



# *Dédicaces*

*Je dédie ce travail*

*A mes très chers parents*

*A mon frères et mes sœurs*

*Abdelheq; Leila ; Wafia; Lamia*

*A tous mes proches*

*A tous les enseignants*

*A tous mes amis*

*GANNA Abdelouhab*

# *Dédicace*

*Je dédie ce travail*

*A mes très chers parents*

*A mes frères*

*A tous mes proches*

*A tous les enseignants*

*A tous mes amis*

*MESSAOUDI Hocine*

# *Remerciements*

Mes remerciements vont tout premièrement à DIEU tout puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il m'a donnée durant ces longues années d'études afin que je puisse arriver à ce stade.

Nous tenons également à exprimer nos plus sincères remerciements à notre promoteur Mr N. Boutalbi de nous avoir suivi ; guidé et orienté jusqu'à l'aboutissement de ce travail.

Nous tenons aussi à exprimer nos remerciements aux membres du jury qui nous ont fait l'honneur d'examiner et d'évaluer notre travail.

On tient également à remercier nos chers parents ainsi que nos familles d'avoir contribué à notre succès

Que nos amis et toutes les personnes qui nous ont assisté et encouragé de près ou de loin, trouvent ici l'expression de nos sincères reconnaissances.

# Sommaire

---

|                       |   |
|-----------------------|---|
| Remerciements         |   |
| Dédicaces             |   |
| Sommaire              |   |
| Listes des figures    |   |
| Liste des tableaux    |   |
| Nomenclature          |   |
| Introduction Générale | 1 |

## Chapitre I

### Analyse bibliographique

|                                                                                  |    |
|----------------------------------------------------------------------------------|----|
| I.1. Généralité sur le froid                                                     | 2  |
| I.1.1. Introduction sur froid                                                    | 2  |
| I.1.2. Historique sur froid                                                      | 2  |
| I.1.3. Domaine d'application du froid                                            | 2  |
| I.1.4. Technique conservation par le froid                                       | 3  |
| I.1.5. Définition des machines frigorifiques                                     | 4  |
| I.1.6. Classification les systèmes frigorifiques                                 | 4  |
| I.1.6.1. Systèmes mécano-frigorifiques                                           | 5  |
| I.1.6.2. Systèmes à compression de vapeur                                        | 5  |
| I.1.7. Différents types machines à compression de vapeur                         | 6  |
| I.1.7.1. Machine à un étage de compression mécanique                             | 6  |
| I.1.7.2. Machine à plusieurs étages de compression mécanique et à un seul fluide | 7  |
| I.1.7.3. Machine frigorifique fonctionnant en cascades                           | 7  |
| I.1.8. Composants du circuit frigorifique                                        | 8  |
| I.1.9. Thermodynamique du froid                                                  | 13 |
| I.1.9.1. Le cycle idéal de Carnot                                                | 13 |
| I.1.9.2. Diagrammes thermodynamiques                                             | 13 |
| I.2. Fluides frigorigènes                                                        | 15 |
| I.2.1. Définition des fluides frigorigènes                                       | 15 |
| I.2.2. Nomenclature et classification des fluides frigorigènes                   | 15 |
| I.2.2.1. Nomenclature                                                            | 15 |

# Sommaire

---

|                                                        |    |
|--------------------------------------------------------|----|
| I.2.2.2. Classification                                | 15 |
| I.2.3. Domaine d'application                           | 18 |
| I.2.4. Propriétés fluide frigorigène                   | 19 |
| I.2.4.1. Propriétés thermodynamiques et techniques     | 19 |
| I.2.4.2. Propriétés environnementales                  | 19 |
| I.2.5. Critère choix de fluide frigorigène             | 20 |
| I.2.5.1. Critère thermodynamique                       | 20 |
| I.2.5.2. Critère technique                             | 21 |
| I.2.5.3. Critère économique                            | 21 |
| I.2.5.4. Critère sécurité                              | 22 |
| I.2.6. Fluides frigorigène et l'environnement          | 23 |
| I.2.6.1. La couche d'ozone                             | 23 |
| I.2.6.2. L'effet de serre                              | 23 |
| I.2.7. Fluides frigorigène R744 et R290                | 24 |
| I.2.7.1. Dioxyde de carbone (R-744)                    | 24 |
| I.2.7.2. Propane R-290                                 | 24 |
| I.2.8. Propriétés Les fluides frigorigène R744 et R290 | 24 |
| I.3. Modélisation cycle en cascade                     | 25 |
| I.3.1. Introduction sur cycle en cascade               | 25 |
| I.3.2. Description de cycle en cascade                 | 26 |
| I.3.3. Généralité sur logiciel ESS                     | 27 |
| I.3.4. Revues bibliographiques                         | 28 |
| Conclusion                                             | 30 |

## Chapitre II

### Modélisation thermodynamique de l'installation

|                                              |    |
|----------------------------------------------|----|
| II.1. Introduction                           | 31 |
| II.2. Formulation du problème                | 31 |
| II.3. Données de l'étude                     | 32 |
| II.3.1. Hypothèses                           | 33 |
| II.4. Premier principe de la Thermodynamique | 33 |

## Sommaire

---

|                                                                        |    |
|------------------------------------------------------------------------|----|
| II.4.1. Analyse énergétique                                            | 33 |
| II.4.2. Coefficient de performance (COP)                               | 34 |
| II.4.3. Les différents bilans énergie pour chaque un de ces composants | 35 |
| II.5. Second principe                                                  | 39 |
| II.5.1. Analyse exergetique                                            | 40 |
| II.5.2. Différents bilans exergie pour chaque un de ces composants     | 41 |
| II.6. Résultats obtenus de la modélisation                             | 44 |
| II.6.1. Le couple (R744-R290)                                          | 44 |
| II.6.2. Le couple (R744-R410A)                                         | 45 |
| Conclusion                                                             | 45 |

## Chapitre III

### Résultats et discussions

|                                                                                      |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------|----|
| III.1. Introduction                                                                  | 46 |
| III.2. Effets le rendement isentropique sur la puissance travail                     | 46 |
| III.2.1. L'effet le rendement isentropique sur la puissance travail                  | 47 |
| III.3. Effets de la température de condensation                                      | 47 |
| III.3.1. L'effet de la température de condensation sur de puissance de travail total | 48 |
| III.3.2. L'effet de la température de condensation sur la perte exergetique total    | 49 |
| III.3.3. L'effet de la température de condensation sur le rendement exergetique      | 50 |
| III.3.4. L'effet de la température de condensation sur coefficient de performance    | 51 |
| III.4. Effets de la température d'évaporation                                        | 52 |
| III.4.1. L'effet de la température d'évaporation sur la puissance de travail total   | 53 |
| III.4.2. L'effet de la température d'évaporation sur la perte exergetique total      | 54 |
| III.4.3. L'effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique        | 55 |
| III.4.4. L'effet de la température d'évaporation sur le coefficient de performance   | 56 |
| Conclusion                                                                           | 57 |
| Conclusion générale                                                                  | 58 |
| Annexe                                                                               |    |
| Références                                                                           |    |
| Résumé                                                                               |    |

## Chapitre I

### Analyse bibliographique

|                    |                                                  |    |
|--------------------|--------------------------------------------------|----|
| <b>Figure I.1</b>  | Principe d'une machine frigorifique              | 4  |
| <b>Figure I.2</b>  | Classification les systèmes frigorifiques        | 4  |
| <b>Figure I.3</b>  | Machine à compression de vapeur                  | 5  |
| <b>Figure I.4</b>  | Le cycle frigorifique de référence               | 6  |
| <b>Figure I.5</b>  | Machine frigorifique fonctionnant en cascade     | 8  |
| <b>Figure I.6</b>  | Types des compresseurs                           | 9  |
| <b>Figure I.7</b>  | Type des condenseurs à air                       | 10 |
| <b>Figure I.8</b>  | Détendeur de type thermostatique                 | 10 |
| <b>Figure I.9</b>  | Type d'évaporateurs                              | 11 |
| <b>Figure I.10</b> | Cycle idéal de Carnot                            | 13 |
| <b>Figure I.11</b> | Diagramme entropique (T, S)                      | 13 |
| <b>Figure I.12</b> | Diagramme Mollier (h, S)                         | 14 |
| <b>Figure I.13</b> | Diagramme (h, ln P)                              | 14 |
| <b>Figure I.14</b> | La nomenclature des fluides frigorigènes         | 15 |
| <b>Figure I.15</b> | Le schéma du système de réfrigération en cascade | 26 |

## Chapitre II

### Modélisation thermodynamique de l'installation

|                    |                                        |    |
|--------------------|----------------------------------------|----|
| <b>Figure II.1</b> | Schéma de l'installation en cascade    | 32 |
| <b>Figure II.2</b> | Résultats de modélisation (R744-R290)  | 44 |
| <b>Figure II.3</b> | Résultats de modélisation (R744-R410A) | 45 |



### Chapitre III

#### Résultats et discussions

|                     |                                                                                             |    |
|---------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Figure III.1</b> | L'effet le rendement isentropique sur la consommation de puissance de travail total         | 47 |
| <b>Figure III.2</b> | L'effet de la température de condensation sur la consommation de puissance de travail total | 48 |
| <b>Figure III.3</b> | L'effet de la température de condensation sur la perte exergétique total                    | 49 |
| <b>Figure III.4</b> | L'effet de la température de condensation sur le rendement exergétique                      | 50 |
| <b>Figure III.5</b> | L'effet de la température de condensation sur le coefficient de performance                 | 51 |
| <b>Figure III.6</b> | L'effet de la température d'évaporation sur la consommation de puissance de travail total   | 53 |
| <b>Figure III.7</b> | L'effet de la température d'évaporation sur la perte exergétique total                      | 54 |
| <b>Figure III.8</b> | L'effet de la température d'évaporation sur le rendement exergétique                        | 55 |
| <b>Figure III.9</b> | L'effet de la température d'évaporation sur le coefficient de performance                   | 56 |

---

## Liste des tableaux

---

### Chapitre I

#### Analyse bibliographique

|                    |                                                                                 |    |
|--------------------|---------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Tableau I.1</b> | Les domaines d'application l'avantage des fluides frigorigène les plus utilisés | 18 |
| <b>Tableau I.2</b> | Caractéristique et Propriétés fluide frigorigène                                | 20 |
| <b>Tableau I.3</b> | Groupe de sécurité pour les fluides frigorigènes                                | 22 |
| <b>Tableau I.4</b> | Propriétés des fluides R-744 et R-290                                           | 24 |

### Chapitre II

#### Modélisation thermodynamique de l'installation

|                     |                                |    |
|---------------------|--------------------------------|----|
| <b>Tableau II.1</b> | Propriétés des fluides étudiés | 32 |
|---------------------|--------------------------------|----|

### Chapitre III

#### Résultats et discussions

|                      |                                                            |    |
|----------------------|------------------------------------------------------------|----|
| <b>Tableau III.1</b> | Résultats obtenu avec rendement isentropique variable      | 46 |
| <b>Tableau III.2</b> | Résultats obtenu avec une température condenseur variable  | 48 |
| <b>Tableau III.3</b> | Résultats obtenu avec une température évaporation variable | 22 |

# Nomenclature

|               |                                                                           |           |
|---------------|---------------------------------------------------------------------------|-----------|
| $ds$          | Variation d'entropie                                                      | [kJ/kg.K] |
| $\dot{E}c^+$  | Puissance-travail reçue                                                   | [kW]      |
| $\dot{E}ek^+$ | Puissance-travail effective, reçue par le système au niveau de la machine | [kW]      |
| $\dot{E}q^-$  | Copuissance-chaueur donné                                                 | [kW]      |
| $\dot{E}qi^+$ | Copuissance-chaueur reçue de la source à température                      | [kW]      |
| $\dot{E}w^+$  | Copuissance transformation reçue                                          | [kW]      |
| $\dot{E}w^-$  | Copuissance transformation donné                                          | [kW]      |
| $\dot{E}yn^+$ | Copuissance-transformation reçue au niveau du réseau d'écoulement         | [kW]      |
| $\Delta EC$   | Variations énergies cinétique                                             | [kJ/kg]   |
| $\Delta EP$   | Variations énergies potentielle                                           | [kJ/kg]   |
| $\Delta f$    | Energie dissipée par le frottement visqueux                               | [kJ/kg]   |
| $h$           | Enthalpie massique                                                        | [kJ/kg]   |
| $\Delta H$    | Variation enthalpie                                                       | [kJ/kg]   |
| $K$           | Coenthalpie massique                                                      | [kJ/kg]   |
| $\dot{L}$     | Perte exergetique                                                         | [kW]      |
| $M$           | Masse molaire                                                             | [g/mol]   |
| $\dot{m}$     | Débit massique                                                            | [kg/s]    |
| $\eta$        | Exergie spécifique                                                        | [kJ/kg]   |
| $P$           | Pression                                                                  | [kPa]     |
| $Pc$          | Pression critique                                                         | [kPa]     |
| $Q$           | Quantité de chaleur massique                                              | [kJ/kg]   |
| $Q_0$         | Chaleur massique absorbée à la source froide                              | [kJ/kg]   |
| $Q_k$         | Chaleur massique cédée à la source chaude                                 | [kJ/kg]   |
| $\dot{Q}$     | Puissance calorifique                                                     | [kW]      |
| $\delta Q$    | Quantité de chaleur massique échangée par le système                      | [kJ/kg]   |
| $S$           | Entropie massique                                                         | [kJ/kg.K] |
| $T$           | Température                                                               | [K]       |
| $T_0$         | Température ambiante                                                      | [K]       |
| $Tc$          | Température critique                                                      | [K]       |
| $\dot{W}$     | Puissance travail                                                         | [kW]      |

## Nomenclature

---

|        |                                                                           |         |
|--------|---------------------------------------------------------------------------|---------|
| W      | Travail massique fournir du système                                       | [kJ/kg] |
| BP     | Base pression                                                             |         |
| BT     | Base température                                                          |         |
| COP    | Coefficient performance                                                   |         |
| CFC    | Chlorofluorocarbures                                                      |         |
| ESS    | Engineering Equitation Solver                                             |         |
| FF     | Fluide frigorigène                                                        |         |
| GWP    | Global warming potential (Potentiel de réchauffement global)              |         |
| HT     | Haut température                                                          |         |
| HP     | Haut pression                                                             |         |
| HCFC   | Hydrochlorofluorocarbures                                                 |         |
| HFC    | Hydrofluorocarbures                                                       |         |
| ODP    | Ozone Depletion Potential (Potentiel de destruction de la couche d'ozone) |         |
| PRG    | Potentiel de réchauffement global                                         |         |
| $\eta$ | Rendement                                                                 |         |

## Indices

|     |              |
|-----|--------------|
| C   | Compresseur  |
| Con | Condenseur   |
| d   | Détendeur    |
| Eva | Evaporateur  |
| éch | Echangeur    |
| Exe | Exergétique  |
| g   | Globale      |
| is  | Isentropique |
| r   | Réel         |

## Introduction générale

---

La réfrigération est le terme générique pour désigner l'ensemble des procédés servant à abaisser la température dans un espace clos. Dans un système réfrigération est procédé de diminuer ou conserver le niveau de chaleur d'un corps ou d'un lieu. L'utilisation d'un système de réfrigération approprié fournit une puissance de refroidissement optimale et la plage de température exigée à tout moment. Dans notre étude on s'intéresse sur système réfrigération en cascade avec fluide R744/R290, Ce type de réfrigération permet de couvrir une gamme très large de température, jusqu'à  $-80^{\circ}\text{C}$ , température impossible à obtenir avec des installations traditionnelles. Une cascade repose sur le cycle frigorifique traditionnel qui peut être à compression de vapeur et changement d'états. Ce type est constituée d'une succession d'installation thermodynamique (compresseur, condenseur, détendeur, évaporateur), en générale deux voire trois en fonction de l'utilisation et de la température visée. Ces installations comprennent des circuits frigorifiques qui utilisent des fluides frigorigènes travaillant à des niveaux de température différents et couplés thermiquement par un échangeur.

L'objectif principal de notre recherche, qui est analyser la thermodynamique du ce système de réfrigération en utilisant les fluides R744-R290. Nous présentons les modèles et les formules adaptés qui ont été sélectionnés en fonction des dernières recherches dans le domaine. On a met l'accent sur la description mathématique des approches énergétique et exergétique utilisées pour évaluer les performances du système. La modélisation de cette étude peut être effectuée à l'aide de logiciel de modélisation thermodynamique tels que EES. Ce dernier permet de modéliser ce système et de modéliser leurs performances en utilisant différentes fluides frigorigènes, y compris les fluides R744 et R290. On a présenté et analyse les résultats obtenus au cours de notre étude. Nous avons validé notre modèle. Ainsi, on a présenté graphiquement les résultats de notre analyse des configurations du système de réfrigération en cascade, en mettant évidence les performances énergétique et exergétique de chaque composant de l'installation. De plus, nous avons effectuons une comparaison entre deux couples de fluides frigorigènes étudiés, à savoir le couple (R744-R290) et le couple (R744-R410A).

L'objectif ultime de notre recherche est de fournir des informations précieuses pour l'amélioration de l'efficacité énergétique et exergétique, environnementale des systèmes de réfrigération en cascade. Ces connaissances serviront de base pour la conception et l'optimisation des futurs systèmes frigorifiques plus durables et respectueux de l'environnement.

**CHAPITRE I :**  
**Analyse bibliographique**

# Chapitre I : Analyse bibliographique

---

## I.1. Généralité sur froid

### I.1.1 Introduction sur froid

Le froid est un phénomène physique caractérisé par une baisse de température. Il est présent dans de nombreux aspects de notre vie quotidienne, que ce soit dans la conservation des aliments, la climatisation des bâtiments ou le transport de produits sensibles à la température. Le froid peut être produit de manière naturelle, par exemple à haute altitude ou en hiver, ou de manière artificielle à l'aide de machines frigorifiques.

### I.1.2. Historique sur froid

L'homme des pays tempérés s'est rapidement rendu compte que les denrées périssables pouvaient être conservées dans de bien meilleures conditions l'hiver que l'été. L'utilisation du « froid naturel ». C'est à partir de ce point que l'homme était préoccupé à rechercher les moyens d'abaisser artificiellement la température pour prolonger la conservation des denrées.

Durant l'antiquité il collectait de la glace naturelle à partir des cours l'eau, des sommets de montagne et des gelé, ensuite il a mis en réserver dans des cavités souterraines.

Plus récemment au XIX<sup>ème</sup> siècle (19<sup>ème</sup>) la production de froid se développa rapidement avec l'avancement des connaissances en électricité.

Depuis lors, la technologie de la réfrigération n'a cessé de se développer, avec de nouveaux réfrigérants plus écologiques et plus efficaces, ainsi que des systèmes de régulation de température plus précis.

### I.1.3. Domaine d'application du froid

- **Industrie mécanique** : pour le durcissement des matériaux ou le traitement des surfaces.
- **Domaine médical** : cryochirurgie, conservation de certains produit (organes ...)
- **Industrie alimentaire** : conservation des aliments, pasteurisation des liquides...
- **Industries chimiques et pétrochimiques** : liquéfaction des gaz pour le transport, déparaffinage, débenzolage...

# Chapitre I : Analyse bibliographique

---

- **Génie civil** : refroidissement des bétons, congélation des sols aquifères...
- **Conditionnement des locaux** : rafraîchissement de l'air, conditionnement des patinoires, canons à neige...
- **Laboratoire d'essai et de recherche** : étude des matériaux et comportement de la matière à très basse température...
- **Production de neige carbonique** : maintien du froid à basse température ( $-80\text{ C}^\circ$ ) [1].

## I.1.4. Technique conservation par le froid

- **La réfrigération** :

La réfrigération consiste à refroidir puis entreposer les aliments à une température basse, proche du point de congélation, mais toujours positive par rapport à celui-ci. Généralement, la température de réfrigération se situe aux alentours de  $0^\circ\text{C}$  [2]. A ces températures, la vitesse de développement des microorganismes contenus dans les aliments est ralentie.

- **La congélation** :

La congélation est le procédé qui consiste à abaisser la température d'une denrée à un niveau tel que la majeure partie de son eau de constitution soit transformée en cristaux de glace plus au moins gros [2].

Les températures de conservation des produits congelés sont comprises entre ( $-10$  et  $-30\text{ C}^\circ$ ) et la durée de conservation est fonction de la température de stockage et de la nature des denrées.

- **La surgélation** :

Également appelée congélation rapide, consiste à soumettre un produit à l'action du froid à basse température de manière à provoquer rapidement la cristallisation de l'eau (dans la plage de  $-1$  à  $-5\text{ C}^\circ$ ) du produit et à abaisser sa température à une valeur suffisamment faible pour que la proportion d'eau non congelée soit très faible [2].



# Chapitre I : Analyse bibliographique

## I.1.5. Définition des machines frigorifiques

La machine frigorifique est un système thermodynamique pour la production du froid, d'autre terme c'est un circuit fermé dans lequel circule un fluide frigorigène. Son fonctionnement est basé sur le principe thermodynamique utilisant les propriétés physiques d'un fluide pour assurer un transfert de chaleur ou d'énergie [3], implique d'extraire de la chaleur par l'intermédiaire de l'évaporateur à un niveau de température généralement inférieur à la température ambiante, lorsque cette chaleur est extraite dans un volume délimité, la température d'équilibre est alors inférieure à la température ambiante comme montre la figure (I.1):

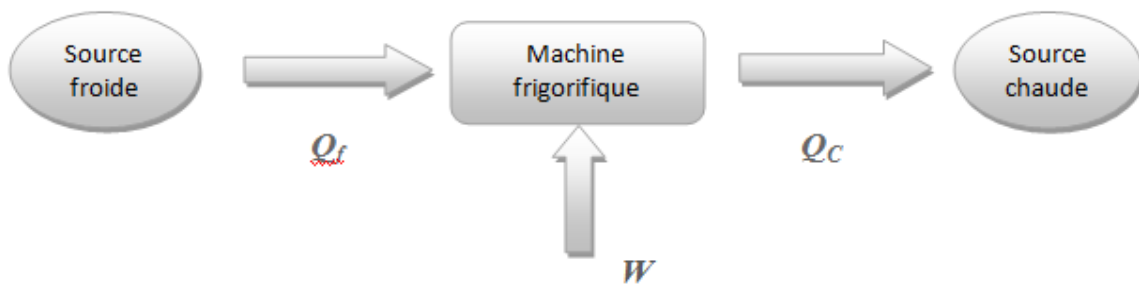


Figure I.1 : Principe d'une machine frigorifique.

## I.1.6. Classification les systèmes frigorifiques

Figure (I.2) représente classification les systèmes frigorifiques. Nous distinguerons deux grandes classes de systèmes frigorifiques [4] :

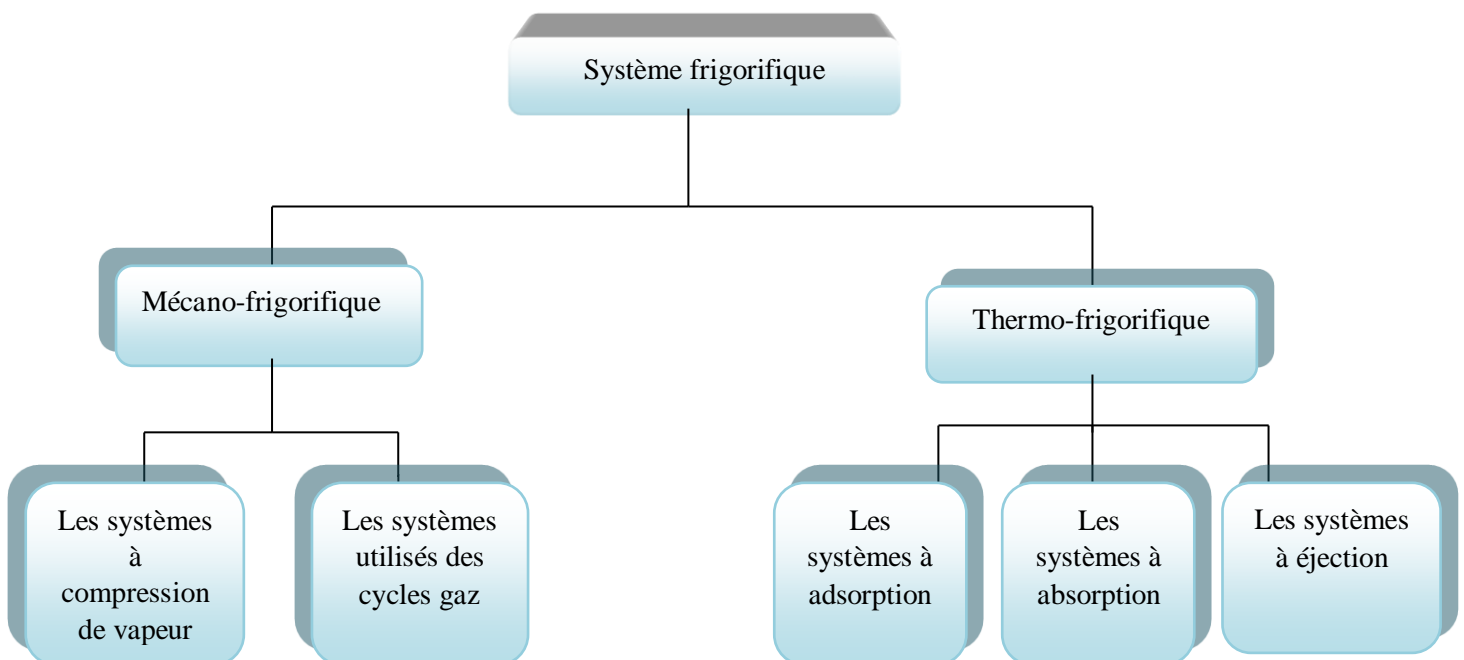


Figure I.2 : Classification les systèmes frigorifiques.

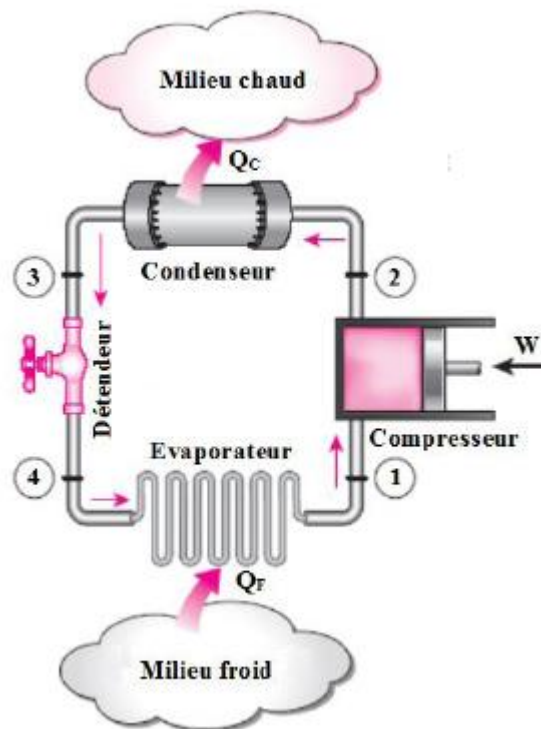
# Chapitre I : Analyse bibliographique

## I.1.6.1. Systèmes mécano-frigorifiques

Notre étude est basée sur le système mécano-frigorifiques plus précisément sur les systèmes à compression de vapeur.

### I.1.6.1.2. Systèmes à compression de vapeur

Une machine frigorifique à compression mécanique est composée de 4 organes principaux où circule un fluide frigorigène permettant le transfert des calories d'un milieu vers un autre comme indiqué dans la figure (I.3). La vapeur issue de l'évaporateur est aspirée et comprimée par un compresseur mécanique. Elle est refoulée dans un condenseur où elle se liquéfie. Le liquide formé retourne vers l'évaporateur en traversant un régleur (ou détendeur) [5]. En raison de leur simplicité ces machines sont les plus répandues, consomment exclusivement de l'énergie mécanique, elles entrent dans catégorie des systèmes au moins diathermes.



**Figure I.3** : Machine à compression de vapeur.

Les différentes évolutions du fluide frigorigène dans la machine frigorifique sont représentées sur le diagramme enthalpie la figure (I.4), il s'agit du cycle frigorifique de la machine communément appelé cycle de référence ou cycle pratique par les frigoristes.

Le fluide frigorigène (FF) circulant dans le circuit frigorifique suit les évolutions suivantes :

- ❖ Entre 1 et 2 : compression des vapeurs de FF qui passent d'un niveau de basse pression (BP) à un niveau de haute pression (HP).

## Chapitre I : Analyse bibliographique

- ❖ Entre 2 et 3 : désurchauffe des vapeurs de FF (HP).
- ❖ Entre 3 et 4 : condensation des vapeurs de FF (HP) qui deviennent du FF liquide (HP).
- ❖ Entre 4 et 5 : sous refroidissement du FF liquide (HP).
- ❖ Entre 5 et 6 et 7 : détente du FF liquide (HP) qui devient un mélange de liquide (BP) et d'une faible quantité de vapeurs (BP).
- ❖ Entre 7 et 8 : évaporation du FF liquide (BP) qui devient vapeur de FF (BP).
- ❖ Entre 8 et 1 : surchauffe des vapeurs de FF (BP) [6].

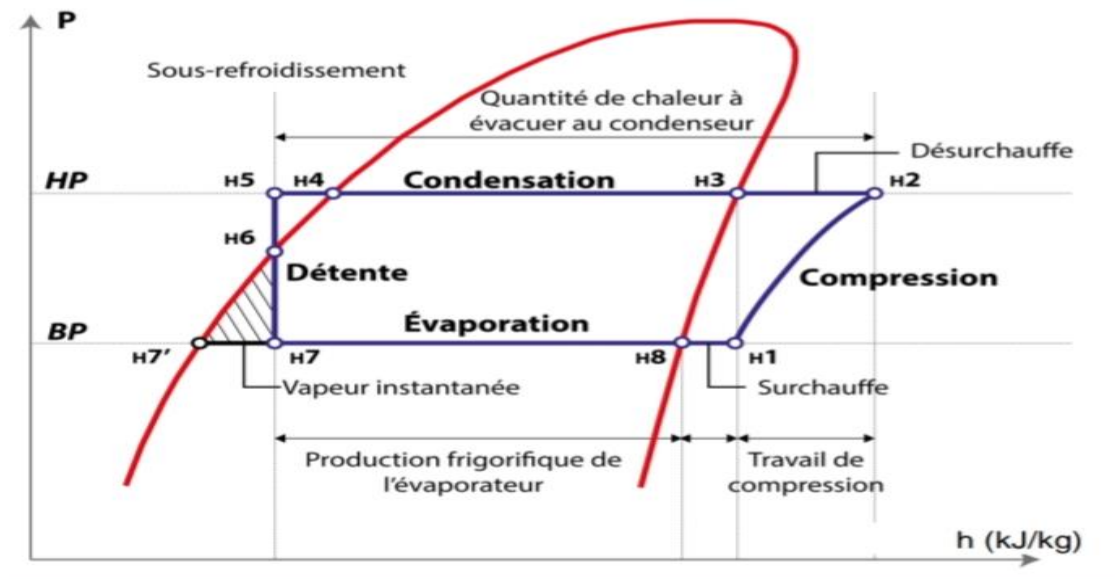


Figure I.4 : Le cycle frigorifique de référence.

### I.1.7. Différents types machines à compression de vapeur

Parmi les différentes machines à compression de vapeur on cite 3 types de machines :

#### I.1.7.1. Machine à un étage de compression mécanique

L'installation frigorifique à compression illustrée par la figure (I.3) est la machine qui est la plus fréquemment utilisée pour la production du froid. Ici on met à profit l'effet consistant en ce que l'évaporation d'un liquide s'accompagne d'une forte absorption de chaleur. Lors de la condensation de la vapeur, la chaleur est de nouveau émise.

Grâce aux différentes pressions survenant lors de l'évaporation et de la condensation, les niveaux de température peuvent être ajustés de telle sorte qu'il se produise un transport de chaleur du côté froid vers le côté chaud [7].

## Chapitre I : Analyse bibliographique

---

Comme dans ce cas, l'agent réfrigérant circule dans un circuit fermé, on parle d'un cycle frigorifique. Au lieu du compresseur à piston présenté, on peut également utiliser des compresseurs à vis, des compresseurs scroll, des turbocompresseurs ou des compresseurs à éjection de vapeur.

### I.1.7.2. Machine à plusieurs étages de compression mécanique et à un seul fluide

Lorsqu'il s'agit de produire du froid à températures plus basses (généralement comprises entre - 25 et - 45 °C), les cycles à compression mono-étagée présentent divers inconvénients. Car l'augmentation de l'écart de température entre le condenseur et l'évaporateur d'une machine à un étage de compression mécanique peut être produite soit parce que la température de condensation,  $T_k$  s'élève, soit parce que la température d'évaporation,  $T_0$  s'abaisse (production de froid à plus basse température), cette augmentation conduit évidemment à une augmentation du taux de compression ( $\pi=P_k/P_0$ ) du compresseur qui entraîne les inconvénients sous cités :

- Diminution du rendement volumétrique.
- Diminution du rendement indiqué.
- Augmentation de la température de refoulement.

La solution donc est de fractionner la compression en deux ou plusieurs étages avec refroidissement des vapeurs entre les étages de compressions.

### I.1.7.3. Machine frigorifique fonctionnant en cascades

La figure numéroté (I.5) représente une installation frigorifique en cascades qui comporte plusieurs machines frigorifiques élémentaires associées en séries ; le condenseur de l'une cédant de la chaleur à l'évaporateur de celle qui la suit immédiatement dans le sens des températures croissante [3].

L'évaporateur de la première machine, la machine basse température, absorbe la chaleur dans le milieu à refroidir, le condenseur de la dernière, la machine haute température, est refroidir par les moyens naturels, eau ou air.

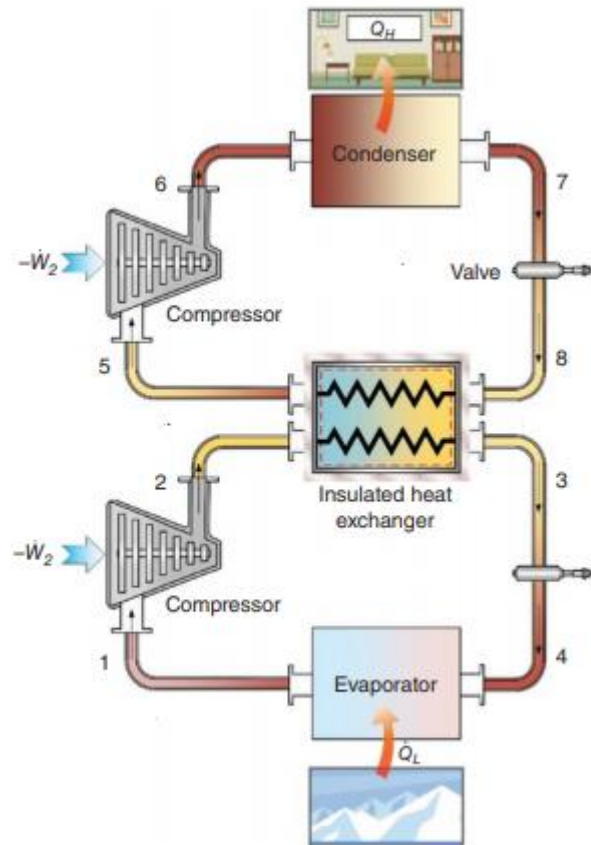


Figure I.5 : Machine frigorifique fonctionnant en cascades.

### I.1.8. Composants du circuit frigorifique

Les composants de base du circuit frigorifique sont le compresseur, l'évaporateur, le condenseur et le détendeur. Pour ceux-ci, la connexion de refroidissement ainsi que le réfrigérant doivent être intégrés.

#### Le compresseur

Le compresseur est l'un des composants clés du circuit (le cœur de l'installation). Il permet au fluide frigorigène de circuler par la compression. Le compresseur aspire de la vapeur à basse pression (BP) (à bas niveau de température) issu de l'évaporateur, le comprime et le refoule de la vapeur à haute pression (HP) vers le condenseur (avec une légère augmentation de température).

Il existe plusieurs types de compresseurs comme la figure (I.6) montre, allant des petits compresseurs domestiques (comme les réfrigérateurs fermés) aux modèles plus grands pour les applications industrielles.



**Figure I.6 :** Types des compresseurs.

### **Le condenseur**

Le réfrigérant liquide traverse le compresseur et atteint le condenseur. Le condenseur est un échangeur de chaleur qui va permettre l'évacuation de la chaleur contenue dans le fluide frigorigène gazeux qui était auparavant aspirée par l'évaporateur et comprimée dans le compresseur comme on peut voir figure (I.7). Par conséquent, il reçoit du gaz à haute pression et à haute température. C'est là que la chaleur du réfrigérant est échangée avec l'air ou l'eau et cela aidera au chauffage.

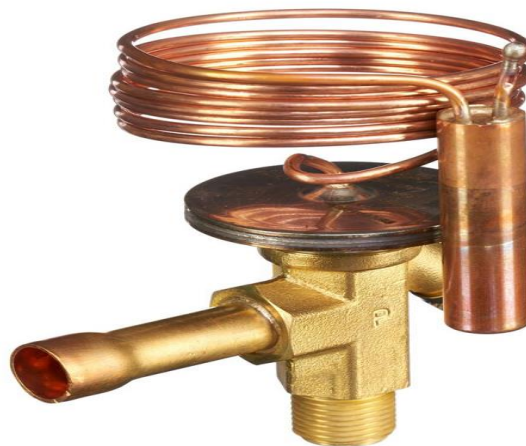
Il va se refroidir et se condenser. Il change à nouveau d'état et repasse du gaz au liquide. A la sortie condenseur, le fluide frigorigène est encore sous haute pression, mais sa température a chuté.



**Figure I.7 :** Types des condenseur à air.

### **Le détendeur**

A l'entrée du régulateur (détendeur), le réfrigérant est à l'état liquide et sous haute pression. Lorsque le réfrigérant passe le détendeur, sa pression et sa température chutent. Avec le détendeur, vous pouvez également régler le débit de réfrigérant à travers le circuit fermé. A la sortie du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et sous basse pression. Lors du passage de l'ouverture calibrée du détendeur, le liquide subit une chute de pression qui, d'une part, provoque son évaporation partielle et d'autre part se refroidit. L'expansion du fluide est une expansion isenthalpique. La figure (I.8) illustre un détendeur de type thermostatique :



**Figure I.8 :** Détendeur de type thermostatique.

### L'évaporateur

Un évaporateur est également indispensable car son rôle est de capter la chaleur de la pièce à refroidir. Il capte la chaleur en évaporant le réfrigérant qu'il contient. Le fluide arrive à l'évaporateur sous la forme d'un mélange liquide-vapeur, à basse pression et basse température. De cette façon, la chaleur est transférée du milieu à refroidir au fluide frigorigène, qui capte la chaleur en s'évaporant.

A la sortie de l'évaporateur, le fluide est entièrement sous forme vapeur avant d'être aspiré par le compresseur. La figure (I.9) illustre types d'évaporateurs.



**Figure I.9** : Types d'évaporateurs.

Et dans certaines grandes installations on trouve aussi d'autres composants qui servent à bon fonctionnement et sécurité pour les machines frigorifiques ce sont :

➤ **Soupape de sécurité**

Une soupape de sécurité, que l'on peut aussi trouver sous l'appellation de soupape de sûreté, permet de réguler la pression d'une installation de chauffage en évacuant le fluide surcomprimé. La soupape s'active en fonction de la limite de pression à laquelle elle a été tarée.

➤ **Filtre de déshydratation**

Capture toute trace d'humidité pouvant se trouver dans le circuit, pour empêcher les bouchons de glace au capillaire, ainsi que toute formation d'acide pouvant entraîner la détérioration du compresseur. Il se place sur la ligne liquide entre le condenseur et le détendeur.



## Chapitre I : Analyse bibliographique

---

Le déshydrateur est aussi muni d'un filtre qui retient toutes les particules solides susceptibles de boucher le capillaire.

### ➤ Les pressostats

Ils jouent un rôle essentiel dans la régulation et la sécurité du circuit frigorifique. Un pressostat haut pression (HP) et une basse pression (BP) sont notamment utilisés.

Le pressostat HP, assure un rôle de sécurité en coupant le compresseur en cas de montée anormale de la pression pouvant devenir dangereuse. On parle de pressostat HP de sécurité, il est possible également d'avoir un pressostat HP de régulation pour réguler les ventilateurs du condenseur.

Coté BP, le pressostat permettra d'empêcher la pression BP de descendre en dessous de la pression atmosphérique. Si cela arrivait, en cas d'imperfection de l'étanchéité, de l'air entrerait dans le circuit. L'air est nuisible pour le fluide frigorigène.

### ➤ Le voyant liquide

Il permet de vérifier le passage du fluide et son état qui est normalement 100% liquide. Certains voyants sont aussi hygroscopiques, c'est à dire qu'ils indiquent la présence ou non d'humidité dans le circuit. De ce fait, le voyant liquide, se place directement à la sortie du déshydrateur afin de contrôler son fonctionnement.

### ➤ Le séparateur d'huile

On utilise de l'huile dans la plupart des compresseurs afin de les lubrifier et former des joints entre les pièces mobiles pendant la compression. L'huile a un grand rôle sur la productivité du compresseur, bien qu'elle ait de l'inconvénient sur le transfert de chaleur dans le système. L'huile se présente tout le temps dans le gaz de refoulement du compresseur. Les compresseurs à vis ont généralement beaucoup plus de résidus d'huile que les autres types de compresseurs.

## I.1.9. Thermodynamique du froid

### I.1.9.1. Le cycle idéal de Carnot :

Le cycle de Carnot est un cycle qui est thermiquement et mécaniquement réversible, on voit bien dans la figure (I.10) que la compression AB ainsi que la détente CD se produisent à une entropie constante et que les échanges de chaleur entre le système et le milieu extérieur (AD et BC) s'effectuent à la même température.

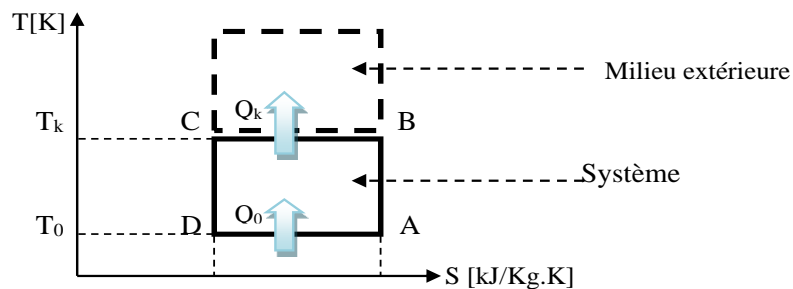


Figure I.10 : Cycle idéal de Carnot.

### I.1.9.2. Diagrammes thermodynamiques

Les diagrammes plus utilisés sont :

- **Le diagramme entropique (T, S)**

C'est un diagramme qui visualise directement les transferts de chaleur effectués (air sous-tendue) et les diverses irréversibilités possibles [8].

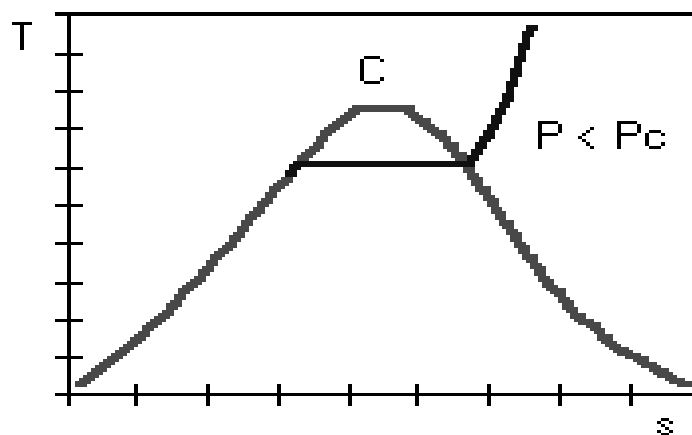


Figure I.11 : Diagramme entropique (T, S).

## Chapitre I : Analyse bibliographique

- **Le diagramme de Mollier (h, s)**

Ce diagramme n'est qu'une transformation du précédent, destiné à montrer directement les transferts en système ouverts [9], et présenter l'avantage de l'enthalpie qui intervient en clair dans les coordonnées et qui peut donc être lue sans difficulté.

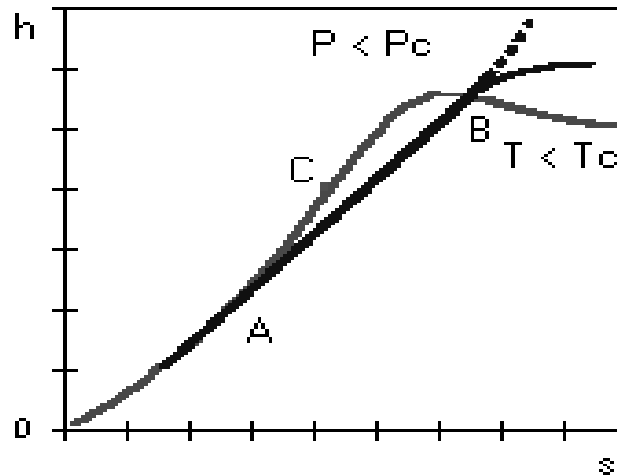


Figure I.12 : Diagramme de Mollier (h, S).

- **Le diagramme (h, ln P), dit « diagramme des frigoristes »**

Avec l'enthalpie en abscisse et la pression en ordonnée (généralement en échelle logarithmique pour couvrir une large gamme de valeur). Ce diagramme est traditionnellement utilisé dans l'étude des cycles récepteurs (pompe à chaleur ou machines frigorifiques) [8]. Son intérêt est d'associer la contrainte mécanique essentielle (P) des compresseurs à variable énergétique (h).

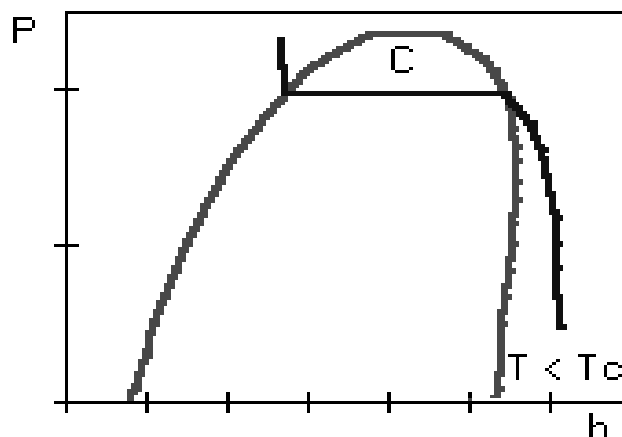


Figure I.13 : Diagramme (h, ln P).

## I.2. Fluides frigorigènes

### I.2.1. Définition des fluides frigorigènes

Un fluide frigorigène est un fluide ou un mélange des fluides facile à liquéfie, et qui évolue dans le circuit d'une machine frigorifique, grâce à un phénomène endothermique consistant en un changement d'état faisant passer la substance de l'état liquide à l'état gazeux dans un évaporateur [8]. Permet de produire du froid retrait de chaleur, celle-ci étant évacué hors de la machine par un phénomène exothermique consistant à un changement d'état inverse du précédent, c'est-à-dire faisant passer la substance de l'état gazeux à l'état liquide.

### I.2.2. Nomenclature et classification des fluides frigorigènes

#### I.2.2.1. Nomenclature

La nomenclature des fluides frigorigènes est très précise et elle suit la norme ISO 817. Elle concerne aussi bien les fluides halogénés que les fluides naturels [9]. Pour caractériser un fluide, on utilise une notion de types : R-XYZ où R veut dire réfrigérant qui signifie « fluide frigorigène » en anglais. Un fluide halogéné comporte quatre types d'atomes : carbone (C), chlore (Cl), fluor(F), et hydrogène (H). Ce que montre la figure (I.14) :

**CFC** R - X Y Z / C, F, Cl ; H = 0, exemple : R11, R12, R114, R115.

**HCFC** R - X Y Z / C, H, F, Cl ; H ≥ 0, exemple : R123, R124, R141a, R142b.

**HFC** / X = 0 et Y + Z = 5, exemple : R32, R23.

X = 1 et Y + Z = 7, exemple : R134a, R125, R152a, R143a.

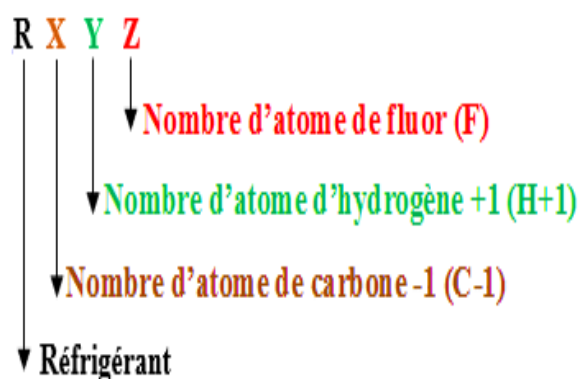


Figure I.14 : La nomenclature des fluides frigorigènes

#### I.2.2.2. Classification :

Les fluides frigorigènes obéissent à une classification qui permet une désignation précise de chaque fluide. Cette classification est effectuée sur la base de critères différents suivant la

## Chapitre I : Analyse bibliographique

---

famille ou la sous-famille de fluides considérés. Les fluides frigorigènes sont divisés en deux grandes familles qui sont :

- ❖ Les composés inorganiques.
- ❖ Les composés organiques.

### I.2.2.2.1. Les composés inorganiques

Ce sont des fluides principalement utilisés au début dans les machines frigorifiques, car ce sont des fluides purs se trouvant dans la nature. Les fluides de cette famille sont ceux de la série 700, les deux derniers chiffres indiquent la masse molaire de corps [3].

Exemple : R717 : Ammoniac ( $\text{NH}_3$ ),  $M=17 \text{ g/mol}$

R718 : L'eau ( $\text{H}_2\text{O}$ ),  $M=18 \text{ g/mol}$

R744 : Le dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ),  $M=44 \text{ g/mol}$

### I.2.2.2.2. Les composés organiques

Parmi lesquels, cette famille se détache :

- Les corps purs
- Les mélanges
- Les hydrocarbures

#### A. Les corps purs :

La caractéristique principale d'un corps pur est qu'il se condense et s'évapore à température pression constants, ils se regroupent en trois sous-groupes suivants :

- **Les CFC (chlorofluorocarbone) :**

Ce sont les fluides les plus connues des hydrocarbures, les molécules de ces substances sont complètement halogénées, elles ont une action dangereuse pour la couche d'ozone [10], exemple : R12 et R11 R13.

- **Les HCFC (hydro chlorofluorocarbone) :**

Il s'agit de la seconde génération d'hydrocarbures halogénés utilisé comme fluide frigorigène, ce sont des composés chimiques qui contiennent du chlore non complètement halogéné [10], c'est-à-dire que certains atomes de chlore ont été remplacés par des atomes d'hydrogène, ils sont voués à disparaître du fait de leur toxicité environnementale, exemple : R22.

## Chapitre I : Analyse bibliographique

---

- **Les HFC (hydrofluorocarbure) :**

Il s'agit de la troisième génération, Les HFC ne contiennent aucun atome de chlore, ils ne présentent pas de danger pour la couche d'ozone, mais ils participent à l'effet de serre [10], exemple : R134a.

- B. Les mélanges :**

Les mélanges se regroupent en deux sous-groupes que sont :

- **Les mélanges zéotropiques :**

Ce sont des mélanges constitués de deux ou plusieurs réfrigérants. Ce type de fluide frigorigène ne se comporte pas comme des corps purs, ils appartiennent à la série 400, les deux derniers nombres indiquant le numéro d'ordre d'apparition de fluide. Ils se caractérisent ce type de fluide se vaporise et condense par une variation de température [11].

Exemple : Le R407A est composé de R32 (20% en masse), R125 (40% en masse), R134a (40% en masse).

- **Les mélanges azéotropiques :**

Ce sont des mélanges constitués de deux ou de plusieurs réfrigérants, Ce type de fluide frigorigène se comporte comme des corps purs, ils appartiennent à la série 500. Ils se caractérisent ce type de fluide se vaporise et condense à une température constante [11].

Exemple : Le R507A est composé de R125 (50% en masse), R143a (50% en masse).

- C. Les hydrocarbures HC :**

Les fluides frigorigènes de type hydrocarbure provient essentiellement du raffinage du pétrole mais également du dégazolinage (récupération de l'hydrocarbure liquide) du gaz naturel [12]. Ce sont essentiellement le R600 (butane), le R600a (isobutane) et le R290 (propane) qui est le plus utilisé. Contrairement aux autres fluides frigorigènes, les hydrocarbures sont hautement inflammables.

## Chapitre I : Analyse bibliographique

### I.2.3. Domaine d'application

Le tableau suivant numéroté (I.1) résume les domaines d'application l'avantage des fluides frigorigènes les plus utilisés :

| Fluides<br>Frigorigène | Désignation chimique     |            | Domaine d'application                                                                                                      |
|------------------------|--------------------------|------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| R-12                   | Dichlorodifluorom Ethane | -40 à +10  | Réfrigérations,<br>installations frigorifique,<br>industriels, équipements<br>des engins de transport.                     |
| R-13                   | Monochlorotrifluométhane | -100 à -60 | Installations frigorifiques<br>en cascade pour<br>applications industrielles.                                              |
| R-21                   | Dichlorofluométha        | -20 à +20  | Pompe à chaleurs,<br>installations frigorifiques<br>à température de<br>condensation élevée.                               |
| R-22                   | chlorodifluorométhane    | -50 à +10  | Appareils de<br>conditionnement d'air,<br>installations frigorifiques<br>pour navires,<br>installations de<br>congélation. |
| R-23                   | Trifluorométhane         | -100 à -60 | Installations frigorifiques<br>mono et bi-étagés pour<br>application industrielles<br>et laboratoires.                     |
| R-717                  | Ammoniac                 | -70 à +10  | Installations frigorifiques<br>pour produits,<br>applications industrielles.                                               |

**Tableau I.1** : Les domaines d'application l'avantage des fluides frigorigènes les plus utilisés.

## I.2.4. Propriétés fluide frigorigène

### I.2.4.1. Propriétés thermodynamiques et techniques

Pour un bon fonctionnement des fluides frigorigènes, les propriétés recherchées basées sur des considérations thermodynamiques et techniques sont :

- Une conductivité thermique élevée, ce qui signifie qu'ils sont capables de transférer rapidement la chaleur d'un endroit à un autre.
- Une grande chaleur latente de vaporisation, ce qui signifie qu'ils peuvent absorber une grande quantité de chaleur lorsqu'ils s'évaporent.
- Point d'ébullition : Le point d'ébullition est la température à laquelle un fluide passe de l'état liquide à l'état gazeux. Pour les fluides frigorigènes, le point d'ébullition dépend de la pression. Les fluides frigorigènes à basse pression ont un point d'ébullition plus bas.
- Une température critique élevée car le COP et la puissance frigorifique du cycle augmente avec la température critique du fluide.
- Des pressions d'utilisation comprises entre la pression atmosphérique de 20 à 25 bars pour des raisons thermiques.
- Pression d'évaporation si possible supérieure à la pression atmosphérique.
- Un taux de compression raisonnable (nettement inférieur à 10 pour les applications courantes) pour avoir un rendement volumétrique correct au niveau du compresseur.
- Température de refoulement des compresseurs basse.
- Titre en vapeur après la détente faible [7].

### I.2.4.2. Propriétés environnementales

- Non dangereux pour l'environnement, ni pour la sécurité et la santé des personnes.
- La sécurité (toxicité faible, non inflammable, non explosif).
- ODP = 0, c'est-à-dire utilisation d'un HFC, d'un HC ou un fluide naturel.



## Chapitre I : Analyse bibliographique

- Confinement : charge faible et taux de fuite très faible, ce qui privilège le froid indirect avec fluide secondaire [7].

| Fluide / Famille |         | Formule                                                         | Groupe | Masse molaire g/mol | T <sub>C</sub> (k) | T <sub>b</sub> (k) | P <sub>c</sub> (MPa) | GWP 100ans | ODP   |
|------------------|---------|-----------------------------------------------------------------|--------|---------------------|--------------------|--------------------|----------------------|------------|-------|
| R-12             | CFC     | CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>                                 | A1     | 120.92              | 385.15             | 243.35             | 4.15                 | 8100       | 0.82  |
| R-22             | HCFC    | CHClF <sub>2</sub>                                              | A1     | 86.5                | 369.30             | 232.35             | 4.936                | 1700       | 0.055 |
| R-32             | HFC     | CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>                                  | A2     | 52.024              | 351.26             | 221.5              | 5.777                | 675        | 0     |
| R-134a           | HFC     | C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>                    | A1     | 102.031             | 374.27             | 247.05             | 4.065                | 1300       | 0     |
| R-407A           | HFC     | R-32/R125/R134a (10/70/20)                                      | A1     | 90.11               | 355.35             | 277.85             | 4.515                | 2107       | 0     |
| R-600            | HC      | CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub> | A3     | 58.12               | 425.15             | 272.65             | 3.79                 | 3          | 0     |
| R-717            | Naturel | NH <sub>3</sub>                                                 | B2     | 17.03               | 405.35             | 239.65             | 11.3                 | <1         | 0     |

**Tableau I.2 :** Caractéristique et Propriétés fluide frigorigène.

### I.2.5. Critère de choix fluide frigorigène

#### I.2.5.1. Critère thermodynamique

Pour bien choisir un fluide frigorigène en vue d'une application déterminée, on doit considérer :

- La pression d'évaporation du fluide frigorigène doit être supérieure à la pression atmosphérique afin de maintenir le circuit frigorifique en surpression par rapport à l'atmosphère.
- Avoir une importance chaleur latente de vaporisation.
- Une température critique élevé car le COP ainsi la puissance frigorifique de cycle augmente avec son augmentation [3].

## Chapitre I : Analyse bibliographique

---

- le fluide frigorigène doit pouvoir garder son intégrité et ses propriétés face aux températures élevées de fin de compression et aux répétitions des cycles « haute température et basse température ».
- Le rapport des chaleurs massiques ( $C_p/C_v$ ) doit être le plus proche de 1 afin limiter la surchauffe des vapeurs au cours de la compression.
- L'échauffement à la compression doit être réduit donc le coefficient de compression  $\tau$  aussi petit que possible.
- Production frigorifique volumétrique spécifique : c'est la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur à l'unité de volume de vapeur aspiré au niveau de compresseur elle doit être aussi grande que possible.
- La condensation sera d'autant plus aisée que la chaleur massique de la vapeur saturante [13].

### I.2.5.2. Critère technique

Compatibilité avec les matériaux : Le fluide frigorigère doit être compatible avec les matériaux utilisés dans le système de réfrigération. Certains fluides peuvent être corrosifs pour certains matériaux, ce qui peut entraîner des fuites et des pannes. C'est-à-dire les actions sur les matières plastiques et élastomère « les matériaux de joints » doit être faible.

### I.5.3. Critère économique

Incidence du choix du fluide frigorigère sur le prix de l'installation.

- Le coût d'achat : le coût initial du fluide frigorigère est un facteur important à prendre en compte (le prix de revient faible).
- La disponibilité : la disponibilité du fluide frigorigère doit être assurée pour garantir une maintenance régulière d'un système.
- La durée de vie : le fluide frigorigère doit avoir une durée de vie suffisante pour réduire les coûts de remplacement et de maintenance.

## Chapitre I : Analyse bibliographique

---

### I.2.5.4. Critère sécurité :

- Bonne stabilité chimique, compte tenu de l'importance des écarts de température auxquels ils sont soumis à chaque cycle.

- Sécurité alimentaire, en cas de fuite, inactivité sur les denrées, facilement détectable.

- Inflammabilité et non explosif en cas de mélange avec l'air [7].

La norme EN 378-1 classe les fluides frigorigènes leur inflammabilité et leur toxicité de la manière suivante :

- **Inflammabilité** : il existe trois groupes, basés sur la limite inférieure d'inflammabilité à la pression atmosphérique et à la température ambiante :
  - Groupe 1 : fluides non inflammable quelle que soit la concentration dans local considéré.
  - Groupe 2 : fluide frigorigène dont la limite inférieure d'inflammabilité est supérieure ou égale à 3.5% en volume par volume dans l'air.
  - Groupe 3 : fluide frigorigène dont la limite inférieure d'inflammabilité est inférieure à 3.5% en volume par volume dans l'air.
- **Toxicité** : les fluides frigorigènes sont répartis en deux groupes :
  - Groupe A : fluides frigorigènes dont une concentration moyenne égale ou supérieure à 400 ml/m<sup>3</sup> n'a pas d'effet défavorable sur presque tous les travailleurs qui peuvent être exposés.
  - Groupe B : fluides frigorigènes dont une concentration moyenne inférieure à 400 ml/m<sup>3</sup> peut avoir d'effet défavorable sur les travailleurs.

|                       | Faiblement toxique | Fortement toxique |
|-----------------------|--------------------|-------------------|
| Non inflammable       | A1                 | B1                |
| Moyenne inflammable   | A2                 | B2                |
| Hautement inflammable | A3                 | B3                |

**Tableau I.3** : Groupe de sécurité pour les fluides frigorigènes.

### I.2.6. Fluides frigorigènes et l'environnement

A partir de l'année 1930, et avec développement des fluides frigorigènes, on a commencé à utiliser de plus en plus des fluides de types CFC et HCFC, mais à partir de 1987, Ces composés ont été interdits par le Protocole de Montréal en raison de leur effet, c'est-à-dire que les fluides frigorigènes peuvent avoir un impact négatif sur l'environnement, s'ils sont mal manipulés ou s'ils fuient dans l'atmosphère [7]. Lorsqu'ils sont libérés dans l'atmosphère, ils peuvent contribuer à la dégradation de la couche d'ozone et augmenter l'effet de serre, ce qui peut entraîner des changements climatiques négatifs.

#### I.2.6.1. La couche d'ozone

La couche d'ozone et les fluides frigorigènes sont liés car certains fluides frigorigènes, en particulier les chlorofluorocarbures (CFC) et les hydrochlorofluorocarbures (HCFC), sont connus pour détruire la couche d'ozone. La couche d'ozone est une couche de gaz dans la stratosphère qui absorbe la plupart des rayons ultraviolets du soleil. Elle est vitale pour protéger la vie sur Terre car une exposition excessive aux rayons ultraviolets peut causer des dommages génétiques, augmenter les risques de cancer de la peau et affecter les écosystèmes.

Les CFC et les HCFC ont été largement interdits dans de nombreux pays, conformément au Protocole de Montréal de 1987, qui visait à protéger la couche d'ozone en éliminant progressivement la production et l'utilisation de ces substances [7]. Depuis lors, les fluides frigorigènes ont été remplacés par des alternatives plus respectueuses de l'environnement, telles que les hydrofluorocarbures (HFC) et les hydrocarbures (HC), qui n'ont pas d'impact sur la couche d'ozone.

#### I.2.6.2. L'effet de serre

Certains fluides frigorigènes peuvent avoir un impact significatif sur l'effet de serre et contribuer au réchauffement climatique. Les fluides frigorigènes les plus préoccupants sont les hydrofluorocarbures (HFC) et les chlorofluorocarbures (CFC). Ces gaz ont un potentiel de réchauffement global (PRG) élevé, ce qui signifie qu'ils ont un impact plus important sur l'effet de serre que le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>).

A ce titre, ils vont également vraisemblablement faire l'objet d'une réglementation suite au protocole de Kyoto (1998). Cette réglementation concernera probablement les conditions d'utilisation (confinement et charge), mais ne devrait pas se traduire des interdictions [7]. Pour

## Chapitre I : Analyse bibliographique

---

l'instant, les HFC apparaissent donc, au moins à moyen terme, comme des fluides d'avenir avec lesquels il faudra faire des efforts de confinement.

### I.2.7. Fluides frigorigènes R744 et R290

#### I.2.7.1. Dioxyde de carbone (R-744)

Le CO<sub>2</sub> ou R-744 peut être utilisé comme un fluide frigorigène (présenté l'avantage d'être un fluide naturel) malgré sa température critique relativement basse. Les points de fonctionnement de ce fluide sont proches du point critique. Son coût est très faible. Le R744 a été utilisé pour des installations de réfrigération de la marine et dans l'industrie car il est non inflammable (il est utilisé comme agent d'extinction des feux). Les excellentes propriétés des transferts thermiques du CO<sub>2</sub> constituent un avantage mais son utilisation est réduite à l'étage basse pression des systèmes en cascade d'où le nombre limité d'applications industrielles[14].

#### I.2.7.2. Propane (R-290)

Le R290 est un fluide frigorigère naturel de la famille des hydrocarbures, également connu sous le nom de propane. Il est utilisé dans certains équipements de réfrigérations domestiques tels que les pompes à chaleur ou encore des appareils de réfrigération commerciale [14].

En raison de ses propriétés de réfrigération élevées et de son faible impact environnemental. Le R-290 est très important, lorsque l'on travaille avec des réfrigérants de type hydrocarbure, qu'ils soient d'une grande pureté

Cependant, en raison de son faible potentiel de réchauffement climatique (PRG), le R290 est considéré comme un choix plus respectueux de l'environnement par rapport à de nombreux autres réfrigérants synthétiques, tels que les hydrofluorocarbures (HFC) et les hydrochlorofluorocarbures (HCFC), qui ont des PRG beaucoup plus élevés.

### I.2.8. Propriétés Les fluides frigorigènes R744 et R290

| Propriétés               | R744     | R290     |
|--------------------------|----------|----------|
| Température critique     | 31,1 °C  | 96,7°C   |
| Pression critique        | 73,8bar  | 42,5bar  |
| Température d'ébullition | -78,5 °C | -42,1 °C |

## Chapitre I : Analyse bibliographique

|                                                      |                                                                                                                                                                                                                                  |                                                                                                                                                                                                                            |
|------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Densité de vapeur relative (air=1)                   | 1,52                                                                                                                                                                                                                             | 1,5                                                                                                                                                                                                                        |
| Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone ODP | 0                                                                                                                                                                                                                                | 0                                                                                                                                                                                                                          |
| Potentiel d'effet de serre globale à 100 ans GWP100  | 1                                                                                                                                                                                                                                | 3                                                                                                                                                                                                                          |
| Manipulation et stockage                             | -Evité le contact avec les flammes et surface chaudes ;<br>-Tenir à l'écart de la chaleur ; stocker dans un endroit frais et ventilé ; - Entrepose le récipient dans un endroit bien ventilé ; à température inférieure à 50 °C. | -Eviter le contact avec les flammes et les surfaces chaudes ; -Tenir à l'écart des gaz de la chaleur ; -Stocker le fluide dans un endroit frais et ventilé ; -Entreposer à l'écart des gaz oxydants et des autres oxydants |
| Groupe de sécurité                                   | A1                                                                                                                                                                                                                               | A3                                                                                                                                                                                                                         |
| Stabilité et réactivité                              | Stable dans les conditions normales                                                                                                                                                                                              | Peut former un mélange explosif avec l'air ; peut réagir violemment avec les oxydants                                                                                                                                      |
| Informations réglementaires                          | Substance classée no toxique et non corrosive ; fluide non inflammable.                                                                                                                                                          | Substance classée non toxique et non corrosive ; fluide extrêmement inflammable                                                                                                                                            |
| Domaines d'application                               | Les installations frigorifiques industrielles et commerciales, les installations en cascade, la climatisation automobile, les pompes à chaleur. Ce fluide est également utilisé en tant que fluide frigoporteur                  | L'application principale est les pompes à chaleur                                                                                                                                                                          |

**Tableau I.4 :** Propriétés des fluides R-744 et R-290 [15].

### I.3. Modélisation cycle en cascade

#### I.3.1. Introduction sur cycle en cascade

Pour les applications nécessitant des températures très basses telles que la congélation rapide et le stockage d'aliments surgelés, la température d'évaporation requise pour le système de

## Chapitre I : Analyse bibliographique

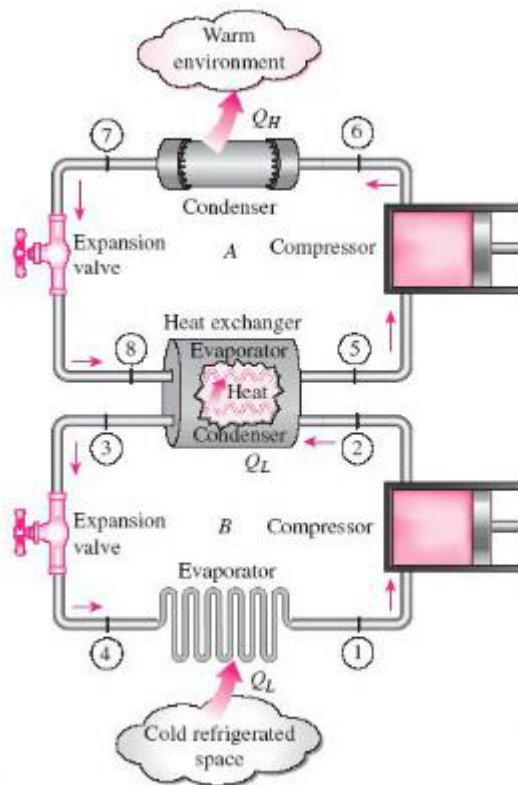
réfrigérations peut varier de  $-40^{\circ}\text{C}$  à  $-55^{\circ}\text{C}$ . Dans ces conditions, un système de réfrigération à compression de vapeur à un seul étage ne suffit pas pour atteindre la température souhaitée. Les systèmes de réfrigération à deux étages ou en cascade sont utilisés pour ces applications à basse température [16].

Les systèmes frigorifiques en cascade sont largement utilisés dans industrie de la réfrigération pour atteindre des températures très basses. Des recherches ont été menées pour améliorer l'efficacité énergétique et la performance des systèmes en cascade. Ces recherches ont porté sur divers aspects du système, notamment l'optimisation de la conception des échangeurs de chaleur, le choix des fluides frigorigènes, la modélisation et la simulation, ainsi que les techniques de contrôle et de régulation [17].

### I.3.2. Description de cycle en cascade

Ce système de réfrigération comprend deux circuits de réfrigération séparés : le circuit à haute température (HT) et le circuit à basse température (BT), comme illustre sur la figure (I.15).

Chaque système de réfrigération se compose d'un compresseur, d'un condenseur, d'une soupape de détente et d'un évaporateur.



La figure I.15 : Le schéma du système de réfrigération en cascade.

## Chapitre I : Analyse bibliographique

---

Dans le circuit à température élevée, le réfrigérant est comprimé pour augmenter sa température et sa pression, puis il est condensé à haute pression dans un condenseur pour libérer la chaleur absorbée lors du processus de compression. La réfrigérante liquide haute pression résultante est ensuite détendue à travers un dispositif d'expansion pour diminuer sa pression et sa température.

Dans le circuit à température basse, le réfrigérant est évaporé à basse pression dans un évaporateur pour absorber la chaleur de l'espace réfrigéré ou du produit à réfrigérer.

Le réfrigérant vaporisé est ensuite aspiré par un compresseur à basse pression comprimé pour augmenter à nouveau sa température et sa pression. La réfrigérante haute pression résultante est envoyée à l'échangeur de chaleur où il cède de la chaleur au réfrigérant à température élevée.

### I.3.3. Généralité sur logiciel EES

EES, abréviation de Engineering Equation Solver, est un solveur d'équations pour l'ingénierie. Il permet de résoudre des systèmes d'équations algébriques, des équations différentielles et des équations à variables complexes. EES peut également optimiser les paramètres de modélisation d'un système, calculer des régressions linéaires et non linéaires et générer des courbes de haute qualité. Le programme peut simplifier les grands problèmes, tels que minimiser le risque d'erreurs de calcul. EES fonctionne sur les plates-formes PC compatibles et les ordinateurs Apple Macintosh. Cette version de EES est développée pour les systèmes d'exploitation Windows.

EES contient une bibliothèque de fonctions mathématiques et thermodynamiques étendue, mais il permet également à l'utilisateur d'entrer ses propres fonctions de trois manières différentes. Tout d'abord, il est possible de saisir et d'interpoler des données numériques dans une table pour les utiliser dans la résolution de systèmes d'équations. Ensuite, EES possède son propre langage de programmation, similaire au PASCAL et au FORTRAN, qui permet à l'utilisateur de développer et de sauvegarder ses propres fonctions et procédures dans des fichiers de bibliothèque, lus à chaque ouverture du logiciel et utilisables dans chaque session. Enfin, des fonctions et des procédures compilées, écrites dans un langage de haut niveau comme le PASCAL, le C ou le FORTRAN, peuvent être utilisées dans EES via des bibliothèques dynamiques (DLL).

Le développement de EES a été motivé par l'expérience dans l'enseignement des sciences mécaniques, thermodynamiques et de transfert de chaleur. Pour permettre aux étudiants de



## Chapitre I : Analyse bibliographique

---

mieux appréhender les phénomènes physiques, il est nécessaire de travailler sur des problèmes concrets, mais cela peut nécessiter beaucoup de temps et d'efforts pour rechercher les propriétés des composants et mettre en équation le système de manière appropriée. EES a donc été conçu pour simplifier cette tâche et faciliter l'enseignement de ces matières [18].

### I.3.4. Revues bibliographiques

**X. Fan et al** ont noté que le couple R744/R290 présente une efficacité notable en tant que réfrigérant pour les pompes à chaleur avec une élévation importante de la température du dissipateur thermique. Comparé au système utilisant le R22, le coefficient de performance (COP) pour le chauffage ainsi que la capacité de chauffage volumétrique sont améliorés d'environ 12,62% et 34,24% respectivement. Cependant, pour les dissipateurs thermiques avec une faible élévation de température, le système R744/R290 affiche des performances inférieures à celles du système R22. Lorsque le point de pincement du transfert de chaleur lors des processus d'évaporation et de condensation est pris en compte, il est important de noter que le degré de surchauffe a un impact négatif sur les performances du système dans les conditions données [19].

**A. D. Parekh et al** dans leur étude ont concentré sur l'analyse thermodynamique d'un système de réfrigération en cascade utilisant la combinaison respectueuse de la couche d'ozone des fluides frigorigènes R507A et R23. Le R507A est un mélange azéotropique composé des réfrigérants HFC R125/R143a (50%/50% en poids). Le R23 est un réfrigérant HFC mono-composant utilisé comme substitut du réfrigérant CFC R13 dans les applications à basse température. Ces réfrigérants ne contribuent pas à l'appauvrissement de la couche d'ozone, sont non inflammables, et étant donné que le R507A est un mélange azéotropique, il n'y a pas de problème de glissement de température.

L'objectif de cette étude était d'effectuer une analyse thermodynamique approfondie du système de réfrigération en cascade R507A-R23 afin d'optimiser sa conception et ses paramètres de fonctionnement. Les paramètres de conception et de fonctionnement ont été étudiés dans le cadre de cette analyse [20].

Dans autre étude **Z. Sun et al** ont utilisé différents réfrigérants dans le système de réfrigération en cascade. Les réfrigérants R23, R41 et R170 ont été utilisés dans le cycle à basse température, tandis que les réfrigérants R32, R1234yf, R1234ze, R161, R1270, R290 et R744

## Chapitre I : Analyse bibliographique

---

ont été utilisés dans le cycle à haute température. L'objectif était d'évaluer le potentiel de chaque réfrigérant et de déterminer quel couple de réfrigérant fonctionne le mieux dans ce système. Des analyses d'énergie et d'exergie ont été menées pour étudier l'effet des paramètres de fonctionnement.

Les résultats ont montré que le réfrigérant R161 est recommandé pour une utilisation dans le cycle à haute température, tandis que les réfrigérants R41 et R170 sont recommandés pour une utilisation dans le cycle à basse température. Parmi les 28 groupes de fluides frigorigènes étudiés, le couple R41/R161 et le couple R170/R161 sont recommandés dans les systèmes de réfrigération en cascade. L'utilisation du couple R41/R161 dans ce système a montré des performances supérieures aux autres fluides frigorigènes en termes d'amélioration du coefficient de performance (COP) et des performances thermodynamiques, notamment lorsque la température d'évaporation est supérieure à  $-60^{\circ}\text{C}$ . Le composant qui a le plus grand impact sur la destruction de l'exergie est le condenseur [21].

**K. S. RAWAT et al** ont proposé un modèle thermodynamique a été développé à l'aide du logiciel Engineering Equation Solver pour analyser la réfrigération en cascade. Le système étudié utilise de l'ammoniac ( $\text{NH}_3$ ) dans le circuit haute température (HTC) et du dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ) dans le circuit basse température (LTC). Une analyse thermodynamique du système de réfrigération en cascade a été réalisée dans différentes conditions de fonctionnement afin d'évaluer l'impact des différentes conceptions et paramètres de fonctionnement sur les performances du cycle.

Les résultats de l'étude révèlent que l'utilisation d'un échangeur de chaleur a un effet néfaste sur les performances du système en cascade R744-R717. Par conséquent, il est recommandé de ne jamais utiliser d'échangeur de chaleur interne pour cette combinaison de réfrigérants dans un système en cascade. Cependant, il est toujours souhaitable d'avoir un degré de sous-refroidissement dans le système en cascade R744-R717 [22].

L'objectif de l'étude D. **SÁNCHEZ et al** était d'évaluer expérimentalement le comportement d'un réfrigérateur de boissons commercial optimisé avec six alternatives au HFC R134a : le R152a, le R1234yf, le R290, le R1270, le R600a et le R744. Les résultats ont démontré que les fluides R290, R1270, R152a, R744 et R600a permettent de réduire respectivement la consommation d'énergie du R134a de 27,5%, 26,3%, 13,7%, 3,9% et 1,2%. En revanche, l'utilisation du R1234yf a entraîné une augmentation de la consommation d'énergie de 4,1% [23].

## Chapitre I : Analyse bibliographique

---

Le but de l'étude **S. KHALILZADEH et al** est d'éviter le gaspillage d'énergie et de réduire la consommation d'énergie dans le cycle de réfrigération en cascade. Grâce à cette approche, le coût total de l'investissement a été réduit de 20%, soit 1 099 000 \$, par rapport à la situation où la chaleur générée par le système est gaspillée.

Différentes analyses ont été réalisées pour étudier le système proposé, notamment des analyses énergétiques, exergetiques, exergeoéconomiques et exergeoenvironnementales. En tenant compte d'un rayonnement solaire de  $500 \text{ W/m}^2$  pendant 12 heures par jour, les résultats ont montré une amélioration de divers paramètres. Le coefficient de performance, les efficacités énergétique et exergetique, ainsi que l'impact environnemental ont augmenté respectivement de 4,233%, 84,53%, 37,05% et 0,6256%. De plus, la puissance consommée dans le système proposé a été réduite de 82,57% par rapport au cycle conventionnel.

Il est important de souligner que le système proposé a la capacité de produire quotidiennement  $132,72 \text{ m}^3$  d'eau chaude à  $65^\circ\text{C}$  et 2400 kWh de refroidissement, en utilisant seulement 567,01 kWh d'électricité [24].

### Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons présenté des généralités sur les machines frigorifique à système compression de vapeur. On distingue que ces machines sont de base dans le domaine de réfrigération, ce principe de fonctionnement est basé sur la compression du gaz.

Ainsi, nous avons présenté un bref aperçu sur les fluides frigorigènes, où nous avons rapporté et analysé les principales données sur ces substances (définition, classification, problème environnemental et l'importance du choix du fluide frigorigène dans les installations de froid).

**CHAPITRE II :**  
**Modélisation thermodynamique de**  
**l'installation**

# Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

---

## II.1. Introduction

Grâce à l'objectif de cet institut de recherche, l'analyse thermodynamique du système de réfrigération en cascade, ce système utilise deux fluides différents R744/R290. Le R290 représente le circuit haut température et le R744 représente le circuit à basse température, qui ne peut être achevée qu'après la modélisation et la simulation du fonctionnement de ce type d'installation. Ce chapitre s'applique donc aux modèles et formules adaptés, qui ont été sélectionnés dans la recherche basée sur les dernières recherches dans ce domaine et précédemment décrites dans le chapitre précédent.

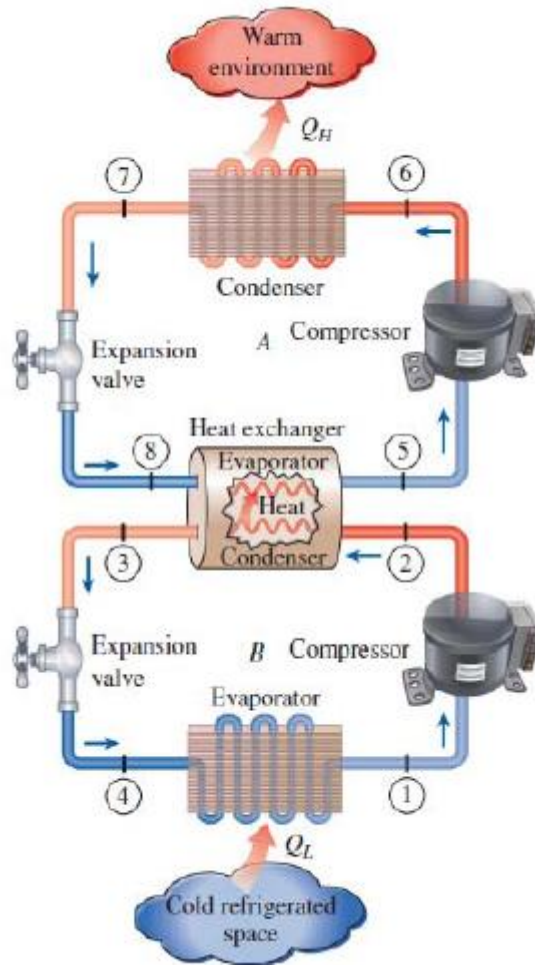
Ce chapitre s'intéresse essentiellement à la description mathématique des approches énergétique et exergetique.

## II.2. Formulation du problème

La problématique qui se pose dans l'étude analyse thermodynamique de système de réfrigération en cascade est de déterminer comment maximiser l'efficacité énergétique et les performances globales du système tout en minimisant son impact environnemental. Dans cette optique, l'étude de l'influence des fluides R744 et R290 sur la performance de ce système est d'une grande importance, pour déterminer si ces fluides peuvent être utilisés comme alternative viables aux fluides frigorigènes traditionnels, en va comparer ce couple avec (R744-R410A). Cette étude permettra également d'identifier les avantages et les inconvénients de chaque fluide frigorigène, ainsi que les considérations environnementales et économiques associées à leur utilisation dans les systèmes de réfrigération en cascade.

Cette étude devrait inclure une modélisation de la performance de système à l'aide d'un analyseur thermodynamique. La modélisation de cette étude peut être effectuée à l'aide de logiciel de modélisation thermodynamique tels que EES. Ce dernier permet de modéliser ce système et de modéliser leurs performances en utilisant différents fluides frigorigènes, y compris les fluides R744 et R290.

L'étude devrait évaluer la performance de système en termes d'efficacité énergétique et exergetique, de capacité de refroidissement et d'autres paramètres de performance. Elle devrait également prendre en compte les aspects économiques et environnementaux de l'utilisation de ces fluides frigorigènes dans les systèmes de réfrigération en cascade.



**Figure II.1** : Schéma de l'installation en cascade.

### II.3. Données de l'étude

| Fluide | Masse molaire<br>[g/mol] | Température<br>Critique [K] | Température<br>D'ébullition [K] | GWP <sub>100ans</sub> | ODP |
|--------|--------------------------|-----------------------------|---------------------------------|-----------------------|-----|
| R-744  | 44.01                    | 304.25                      | 194.65                          | 1                     | 0   |
| R-290  | 44.1                     | 369.85                      | 231.05                          | 3                     | 0   |
| R-410A | 72.58                    | 359.35                      | 229.75                          | 1730                  | 0   |

**Tableau II.1** : Propriétés des fluides étudié.

## Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

---

### II.3.1. Hypothèses

Il est utile de spécifier ici que la détermination des différents paramètres du système Cascade par son modèle approprié est effectuée en prenant en compte certaines hypothèses :

- Compresseur parfaitement calorifuge.
- Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- Le système fonctionne en régime permanent.
- Les pertes de pression et de chaleur dans le réseau de canalisation ou les composants du système sont négligées.
- Le rendement mécanique de chaque compresseur est supposé être de 0.8.
- La demande de refroidissement du système de réfrigération est de 70kW.
- La température ambiante est de 25°C.

### II.4. Premier principe de la Thermodynamique

Le premier principe de la thermodynamique exprime la conservation de l'énergie de l'ensemble {système + milieu extérieur} pour un système fermé limité par une surface au travers de laquelle peuvent s'effectuer des échanges énergétiques.

$$\Delta U + \Delta E_C + \Delta E_P = W + Q \quad (\text{II.1})$$

- Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables :

- Le 1er principe se résume alors à :

$$dU = Q + W \quad (\text{II.2})$$

- L'énergie interne U est une fonction d'état (qui ne dépend pas du chemin suivi) bien qu'elle soit la somme de deux grandeurs qui ne sont pas des fonctions d'état.

#### II.4.1. Analyse énergétique

Pour cela on s'appuiera sur le premier principe de la thermodynamique appliqué aux systèmes ouverts :

$$\Delta H + \Delta E_C + \Delta E_P = W + Q \quad (\text{II.1})$$

## Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

---

Où :

$\Delta E_c$  : Variations énergies cinétique [kJ/kg].

$\Delta E_p$  : Variations énergies potentielle [kJ/kg].

$\Delta H$  : Variation enthalpie [kJ/kg].

$Q$  : Quantité de chaleur massique [kJ/kg].

$W$  : Travail fournir du système [kJ/kg].

Les équations d'équilibre de masse, d'énergie sont appliquées pour tous les composants du système proposé.

Equation du bilan massique :

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (\text{II.3})$$

Où  $\dot{m}$  est le débit massique en [kg/s].

Implique équation du bilan énergétique devient :

$$\dot{Q} + \sum_{in} (\dot{m} h) = \dot{W} + \sum_{out} (\dot{m} h) \quad (\text{II.4})$$

### II.4.2. Coefficient de performance (COP) ou ( $\epsilon_f$ )

Coefficient de performance est une mesure de l'efficacité énergétique des systèmes frigorifiques. Ce dernier est défini comme le rapport de la quantité de chaleur fournie ou extraite par un système à la quantité d'énergie consommée pour effectuer cette opération [3].

En d'autres termes, il mesure la quantité de chaleur produite ou extraite par unité d'énergie électrique consommée.

On se réfère souvent à la puissance effective comme puissance fournie :

$$\text{COP} = \frac{\text{Energie thermique utile}}{\text{dépendance énergétique}}$$

- Dans le cas de la machine frigorifique idéal (Carnot) et à partir du premier principe de la thermodynamique on obtient :

$$|W| + |Q_0| - |Q_k| = 0 \quad (\text{II.5})$$

$$W = Q_k + Q_0 \quad (\text{II.6})$$



## Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

Avec :

$W$  : Travail massique fourni à la machine [kJ/kg].

$Q_0$  : Chaleur massique absorbée à la source froide [kJ/kg].

$Q_k$  : Chaleur massique cédée à la source chaude [kJ/kg].

D'autre part :

$$COP = \frac{Q_0}{W} = \frac{Q_0}{Q_k - Q_0} \quad (\text{II.7})$$

La machine étant par hypothèse réversible, l'égalité de Clausius nous donne :

$$COP = \frac{T_0}{T_k - T_0} \quad (\text{II.8})$$

$T_0$  et  $T_k$  étant respectivement les températures de la source froide et de la source chaude en K.

On évite de donner le nom du rendement à une quantité qui peut être notablement supérieure à l'unité.

### II.4.3. Différents bilans énergie pour chaque un de ces composants

#### Compresseur

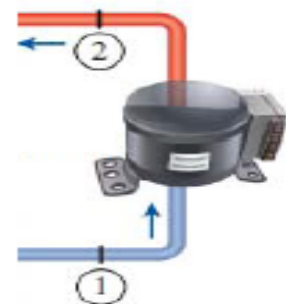
La compression du fluide se fait en parallèle d'une surchauffe de ce fluide.

Conservation de masse au niveau de compresseur BT :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{II.9})$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q} + \dot{W}_{BT} + \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 \quad (\text{II.10})$$



Compresseur supposée parfaitement calorifuge donc :

$$\dot{W}_{BT} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (\text{II.11})$$

$\dot{W}_{BT}$  : La puissance du compresseur BP [kW].

## Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

On a :  $S_1=S_{2s}$  (Compression isentropique)

Le rendement isentropique de compresseur est défini comme le rapport du travail théorique au travail réel :

$$(\eta_c)_{BT} = \frac{W_{is}}{W_r} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (\text{II.12})$$

De la même manière nous pouvons trouver la puissance travail et le rendement du compresseur du deuxième étage.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (\text{II.13})$$

$$\dot{W}_{HT} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) \quad (\text{III.14})$$

On a :  $S_5 = S_{6s}$

$$(\eta_c)_{HT} = \frac{W_{is}}{W_r} = \frac{(h_{6s} - h_5)}{(h_6 - h_5)} \quad (\text{II.15})$$

$\dot{W}_{HT}$  : La puissance travail de compresseur HP [kW].

### Condenseur

La condensation du fluide se fait à température constante, avec un dégagement de chaleur latente. La chaleur sensible mis en jeu est nulle du fait que le refroidissement de la vapeur qui rentre dans le condenseur est négligé.

Conservation de masse au niveau de condenseur s'exprime comme :

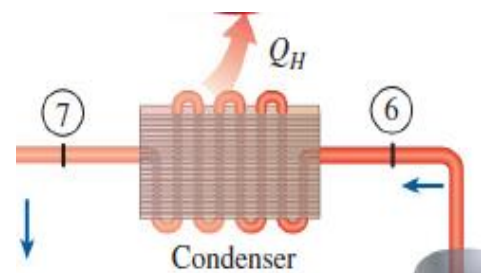
$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{con} \quad (\text{II.16})$$

Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_{Con} + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_7 h_7 \quad (\text{II.17})$$

Donc :

$$\dot{Q}_{Con} = \dot{m}_{con} (h_7 - h_6) \quad (\text{II.18})$$



$\dot{Q}_{Con}$  : la puissance calorifique au niveau de condenseur [kW].

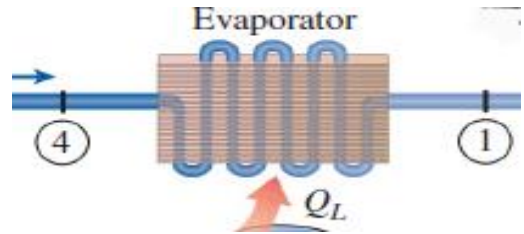
## Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

### Évaporateur

L'énergie prélevée sur le circuit provoque un changement de phase du réfrigérant sans préchauffage sensible du frigorigène, ni surchauffe de la vapeur.

Conservation de masse au niveau l'évaporateur s'exprime comme :

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{\text{éva}} \quad (\text{II.19})$$



Bilan énergétique :

$$\dot{Q}_{\text{éva}} + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_1 h_1 \quad (\text{II.20})$$

Donc :

$$\dot{Q}_{\text{éva}} = \dot{m}_{\text{éva}} (h_1 - h_4) \quad (\text{II.21})$$

$\dot{Q}_{\text{éva}}$  : La puissance calorifique au niveau de l'évaporateur [kW].

### Détendeur

Dans le détendeur la détente est supposée isenthalpique.

- Détendeur du 1<sup>er</sup> étage :

Bilan de masse :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_d \quad (\text{II.22})$$

Le bilan énergétique :

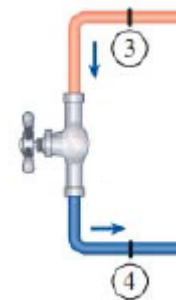
$$h_3 = h_4 \quad (\text{II.23})$$

- Détendeur du 2<sup>ème</sup> étage :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_d \quad (\text{II.24})$$

Donc :

$$h_7 = h_8 \quad (\text{II.25})$$



## Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

### Échangeur

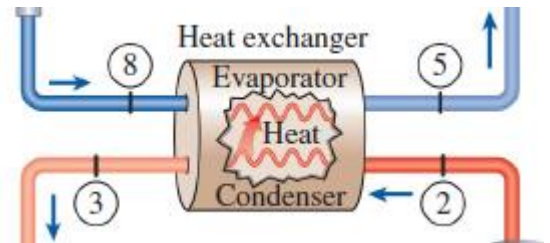
L'échangeur permet le transfert d'énergie du fluide provenant du compresseur du 1<sup>er</sup> étage vers le fluide provenant du détendeur du 2<sup>ème</sup> étage.

Coté 1<sup>er</sup> étage :

Le bilan massique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (\text{II.26})$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_5 \quad (\text{II.27})$$



Bilan énergétique s'écrit comme suit

$$\dot{Q}_{éch} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad (\text{II.28})$$

$$\dot{Q}_{éch} = \dot{m}_3 (h_3 - h_2) \quad (\text{II.29})$$

Coté 2<sup>ème</sup> étage :

$$\dot{Q}_{éch} = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_5 h_5 \quad (\text{II.30})$$

$$\dot{Q}_{éch} = \dot{m}_8 (h_8 - h_5) \quad (\text{II.31})$$

$\dot{Q}_{éch}$  : La puissance calorifique au niveau de l'échangeur [kW].

Nous pouvons déduire le débit massique de la cellule haute pression à partir du bilan enthalpique sur l'évapo-condenseur (l'échangeur) :

$$\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_5 h_5 \quad (\text{II.32})$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_3 \frac{(h_3 - h_2)}{(h_8 - h_5)} \quad (\text{II.33})$$

### Coefficient de performance :

Le COP du cycle haut température a été calculé par les équations suivantes :

$$COP_{HT} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}_{HP}} \quad (\text{II.34})$$

## Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

---

Et pour le cycle à basse température :

$$COP_{BT} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}_{BP}} \quad (II.35)$$

Le COP totale du système en cascade est calculé par l'équation suivante :

$$COP_{Totale} = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_{HT} + \dot{W}_{BT}} \quad (II.36)$$

Le COP Carnot est calculé par :

$$COP_{Carnot} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (II.37)$$

### II.5. Second principe

Le second principe permet de calculer la quantité de travail susceptible d'être recueillie dans une transformation donnée et déduire le rendement par rapport à une transformation idéale prise comme référence. En effet, le second principe introduit une distinction fondamentale entre les transformations réversibles et les transformations irréversibles. Pour se faire, le second principe introduit la fonction entropie.

Entropie : S est une fonction d'état en [J/kg.K] la variation d'entropie au cours des transformations peut être décomposée en deux termes.

- Entropie échangée avec le milieu extérieur.
- $S > 0$  l'entropie créée au sein du système (due aux irréversibilités). L'expression très synthétique du second principe, relatif à la variation d'entropie dans une transformation quelconque est :

$$ds = \delta es + \delta is \quad (II.38)$$

-  $\delta es$  : représente la variation d'entropie résultant d'apports de chaleur extérieurs

-  $\delta is$  : représente l'entropie produite à l'intérieur du système du fait des phénomènes irréversibles qui s'y déroulent.

## Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

### II.5.1. Analyse exergetique

Pour cela on s'appuiera sur le second principe de la thermodynamique appliqué aux systèmes d'une transformation irréversible :

$$ds = \frac{\delta Q_{irrev}}{T} + \frac{\delta f}{T} \quad (\text{II.39})$$

$dS$  : Variation d'entropie [kJ/kg.K].

$\delta Q$  : Quantité de chaleur massique échangée par le système [kJ/kg].

$\delta f$  : Énergie dissipé par le frottement visqueux [kJ/kg].

$T$  : Température [K]

Les équations d'équilibre de masse, d'exergie sont aussi appliquées pour tous les composants du système proposé.

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (\text{II.40})$$

Équation du bilan exergetique :

$$\sum_k [\dot{E}^+ ek] + \sum_i [\dot{E}^+ qi] + \sum_n [\dot{E}^+ yn] = \dot{L} \geq 0 \quad (\text{II.41})$$

$\dot{E}ek^+$  : Puissance-travail effective, reçue par le système au niveau de la machine K.

$\dot{E}yn^+$  : Copuissance-transformation reçue au niveau du réseau d'écoulement n.

$\dot{E}qi^+$  : Copuissance-chaleur reçue de la source à température  $T_i$ .

$\dot{L}$  : Perte exergetique globale.

Nous considérons la coenthalpie comme une fonction d'état extrinsèque, définie par la relation, sous forme massique en [kJ/kg] :

$$K = h - T_0 S \quad (\text{II.42})$$

On définit l'équation balance pour exergetique pour le contrôle du volume :

$$\dot{L} = \sum \left[ \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} \right]_{out} - \dot{W} + \sum (\dot{m}^* \dot{\eta})_{in} - \sum (\dot{m}^* \dot{\eta})_{out} \quad (\text{II.43})$$

## Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

### II.5.2. Déférents bilans exergerie pour chaque un de ces composants

#### Compresseur BT

Pour calculer l'exergerie détruite on fait comme suit :

Bilan exergerie :

$$\dot{E}_C^+ - \dot{E}_W^- - \dot{L}_{C\_BP} = 0 \quad (\text{II.44})$$

$\dot{E}_C^+$  : Puissance-travail reçue dans le compresseur BP [kW].

$\dot{E}_W^-$  : Copuissance transformation donné dans le compresseur BP [kW].

$\dot{L}_{C\_BP}$  : Perte exergerique dans le compresseur BP [kW].

$$\dot{L}_{C\_BP} = \dot{W}_{C\_BP} - \dot{m}_1(K_2 - K_1) \quad (\text{II.45})$$

$$\dot{L}_{C\_BP} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) - \dot{m}_1[(h_2 - h_1) - T_0(S_2 - S_1)] \quad (\text{II.46})$$

$$\dot{L}_{C\_BP} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) - \dot{m}_1[(h_2 - h_1) - T_0(S_2 - S_1)] \quad (\text{II.47})$$

Donc :

$$\dot{L}_{C\_BP} = \dot{m}_1 T_0(S_2 - S_1) \quad (\text{II.48})$$

$\dot{L}_C$  : Perte exergerique dans compresseur [kW].

Coté 2<sup>ème</sup> étage : (HT)

De la même manière nous pouvons trouver la perte exergerique du compresseur du deuxième étage.

$$\dot{L}_{C\_HB} = \dot{m}_5(h_6 - h_5) - \dot{m}_5[(h_6 - h_5) - T_0(S_6 - S_5)] \quad (\text{II.49})$$

D'ou

$$\dot{L}_{C\_HB} = \dot{m}_5 T_0(S_6 - S_5) \quad (\text{II.50})$$

## Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

---

### Condenseur

L'exergie détruite peut être calculée avec :

$$\dot{E} w^- - \dot{E} q^+ - \dot{L}_{con} = 0 \quad (\text{II.51})$$

$$\dot{L}_{con} = \dot{m}_6 [(h_6 - h_7) - T_0(S_6 - S_7)] - \dot{Q}_{con} \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \quad (\text{II.52})$$

$\dot{E} w^+$  : Copuissance transformation reçue dans le condenseur [kW].

$\dot{E} q^-$  : Copuissance–chaleur donné [kW].

$\dot{L}_{con}$  : Perte exergetique dans condenseur [kW].

$\dot{Q}_{con}$  : Puissance calorifique au niveau de condenseur [kW].

$T_0$  : Température ambiante [K].

$T_c$  : Température au niveau de condenseur [K].

### Evaporateur

Bilan d'exergie :

$$\dot{E} w^- - \dot{E} q^+ - \dot{L}_{eva} = 0 \quad (\text{II.53})$$

$$\dot{L}_{eva} = \dot{m}_1 [(h_4 - h_1) - T_0(S_4 - S_1)] - \dot{Q}_{eva} \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \quad (\text{II.54})$$

$\dot{E} w^-$  : Copuissance transformation donné dans l'évaporateur [kW].

$\dot{E} q^+$  : Copuissance –chaleur reçue [kW].

$\dot{L}_{eva}$  : Perte exergetique dans l'évaporateur [kW].

$T_0$  : Température ambiante [K].

$T_e$  : Température au niveau de l'évaporateur [K].

### Détendeur 1

L'exergie détruite est calculée comme suit :

$$\dot{E} w^+ - \dot{E} w^- - \dot{L}_{d\_BP} = 0 \quad (\text{II.55})$$



## Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

---

$$\dot{L}_{d\_BT} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) - \dot{m}_3[(h_4 - h_3) - T_0(S_4 - S_3)] \quad (\text{II.56})$$

$$\dot{L}_{d\_BT} = T_0 \dot{m}_3(S_4 - S_3) \quad (\text{II.57})$$

$\dot{E}w^+$  : Copuissance transformation reçue dans le détendeur [kW].

$\dot{E}w^-$  : Puissance-travail donnée dans le détendeur [kW].

$\dot{L}_{d\_BT}$  : Perte exergetique dans détendeur [kW].

### Détendeur 2

Coté 2<sup>ème</sup> étage :

De la même manière nous pouvons trouver la perte exergetique du détendeur du deuxième étage.

$$\dot{E}w^+ - \dot{E}w^- - \dot{L}_{d\_HT} = 0 \quad (\text{II.58})$$

$$\dot{L}_{d\_BT} = \dot{m}_8(h_8 - h_7) - \dot{m}_8[(h_8 - h_7) - T_0(S_8 - S_7)] \quad (\text{II.59})$$

$$\dot{L}_{d\_HT} = T_0 \dot{m}_8(S_8 - S_7) \quad (\text{II.60})$$

### Échangeur

L'exergie détruite est calculée avec :

$$\dot{E}w^+ - \dot{E}w^- - \dot{L}_{éch} = 0 \quad (\text{II.61})$$

$$\dot{L}_{éch} = \dot{m}_2(K_2 - K_3) + \dot{m}_5(K_8 - K_5) \quad (\text{II.62})$$

$$\dot{L}_{éch} = \dot{m}_2[(h_2 - h_3) - T_0(S_2 - S_3)] + \dot{m}_5[(h_8 - h_5) - T_0(S_8 - S_5)] \quad (\text{II.63})$$

$\dot{E}w^+$  : Copuissance transformation reçue dans échangeur [kW].

$\dot{E}w^-$  : Copuissance-transformation donné dans échangeur [kW].

$\dot{L}_{éch}$  : Perte exergetique dans échangeur [kW].

## Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

### La perte exergetique globale

La perte exergetique globale s'écrit comme suit :

$$\dot{L}_g = \dot{L}_{c\_BT} + \dot{L}_{d\_BT} + \dot{L}_{c\_HT} + \dot{L}_{d\_HT} + \dot{L}_{con} + \dot{L}_{eva} + \dot{L}_{ech} \quad (II.64)$$

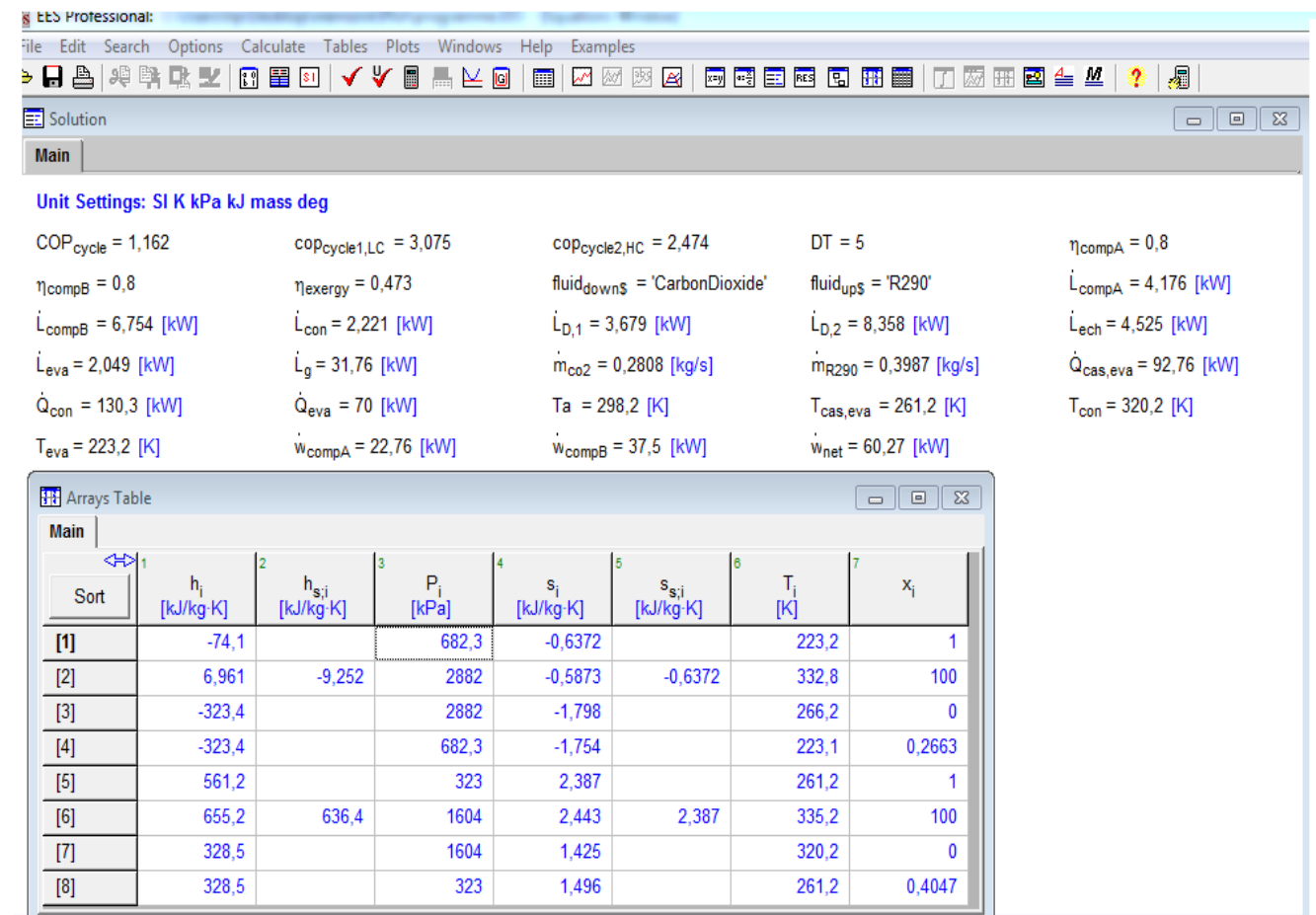
### Le rendement exergetique

$$\eta_{Exe} = \frac{\dot{W}_{net} - \dot{L}_g}{\dot{W}_{net}} \quad (II.65)$$

## II.6. Résultats obtenus de modélisation

### II.6.1. Le couple (R744-R290) :

La figure (II.2) représente les résultats de modélisation avec (R744-R290)

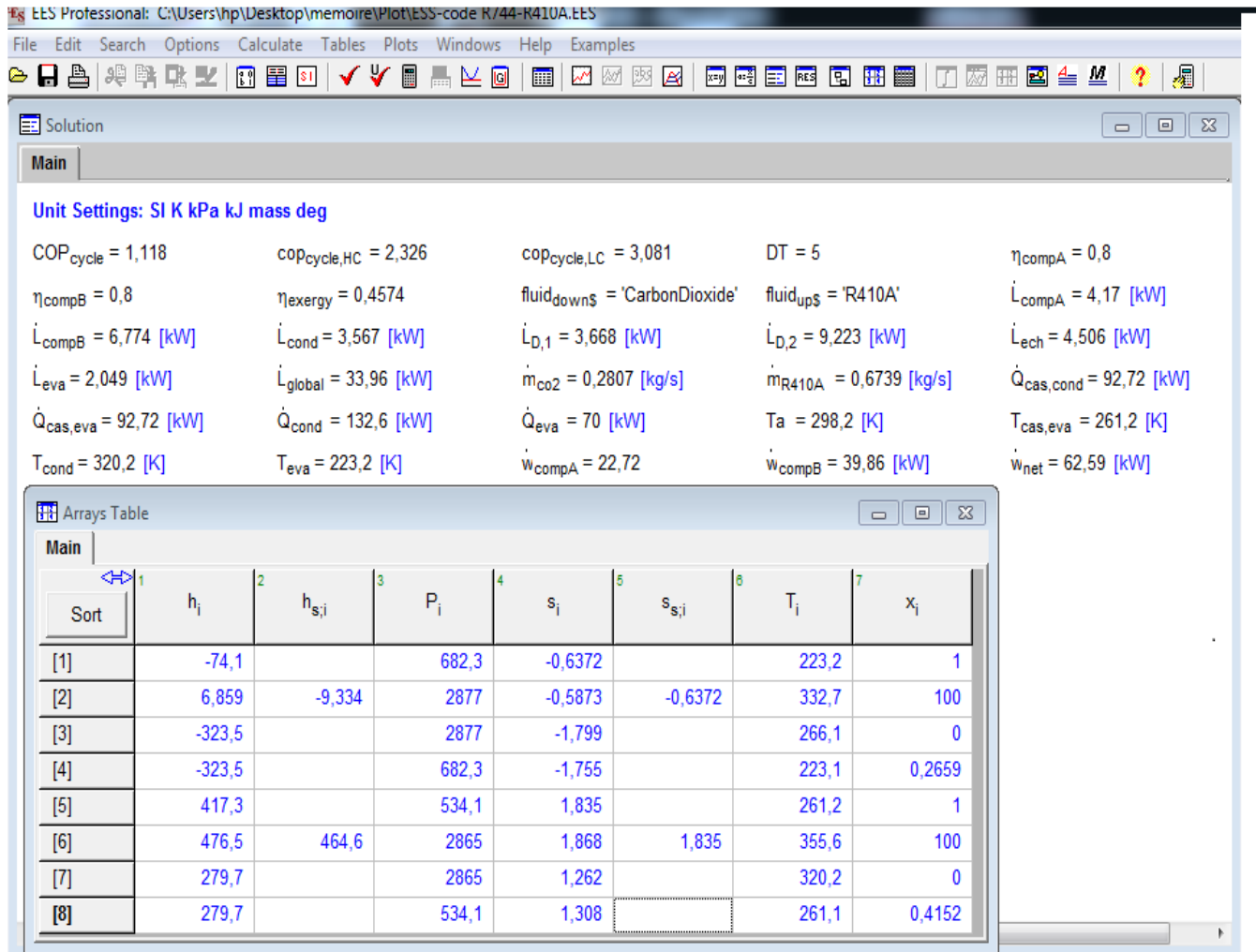


La figure II.2 : Résultats de modélisation (R744-R290).

# Chapitre II : Modélisation thermodynamique de l'installation

## II.6.2. Le couple (R744-R410A) :

La figure (II.3) représente les résultats de modélisation avec (R744-R410A)



**La figure II.3 : Résultats de modélisation (R744-R410A).**

## Conclusion

Ce chapitre permet de positionner précisément le problème à travers la formulation détaillée de tous les modèles utilisés pour la simulation numérique des deux cas étudiés. La formulation du problème, en d'autres termes que nous voulons atteindre un objectif à partir d'un certain nombre de données de base qui est pour le cas de cette étude l'optimisation l'efficacité énergétique et exergetique. A partir de là, une modélisation thermodynamique a été élaborée. On a ainsi pu détailler tous les calculs utilisés dans l'étude et finalement la méthode de simulation numérique.

**CHAPITRE III :**  
**Résultats et discussion**


## Chapitre III : Résultats et discussions

### III.1. Introduction

Ce chapitre est donné pour présenter et analyser nos résultats, dans lesquels nous expliquerons certains des paramètres et leurs effets sur le comportement, les performances énergétiques, exergetiques, de système frigorifique en cascade. Les résultats obtenus durant notre analyse des configurations sont affichés dans ce chapitre graphiquement et analyser les valeurs obtenues à chaque composant du système, et pour chaque configuration. Après avoir effectué une comparaison entre les deux couples fluides étudiés (R744-R290) et (R744-R410A).

### III.2. Effets le rendement isentropique sur la puissance travail

Dans cette partie, nous étudions l'effet de rendement isentropique sur la puissance travail en tenant compte de deux couples fluides sélectionnés (R744-R290) et (R744-R410A). Pour ce fait, certains paramètres de fonctionnement sont fixés dont la température d'évaporateur et condenseur  $T_{eva}=223.15K$  et  $T_{con}=320.15K$ . Après on effectue une comparaison entre les deux couples fluides étudiés (R744-R290) et (R744-R410A).

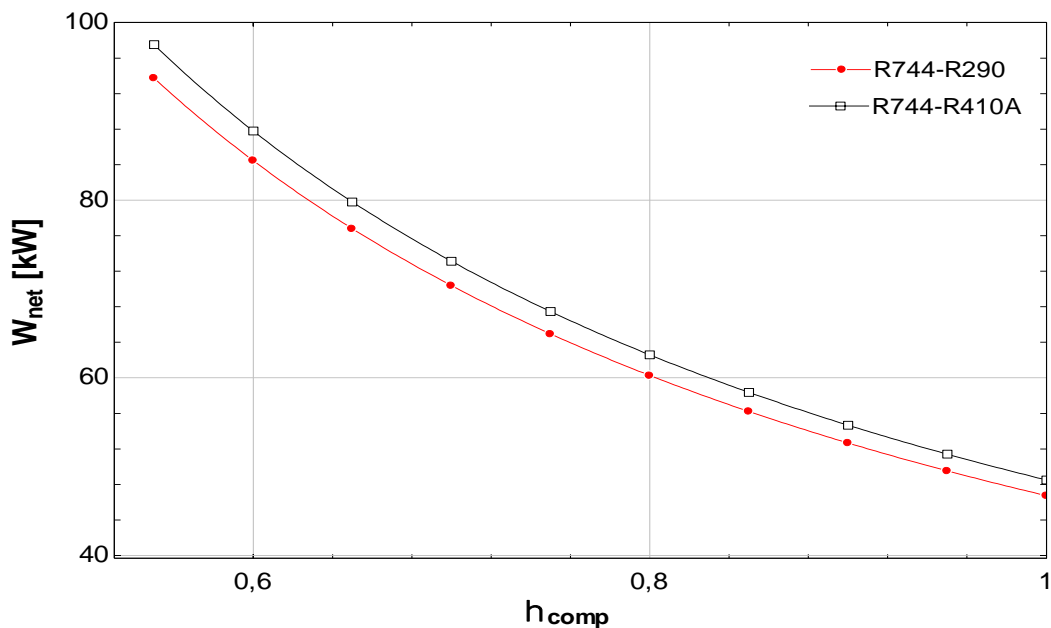


The screenshot shows the EES Professional interface with a table titled 'Table 5' containing 10 rows of simulation results. The columns represent isentropic efficiency for two compressors (η<sub>compA</sub> and η<sub>compB</sub>) and net work for two refrigerant pairs (W<sub>net1</sub> and W<sub>net2</sub> in kW). The efficiency values range from 0.55 to 1.0, and the net work values decrease as efficiency increases.

| 1..10  | η <sub>compA</sub> | η <sub>compB</sub> | W <sub>net1</sub> [kW] | W <sub>net2</sub> [kW] |
|--------|--------------------|--------------------|------------------------|------------------------|
| Run 1  | 0,55               | 0,55               | 93,75                  | 97,49                  |
| Run 2  | 0,6                | 0,6                | 84,45                  | 87,79                  |
| Run 3  | 0,65               | 0,65               | 76,79                  | 79,8                   |
| Run 4  | 0,7                | 0,7                | 70,38                  | 73,12                  |
| Run 5  | 0,75               | 0,75               | 64,94                  | 67,45                  |
| Run 6  | 0,8                | 0,8                | 60,27                  | 62,59                  |
| Run 7  | 0,85               | 0,85               | 56,21                  | 58,36                  |
| Run 8  | 0,9                | 0,9                | 52,66                  | 54,67                  |
| Run 9  | 0,95               | 0,95               | 49,53                  | 51,4                   |
| Run 10 | 1                  | 1                  | 46,74                  | 48,51                  |

Tableau III.1 : Résultats obtenu avec rendement isentropique variable

### III.2.1. L'effet le rendement isentropique sur la puissance travail



**Figure III.1:** L'effet le rendement isentropique sur la consommation de puissance de travail total

Après l'observation attentive des deux graphes, on remarque une diminution de la puissance de travail consommé qui atteint une valeur de 46.74kW pour (R744-R290) et de 48.51kW pour (R744-R410A) à un rendement qui se varie entre 0.55 et 1. Cela signifie que l'augmentation l'efficacité de compresseur conduit à une diminution de la consommation d'énergie du système.

En comparant les deux graphiques, nous pouvons également noter que le couple R744-R290 présente une consommation légèrement inférieure par rapport au couple R744-R410A dans la même plage de rendement isentropique.

### III.3. Les effets de la température de condensation

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température de condensation sur les performances du système en tenant compte des deux couples fluides sélectionnés (R744-R290) et (R744-R410A). Pour ce fait, certains paramètres de fonctionnement sont fixés dont la température d'évaporateur  $T_{eva}=223.15K$ . D'autre part, on fait varier la température de condensation du circuit HT sur une plage de température 293.15K à 338.15K. Après on effectue une comparaison entre les deux couples fluides étudiés (R744-R290) et (R744-R410A).

## Chapitre III : Résultats et discussions

EES Professional: C:\Users\hp\Desktop\memoire\Plot\programme.EES - [Parametric Table]

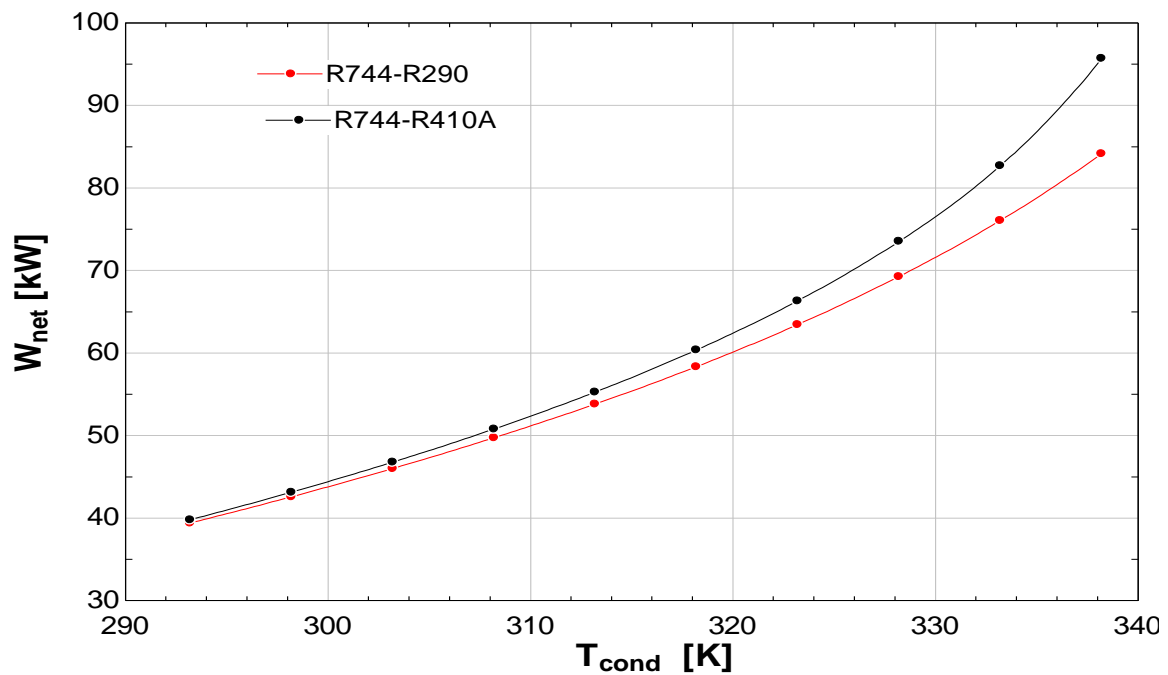
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Table 1 | Table 2 | Table 3 | **Table 4**

|        | 1              | 2              | 3              | 4                | 5                | 6                  | 7                  | 8               | 9               | 10 |
|--------|----------------|----------------|----------------|------------------|------------------|--------------------|--------------------|-----------------|-----------------|----|
|        | $T_{cond}$ [K] | $COP_{cycle1}$ | $COP_{cycle2}$ | $\eta_{exergy1}$ | $\eta_{exergy2}$ | $L_{global1}$ [kW] | $L_{global2}$ [kW] | $W_{net1}$ [kW] | $W_{net2}$ [kW] |    |
| Run 1  | 293,2          | 1,777          | 1,759          | 0,4493           | 0,4445           | 21,7               | 22,11              | 39,4            | 39,79           |    |
| Run 2  | 298,2          | 1,644          | 1,623          | 0,4598           | 0,4536           | 23                 | 23,57              | 42,58           | 43,14           |    |
| Run 3  | 303,2          | 1,522          | 1,496          | 0,4672           | 0,4595           | 24,51              | 25,28              | 46,01           | 46,78           |    |
| Run 4  | 308,2          | 1,408          | 1,378          | 0,472            | 0,4625           | 26,26              | 27,3               | 49,73           | 50,79           |    |
| Run 5  | 313,2          | 1,301          | 1,266          | 0,4741           | 0,4624           | 28,3               | 29,71              | 53,82           | 55,28           |    |
| Run 6  | 318,2          | 1,2            | 1,159          | 0,4738           | 0,4595           | 30,71              | 32,64              | 58,35           | 60,38           |    |
| Run 7  | 323,2          | 1,103          | 1,055          | 0,471            | 0,4533           | 33,57              | 36,27              | 63,45           | 66,34           |    |
| Run 8  | 328,2          | 1,01           | 0,952          | 0,4658           | 0,4434           | 37,01              | 40,93              | 69,28           | 73,53           |    |
| Run 9  | 333,2          | 0,9202         | 0,8464         | 0,4582           | 0,4287           | 41,22              | 47,25              | 76,07           | 82,7            |    |
| Run 10 | 338,2          | 0,8317         | 0,7314         | 0,4479           | 0,4065           | 46,47              | 56,8               | 84,16           | 95,71           |    |

**Tableau III.2 :** Résultats obtenu avec une température condenseur variable

### III.3.1. L'effet de la température de condensation sur de puissance de travail total



**Figure III.2:** L'effet de la température de condensation sur la consommation de puissance de travail total

La figure numérotée (III.2) traduit l'effet de température de condensation sur la consommation de puissance de travail total d'un système en cascade.

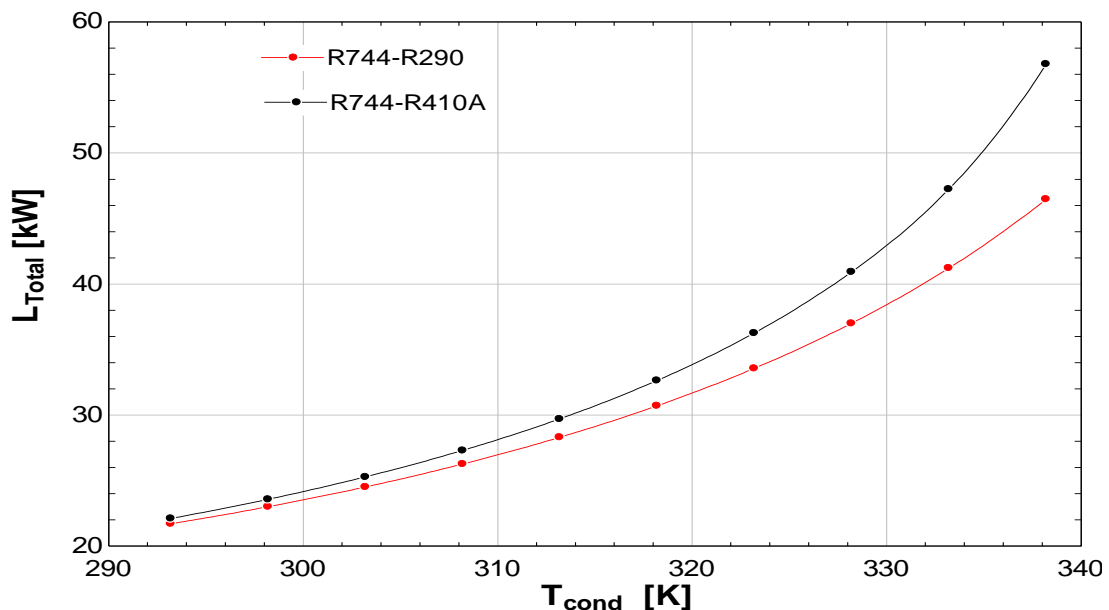
## Chapitre III : Résultats et discussions

On remarque une augmentation de la puissance de travail consommé qui atteint son pic à une valeur de 84.16kW pour (R744-R290) et de 95.71kW pour (R744-R410A) à une température de condensation de 293.15K à 338.15K. Cela suggère que l'augmentation de la température de condensation conduit à une augmentation de la consommation d'énergie du système.

La puissance nette est généralement associée à l'effort requis pour comprimer le fluide frigorigène du système. Une augmentation de la puissance de compression (c'est-à-dire un taux compression très élevée), suggère une augmentation de la puissance de travail totale nécessaire pour maintenir les conditions de température souhaitées.

En comparant les deux couples (R744-R290 et R744-R410A), le (R744-R410A) a une consommation d'énergie élevée que le (R744-R290), en particulier à des températures de condensation élevées. Cela peut indiquer que (R744-R290) produit de l'énergie à des températures de condensation plus élevées.

### III.3.2. L'effet de la température de condensation sur la perte exergétique total



**Figure III.3:** L'effet de la température de condensation sur la perte exergétique total

La figure numérotée (III.3) traduit l'effet de température de condensation sur la perte exergétique total d'un système en cascade.

On remarque une augmentation de la perte exergétique qui atteint son pic à une valeur de 46.74kW pour (R744-R290) et de 56.8kW pour (R744-R410A) à une température de



## Chapitre III : Résultats et discussions

condensation de 293.15K à 338.15K. Cela suggère que l'augmentation de la température de condensation conduit à une augmentation de la perte exergétique total du système.

Les pertes exergétiques se produisent principalement en raison des irréversibilités et des écarts par rapport à un processus idéalement réversible. Ces pertes sont dues à des inefficacités du compresseur, comme le montre la figure (III.1).

En ce qui concerne la comparaison des deux couples (R744-R290 et R744-R410A), le (R744-R410A) présente une perte exergétique total plus élevée que le (R744-R290), en particulier à des températures de condensation plus élevées. Cela peut indiquer que le (R744-R290) est plus efficace pour produire de l'énergie à des températures de condensation plus élevées.

### III.3.3. L'effet de la température de condensation sur le rendement exergétique

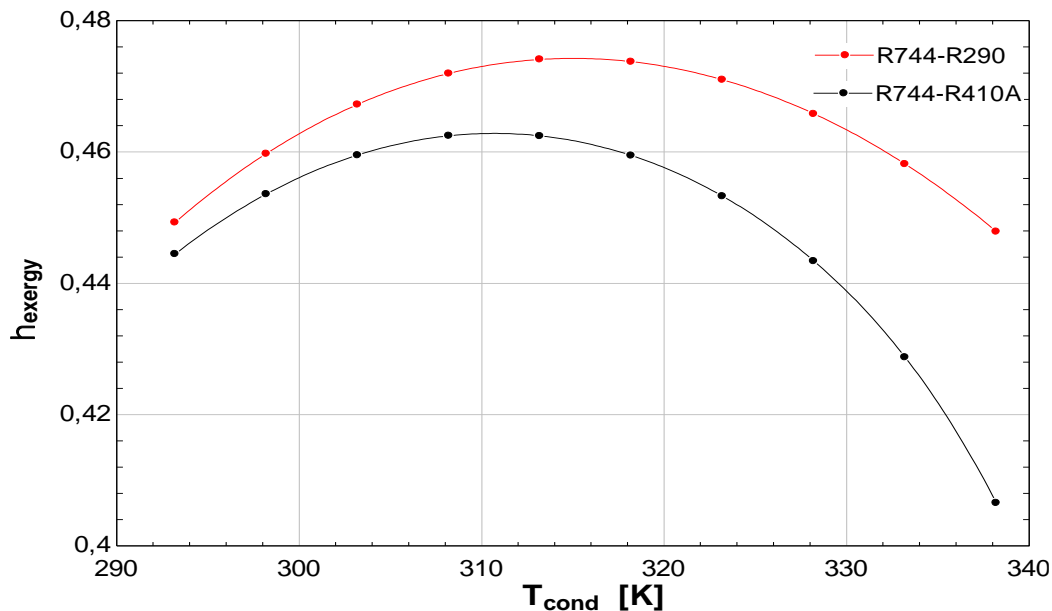


Figure III.4 : L'effet de la température de condensation sur le rendement exergétique

La figure numérotée (III.4) traduit l'effet de température de condensation sur le rendement exergétique d'un système en cascade.

On observe une augmentation du rendement exergétique dans les deux graphes avec l'augmentation de la température de condensation dans la plage initiale : (298.15 ; 0.4493) jusqu'à (308.15 ; 0.472) pour (R744-R290), et pour (R744-R410A) de (298.15 ; 0.4445) jusqu'à (303.15 ; 0.4595).

## Chapitre III : Résultats et discussions

Après de cette augmentation, les deux graphes montrent un point de rendement exergetique maximal : pour le mélange (R744-R290) est (313.15 ; 0.4741), et pour le mélange (R744-R410A) est (308.15 ; 0.4625).

Au-delà de la température de condensation optimale, on observe une diminution du rendement exergetique : 0.4479 pour le mélange (R744-R290) et 0.4065 pour le mélange (R744-R410A) température de condensation de 338.15K.

Le rendement exergetique est généralement associé à l'importance de choisir soigneusement les conditions de température de condensation et les pertes exergetique produites par le système pour optimiser le rendement. À mesure que la température de condensation augmente, Le rendement exergetique atteint jusqu'à leur valeur maximale.

À des températures de condensation plus élevés, le rendement exergetique prend chute qui a été causé par l'augmentation des pertes exergetiques comme le montre la figure (III.3). Et en raison de différence de température moins favorable entre le fluide de travail et l'environnement. Cela peut entraîner une diminution du rendement exergetique du système.

En comparant les deux graphiques, nous pouvons également noter que le couple (R744-R290) présente rendement exergetique légèrement supérieur par rapport au couple(R744-R410A) dans la même plage des températures de condensation.

### III.3.4. L'effet de la température de condensation sur le coefficient de performance

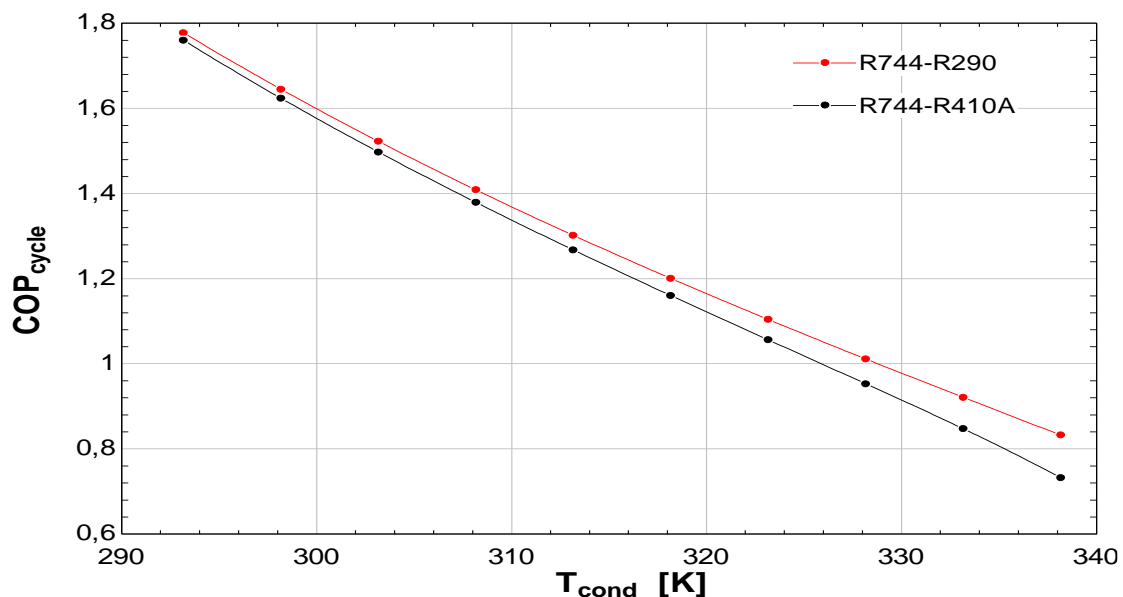


Figure III.5 : L'effet de la température de condensation sur le coefficient de performance

## Chapitre III : Résultats et discussions

La figure numérotée (III.5) illustre l'effet de la température de condensation sur le coefficient de performance d'un système en cascade utilisant différents fluides frigorigènes. Dans les deux graphiques, nous constatons une tendance linéaire décroissante : à mesure que la température de condensation augmente, le COP diminue. 1er graphe (R744-R290) : (298,15 ; 1,777) et (338,15 ; 0,8317) et 2ème graphe (R744-R410A) : (298,15 ; 1,759) et (338,15 ; 0,7314).

Cela indique que le COP du système diminue avec l'augmentation de la température de condensation. Cette chute correspond à la plus faible puissance d'évaporation produite par rapport à la plus grande puissance de consommation du circuit comme montre la figure (III.2).

En comparant les deux graphiques, nous pouvons également noter que (R744-R290) présente un COP légèrement supérieur à des températures de condensation similaires par rapport au R744-R410A. Cela peut être dû aux propriétés thermodynamiques différentes des fluides frigorigènes utilisés.

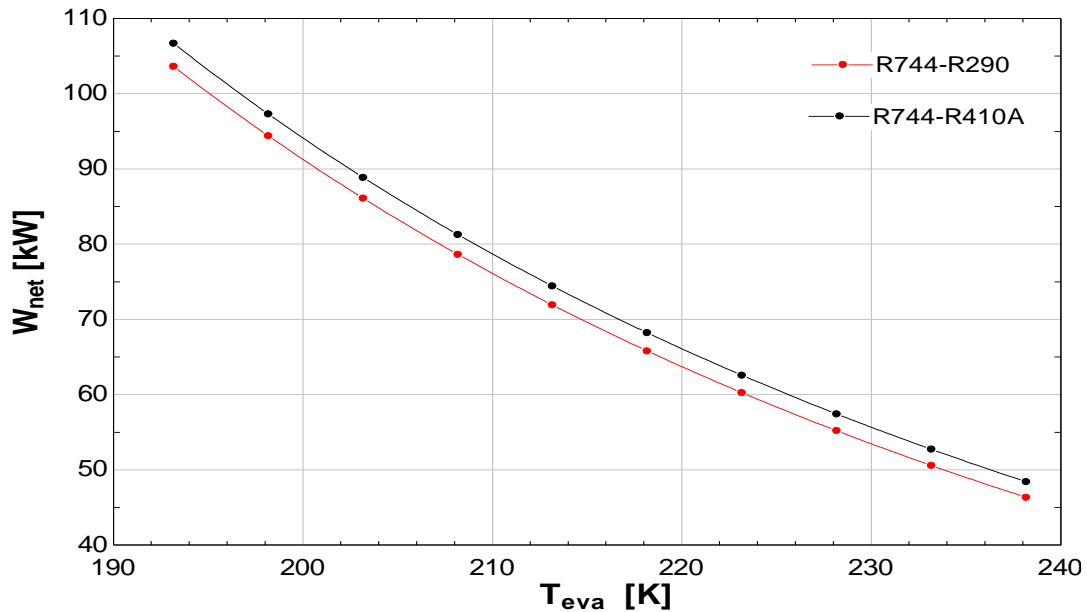
### III.4. Effets de la température d'évaporation

Dans cette partie, nous étudions l'effet de la température d'évaporation sur les performances du système en tenant compte de deux couples fluides sélectionnés (R744-R290) et (R744-R410A). Pour ce fait, certains paramètres de fonctionnement sont fixés dont la température de condenseur  $T_{con}=320.15K$ . D'autre part, on fait varier la température d'évaporation du circuit BT sur une plage de température 193.15K à 238.15K. Après on effectue une comparaison entre les deux couples fluides étudiés (R744-R290) et (R744-R410A).

| 1..10  | $T_{eva}$ [K] | $COP_{cycle1}$ | $COP_{cycle2}$ | $\eta_{exergy1}$ | $\eta_{exergy2}$ | $L_{global1}$ [kW] | $L_{global2}$ [kW] | $W_{net1}$ [kW] | $W_{net2}$ [kW] |
|--------|---------------|----------------|----------------|------------------|------------------|--------------------|--------------------|-----------------|-----------------|
| Run 1  | 193,2         | 0,6758         | 0,6564         | 0,4312           | 0,4203           | 58,92              | 61,82              | 103,6           | 106,7           |
| Run 2  | 198,2         | 0,742          | 0,7198         | 0,4407           | 0,4291           | 52,77              | 55,52              | 94,34           | 97,25           |
| Run 3  | 203,2         | 0,8134         | 0,7881         | 0,4492           | 0,4369           | 47,4               | 50,01              | 86,06           | 88,82           |
| Run 4  | 208,2         | 0,8906         | 0,8617         | 0,4568           | 0,4438           | 42,69              | 45,19              | 78,6            | 81,24           |
| Run 5  | 213,2         | 0,974          | 0,941          | 0,4634           | 0,4495           | 38,57              | 40,95              | 71,87           | 74,39           |
| Run 6  | 218,2         | 1,064          | 1,027          | 0,4688           | 0,4541           | 34,93              | 37,22              | 65,76           | 68,18           |
| Run 7  | 223,2         | 1,163          | 1,119          | 0,473            | 0,4575           | 31,73              | 33,93              | 60,21           | 62,53           |
| Run 8  | 228,2         | 1,269          | 1,22           | 0,4759           | 0,4595           | 28,91              | 31,02              | 55,16           | 57,39           |
| Run 9  | 233,2         | 1,385          | 1,329          | 0,4773           | 0,46             | 26,42              | 28,45              | 50,54           | 52,69           |
| Run 10 | 238,2         | 1,512          | 1,447          | 0,477            | 0,4589           | 24,22              | 26,18              | 46,31           | 48,38           |

**Tableau III.3** : Résultats obtenu avec une température évaporation variable

### III.4.1. L'effet de la température d'évaporation sur la puissance de travail total



**Figure III.6 :** L'effet de la température d'évaporation sur la consommation de puissance de travail total

La figure numérotée (III.6) traduit l'effet de température d'évaporation sur la consommation de puissance de travail total d'un système en cascade.

Après l'observation attentive des deux graphes, on remarque une diminution de la puissance de travail consommé qui atteint une valeur de 46.31kW pour (R744-R290) et de 48.38kW pour (R744-R410A) à une température d'évaporation qui se varie entre 193.15K et 238.15K. Cela suggère que l'augmentation de la température d'évaporation conduit à une diminution de la consommation d'énergie du système.

Cette diminution est associée à la puissance de compression de fluide (c'est-à-dire un taux compression très faible) suggérer une diminution de la puissance de travail totale nécessaire pour maintenir les conditions de température souhaitées.

En ce qui concerne la comparaison des deux derniers, le (R744-R410A) présente une consommation d'énergie plus élevée que le (R744-R290), en particulier à des températures de condensation plus élevées. Cela peut indiquer que le (R744-R290) est plus efficace pour produire de l'énergie à des températures d'évaporation plus élevées.

### III.4.2. L'effet de la température d'évaporation sur la perte exergétique total

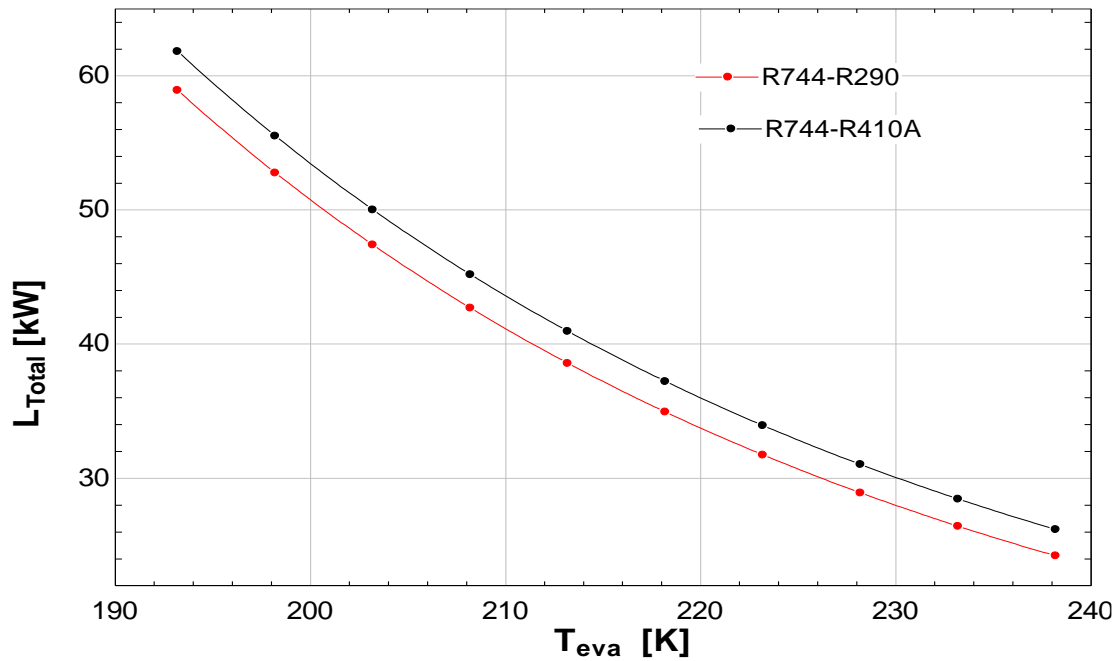


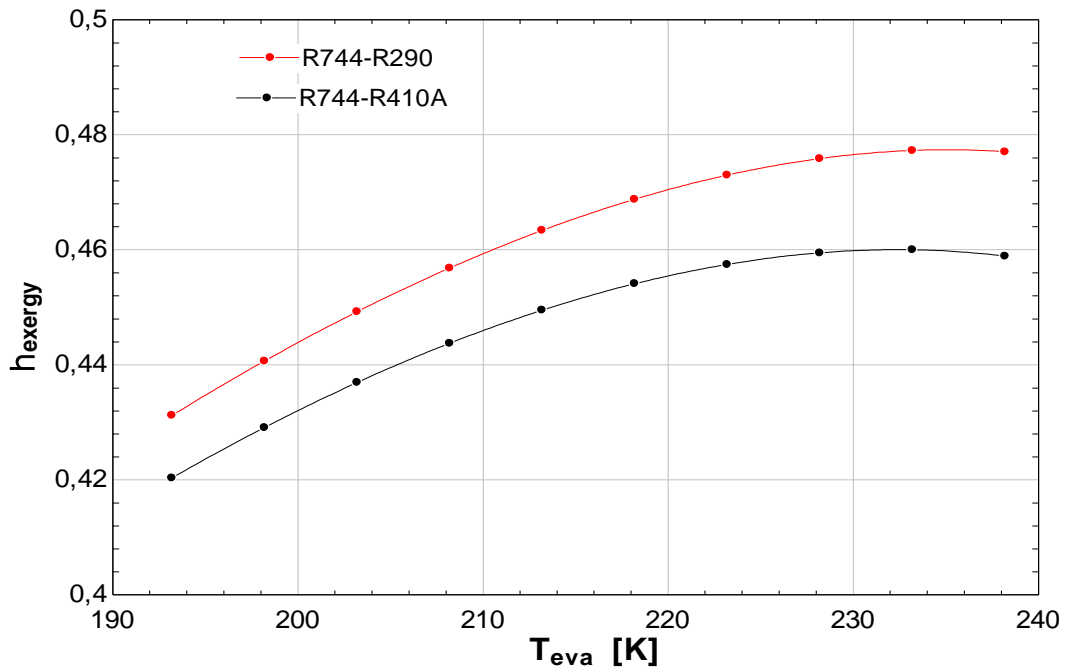
Figure III.7 : L'effet de la température d'évaporation sur la perte exergétique total

La figure numérotée (III.7) traduit l'effet de température d'évaporation sur la perte exergétique total d'un système en cascade.

Une réduction des pertes exergétiques est constatée, atteignant des valeurs de 24,22 kW pour (R744-R290) et 26,18 kW pour (R744-R410A) à des températures d'évaporation variant entre 193,15 K et 238,15 K. Cela indique qu'une augmentation de la température d'évaporation entraîne une diminution de la perte d'exergie à l'échelle du système.

En ce qui concerne la comparaison des deux fluides (R744-R290 et R744-R410A), le (R744-R410A) présente une perte exergétique total plus élevée que le (R744-R290), en particulier à des températures de condensation plus élevées. Cela peut indiquer que le (R744-R290) est plus efficace pour produire de l'énergie à des températures de condensation plus élevées.

### III.4.3. L'effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique



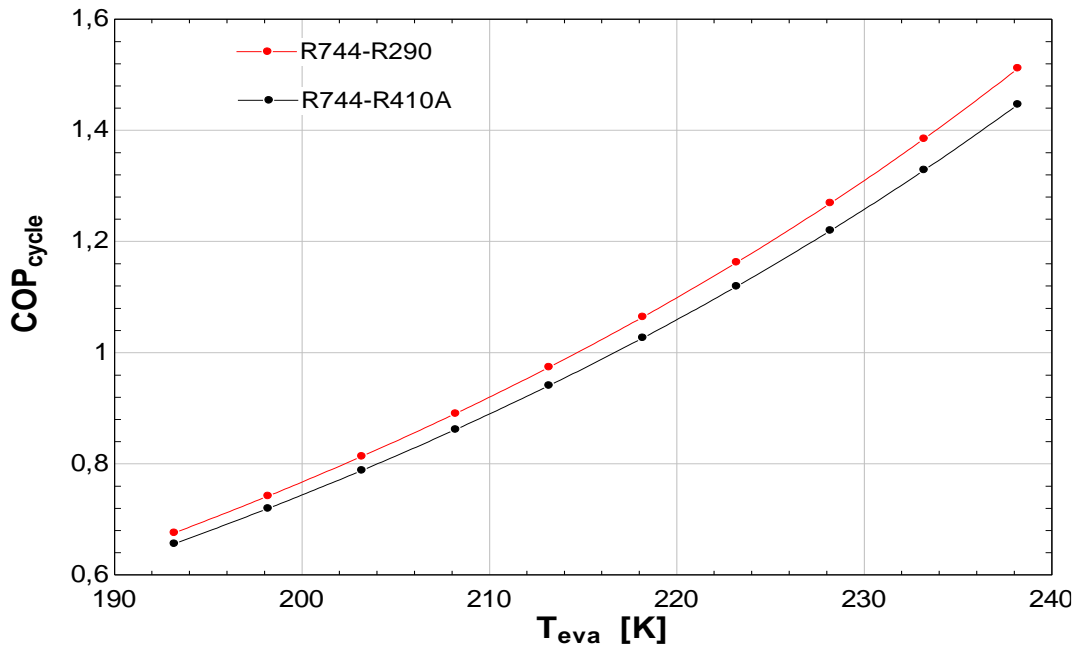
**Figure III.8 :** L'effet de la température d'évaporation sur le rendement exergetique

La figure numérotée (III.8) traduit l'effet d'évaporation sur le rendement exergetique sur la perte exergetique total d'un système en cascade.

On observe une augmentation du rendement exergetique dans les deux graphes avec l'augmentation de la température d'évaporation dans la plage initiale : (193.15 ; 0.4312) jusqu'à (238.15 ; 0.477) pour (R744-R290), et pour (R744-R410A) de (193.15 ; 0.4203) jusqu'à (238.15 ; 0.4589).

En comparant les deux graphiques, nous pouvons également noter que le couple (R744-R290) présente rendement exergetique supérieur par rapport au (R744-R410A) dans la même plage des températures d'évaporation.

### III.4.4. L'effet de la température d'évaporation sur le coefficient de performance



**Figure III.9 :** L'effet de la température d'évaporation sur le coefficient de performance

La figure numérotée (III.9) traduit l'effet de température d'évaporation sur le coefficient de performance d'un système en cascade.

Dans les deux graphes, on peut observer une augmentation de coefficient de performance qui atteint son pic à une valeur de 1.512 pour (R744-R290) et de 1.447 pour (R744-R410A) à une température d'évaporation de 193.15K à 238.15K.

Cela indique que le COP du système augmente à mesure que la température d'évaporation augmente. Cette augmentation correspond à une capacité d'évaporation produite élevée et à une diminution de la puissance de fonctionnement du circuit, comme le montre la figure (III.6).

En comparant les deux graphiques, nous pouvons également noter que le couple (R744-R290) présente un COP supérieur à des températures d'évaporation similaires par rapport au (R744-R410A).

### **Conclusion :**

Dans ce chapitre, les différents résultats de la simulation numérique du système frigorifique en cascade sont présentés et discutés. Les résultats sont sous formes des graphes. Il a été procédé à des variations de certains paramètres au niveau des différents composants du ce système. On a varié le rendement isentropique de compresseur et la température d'évaporateur, ainsi la température de condenseur sur les performances du système. D'une manière générale les performances du système globale augmentent avec l'augmentation de rendement isentropique et la température d'évaporation et démunie avec l'augmentation de la température de condensation. Et l'analyse thermodynamique montre également que le couple (R744-R290) a des meilleures performances que (R744-R410A). Ceci a permis de mettre en évidence leur influence sur le cycle de refroidissement en cascade.



## Conclusion générale

---

Le travail effectué dans ce mémoire de master, a porté sur l'étude comparative et la simulation numérique d'un système frigorifique. A cet effet, un programme a été développé avec le logiciel commercial EES, permettant de prévoir et d'analyser l'influence de certains paramètres sur le fonctionnement, les performances et enfin le l'efficacité global du cycle étudié.

L'attention a été portée, sur l'effet de la variation de la température d'évaporation et de condensation ainsi le rendement isentropique de compresseur. La variation de ses paramètres influe sur la puissance de compresseur et la perte exergétique, elle a donc une influence sur l'efficacité énergétique et exergétique. Les résultats qui découlent de cette étude, permettent de tirer les conclusions suivantes :

Amélioration de l'efficacité du compresseur : Dans un système frigorifique en cascade, le compresseur joue un rôle essentiel dans le transfert d'énergie. Lorsque la température d'évaporation augmente et température de condensation diminue, l'efficacité du compresseur peut améliorer. Cela réduise les pertes exergétique, ainsi un COP et un rendement exergétique plus élevée.

Différence de température : L'efficacité énergétique et exergétique d'un système frigorifique est déterminée par le choix de la température entre source froide et une source chaude. Lorsque la température d'évaporation diminue, la différence de température entre la source froide (évaporateur) et la source chaude (condenseur) augmente, ce qui réduit la conversion de l'énergie de travail en énergie thermique.

Optimisation de la sélection des fluides frigorigènes : Le choix du fluide frigorigène utilisé dans le système frigorifique est également important. Certains fluides frigorigènes ont des caractéristiques qui favorisent un COP et un rendement exergétique élevé à des températures d'évaporation et condensation plus élevées. Une sélection appropriée du fluide frigorigène peut contribuer à améliorer l'efficacité globale du système frigorifique en cascade.

A la fin de cette présentation, nous pouvons dire que les résultats obtenus à partir de cette simulation numérique sont intéressants. Cependant pour consolider d'avantage l'étude, une comparaison des résultats de la simulation et ceux d'une installation de frigorifique réelle, par exemple, peut s'avérer intéressant. Dans ce cas, la démarche de la simulation numérique peut permettre de mieux définir le cycle le plus performant.

# Annexe

## ESS code pour R744-R290

" inputs "

```
fluid_up$='R290'  
fluid_down$='CarbonDioxide'  
T_eva=223,15[k] {evaporator temperature}  
T_cond=320,15[k] {condenser temperature}  
T_cas_eva=261,15[k] {cascade evaporator temperature}  
Ta=298,15[k]  
eta_compA =0,8{Low Pressure Compressor A isentropic efficiency}  
eta_compB =0,8{High Pressure Compressor B isentropic efficiency}  
DT=5  
Q_dot_eva=70[kw] {cooling demand of refrigeration system is 70kw}
```

{cycle 1-LC}

" STATE [1] "

```
T[1]=T_eva  
x[1]=1  
h[1]=enthalpy(fluid_down$, T=T[1]; x=x[1])  
P[1]=pressure(fluid_down$, T=T[1]; x=x[1])  
s[1]=entropy(fluid_down$, T=T[1]; x=x[1])
```

" STATE [3] "

```
T[3]=T[8]+DT  
x[3]=0  
h[3]=enthalpy(fluid_down$, x=x[3]; T=T[3])  
s[3]=entropy(fluid_down$, x=x[3]; T=T[3])  
P[3]=pressure(fluid_down$, x=x[3]; T=T[3])
```

" STATE [2] "

```
p[2]=p[3]  
s_s[2]=s[1]  
h_s[2]=enthalpy(fluid_down$, P=P[2]; s=s_s[2])  
h[2]=h[1]+((h_s[2]-h[1])/eta_compA)  
T[2]=temperature(fluid_down$, P=P[2]; h=h[2])  
s[2]=entropy(fluid_down$, P=P[2]; h=h[2])  
x[2]=quality(fluid_down$, P=P[2]; h=h[2])
```

" STATE [4] "

```
p[4]=p[1]  
h[4]=h[3]  
T[4]=temperature(fluid_down$, P=P[4]; h=h[4])  
s[4]=entropy(fluid_down$, P=P[4]; h=h[4])  
x[4]=quality(fluid_down$, P=P[4]; h=h[4])
```

{cycle 2-HC}

" STATE [5] "

```
T[5]=T_cas_eva  
x[5]=1  
h[5]=enthalpy(fluid_up$, T=T[5]; x=x[5])  
P[5]=pressure(fluid_up$, T=T[5]; x=x[5])  
s[5]=entropy(fluid_up$, T=T[5]; x=x[5])
```

" STATE [7] "

```
T[7]=T_cond  
x[7]=0
```

## Annexe

---

$h[7]=\text{enthalpy}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{x}=\mathbf{x}[7]; \mathbf{T}=\mathbf{T}[7])$   
 $s[7]=\text{entropy}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{x}=\mathbf{x}[7]; \mathbf{T}=\mathbf{T}[7])$   
 $P[7]=\text{pressure}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{x}=\mathbf{x}[7]; \mathbf{T}=\mathbf{T}[7])$

" STATE [6] "

$p[6]=p[7]$   
 $s\_s[6]=s[5]$   
 $h\_s[6]=\text{enthalpy}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[6]; \mathbf{s}=\mathbf{s}\_s[6])$   
 $h[6]=h[5]+((h\_s[6]-h[5])/\text{eta\_compB})$   
 $T[6]=\text{temperature}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[6]; \mathbf{h}=\mathbf{h}[6])$   
 $s[6]=\text{entropy}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[6]; \mathbf{h}=\mathbf{h}[6])$   
 $x[6]=\text{quality}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[6]; \mathbf{h}=\mathbf{h}[6])$

" STATE [8] "

$p[8]=p[5]$   
 $h[8]=h[7]$   
 $T[8]=\text{temperature}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[8]; \mathbf{h}=\mathbf{h}[8])$   
 $s[8]=\text{entropy}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[8]; \mathbf{h}=\mathbf{h}[8])$   
 $x[8]=\text{quality}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[8]; \mathbf{h}=\mathbf{h}[8])$

$Q\_dot\_eva=m\_dot\_co2*(h[1]-h[4])$  {Débitmassique co2 }  
 $w\_dot\_compA=m\_dot\_co2*(h[2]-h[1])$  {Puissance dans compresseur (A) base température}  
 $Q\_dot\_cas\_cond=m\_dot\_co2*(h[2]-h[3])$  {Puissance cascade condenseur}  
 $Q\_dot\_cas\_eva=m\_dot\_R290*(h[5]-h[8])$  {power cascade evaporator}  
 $cop\_cycle\_LC=(Q\_dot\_eva)/(w\_dot\_compA)$  {COP de cycle base température}

$m\_dot\_R290*(h[5]-h[8])=m\_dot\_co2*(h[2]-h[3])$  { Billan énergétique dans eva-condenseur (l'échangeur) }  
 $w\_dot\_compB=m\_dot\_R290*(h[6]-h[5])$  {Puissance dans compresseur (B) haut température}  
 $Q\_dot\_cond=m\_dot\_R290*(h[6]-h[7])$  {Puissance dans condenseur}  
 $cop\_cycle\_HC=Q\_dot\_cas\_eva/w\_dot\_compB$  {COP de cycle haut température}  
 $w\_dot\_net=w\_dot\_compA+w\_dot\_compB$  {la puissance totale}  
 $COP\_cycle=Q\_dot\_eva/(w\_dot\_compA+w\_dot\_compB)$  {COP total de cycle}

$L\_dot\_compA=m\_dot\_co2*Ta*(s[2]-s[1])$  {perte exergétique dans compresseur A}  
 $L\_dot\_compB=m\_dot\_R290*Ta*(s[6]-s[5])$  {Perte exergétique dans compresseur B}  
 $L\_dot\_D\_1=m\_dot\_co2*Ta*(s[4]-s[3])$  {perte exergétique dans detendeur 1}  
 $L\_dot\_D\_2=m\_dot\_R290*Ta*(s[8]-s[7])$  {Perte exergétique dans detendeur 2}  
 $L\_dot\_eva=m\_dot\_co2*Ta*(s[1]-s[4])-((Q\_dot\_eva*Ta)/(T\_eva+DT))$  {perte exergétique dans l'évaporateur}  
 $L\_dot\_cond=m\_dot\_R290*Ta*(s[7]-s[6])+((Q\_dot\_cond*Ta)/(T\_cond-DT))$  {Perte exergétique dans condenseur }

$L\_dot\_ech=m\_dot\_co2*Ta*(s[3]-s[2])+m\_dot\_R290*Ta*(s[5]-s[8])$  {Perte exergétique dans eva-condenseur (l'échangeur) }

$L\_dot\_global=L\_dot\_compA+L\_dot\_D\_1+L\_dot\_eva+L\_dot\_compB+L\_dot\_D\_2+L\_dot\_cond+L\_dot\_ech$  {Perte exergétique global}  
 $eta\_exergy=(w\_dot\_net-L\_dot\_global)/w\_dot\_net$  {le rendement exergétique}

# Annexe

## ESS code pour R744-R410A

" inputs "

```
fluid_up$='R410A'  
fluid_down$='CarbonDioxide'  
T_eva=223,15[k] {evaporator temperature}  
T_cond=320,15[k] {condenser temperature }  
T_cas_eva=261,15[k] {cascade evaporator temperature}  
Ta=298,15[k]  
eta_compA =0,8{Low Pressure Compressor A isentropic efficiency}  
eta_compB =0,8{High Pressure Compressor B isentropic efficiency}  
DT=5  
Q_dot_eva=70[kw] {cooling demand of refrigeration system is 70kw}
```

{cycle 1-LC}

" STATE [1] "

```
T[1]=T_eva  
x[1]=1  
h[1]=enthalpy(fluid_down$, T=T[1]; x=x[1])  
P[1]=pressure(fluid_down$, T=T[1]; x=x[1])  
s[1]=entropy(fluid_down$, T=T[1]; x=x[1])
```

" STATE [3] "

```
T[3]=T[8]+DT  
x[3]=0  
h[3]=enthalpy(fluid_down$, x=x[3]; T=T[3])  
s[3]=entropy(fluid_down$, x=x[3]; T=T[3])  
P[3]=pressure(fluid_down$, x=x[3]; T=T[3])
```

" STATE [2] "

```
p[2]=p[3]  
s_s[2]=s[1]  
h_s[2]=enthalpy(fluid_down$, P=P[2]; s=s_s[2])  
h[2]= h[1]+((h_s[2]-h[1])/eta_compA)  
T[2]=temperature(fluid_down$, P=P[2]; h=h[2])  
s[2]=entropy(fluid_down$, P=P[2]; h=h[2])  
x[2]=quality(fluid_down$, P=P[2]; h=h[2])
```

" STATE [4] "

```
p[4]=p[1]  
h[4]=h[3]  
T[4]=temperature(fluid_down$, P=P[4]; h=h[4])  
s[4]=entropy(fluid_down$, P=P[4]; h=h[4])  
x[4]=quality(fluid_down$, P=P[4]; h=h[4])
```

{cycle 2-HC}

" STATE [5] "

```
T[5]=T_cas_eva  
x[5]=1  
h[5]=enthalpy(fluid_up$, T=T[5]; x=x[5])  
P[5]=pressure(fluid_up$, T=T[5]; x=x[5])  
s[5]=entropy(fluid_up$, T=T[5]; x=x[5])
```

" STATE [7] "

```
T[7]=T_cond  
x[7]=0
```

## Annexe

$h[7]=\text{enthalpy}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{x}=\mathbf{x}[7]; \mathbf{T}=\mathbf{T}[7])$   
 $s[7]=\text{entropy}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{x}=\mathbf{x}[7]; \mathbf{T}=\mathbf{T}[7])$   
 $P[7]=\text{pressure}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{x}=\mathbf{x}[7]; \mathbf{T}=\mathbf{T}[7])$

" STATE [6] "

$p[6]=p[7]$   
 $s\_s[6]=s[5]$   
 $h\_s[6]=\text{enthalpy}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[6]; \mathbf{s}=\mathbf{s}\_s[6])$   
 $h[6]=h[5]+((h\_s[6]-h[5])/\text{eta\_compB})$   
 $T[6]=\text{temperature}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[6]; \mathbf{h}=\mathbf{h}[6])$   
 $s[6]=\text{entropy}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[6]; \mathbf{h}=\mathbf{h}[6])$   
 $x[6]=\text{quality}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[6]; \mathbf{h}=\mathbf{h}[6])$

" STATE [8] "

$p[8]=p[5]$   
 $h[8]=h[7]$   
 $T[8]=\text{temperature}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[8]; \mathbf{h}=\mathbf{h}[8])$   
 $s[8]=\text{entropy}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[8]; \mathbf{h}=\mathbf{h}[8])$   
 $x[8]=\text{quality}(\text{fluid\_up}\$; \mathbf{P}=\mathbf{P}[8]; \mathbf{h}=\mathbf{h}[8])$

$Q\_dot\_eva=m\_dot\_co2*(h[1]-h[4])$  {Débitmassique co2 }  
 $w\_dot\_compA=m\_dot\_co2*(h[2]-h[1])$  {Puissance dans compresseur (A) base température}  
 $Q\_dot\_cas\_cond=m\_dot\_co2*(h[2]-h[3])$  {Puissance cascade condenseur}  
 $Q\_dot\_cas\_eva=m\_dot\_R410A*(h[5]-h[8])$  {power cascade evaporator}  
 $cop\_cycle\_LC=(Q\_dot\_eva)/(w\_dot\_compA)$  {COP de cycle base température}

$m\_dot\_R410A*(h[5]-h[8])=m\_dot\_co2*(h[2]-h[3])$  { Billan énergétique dans eva-condenseur (l'échangeur)}

$w\_dot\_compB=m\_dot\_R410A*(h[6]-h[5])$  {Puissance dans compresseur (B) haut température}  
 $Q\_dot\_cond=m\_dot\_R410A*(h[6]-h[7])$  {Puissance dans condenseur}  
 $cop\_cycle\_HC=Q\_dot\_cas\_eva/w\_dot\_compB$  {COP de cycle haut température}  
 $w\_dot\_net=w\_dot\_compA+w\_dot\_compB$  {la puissance totale}  
 $COP\_cycle=Q\_dot\_eva/(w\_dot\_compA+w\_dot\_compB)$  {COP total de cycle}

$L\_dot\_compA=m\_dot\_co2*Ta*(s[2]-s[1])$  {perte exergétique dans compresseur A}  
 $L\_dot\_compB=m\_dot\_R410A*Ta*(s[6]-s[5])$  {Perte exergétique dans compresseur B}  
 $L\_dot\_D\_1=m\_dot\_co2*Ta*(s[4]-s[3])$  {perte exergétique dans detendeur1}  
 $L\_dot\_D\_2=m\_dot\_R410A*Ta*(s[8]-s[7])$  {Perte exergétique dans detendeur 2}  
 $L\_dot\_eva=m\_dot\_co2*Ta*(s[1]-s[4])-((Q\_dot\_eva*Ta)/(T\_eva+DT))$  {perte exergétique dans l'évaporateur}  
 $L\_dot\_cond=m\_dot\_R410A*Ta*(s[7]-s[6])+((Q\_dot\_cond*Ta)/(T\_cond-DT))$  {Perte exergétique dans condenseur }  
 $L\_dot\_ech=m\_dot\_co2*Ta*(s[3]-s[2])+m\_dot\_R410A*Ta*(s[5]-s[8])$  {Perte exergétique dans eva-condenseur (l'échangeur) }

$L\_dot\_global=L\_dot\_compA+L\_dot\_D\_1+L\_dot\_eva+L\_dot\_compB+L\_dot\_D\_2+L\_dot\_cond+L\_dot\_ech$  {Perte exergétique global}

$eta\_exergy=(w\_dot\_net-L\_dot\_global)/w\_dot\_net$  {le rendement exergétique}

## Références

---

- [1] O. Perrot, Cours de machine frigorifique. Département de génie thermique et énergie, IUT de Saint-Omer Dunkerque, France 2010 - 2011.
- [2] O. Ben ammar, « Etude et conception d'une installation frigorifique de production D'eau glacée pour l'usine CLC à Soliman » mémoire magister, école nationale de Monastir, 2017-2018.
- [3] M. Duminil, Généralités, BE9730, Théorie des machines frigorifiques, Techniques de l'Ingénieur, 2012
- [4] Site internet : Institut International du Froid. Aperçu sur l'histoire de la production du froid. (Consulté en 2015).
- [5] F. Belfodil. Mémoire de magister Génie Mécanique (Élaboration d'un Programme pour le calcul des paramètres thermodynamiques et énergétiques des nouveaux fluides frigorigènes et application au calcul des cycles frigorifiques), Université Ibn Khaldoun -Tiaret, 2007.
- [6] M. Hamzaoui. Mémoire de master Génie Mécanique (Amélioration de la classe énergétique de congélateur vertical 220F). 2016.
- [7] F. Meurier, P. Rivet, M. Terrier, Froid industriel. Technique et ingénierie, Dunod 24-02-2005.
- [8] I. Dincer et M. Kanoglu. Refrigeration systems and applications, second edition. Edition Wiley 2010.
- [9] P. D. Zotto, J. M. LARRE, A. MERLET, L. PICAU, «MEMOTECH (Génie Energétique) », 2003.
- [10] S. Hamdadou. Mémoire master « Caractéristique du compresseur et de l'évaporateur d'une machine frigorifique fonction au CO<sub>2</sub>», université Tizi Ouzo, 2011.
- [11] Climatisation les fluides frigorigènes, Version 001-2014. [http:// www.leguideits.fr /guides-its/dossiers fiches techniques/dossiers fiches techniques3/les fluides frigorigene.pdf](http://www.leguideits.fr/guides-its/dossiers_fiches_techniques/dossiers_fiches_techniques3/les_fluides_frigorigene.pdf).
- [12] S. Boukredime. Evaluation des performances d'une machine frigorifique hybride à absorption – éjection. Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master en « Energétique et turbomachine ». Université Badji Mokhtar Annaba. 2017.
- [13] I. Darglia. « Simulation du cycle de la machine frigorifique NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> à cascade l'aide du logiciel EES » mémoire master, université Annaba, 2017.

## Références

---

- [14] 15th Informatory Note on Refrigerants. Carbon Dioxide as a Refrigerant, International institute of refrigeration, February 2000.
- [15] P.Rapin, P. Jacquard & S. Sandre. Formulaire du froid: technologie des matériels frigorifiques, automatismes et régulation, applications sectorielles, maintenance et sécurité. Dunod, (2014).
- [16] G. Lorentz, J. Petterson. “A new efficient and environmentally benign system for car air conditioning”, International Journal of Refrigeration, 1993, 16 (1), pp. 4-12.
- [17] S. Suresh, S. Iniyan, and S. Rajagopal, Recent developments in cascade refrigeration system - a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol.16, no. 4, pp. 2311-2328, May 2012.
- [18] S.A. Klein. Engineering equation solver (EES) software. Version 10.492. F- Chart Software, (2013).
- [19] X. Fan, X. Zhang et F. Wang. Etude de simulation sur un système de pompe à chaleur utilisant le R744/R290 comme fluide frigorigène. Journal de génie civil et d'architecture, 7 (2), 220, (2013).
- [20] A. D. Parekh, P. R. Tailor. Thermodynamic analysis of R507A-R23 cascade refrigeration system. International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering. (2012).
- [21] Z. Sun, Q. Wang, Z. Xie, S. Liu, D. Su et Q. Cui. Analyse énergétique et exergetique des fluides frigorigènes à faible GWP dans un système de réfrigération en cascade. Énergie, 170, 1170-1180, (2019).
- [22] K.S. Rawat, R. Kshetri, H. Khulve et al. Parametric study of R744-R717 cascade refrigeration system. International journal for research in emerging science and technology, 2015, vol. 2, p. 101-106.
- [23] D. Sánchez, A. Andreu-Nácher, D. Calleja-Anta, al. Évaluation de l'impact énergétique de différentes alternatives à faible GWP pour remplacer le R134a dans un refroidisseur de boissons. Analyse expérimentale et optimisation pour les fluides frigorigènes purs R152a, R1234yf, R290, R1270, R600a et R744. Conversion et gestion de l'énergie, 2022, vol. 256, p. 115388.

## Références

---

[24] S. Khalilzadeh, A.H. Nezhad et F. Sarhaddi. Reducing the power consumption of cascade refrigeration cycle by a new integrated system using solar energy. Energy conversion and management, 2019, vol. 200, p. 112083.



# Résumé

---

## Résumé

L'utilisation des équipements frigorifiques est devenue indispensable dans le secteur industriel, commercial et privé. Ceci nous a poussés à faire une étude sur le circuit frigorifique.

Dans ce mémoire nous avons essayé de chercher une combinaison qui assure l'efficacité énergétique et exergetique acceptable, donc des performances d'un tel système en prenant en compte les facteurs qui vont influencer sur le fonctionnement du circuit frigorifique en se basant sur les propriétés thermodynamiques des fluides frigorifiques, dans un système frigorifique en cascade. A l'aide de programme ESS, qu'est permet de modéliser ce système et de simuler leurs performances en utilisant différents fluides frigorigènes, y compris les fluides R744 et R290. Dans cette étude, nous avons effectuons une comparaison entre deux couples de fluides frigorigènes étudiés, entre le couple (R744-R290) et le couple (R744-R290). Cette recherche est fournie des informations précieuses pour l'amélioration de l'efficacité énergétique et exergetique, environnementale des systèmes de réfrigération en cascade.

**Mots Clés :** Cycle en cascade, simulation, modélisation, fluide frigorigène, EES

## Abstract

The use of refrigeration equipment has become essential in the industrial, commercial, and private sectors. This has prompted us to conduct a study on the refrigeration circuit.

In this paper, we have attempted to find a combination that ensures acceptable energy and exergy efficiency, thereby evaluating the performance of such a system while considering factors that will influence the operation of the refrigeration circuit based on the thermodynamic properties of refrigerants in a cascade refrigeration system. With the help of the ESS program, which allows for the modeling and simulation of this system's performance using different refrigerants, including R744 and R290, we compare two studied refrigerant pairs: R744-R290 and R744-R290. This research provides valuable information for improving the energy, exergy, and environmental efficiency of cascade refrigeration systems.

**Keywords :** Cascade cycle, simulation, modeling, refrigerant, EES.