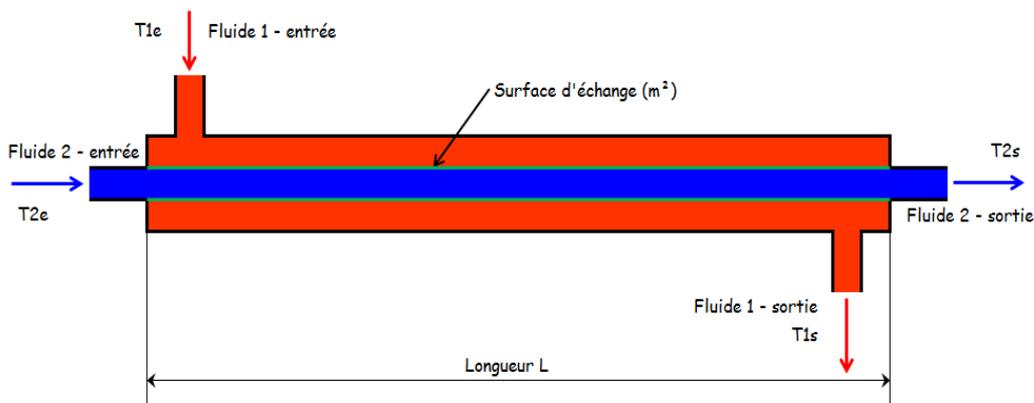


Figure I.14 : Principe d'un échangeur à co-courants pour double tube.

#### I.7.1 Amélioration de l'échangeur à double tube concentrique

Il est important d'améliorer l'efficacité et la compacité des échangeurs de chaleur à double tube dont on se sert dans différents secteurs tels que l'industrie laitière, alimentaire, boissons et pharmaceutique. Une version modifiée de l'échangeur de chaleur à double tube est créée pour couvrir les insuffisances de l'échangeur de chaleur à double tube et ainsi augmenter la productivité cette version d'échangeur est appelée échangeur de chaleur à triple tube concentrique. L'échangeur de chaleur à triple tube est créé pour améliorer le taux de transfert de chaleur grâce à un passage

d'écoulement additionnel et une surface de transfert de chaleur plus importante par unité de longueur.

### I.8 Echangeurs à triple tube concentrique (ETTC)

Dans ce présent travail, on va vous présenter une nouvelle géométrie du refroidisseur à gaz qui est celle d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique. Cette géométrie est plus efficace qu'un échangeur de chaleur à double tube concentrique d'au moins 70% suivant la littérature. [41]

Un échangeur de chaleur à triple tube concentrique (ETTC) est une version légèrement modifiée d'un échangeur de chaleur à double tube (EDTC) où le nombre de tubes concentriques est de trois au lieu de deux. Un ETTC a des avantages évidents par rapport à un échangeur de chaleur à double tube, telles que les grandes surfaces de transfert de chaleur par unité de longueur et la hausse des niveaux de coefficients de transfert de chaleur en raison des vitesses élevées dans le passage annulaire.

Un ETTC est conçu de trois tubes concentriques traversé par trois fluides qui échangent de la chaleur entre eux, l'un des fluides (à chauffer ou à refroidir) circule dans l'anneau interne et les deux autres dans l'espace annulaire externe et tube centrale, les trois fluides pouvant circuler dans le même sens (anti-méthodique) ou en sens contraire (méthodique), comme montré dans la figure I.14 au-dessous.

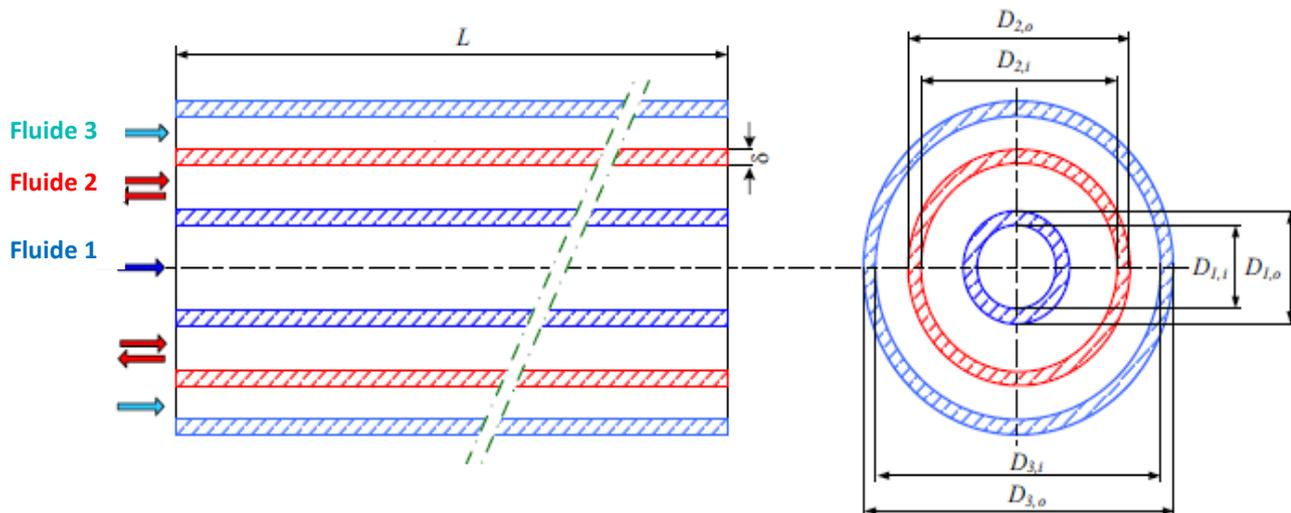


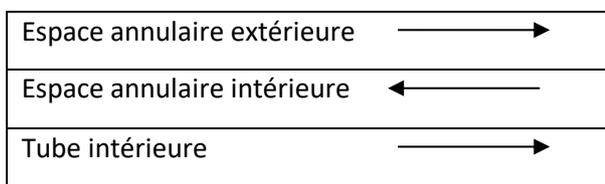
Figure I.15: schéma d'un échangeur de chaleur à triple enveloppe.

L'échangeur de chaleur à double tube concentrique peut être divisé en deux arrangements en ce qui concerne le sens de l'écoulement de fluide, à savoir l'arrangement à co-courant et l'arrangement à contre-courant. Maintenant, l'échangeur de chaleur à tubes concentriques triples à trois fluides en écoulement, il peut donc être divisé en quatre arrangements possibles

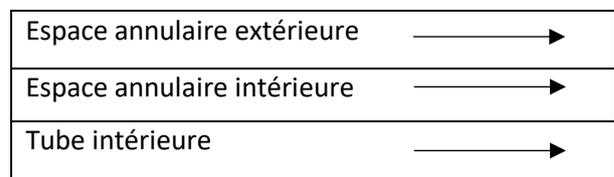
d'écoulement. Il peut également être divisé en deux autres arrangements d'écoulement différents qui sont : Fluide de température Normal- Fluide Chaud- Fluide Froid (N-H-C) et Fluide Froid - Fluide Chaud- Fluide de température Normal (C-H-N). En combinant ces arrangements d'écoulement, nous pouvons obtenir pour un échangeur de chaleur à tubes concentriques triples huit arrangements d'écoulements différents qui sont expliquées schématiquement.

Flux	Espace annulaire extérieure	Espace annulaire intérieure	Tube intérieure
N-H-C	Température de fluide normal	Fluide chaud	Fluide froid
C-H-N	Fluide froid	Fluide chaud	Température de fluide normal

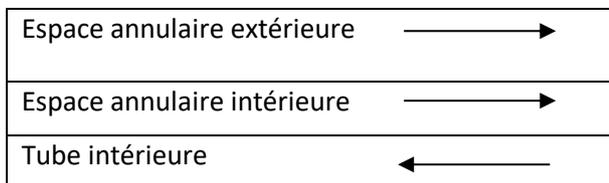
**Tableau I-3 :** Configuration des arrangements de flux.



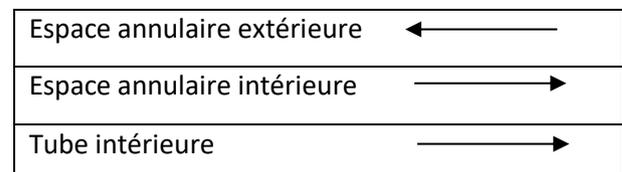
**Figure I.16 :** Arrangement de flux contre- courant.



**Figure I.17:** Arrangement de flux Co- courant.



**Figure I.18 :** Arrangement de contre-courant/ Co-courant.



**Figure I.19 :** Arrangement de contre-courant/ Co-courant.

La complicité d'écoulement des fluides (méthodique et anti-méthodique) et de la géométrie de ces échangeurs de chaleur, signifie que les possibilités d'avoir des solutions analytiques sont très limitées avec des hypothèses simplificatrices (approches analytiques tel que les facteurs ; E, NUT, etc.). Les méthodes numériques permettent de résoudre les équations locales régissant avec un peu de dégâts ou restrictions. Des importantes variétés des situations techniques peuvent être traitées analytiquement en supposant un écoulement unidimensionnel en régime permanent ou transitoire.

Zuritz [41] a développé un ensemble d'équations analytiques qu'il a résolu en utilisant la méthode des transformées de Laplace pour calculer la distribution de températures dans un échangeur à triple tube concentrique à configuration contre-courant. SEKULIC [42] a présenté des formules explicites pour déterminer les distributions de température des trois fluides pour les quatre arrangements possibles d'écoulement.

ÜNAL [43] a signifié dans son étude que Zuritz [41] a résolu l'ensemble des équations différentielles du premier ordre triplées par transformation de Laplace pour des racines réelles distinctes uniquement, et ses résultats concernant l'étude de cas n'étaient pas corrects. Il a développé dans une première partie théorique un système d'équations différentielles pour un échangeur de chaleur à triple tube concentrique isolé thermiquement de l'ambiance extérieure pour les conditions d'un écoulement développé.

Les dérivées des équations régissant consistent aux équations aux dérivées partielles ordinaires de deuxième ordre pour le tube central et l'espace annulaire extérieur, et une équation différentielle aux dérivées partielles du premier ordre pour l'écoulement dans l'espace annulaire intérieur. Les équations résultantes expriment les variations de la température des trois fluides le long de l'échangeur, pour les deux arrangements contre-courant et co-courant, elles permettent d'effectuer les calculs de dimensionnement, de performance de l'échangeur de chaleur.

ÜNAL [41] a complété son étude théorique approfondie menée sur les échangeurs triple concentrique ÜNAL [43] par plusieurs études de cas sur un échangeur de chaleur liquide-liquide d'une manière systématique, y compris toutes les combinaisons de type de flux des trois fluides. Les résultats ont été présentés sous forme graphique afin de mieux comprendre l'influence des rayons des tubes sur la performance et la taille de l'échangeur de chaleur. Les études de cas comprennent à la fois les calculs des performances et la conception réalisées sur les deux types d'échangeurs de chaleur : double et triple tube concentrique à contre-courant. Il a démontré que la performance et la taille de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique dépendent fortement des rayons des trois tubes concentriques.

Ünal [45] a dérivé des expressions analytiques pour le calcul de l'efficacité des (ETTC) pour les deux arrangements à co-courant et à contre-courant basées sur les expressions de distribution de température obtenue précédemment en ÜNAL [43].

BATMAZ et al. [46] Ont déterminé les coefficients d'échange globaux des fluides dans un (ETTC) en utilisant les équations de bilan énergétique dans un volume de contrôle.

PEIGNE [47] a réalisé un prototype d'un échangeur de chaleur intégré au niveau du conduit de fumée d'un système combiné de ventilation et de chauffage au bois dans les bâtiments à basse consommation d'énergie.

Un modèle mathématique est développé dans le but de prévoir les échanges thermiques qui s'opèrent en régime permanent au niveau d'échange entre les fumées, l'air de ventilation, l'air de combustion et l'environnement extérieur. Ces trois fluides gazeux sont séparés par des parois métalliques en acier inoxydable, compte des lieux d'entrée et de sortie de l'air de ventilation, la configuration et à contre-courant côté fumées et à co-courant du côté de l'air.

Le modèle mathématique développé dans cette étude est basé sur les démarches adoptées par ÜNAL ([43]-[45]) dans ses travaux sur les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique parfaitement isolée.

Les solutions analytiques obtenues donnent les températures de sortie des trois fluides circulant au sein du conduit de l'échangeur de chaleur à paroi non isolé. Une étude paramétrique est ensuite

Conduite en se basant sur un ensemble de paramètres d'entrée dont les valeurs sont prises à partir des mesures expérimentales tels que : longueur, capacité calorifique et diamètre du tube intermédiaire ce qui rend possible d'apprécier l'influence d'une variation de chaque paramètre sur les performances de l'échangeur de chaleur.

## 1.9 Conclusion

Depuis que Lorenzen a proposé l'utilisation du dioxyde de carbone comme un réfrigérant alternatif en 1990, beaucoup d'utilisateurs voient tous les avantages de CO<sub>2</sub> et essayez de l'utiliser dans des installations qui sont vraiment intéressants comme la climatisation automobile.

Nous avons passé en revue quelques notions fondamentales sur les deux types d'échangeur de chaleur double et triple tube concentrique. L'utilisation d'un échangeur à triple tube concentrique offre une meilleure efficacité de transfert de chaleur par rapport aux autres échangeurs de chaleur.

# CHAPITRE II

## II. Introduction

Par rapport aux échangeurs à double tube concentrique, les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique sont les échangeurs qui offrent une meilleure efficacité, principalement le troisième tube améliore le transfert de chaleur grâce à un passage d'écoulement supplémentaire et une plus grande surface de transfert de chaleur par unité de longueur d'échangeur. La question la plus importante qui se pose lors de la conception d'échangeurs de chaleur à triple tube est de savoir quels doivent être les diamètres de trois tubes pour une conception optimale.

Nous avons déjà abordé dans le chapitre précédent des généralités sur l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique, dans ce chapitre on s'intéresse à l'étude analytique de ce type d'échangeur de chaleur où un modèle mathématique et des solutions possibles pour les équations différentiels régissant l'écoulement à contre-courant vont être présentés.

### II.1 Description du modèle étudié

Le modèle physique du système tel que représenté sur la figure II.1 se compose de trois tubes concentrique, formant un passage d'écoulement circulaire et deux passages d'écoulement annulaires concentrique. Comme le montre la figure II.1, les deux fluides froid entrent dans l'échangeur avec une température de  $T_{1i} = T_{3i} = T_{ci}$  à  $x = 0$  et s'écoulent dans le tube interne et le tube annulaire externe dans la direction positive de  $x$ , tandis que le fluide chaud entre dans l'échangeur à  $x = L$ , avec une température d'entrée uniforme de  $T_{2i} = T_{hi}$  et s'écoule dans la direction négative par rapport à  $x$ .

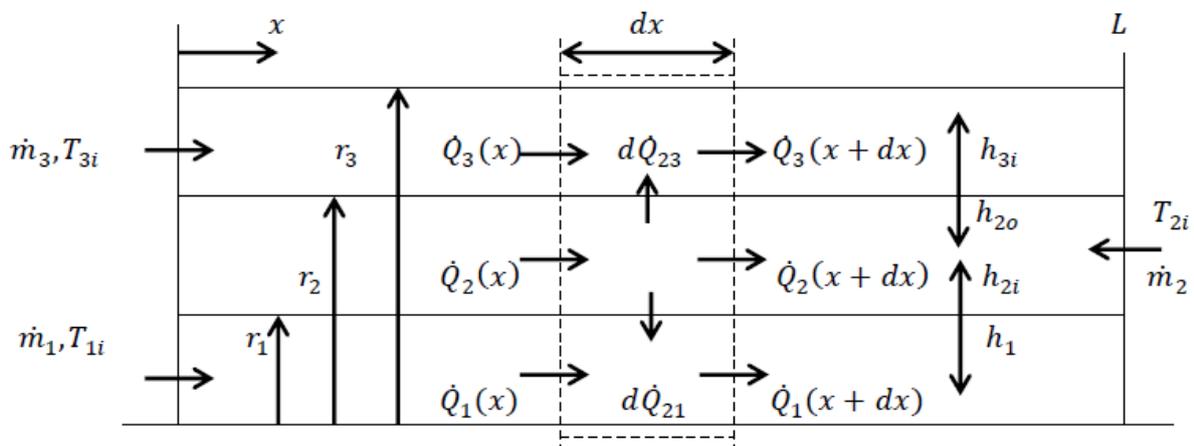


Figure II.1: Modèle physique d'un échangeur triple tube concentrique à contre-courant.

## II.2 Formulation mathématique

Pour formuler ce problème étudié, on doit avant tout poser les hypothèses suivantes :

- Régime de fonctionnement stationnaire.
- Les deux fluides (chaude et froide) sont incompressibles.
- Pas de changement de phase.
- Les écoulements dans les trois passages sont pleinement développés.
- Les propriétés des fluides sont constantes.
- L'échangeur est parfaitement isolé de l'environnement.

Sous les hypothèses ci-dessus, l'application d'un simple bilan énergétique à un volume de contrôle de longueur  $dx$  donne l'équation suivante :

$$d\dot{Q}_2 = d\dot{Q}_1 + d\dot{Q}_3 \quad (\text{II.1})$$

Où les indices  $j = 1, 2$  et  $3$  représentent les fluides s'écoulant à travers le tube interne, le premier annulaire et le deuxième annulaire respectivement. Dans l'équation ci-dessus, les valeurs différentielles des débits thermiques  $d\dot{Q}_j$  désigne la chaleur perdue par le fluide chaud ou la chaleur gagnée par les fluides froid entre les emplacements  $(x)$  et  $(x + dx)$  et comme le changement de phase n'a pas lieu dans les fluides les flux de chaleur différentielles peuvent être exprimés en termes de débits massiques, chaleur spécifiques et les différences de températures.

$$d\dot{Q}_j = \dot{Q}_j(x + dx) - \dot{Q}_j(x) = \dot{m} c_{p_j} dT_j \quad (\text{II.2})$$

$$d\dot{Q}_1 = \dot{Q}_1(x + dx) - \dot{Q}_1(x) = \dot{m} c_{p_1} dT_1 \quad (\text{II.3})$$

$$d\dot{Q}_2 = \dot{Q}_2(x + dx) - \dot{Q}_2(x) = \dot{m} c_{p_2} dT_2 \quad (\text{II.4})$$

$$d\dot{Q}_3 = \dot{Q}_3(x + dx) - \dot{Q}_3(x) = \dot{m} c_{p_3} dT_3 \quad (\text{II.5})$$

Dans l'intervalle, les gains de chaleur différentielle des fluides froids à travers le volume de contrôle différentiel peuvent être exprimés en termes différences entre les températures moyennes de fluides chaud et froid  $(T_2 - T_1)$  et  $(T_2 - T_3)$  et les coefficients de transfert de chaleur globale  $U_1, U_2$  et les surfaces différentielles d'échange correspondantes  $dA_1$  et  $dA_3$  comme suit :

$$d\dot{Q}_1 = d\dot{Q}_{21} = (T_2 - T_1)U_1 dA_1 \quad (\text{II.6})$$

$$d\dot{Q}_3 = d\dot{Q}_{23} = (T_2 - T_1)U_3 dA_3 \quad (\text{II.7})$$

Encore une fois, par souci de simplicité, on suppose que les parois du tube sont minces, les surfaces différentielles et les coefficients de transfert de chaleur globaux apparaissant dans les équations ci-dessus peuvent être donnés comme :

$$dA_1 = 2\pi r_1 dx, \quad dA_3 = 2\pi r_3 dx, \quad U_1 = \left[ \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_{2i}} \right]^{-1}, \quad U_3 = \left[ \frac{1}{h_{2o}} + \frac{1}{h_{3i}} \right]^{-1}$$

Pour la brièveté, on utilise les définitions suivantes :

$$C_1 = (\dot{m} cp)_1, \quad C_2 = (\dot{m} cp)_2, \quad C_3 = (\dot{m} cp)_3, \quad A_1 = 2\pi r_1 L, \quad A_3 = 2\pi r_3 L, \\ \Delta T_i = T_{hi} - T_{ci}$$

Et les paramètres non dimensionnel :

$$X = \frac{x}{L}, \quad r_1^* = \frac{r_1}{r_2}, \quad r_2^* = \frac{r_2}{r_3}, \quad \theta_1 = \frac{T_2 - T_1}{\Delta T_i}, \quad \theta_2 = \frac{T_2 - T_{ci}}{\Delta T_i}, \quad \theta_3 = \frac{T_2 - T_3}{\Delta T_i}, \quad C_{r1} = \frac{C_1}{C_2} \\ C_{r3} = \frac{C_3}{C_2}, \quad N_1 = \frac{U_1 A_1}{C_1}, \quad N_3 = \frac{U_3 A_3}{C_3}$$

Les équations du bilan énergétique peuvent être réduites aux trois équations compactes suivantes :

$$\frac{d\theta_1}{dX} + N_1(1 - C_{r1})\theta_1 - N_3 C_3 \theta_3 = 0 \quad \text{(II.8)}$$

$$\frac{d\theta_3}{dX} + N_3(1 - C_{r3})\theta_3 - N_1 C_1 \theta_1 = 0 \quad \text{(II.9)}$$

$$\frac{d\theta_2}{dX} = (N_1 C_1 \theta_1 + N_3 C_3 \theta_3) \quad \text{(II.10)}$$

En éliminant  $\theta_3$  et  $\theta_1$  respectivement de l'équation (II.8) et (II.9), nous obtenons les équations différentielles ordinaires de deuxième ordre suivantes pour l'écoulement de fluides froids :

$$\frac{d^2\theta_1}{dX^2} + A \frac{d\theta_1}{dX} + B\theta_1 = 0 \quad \text{(II.11)}$$

$$\frac{d^2\theta_3}{dX^2} + A \frac{d\theta_3}{dX} + B\theta_3 = 0 \quad \text{(II.12)}$$

Où les coefficients A et B sont définis comme suit :

$$A = N^1(1 - C_{r1}) + N_3(1 - C_{r3})$$

$$B = N_1 N_3 [1 - (C_{r1} + C_{r3})]$$

Les conditions aux limites pour la disposition des contre-courant peuvent être spécifiées de manière appropriée sous une forme non dimensionnelles comme suit :

$$\theta_1(0) = \theta_2(0) = \theta_3(0) = \frac{T_{ho} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = \theta_i \quad (\text{II.13})$$

$$\left. \frac{d\theta_1}{dX} \right|_{X=0} = (N_1 C_{r1} + N_3 C_{r3} - N_1) \theta_i = F_1 \theta_i \quad (\text{II.14})$$

$$\left. \frac{d\theta_2}{dX} \right|_{X=0} = (N_1 C_{r1} + N_3 C_{r3}) \theta_i = F_2 \theta_i \quad (\text{II.15})$$

$$\left. \frac{d\theta_3}{dX} \right|_{X=0} = (N_1 C_{r1} + N_3 C_{r3} - N_3) \theta_i = F_3 \theta_i \quad (\text{II.16})$$

La solution générale des équations différentielles ordinaires homogènes linéaires du second ordre ci-dessus se présente sous la forme de fonctions exponentielles dans X et a l'équation caractéristique ci-dessous :

$$\lambda^2 + A\lambda + B = 0 \quad (\text{II.17})$$

Sur la base de la valeur du discriminant de l'équation caractéristique, nous avons trois possibilités pour les racines :

- Cas 1 : si  $A^2 - 4B > 0 \longrightarrow$  Nous avons deux racines réelles distinctes.
- Cas 2 : si  $A^2 - 4B = 0 \longrightarrow$  Nous avons une seule racine réelle.
- Cas 3 : si  $A^2 - 4B < 0 \longrightarrow$  Nous avons deux racines distinctes et Complexes.

### II.2.1 Solution du cas 1

La solution des équations (II.11) et (II.12) sous les conditions aux limites données dans les équations (II.15-II.18) donne les expressions suivantes pour les écoulements des fluides froid.

$$\theta_1(X) = \frac{\theta_i}{\lambda_2 - \lambda_1} [(\lambda_2 - F_1)e^{\lambda_1 X} + (F_1 - \lambda_1)e^{\lambda_2 X}] \quad (\text{II.18})$$

$$\theta_3(X) = \frac{\theta_i}{\lambda_2 - \lambda_1} [(\lambda_2 - F_3)e^{\lambda_1 X} + (F_3 - \lambda_1)e^{\lambda_2 X}] \quad (\text{II.19})$$

Où  $\lambda_1$  et  $\lambda_3$  sont des racines ayant les valeurs de :

$$\lambda_1 = \frac{-A - \sqrt{A^2 - 4B}}{2}, \quad \lambda_2 = \frac{-A + \sqrt{A^2 - 4B}}{2}$$

$F_1$  et  $F_3$  sont définis dans les équations (II.14) et (II.16), respectivement.

répartition de la température du fluide chaud le long de l'échangeur est alors obtenue par substitution de  $\theta_1$  et  $\theta_3$  dans l'équation (II.10) et par l'intégration de cette équation de  $X = 0$  à tout  $X$ , et l'expression résultante est :

$$\theta_2(X) = \theta_i \left\{ 1 + \frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} [G_1(e^{\lambda_1 X} - 1) + G_2(e^{\lambda_2 X} - 1)] \right\} \quad (\text{II.20})$$

Ou  $G_1$  et  $G_2$  sont définis comme :

$$G_1 = \frac{N_1 C_{r1}(\lambda_2 - F_1) + N_3 C_{r3}(\lambda_2 - F_3)}{\lambda_1}, \quad G_2 = \frac{N_1 C_{r1}(F_3 - \lambda_1) + N_3 C_{r3}(F_3 - \lambda_1)}{\lambda_2}$$

Les équations (II.18), (II.19) et (II.20) représentent la variation des températures des fluides le long de l'échangeur. En outre, les équations peuvent être utilisées à des fins de conceptions et de calcul des performances.

Dans l'analyse des échangeurs de chaleur, le problème est appelé problème de conception, si le concepteur est confronté à la question de design de l'échangeur ;  $r_1^*, r_2^*, L$ , devrait être pour obtenir les conditions de sortie souhaitées,  $T_{ho}$  Et/ou  $T_{co}$ , pour les fluides qui entrent dans l'échangeur à certaines conditions connues  $\dot{m}_h, \dot{m}_c, T_{hi}, T_{ci}$ . Un problème de ce type peut être traité en manière itérative, en utilisant l'équation (II.20). Si la température de sortie du fluide chaud est donnée, par exemple, alors  $\theta_i$  est connu. Résoudre l'équation (II.20) pour  $X = 1$  ou  $\theta_2(X) = 1$ , on obtient :

$$1 = \theta_i \left\{ 1 + \frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} [G_1(e^{\lambda_1 X} - 1) + G_2(e^{\lambda_2 X} - 1)] \right\} \quad (\text{II.21})$$

A partir de laquelle la longueur d'échangeur ( $L$ ) peut être déterminée de manière itérative.

Un autre type de problème dans l'analyse des échangeurs de chaleur est appelé un problème de performance ou d'évaluation, si les conditions d'admission des fluides,  $\dot{m}_h, \dot{m}_c, T_{hi}, T_{ci}$ , et les le design d'échangeur  $r_1^*, r_2^*, L$ , sont données et les paramètres de sortie  $T_{ho}$  Et/ou  $T_{co}$  sont à déterminer. Ce type de problème peut être résolu facilement grâce à l'intégration de l'équation (II.20) de n'importe quel  $X$  à  $X = 1$  pour obtenir l'expression suivante :

$$\theta_2(X) = 1 - \frac{\theta_i}{\lambda_2 - \lambda_1} [G_1(e^{\lambda_1} - e^{\lambda_1 X}) + G_2(e^{\lambda_2} - e^{\lambda_2 X})] \quad (\text{II.22})$$

La solution de l'équation ci-dessus donne l'expression ci-dessous pour la température de sortie du fluide chaud :

$$\theta_{2o} = \theta_i = \left\{ 1 + \frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} [G_1(e^{\lambda_1} - 1) + G_2(e^{\lambda_2} - 1)] \right\}^{-1} \quad (\text{II.23})$$

$$\theta_{1o} = \frac{\theta_i}{\lambda_2 - \lambda_1} [(\lambda_2 - F_1)e^{\lambda_1} + (F_3 - \lambda_1)e^{\lambda_2}] \quad (\text{II.24})$$

$$\theta_{3o} = \frac{\theta_i}{\lambda_2 - \lambda_1} [(\lambda_2 - F_3)e^{\lambda_1} + (F_3 - \lambda_1)e^{\lambda_2}] \quad (\text{II.25})$$

De plus, si nous souhaitons obtenir les températures de sortie des trois fluides sous forme dimensionnelle, nous obtenons les expressions suivantes :

$$T_{2o} = \frac{(\lambda_2 - \lambda_1)T_{hi} + [G_1(e^{\lambda_1} - 1) + G_2(e^{\lambda_2} - 1)]}{(\lambda_2 - \lambda_1) + [G_1(e^{\lambda_1} - 1) + G_2(e^{\lambda_2} - 1)]} \quad (\text{II.26})$$

$$T_{1o} = T_{hi} - \frac{T_{ho} - T_{ci}}{\lambda_2 - \lambda_1} [(\lambda_2 - F_1)e^{\lambda_1} + (F_1 - \lambda_1)e^{\lambda_2}] \quad (\text{II.27})$$

$$T_{3o} = T_{hi} - \frac{T_{ho} - T_{ci}}{\lambda_2 - \lambda_1} [(\lambda_2 - F_3)e^{\lambda_1} + (F_3 - \lambda_1)e^{\lambda_2}] \quad (\text{II.28})$$

## II.2.2 Solution du cas 2

Pour ce cas, nous avons une seule racine réelle qui a la valeur

$$\lambda = -\frac{A}{2} \quad (\text{II.29})$$

En suivant la procédure de résolution décrite dans (48), les solutions pour les distributions de température non dimensionnelles le long de l'échangeur sont obtenues sous les formes suivantes :

$$\theta_1(x) = \theta_i [1 + (F_1 - \lambda)X] e^{\lambda X} \quad (\text{II.30})$$

$$\theta_3(x) = \theta_i [1 + (F_3 - \lambda)X] e^{\lambda X} \quad (\text{II.31})$$

$$\theta_2(X) = \theta_i \left[ 1 + \frac{1}{\lambda} \{ G_3(e^{\lambda X} - 1) + G_4 [1 + (\lambda X - 1)e^{\lambda X}] \} \right] \quad (\text{II.32})$$

Si le problème est un problème de conception

$$\theta_2(X) = 1 - \frac{\theta_i e^{\lambda}}{\lambda} \{ G_3 [1 - e^{\lambda(X-1)}] + G_4 [(\lambda - 1) - (\lambda X - 1)e^{\lambda(X-1)}] \} \quad (\text{II.33})$$

Si le problème est un problème de performance, Dans les équations ci-dessus,  $G_3$  et  $G_4$  sont définis comme :

$$G_3 = F_2, \quad G_4 = \frac{N_1 C_{r1}(F_1 - \lambda) + N_3 C_{r3}(F_3 - \lambda)}{\lambda}$$

### II.2.3 Solution du cas 3

Encore une fois, l'utilisation de racines complexes obtenues directement dans une solution générale donne les expressions suivantes pour les distributions de température.

$$\theta_1(X) = \theta_i \left[ \cos qX + \frac{F_1 - p}{q} \sin qX \right] e^{pX} \quad (\text{II.34})$$

$$\theta_3(X) = \theta_i \left[ \cos qX + \frac{F_3 - p}{q} \sin qX \right] e^{pX} \quad (\text{II.35})$$

$$\theta_2(X) = \theta_i + \frac{\theta_i}{p^2 + q^2} \{ G_3 [(p \cos qX + q \sin qX) e^{pX} - p] + G_5 [(p \sin qX - q \cos qX) e^{pX} q] \} \quad (\text{II.36})$$

$$\theta_2(X) = 1 + \frac{\theta_i}{p^2 + q^2} \{ G_3 [G_6 - (p \cos qX + q \sin qX) e^{pX}] + G_5 [G_7 - (p \sin qX - q \cos qX) e^{pX}] \} \quad (\text{II.37})$$

Où  $p$ ,  $q$ ,  $G_5$ ,  $G_6$  et  $G_7$  apparaissant dans les équations ci-dessus sont définis comme :

$$p = -\frac{A}{2}, \quad q = \frac{\sqrt{4B - A^2}}{2}, \quad G_5 = \frac{N_1 C_{r1}(F_1 - p) + N_3 C_{r3}(F_3 - p)}{q}$$

$$G_6 = (p \cos q + q \sin q) e^p, \quad G_7 = (p \sin q + q \cos q) e^p$$

Équation (II.36) peut être utilisée pour les calculs de conception, tandis que l'Equation (II.37) est utile pour les calculs de performances.

## II.3 Conclusion

Dans cette étude, un ensemble d'équations est dérivé pour des échangeurs de chaleur à tripletube et double tube bien isolés dans des conditions d'écoulements pleinement développées d'une manière assez simple et en utilisant certains paramètres tels que les capacités calorifiques, le nombre de NUT, et autres paramètres non dimensionnels.

# CHAPITRE

# III

### III. Introduction

Dans ce chapitre on va présenter l'étude de cas d'Ünal (2001) sur lequel nous avons travaillé pour valider l'approche mathématique développé dans le précédent chapitre et faire la comparaison entre l'échangeur à triple tubes et l'échangeur à double tube.

#### III.1 Etude de cas

Le cas d'étude qu'on nous avons pris dans ce travail correspond à celui de l'étude de Ünal (Ünal, 2001)[44]. Pour tous les cas considérés, le rayon du tube externe est maintenue fixe à 80 mm. Un produit alimentaire liquide avec des propriétés thermophysiques constantes:  $\rho_h = 1020 \text{ kg/m}^3$ ,  $C_{ph} = 4000 \text{ J/KgK}$ ,  $V_h = 14.7 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $k_h = 0.5 \text{ W/mK}$ , est considéré comme le fluide chaud. L'eau avec les propriétés thermo physiques suivantes :  $\rho_c = 998.6 \text{ kg/m}^3$ ,  $\rho_c = 998.6 \text{ kg/m}^3$ ,  $p_c = 4186 \text{ J/KgK}$ ,  $V_c = 11.2 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $k_c = 0,6 \text{ W/mK}$ , est considéré comme le fluide froid. Les températures d'entrée de fluides chaud et froid sont respectivement de  $80^\circ\text{C}$  et  $15^\circ\text{C}$ .

Dans le cas d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique, le fluide chaud considéré comme circulant dans l'annulaire intermédiaire à contre-courant, par contre dans l'échangeur à double tube concentrique, il est considéré comme circulant dans le tube intérieur. En outre des études de cas ont été réalisées pour trois débits massique différentes de fluide chaud à  $m_h = 2000 \text{ kg/h}$ ,  $3000 \text{ kg/h}$ ,  $5000 \text{ kg/h}$ , tout en gardent le débit total du fluide froid fixe à

$$m_c = 10000 \text{ kg/h.}$$

Pour le cas d'échangeur à double tube concentrique, les analyses sont réalisées en faisant varier le rayon du tube intérieur de  $r_1 = 5 \text{ mm}$  à  $r_1 = 75 \text{ mm}$  avec un pas de  $\Delta r_1 = 5 \text{ mm}$ . Pour le cas d'échangeur à triple tube concentrique, les analyses sont effectuées en prenant une valeur fixe du rayon du tube intermédiaire,  $r_2$ , à un instant et en faisant varier le rayon du tube intérieur  $r_1$ , entre  $r_1 = 10 \text{ mm}$  et  $r_1 = (r_2 - 5)$  avec un pas de  $\Delta r_1 = 5 \text{ mm}$ . Cinq valeurs de  $r_2$  ;  $r_2 = 30 \text{ mm}$ ,  $40 \text{ mm}$ ,  $50 \text{ mm}$ ,  $60 \text{ mm}$  et  $70 \text{ mm}$ , sont considérées. Pour le problème de dimensionnement, les calculs sont effectués sur l'échangeur de chaleur à double et triples tubes concentrique en prenant une température de sortie de fluide chaud fixe à  $30^\circ\text{C}$ . Pour le problème de performances la longueur de l'échangeur de chaleur est prise égale à  $15 \text{ m}$ .

#### III.2 Calcul des débits

Dans ce cas, il est supposé que les deux fluides froids sont alimentés par la même source de pompage. Ce qui implique que les pertes de charge au niveau du tube intérieur et de l'annulaire extérieur doivent être égales.

En considérant uniquement les pertes de charge par frottement (en négligeant les pertes de charge locales), et en tenant compte du fait que le débit massique total du fluide froid distribué

dans deux passages d'écoulement ( $\dot{m}_c = \dot{m}_1 + \dot{m}_3$ ), la relation ci-dessous est dérivée et utilisée pour calculer le débit massique des fluides froids :

$$\frac{\dot{m}_3^2}{\dot{m}_1^2} = \frac{f_1 (r_3^2 - r_2^2)^2 (r_3 - r_2)}{f_3 r_1^5} \quad (\text{III.1})$$

Les facteurs de frottement  $f_1$ , et  $f_3$  apparaissant dans l'équation ci-dessus, sont déterminés en fonction du type d'écoulement, qu'il soit laminaire ou turbulent. Il existe trois possibilités concernant les combinaisons de type d'écoulement dans ces deux passages:

- Les deux écoulements peuvent être laminaires.
- Un écoulement peut être laminaire et l'autre turbulent.
- Les deux écoulements peuvent être turbulents.

Pour les écoulements laminaires et turbulents en plein développement dans des passages annulaires lisses, les relations suivantes sont utilisées pour le calcul des facteurs de frottement:

$$f_1 = \frac{64 (1-r^*)^2}{Re M} \quad (\text{III.2})$$

$$f_1 = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (\text{III.3})$$

$$M = 1 + (r^*)^2 - \frac{(r^*)^2 - 1}{\ln r^*} \quad (\text{III.4})$$

Où  $Re$  est le nombre de Reynolds défini sur la base du diamètre hydraulique et  $r^*$  est le rapport de rayon du passage d'écoulement annulaire respectif qui prend la forme  $r_1^* = \frac{r_1}{r_2}$  pour l'annulaire intermédiaire et  $r_2^* = \frac{r_2}{r_3}$  pour l'annulaire extérieur.

### III.3 Détermination des coefficients d'échange globaux

Le calcul des coefficients globaux de transfert de chaleur  $U_1$  et  $U_3$  apparaissant dans les expressions de température passe par la détermination des coefficients de transfert de chaleur convectif dans l'échangeur de chaleur.

Le coefficient de transfert de chaleur convectif  $h_j$  du fluide  $j$  est calculé en fonction du nombre de Nusselt  $Nu$ , de la conductivité thermique du fluide  $k_j$  et du diamètre hydraulique  $D_h$  :

$$h_j = \frac{Nu k_j}{D_h} \quad (\text{III.5})$$

Où  $D_h = D_o - D_i$  pour un espace annulaire entre deux parois cylindriques (intérieure et extérieure). Ensuite, les coefficients de convection moyens sont déterminés grâce aux corrélations de la littérature.

Pour un écoulement laminaire à convection forcée ( $Re \leq 2300$ ), les corrélations de Martin sont utilisées à la fois pour l'annulaire intermédiaire et pour l'annulaire extérieur :

$$\text{Tube intérieur :} \quad Nu = 4,364 \quad (\text{III.6})$$

$$\text{Annulaire intermédiaire :} \quad Nu = 3,66 + \left[ 4 - \frac{0,102}{(D_i/D_o)+0,02} \right] (D_i/D_o)^{0,04} \quad (\text{III.7})$$

$$\text{Annulaire extérieur :} \quad Nu = 3,66 + 1,2(D_i/D_o)^{-0,8} \quad (\text{III.8})$$

Pour les écoulements turbulents et transitoires à convection forcée ( $Re > 2300$ ), la corrélation de Colburn est utilisée pour le tube intérieur et les corrélations de Monrad et Pelton (citées par Pierre Peigné et al et par Garcia-Valladares sont utilisées pour l'espace annulaire :

$$\text{Tube intérieur :} \quad Nu = 0.023Re^{4/5}Pr^{1/3} \quad (\text{III.9})$$

$$\text{Annulaire: pour la paroi interne} \quad Nu = 0.020Re^{4/5}Pr^{1/3}(D_o/D_i)^{0,53} \quad (\text{III.10})$$

$$\text{Pour la paroi externe} \quad Nu = 0.027Re^{4/5}Pr^{1/3} \quad (\text{III.11})$$

### III.4 Corrélations de refroidissement du CO<sub>2</sub> supercritique

Les premières études des transferts thermiques et des pertes de charge dans le domaine supercritique ont été réalisées par une équipe de chercheurs russe (Petukhov, Popov, Krasnoshchekov, Kuraeva...) au cours des années 1960. Les calculs théoriques du coefficient de transfert de chaleur au sein d'un écoulement supercritique turbulent dans des tubes refroidis par de l'eau sont réalisés en résolvant un système d'équations différentielles constitué des équations de conservation de la masse, de l'énergie et du bilan de la quantité de mouvement (K. Hasimoto, 2002) [52].

#### III.4.1 Corrélation de Dittus-Boelter

La corrélation de Dittus-Boelter est valable pour des écoulements monophasiques sans grandes variations des propriétés thermodynamiques. Bourke et al. 1970 (P.J. Bourke, 1970)[53] ces auteurs ont effectué une estimation du coefficient de transfert en utilisant la corrélation de Dittus-Boelter (III.12). Ils montrent que les résultats obtenus par cette corrélation ne suivent pas les valeurs expérimentales. Elle donne des valeurs inférieures aux valeurs expérimentales. Cependant cette corrélation est adoptée par Lee et Howell, 2003 (BRUCH, 2006)[49] et [Wei et al. 2002] pour le calcul du coefficient de transfert d'un écoulement de CO<sub>2</sub> supercritique.

$$Nu = 0.023Re^{0,8}Pr^{0,3} \quad (\text{III.12})$$

### III.4.2 Corrélation de Petukhov-Popov-Kirilov

Un grand nombre de corrélations qui représentent les phénomènes de transferts en fluide supercritique se basent sur l'équation de Petukhov-Popov-Kirilov (III.13) pour le calcul du nombre de Nusselt  $Nu_p$  (S.S. Pitla, 1998) (D. Robinson, 1998) [54],[50].

$$Nu_p = \frac{\frac{f}{8} Re Pr}{B + C \sqrt{\frac{f}{8} (Pr^{2/3} - 1)}} \quad (\text{III.13})$$

Avec  $B = 1.07, C = 12.7$  et  $f$  le coefficient de frottement calculé selon l'équation (III.6).

$$f = (\alpha \log_{10} Re - b)^{-2} \quad (\text{III.14})$$

Avec  $a = 1.82, b = 1.64$ .

### III.4.3 Corrélation de Krasnoshchekov et al

Krasnoshchekov et al. [ (S.S. Pitla, 1998) (D. Robinson, 1998)] [54],[50] se sont basés sur leur étude expérimentale de 1970 pour voir l'influence de la variation des propriétés physiques au cours du refroidissement du  $CO_2$  dans le domaine supercritique. En corrigeant la corrélation de Petukhov-Popov-Kirilov, Krasnoshchekov et al ont constaté une amélioration des résultats calculés.

$$Nu = Nu_p \left( \frac{\rho_t}{\rho_c} \right)^m \left( \frac{\overline{c_p}}{c_{p_t}} \right)^n \quad (\text{III.15})$$

$Nu_p$  est calculé selon l'équation (III.6)  $\rho_t$  et  $\overline{c_p}$  sont respectivement la masse volumique du  $CO_2$  à la température de paroi et à la température du fluide au centre du tube,  $c_{p_t}$  la capacité thermique du fluide à la température du tube,  $\overline{c_p}$  est la moyenne de la capacité thermique massique calculée selon l'équation (III.16) :

$$\overline{c_p} = \frac{h_c - h_t}{T_c - T_t} \quad (\text{III.16})$$

$m = 0.3$  et  $n$  dépend de la température du fluide à la paroi, au centre du tube et de la température pseudo critique  $T_{pc}$  qui correspond au maximum de la capacité calorifique du  $CO_2$  pour une pression supercritique donnée.

$$n = \begin{cases} 0.4 & \text{pour } \frac{T_t}{T_{pc}} < 1 \text{ ou } \frac{T_c}{T_p} \geq 1.2 \\ 0.4 + 0.18 \left( \frac{T_c}{T_{pc}} + 1 \right) & \text{pour } \frac{T_c}{T_{pc}} < 1 \leq \frac{T_t}{T_{pc}} \\ 0.4 + 0.18 \left( \frac{T_c}{T_{pc}} - 1 \right) \left( 1 - 5 \frac{T_c}{T_{pc}} \right) & \text{pour } \frac{T_t}{T_{pc}} \geq 1 \text{ et } 1 < \frac{T_c}{T_{pc}} < 1.2 \end{cases} \quad (\text{III.17})$$

#### III.4.4 Corrélation de Petrov-Popov.

Petrov et Popov 1985 (BRUCH, 2006) [49] ont développé un nouveau modèle de transferts thermiques des fluides supercritiques dans des tubes horizontaux et verticaux en se basant sur les résultats expérimentaux de Krasnoshchekov et al. et de Petukhov-Popov-Kirilov pour proposer une corrélation découlant de l'équation (III.1).

$$Nu = Nu_p \left( 1 - m \frac{q}{\rho u} \right) \left( \frac{\overline{cp}}{cp} \right)^n \quad (\text{III.18})$$

Où  $u$  est la vitesse moyenne débitante du fluide,  $q$  est la densité de flux de chaleur calculée à partir d'un bilan sur le fluide qui refroidit le  $CO_2$ ,  $m = 0.001,0$  en  $kg \cdot J^{-1}$  tandis que  $n$  est calculée selon :

$$n = \begin{cases} 0.66 - k \left( \frac{q}{\rho u} \right) & \text{pour } \frac{\overline{cp}}{cp_t} \leq 1 \\ 0.9 - k \left( \frac{q}{\rho u} \right) & \text{pour } \frac{\overline{cp}}{cp_t} > 1 \end{cases} \quad (\text{III.19})$$

$K = 4 \cdot 10^{-1}$  et  $\frac{q}{\rho u}$  en  $J \cdot kg^{-1}$ .

#### III.4.5 Corrélation de Gnielinski

Gnielinski a réalisé en 1976 des modifications du calcul du nombre de Nusselt proposé par Petukhov-Popov-Kirilov [Olson, 2000] (BRUCH, 2006) [49]. Il propose la corrélation suivante et une modification du coefficient de frottement [Hashimoto et Saikawa, 1997] [52] et (J. Yin, 2001) [51].

$$Nu_G = \frac{\frac{f}{2} (Re - A) Pr}{1 + B \sqrt{\frac{f}{2} (Pr^{2/3} - 1)}} \left( 1 - \left( \frac{D}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (\text{III.20})$$

$L$  est la longueur du tube,  $A = 1000$ ;  $B = 12.7$  et  $f$  le coefficient de frottement calculé selon Karman-Nikuradse :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \alpha \log(Re \sqrt{f}) - b \quad (\text{III.21})$$

$\alpha = 4.0$  et  $b = 0.4$ .

Par la suite, Pettersen et al. [Pettersen et al. 2000, b] ont utilisé la corrélation de Colebrook-White (III.14) dans la corrélation de Gnielinski.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left( \frac{\alpha}{Re\sqrt{f}} + \frac{b\varepsilon}{D} \right) \quad \text{(III.22)}$$

$\alpha = 2.51$  ;  $b = 0.27$  ;  $\varepsilon$  est la rugosité du tube.

#### III.4.6 Corrélation de Gajar-Asadi

Gajar et Asadi ont proposé en 1986 une corrélation proche de la corrélation de Dittus-Boelter [Olson, 1999] [49]. Ces auteurs ont modifié cette corrélation en tenant compte de la variation du rapport entre la masse volumique et les capacités calorifiques relatives à la température du fluide au centre et à la paroi du tube, ainsi que du rapport entre le diamètre et la longueur du tube.

$$Nu = 0.025 Re^{0.8} Pr^{0.417} \left( \frac{f_t}{f_c} \right)^m \left( \frac{cp}{cp_c} \right)^n \left( 1 + \left( \frac{D}{L} \right)^{2/3} \right) \quad \text{(III.23)}$$

$m$  et  $n$  ont les mêmes valeurs que dans l'équation de Krasnoshchekov (III.15).

### III.5 Méthode de l'efficacité (NUT : Nombre d'unité de transfert)

Dans certain problèmes liés aux échangeurs de chaleur, l'ingénieur est amené à évaluer les performances d'un échangeur existant, c'est-à-dire connaissant les débits des fluides et leurs températures d'entrées ainsi que la géométrie de l'appareil (type et surface d'échange), dire à un moment donné de son fonctionnement si ses performances (températures de sorties et pertes de charges sont conformes à celles prévues au départ). Dans ce cas la méthode DTLM requiert une procédure itérative :

- On fixe arbitrairement  $T_{cs}$  et  $T_{fs}$ .
- Evaluer DTLM si contre-courant  $DTLM = \frac{(T_{ce}-T_{fs})-(T_{cs}-T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce}-T_{fs}}{T_{cs}-T_{fe}}\right)}$
- Détermination du flux  $\Phi = U A F DTLM$  pour une première itération.
- Calcul de  $T_{cs}$  et  $T_{fs}$  à partir de  $Q = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe})$
- Utiliser les nouvelles valeurs de  $T_{cs}$  et  $T_{fs}$  pour refaire itération si c'est nécessaire.

Pour éviter l'utilisation d'une méthode itérative pour résoudre de tels problèmes, kays et London ont mis au point en 1955 une méthode appelée «méthode de l'efficacité NUT (Nombre d'unité de transfert)» qui a grandement simplifié l'analyse des échangeurs de chaleur.

### III.5.1 Notion d'efficacité

La méthode de l'efficacité NUT est basée sur un paramètre adimensionnel appelé efficacité, défini comme étant le rapport du flux échangé sur le flux maximum échangeable avec les mêmes conditions d'entrées des fluides (température, débit...).

$$\varepsilon = \frac{\text{flux réel échangé } (Q_{\text{réel}})}{\text{flux maximum possible } (Q_{\text{max}})} \quad (\text{III.24})$$

$Q_{\text{max}}$  : est le flux de chaleur maximal, en considérant que l'échangeur de chaleur est à contre-courant de surface infinie ( $L \rightarrow \infty$ ).

- Calcul du  $Q_{\text{max}}$

$Q_{\text{max}}$  est obtenu quand la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid est maximal, cette différence est dans tous les cas égale à :

$$\Delta T_{\text{max}} = T_{ce} - T_{fe} \quad (\text{III.25})$$

$$Q_{\text{max}} = C_{\text{min}} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{III.26})$$

- Calcul du  $Q_{\text{réel}}$

On peut exprimer le flux réel échangé comme suit :

$$Q_{\text{réel}} = \varepsilon C_{\text{min}} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{III.27})$$

L'efficacité d'un échangeur peut être exprimée à partir des températures de deux façons différentes :

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{max}}} \rightarrow \begin{cases} \varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} & \text{Si } C_e < C_f \\ \varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} & \text{Si } C_e > C_f \end{cases} \quad (\text{III.28})$$

#### **Remarque :**

- ✓ Les deux définitions sont équivalentes lorsque  $C_c = C_f$ .
- ✓ -Par définition  $\varepsilon$  est un nombre adimensionnel  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ .
- ✓ L'efficacité  $\varepsilon$  dépend de la géométrie de l'échangeur de chaleur et le type d'écoulement (co-courant, contre-courant).

### III.5.2 Corrélations utilisée pour déterminer l'efficacité de l'échangeur par la méthode NUT

Pour contre-courant

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-c)]}{1 - c \exp[-Nut(1-c)]} \quad (\text{III.29})$$

- Rapport de capacités  $c$

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

- Si  $c = 1$

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1+NUT} \quad (\text{III.30})$$

### III.5.3 Corrélations utilisée pour déterminer NUT pour les différents échangeurs de chaleur

Pour contre-courant

$$NUT = \frac{1}{c-1} \ln \left( \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon c-1} \right) \quad (\text{III.31})$$

- Si  $c = 1$

$$NUT = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \quad (\text{III.32})$$

### III.6 Conclusion

Une analyse thermique est développée pour résoudre le problème de dimensionnement et de performances pour les deux cas d'échangeurs de chaleur à triple tube et à double tubes. Nous avons aussi présenté les différentes corrélations utilisés pour le cas d'un cycle supercritique CO<sub>2</sub>.

# CHAPITRE IV

## IV. Introduction

Dans notre travail, on a étudié deux types de problèmes qui sont les plus rencontrés dans les échangeurs de chaleur, l'un concernant les calculs de performance et l'autre concernant le dimensionnement. Dans les deux types de problème, l'objectif principal est d'étudier l'influence des rayons des tubes,  $r_1$ ,  $r_2$  et  $r_3$ , soit sur les performances de l'échangeur, soit sur la longueur de l'échangeur. De plus, pour étudier l'effet combiné des différents types d'écoulement, trois valeurs différentes du débit massique du fluide chaud sont considérées. Les différents résultats trouvés dans ce chapitre ont été réalisés à l'aide du logiciel Matlab à pour un échangeur à doubletube et à triple tube concentrique contre-courant.

Dans ce travail, le débit massique des fluides froid dans le tube intérieur et l'annulaire extérieur est évalué de manière itérative par un algorithme de Newton Raphson de telle sorte que la perte de charge soit la même dans les deux tubes.

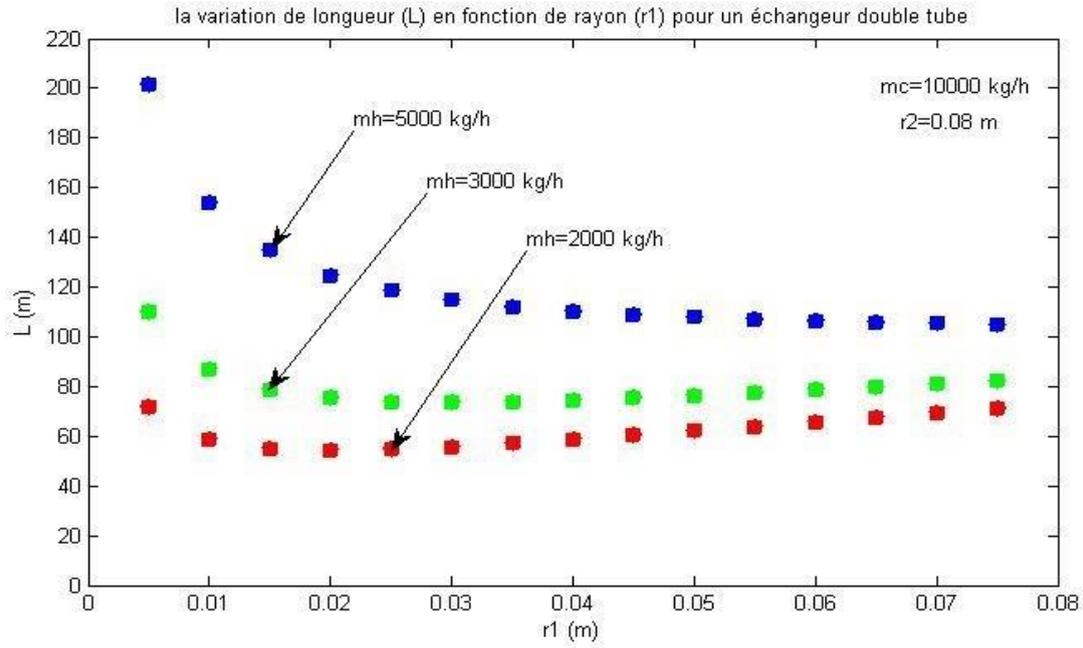
### IV.1 Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

#### IV.1.1 Le cas d'échangeur à double tube concentrique

Pour l'échangeur à double tube concentrique, nous avons effectué des calculs avec trois méthodes différentes : la méthode de Différence de Température Logarithmique Moyenne (DTLM), la méthode de Nombre d'Unité de Transfert (NUT), et la méthode analytique décrite dans le chapitre II basé sur l'étude d'Unal 1998 [43], dont le but d'analyser et de comparer les résultats obtenues pour l'étude de cas d'Unal 2001 [44].

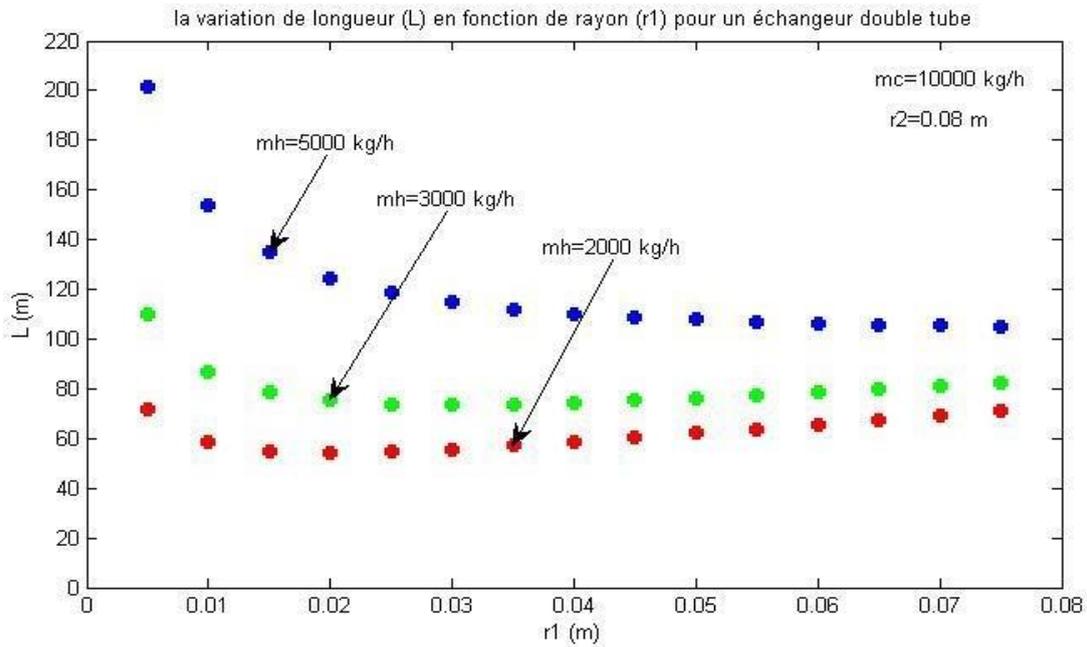
Nous avons tracé des courbes qui illustrent la variation de la longueur ( $L$ ) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour différents débit du fluides chaud, les résultats obtenus pour échangeur de chaleur à double tube à contre-courant en utilisant les différentes méthode sont présentes sous forme graphiques dans les figures (IV.1, IV.2, IV.3) ci-dessus et comparé par rapport au résultat trouvé par Unal [44] sur la figure IV.4:

**Méthode de DTLM**



**Figure IV.1 :** Variation de la longueur ( $L$ ) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur à double tube avec la méthode de DTLM.

**Méthode de NUT**



**Figure IV.2 :** Variations de la longueur ( $L$ ) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur à double tube avec la méthode de NUT.

Méthode analytique

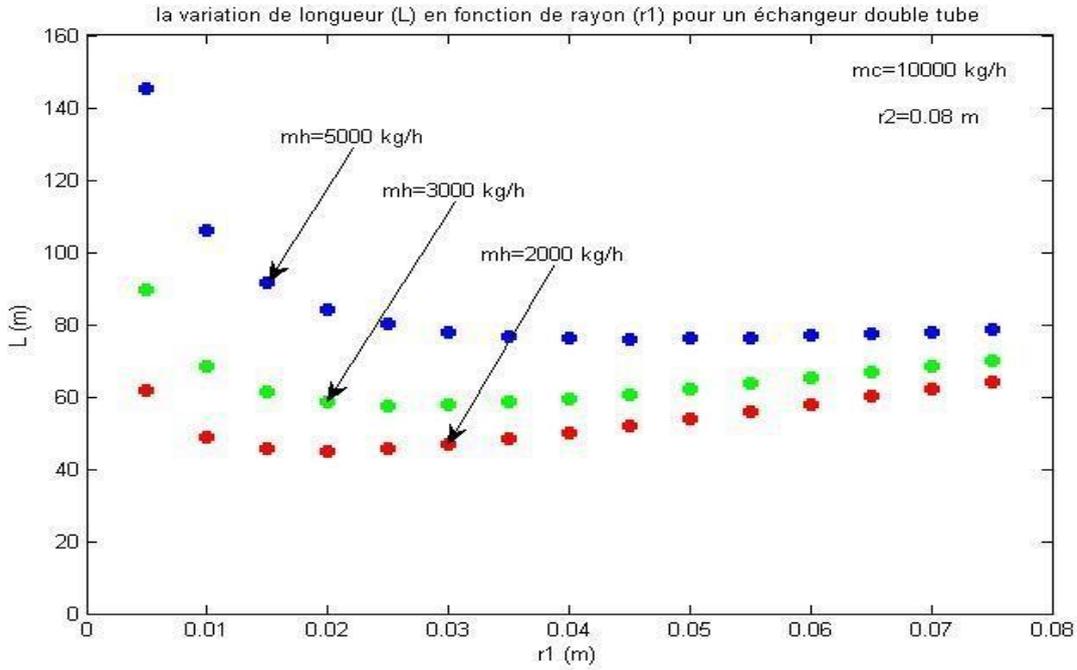


Figure IV.3 : Variations de la longueur ( $L$ ) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur à double tube avec la méthode analytique.

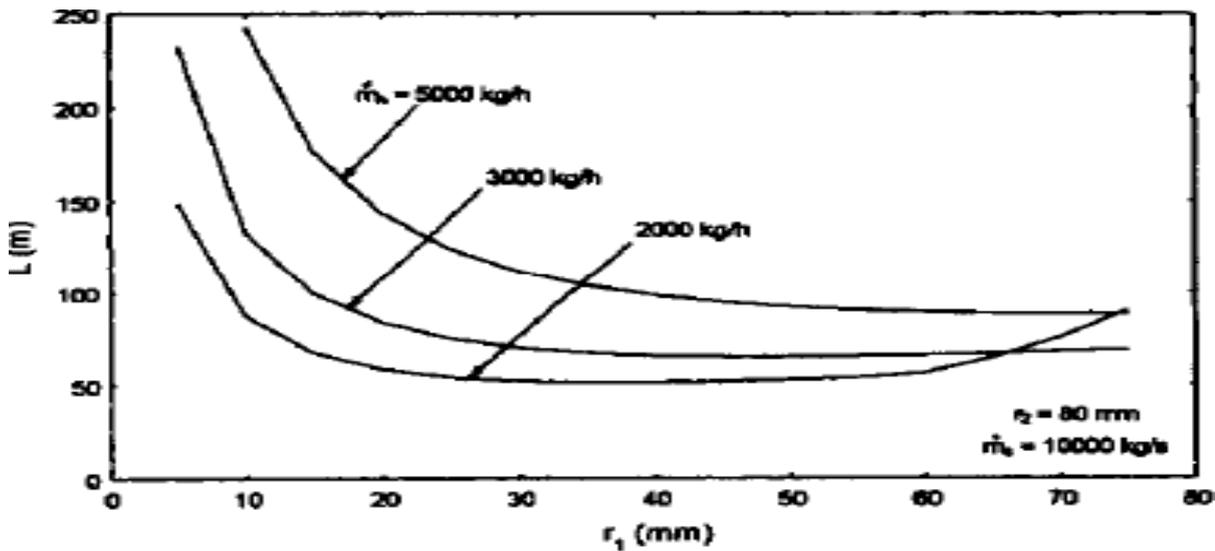


Figure IV.4 : Variations de la longueur ( $L$ ) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur à double tube avec la méthode analytique de A.Unal [44].

En confrontant les résultats obtenus entre les trois méthodes utilisées (Figure IV.1, IV.2 et IV.3) avec le travail de A.Unal [44] Figure IV.4, nous avons constaté que ces figures ont les mêmes allures, la longueur  $L$  de l'échangeur montre une dépendance significative sur la variation du rayon du tube intérieur  $r_1$ . Nous avons aussi remarqué que les valeurs des méthodes DTLM et NUT sont plus proches des résultats Unal 2001 [44], que la méthode employée dans analytique

adapté à l'échangeur à double tube concentrique.

Les longueurs minimales d'échangeur obtenues pour les débits massiques de fluide chaud

$\dot{m}_h = 2000 \text{ kg/h}$ ,  $\dot{m}_h = 3000 \text{ kg/h}$ ,  $\dot{m}_h = 5000 \text{ kg/h}$ , respectivement, sont :  $L = 54,24 \text{ m}$  à  $r_1 = 20 \text{ mm}$ ,  $L = 73,88 \text{ m}$  à  $r_1 = 35 \text{ mm}$ , et  $L = 104,93 \text{ m}$  à  $r_1 = 75 \text{ mm}$ .

#### IV.1.2 Le cas d'échangeur à triple tube concentrique

Les résultats obtenus pour l'échangeur à triple tube concentrique sont présentés dans les figures IV.5, IV.6 et IV.7, pour trois valeurs différentes de débits massiques de fluide chaud,  $\dot{m}_h = 2000 \text{ kg/h}$ ,  $\dot{m}_h = 3000 \text{ kg/h}$ ,  $\dot{m}_h = 5000 \text{ kg/h}$ , respectivement. L'influence des rayons intérieurs et intermédiaires des tubes sur la longueur de l'échangeur est examinée dans les calculs de design. En fait, les courbes présentées sur ces figures montrent des variations caractéristiques similaires à celles des données par Unal [44].

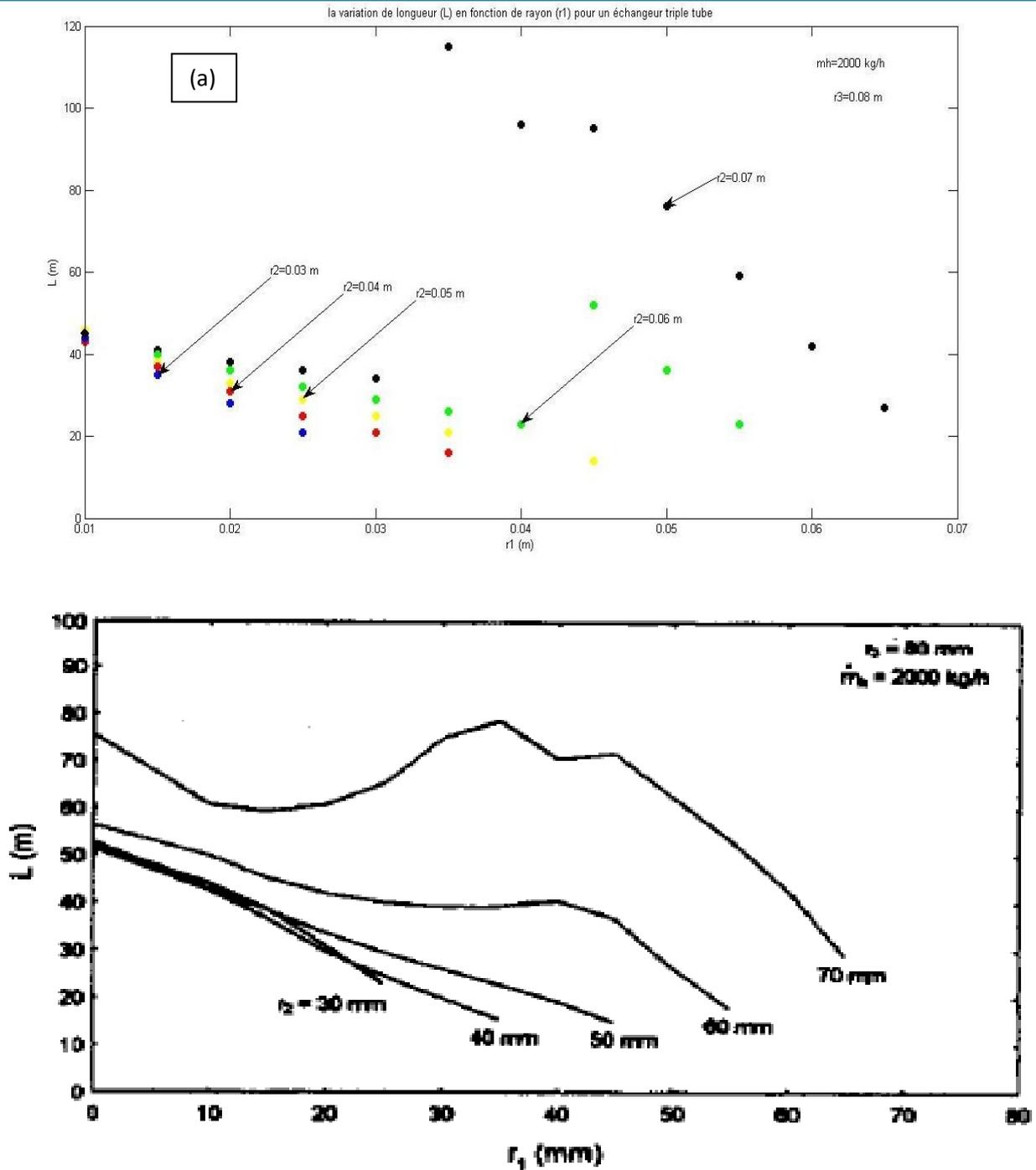


Figure IV.5 : Variations de la longueur d'échangeur à triple tube concentrique  $\dot{m}_h = 2000$  kg/h, (a) nos résultats (b) résultat Unal [44].

D'après la figure IV.5(a), comme Unal [44] le confirme figure IV.5(b), qu'il est clair que les échangeurs avec  $r_2 = 60$  mm et 70 mm ne sont pas souhaitables en raison des longueurs d'échangeur plus élevées pour atteindre le service thermique souhaitée en l'occurrence le refroidissement du fluide chaud avec un débit massique spécifié de 2000 kg/h à une température d'entrée de 80°C à une température de sortie de 30°C . De meilleurs points de conception pour ce cas peuvent être obtenus en choisissant le rayon du tube intermédiaire entre 40 mm et 50 mm. Par exemple, en choisissant  $r_2 = 40$  mm et  $r_1 = 30$  mm, on obtient une longueur d'échangeur de  $L = 21$  m et en choisissant  $r_2 = 50$  mm et  $r_1 = 40$  mm on obtient une longueur d'échangeur de

$L = 17.5$  m. Comparé à un échangeur thermique à double tube pour le même cas, l'importance de la réduction de la longueur de l'échangeur peut être mieux comprise. En rappelant que la longueur minimale de l'échangeur de chaleur à double tube était de 54,24 m pour  $\dot{m}_h = 2000$  kg/h et en comparant avec cette dernière longueur d'échangeur à triple tube de 21 m, nous voyons que plus de %67 de réduction de la longueur de l'échangeur peuvent être obtenus.

Pour l'écoulement dans l'annulaire intermédiaire, pour  $r_1 > 45$  mm et  $r_2 = 60$  mm et pour  $r_2=70$ , le régime laminaire dans ce cas affecte beaucoup les résultats comme le montre la figure IV.5(a) ; la différence est due à un grand changement dans le coefficient de transfert de chaleur entre les écoulements laminaires et turbulents.

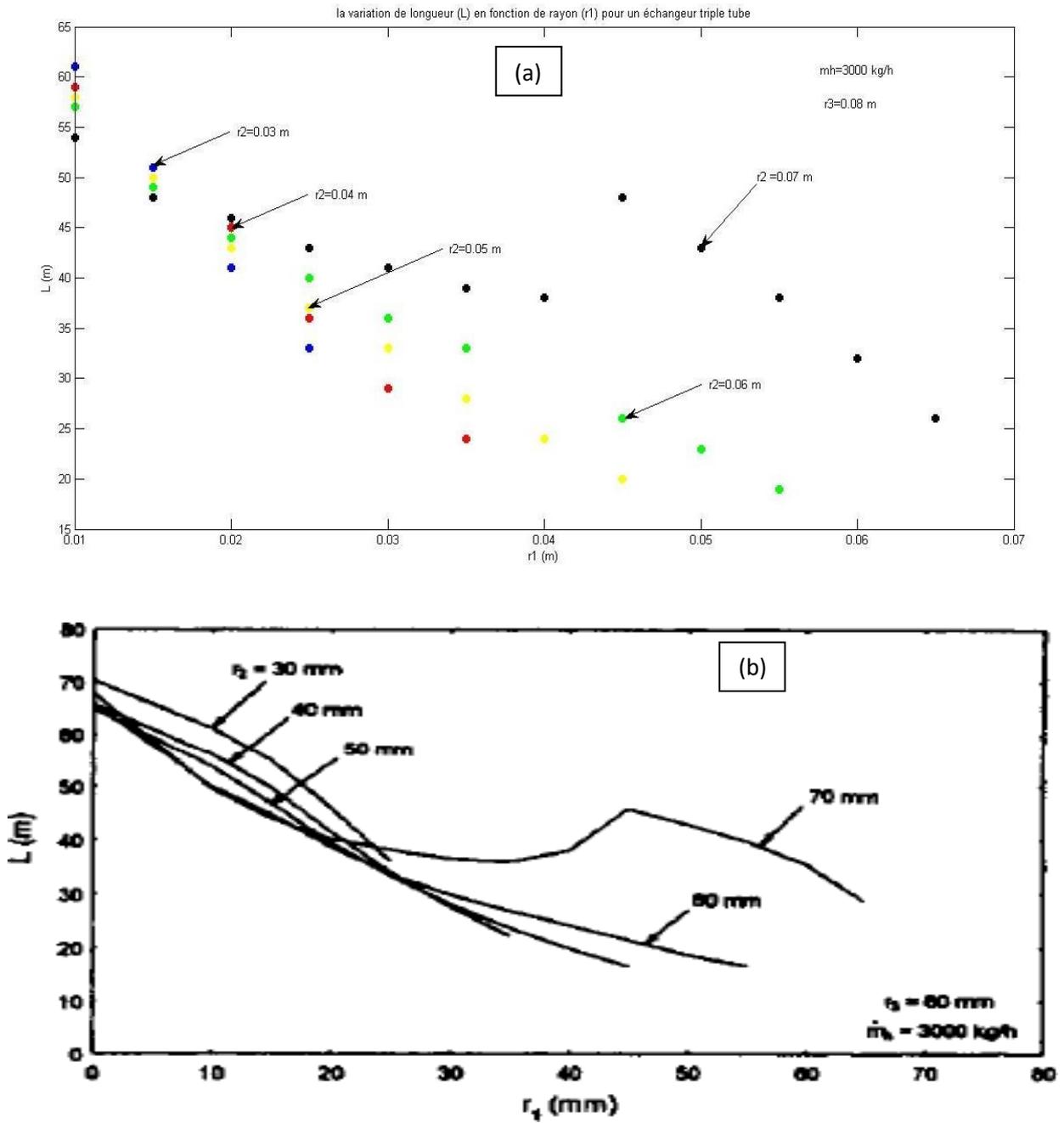
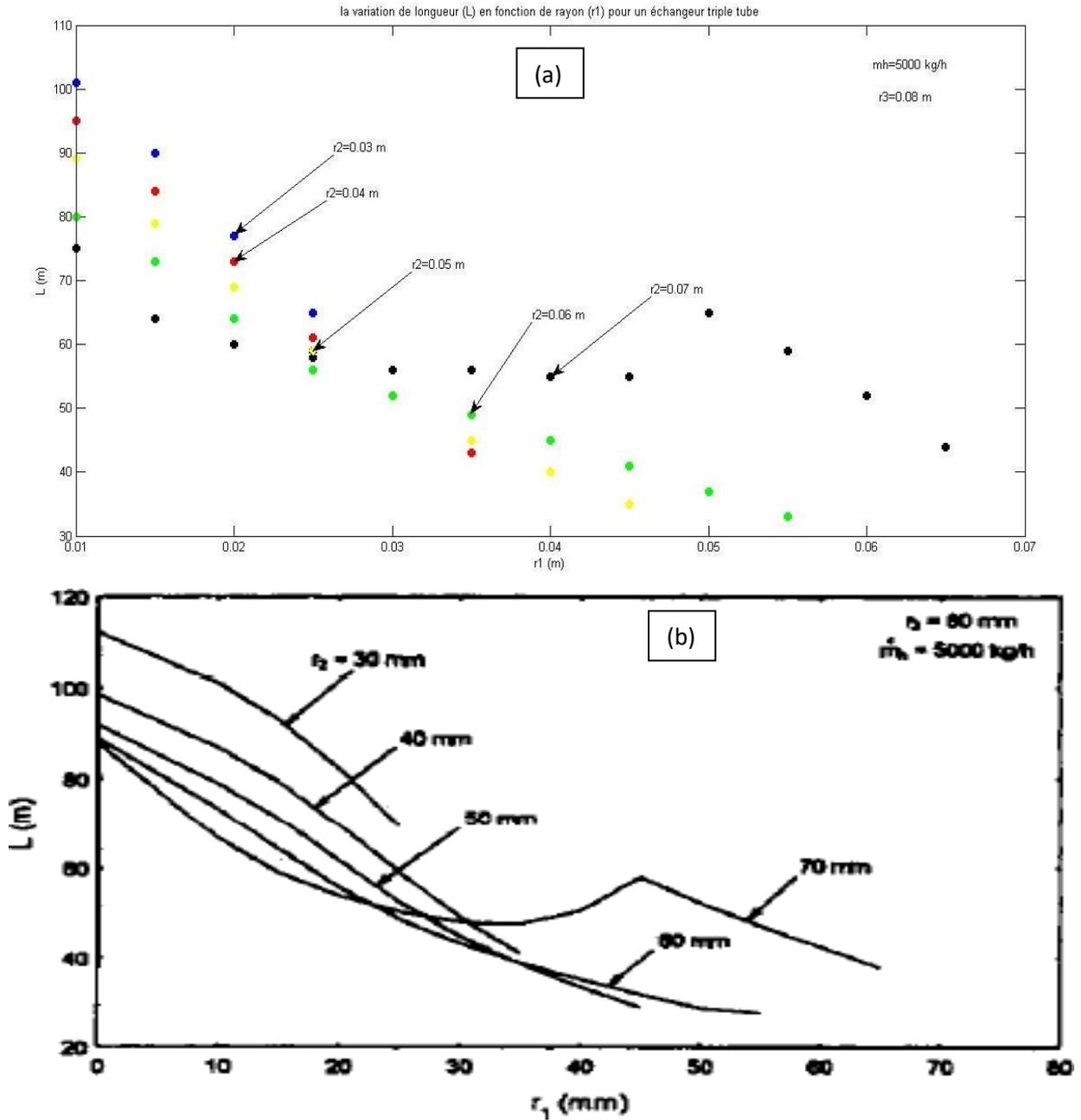


Figure IV.6 : Variations de la longueur d'échangeur à triple tube concentrique,  $\dot{m}_h = 3000$  kg/h, (a) nos résultats (b) résultat Unal [44].

A partir des données présentées dans la Fig. III.6 pour  $\dot{m}_h = 3000 \text{ kg/h}$ , le point de conception le plus pratique pour ce cas peut être pris comme  $r_2 = 60 \text{ mm}$  et  $r_1 = 50 \text{ mm}$  donnant une longueur d'échangeur de  $L = 22,5 \text{ m}$ . Par rapport à la longueur de l'échangeur de chaleur à double tube de  $L = 73,88 \text{ m}$  pour ce cas, l'utilisation d'un échangeur à triple tube avec les dimensions indiquées ci-dessus signifie une réduction de %69 de la longueur de l'échangeur.



**Figure IV.7 :** Variations de la longueur d'échangeur à triple tube concentrique,  $\dot{m}_h = 5000 \text{ kg/h}$ , (a) nos résultats (b) résultat Unal [44].

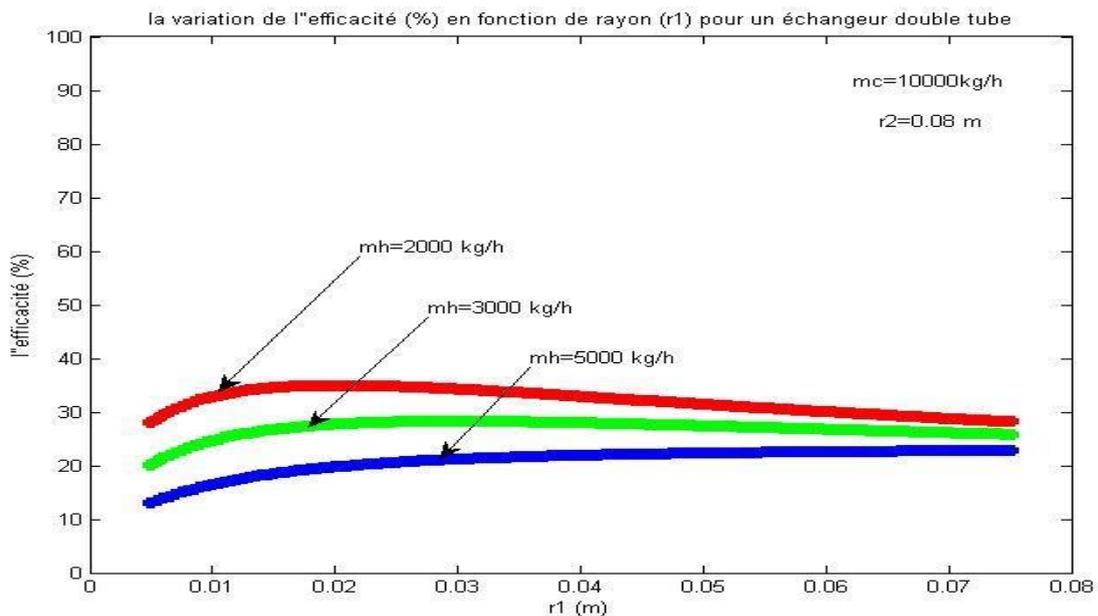
De même, à partir des données de la Fig III.7 pour  $\dot{m}_h = 5000 \text{ kg/h}$ , les paramètres pertinents peuvent être pris comme :  $r_2 = 60\text{mm}$ ,  $r_1 = 50\text{mm}$  avec  $L = 37 \text{ m}$  ce qui signifie un près de 64% de réduction de la longueur de l'échangeur.

Les différences entre les résultats obtenus avec le modèle stationnaire de Ünal [44], et le modèle de formulation présenté dans cet article sont principalement dues aux fautes que les corrélations utilisées pour le coefficient de transfert thermique sont différentes entre les deux travaux. Malgré ces différences, les deux modèles donnent des tendances similaires pour les cas d'analyse présentés dans l'échangeur de chaleur à double tubes et triple tube concentrique.

## IV.2 Etude de performances

L'étude de performances est présentée sous forme de courbes qui illustrent la variation de l'efficacité ( $\varepsilon$ ) en fonction de rayon ( $r_1$ ) et cela pour différents rayons  $r_2$  et pour trois valeurs différentes de débits massiques de fluide chaud,  $\dot{m}_h = 2000 \text{ kg/h}$ ,  $\dot{m}_h = 3000 \text{ kg/h}$ ,  $\dot{m}_h = 5000 \text{ kg/h}$ , respectivement. Comme montrés ci-dessous:

### IV.2.1 Le cas d'échangeur à double tube concentrique

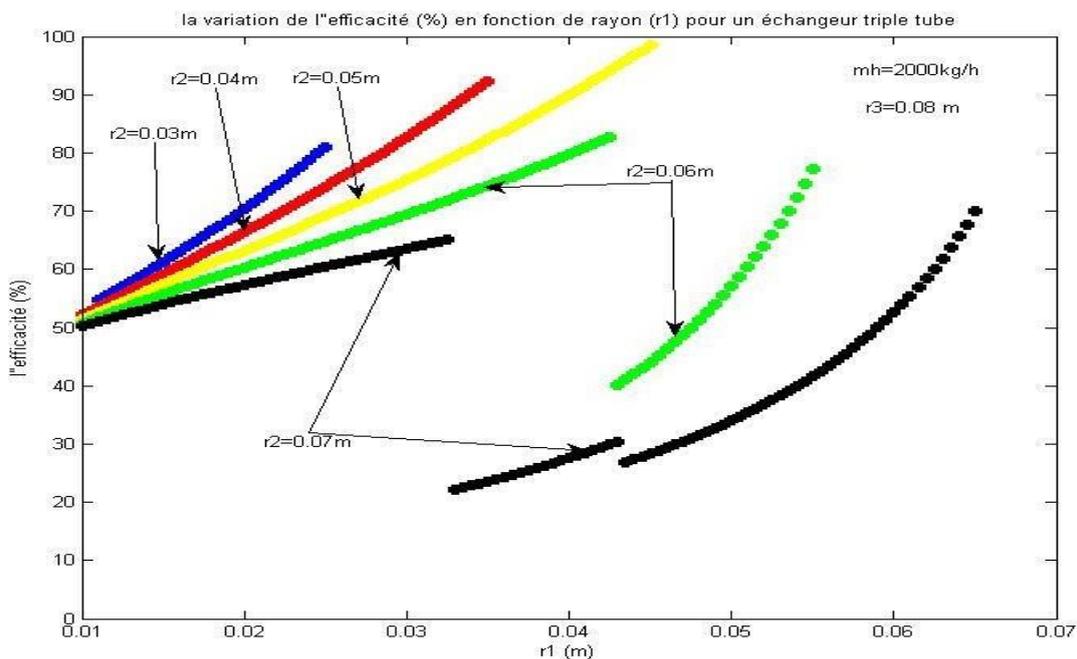


**Figure IV.8** : la variation de l'efficacité (%) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur à double tube concentrique

La figure IV.8 montre que l'efficacité de l'échangeur varie considérablement avec le rayon du tube interne  $r_1$  en particulier pour les faibles débits massiques du fluide chaud. En général, on obtient un maximum d'efficacité dans l'échangeur pour une certaine valeur de  $r_1$ , ce qui implique qu'un échangeur de chaleur à double tube doit être optimisé pour avoir une efficacité maximale. Les maxima se produisent autour de  $r_1 = 20 \text{ mm}$  avec une valeur de  $\varepsilon = 0,35$  pour  $\dot{m}_h = 2000 \text{ kg/h}$ , environ  $r_1 = 30 \text{ mm}$  avec une valeur de  $\varepsilon = 0,283$  pour  $\dot{m}_h = 3000 \text{ kg/h}$ , et environ  $r_1 = 70 \text{ mm}$  avec une valeur de  $\varepsilon = 0,229$  pour  $\dot{m}_h = 5000 \text{ kg/h}$ , on constate que les valeurs d'efficacité diminuent avec des valeurs croissantes du débit massique de fluide chaud.

On a noté que les nombres de Reynolds pour les deux fluides diminuent avec une augmentation du rayon du tube interne pour des débits massiques fixe des fluides chaud et froid, entraînant une diminution progressive du coefficient de transfert de chaleur global. Pour de petites valeurs de  $r_1$ , un incrément de  $r_1$  entraîne une augmentation de près du double de la surface de transfert de chaleur de l'échangeur et l'effet de cette croissance sur le flux de transfert de chaleur annule l'effet négatif de la diminution du coefficient de transfert de chaleur global. La combinaison de ces deux effets opposés se traduit par l'effet croissant des courbes de la figure IV.8. À des valeurs modérées de  $r_1$ , ces deux effets s'équilibrent et à des valeurs plus élevées de  $r_1$ , la croissance de la surface de transfert de chaleur avec un incrément de  $r_1$  devient relativement insignifiante et l'effet négatif de la diminution du coefficient de transfert de chaleur global sur le flux de transfert de chaleur de l'échangeur devient dominant.

#### IV.2.2 Le cas d'échangeur à triple tube concentrique



**Figure IV.9:** la variation de l'efficacité (%) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur a triple tube concentrique pour un débit du  $\dot{m}_h = 2000$  kg/h.

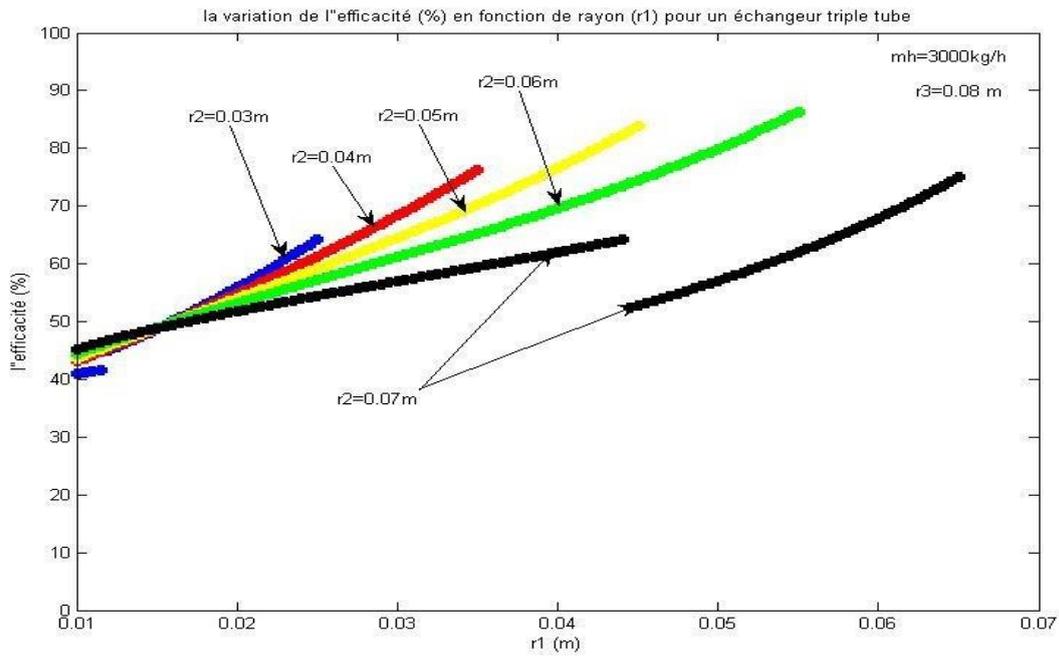
La variation de l'efficacité  $\varepsilon$  en fonction de  $r_1$ , pour le cas de  $\dot{m}_h = 2000$  kg/h est présentée sur la figure IV.9. D'après la figure, il est clair que les valeurs les plus élevées de l'efficacité sont obtenues pour les petites valeurs de  $r_2$ , en particulier pour  $r_2 = 40$  mm et 50 mm. Nous avons vu précédemment que l'efficacité maximale d'un échangeur à double tube d'une longueur de 15 m et d'un rayon extérieur de 80 mm est de  $\varepsilon = 0,35$  pour un rayon  $r_1$  de 20 mm ; il est évident de la figure IV.9 que l'ajout d'un troisième tube d'un rayon de 30 mm par exemple, augmenterait l'efficacité jusqu'à une valeur de  $\varepsilon = 0,69$  qui peut se traduire par une augmentation qui avoisine les 50% de la performance de l'échangeur.

Nous avons vu qu'avec l'augmentation de  $r_1$ , la surface de transfert de chaleur du tube intérieur augmente considérablement au début. Au même temps, en raison de l'augmentation du débit massique du fluide froid circulant dans ce tube intérieur, le nombre de Reynolds augmente et ainsi une augmentation du coefficient de transfert de chaleur est obtenue pour l'écoulement dans le tube intérieur. Par contre, les nombres de Reynolds pour les deux autres fluides diminuent progressivement avec des valeurs croissantes de  $r_1$  à cause de la diminution de la section d'écoulement de l'espace annulaire intermédiaire du fait d'une diminution du diamètre hydraulique et aussi à cause du fait d'une diminution du débit massique du fluide froid circulant dans l'espace annulaire extérieur. Ainsi, les coefficients de transfert de chaleur pour les deux côtés de l'espace annulaire intermédiaire ( $h_{2i}$  et  $h_{2o}$ ) et le coefficient de transfert de chaleur pour l'espace annulaire extérieur ( $h_{3i}$ ) diminuent simultanément avec l'augmentation de  $r_1$ .

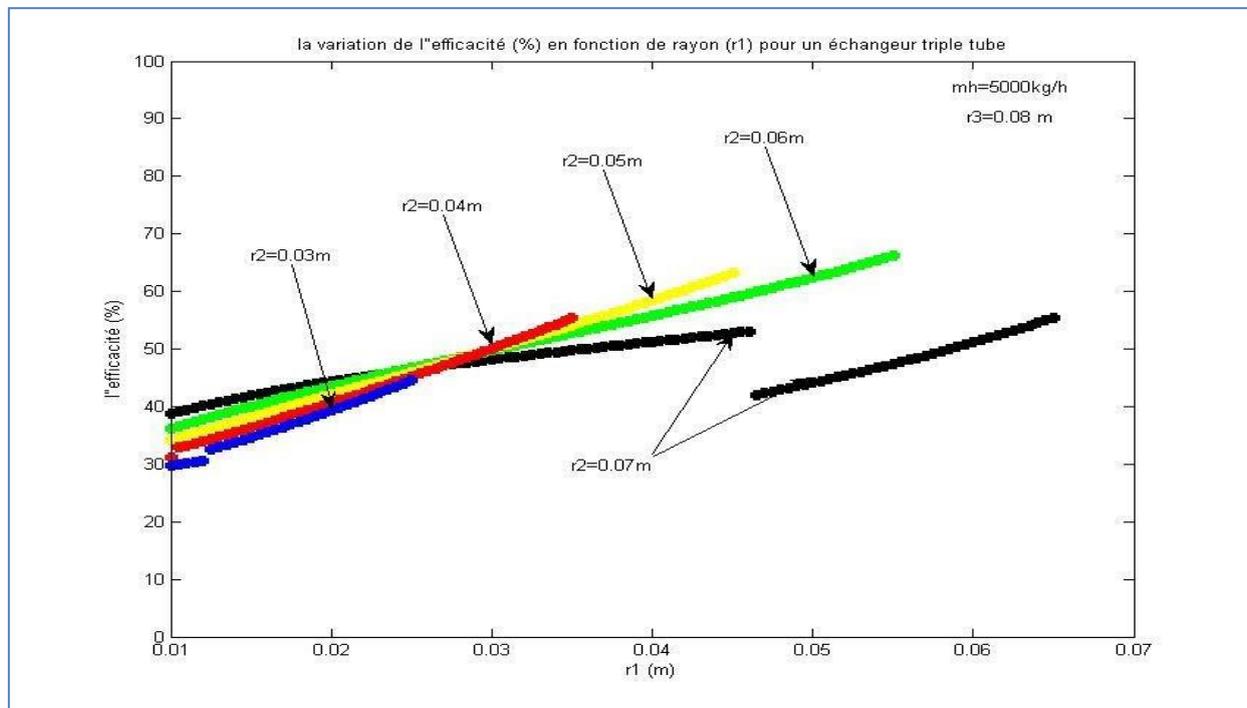
Pour les petites valeurs de  $r_1$  les effets positifs des augmentations de la surface d'échange et du nombre de Reynolds du tube intérieur prennent le dessus sur les effets négatifs des diminutions des nombres de Reynolds des espaces annulaires intermédiaire et extérieur, et en conséquence, l'efficacité de l'échangeur augmente avec  $r_1$ . A fur à mesure que  $r_1$  augmente, ces deux effets opposés s'équilibrent d'abord, puis les effets négatifs deviennent dominants dans le transfert de chaleur jusqu'à ce que l'écoulement dans l'espace annulaire intermédiaire devient laminaire à  $r_1 = 45$  mm puis au-delà de ce point, l'efficacité recommence à augmenter à fur à mesure que la section annulaire intermédiaire devienne de plus en plus étroite, comme on peut l'observer à partir de la courbe pour  $r_2 = 70$  mm donnée dans la même figure.

Des résultats similaires pour  $\dot{m}_h = 3000$  kg/h et  $\dot{m}_h = 5000$  kg/h sont présentés dans les figures IV.10 et IV.11, respectivement. Les mécanismes à l'origine des caractéristiques des courbes présentées dans ces figures sont similaires à ceux de la figure IV.9.

On peut déduire à partir de ces deux figures que les paramètres opérationnels les plus performants de l'échangeur sont limités dans les plages de  $r_2 = 50-60$ mm et  $r_1 = 40-55$  mm pour  $\dot{m}_h = 3000$  kg/h et  $\dot{m}_h = 5000$  kg/h.



**Figure IV.10:** la variation de l'efficacité (%) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur a triple tube concentrique pour un débit du  $m_h = 3000 \text{ kg/h}$ .



**Figure IV.11:** la variation de l'efficacité (%) en fonction de rayon ( $r_1$ ) pour un échangeur a triple tube concentrique pour un débit du  $m_h = 5000 \text{ kg/h}$ .

### IV.3 Conclusion

Les différents résultats trouvés à l'aide du logiciel Matlab sont présentés dans ce chapitre, différents cas correspondant à un échangeur double tube et triple tube concentrique à contre-courant sont comparés aux valeurs théoriques obtenues par Ünal [44], ceci nous a permis de mieux distinguer les effets des paramètres sur le design et les performances des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique et double tube concentrique et cela suivant les différents débits des fluides et des rayons des tubes de l'échangeur de chaleur.

# CONCLUSION GENERALE

L'objectif assigné à ce mémoire était de faire une étude préliminaire de la faisabilité de l'utilisation d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique comme refroidisseur de gaz dans une PAC-CO<sub>2</sub> transcritique.

Pour cela nous avons pris comme référence l'étude analytique d'Unal (1998) ainsi que le cas d'étude présenté par Unal (2001).

Deux problèmes les plus reconcentrés dans les échangeurs de chaleurs ont été étudié : l'étude de dimensionnement et l'étude de performances, qui ont été appliqué pour deux types d'échangeurs de chaleur à triple tube et à double tube concentrique, dont le but de comparer de montrer l'intérêt d'utiliser la nouvelle configuration proposée.

En effet nous avons effectué des calculs en utilisant des équations différentielles ordinaires de deuxième ordre et les méthodes DTLM et NUT, les résultats trouvés ont été réalisé avec des programmes qui sont faits à l'aide du logiciel Matlab.

Des résultats satisfaisants ont été trouvés et validés avec le travail d'Unal(2001), les différents résultats ont montré l'effet et l'influence de quelques paramètres comme le rayon intérieure et le rayon intermédiaire et les différentes valeurs de débit sur le dimensionnement et les performances des échangeurs de chaleur.

Une étude comparative a été mené afin de déterminer et montrer l'utilité l'intérêt d'utiliser un échangeur à triple tube concentrique, les résultats ont affirmé qu'un échangeur à triple tube concentrique est plus performant qu'un échangeur à double tube concentrique.

Ce travail nous permet aussi d'étudier les particularités et les les caractéristiques du CO<sub>2</sub> comme fluide frigorigène et ces avantages à l'état transcritique, mais malheureusement nous n'avons pas pu utiliser et étudier le CO<sub>2</sub> dans l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique, donc nous recommandant vivement pour les futures travaux de prendre ce mémoire comme référence pour continuer le travail que nous avons abordé pour modéliser un refroidisseur à gaz pour CO<sub>2</sub> transcritique.

- [1] **CW., ] Kim MH. Pettersen J. Bullard.** *Fundamental process and system design issues in CO2 vapeur compression systems .progress in energy and combustion science.* 2004. pp. 30.119-74.
- [2] **F., Pearson S.** *Frigorigènes : passé, présent, futur. Bulletin International du Froid .* 2004.
- [3] **A., Bruch.** *Caractérisation des transferts de chaleur convectifs d'un écoulement refroidi de dioxyde de carbone supercritique .* université Joseph Fourier : s.n., 2006.
- [4] **en, Ducoulombier M.** *Ébullition convective du dioxyde de carbone – étude expérimentale. Ébullition convective du dioxyde de carbone – étude expérimentale en micro-canal.* Institut National des Sciences Appliquées de Lyon : s.n., 2010.
- [5] **I., Guitari.** *Etude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO2. .* Institut national des sciences appliquées. Lyon : s.n., 2005.
- [6] *15è note d'information sur les frigorigènes. L'utilisation du CO2 comme frigorigène. IIF IIR. commission B1.B2 with E1.E2.* Purdue University.USA : s.n., 2000.
- [7] *Review on CO2 heat pump water heater for residential use in Japan. Renewable and Sustainable Energy Reviews.* **CC., Zhang JF. Qin Y. Wang.** Japan : s.n., 2015. pp. 50.383–91.
- [8] *Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au co2 à l'aide d'un ejecteur. (a).* **2009.p.07., Bouziane.** Université M'hamed Bougara de Boumerdes : s.n., 2009. p. 07.
- [9] *Research on the behaviour of refrigeration compressors using CO2 as the refrigerant. International Compressor Engineering Conference, Purdue,.* **KRUSE, H., SÜSS, J.** 1996. pp. Vol. 1.p. 223-228.
- [10] *Etude comparative des performances simulées d'une thermofrigopompe au R-134 et au CO2.* **Paul Byrne, Jacques Mirel, Yves Lenat.** Ibpsa France : s.n., 2006.
- [11] **Toublanc, C. CNAM, 2009. Français. tel-00465986.** *Amélioration du cycle trans-critique au CO2 par une compression refroidie : évaluations numérique et expérimentale. Energie électrique. Conservatoire national des arts et metiers .* 2009. Français. tel-00465986.
- [12] *Experimental evaluation of CO2 water heater, Proc. 3rd IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids,.* **Hwang Y., Radermacher R.,.** 1998. pp. p 368-375.
- [13] **Austin, Brian T., and K. Sumathy.** *Transcritical Carbon Dioxide Heat Pump Systems: A Review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (8). Elsevier Ltd.* 2011. pp. 4013–29.
- [14] **Pettersen J., Neska P.** *Consequences of the Newest Improvements in R-744 Systems Automotive, Présentation au SAE Alternative Refrigerant Systems Symposium,.* Phoenix (USA) : s.n., 2003. p. 21.
- [15] *Experimental study on automotive cooling and heating air conditioning system using CO2 as a refrigerant .international journal of refrigeration .* **F., Tamura T.Yakumaru Y.Nishiwaki.** 28.1302-7, 2005.
- [16] **Abdelkader, Bouziane.** *Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au co2 à l'aide d'un ejecteur.* 2009. p. 15.
- [17] **German., Pacheco Vazquez.** *CONCEPTION ET CARACTERISATION D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE EN CYCLE MONO-ETAGE FONCTIONNANT AU CO2.* 2004. p. 14.
- [18] **German, Pacheco Vazquez.** *CONCEPTION ET CARACTERISATION D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE EN CYCLE MONO-ETAGE FONCTIONNANT AU CO2.* 2004. p. 15.
- [19] **(a), Bouziane.** *Amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques au co2 à l'aide d'un ejecteur* 2009. pp. 19-20.

- [20] **Hwang, Y et Radermacher, R.** *Theoretical Evaluation of Carbon Dioxide Refrigeration Cycle.* HVAC&R Research. 1998. pp. 4:3, 245-263.
- [21] **G., LORENTZEN.** *Revival of carbon dioxide as a refrigerant.* Int J Refrig. 1994.
- [22] **R. CABELLO, D.SANCHEZ, R. LLOPIS, E. TORRELLA.** *Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO2 refrigerating plant working in transcritical conditions.* Applied Thermal Engineering. 2007.
- [23] **LALLEMAND., ANDRÉ.** *Convertisseur thermomécanique, Conversion de l'énergie. Cycle générateurs. Technique de l'ingénieur.*
- [24] **J.S. BROWN, Y. KIM, P.A. DOMANSKI.** *Evaluation of carbon dioxide as R-22 substitute for residential air-conditioning* ASHRAE Trans 108 (Part 2). 2002. pp. 954–964.
- [25] **Liao, S.M. et Zhao, T.S.** *An experimental investigation of convection heat transfer to supercritical carbon dioxide in miniature tubes.* Int. J. Heat Mass Transf. 2002. pp. 45, 5025–5034.
- [26] **Dang, C. et Hihara, E.** *In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement.* Int. J. Refrig. 2004. pp. 27, 736–747.
- [27] **Du, Z., Lin, W. et Gu. A.** *Numerical investigation of cooling heat transfer to supercritical CO2 in a horizontal circular tube.* J. Supercrit. Fluids. 2010. pp. 55, 116–121.
- [28] **Ma, T, et al., et al.** *An experimental study on heat transfer between supercritical carbon dioxide and water near the pseudo-critical temperature in a double pipe heat exchanger.* Int. J. Heat Mass Transf. 2016. pp. 93, 379–387. .
- [29] **Purohit, N., et al., et al.** *Assessment of Alumina Nanofluid as a Coolant in Double Pipe Gas Cooler for Trans-critical CO2 Refrigeration Cycle.* Energy Procedia. 2017. pp. 109, 219–226. .
- [30] **] Naphon, P. et Wongwiset, S.** *A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes.* Renew. Sustain. Energy Rev. 2006. pp. 10, 463–490. .
- [31] **Yang, D., et al., et al.** *An Experimental and Numerical Study of Helix Tube Gas Cooler for Super-Critical Carbon Dioxide.* J. Chem. Eng. Jpn. 2017. pp. 50, 900–908. .
- [32] **Santosa, I.D.M.C., et al., et al.** *Investigations into air and refrigerant side heat transfer coefficients of finned-tube CO2 gas coolers.* Int. J. Heat Mass Transf. 2017. pp. 107, 168–180. .
- [33] **Li, J., et al., et al.** *Experimental and numerical study of an integrated fin and micro-channel gas cooler for a CO2 automotive air-conditioning.* Appl. Therm. Eng. 2017. pp. 116, 636–647. .
- [34] **Yang, Y., et al., et al.** *Study of multi-twisted-tube gas cooler for CO2 heat pump water heaters.* Appl. Therm. Eng. 2016. pp. 102, 204–212. .
- [35] **Kim, Y.J. et Chang, K.-S.** *Development of a thermodynamic performance-analysis program for CO2 geothermal heat pump system.* J. Ind. Eng. Chem. 2013. pp. 19, 1827–1837.
- [36] **Qi, P.C., et al., et al.** *Experimental investigation of the optimal heat rejection pressure for a transcritical CO2 heat pump water heater.* Appl. Therm. Eng. 2013. pp. 56, 120–125. .
- [37] **Yu, P.Y., et al., et al.** *Performance of a tube-in-tube CO2 gas cooler.* Int. J. Refrig. 2012. pp. 35, 2033–2038. .
- [38] **Marcinichen, J.B., Thome, J.R. et Pereira, R.H.** *Working fluid charge reduction. Part II: Supercritical CO2 gas cooler designed for light commercial appliances.* Int. J. Refrig. 2016. pp. 65, 273–286.
- [39] **Chen, Y.-G.** *Pinch point analysis and design considerations of CO2 gas cooler for heat pump water heaters.* Int. J. Refrig. 2016. pp. 69, 136–146.

- [40] **Yin, J.M., Bullard, C.W. et Hrnjak, P.S.** *R-744 gas cooler model development and validation. Int. J. Refrig.* 2001. pp. 24, 692–701. .
- [41] **Zuritz, C.** *On the design of triple concentric-tube heat exchangers, Journal of Food Process Engineering* 12 (2). 1990. pp. 113-130.
- [42] **Sekulic, D.** *A compact solution of the parallel flow three-fluid heat exchanger problem. International Journal of Heat and Mass Transfer* 37 (14). 1994. pp. 2183-2187.
- [43] **Ünal, A.** *Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchangers Part 1: Mathematical modelling, International Communications in Heat and Mass Transfer* 25 (7). 1998. pp. 949-958.
- [44] **Ünal, A.** *Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchangers Part 2: Case studies, International Communications in Heat and Mass Transfer* 28 (2). 2001. pp. 243-256.
- [45] —. *Effectiveness-NUT relations for triple concentric-tube heat Exchangers, Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 30 (2). 2003. pp. 261–272.
- [46] **Batmaz, E et Sandeep, K.** *Calculation of overall heat transfer coefficients in a triple tube heat exchangers. Heat and Mass Transfer* (41). 2005. pp. 271–279.
- [47] **Peigné, P, Inard, C et Druette, L. .** *Experimental study of a triple concentric tube heat exchanger integrated into a woodbased air-heating system for energy-efficient dwellings Energies* 6. 2013. pp. 184-203.
- [48] **Bennajah, Mounir et Naouil, Chaoni.** *Echangeur de chaleur ,Technologie, Calcul et design.* 1 rue du bac,75007 Paris : Editions Technip, 2014.
- [49] **BRUCH, A.** (2006). *OPTIMISATION DES COMPOSANTS ECHANGEURS DANS LES MACHINES FRIGORIFIQUES FONCTIONNANT AU DIOXYDE DE CARBONE.* Grenoble: Université Joseph Fourie.
- [50] **D. Robinson, E. G.** (1998). *Efficiencies of transcritical CO2 cycles with and without expansion turbine (Vol. 21 (7)). International Journal of Refrigeration,*.
- [51] **J.Yin, C. B.** (2001). *R744 gas cooler model development and validation, (Vol. 24). International Journal of Refrigeration.*
- [52] **K. Hasimoto, M. T.** (2002). *Direct numerical simulation on the near wall heat transfer of carbon dioxide. Guangzhou, China: Proceedings of the IIR/IIF Conference,*.
- [53] **P.J. Bourke, D. P.** (1970). *Forced convective heat transfer to turbulent CO2 in the supercritical region (Vol. 20 (3)). International Journal of Heat and Mass Transfer.*
- [54] **S.S. Pitla, D. R.** (1998). *Ramadhyan, Heat transfer from supercritical carbon dioxide in tube flow (Vol. 4 (3)). A critical review, International Journal of HVAC&R Research.*
- [55] **Ünal, A.** (2001, 2 28). *Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchangers Part 2: Case studies. International Communications in Heat and Mass Transfer , pp. 243-256.*