

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE MOULOU MAMMERI DE TIZI OUZOU



FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

# MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

*En vue de l'obtention du Diplôme Master Académique en Génie Mécanique  
Option : Energétique.*

**Intitulé du sujet :**

**Caractérisation du condenseur et du détendeur  
d'une machine frigorifique fonctionnant au CO<sub>2</sub>.**

**Proposé et dirigé par :**

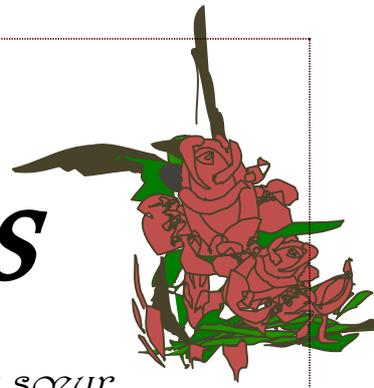
**M<sup>r</sup> R.NEBBALI**

**Réalisé par:**

**M<sup>lle</sup> AGOUAR Lynda**

**Soutenue en Octobre 2012**

# Remerciements



*Je tiens à remercier mes chers parents et ma chère sœur FETTOUMA qui m'ont apporté tout le soutien nécessaire avec leur réconfort, et qui n'ont pas cessé de m'aider durant toute la période de mes études, qu'ils trouvent dans ces quelques lignes l'expression de ma profonde gratitude et mes sincères remerciements.*

*Mes vifs remerciements s'adressent à mon promoteur M<sup>r</sup> R. NEBBALI pour son aide, ses conseils et sa disponibilité tout au long de ce travail.*

*Je ne manquerai pas d'exprimer mon profond respect à mes enseignants pour leur orientation durant mon cursus universitaire.*

*Ainsi qu'à tous les gens aimables autour de moi, qui ont participé ou donné un coup de grâce avec des petits beaux mots pour m'encourager, en particulier ma chère amie AZZI DHAOULA pour ses précieux conseils et encouragements tout au long de ce travail et mon cursus universitaire.*

*Enfin, j'exprime toute ma gratitude aux différents membres de jury d'avoir accepté d'évaluer la qualité et la valeur de ce travail.*



# Dédicaces



*Je dédie ce modeste travail à :*

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

*Ma chère sœur FETTOUMA.*

*Ma chère tante DALILA et sa petite famille.*

*Mes frères SIDALI, AISSA, MEHDI et MOHAMED.*

*Ma tante ALDJIA et ses filles HANANE, OUASSILA, NABILA. SOUAD et SAMIA.*

*Mon grand père et ma grande mère FETTA.*

*Mes oncles MOKRANE, YUCEF, YAHIA, AHMED, TOUFIK et SOFIANE.*

*Et sans oublier les chères et les adorables copines DHAOUIA, ZINEB, FARIDA, MALHA, SIHAM et DRIFA.*



*Lynda...*

# Sommaire

<b>Introduction Générale .....</b>	<b>1</b>
------------------------------------	----------

## **Chapitre I : Généralités sur les machines frigorifiques.**

1. Introduction .....	3
2. Principaux composants d'une machine frigorifique.....	3
2.1. Evaporateur .....	3
2.2. Compresseur.....	4
2.3. Condenseur.....	4
2.4. Détendeur .....	4
3. Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique .....	5
4. Coefficient de performance COP .....	6
5. Conclusion.....	7

## **Chapitre II : description des échangeurs de chaleur et méthodes de calcul.**

1. Introduction .....	8
2. Définition.....	8
3. Classifications des échangeurs de chaleur.....	8
3.1. Classement selon le critère technologique .....	8
3.2. Classement suivant le sens relatif des écoulements des deux fluides .....	10
Distribution des températures dans un échangeur à contre courant .....	10
4.1. Puissance thermique d'un échangeur à courant parallèle .....	11
4.1.1. Méthode de DTLM .....	11
4.1.2. Méthode de NUT .....	17
5. Echangeurs à tubes et calandre.....	19
6. Conclusion.....	21

## **Chapitre III : Détendeurs et dispositifs d'alimentation des évaporateurs en fluide frigorigène.**

1. Introduction .....	22
2. Classification et mode de fonctionnement des dispositifs alimentant les évaporateurs en fluide frigorigène.....	22
2.1. Détendeurs à section constante .....	22

2.2. Détendeur presso statique .....	22
2.3. Détendeurs régulant la surchauffe des vapeurs issues de l'évaporateur (détendeur thermostatique).....	23
2.4. Détendeurs électronique.....	24
2.5. Détendeur multi-orifice .....	25
2.6. Détendeur manuel .....	26
2.7. Dispositif à réglage par niveau.....	26
3. Corrélations pour le calcul de débit du fluide frigorigène à travers le détendeur .....	28
4. Conclusion.....	29

**Chapitre IV : Position de problème et méthode de calcul du détendeur et du condenseur.**

1. Introduction .....	30
2. Présentation de la machine frigorifique.....	30
3. Calcul du détendeur et du condenseur.....	30
3.1. Condenseur.....	31
3.1.1. Description du condenseur .....	31
3.1.2. Variables d'entrée et de sortie .....	32
3.1.3. Distinction des zones de condenseur .....	32
3.1.4. Evaluation des propriétés thermo physique des deux fluides.....	33
3.1.5. Evaluation de coefficient d'échange convectif des deux fluides.....	34
3.1.6. Evaluation de coefficient d'échange global.....	36
3.1.7. Equations des Bilans thermiques de chaque zone .....	37
3.1.8. Méthode de calcul.....	42
3.2. Détendeur .....	45
3.2.1. Variables de sortie et d'entrée du détendeur.....	45
3.2.2. Méthode de calcul.....	45
4. Organigrammes du calcul.....	46
4.1. Organigramme de calcul du condenseur .....	46
4.2. Organigramme de calcul du détendeur .....	48
5. Résultats et discussion.....	48
5.1. Influence du débit de CO <sub>2</sub> et de la température d'entrée d'eau.....	48

5.2. L'influence du débit d'eau et la température d'entrée d'eau .....	52
6. Conclusion .....	55
<b>Conclusion générale</b> .....	<b>56</b>
<b>Références bibliographiques</b> .....	<b>57</b>
<b>Annexe</b> .....	<b>59</b>

## Notations principales

<u>Symbole</u>	<u>Désignation</u>	<u>Unité</u>
C <sub>p</sub>	Chaleur massique à pression constante ;	[J · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]
C	Débit capacitif	[J · K <sup>-1</sup> · s <sup>-1</sup> ]
D, d	Diamètre.	[m]
E	Efficacité.	[kg · m <sup>-2</sup> · s <sup>-1</sup> ]
G	Vitesse massique.	[J · kg <sup>-1</sup> ]
h	Enthalpie massique.	[m]
L	Longueur.	[J · kg <sup>-1</sup> ]
L <sub>f</sub>	Chaleur latente.	[kg · s <sup>-1</sup> ]
ṁ	Débit massique.	[-]
Nu	Nombre du Nusselt.	[bar]
P	Pression	[mm]
P <sub>t</sub>	Pas entre les tubes	[-]
Pr	Nombre de Prandtl.	[W]
Ḡ	Puissance thermique.	[-]
Re	Nombre du Reynolds.	[K · W <sup>-1</sup> ]
R <sub>th</sub>	Resistance thermique par conduction à travers l'épaisseur d'un tube.	[m <sup>-2</sup> ]
S	Surface de passage.	[K]
T	Température.	[-]
x	Titre en vapeur.	[-]
z	Nombre des tubes.	[-]
α	Coefficient de transfert thermique.	[W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]
λ	Conductivité thermique.	[W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]
μ	Viscosité dynamique.	[kg · m <sup>-1</sup> · s <sup>-1</sup> ]
ρ	Masse volumique.	[kg · m <sup>-3</sup> ]
ν	Viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> /s]

<u>Indices</u>	<u>Signification</u>
<i>C</i>	Relatif à la zone de condensation, chaud.
<i>d</i>	Relatif à la zone désurchauffe.
<i>e</i>	Relatif à l'entrée, eau, extérieur.
<i>f</i>	Relatif au fluide frigorigène, froid.
<i>s</i>	Relatif à la sortie, zone de sous-refroidissement.
<i>i</i>	Relatif à intérieur.
<i>l</i>	Relatif à la phase liquide.
<i>v</i>	Relatif à la phase vapeur.
<i>min</i>	Relatif au minimal.
<i>max</i>	Relatif au maximal.
<i>tub</i>	Relatif à tube.
<i>is</i>	Relatif à isentropique.
<i>det</i>	Relatif au détendeur.
<i>P</i>	Relatif à la paroi.
<i>cal</i>	Relatif à la calandre.
<i>co2</i>	Relatif au fluide frigorigène.
<i>1</i>	Relatif entrée de compresseur.
<i>2</i>	Relatif au refoulement du compresseur.

# Introduction générale

## Introduction générale

La destruction de la couche d'ozone et le réchauffement climatique impose aux industries des machines frigorifiques et des pompes à chaleur de développer de nouveaux fluides frigorigènes et des équipements toujours plus efficaces.

Le fluide frigorigène est une substance qui évolue dans le circuit d'une machine frigorifique et assure grâce au phénomène endothermique la production de froid. Un autre processus exothermique permet l'évacuation de la chaleur vers le milieu extérieur. Les premiers réfrigérants exploités étaient : l'air, l'éther, le dioxyde de carbone, les hydrocarbures, l'ammoniac, le chlorure de méthyle.

Une deuxième génération des fluides frigorigènes est arrivée dans les années 1930 sous la forme de fluide de synthèse, qui offre la performance, la sécurité et la durabilité. Les chlorofluorocarbure (CFC) étaient les fluides les plus utilisés de cette génération jusqu'au 1987 où le protocole Montréal impose aux pays industrialisés à abandonner l'utilisation des substances chlorées dans le domaine de la réfrigération suite à la convention de Vienne 1985 qui établit le lien entre les molécules de chlore présentes dans ces fluides rejetées dans l'atmosphère et l'agrandissement du trou de la couche d'ozone [3].

Des fluides de remplacement non chlorés qui sont les hydrofluorocarbures HFC sont alors mis sur le marché. Mais ces derniers sont classés dans la catégorie des gaz à effet de serre et leur utilisation est aussi menacée par le protocole de Kyoto.

Suite aux restrictions concernant les fluides de synthèse, les fabricants des fluides étudient la synthétisation de nouvelles substances pouvant remplacer les réfrigérants à fort GWP (*global warming potential* : le pouvoir de réchauffement) sans modification importante de la technologie des équipements. Aujourd'hui, le CO<sub>2</sub> apparaît comme une solution prometteuse pour le remplacement des fluides frigorigènes classiques suite à son GWP faible et son potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone ODP nul.

Ce travail s'intéresse à l'étude d'un condenseur et d'un détendeur d'une machine frigorifique au CO<sub>2</sub>. Un programme de calcul est développé en vue de leurs caractérisations. La géométrie du condenseur, les températures d'entrée des deux

fluides et la pression de condensation ainsi que la section de passage du détendeur sont connues.

Ce travail s'articule autour de quatre chapitres, le premier chapitre porte sur quelques généralités sur les machines frigorifiques, le second chapitre est consacré aux notions sur les échangeurs de chaleurs, le troisième présente le rôle et les différents détendeurs et dispositifs de détente existants dans les machines frigorifique. Quant au quatrième chapitre, il est consacré au calcul du détendeur et du condenseur et à la discussion des résultats obtenus.

# Chapitre I

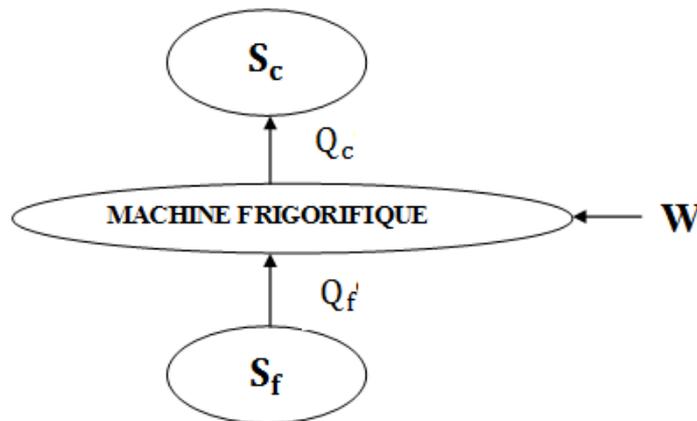
## **Généralités sur les machines frigorifiques**

## 1. Introduction :

Une machine frigorifique est un système thermodynamique qui permet d'extraire de la chaleur au milieu à refroidir.

En effet, on extrait de la source froide à la température  $T_f$  une quantité de chaleur  $Q_f$  que l'on transfère, grâce à une dépense de travail mécanique  $W$ , à une source chaude de température  $T_c$  plus élevée. La quantité totale de chaleur évacuée à la source chaude est alors :

$$Q_c = Q_f + W \quad (I-1).$$



**Figure I.1 :** Schéma de principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à compression de vapeur

## 2. Principaux composants d'une machine frigorifique:

La machine frigorifique est composée essentiellement de quatre éléments dans lesquels se déroulent les phases de vaporisation, de compression, de condensation ou de refroidissement et de détente du fluide frigorigène lesquelles assurent le cycle de fonctionnement.

### 2.1. Evaporateur :

C'est un échangeur thermique qui assure l'échange de chaleur entre le milieu à refroidir (air, eau) et le fluide frigorigène. Ce dernier se vaporise en prélevant de la chaleur au milieu à refroidir.

## 2.2. Compresseur :

C'est un élément qui assure la circulation du fluide frigorigène dans le circuit et l'élévation de sa pression et de sa température.

Il aspire les vapeurs produites par l'évaporateur sous basses pressions et températures pour les refouler sous hautes pressions et températures vers le condenseur ou le refroidisseur des gaz.

## 2.3. Condenseur :

A sa sortie du compresseur, le frigorigène passe à travers un échangeur thermique où il se refroidit. Selon que sa température est transcritique ou subcritique il subit ou non une condensation en cédant de la chaleur au fluide de refroidissement (milieux naturels tels que l'air, l'eau...). On le qualifie alors de condenseur ou seulement de refroidisseur de gaz

## 2.4. Détendeur :

C'est un régulateur de débit de fluide frigorigène. Il a pour rôle d'alimenter l'évaporateur en fluide frigorigène sans excès, ni défaut. Il permet une détente isenthalpique jusqu'à la pression de vaporisation.

Ces différents composants sont représentés sur la figure (I-2).

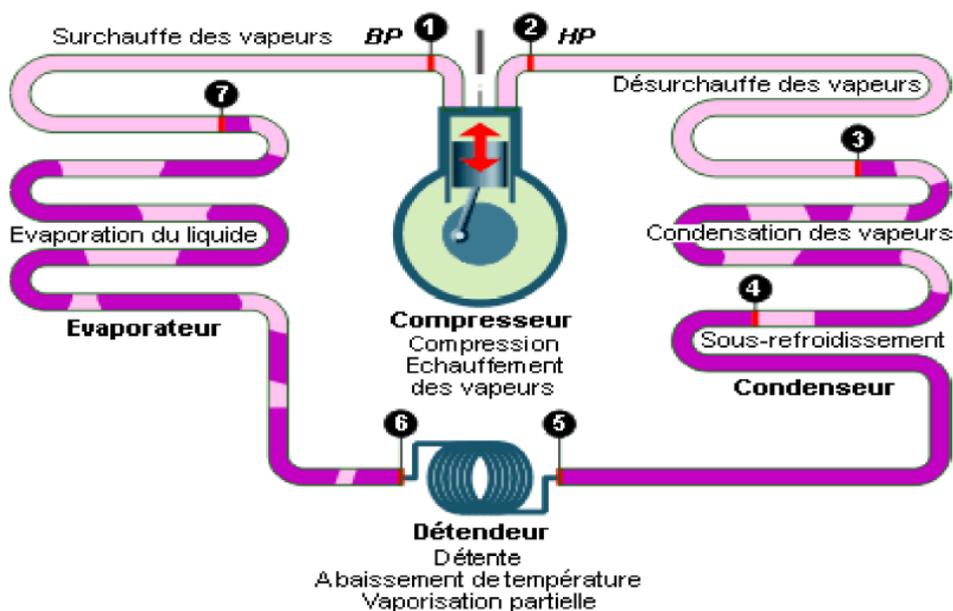
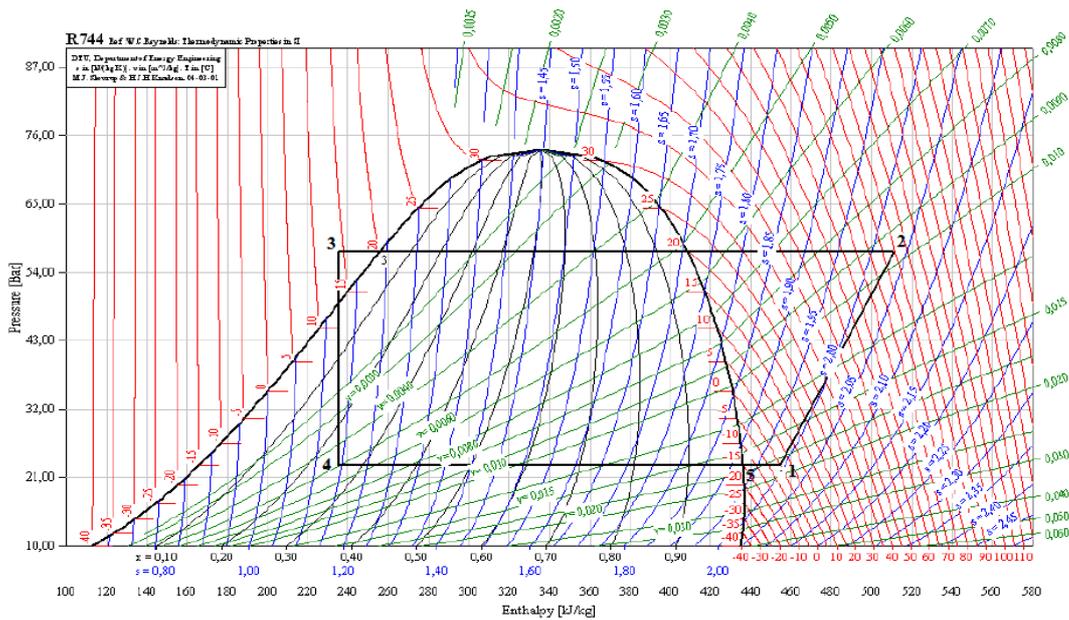


Figure I.2 : Principaux éléments d'une machine frigorifique.

### 3. Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à compression de vapeur :

La figure I.3 illustre le circuit du fluide frigorigène au sein de la machine frigorifique. En sortant de l'évaporateur (état 1), le fluide frigorigène subit une compression poly tropique jusqu'à l'état 2 pour élever sa température et sa pression. Ce dernier subit un changement de phase (condensation), lors de son passage dans le condenseur « évolution 2-3 » en cédant une quantité de chaleur  $Q_c$  au milieu ambiant. A partir de l'état (3) le fluide frigorigène subit une détente isenthalpique jusqu'au point (4) où il se trouve sous forme diphasique (liquide/vapeur) avec un certain titre  $x_e$ . Enfin, le fluide frigorigène se vaporise à l'intérieur de l'évaporateur à pression et température constante en puisant la chaleur  $Q_f$  de la source froide (évolution 4-1).

On peut représenter ces différentes évolutions dans le diagramme suivant:



**Figure I.3 :** Cycle subcritique d'un fluide frigorigène.

L'échange de chaleur entre la source chaude et la source froide à l'étape 2-3 peut se faire sans changement de phase (cas du supercritique où la pression de refoulement excède la pression critique), donc le condenseur est un échangeur à haute pression (seulement un refroidisseur). Et le cycle dans la figure I.3 devient :

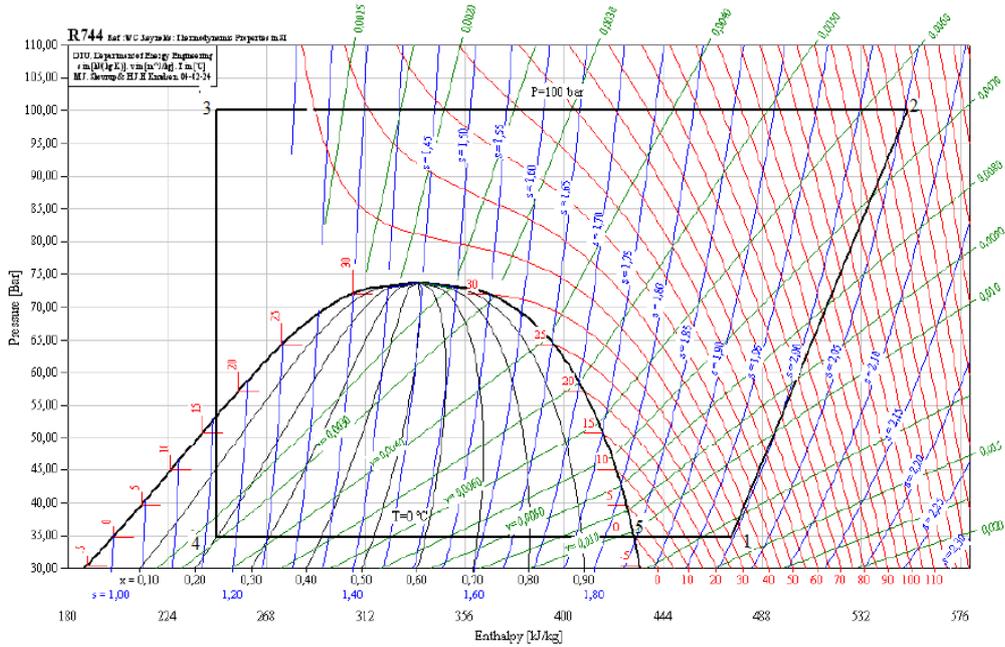


Figure I.4 : cycle supercritique d'un fluide frigorigère.

#### 4. Coefficient de performance :

L'efficacité d'une machine frigorifique est quantifiée par le coefficient de performance. Il est défini par le rapport entre la quantité de chaleur  $Q_f$  puisée de la source froide et le travail dépensé  $W$ .

$$COP = \frac{\text{Energie récupérée à la source froide}}{\text{Energie fournie au système}} \tag{I-2}$$

Soit :

$$COP_{th} = \frac{Q_f}{W} \tag{I-3}$$

D'où :

$$COP_{th} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{I-4}$$

Dans le cas idéal du cycle de Carnot inversé :

- Le premier principe de la thermodynamique permet d'écrire pour un système réversible dont les températures des deux sources sont constantes :

$$Q_f - Q_c + W = 0 \tag{I-5}$$

- Le second principe de la thermodynamique permet d'écrire pour ce même système :

$$\frac{Q_f}{T_f} - \frac{Q_c}{T_c} = 0 \quad (\text{I-6})$$

Avec :

$T_f$  : est la température de la source froide.

$T_c$  : est la température de la source chaude.

A partir des relations (I-5) et (I-6) on aboutit à :

$$COP_{ideal} = \frac{Q_f}{W} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (\text{I-7})$$

Le rendement frigorifique est alors défini par :

$$\eta_{th} = \frac{COP_{th}}{COP_{ideal}} \quad (\text{I-8})$$

## 5. Conclusion:

Au cours des années, les machines frigorifiques ont connu une large évolution. Les usages se sont énormément diversifiés, les composants ont évolué, de nouveaux composants ont été développés d'ailleurs les cycles frigorifiques sont aujourd'hui adaptables à un panel élargi de demandes en froid ou en chaud. Mais toujours le principe de fonctionnement est identique au principe des machines à compression de vapeur. Dans ce chapitre on a défini leur principe de fonctionnement ainsi que leurs principaux composants.

Ce travail s'articule autour de deux éléments à savoir : le condenseur et le détendeur. Le chapitre suivant recense les classifications usuelles des échangeurs ainsi que les méthodes de calculs utilisées.

# Chapitre II

## **Description des échangeurs de chaleur et méthodes de calculs**

## 1. Introduction :

Les échangeurs de chaleurs sont présents dans plusieurs secteurs industriels (chimie, agroalimentaire, transformation de l'énergie...). La grande diversité des applications entraîne un foisonnement des formes et différentes techniques d'échange.

Dans l'industrie du chauffage et du froid ces appareils jouent un rôle essentiel et pour la majorité de leur application les échangeurs de chaleurs doivent garantir la plus grande surface d'échange de chaleur pour un volume externe le plus réduit possible.

## 2. Définition [2] :

Un échangeur de chaleur est un appareil qui véhicule de la chaleur d'un fluide à un autre. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi au travers de laquelle les échanges se font par conduction, la transmission de chaleur fluide-paroi relevant essentiellement de la convection. Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des deux fluides. C'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, tours de refroidissement....

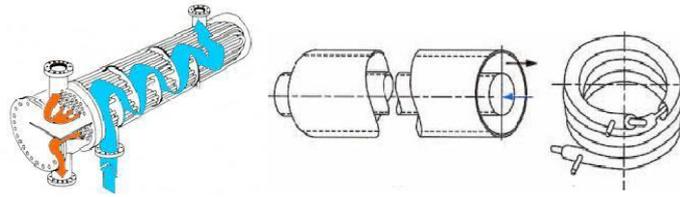
## 3. Classification des échangeurs de chaleur [12] :

Il existe plusieurs critères de classement des échangeurs. Parmi ces critères on peut citer :

### 3.1. Classement selon le critère technologique:

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- **à tubes** : monotube, tube à ailettes, coaxiaux ou multitubulaires figure (II.1).
- **à plaque** : à surface primaire ou à surface secondaire figure (II.2).
- **autres types** : à caloducs figure (II.3), à lit fluidisé figure (II.4), à contact direct tel que les tours de refroidissement figure (II.5).



b- Echangeur tube et calandre.

a- Echangeur tubulaire.

Figure II.1 : Echangeur tubulaire.

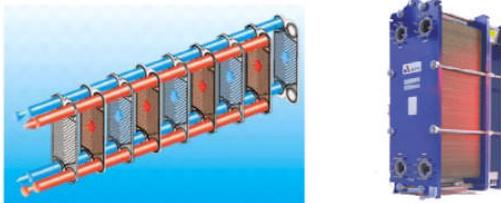


Figure II.2 : Echangeur à plaque.

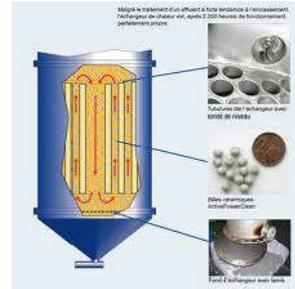


Figure II.4 : Echangeurs à lit fluidisé

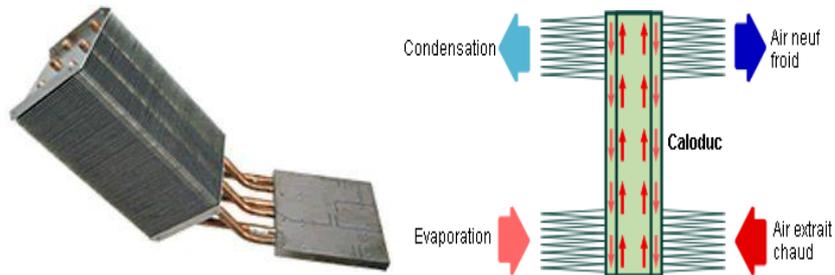


Figure II.3 : Echangeurs à caloducs.

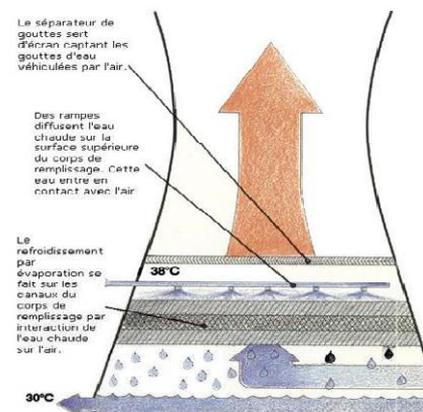


Figure II.5 : Echangeur à contact direct (tour de refroidissement).

### 3.2. Classement suivant le sens relatif des écoulements des deux fluides :

- Les échangeurs à courants parallèles ou anti-méthodiques : l'écoulement parallèle des deux fluides s'effectue dans le même sens.
- Les échangeurs à contre-courant ou échangeurs méthodique : les écoulements parallèles des deux fluides s'effectuent en sens contraires.
- Les échangeurs à courants croisés avec ou sans brassage : les lignes de courant des deux fluides sont perpendiculaire l'un par rapport à l'autre. Cependant, la configuration à courants croisés peut être à Co-courants ou à contre-courant.

### 4. Distribution des températures dans un échangeur à courant parallèle:

Les échangeurs à courant parallèle sont d'une géométrie très simple. Ils sont constitués de deux tubes coaxiaux, l'un des deux fluides circule dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire. Les températures des fluides évoluent dans le sens longitudinal en absence de changement de phase. Ces échangeurs nous fournissent des renseignements physiques intéressants et constituent en quelque sorte des modèles de référence pour les autres échangeurs.

La figure (II.6) ci-dessous montre l'allure de la distribution des températures dans le cas des échangeurs à courant parallèle sans changement de phase.

Dans l'échangeur à Co-courant, la température de sortie du fluide froid  $T_{fs}$  est toujours inférieure à celle du fluide chaud  $T_{cs}$ , par contre dans l'échangeur à contre-courant la température de sortie du fluide froid  $T_{fs}$  peut être supérieur à celle de sortie du fluide chaud  $T_{cs}$  figure (II.6). Alors c'est l'échangeur à contre-courant est le plus efficace que l'échangeur à courant parallèle.

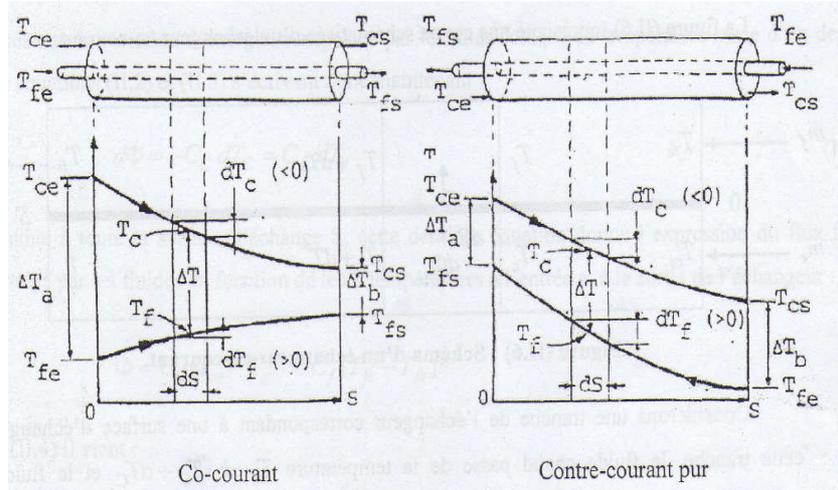


Figure II.6 : Distribution des températures dans un échangeur parallèle.

**4.1. Puissance thermique d'un échangeur à courant parallèle [13] :**

Afin de déterminer la puissance thermique d'un échangeur à courant parallèle deux méthodes de calculs sont utilisées : Différence de Températures Logarithmiques Moyennes (*DTLM*) et Nombre d'Unités de Transfert (*NUT*).

Elles reposent sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Régime permanent.
- Il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur.
- Le champ de température est unidirectionnel.
- Absence de pertes de charge.

**4.1.1. Méthode DTLM :**

• **Echangeur à Co-courant :**

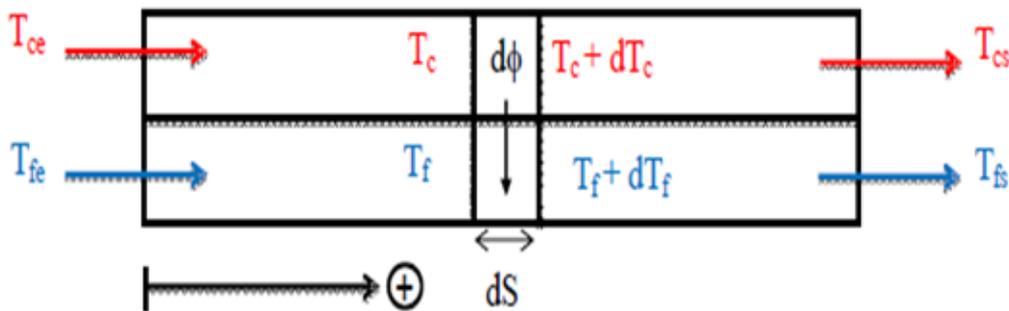


Figure II.7 : Schéma d'un échangeur Co-courant.

Considérons un élément de surface  $dS$  de cet échangeur figure (II-7). Dans cet élément de surface le fluide chaud passe de  $T_c$  à  $T_c + dT_c$  et le fluide froid de  $T_f$  à  $T_f + dT_f$ . Le flux de chaleur transféré à travers  $dS$  est noté  $d\phi$ . Il représente également la variation d'enthalpie de chaque écoulement.

$$d\phi = K \times (T_c - T_f) \times ds \quad (\text{II-1})$$

Avec  $K$  est le coefficient d'échange global entre les deux fluides. Il comprend principalement trois termes : les deux coefficients d'échange convectifs fluide-paroi et le coefficient d'échange par conduction à travers la paroi solide.

Le régime d'écoulement est supposé permanent alors le flux de chaleur cédé par le fluide chaud est égal à celui reçu par le fluide froid à travers  $ds$  soit :

- Pour le fluide chaud  $dT_c < 0$  :

$$d\phi = -\dot{m}_c \times Cp_c \times dT_c \quad (\text{II-2})$$

- Pour le fluide froid  $dT_f > 0$  :

$$d\phi = \dot{m}_f \times Cp_f \times dT_f \quad (\text{II-3})$$

Avec :

$\dot{m}_c$  et  $\dot{m}_f$  sont les débits massiques des deux fluides exprimés en [kg/s].

$Cp_c$  et  $Cp_f$  sont les chaleurs massiques des deux fluides exprimées en [J/kg °C].

En introduisant le terme de capacité thermique définie par  $C = \dot{m} \times Cp$ , et qui représente la variation d'énergie transportée par le fluide lorsque sa température varie d'un degré, les équations (II-2) et (II-3) deviennent :

$$d\phi = -C_c \times dT_c = C_f \times dT_f \quad (\text{II-4})$$

Donc le flux total échangé par les deux fluides pour toute la surface  $S$  en fonction des températures de sortie et d'entrée des deux fluides est :

$$\phi = C_c \times (T_{ce} - T_{cs}) = C_f \times (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II-5})$$

De (II-4) il vient

$$dT_c = -\frac{d\phi}{C_c} \quad \text{et} \quad dT_f = \frac{d\phi}{C_f} \quad (\text{II-6})$$

D'où

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\phi \times \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) \quad (\text{II-7})$$

En remplaçant  $d\phi$  par son expression tirée (II-1) on aura :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -K \times dS \times \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) \quad (\text{II-8})$$

L'intégration de l'expression (II-8) le long de la surface d'échange donne :

$$\int_{\text{entrée}}^{\text{sortie}} \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -K \times \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) \times \int_0^S dS$$

$$\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}} = -K \times S \times \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) \quad (\text{II-9})$$

Avec :

$T_{cs}$  et  $T_{fs}$  : Sont respectivement les températures de sortie du fluide chaud et froid.

$T_{ce}$  et  $T_{fe}$  : Sont respectivement les températures d'entrée du fluide chaud et froid.

En remplaçant  $C_c$  et  $C_f$  par les expressions tirées de (II-6) dans l'équation (II-9) on aura :

$$\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}} = -K \times S \times \left(\frac{T_{ce} - T_{cs}}{\phi} + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\phi}\right)$$

$$\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{K \times S}{\phi} \times \left((T_{cs} - T_{fs}) + (T_{ce} - T_{fe})\right)$$

$$\phi = K \times S \times \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}}} \quad (\text{II-10})$$

• Echangeur à contre-courant :

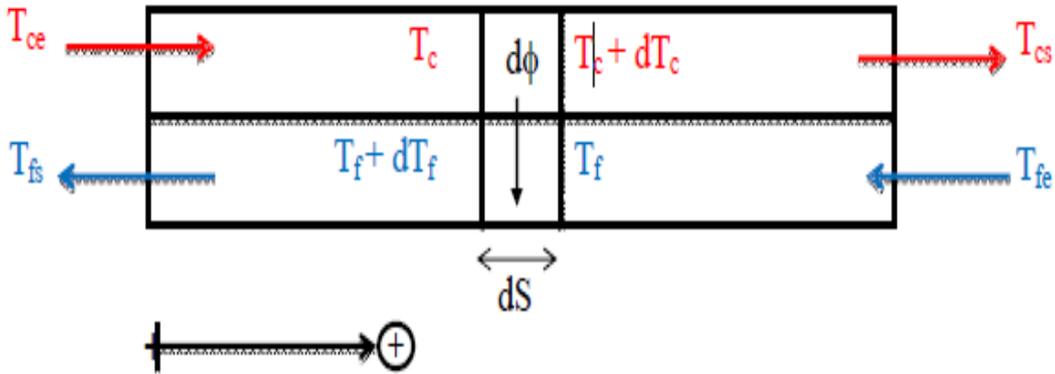


Figure II.8 : Schéma d'un échangeur à contre courant.

Le calcul est analogue au précédent sauf dans ce cas le sens de parcours des deux fluides est opposé. Et le sens positif choisi est celui de fluide chaud figure (II-8) alors :

- Pour le fluide chaud  $dT_c < 0$  :

$$d\phi = -\dot{m}_c \times Cp_c \times dT_c \tag{II-11}$$

- Pour le fluide froid  $dT_f > 0$  :

$$d\phi = -\dot{m}_f \times Cp_f \times dT_f \tag{II-12}$$

En introduisant le terme de capacité thermique, les équations (II-11) et (II-12) deviennent :

$$d\phi = -C_c \times dT_c = -C_f \times dT_f \tag{II-13}$$

Donc le flux total échangé par les deux fluides pour toute la surface S en fonction des températures de sortie et d'entrée des deux fluides est :

$$\phi = C_c \times (T_{ce} - T_{cs}) = C_f \times (T_{fs} - T_{fe}) \tag{II-14}$$

De (II-13) il vient

$$dT_c = -\frac{d\phi}{C_c} \text{ et } dT_f = \frac{d\phi}{C_f} \tag{II-15}$$

D'où

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\phi \times \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right) \quad (\text{II-16})$$

En remplaçant  $d\phi$  par son expression tirée (II-1) on aura :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = K \times dS \times \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right) \quad (\text{II-17})$$

L'intégration de l'expression (II-17) le long de la surface d'échange donne :

$$\int_{\text{entrée}}^{\text{sortie}} \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -K \times \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right) \times \int_0^S dS$$

$$\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = -K \times S \times \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right) \quad (\text{II-18})$$

En remplaçant  $C_c$  et  $C_f$  par les expressions tirées de (II-15) dans l'équation (II-18) on aura :

$$\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = -K \times S \times \left(\frac{T_{ce} - T_{cs}}{\phi} - \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\phi}\right)$$

$$\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = -\frac{K \times S}{\phi} \times \left((T_{ce} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{fe})\right)$$

$$\phi = K \times S \times \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{T_{cs} - T_{fe}}} \quad (\text{II-19})$$

Les expressions (II-19) et (II-10) s'écrivent plus commodément :

$$\phi = K \times S \times \Delta T_{LM} \quad (\text{II-20})$$

Avec :

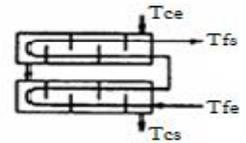
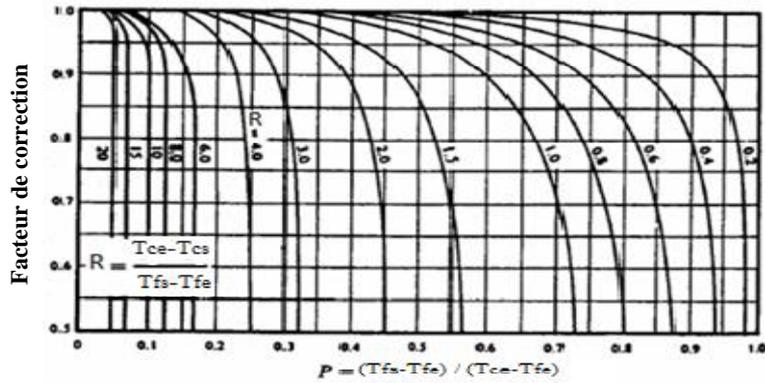
$\Delta T_{LM}$  Représente la Différence de Température Logarithmique Moyenne (DTLM) entre les deux fluides et elle est exprimée par :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{T_{cs} - T_{fe}}}$$

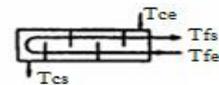
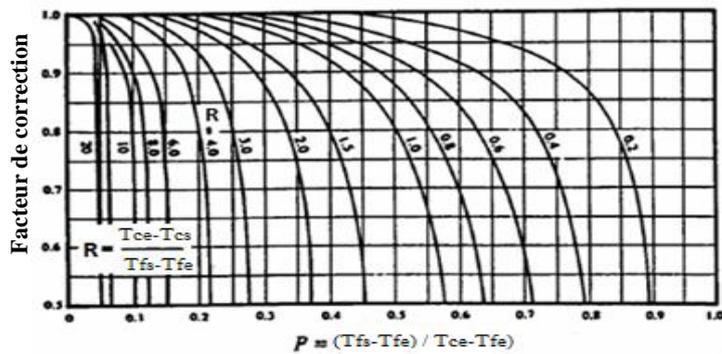
Cette méthode de calcul ne se limite pas uniquement aux configurations du type «courant parallèle», elle est utilisée pour tous type d'écoulement, pour cela,

$\Delta T_{LM}$  se calcul comme s'il s'agissait d'un échangeur à contre-courant. L'expression du flux de chaleur est alors corrigée par l'intermédiaire d'un facteur correctif F issue des abaques. On écrit alors :

$$\phi = K \times S \times F \times \Delta T_{LM} \tag{II-21}$$

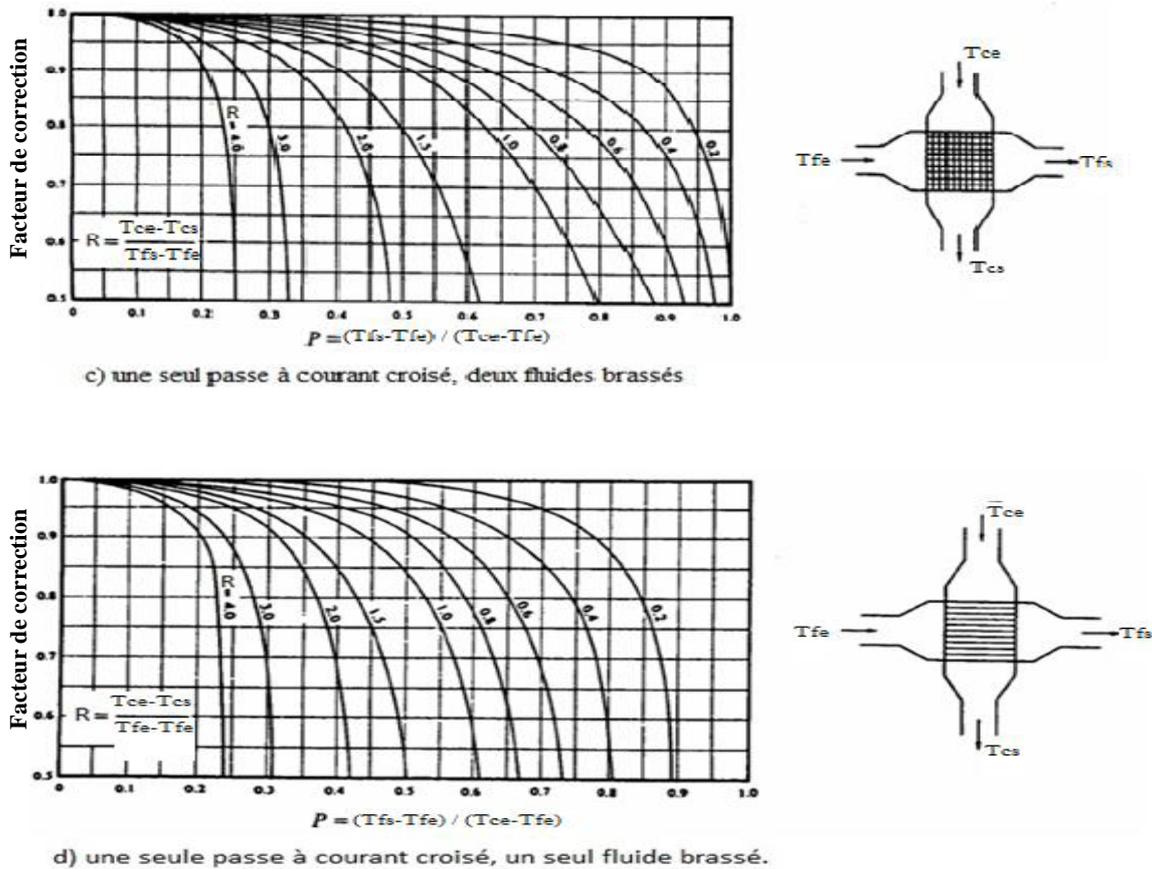


b) deux passes coté calandre et multiple de quatre passes coté tube



a) une passe coté calandre et multiple de deux passes coté tube

**Figure II.9 [a et b] :** Facteur de correction F pour un échangeur à tube et calandre, avec une passe coté calandre et deux ou multi passe, coté tubes.



**Figure II.10 [c et d] :** Facteur de correction F pour deux types d'échangeurs à courant croisés avec une seule passe de chaque fluide.

**4.1.2. Méthode de nombre d'unité de transfert NUT [14] :**

Cette méthode est liée à la définition du flux thermique maximal d'une part et de l'efficacité d'autre part.

Le flux thermique maximum transférable par un échangeur est atteint dans un échangeur contre-courant infiniment long. Dans une telle configuration, l'un des fluides subit le changement de température le plus élevé. Si on est dans le cas où  $C_c < C_f$  cet écart de température est atteint par le fluide chaud qui voit sa température évoluer de  $T_{ce}$  vers  $T_{fe}$ . Le flux maximal est alors donné par :

$$\Phi_{max} = \dot{m}_c C p_c (T_{ce} - T_{fe}) = C_c (T_{ce} - T_{fe}) \tag{II-22}$$

Si, au contraire on se trouve dans le cas où  $C_f < C_c$  c'est dans ce cas le fluide froid qui subit le plus grand écart de température de  $T_{fe}$  vers  $T_{ce}$  conduisant au flux de chaleur maximal

$$\Phi_{max} = \dot{m}_f C p_f (T_{ce} - T_{fe}) = C_f (T_{ce} - T_{fe}) \quad (II-23)$$

Ainsi, de façon générique, le flux maximal s'exprime dans tous les cas par :

$$\Phi_{max} = \dot{m}_{min} C p_{min} (T_{ce} - T_{fe}) = C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (II-24)$$

La notion d'efficacité découle de cette dernière valeur puisqu'elle caractérise le rapport entre le flux effectivement transmis, au flux maximum transférable et s'écrit :

$$E = \frac{\Phi_{reel}}{\Phi_{max}} = \frac{\dot{m}_c C p_c (T_{ce} - T_{cs})}{\dot{m}_{min} C p_{min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\dot{m}_f C p_f (T_{fe} - T_{fs})}{\dot{m}_{min} C p_{min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (II-25)$$

Selon le cas ( $C_f < C_e$  ou  $C_f > C_e$ ), cette efficacité prendra différentes formes :

	$\dot{m}_{min} C p_{min} = C_{min} = \dot{m}_c C p_c = C_c$	$\dot{m}_{min} C p_{min} = C_{min} = \dot{m}_f C p_f = C_f$
$E$	$E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$	$E = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})}$

Cette notion d'efficacité est particulièrement intéressante puisqu'elle permet d'accéder directement à la puissance échangée selon (II-18) tout en ne faisant intervenir que les températures d'entrée des fluides.

$$\Phi_{max} = E \dot{m}_{min} C p_{min} (T_{ce} - T_{fe}) = E C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (II-26)$$

Le groupement adimensionnel  $\frac{KS}{C_{min}}$  est appelé nombre d'unité de transfert « *NUT* ». Il est représentatif du pouvoir d'échange de l'appareil. Ce nombre joue un rôle essentiel dans la modélisation des échangeurs car l'efficacité thermique d'un échangeur  $E$  peut être exprimée par une fonction de type :

$$E = f\left(NUT, \frac{C_{min}}{C_{max}}, configuration\ d'\text{écoulement}\right)$$

Grâce à cette fonction, des abaques fournissant l'efficacité à partir de  $NUT$  et du rapport  $\frac{C_{min}}{C_{max}}$  ont été dressées pour la plupart des configurations d'écoulements.

Le calcul de la puissance thermique d'un échangeur par la méthode de  $NUT$  revient à évaluer :

- Coefficient d'échange global  $K$ .
- $C_c, C_f$  et  $\frac{C_{min}}{C_{max}}$
- $E$  à partir d'abaques du type  $E = f(NUT, \frac{C_{min}}{C_{max}})$ .
- Le flux de chaleur à partir de :

$$\Phi = E \dot{m}_{min} C_{p_{min}} (T_{ce} - T_{fe}) = E C_{min} (T_{ce} - T_{fe}).$$

### 5. Les échangeurs de chaleurs à tubes et calandre [15]:

Il est constitué d'un faisceau de tube disposé dans une enveloppe mince généralement cylindrique appelée calandre les tubes peut être disposés en ligne où en quinconce.

Dans les faisceaux en ligne, les tubes sont disposés suivant un pas rectangulaire qui peut être en particulier un pas carré. Par ailleurs dans le faisceau en quinconce, si les tubes sont placés aux sommets de triangles isocèles: on dit alors que le pas est triangulaire (avec un cas particulier le pas triangulaire est équilatéral).

Pour la configuration en ligne le diamètre hydraulique est évalué par la relation :

$$D_h = \left( \frac{4(S_T S_L - \frac{\pi}{4} D_1^2)}{\pi D_1} \right) \tag{II-27}$$

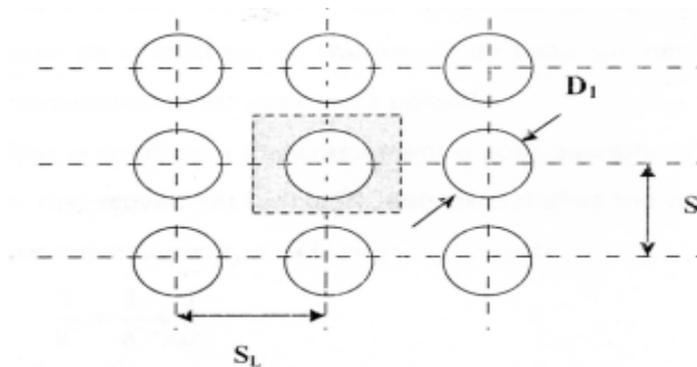
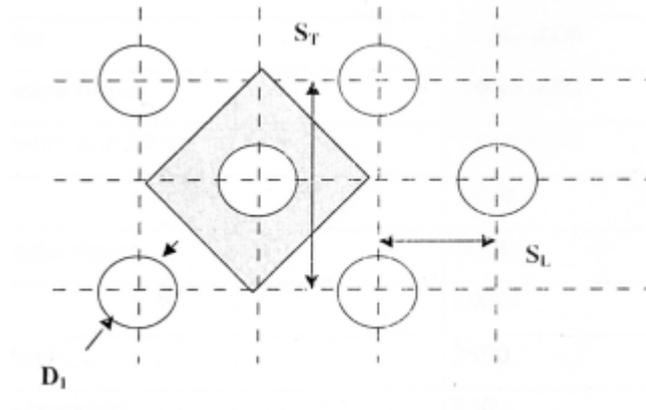


Figure III.11 : Section de veine fluide associée à un tube faisceau en ligne.

Pour la configuration en quinconce il est exprimé par :

$$D_h = \left( \frac{4 \left( \frac{1}{2} S_T \cdot 2 \cdot S_L - \frac{\pi}{4} D_1^2 \right)}{\pi D_1} \right) \quad (\text{II-28})$$



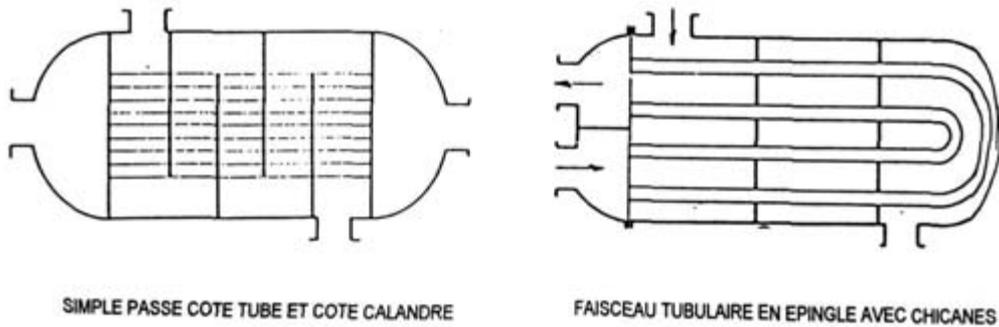
**Figure III.11** : Section de veine fluide associée à un tube faisceau en ligne.

Après la simplification de ces deux expressions (II-27) et (II-28) on aboutit à la même expression de  $D_h$  dans les deux cas :

$$D_h = \left( 4 \frac{(S_T S_L)}{\pi D_1} - D_1 \right) \quad (\text{II-28})$$

Dans beaucoup des échangeurs tubulaires le mouvement du fluide autour du faisceau du faisceau est modifié grâce à la présence de plaque perpendiculaire aux tubes qui obture partiellement la section de la calandre. Ces chicanes ont pour rôle :

- Faire circuler le fluide presque perpendiculairement au faisceau des tubes.
- Allonger le temps de séjour du fluide dans la calandre.
- Augmenter la turbulence



.figure III.12 : Echangeurs tubes et calandre avec chicanes.

## 6. Conclusion :

Les applications des méthodes de calculs NUT et DTLM sont subordonnées à la bonne connaissance du type de l'échangeur c'est pourquoi on a présenté dans ce chapitre quelques critères de classement de ces appareils.

Le deuxième élément qui intéresse cette étude concerne le détendeur. Différents types sont illustrés dans le chapitre III. Par ailleurs, deux modèles de calcul sont proposés pour un fonctionnement subcritique ou transcritique de la machine frigorifique.

# Chapitre III

**Détendeurs et dispositifs d'alimentation des évaporateurs en fluide frigorigène.**

## 1. Introduction :

Toute installation frigorifique doit obligatoirement comporter un organe de détente du fluide frigorigène lui permettant de passer de la pression de condensation à la pression d'évaporation.

Ce dispositif assure la détente par laminage du fluide frigorigène liquide (opération adiabatique totalement irréversible) à travers un orifice calibré. Il permet de régler le débit de fluide frigorigène admis dans l'évaporateur (ou dans une bouteille séparatrice basse pression) de façon à maintenir des conditions de fonctionnement prédéterminer (pression d'évaporation ou surchauffe en sortie d'évaporateur ou niveau du liquide dans la bouteille) [4].

## 2. Les dispositifs alimentant les évaporateurs en fluide frigorigène et leur mode de fonctionnement:

### 2.1. détendeurs à section constante [1] :

- *Tube capillaire (ou restricteur)* : C'est l'organe le plus simple et le plus répandu. Son diamètre intérieur est faible et sa longueur doit être assez grande pour assurer la chute de pression désirée entre le condenseur et l'évaporateur. Il est utilisé dans les installations frigorifiques de faibles puissances et des températures d'évaporations peu variables.

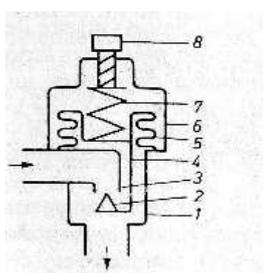
- *Diaphragme* : il est composé d'un ou de plusieurs orifices calibrés dans une plaque ou une tôle enfermés dans un carter ou disposés entre des brides constituant un diaphragme. Le diamètre de l'orifice est déterminé expérimentalement.

### 2.2. Détendeur automatique presso statique :

Le rôle du détendeur automatique presso statique est d'assurer l'alimentation automatique d'un évaporateur pour une pression d'évaporation constante et ce indépendamment de fluctuation de charge brutales et importantes. Le détendeur s'ouvre lorsque la pression diminue et se ferme lorsque la pression augmente.

Il est illustré par la (figure III-1). A l'arrêt de la machine frigorifique la pression du fluide frigorigène qui s'exerce sur le souffler a pour effet d'appliquer le

pointeau sur la buse d'où la fermeture du détendeur. Lorsque le compresseur est mis en route, il aspire les vapeurs contenues dans l'évaporateur. Ce dernier se vide et la pression d'évaporation diminue. Lorsque les forces d'ouverture (les forces du ressort) deviennent prépondérantes, le détendeur s'ouvre en permettant l'injection du fluide frigorigène dans l'évaporateur. La molette de réglage permet de régler la force de réaction du ressort en permettant d'agir sur la pression d'ouverture qui contrôle la température d'évaporateur [4, 3].



- 1) Corps de détendeur
- 2) Pointeau
- 3) Buse
- 4) Tige de liaison
- 5) Soufflet
- 6) Corps de détendeur
- 7) Ressort
- 8) Molette de réglage

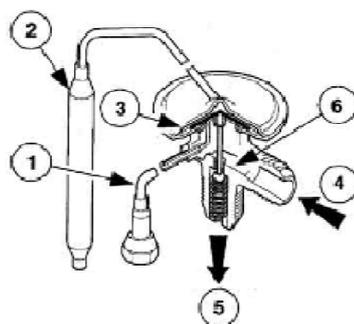
**Figure III.1** : Schéma de principe de fonctionnement d'un détendeur automatique Pressostatique.

### **2.3. détendeurs régulant la surchauffe des vapeurs issues de l'évaporateur (détendeur thermostatique) :**

C'est le détendeur le plus ancien et le plus utilisé. Il règle le débit de fluide frigorigène admis dans l'évaporateur de façon à maintenir constante la surchauffe de vapeur en sortie de l'évaporateur, il permet ainsi un remplissage optimal de l'évaporateur et évite les coups de liquide, quelle que soit la charge thermique.

On distingue deux types de détendeur thermostatique :

- Détendeur thermostatique à égalisation de pression interne.
- Détendeur thermostatique à égalisation de pression externe.



**Figure III.2 :** Détendeur thermostatique à égalisation externe de pression.

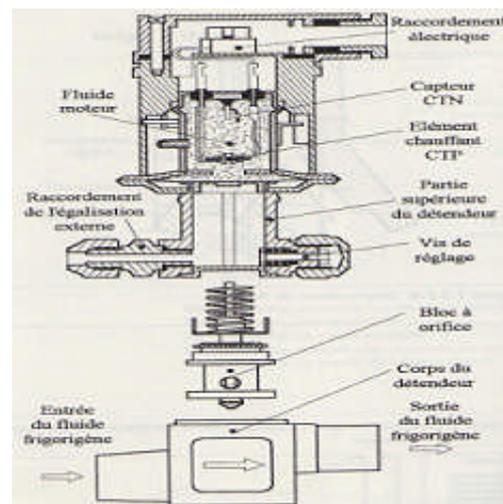
Le détendeur thermostatique est un détendeur à orifice réglable équipé d'un bulbe (2) dans lequel se trouve un liquide volatil. L'alimentation en liquide du détendeur se fait au point (4). Le fluide détendu sort par l'orifice au point (5). Le bulbe est placé au contact de la conduite de sortie de l'évaporateur pour que la température et la pression du liquide volatil (liquide/vapeur) évoluent fonction des variations de température du réfrigérant en sortie d'évaporateur. La pression au niveau du bulbe est transmise au détendeur par un tube fin. Le liquide volatil fait pression sur un pointeau (6) fixant le degré d'ouverture du détendeur. Un ressort de réglage tend à repousser le pointeau sur son siège. La surchauffe est réglée par la tension de ce ressort à la mise en route de l'installation. Le détendeur à égalisation interne de pression dispose d'une membrane (3) séparant directement le fluide frigorigène du fluide volatil de réglage. Cependant des pertes de charge variable dans l'évaporateur peuvent fausser le réglage du détendeur et la surchauffe peut devenir trop faible. Pour compenser les pertes de charges dans l'évaporateur, le détendeur à égalisation externe de pression dispose d'une prise de pression effectuée en sortie d'évaporateur(1). La membrane (3) sépare alors le fluide volatil de réglage et une chambre contenant le fluide venant de la sortie évaporateur. Les variations de perte de charge sont donc compensées par ce système [5].

#### **2.4. détendeurs électronique :**

Il régule la différence de températures entre la température des vapeurs à la sortie et la température du mélange diphasique à l'entrée de l'évaporateur, en réglant le débit de fluide frigorigène en fonction de la charge thermique à l'évaporateur.



a. Photo d'un détendeur électronique.



b. Coupe de la vanne et de moteur du détendeur électronique DANFOSS.

**Figure III.3 :** Détendeur électronique.

Le corps du détendeur est surmonté d'un servomoteur thermique. En fonction d'un courant électrique délivré par un régulateur à action proportionnelle-intégrale (PI) ou à action proportionnelle-intégrale dérivée (P.I.D) le clapet occupe toutes les positions entre la fermeture et l'ouverture.

Le régulateur reçoit les signaux en provenance des sondes placées à la sortie et à l'entrée de l'évaporateur. En fonction de l'écart des températures mesurées et de la valeur de consigne pré réglée, le servomoteur ouvre ou ferme la vanne d'injection du fluide frigorigène. Grâce à l'action P.I et P.I.D du régulateur, la vanne se positionne rapidement et sans pompage pour la régulation de la différence de températures [1].

### 2.5. détendeur multi-orifice :

C'est un organe simple. Il ressemble beaucoup à un détendeur thermostatique standard, aussi bien dans son aspect extérieur, dans l'approche fonctionnelle et la façon de le manipuler (réglage, réaction....). Il prend la place d'un détendeur existant sans aucune modification et en quelque minute. C'est l'appareil idéal pour toutes les petites installations où l'investissement en électronique représente un budget trop lourd [4].

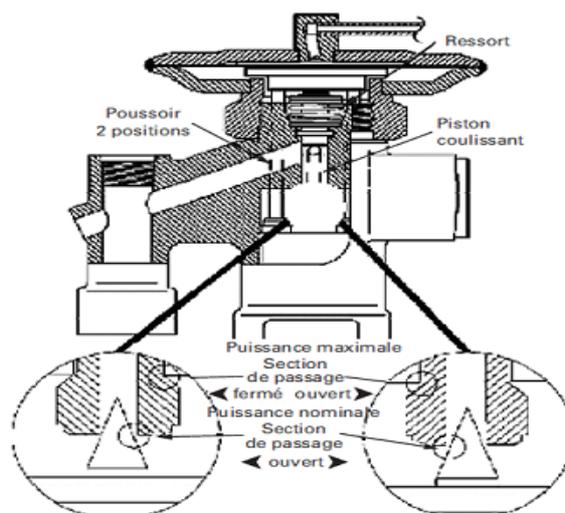


Figure III.4 : Détendeur multi-orifices.

## 2.6. détendeur manuel :

Ce détendeur est très ancien, il s'agit d'un robinet à pointeau conique permettant une ouverture ou une fermeture très progressive. Le réglage de ces détendeurs doit être effectué très lentement et être modifié pour chaque changement de régime de fonctionnement de la machine frigorifique. Généralement ce type de détendeur est utilisé comme complément d'un système automatique dont la manœuvre manuelle va assurer le fonctionnement du régulateur en cas de déficience de la régulation automatique.

## 2.7. Dispositif à réglage par niveau :

C'est les détendeurs à flotteur, sont réalisés sous deux formes ayant des fonctions différentes suivant leur position dans le circuit : Régulateur de niveau haute pression et régulateur de niveau basse pression.

**-Régulateur thermostatique de niveau :** Ce type du régulateur se compose d'un détendeur thermostatique muni d'un bulbe dans lequel est montée une petite résistance électrique qui sert à envoyer un signal de surchauffe indépendant de la température des vapeurs sortant de l'évaporateur. Le bulbe comporte un manchon qui doit être soudé sur l'évaporateur ou la bouteille à la hauteur désirée du niveau de liquide. Un apport de chaleur est transmis au bulbe quand le détendeur est opérationnel. La chaleur apportée ne peut pas être évacuée et la pression au-dessus de

la membrane du régulateur augmente si le niveau de liquide se stabilise au-dessous du bulbe. Donc le régulateur s'ouvre et lorsque le niveau de liquide atteint le bulbe, celui-ci cède sa chaleur au fluide frigorigène liquide d'où la fermeture de régulateur [6].

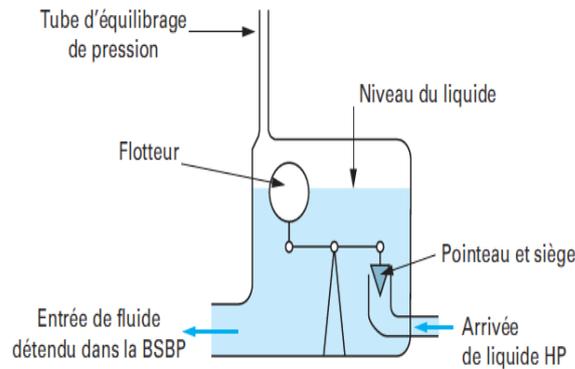
**-Régulateur à flotteur haute pression** : Le système le plus simple est le système à commande directe placé en sortie d'un condenseur ou d'un séparateur de liquide moyenne pression, qui s'ouvre lorsque le niveau de liquide évacué soit détendu dans la partie basse pression du système. Tout le liquide condensé est évacué vers la basse pression, évaporateur ou séparateur de liquide, lequel doit être dimensionné pour recevoir la charge complète de l'installation en marche et à l'arrêt (charge contrôler). D'autres appareils peuvent à servocommande pilotée par capteur de niveau électrique, électronique, pneumatique ou hydraulique [6].

**-Régulateur à flotteur basse pression** : Cet appareil est semblable au précédent par sa simplicité, mais fonctionne d'une manière inverse. Il est placé directement au voisinage de l'évaporateur ou du séparateur de liquide basse pression. Il s'ouvre lorsque le niveau de liquide s'abaisse dans le corps du flotteur, libère du liquide et maintient ainsi un niveau constant dans l'évaporateur, quelle que soit sa charge thermique. Il s'ensuit que, si celle-ci est faible, l'évaporateur se remplit de liquide presque pur, et qu'inversement, si la charge thermique est élevée, la quantité de liquide dans l'évaporateur est faible et que l'excédent de liquide du système doit être logé dans un réservoir annexe (réservoir de liquide haute pression ou moyenne pression). D'autres appareils peuvent être à servocommande pilotée par un capteur de niveau électrique, pneumatique ou hydraulique [6].

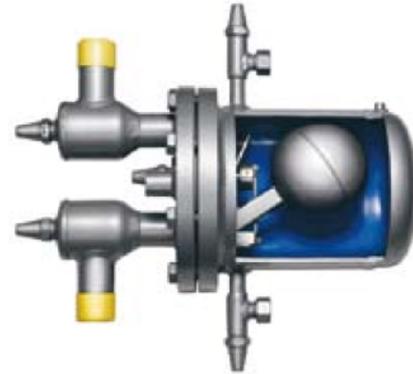
**-Régulateur de niveau électronique ou capacitif** : son rôle est de maintenir sensiblement constant le niveau de fluide frigorigène dans le réservoir sur lequel ils sont installés. Ils ont le même rôle que :

- Les détendeurs à flotteur basse pression lorsqu'ils doivent maintenir constant le niveau de liquide dans l'évaporateur (régulateur mécanique).
- Le rôle des régulateur à flotteur haute pression lorsqu'ils doivent maintenir constant le niveau de liquide dans la bouteille accumulatrice de liquide (régulateur mécanique).

Ce régulateur est un dispositif de contrôle électronique, il comporte une sonde de niveau à flotteur. Il est disposé sur le réservoir dont le niveau doit être maintenu [1].



**Figure III.5 :** Régulateur à flotteur à basse pression.



**Figure III.6 :** Régulateur à flotteur haute pression.

### 3. Corrélations pour le calcul du débit de fluide frigorigène à travers un détendeur [7]:

Skaugen et Svensson [Skaugen et Svensson, 1998] ont modélisé le fonctionnement d'une vanne de détente statique. Et ils ont proposé l'équation ci-dessous pour obtenir le débit massique :

$$\dot{m}_{det} = S \times \sqrt{\left( P_e - \left( A - B \times \sqrt{\frac{P_s}{P_{cr}}} \right) P_s \right) \rho_e} \quad (III-1)$$

$S$  est la section d'ouverture de la vanne de détente,  $P_e$  la pression d'entrée,  $P_s$  la pression de sortie,  $A=0.96$  ;  $B=0.28$ . Cette corrélation n'est valable que dans le cas où la pression de sortie excède la pression critique  $P_{cr}$  . Mais cette corrélation n'est valable que dans le cas supercritique.

Dans le cas de subcritique Chen et al [Chen et al, 2004] ont proposé une équation plus simple pour le calcul du débit à travers le détendeur :

$$\dot{m}_{det} = S \times \sqrt{2 \times \rho_e (P_e - P_s)} \quad (III-2)$$

#### **4. Conclusion :**

Les détendeurs ont pour rôle d'assurer une chute de pression adéquate, concomitante à un débit de fluide frigorigène. L'étude de l'interaction entre le condenseur et le détendeur fait l'objet du chapitre suivant.

# Chapitre IV

## **Position du problème et méthode de calcul du détendeur et du condenseur**

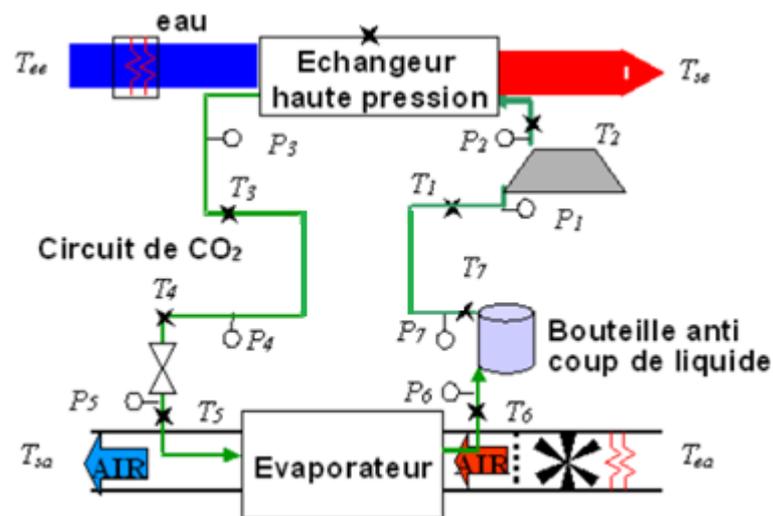
## 1. Introduction :

Ce chapitre est consacré à la simulation des échanges énergétiques occasionnés par un fluide frigorigène à travers un condenseur et un détendeur d'une machine frigorifique. Un programme de calcul sera développé en vue de montrer l'interaction entre ces deux éléments.

## 2. Description de la machine frigorifique :

C'est une machine frigorifique air/eau fonctionnant au CO<sub>2</sub>. Elle est composée de trois circuits indépendants les uns des autres. Le premier véhicule du CO<sub>2</sub>, alors que le second qui est un circuit annexe assure, grâce à l'air soufflé sur l'évaporateur, l'ébullition du fluide frigorigène. Le troisième circuit assure, par la circulation d'eau, la condensation et/ou le refroidissement du frigorigène issu du compresseur [7].

Le circuit de CO<sub>2</sub> est composé d'un compresseur semi-hermétique à piston, d'un condenseur, d'une vanne de détente manuelle, d'un évaporateur à tubes mousse d'aluminium et d'une bouteille anti-coup de liquide.



**Figure IV.1 :** Schéma d'une installation frigorifique fonctionnant au CO<sub>2</sub>.

### 3. Calcul du condenseur et du détendeur de la machine frigorifique :

Le condenseur de l'installation est un échangeur de chaleur à tubes et calandre et le détendeur est une vanne de détente manuelle.

L'installation a été exploitée en mode transcritique, les gaz issus du compresseur sont donc seulement refroidis [7]. Il s'agit maintenant d'exploiter cette installation en mode subcritique pour permettre la condensation de vapeur de CO<sub>2</sub>.

#### 3.1. Le condenseur :

##### 3.1.1. Description du condenseur [7,8] :

Le condenseur est composé de deux « échangeurs à tubes et calandre » montés en série. Chaque échangeur a 1.2 m de longueur et constitué de 19 tubes de 4/6mm de diamètre, disposés en parallèle, formant un faisceau de tubes lesquels sont enveloppés par une calandre. Le pas entre ces tubes est de 10 mm. Le CO<sub>2</sub> circule dans le faisceau de tubes traversant en un seul passage la calandre dans laquelle circule l'eau à contre-courant. Ce condenseur est conçu en acier inoxydable de type INOX 316 L avec une conductivité thermique de  $14.6 [W.m^{-1}.K^{-1}]$ .

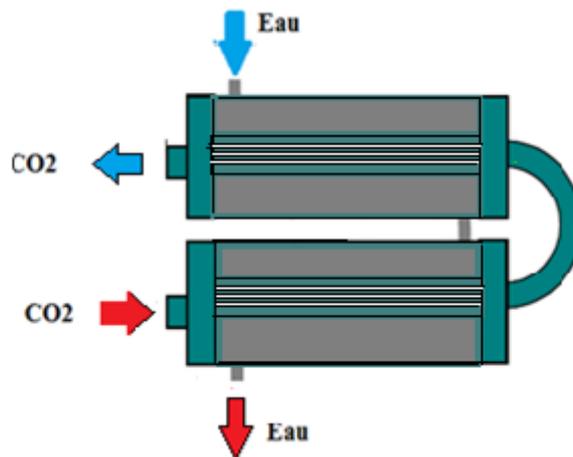


Figure IV.2 : Condenseur.

### 3.1.2. Variables d'entrée et de sortie du modèle du condenseur :

#### Variable d'entrée :

- La température d'entrée du CO<sub>2</sub> dans le condenseur  $T_{fe}$ .
- La température de sortie d'eau de condenseur  $T_{ee}$ .
- La pression de refoulement du compresseur  $P_2$ .
- Le débit massique du CO<sub>2</sub>  $\dot{m}_{co2}$ .
- Le débit massique d'eau  $\dot{m}_e$ .

#### Variable de sortie :

- La température de sortie de CO<sub>2</sub> du condenseur  $T_{fs}$ .
- La température d'entrée d'eau dans le condenseur  $T_{es}$ .
- La puissance thermique échangée  $\dot{\phi}_{th}$ .

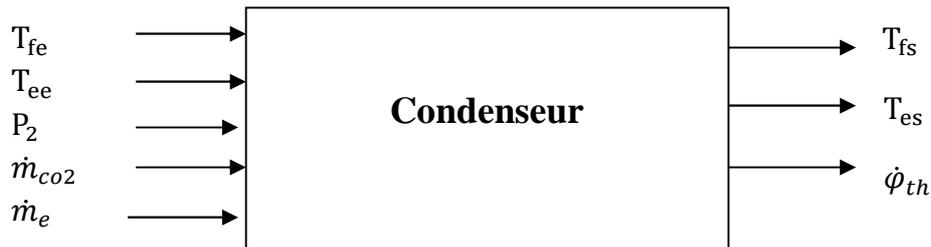
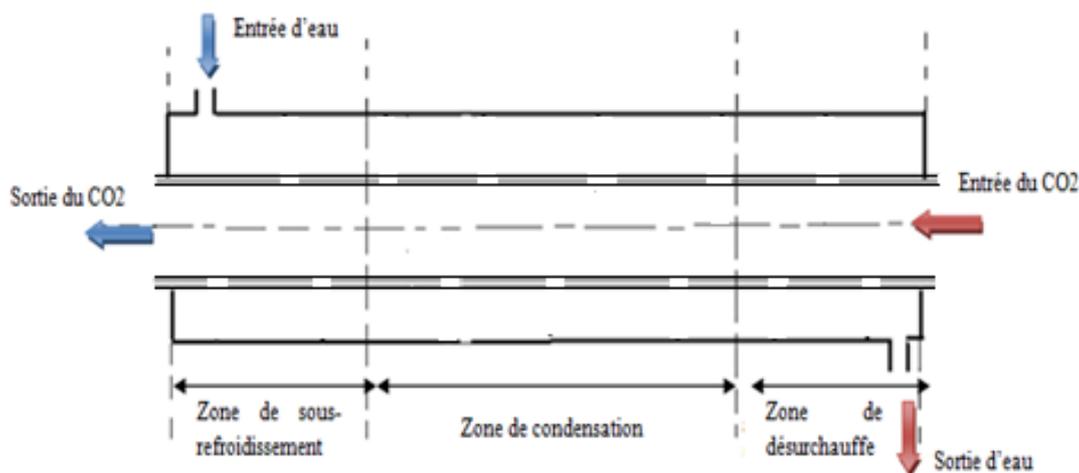


Figure IV.3 : Variable d'entrée et de sortie du condenseur.

### 3.1.3. Distinction des zones de condenseur :

Le condenseur assure en premier lieu la désurchauffe du fluide frigorigène vapeur, issu du compresseur, suivie d'une condensation et enfin d'un sous-refroidissement.

Compte tenu de la différence de comportement du fluide frigorigène au cours de ces transformations on distingue trois zones distinctes : zone de désurchauffe, zone de condensation et zone de sous-refroidissement.



**Figure IV.4 :** Zone de transfert thermique dans le condenseur.

En effet, pour évaluer les propriétés thermo physiques du fluide ainsi que les coefficients d'échanges convectifs on a fait appel à des corrélations issues de la littérature.

### 3.1.4. Evaluation des propriétés thermo physique du fluide frigorigène et d'eau :

Les propriétés thermo physique du CO<sub>2</sub> et de l'eau sont évaluées à l'aide du logiciel REFPROP<sup>7</sup>. C'est un logiciel qui utilise des sous-programmes (subroutines) programmés avec le langage FORTRAN. Le tableau ci-dessous consigne l'ensemble des sous programmes fournis par ce logiciel pour l'évaluation de ces propriétés thermo physiques.

Subroutines	Variables d'entrées	Variable de sorties
TPRHO	Température Pression $K_{ph} = \begin{cases} 1 \text{ pour un liquide} \\ 2 \text{ pour une vapeur} \end{cases}$	- Densité molaire
TPNPRP	Température Densité molaire Fraction molaire	- Viscosité dynamique - Conductivité thermique

CVCP	Température Densité molaire Fraction molaire	- Capacité calorifique - Capacité volumique
THERM	Température Pression Fraction molaire	- pression. - Capacité calorifique. - Capacité volumique.

La capacité calorifique d'eau ne varie pas beaucoup donc on la considère comme constante avec :  $Cp_e = 4180 [J \cdot kg^{-1} \cdot k^{-1}]$ .

### 3.1.5. Evaluation du Coefficient d'échange convectif :

#### ➤ Coté eau:

Le coefficient d'échange convectif coté eau est évalué à partir du nombre de Nusselt. Et pour l'évaluation de ce dernier on fait appel à la corrélation de Dettus-Boelter.

$$Nu_f = 0.023 \times Re_f^{0.8} \times Pr_f^n \quad (IV-1)$$

Dont la valeur de  $n$  est :

$$\begin{cases} \text{le fluide subit un refroidissement} & n = 0.3 \\ \text{le fluide subit un réchauffement} & n = 0.4 \end{cases}$$

Et comme l'eau subit un réchauffement le long de l'écoulement alors on utilise la relation de Dettus-Boelter avec  $n=0.4$ , donc on écrit :

$$Nu_e = 0.023 \times Re_e^{0.8} \times Pr_e^{0.4} \quad (IV-2)$$

Nombre de Reynolds d'eau coté eau est calculé suivant la relation ci-dessus :

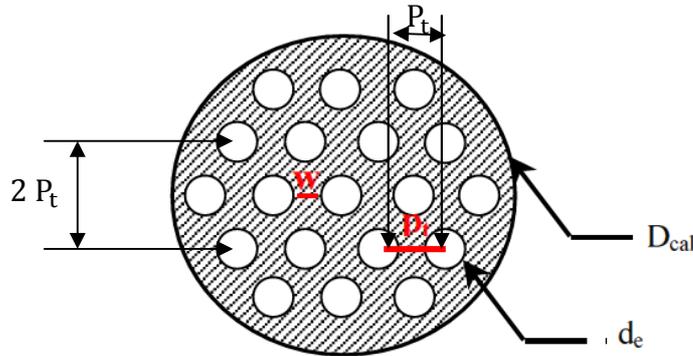
$$Re_e = \frac{\dot{m}_e \times D_h}{S_{mcal} \times \mu_e} \quad (IV-3)$$

Sachant que :

$$D_h = \frac{4 \times \left( P_t^2 - \frac{\pi \times d_e^2}{4} \right)}{\pi \times d_e} \quad (\text{IV-4})$$

La section moyenne de passage coté calandre est exprimé par:

$$S_{mcal} = \frac{1}{4} (\pi D_{cal}^2 - Z \pi d_e^2) \quad (\text{IV-5})$$



**Figure IV.5 :** Coupe transversale du condenseur.

Où :

-  $z$  : est le nombre de tubes dans le faisceau.

-  $P_t$  : est le pas entre les tubes.

Le nombre de Prandtl est de forme :

$$Pr_e = \frac{\mu_e \times c_{p_e}}{D_h} \quad (\text{IV-6})$$

Le coefficient d'échange convectif est donné par la relation :

$$\alpha_e = \frac{Nu_e \times \lambda_e}{D_h} \quad (\text{IV-7})$$

#### ➤ Côté fluide frigorigène :

Le calcul du coefficient d'échange convectif est réalisé pour un seul tube. Pour la zone de désurchauffe et de sous refroidissement on fait appel à la corrélation de Dettus-Boelter pour l'évaluation du coefficient d'échange convectif entre le frigorigène et la paroi. Et dans ces deux zones le  $\text{CO}_2$  ne subit pas de changement de phase, il est seulement refroidi alors la corrélation de Dettus-Boelter est de forme :

$$Nu_f = 0.023 \times Re_f^{0.8} \times Pr_f^{0.3} \quad (\text{IV-8})$$

Nombre de Reynolds :

$$Re_f = \frac{G \times d_h}{\mu_f} \quad (IV-9)$$

Sachant que G est la vitesse massique de CO<sub>2</sub> et elle est exprimée par

$$G = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{z \times S_{tub}} \quad (IV-10)$$

Avec :

$$- S_{tub} = \frac{\pi \times d_i^2}{4} : \text{est la surface de passage d'un tube.}$$

Le nombre de Prandtl :

$$Pr_f = \frac{\mu_f \times cp_f}{d_h} \quad (IV-11)$$

Dans la zone de condensation le fluide subit un changement de phase et pour le calcul de  $Nu$  on utilise la corrélation de Chen. Elle s'applique sur les tubes horizontaux dans le cas où les contraintes de cisaillement sont prépondérantes

$$Nu_f = A \times \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right) Re^{0.2} \times (Re_{el} - Re_l)^{0.7} \times Pr_l^{0.65} \quad (IV-12)$$

Le coefficient d'échange convectif est donné par la relation :

$$\alpha_f = \frac{Nu_f \times \lambda_f}{D_h}$$

Avec :

$A=0.018$  ;  $Re_{el}$  et  $Re_l$  sont respectivement le nombre de Reynolds de l'écoulement entièrement liquide et le nombre de Reynolds de la phase liquide avec :

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_h}{\mu_l} \quad (IV-13)$$

$$Re_{el} = \frac{G \times d_h}{\mu_l} \quad (IV-14)$$

$$Pr_l = \frac{\mu_l \times cp_l}{d_h} \quad (IV-15)$$

### 3.1.6. Evaluation du coefficient d'échange global :

Le coefficient d'échange thermique global  $K$  est évalué pour un seul tube selon l'équation (IV-16) :

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_f} + \frac{d_i}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{d_i}{\alpha_e \times d_e} \right)^{-1} \quad (\text{IV-16})$$

Avec :

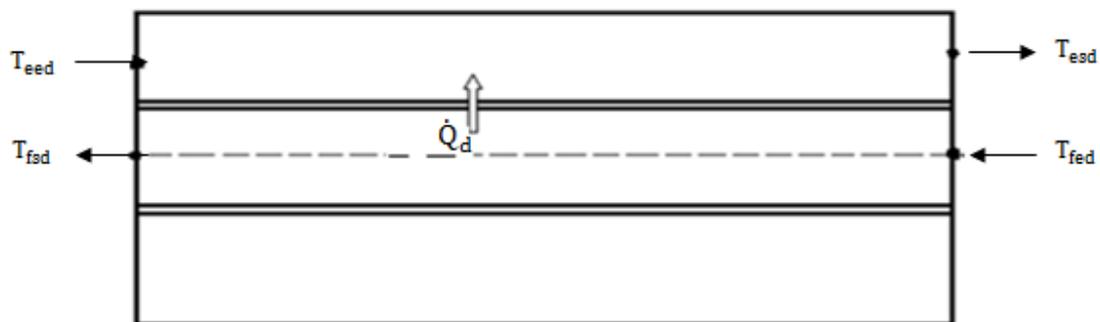
$d_i$  et  $d_e$  : sont respectivement le diamètre intérieur et extérieur d'un tube.

### 3.1.7. Equations de Bilans thermiques pour chaque zone :

*Hypothèses :*

- Régime permanent.
- Enveloppe adiabatique de la calandre de l'échangeur.
- Pertes de charge négligée.
- Résistance thermique d'encrassement négligée.

➤ **Zone de désurchauffe :**



**Figure IV.6 :** Zone de désurchauffe.

La variation d'énergie interne de l'eau s'exprime par :

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_e \times C_{p_e} \times (T_{esd} - T_{eed}) \quad (\text{IV-17})$$

Cette énergie reçue par l'eau est le flux de chaleur cédé par le fluide frigorigène. Il s'écrit :

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_{co2} (h_{fed} - h_{fsd}) = \dot{m}_{co2} c_{p_{co2}} (T_{fed} - T_{fsd}) \quad (\text{IV-18})$$

Cette dernière correspond au flux de chaleur échangé par convection entre l'eau et la paroi externe du tube, lequel est donné par :

$$\dot{Q}_d = \alpha_{ed} \times S_d \times (T_{ped} - T_{ed}) \quad (IV-19)$$

S'agissant d'un régime permanent, cette puissance est transmise intégralement par conduction à travers l'épaisseur du tube. Tenant compte de la résistance thermique de conduction, on écrit :

$$\dot{Q}_d = \frac{(T_{pfd} - T_{ped})}{\frac{1}{2\pi\lambda L_d} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)} \quad (IV-20)$$

Le frigorigène en contact de ce tube, reçoit alors par convection ce même flux. Ce qui permet d'écrire :

$$\dot{Q}_d = \alpha_{fd} \times S_d \times (T_{fd} - T_{pfd}) \quad (IV-21)$$

A partir des équations (19 à 21) l'expression de flux de chaleur transféré entre les deux fluides peut alors s'écrire sous la forme :

$$\dot{Q}_d = \frac{(T_{fd} - T_{ed})}{\left(\frac{1}{\alpha_{fd}} + \frac{d_i}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{d_i}{\alpha_{ed} \times d_e}\right)} = K_d S_d (T_{fd} - T_{ed})$$

En suivant les mêmes étapes citées au chapitre II dans le paragraphe (4.1.1) pour un échangeur à contre-courant on obtient :

$$\dot{Q}_d = K_d S_d \frac{(T_{fsd} - T_{eed}) - (T_{fed} - T_{esd})}{\ln\left(\frac{T_{fsd} - T_{eed}}{T_{fed} - T_{esd}}\right)} = K_d S_d \Delta T_{LM} \quad (IV-22)$$

Avec :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{fsd} - T_{eed}) - (T_{fed} - T_{esd})}{\ln\left(\frac{T_{fsd} - T_{eed}}{T_{fed} - T_{esd}}\right)}$$

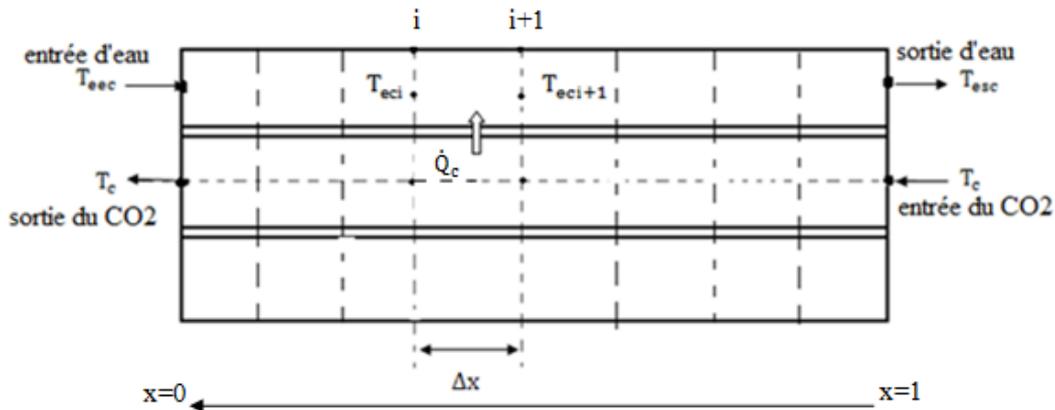
On a :

- $T_{eed}$ ;  $T_{esd}$  : sont successivement les températures d'entrée et de sortie d'eau de la zone de désurchauffe.

- $T_{fed}; T_{fsd}$  : sont successivement les températures d'entrée et de sortie du CO<sub>2</sub> de la zone de désurchauffe.
- $T_{ped}; T_{pfd}$  : sont successivement les températures de la paroi coté eau et CO<sub>2</sub> de la zone de désurchauffe.
- $T_{ed}; T_{fd}$  : sont respectivement les températures d'eau et de CO<sub>2</sub> à un point donné dans la zone de désurchauffe.
- $h_{fed}; h_{fsd}$  : sont successivement les enthalpies d'entrée et de sortie de la zone de désurchauffe.
- $S_d$  : est la surface latérale interne d'un tube de tronçon de la zone de désurchauffe.

➤ **Zone de condensation :**

La zone de condensation est subdivisée en un ensemble de tronçons avec un pas de discrétisation  $\Delta x$ . Les équations du bilan thermique sont :



**Figure IV.7 :** Discrétisation de la zone de condensation

Le flux de chaleur reçue par l'eau pour chaque tronçon de la zone de condensation est donné par la relation :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_e \times C_{p_e} \times (T_{eci} - T_{eci+1}) \quad (\text{IV-23})$$

L'échange convectif entre l'eau et la paroi interne dans chaque tronçon est exprimé par l'équation :

$$\dot{Q}_c = \alpha_{ecj} \times S_{cj} \times (T_{pecj} - T_{mecj}) \quad (IV-24)$$

L'échange convectif entre le fluide frigorigène et la paroi interne dans chaque tronçon est exprimé par l'équation :

$$\dot{Q}_c = \alpha_{fcj} \times S_{cj} \times (T_c - T_{pfcj}) \quad (IV-25)$$

Le flux de chaleur échangé entre les deux fluides dans chaque tronçon est donnée par:

$$\dot{Q}_c = K_{cj} \times S_{cj} \times (T_c - T_{mecj}) \quad (IV-26)$$

Avec :

$$T_{mecj} = \frac{T_{eci} + T_{eci+1}}{2}$$

Le flux de chaleur cédé lors de changement de phase du CO<sub>2</sub> pour chaque tronçon est exprimé par l'équation :

$$\dot{Q}_c = L_f \times \dot{m}_{CO_2} (x_{i+1} - x_i) \quad (IV-27)$$

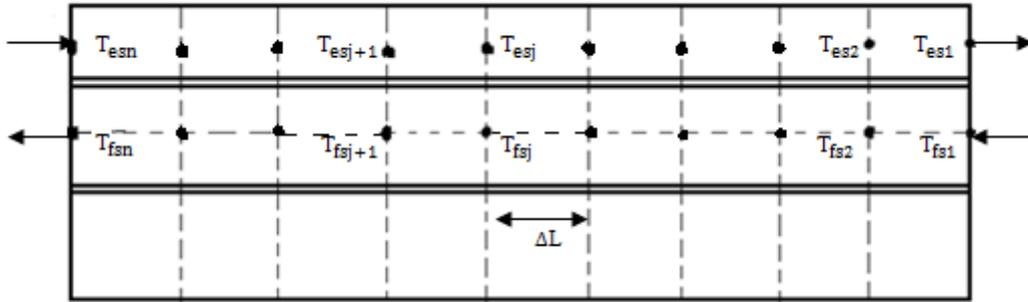
Où :

- « i » et « j » sont des indices relatifs respectivement au pas de discrétisation et au numéro du tronçon considéré.
- $T_{eci}$  ;  $T_{eci+1}$  : sont successivement les températures d'entrée et de sortie d'eau de chaque nœud dans la zone de condensation.
- $T_{fci}$  ;  $T_{fci+1}$  : sont successivement les températures d'entrée et de sortie du CO<sub>2</sub> de chaque nœud de la zone de condensation.
- $T_{pecj}$  ;  $T_{pfcj}$  : sont successivement les températures de la paroi coté eau et CO<sub>2</sub> pour un tronçon j de la zone condensation.
- $T_{mecj}$  : est la température moyenne d'eau pour un tronçon j.
- $\alpha_{fcj}$  ;  $\alpha_{ecj}$  : sont successivement les coefficients d'échange convectif du CO<sub>2</sub> et d'eau à la température moyenne au tronçon j.

- $K_{cj}$  : est le coefficient de transfert global pour un tronçon j.
- $S_{cj}$  : est la surface latérale interne du tronçon j pour un tube.

➤ **Zone de sous-refroidissement :**

La zone de sous-refroidissement est discrétisée en  $n$  nœuds de calcul avec un espacement entre chaque nœud égal à  $\Delta L$ .



**Figure IV.8:** Discrétisation de la zone de sous-refroidissement.

Le flux de chaleur reçue par l'eau au nœud j est :

$$\dot{Q}_{sj} = \dot{m}_e \times C_{pe} \times (T_{esj} - T_{esj+1}) \quad (\text{IV-28})$$

L'échange convectif entre l'eau et la paroi externe du tube pour chaque nœud de calcul est donnée par :

$$\dot{Q}_{sj} = \alpha_{ecj} \times S_s \times (T_{pesj} - T_{esj}) \quad (\text{IV-29})$$

L'échange de chaleur par conduction entre les parois externes et internes du tube est donné par :

$$\dot{Q}_{sj} = \frac{(T_{pfsj} - T_{pesj})}{R_{th}} \quad (\text{IV-30})$$

L'échange convectif entre fluide frigorigène et la paroi interne est exprimé par:

$$\dot{Q}_{sj} = \alpha_{sfj} \times S_s \times (T_{fsj} - T_{psj}) \quad (\text{IV-31})$$

Le flux de chaleur échangé entre les deux fluides au nœud j se calcule selon l'équation :

$$\dot{Q}_{sj} = K_{sj} \times S_s \times (T_{fsj} - T_{esj}) \quad (\text{IV-32})$$

Le flux de chaleur échangé entre les deux fluides au nœud j est :

$$\dot{Q}_{sj} = \dot{m}_{co2} \times (h_{fsj} - h_{esj+1}) \quad (\text{IV-33})$$

Avec :

- L'indice « j » est relatif au nœud de calcul.
- $T_{esj}; T_{esj+1}$  : sont successivement les températures d'entrée et de sortie d'eau de chaque nœud de la zone de sous-refroidissement
- $T_{fsj}; T_{fsj+1}$  : sont successivement les températures d'entrée et de sortie du CO<sub>2</sub> de chaque nœud de la zone de sous-refroidissement.
- $T_{pesj}; T_{pfsj}$  : sont successivement les températures de la paroi coté eau et CO<sub>2</sub> de chaque la zone de sous-refroidissement.
- $T_{mes}; T_{fs}$  : sont successivement les températures moyenne d'eau et de CO<sub>2</sub>.
- $h_{fsj}; h_{fsj+1}$  : sont successivement les enthalpies d'entrée et de sortie de chaque nœud de la zone de sous-refroidissement.
- $K_{sj}$  : est le coefficient d'échange global au nœud de calcul j.
- $S_s$  : est la surface interne élémentaire.
- $\alpha_{fsj}; \alpha_{esj}$  : sont successivement les coefficients d'échange convectif du CO<sub>2</sub> et d'eau au nœud de calcul j.

### 3.1.8. Méthode de calcul :

Pour le calcul des variables de sortie du condenseur on a utilisé la méthode de dichotomie. La température de sortie  $T_{es}$  qui correspond à la température d'entrée imposée  $T_{ee}$  appartient à l'intervalle  $[T_{es1} T_{es2}]$ .

On détermine les températures d'entrée  $T_{ee1}$  et  $T_{ee2}$  pour des températures de sortie  $T_{es1}$  et  $T_{es2}$  respectivement. Ensuite tant que  $|T_{es2} - T_{es1}| > 0.01$  on évalue

une température de sortie qu'on note  $T_{esm} = \frac{T_{es2} + T_{es1}}{2}$  pour laquelle va correspondre la température d'entrée  $T_{eem}$  pour  $T_{es} = T_{esm}$ . Alors si  $T_{ee} - T_{eem} < 0$  on affecte à  $T_{es1}$  la valeur de  $T_{esm}$ . Sinon c'est  $T_{es2}$  qui prend cette valeur.

➤ **Zone de désurchauffe :**

L'objectif est de calculer la température d'entrée de l'eau dans la zone de désurchauffe  $T_{eed}$  et la longueur  $L_d$  de la zone.

En connaissant la température d'entrée du fluide frigorigène dans la zone de désurchauffe  $T_{fed} = T_{fe}$  et la température de sortie du fluide frigorigène de cette zone  $T_{fsd} = T_c$ , il est alors possible à partir de REFPROP7<sup>®</sup> de calculer les enthalpies d'entrée et de sortie de CO<sub>2</sub> de cette zone.

A partir de l'équation (IV-18) on évalue le flux de chaleur transféré  $\dot{Q}_d$ . En suite, avec l'expression (IV-33) issue de l'équation (IV-17) on calcule la température d'entrée d'eau de la zone de désurchauffe.

$$T_{eed} = T_{esd} - \frac{(\dot{Q}_d)}{c_{pe} \times \dot{m}_e} \quad (IV-34)$$

En fin, la longueur de la zone est calculée à partir de l'expression (IV-35) issue de l'équation (IV-22):

$$L_d = \frac{\dot{Q}_d}{K_d \times \pi \times di \times z \times \Delta T_{LM}} \quad (IV-35)$$

➤ **Zone de condensation :**

L'objectif dans cette zone est de déterminer la température d'eau en  $i+1$  à chaque pas  $\Delta x$  et aussi de déterminer la longueur de cette zone.

Le CO<sub>2</sub> entre dans le condenseur à l'état vapeur donc son titre va être égal à 1. La température de sortie d'eau de la zone de condensation  $T_{esc}$  est égale à la température d'entrée de la zone de désurchauffe  $T_{eed}$ .

En initialisant le titre au «  $i+1$  »  $x_{i+1} = x_i - \Delta x$  on peut alors calculer à partir de l'équation (IV-26) le flux de chaleur transféré  $\dot{Q}_{cj}$  pour un tronçon  $j$ .

En initialisant la température d'eau à l'entrée du premier tronçon  $T_{ec1} = T_{esc}$  on calcule avec l'expression (IV-36) issue de l'équation (IV-23) la température d'eau en  $i+1$ .

$$T_{eci+1} = T_{eci} - \frac{\dot{Q}_{cj}}{c_{pe} \times \dot{m}_e} \quad (IV-36)$$

L'expression (IV-37) qui est de l'équation (IV-26), donne la longueur du tronçon  $j$  :

$$L_{cj} = \frac{\dot{Q}_{cj}}{K_{cj} \times \pi \times d_i \times Z \times (T_c - T_{mecj})} \quad (IV-37)$$

Ces divers calculs sont répétés tant que le titre de vapeur  $x_j$  est différent du zéro.

➤ **Zone de sous-refroidissement :**

Le but dans cette zone est de calculer la température d'eau et du fluide frigorigène à chaque nœud de calcul  $j$ , et ce à partir des équations du bilan thermique déjà définies.

On considère que la température d'entrée d'eau de la zone de condensation  $T_{eec}$  est la même température de sortie de la zone de sous-refroidissement  $T_{ess}$ .

On initialise la température du premier nœud  $T_{es1} = T_{ess}$  et la température du fluide frigorigène  $T_{f1} = T_c$ . La valeur initiale de la longueur  $L_{s1}$  est égale à 0

Le flux de chaleur  $\dot{Q}_{sj}$  au nœud  $j$  est évalué à partir de l'équation (IV-31). Par suite, la température au nœud  $j+1$  est évaluée à partir de l'expression (IV-37).

$$T_{esj+1} = T_{esj} - \frac{\dot{Q}_{sj}}{c_{pe} \times \dot{m}_e} \quad (IV-38)$$

Quant à l'enthalpie au nœud  $j+1$  l'expression (IV-38) permet son calcul. En suite, à partir de REFPROP7<sup>®</sup> on calcule la température au nœud  $j+1$ .

$$h_{sj+1} = h_{sj} - \frac{\dot{Q}_{sj}}{\dot{m}_{co2}} \quad (IV-39)$$

Ces divers calculs sont répétés jusqu'à ce qu'on aura une longueur égale à la longueur totale des tubes.

### 3.2. Le détendeur :

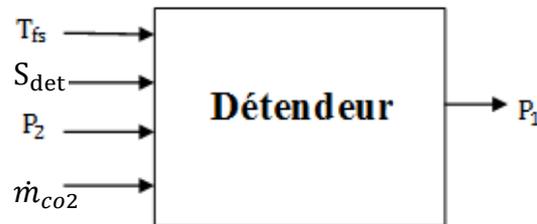
#### 3.2.1. Variables d'entrée et de sortie du détendeur :

##### Variables d'entrée :

- La température d'entrée dans le détendeur  $T_{fs}$  ;
- La surface d'ouverture de la vanne de détente  $S_{det}$  ;
- La pression d'entrée de détendeur  $P_2$  ;
- Le débit de  $CO_2$   $\dot{m}_{co2}$ .

##### Variables de sortie :

- La pression de sortie du détendeur  $P_1$ .



**Figure IV.9 :** Variables d'entrée et de sortie du détendeur.

La pression à la sortie de détendeur est calculée à partir de l'équation (IV-40) qui n'est autre que la corrélation (III-2) proposée par Chen et al [Chen et al, 2004].

$$P_1 = P_2 - \frac{\dot{m}_{co2}^2}{2 \times S_{det}^2 \times \rho_{edet}} \quad (IV-40)$$

Où :

$\rho_{edet}$  est la masse volumique à l'entrée du détendeur.

#### 3.2.2. Méthode de calcul :

Le principe consiste à la détermination de la pression de sortie du détendeur  $P_1$ , et ce à partir de l'équation (IV-40). Et les étapes de programmation des calculs sont :

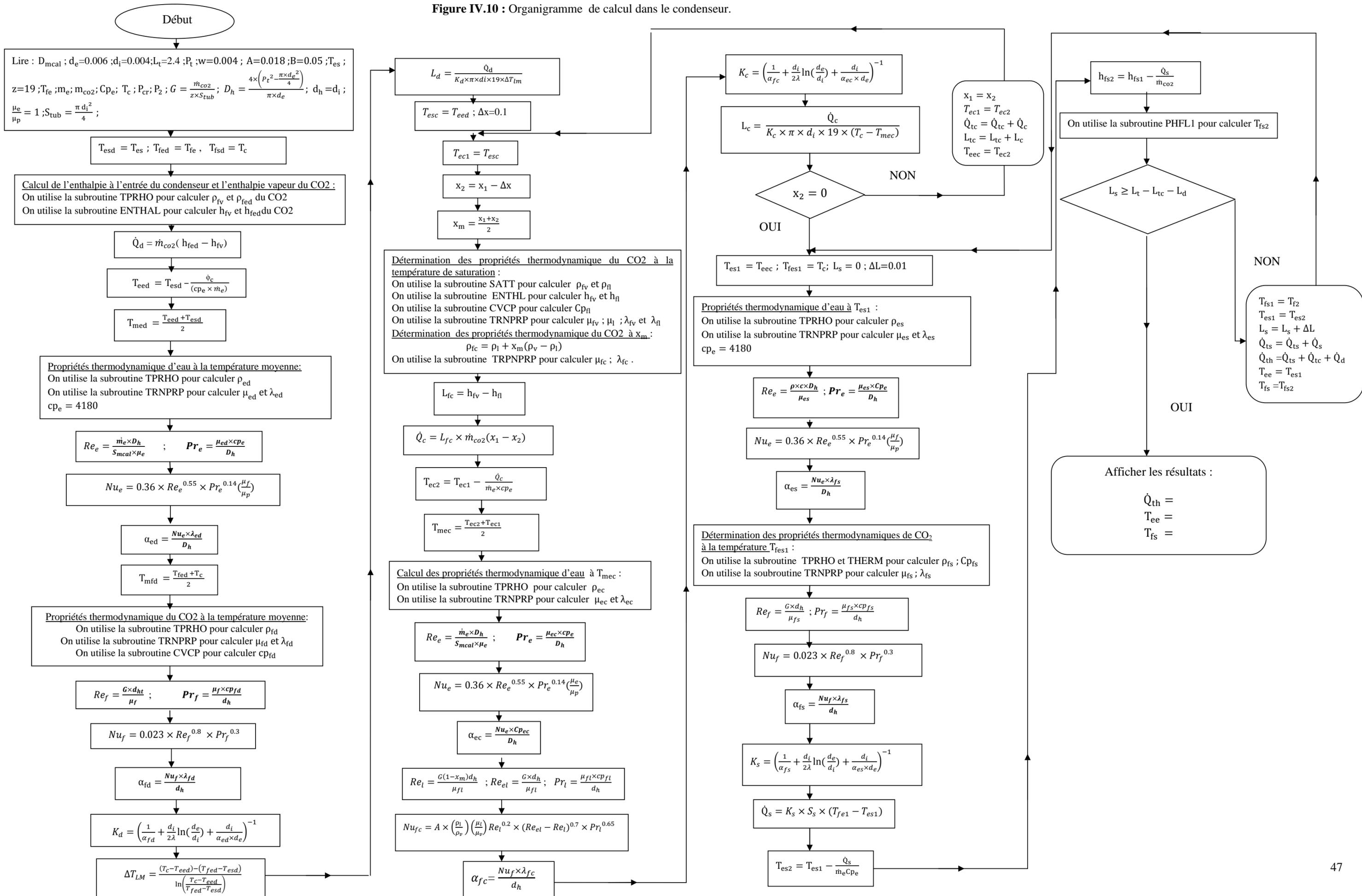
- Etape 1 : On considère que la température d'entrée du détendeur  $T_{\text{det}}$  est égale à la température de sortie du condenseur  $T_{\text{fs}}$ . Ensuite on calcule la masse volumique à l'entrée du détendeur à partir de REFPROP7<sup>®</sup>
- Etape 2 : Calcul de la pression à la sortie du détendeur à partir de l'équation (IV-39).

#### **4. Organigrammes de calcul :**

L'ensemble de procédure de calcul exposé plus haut est illustré sous forme d'organigramme de calcul en langage évolué FORTRAN 95

##### **4.1. Organigramme de calcul du condenseur :**

Figure IV.10 : Organigramme de calcul dans le condenseur.



## 4.2. Organigramme de calcul du détendeur:

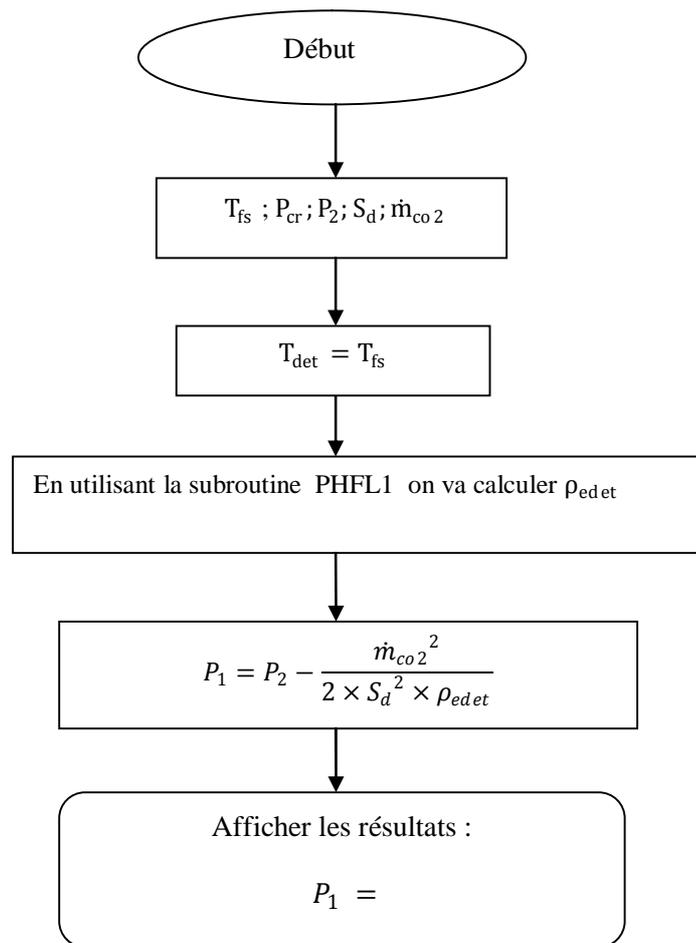
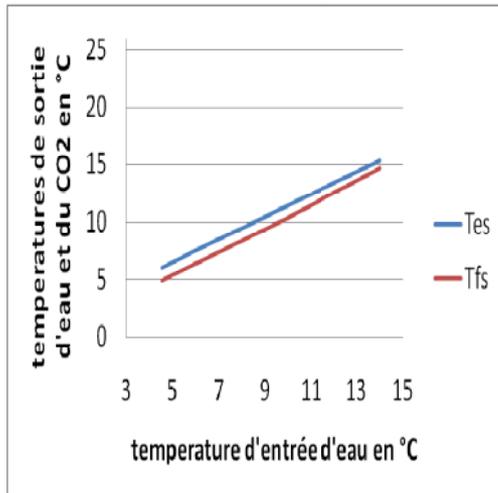


Figure IV.11 : Organigramme de calcul du détendeur.

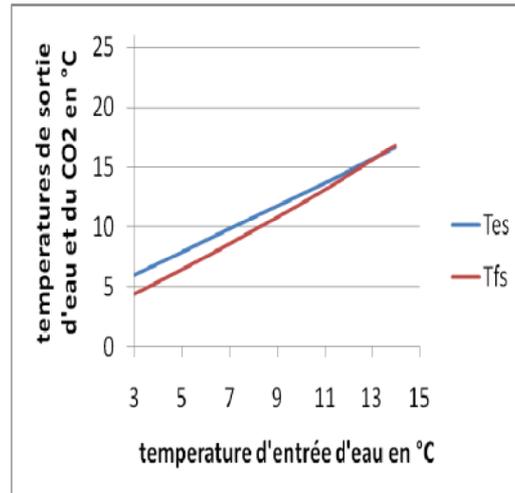
## 5. Résultats et discussion :

Les résultats obtenus reposent sur une température d'entrée du fluide frigorigène dans le condenseur égale à 47°C alors que la température de condensation est égale à 25°C qui correspond à une pression de saturation de 64,12bar.

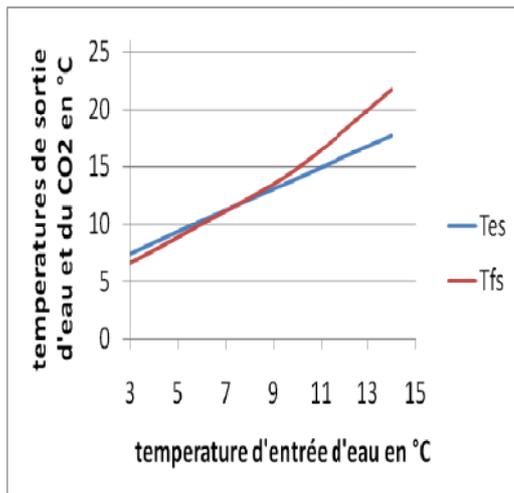
### 5.1. Influence du débit de CO<sub>2</sub> et de la température d'entrée de l'eau :



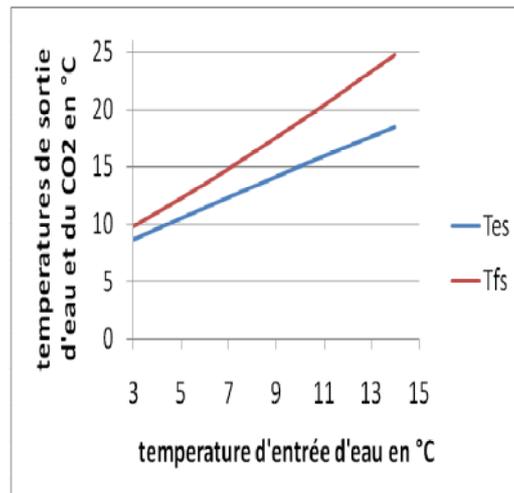
**Figure IV.12:** Evolution de la température de sortie d'eau et la température de sortie du CO<sub>2</sub> en fonction de la température d'entrée d'eau, avec  $\dot{m}_{CO_2} = 0.01$  Kg/s et  $\dot{m}_e = 0.4$  Kg/s.



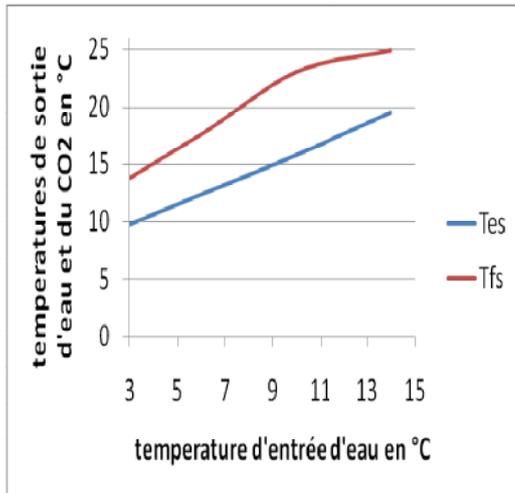
**Figure IV.13:** Evolution de la température de sortie d'eau et la température de sortie du CO<sub>2</sub> en fonction de la température d'entrée d'eau, avec  $\dot{m}_{CO_2} = 0.02$  Kg/s et  $\dot{m}_e = 0.4$  Kg/s.



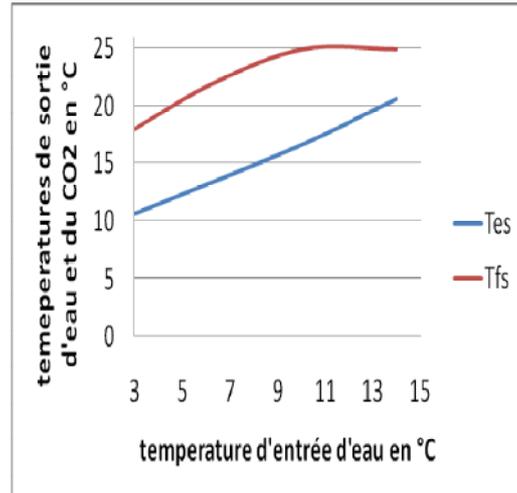
**Figure IV.14:** Evolution de la température de sortie d'eau et la température de sortie du CO<sub>2</sub> en fonction de la température d'entrée d'eau, avec  $\dot{m}_{CO_2} = 0.03$  Kg/s et  $\dot{m}_e = 0.4$  Kg/s.



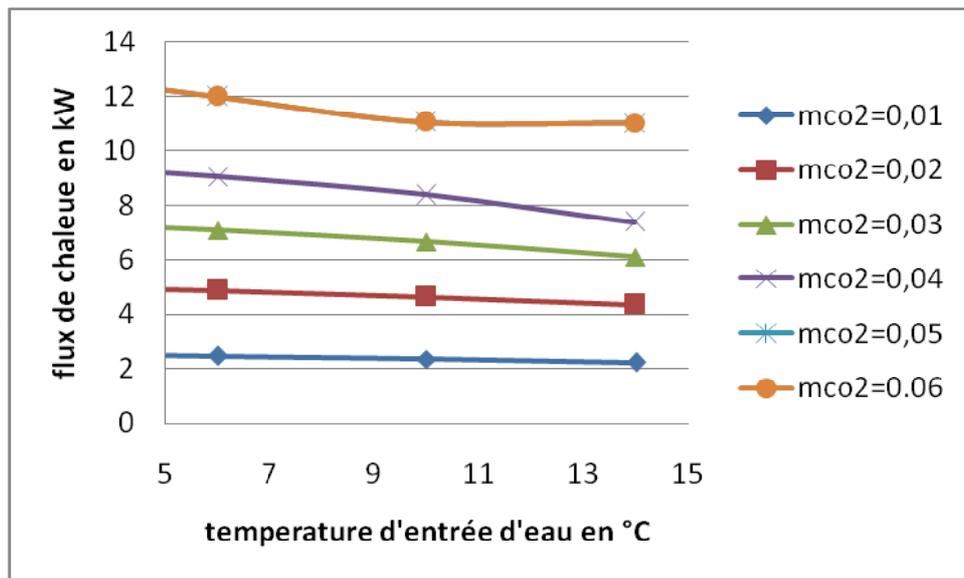
**Figure IV.15:** Evolution de la température de sortie d'eau et la température de sortie du CO<sub>2</sub> en fonction de la température d'entrée d'eau, avec  $\dot{m}_{CO_2} = 0.04$  Kg/s et  $\dot{m}_e = 0.4$  Kg/s.



**Figure IV.16:** Evolution de la température de sortie d'eau et la température de sortie du CO2 en fonction de la température d'entrée d'eau, avec  $\dot{m}_{CO_2} = 0.05$  Kg/s et  $\dot{m}_e = 0.3$  Kg/s.

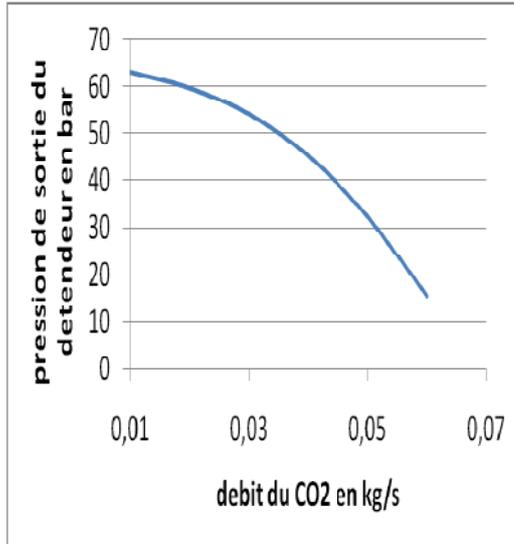


**Figure IV.17:** Evolution de la température de sortie d'eau et la température de sortie du CO2 en fonction de la température d'entrée d'eau, avec  $\dot{m}_{CO_2} = 0.06$  Kg/s et  $\dot{m}_e = 0.3$  Kg/s.

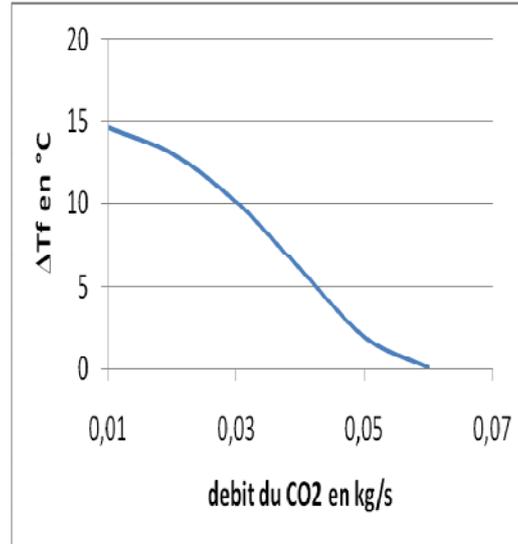


**Figure IV.18 :** Evolution du flux de chaleur dissipé en fonction de la température d'entrée d'eau pour des débits différents débit du CO2.

$$\dot{m}_e = 0.4 \text{ kg/s .}$$



**Figure IV.19 :** Evolution de la pression de sortie du détendeur en fonction de débit du CO<sub>2</sub>. Avec  $\dot{m}_e = 0.4 \text{ Kg/s}$  et  $T_{ee} = 10^\circ\text{C}$ ,  $P_c = 64.121 \text{ bar}$  et  $S_d = 2.28 \text{ mm}^2$ .



**Figure IV.20 :** Evolution de sous-refroidissement en fonction de débit du CO<sub>2</sub>. Avec  $\dot{m}_e = 0.4 \text{ Kg/s}$  et  $T_{ee} = 10^\circ\text{C}$

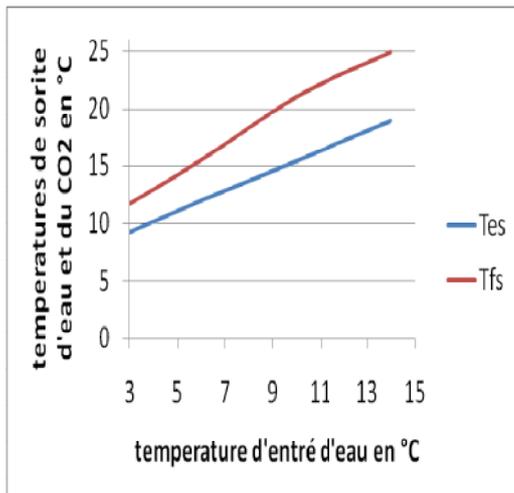
Les figures (IV.12) à (IV.13) montrent que l'augmentation de la température d'entrée d'eau engendre l'augmentation des températures de sortie des deux fluides.

Jusqu'à un débit de 0.02 Kg/s du fluide frigorigène associé à un débit d'eau constant 0.4 kg/s, la température de sortie du CO<sub>2</sub> est inférieure à celle de l'eau. Au-delà, celle de CO<sub>2</sub> devient plus importante.

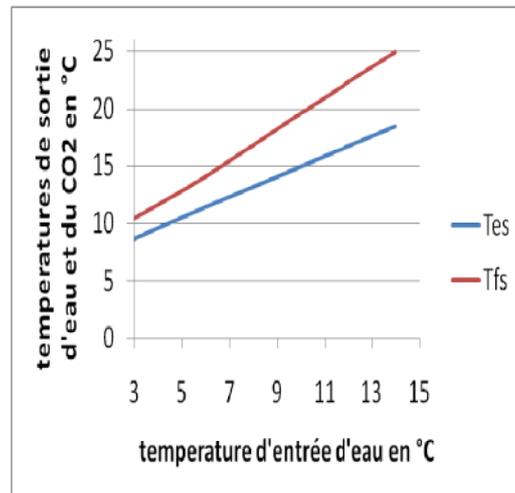
En effet, la puissance calorifique récupérée par l'eau de refroidissement augmente avec l'augmentation du débit de CO<sub>2</sub> figure (IV.18).

Les figures (IV.19) et (IV.20) montrent que le sous-refroidissement et la pression de sortie du détendeur diminuent avec l'augmentation de débit du CO<sub>2</sub>.

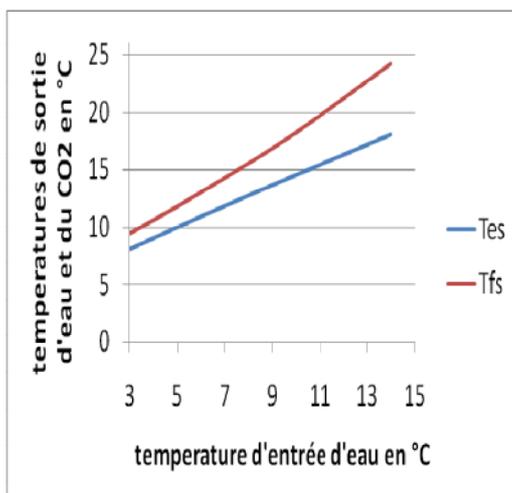
## 5.2. Influence du débit d'eau et de la température d'entrée de l'eau :



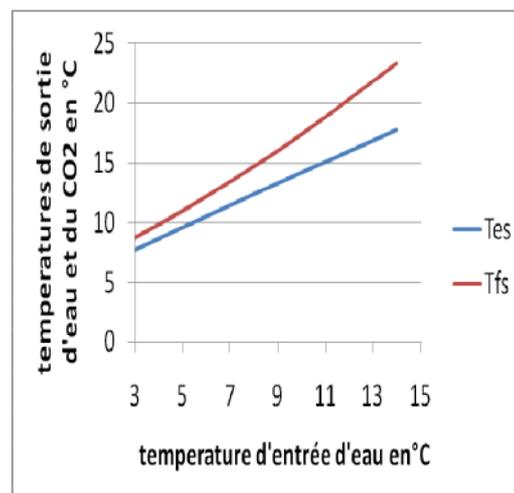
**Figure IV.21:** Evolution de la température de sortie d'eau et la température de sortie du CO<sub>2</sub> en fonction de la température d'entrée d'eau.  $\dot{m}_{\text{CO}_2} = 0.045 \text{ Kg/s}$  et  $\dot{m}_e = 0.4 \text{ Kg/s}$ .



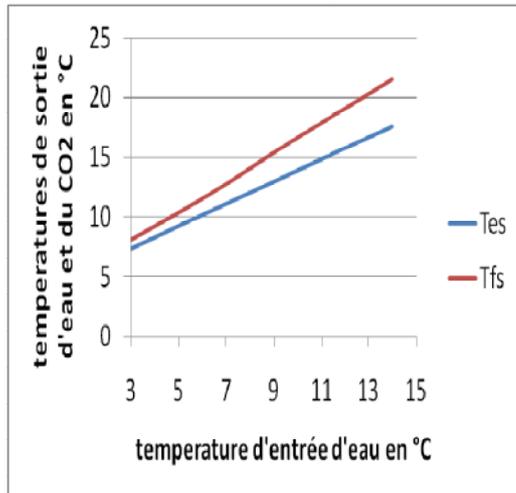
**Figure IV.22 :** Evolution de la température de sortie d'eau et la température de sortie du CO<sub>2</sub> en fonction de la température d'entrée d'eau.  $\dot{m}_{\text{CO}_2} = 0.045 \text{ Kg/s}$  et  $\dot{m}_e = 0.45 \text{ Kg/s}$ .



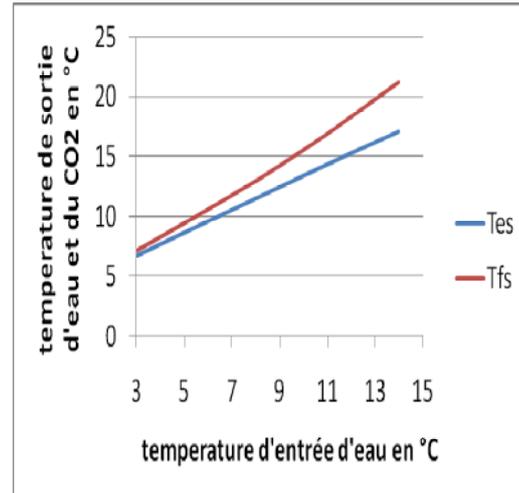
**Figure IV.23:** Evolution de la température de sortie d'eau et la température de sortie du CO<sub>2</sub> en fonction de la température d'entrée d'eau.  $\dot{m}_{\text{CO}_2} = 0.045 \text{ Kg/s}$  et  $\dot{m}_e = 0.5 \text{ Kg/s}$ .



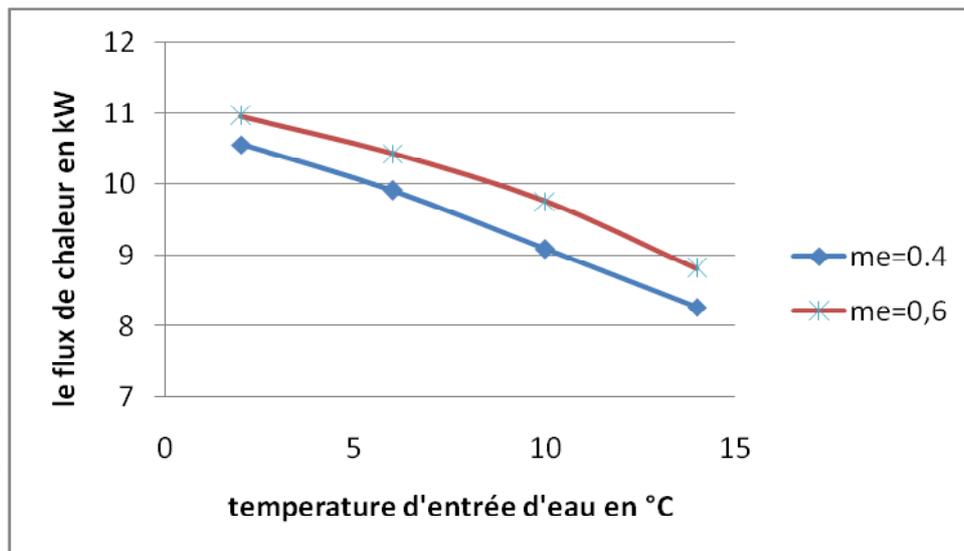
**Figure IV.24:** Evolution de la température de sortie d'eau et la température de sortie du CO<sub>2</sub> en fonction de la température d'entrée d'eau.  $\dot{m}_{\text{CO}_2} = 0.045 \text{ Kg/s}$  et  $\dot{m}_e = 0.55 \text{ Kg/s}$ .



**Figure IV.25:** Evolution de la température de sortie d'eau et la température de sortie du CO2 en fonction de la température d'entrée d'eau.  $\dot{m}_{CO_2} = 0.045 \frac{Kg}{s}$  et  $\dot{m}_e = 0.6 \text{ Kg/s}$ .

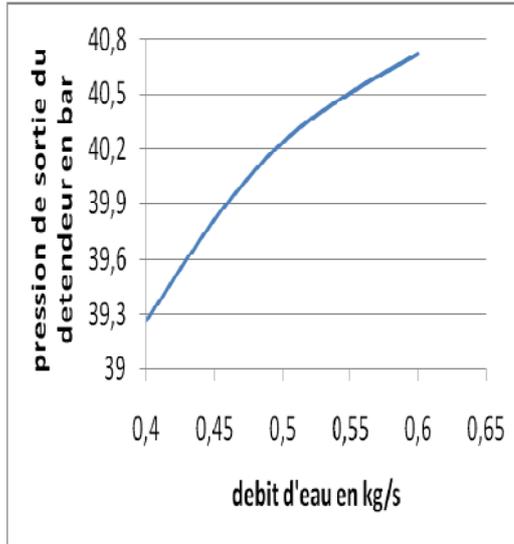


**Figure IV.26:** Evolution de la température de sortie d'eau et la température de sortie du CO2 en fonction de la température d'entrée d'eau.  $\dot{m}_{CO_2} = 0.045 \text{ Kg/s}$  et  $\dot{m}_e = 0.7 \text{ Kg/s}$ .

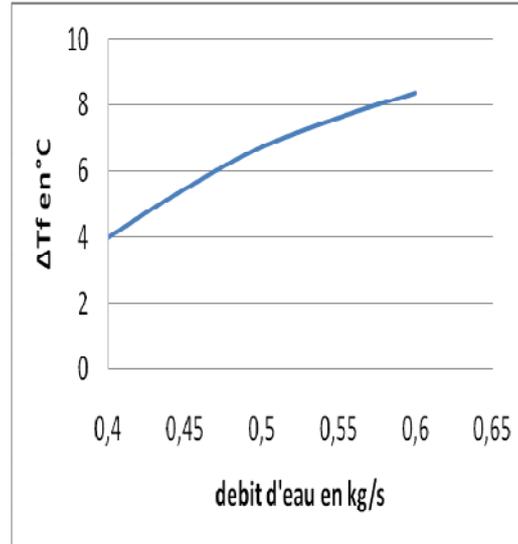


**Figure IV.27 :** Evolution du flux de chaleur en fonction de la température d'entrée d'eau pour des débits différents d'eau.

$$\dot{m}_{CO_2} = 0.045 \text{ kg/s.}$$



**Figure IV.28** : Evolution de la pression de sortie du détendeur en fonction du débit d'eau. Avec  $\dot{m}_{\text{CO}_2} = 0.045 \text{ Kg/s}$ ,  $P_c = 64.121 \text{ bar}$ ,  $T_{ee} = 10^\circ\text{C}$  et  $S_d = 2.28 \text{ mm}^2$ .



**Figure IV.29** : Evolution de sous-refroidissement en fonction du débit d'eau. Avec  $\dot{m}_{\text{CO}_2} = 0.045 \text{ Kg/s}$  et  $T_{ee} = 10^\circ\text{C}$ .

L'influence de la température d'entrée d'eau sur les températures de sortie de l'eau et du  $\text{CO}_2$  est mise en évidence à travers les figures (IV.21) à (IV.26).

On constate que pour des niveaux de températures d'entrée d'eau assez faible l'écart entre les deux températures de sortie des deux fluides se réduit. Cet écart devient plus faible avec l'augmentation du débit d'eau figure (IV.26) alors qu'il devient important avec l'augmentation de débit du  $\text{CO}_2$  (figure IV.17).

Par ailleurs, la figure (IV.27) configure que l'augmentation du débit d'eau favorise l'échange de chaleur et offre des puissances plus élevées.

Les figures (IV.28) et (IV.29) montrent les évolutions de sous-refroidissement et de la pression en fonction du débit d'eau. Lorsque le débit d'eau augmente on remarque que le sous-refroidissement augmente et donc la température de sortie du condenseur diminue, par conséquent la masse volumique augmente à l'entrée du détendeur et comme la pression à la sortie du détendeur évolue proportionnellement opposée avec la masse volumique du  $\text{CO}_2$  à l'entrée du détendeur alors on a une augmentation de pression à la sortie du détendeur.

## 6. Conclusion :

Dans ce chapitre on a effectué des calculs sur deux éléments d'une machine frigorifique fonctionnant au CO<sub>2</sub> qui sont le détendeur et le condenseur. Dans le condenseur on a utilisé la méthode de DTLM pour la zone de désurchauffe puisque on a les températures d'entrée et de sortie des deux fluides de cette zone, et l'approche locale pour les deux autres zones. On a pu développer un programme de calcul qui a permis d'évaluer les températures de sortie des deux fluides, la puissance dissipée du condenseur et la pression à la sortie du détendeur.

# Conclusion générale

## **Conclusion générale**

Ce travail a permis la caractérisation de deux éléments d'une machine frigorifique fonctionnant au CO<sub>2</sub> en mode subcritique à savoir : le condenseur et le détendeur.

En effet on a simulé les différents échanges énergétiques à travers ces deux composants. Dans le condenseur on a effectué et procédé aux calculs à l'aide de la méthode DTLM et l'approche locale. Un programme de calcul élaboré à l'aide du langage informatique FORTRAN, a permis d'évaluer les températures de sorties des deux fluides, la puissance thermique et la pression de sortie du détendeur.

Les résultats obtenus mettent en évidence d'une part l'influence du débit de CO<sub>2</sub> et d'eau sur le sous-refroidissement obtenu dans l'échangeur d'autre part l'influence du sous-refroidissement sur la pression de sortie du détendeur.

On a constaté que lorsqu'on augmente le débit de CO<sub>2</sub>, le sous-refroidissement dans le condenseur diminue et engendre une diminution de la pression dans le détendeur. Par ailleurs un débit d'eau plus important favorise le sous-refroidissement et élève la pression de sortie du détendeur.

# Références bibliographiques

## Références bibliographiques

- [1]- JACQUES BOUTELOUP – MICHEL LE GUAY – JEAN LIGEN.  
Production de chaud et de froid  
TOM II- Les éditions parisiennes 1997.
- [2]- J.F SACCADURA  
Initiation aux transferts thermiques.  
Technique et documentation, 1980.
- [3]- W.MAAKE – H.-J. ECKERT – JEAN-LOUIS CHAUCHEPIN  
LE POHLMANN : Manuel technique du froid.  
TOM I – JMG Editions / Pyc Livres.com - Réimpression, 2002.
- [4]- Francis Meunier – Paul Rivet – Marie-France Terrier.  
Froid industriel.  
Dunod, Paris, 2005.
- [6]- Geoges VRINAT.  
Machines frigorifiques industrielles – Echangeurs et capacités sous  
pression.  
Technique de l'ingénieur.
- [7]- Imed GUITARI.  
Thèse de Doctorat : Etude expérimentale et modélisation d'une pompe  
à chaleur fonctionnant au CO<sub>2</sub>.  
Centre de Thermique de Lyon (CETHIL) 2005.
- [8]- PACHICO VAZQUEZ GERMAN.  
Projet de fin d'étude N°25: Conception et caractérisation d'une  
installation frigorifique en cycle mono-étagé fonctionnant au CO<sub>2</sub>.  
Institut national des sciences appliquées. Département génie  
énergétique environnement Lyon, France, juin 2004

- [9]- André GAC.  
Conduite automatiques des équipements frigorifique.  
Technique de l'ingénieur.
- [10]- Richard MATHIEU 4.  
Cours de la machine frigorifique chapitre 4.  
Site : [htt://génie industriel.iaa.free.fr](http://génie_industriel.iaa.free.fr)
- [11]- RAFIC YOUNNES  
Les échangeurs de chaleur, ULFG-S9,  
Département de Génie mécanique université du Liban.
- [12]- Christophe MARVILLET, André BONTEMPS, Jacques HUETZ,  
Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER et Pierre MERCIER  
Echangeurs de chaleurs. Description des échangeurs.  
Technique d'ingénieur.
- [13]- SADAoui Saadi & MEGHZIFENE Saïd  
Projet de fin d'étude : Incidence du remplacement de R22 par le CO2  
sur le dimensionnement d'un condenseur d'une pompe à chaleur.  
Département de génie mécanique, Mouloud Mammeri, Tiziouzou  
2006/2007
- [14]- Jean CASTAING-LASVIGNOTTES  
Les échangeurs de chaleurs.  
Site: [htt://jc.castaing.free.fr](http://jc.castaing.free.fr).
- [15]- Jaques PADET.  
Echangeurs Thermiques, Methodes Globales de calcul avec 11  
problèmes résolus.  
Masson, Paris, 1993.

# Annexe

```

PROGRAM calcul condenseur-detendeur
implicit double precision (a-h,o-z)
implicit integer (i-k,m,n)
double precision,parameter :: g=9.81,betag=0.6d-3
parameter (ncmax=20)
character*255 hfiles(ncmax), hfmix
character*3 hrf
character*255 herr !
real::Dcal=0.05,de=0.006,di=0.004,lamdai=14.6,Pt=0.01,
&A=0.018,Lt=2.4 ,deltaL=0.01
integer::n=10,m=10
!=====
!déclaration des variables d'entrée de condenseur:
Real ::tes1=279,tes2=298,mco2=0.045, me=0.3, cpe=4180,tc=298,
& pc=6412.1,pe=113,xe=1,xs=0,Pcr=7380,Sd=0.00000228,tfe=320,
&tee=290
!section de la calandre et le diamètre hydraulique :
Scal=((3.14*Dcal**2)/4)-((19*3.14*de**2)/4)
Dh=4*((Pt**2)-((3.14*de**2)/4))/(3.14*de)
!=====
!-----ZONE DE DESURCHAUFFE 1-----
!=====
!calcul avec une température de sortie initialisée à tes1=279:
!calcul des propriétés thermodynamique de CO2:
!ouverture de fichier ou se trouve le CO2
    i=1
    hfiles='co2.fld'
    hfmix=""
    hrf='DEF'
    CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!calcul d'enthalpie à la température d'entrée du CO2 de la zone de désurchauffe:
    td=tfe
    p=pc
    kph=2
call TPRHO(td,p,x,kph,kguess,rhofd,ierr,herr)
call ENTHAL (td,rhofd,x,hd)
!!'enthalpie:
    hd=hd/0.044
!calcul d'enthalpie au point de saturation
    t=tc
    p=pc
    kph=2
call TPRHO(t,p,x,kph,kguess,rho2,ierr,herr)
call ENTHAL (t,rho2,x,h2)
    h2=h2/0.044
!calcul de flux de chaleur cédé par le CO2:
    fluxd=mco2*(hd-h2)
!calcul de la température de sortie de l'eau de la zone de désurchauffe
    ted=-(fluxd/(me*cpe))+tes1
!calcul de la température moyenne d'eau :

```

```

    tmd=(ted+tes1)/2
!calcul des propriétés thermodynamique d'eau à la température moyenne :

!ouverture de fichier ou se trouve le CO2 :
    i=1
    hfiles='water.fld'
    hfmix=""
    hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!calcul des propriétés thermodynamiques d'eau:
    tmd=(ted+tes1)/2
    Pg=pe
    kph=1
call TPRHO(tmd,Pg,x,kph,kguess,rhoed,ierr,herr)
call TRNPRP(tmd,rhoed,x,etaed,tcxed,ierr,herr)
!viscosité dynamique:
    viscoed=etaed/10**6
!le coefficient d'échange conductif :
    conded=tcxed
!calcul de nombre de reynolds et prandl de l'eau :
! Nombre de reynolds et pandtl :
    Reed=(me*Dh)/(Scal*viscoed)
    Pred=(viscoed*cpe)/conded
! Nombre de Nusselt
    zued=0.023*(Reed**0.8)*(Pred**0.4)
!calcul de coefficient d'echange convectif d'eau
    alphaed=(zued*conded)/Dh
!calcul des propriétés thermodynamique de co2:
!ouverture de fichier ou se trouve le CO2
    i=1
    hfiles='co2.fld'
    hfmix=""
    hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!les propriétés thermo à la température d'entrée du CO2 de la zone de désurchauffe:
    tfmd=(tfe+tc)/2
    p=pc
    kph=2
call TPRHO(tfmd,p,x,kph,kguess,rhofdm,ierr,herr)
call CVCP (tfmd,rhofdm,x,cv,cpd)
    cpd=cpd/0.044
call TRNPRP(tfmd,rhofdm,x,etafd,tcxfd,ierr,herr)
!viscosité dynamique :
    viscofd=etafd/10**6
!coefficient d'échange conductif :
    condtdf=tcxfd
!calcul de nombre de reynolds et prandl de l'eau
!la surface de passage coté tube :
    Stub=(3.14*(di)**2)/4
!vitesse massique coté tube:

```

```

v=(mco2)/(19*Stub)
!Nombre de Reynolds et prandtl :
Refd=(v*di)/viscofd
Prfd=(viscofd*cpcd)/condtfd
! Nombre de Nusselt :
zufd=0.023*(Refd**0.8)*(Prfd**0.3)
!calcul de coefficient d'echange convectif d'eau
alphafd=(zufd*condtfd)/(di)
!calcul de coefficient d'echange global:
Kd=1/((1/alphafd)+(di/(2*lamdai))*log(de/di)+(di/(alphaed*de)))
!calcul de la temperature logarythmique moyenne:
deltaTlm=((tc-ted)-(tfe-tes1))/log((tc-ted)/(tfe-tes1))
!calcul de la longueur tronçon de la zone de desurchauffe:
Rd=fluxd/(Kd*3.14*di*19*deltaTlm)
fluxd=mco2*(hd-h2)
fluxe=me*cpe*(tes1-ted)

=====
=====ZONE DE CONDENSATION 1=====
=====

x=1
tec=ted
op=0
fluc=0
do j=1,10
x=x-0.1
e1=x+0.1
e2=x
!calcul de l'enthalpies liquide et l'enthalpie vapeur :
call SATT(t,x,kph,p,rhol,rhov,xliq,xvap,ierr,herr)
call ENTHAL(t,rhol,x,hl)
call ENTHAL(t,rhov,x,hv)
hl=hl/0.044
hv=hv/0.044
!chaleur latente :
lv=hv-hl
!calcul de flux entre chaque tronçon :
fluxc=mco2*lv*(e1-e2)
tec=tec-fluc/(cpe*me)
tc2=tec
tc1=tc2+fluxc/(cpe*me)
!calcul de coefficient de transfert convectif coté eau:
!calcul des propriétés thermo physique coté eau:
i=1
hfiles='water.fld'
hfmix=""
hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
tmc=(tc1+tc2)/2
pg=pe
kph=1

```

```

call TPRHO(tmc,pg,x,kph,kguess,rhoec,ierr,herr)
call TRNPRP(tmc,rhoec,x,etaec,tcxec,ierr,herr)
    viscec=etaec/10**6
    condec=tcxec
!Nombre de Reynolds et prandtl :
    Reec=(me*Dh)/(Scal*viscec)
    Prec=(viscec*cpe)/condec
!Nombre de Nusselt :
    zuec=0.023*(Reec**0.8)*(Prec**0.4)
!coefficient d'echange convectif :
    alphaec=(zuec*condec)/Dh
!calcul des proprietes thermo physique coté co2:
    i=1
    hfiles='co2.fld'
    hfmix=""
    hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
    t=tc
call SATT(t,x,kph,p,rhol,rhov,xliq,xvap,ierr,herr)
call TRNPRP(t,rhol,x,etal,tcxl,ierr,herr)
call TRNPRP(t,rhov,x,etav,tcxv,ierr,herr)
!viscosité dynamique
    viscv=etav/10**6
    viscl=etal/10**6
!coefficient d'echange conductif:
!coefficient d'echange convectif:
    condfl=tcxl
    condfv=tcxv
!titre moyen:
    em=(e1+e2)/2
!masse volumique:
    rhofc=(rhol)+em*(rhov-rhol)
    t=tc
call TRNPRP(t,rhofc,x,etafc,tcxfc,ierr,herr)
!viscosité dynamique:
    viscfc=etafc/10**6
!coefficient d'echange conductif:
    condfc=tcxfc
call CVCP(t,rhol,x,cv,cpl)
!capacité calorifique
    cpl=cpl/0.044
!calcul de Re liquide Rel:
    Rel=(v*(1-em)*di)/viscl
!calcul de Re entierement liquide:
    Reel=(v*di)/viscl
!calcul de prandl liquide
    Prl=(viscl*cpl)/condfl
    z=A*(rhol/rhov)*(viscl/viscv)*Rel**0.2*(Reel-Rel)**0.7
    d=Prl**0.65
!nombre de prandtl :

```

```

      zufc=z*d
!calcul de coefficient convectif
      alphafc=(zufc*condfc)/(di)
!calcul de coefficient global:
      Kc=1/((1/alphafc)+(di/(2*lamdai))*log(de/di)+(di/(alphaec*de)))
! Calcul la longueur de chaque élément de volume:
      Rc=fluxc/(Kc*3.14*di*19*(tc-tmc))
!calcul de la longueur totale de condensation :
      op=op+Rc
!flux total de condensation :
      fluc=fluc+fluxc
      enddo
!le tronçon de désurchauffe+ le tronçon de condensation :
      Z=op+Rd
=====
=====ZONE DE SOUS-REFROIDISSEMENT 1=====
=====
!initialisation:
      tess=tec
      Rs=0
      ts=tec
      tf=tc
      hf=hl
do
      Rs=Rs+0.01
!calcul des propriétés thermodynamique d'eau
!ouverture de fichier ou se trouve l'eau
      i=1
      hfiles='water.fld'
      hfmix=""
      hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!calcul des propriétés thermodynamiques d'eau:
      tp=ts
      P=pe
      kph=1
call TPRHO(tp,P,x,kph,kguess,rhoes,ierr,herr)
call TRNPRP(tp,rhoes,x,etaes,tcxes,ierr,herr)
      viscoes=etaes/10**6
      condts=tcxes
!calcul de nombre de reynolds et prandl de l'eau
      Rees=(me*Dh)/(Scal*viscoes)
      Pres=(viscoes*cpe)/condts
! Nombre de Nusselt
      zues=0.023*(Rees**0.8)*(Pres**0.4)
!calcul de coefficient d'echange convectif d'eau
      alphaes=(zues*condts)/Dh
!calcul des propriétés thermodynamique de CO2:
!ouverture de fichier ou se trouve le CO2
      i=1

```

```

    hfiles='co2.fld'
    hfmix=""
    hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
! Les propriétés thermo dynamique à la température d'entrée du CO2 de la zone de
désurchauffe:
    tv=tf
    p=pc
    kph=1
call TPRHO(tv,p,x,kph,kguess,rhofs,ierr,herr)
call CVCP (tv,rhofs,x,cv,cpfs)
!capacité calorifique:
    cpfs=cpfs/0.044
call TRNPRP(tv,rhofs,x,etas,tctxs,ierr,herr)
!viscosité dynamique:
    viscos=etas/10**6
!coefficient d'échange conductif
    condvfs=tctxs
!calcul de nombre de reynolds et prandl de l'eau
! Nombre de reynolds et prandl
    Refs=(v*di)/viscos
    Prfs=(viscos*cpfs)/condvfs
! Nombre de Nusselt
    zufs=0.023*(Refs**0.8)*(Prfs**0.3)
!calcul de coefficient d'échange convectif d'eau
    alphafs=(zufs*condvfs)/(di)
!calcul de coefficient d'échange global:
    Ks=1/((1/alphafs)+(di/(2*lamdai))*log(de/di)+(di/(alphaes*de)))
! Flux pour chaque nœud de calcul :
    fluxs=Ks*3.14*di*19*deltaL*(tf-ts)
!temperature de chaque noeud:
    ts=ts-fluxs/(me*cpe)
!!'enthalpie de chaque noeud de calcul:
    hf=hf-(fluxs)/mco2
    i=1
    hfiles='co2.fld'
    hfmix=""
    hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
    hm=(hf*0.044)
    tf=298
    p=pc
    kph=1
call PHFL1(p,hm,x,kph,tf,D,ierr,herr)
!La longueur totale de sous-refroidissement :
    sL=Rs+Z
!flux totale de sous-refroidissement :
    flus=flus+fluxs
if (sL>=Lt) exit
end do

```

```

=====
=====ZONE DE DESURCHAUFFE 2=====
=====
!calcul à tes2=298
!calcul des propriétés thermodynamique de CO2:
!ouverture de fichier ou se trouve le CO2
    i=1
    hfiles='co2.fld'
    hfmix=""
    hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!calcul d'enthalpie à la température d'entrée du CO2 de la zone de désurchauffe:
    td=tfe
    p=pc
    kph=2
call TPRHO(td,p,x,kph,kguess,rhofd,ierr,herr)
call ENTHAL (td,rhofd,x,hd)
    hd=hd/0.044
!calcul d'enthalpie au point de saturation
    t=tc
    p=pc
    kph=2
call TPRHO(t,p,x,kph,kguess,rho2,ierr,herr)
call ENTHAL (t,rho2,x,h2)
    h2=h2/0.044
!calcul de flux de chaleur cédé par le CO2:
    fluxd=mco2*(hd-h2)
!calcul de la temperature de sortie de l'eau de la zone de désurchauffe
    ted=-(fluxd/(me*cpe))+tes2
!calcul de la temperature moyenne d'eau
    tmd=(ted+tes2)/2
!calcul des propriétés thermodynamique d'eau
!ouverture de fichier ou se trouve l'eau
    i=1
    hfiles='water.fld'
    hfmix=""
    hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!calcul des propriétés thermodynamiques d'eau:
    tmd=(ted+tes2)/2
    Pg=pe
    kph=1
call TPRHO(tmd,Pg,x,kph,kguess,rhoed,ierr,herr)
call TRNPRP(tmd,rhoed,x,etaed,tced,ierr,herr)
!viscosité dynamique:
    viscoed=etaed/10**6
! Coefficient d'échange convectif :
    conded=tced
!Calcul de nombre de reynolds et prandtl de l'eau

```

```

      Reed=(me*Dh)/(Scal*viscoed)
      Pred=(viscoed*cpe)/conded
! Nombre de Nusselt :
      zued=0.023*(Reed**0.8)*(Pred**0.4)
!calcul de coefficient d'échange convectif d'eau
      alphaed=(zued*conded)/Dh
!calcul des propriétés thermodynamique de co2:
!ouverture de fichier ou se trouve le CO2
      i=1
      hfiles='co2.fld'
      hfmix=""
      hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
! Les propriétés thermo à la température d'entrée du CO2 de la zone de désurchauffe:
      tfmd=(tfe+tc)/2
      p=pc
      kph=2
call TPRHO(tfmd,p,x,kph,kguess,rhofdm,ierr,herr)
call CVCP (tfmd,rhofdm,x,cv,cpd)
!capacité calorifique:
      cpd=cpd/0.044
call TRNPRP(tfmd,rhofdm,x,etafd,tcxfd,ierr,herr)
!viscosité dynamique:
      viscofd=etafd/10**6
!coefficient d'échange convectif
      condtdf=tcxfd
!calcul de nombre de reynolds et prandtl de l'eau
      Refd=(v*di)/viscofd
      Prfd=(viscofd*cpd)/condtdf
! Nombre de Nusselt :
      zufd=0.023*(Refd**0.8)*(Prfd**0.3)
!calcul de coefficient d'échange convectif d'eau
      alphafd=(zufd*condtdf)/(di)
!calcul de coefficient d'échange global:
      Kd=1/((1/alphafd)+(di/(2*lamdai))*log(de/di)+(di/(alphaed*de)))
!calcul de la temperature logarythmique moyenne:
      deltaTlm=((tc-ted)-(tfe-tes2))/log((tc-ted)/(tfe-tes2))
!calcul de la longueur tronçon de la zone de desurchauffe:
      Rd=fluxd/(Kd*3.14*di*19*deltaTlm)
!=====
!=====ZONE DE CONDENSATION 2=====
!=====
      x=1
      tec=ted
      op=0
      fluc=0
do j=1,10
      x=x-0.1
      e1=x+0.1
      e2=x

```

```

call SATT(t,x,kph,p,rhol,rhov,xliq,xvap,ierr,herr)
call ENTHAL(t,rhol,x,hl)
call ENTHAL(t,rhov,x,hv)
  hl=hl/0.044
  hv=hv/0.044
  !write(*,*)'hl=',hl
  lv=hv-hl
  fluxc=mco2*lv*(e1-e2)
  tec=tec-fluxc/(cpe*me)
  tc2=tec
  tc1=tc2+fluxc/(cpe*me)
! calcul de coefficient de transfert convectif coté eau:
  i=1
  hfiles='water.fld'
  hfmix=""
  hrf='DEF'
  CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
  tmc=(tc1+tc2)/2
  pg=pe
  kph=1
call TPRHO(tmc,pg,x,kph,kguess,rhoec,ierr,herr)
call TRNPRP(tmc,rhoec,x,etaec,tcxec,ierr,herr)
  viscec=etaec/10**6
  condec=tcxec
  Reec=(me*Dh)/(Scal*viscec)
  Prec=(viscec*cpe)/condec
  zuec=0.023*(Reec**0.8)*(Prec**0.4)
  alphaec=(zuec*condec)/Dh
! calcul de coefficient convectif coté CO2:
  i=1
  hfiles='co2.fld'
  hfmix=""
  hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!propriétés de CO2:
!les propriétés thermodynamique de CO2:
  t=tc
  call SATT(t,x,kph,p,rhol,rhov,xliq,xvap,ierr,herr)
  call TRNPRP(t,rhol,x,etal,tcxl,ierr,herr)
  call TRNPRP(t,rhov,x,etav,tcxv,ierr,herr)
  viscv=etav/10**6
  viscl=etal/10**6
  condfl=tcxl
  condfv=tcxv
  em=(e1+e2)/2
  rhofc=(rhol)+em*(rhov-rhol)
  t=tc
call TRNPRP(t,rhofc,x,etafc,tcxfc,ierr,herr)
  viscfc=etafc/10**6
  condfc=tcxfc

```

```

        call CVCP(t,rhol,x,cv,cpl)
        cpl=cpl/0.044
!calcul de Re liquide Rel:
        Rel=(v*(1-em)*di)/viscl
!calcul de Re entierement liquide:
        Reel=(v*di)/viscl
!calcul de prandl liquide
        Prl=(viscl*cpl)/condfl
        z=A*(rhol/rhov)*(viscl/viscv)*Rel**0.2*(Reel-Rel)**0.7
        d=Pr1**0.65
        zufc=z*d
!calcul de coefficient convectif
        alphafc=(zufc*condfc)/(di)
!calcul de coefficient global:
        Kc=1/((1/alphafc)+(di/(2*lamdai))*log(de/di)+(di/(alphaec*de)))
! Calcul de la longueur de chaque element de volume:
        Rc=fluxc/(Kc*3.14*di*19*(tc-tmc))
        op=op+Rc
        fluc=fluc+fluxc
enddo
        Z=op+Rd
!=====
!=====ZONE DE SOUS-REFROIDISSEMENT 2=====
!=====
!initialisation de la temperature de sortie de l'eau:
        tess=tec
        Rs=0
        ts1=tec
        tf=tc
        hf=hl
        flus=0
do
        Rs=Rs+0.01
!calcul des propriétés thermodynamique d'eau
!ouverture de fichier ou se trouve l'eau
        i=1
        hfiles='water.fld'
        hfmix=""
        hrf='DEF'
        CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!calcul des propriétés thermodynamiques d'eau:
        tp=ts1
        P=pe
        kph=1
call TPRHO(tp,P,x,kph,kguess,rhoes,ierr,herr)
call TRNPRP(tp,rhoes,x,etaes,tcxes,ierr,herr)
!viscosité dynamique
        viscoes=etaes/10**6
!coefficient d'échange conductif
        condts=tcxes

```

```

!calcul de nombre de reynolds et prandl de l'eau
  Rees=(me*Dh)/(Scal*viscoes)
  Pres=(viscoes*cpe)/condts
! Nombre du Nusselt
  zues=0.023*(Rees**0.8)*(Pres**0.4)
!calcul de coefficient d'echange convectif d'eau
  alphaes=(zues*condts)/Dh
!calcul des propriétés thermodynamique de co2:
!ouverture de fichier ou se trouve le CO2
  i=1
  hfiles='co2.fld'
  hfmix=""
  hrf='DEF'
  CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!les propriétés thermo à la temperature d'entrée du CO2 de la zone de desurchauffe:
  tv=tf
  p=pc
  kph=1
call TPRHO(tv,p,x,kph,kguess,rhofs,ierr,herr)
call CVCP (tv,rhofs,x,cv,cpfs)
!capacité calorifique:
  cpfs=cpfs/0.044
call TRNPRP(tv,rhofs,x,etas,tcxs,ierr,herr)
!viscosité dynamique
  viscos=etas/10**6
!coefficient d'échange conductif
  condtrfs=tcxs
!calcul de nombre de reynolds et prandl de l'eau
  Refs=(v*di)/viscos
  Prfs=(viscos*cpfs)/condtrfs
!calcul de coefficient de transfert conductif d'eau:
  zufs=0.023*(Refs**0.8)*(Prfs**0.3)
!calcul de coefficient d'echange convectif d'eau
  alphafs=(zufs*condtrfs)/(di)
!calcul de coefficient d'echange global:
  Ks=1/((1/alphafs)+(di/(2*lamdai))*log(de/di)+(di/(alphaes*de)))
  fluxs=Ks*3.14*di*19*deltaL*(tf-ts1)
  ts1=ts1-fluxs/(me*cpe)
  hf=hf-(fluxs)/mco2
!ouverture de fichier où se trouve le CO2
  i=1
  hfiles='co2.fld'
  hfmix=""
  hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
  hm=(hf*0.044)
  tf=298
  p=pc
  kph=1
call PHFL1(p,hm,x,kph,tf,D,ierr,herr)

```

```

sL=Rs+Z
flus=flus+fluxs
if (sL>=Lt) exit
end do

```

```

=====
===== CALCUL DE LA TEMPERATURE DE SORTIE =====
=====

```

```

at=tes1
bt=tes2
fa=ts
fb=ts1
do while (abs(bt-at)>0.01)
ab=(at+bt)/2
tes3=ab

```

```

=====
===== ZONE DE DESURCHAUFFE 3 =====
=====

```

!calcul à une température de sortie tes3:

!calcul des propriétés thermodynamique de CO2:

!ouverture de fichier ou se trouve le CO2

```

i=1
hfiles='co2.fld'
hfmix=""
hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)

```

!calcul d'enthalpie à la temperature d'entrée du CO2 de la zone de desurchauffe:

```

td=tfe
p=pc
kph=2

```

call TPRHO(td,p,x,kph,kguess,rhofd,ierr,herr)

call ENTHAL (td,rhofd,x,hd)

```

hd=hd/0.044

```

!calcul d'enthalpie au point de saturation

```

t=tc
p=pc
kph=2

```

call TPRHO(t,p,x,kph,kguess,rho2,ierr,herr)

call ENTHAL (t,rho2,x,h2)

```

h2=h2/0.044

```

!calcul de flux de chaleur cédé par le CO2:

```

fluxd=mco2*(hd-h2)

```

!calcul de la temperature de sortie de l'eau de la zone de desurchauffe

```

ted=-(fluxd/(me*cpe))+tes3

```

!calcul de la temperature moyenne d'eau

```

tmd=(ted+tes3)/2

```

!calcul des propriétés thermodynamique d'eau

```

!ouverture de fichier ou se trouve l'eau :
  i=1
  hfiles='water.fld'
  hfmix=""
  hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!calcul des propriétés thermodynamiques d'eau:
  tmd=(ted+tes3)/2
  Pg=pe
  kph=1
call TPRHO(tmd,Pg,x,kph,kguess,rhoed,ierr,herr)
call TRNPRP(tmd,rhoed,x,etaed,tcxed,ierr,herr)
  viscoed=etaed/10**6
  conded=tcxed
!calcul de nombre de reynolds et prandl de l'eau
  Reed=(me*Dh)/(Scal*viscoed)
  Pred=(viscoed*cpe)/conded
!Nombre de Nusselt :
  zued=0.023*(Reed**0.8)*(Pred**0.4)
!calcul de coefficient d'echange convectif d'eau
  alphaed=(zued*conded)/Dh
!calcul des propriétés thermodynamique de co2:
!ouverture de fichier ou se trouve le CO2
  i=1
  hfiles='co2.fld'
  hfmix=""
  hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!les propriétés thermo à la température d'entrée du CO2 de la zone de desurchauffe:
  tfmd=(tfe+tc)/2
  p=pc
  kph=2
call TPRHO(tfmd,p,x,kph,kguess,rhofdm,ierr,herr)
call CVCP (tfmd,rhofdm,x,cv,cpd)
  cpd=cpd/0.044
call TRNPRP(tfmd,rhofdm,x,etafd,tcxfd,ierr,herr)
  viscofd=etafd/10**6
  condtdf=tcxfd
!calcul de nombre de reynolds et prandl de CO2
  Refd=(v*di)/viscofd
  Prfd=(viscofd*cpd)/condtdf
!Nombre de Nusselt:
  zufd=0.023*(Refd**0.8)*(Prfd**0.3)
!calcul de coefficient d'echange convectif de CO2
  alphafd=(zufd*condtdf)/(di)
!calcul de coefficient d'echange global:
  Kd=1/((1/alphafd)+(di/(2*lamdai))*log(de/di)+(di/(alphaed*de)))
!calcul de la température logarithmique moyenne:
  deltaTlm=((tc-ted)-(tfe-tes3))/log((tc-ted)/(tfe-tes3))
!calcul de la longueur tronçon de la zone de desurchauffe:

```

$$Rd = \text{fluxd} / (Kd * 3.14 * di * 19 * \text{deltaTlm})$$

```

=====
=====ZONE DE CONDENSATION 3=====
=====
x=1
tec=ted
op=0
fluc=0
do j=1,10
x=x-0.1
e1=x+0.1
e2=x
call SATT(t,x,kph,p,rhol,rhov,xliq,xvap,ierr,herr)
call ENTHAL(t,rhol,x,hl)
call ENTHAL(t,rhov,x,hv)
hl=hl/0.044
hv=hv/0.044
lv=hv-hl
fluxc=mco2*lv*(e1-e2)
tec=tec-fluxc/(cpe*me)
tc2=tec
tc1=tc2+fluxc/(cpe*me)
!a)calcul de coefficient de transfert convectif coté eau:
i=1
hfiles='water.fld'
hfmix=""
hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
tmc=(tc1+tc2)/2
pg=pe
kph=1
call TPRHO(tmc,pg,x,kph,kguess,rhoec,ierr,herr)
call TRNPRP(tmc,rhoec,x,etaec,tcxec,ierr,herr)
viscec=etaec/10**6
condec=tcxec
Reec=(me*Dh)/(Scal*viscec)
Prec=(viscec*cpe)/condec
zuec=0.023*(Reec**0.8)*(Prec**0.4)
alphaec=(zuec*condec)/Dh
!b) coté co2:
!ouverture de fichier où se trouve le CO2
i=1
hfiles='co2.fld'
hfmix=""
hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!propriétés de co2:
!les propriétés thermo de co2:

```

```

t=tc
call SATT(t,x,kph,p,rhol,rhov,xliq,xvap,ierr,herr)
call TRNPRP(t,rhol,x,etal,tcxl,ierr,herr)
call TRNPRP(t,rhov,x,etav,tcxv,ierr,herr)
  viscv=etav/10**6
  viscl=etal/10**6
  condfl=tcxl
  condfv=tcxv
!titre moyen:
  em=(e1+e2)/2
  rhofc=(rhol)+em*(rhov-rhol)
  t=tc
call TRNPRP(t,rhofc,x,etafc,tcxfc,ierr,herr)
  visfc=etafc/10**6
  condfc=tcxfc
call CVCP(t,rhol,x,cv,cpl)
!capacité calorifique liquide:
  cpl=cpl/0.044
!calcul de Re liquide Rel:
  Rel=(v*(1-em)*di)/viscl
!calcul de Re entierement liquide:
  Reel=(v*di)/viscl
!calcul de prandl liquide
  Prl=(viscl*cpl)/condfl
  z=A*(rhol/rhov)*(viscl/viscv)*Rel**0.2*(Reel-Rel)**0.7
  d=Prl**0.65
!calcul de nombre de Nusselt
  zufc=z*d
!calcul de coefficient convectif
  alphafc=(zufc*condfc)/(di)
!calcul de coefficient global:
  Kc=1/((1/alphafc)+(di/(2*lamdai))*log(de/di)+(di/(alphaec*de)))
! calcul de la longueur de chaque element de volume:
  Rc=fluxc/(Kc*3.14*di*19*(tc-tmc))
  op=op+Rc
  fluc=fluc+fluxc
enddo
  Z=op+Rd
!=====
!=====ZONE DE SOUS-REFROIDISSEMENT 3=====
!=====
!initialisation de la température des variables d'entrée:
  tess=tec
  Rs=0
  ts3=tec
  tf=tc
  hf=hl
  flus=0
do
  Rs=Rs+0.01

```

```

!calcul des propriétés thermodynamique d'eau
!ouverture de fichier ou se trouve l'eau
  i=1
  hfiles='water.fld'
  hfmix=""
  hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!calcul des propriétés thermodynamiques d'eau:
  tp=ts3
  P=pe
  kph=1
call TPRHO(tp,P,x,kph,kguess,rhoes,ierr,herr)
call TRNPRP(tp,rhoes,x,etaes,tcxes,ierr,herr)
  viscoes=etaes/10**6
  condts=tcxes
!calcul de nombre de reynolds et prandl de l'eau
  Rees=(me*Dh)/(Scal*viscoes)
  Pres=(viscoes*cpe)/condts
! Nombre de Nusselt
  zues=0.023*(Rees**0.8)*(Pres**0.4)
!calcul de coefficient d'echange convectif d'eau
  alphaes=(zues*condts)/Dh
!calcul des propriétés thermodynamique de co2:
!ouverture de fichier ou se trouve le CO2
  i=1
  hfiles='co2.fld'
  hfmix=""
  hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
!les propriétés thermodynamique à la température d'entrée du CO2 de la zone de
désurchauffe:
  tv=tf
  p=pc
  kph=1
call TPRHO(tv,p,x,kph,kguess,rhofs,ierr,herr)
call CVCP (tv,rhofs,x,cv,cpfs)
  cpfs=cpfs/0.044
call TRNPRP(tv,rhofs,x,etas,tcxs,ierr,herr)
  viscos=etas/10**6
  condts=tcxs
!calcul de nombre de reynolds et prandl de l'eau
  Refs=(v*di)/viscos
  Prfs=(viscos*cpfs)/condts
!calcul de coefficient de transfert conductif d'eau:
  zufs=0.023*(Refs**0.8)*(Prfs**0.3)
!calcul de coefficient d'echange convectif d'eau
  alphafs=(zufs*condts)/(di)
!calcul de coefficient d'echange global:
  Ks=1/((1/alphafs)+(di/(2*lamdai))*log(de/di)+(di/(alphaes*de)))
  fluxs=Ks*3.14*di*19*deltaL*(tf-ts3)

```

```

    ts3=ts3-fluxs/(me*cpe)
    hf=hf-(fluxs)/mco2
!ouverture de fichier où se trouve le CO2
    i=1
    hfiles='co2.fld'
    hfmix=""
    hrf='DEF'
CALL SETUP (i,hfiles,hfmix,hrf,ierr,herr)
    hm=(hf*0.044)
    tf=298
    p=pc
    kph=1
call PHFL1(p,hm,x,kph,tf,D,ierr,herr)
    sL=Rs+Z
    flus=flus+fluxs
    if (sL>=Lt) exit
    end do
if (ts3-tee<0) then
    at=ab
    bt=bt
    ab=(ab+bt)/2
else
    bt=ab
    at=at
    ab=(ab+at)/2
endif
    tes3=ab
end do
    p=pc
    h=(hf*0.044)
    Kph=1
    t=294
    D=17.96
call PHFL1(p,h,x,kph,t,D,ierr,herr)
    rhod=D*44
    P1=pc-(((mco2**2)/(2*(Sd**2)*rhod*10**2))
write(*,*)'pression de sortie du détenteur=', P1
write(*,*)'température d'entrée d'eau=',ts3
write(*,*)'température de sortie d'eau=',tes3
write(*,*)'température de sortie de CO2=',tf
write(*,*)'flux total=', fluxd+fluc+flus
end calcul condenseur-détendeur

```