

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID - TLEMCEM -

Faculté de Technologie
Département de Génie mécanique



MEMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de

MASTER EN GENIE MECANIQUE

Option : Génie Thermique et Energies Renouvelables

Présenté par:

M^r MAMERI ZOHEIR

M^r BENLEBBAD BENAMAR

Thème

**ETUDE DE FONCTIONNEMENT D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE
A EJECTION AVEC DIFFERENTS FLUIDE FRIGORIGENE**

Devant les membres de jury composés de :

| | | | |
|-------------|--------------------------|-----|---------------------|
| Président : | M ^r C.SELADJI | MCA | Faculté Technologie |
| Examineurs: | Mr. K. ALLIANE | MCA | Faculté Technologie |
| | Mr. M. BENRAMDANE | MAA | Faculté Technologie |

Encadreurs :

| | | |
|--------------|-----|---------------------|
| Mr A. ALIANE | MAA | Faculté Technologie |
|--------------|-----|---------------------|

ANNEE UNIVERSITAIRE: 2011-2012

Dédicaces

Je dédie ce travail à mes très chers parents, votre courage, vos sacrifices ont été pour moi le meilleur soutien durant ce long parcours, veuillez trouver dans ce travail une grande reconnaissance pour ce que vous avez entrepris à mon égard, et un fruit de toutes vos prières et vos efforts.

A mes chers frères et sœurs.

A tous mes amis.

A tous mes collègues.

A toute ma famille.

La promotion GTER 2012

zoheit

Dédicaces

Je dédie ce travail à mes très chers parents, votre courage, vos sacrifices ont été pour moi le meilleur soutien durant ce long parcours, veuillez trouver dans ce travail une grande reconnaissance pour ce que vous avez entrepris à mon égard, et un fruit de toutes vos prières et vos efforts.

A mes chers frères et sœurs.

A tous mes amis.

A tous mes collègues.

A toute ma famille.

La promotion GTER 2012

Benamar

Remerciements

*Nous tenons à exprimer notre profonde reconnaissance et nos sincères remerciements à notre encadreur Monsieur **A.ALIANE**, pour l'intérêt porté à notre travail, sa disponibilité, ses conseils précieux et surtout sa grande patience.*

*Nous tenons à remercierons Monsieur **C.SELADJI** pour avoir accepté d'évaluer ce travail, et qui nous a fait l'honneur d'accepter la présidence du jury.*

*Nos vifs remerciements vont aussi à Monsieur **M.BENRAMDANE** et Monsieur **K.ALIANE**, pour avoir accepté d'examiner ce travail et de prendre part au jury.*

Enfin, nous remercions tous ceux et celles, qui de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail.

Sommaire

Chapitre I : Revue des technologies des installations frigorifiques solaires à éjection

| | |
|--|----|
| I.1 Introduction | 1 |
| I.2 Historique1 | |
| I.3 Principe de fonctionnement | 2 |
| I.3.1 Installation frigorifique classique | 2 |
| I.3.2 Installation frigorifique à éjection..... | 3 |
| I.3.2.1 Le bouilleur | 3 |
| I.3.2.2 Le condenseur | 3 |
| I.3.2.3 Evaporateur | 4 |
| I.3.2.4 Ejecteur..... | 4 |
| a. Définition et historique | 4 |
| b. Principe de fonctionnement de l'éjecteur | 5 |
| c. Géométrie de l'éjecteur..... | 6 |
| d. Avantages et inconvénients de l'éjecteur | 7 |
| I.4 Le fluide de travail..... | 10 |
| I.4.1 Définition du fluide frigorigène | 10 |
| I.4.2 Historique..... | 11 |
| I.4.3 Les fluides frigorigènes utilisés dans les installations frigorifiques à éjection | 12 |
| I.4.4 choix de fluide frigorigène..... | 14 |
| I.4.4.1 Critères thermodynamiques | 14 |
| I.4.4.2 Critères de sécurité | 14 |
| I.4.4.3 critères techniques | 14 |
| I.4.4.4 critères économiques | 15 |
| I.4.5 Classification des fluides frigorigènes | 15 |
| I.5 Classification des installations frigorifiques à éjection | 16 |

| | |
|---|----|
| I.5.1 Installation à simple étage..... | 16 |
| I.5.2 Installation multi-étagée..... | 16 |
| I.6 Conclusion | 17 |
| Chapitre II : Fonctionnement des installations frigorifique à éjection | |
| II.1 Introduction | 18 |
| II.2 Théorie de l’installation frigorifique à éjection | 18 |
| II.2.1 L’installation frigorifique tri-terme | 18 |
| II.2.2. Analyse Caractéristique de l’éjecteur | 19 |
| a) Description de l’éjecteur | 19 |
| b) Ecoulement du fluide dans l’éjecteur | 20 |
| c) différentes types des éjecteurs..... | 20 |
| ➤ Éjecteurs à mélangeur cylindrique..... | 20 |
| ➤ Éjecteurs à mélangeur convergent-divergent..... | 21 |
| d) Modélisation du cycle de l’éjecteur | 22 |
| II.2.3 Hypothèses de modélisation | 22 |
| II.2.4 Calcul de l’efficacité frigorifique COP | 23 |
| II.3 Les installations frigorifiques à éjection à base solaire..... | 26 |
| II.3.1 Principe de fonctionnement du système frigorifique solaire | 27 |
| a) Capteur solaire photovoltaïque | 28 |
| b) Les capteurs solaires thermiques..... | 28 |
| II.3.2 Les différents types des capteurs solaires thermiques..... | 28 |
| a) Capteurs plans de type vitrés | 28 |
| b) Capteurs solaires à concentration | 30 |
| C) Capteurs solaires plans sans vitrage | 31 |
| d) Capteurs sous vide..... | 32 |
| II.4 Les installations frigorifiques hybrides | 33 |
| II.4.1 Système de refroidissement à compression / éjection | 33 |
| a) Description du système | 33 |
| b) Influence de la nature du fluide sur les performances du système..... | 34 |

| | |
|---|----|
| c) Avantage du système | 35 |
| II.4.2 Système de refroidissement à éjection-absorption | 35 |
| a) Description du système..... | 36 |
| II.5 Conclusion..... | 37 |
| Chapitre III : Etude d'une installation frigorifique à éjection | |
| III.2 Analyse du cycle | 38 |
| III.2.1 Description du cycle à éjection | 38 |
| a) la boucle motrice | 38 |
| b) la boucle frigorifique..... | 39 |
| III.2.2 Caractéristiques des fluides frigorigènes..... | 40 |
| III.3 Hypothèses de modélisation du système | 42 |
| III.4 Modélisation de système..... | 43 |
| ➤ Identification des constantes utilisées dans la modélisation..... | 46 |
| III.5 Résultats et discussions..... | 47 |
| III.5.1 Organigramme du calcul du COP | 47 |
| III.5.2 Comparaison du coefficient de performance (COP) pour les différents fluides..... | 49 |
| III.5.3 Comparaison du rendement de l'installation pour les différents fluides..... | 50 |
| III.5.4 Influence des conditions opératoires sur l'efficacité de l'installation pour le fluide R-717 | 51 |
| a) Variation du COP en fonction de la température du générateur | 52 |
| b) Variation du COP en fonction de la température du condenseur | 53 |
| III.6 Validation du résultat..... | 55 |
| III.8 Conclusions | 59 |

CHAPITRE I

Revue des technologies des installations frigorifiques solaires à

CHAPITRE II

Fonctionnement des installations frigorifiques à éjection

CHAPITRE III

Etude d'une installation frigorifique à éjection

Liste des figures

Chapitre I :

| | |
|---|----|
| Figure I-1 : schéma représentatif d'une installation à compression de vapeur | 3 |
| Figure I.2 : Coupe d'un éjecteur et évolution des vitesses et pressions | 6 |
| Figure I-3 : schéma représentatif de la géométrie de l'éjecteur..... | 7 |
| Figure I-4 : montré le principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à éjection | 9 |
| Figure I-5 : la détente de fluide frigorifique dans la tuyère primaire : (a) fluide avec vapeur humide, (b) fluide avec vapeur sèche | 13 |
| Figure I-6 : système à éjection multi-étagé..... | 17 |

Chapitre II :

| | |
|---|----|
| Figure II.1 : système de réfrigération à éjection | 19 |
| Figure II-2 : schéma de l'éjecteur | 19 |
| Figure II-3 : schéma de principe d'un éjecteur à liquide avec mélangeur cylindrique | 21 |
| Figure II-4 : Schéma de principe d'un éjecteur à gaz avec mélangeur convergent-divergent..... | 22 |
| Figure II-5 : Schéma d'un éjecteur à section constant et ces paramètres géométriques | 24 |
| Figure II.6 : présente une installation frigorifique à éjection fonctionnant avec l'énergie solaire | 27 |
| Figure II-7 : Composantes du capteur de type vitre..... | 29 |
| Figure II-8 : capteur solaire vitre | 29 |
| Figure II-9 : Capteur à concentration cylindre-parabolique | 30 |
| Figure II-10 : capteur à centrale au tour | 31 |
| Figure II-11 : Capteurs plans sans vitrage | 32 |
| Figure II-12 : capteur sous vide | 32 |
| Figure II-13 : Schéma du cycle de réfrigération à compression /éjection | 34 |
| Figure II-14: schéma représentatif d'une installation frigorifique à absorption..... | 36 |

Chapitre III :

| | |
|---|----|
| Figure III-1 : principe de fonctionnement d'un cycle à éjection | 38 |
| Figure III-2 : organigramme du calcul du COP | 48 |

| | |
|---|----|
| Figure III-3 : variation du rendement en fonction de la température du générateur | 49 |
| Figure III-4 : variation du COP on fonction de la température du générateur..... | 50 |
| Figure III-5 : Variation de COP en fonction de la température de génération pour R-717..... | 52 |
| Figure III-6 : Variation du taux d'entraînement en fonction de la température du générateur pour R717 | 53 |
| Figure III-7 : Variation du COP en fonction de la température de condensation pour R-717 | 54 |
| Figure III-8 : Variation du taux d'entraînement en fonction de la température de condensation | 54 |
| Figure III-9 : variation du COP en fonction de la température du générateur pour le R-717..... | 56 |
| Figure III-10 : Variation du COP en fonction de la température du condenseur pour le R-717 | 57 |
| Figure III-11 : Variation du taux d'entraînement en fonction des températures de génération pour les 5 fluides..... | 58 |
| Figure III-12 : variation du taux d'entraînement en fonction de la température du condenseur pour les 5 fluides utilisés | 58 |

Liste des tableaux

Chapitre I :

Tableau I-01 : fluide plus utilise dans ECS 14

Tableau I-02 : Classification des fluides frigorigènes..... 16

Chapitre III :

Tableau III-1 : caractéristiques du fluide R-134a 40

Tableau III-2 : caractéristiques du fluide R-290 41

Tableau III-3 : caractéristiques du fluide R-717 42

Tableau III-4 : valeurs des constantes des équations
thermodynamique des fluides 46

Nomenclature

| | | |
|-------------------------------|--|--------------------------------|
| <i>BF</i> | La boucle frigorifique | |
| <i>BM</i> | La boucle motrice | |
| <i>BO</i> | Bouilleur | |
| <i>CO</i> | Condenseur | |
| <i>COP</i> | Le coefficient de performance de l'installation | |
| <i>COP_C</i> | Le coefficient de performance de Carnot | |
| <i>ECS</i> | Système frigorifique à éjection | |
| <i>EJ</i> | Ejecteur | |
| <i>EV</i> | Evaporateur | |
| <i>IN</i> | Injecteur | |
| <i>P_a</i> | La pression du fluide primaire | <i>Pa</i> |
| <i>P_B</i> | Pression de génération | <i>Pa</i> |
| <i>P_C</i> | Pression de condensation | <i>Pa</i> |
| <i>P_m</i> | La pression du fluide secondaire | <i>Pa</i> |
| <i>P_r</i> | La pression du mélange | <i>Pa</i> |
| <i>P_V</i> | Pression de l'évaporation | <i>Pa</i> |
| <i>Q_B</i> | La puissance thermique au bouilleur | <i>w</i> |
| <i>Q_C</i> | La puissance thermique au condenseur | <i>w</i> |
| <i>Q_V</i> | la puissance thermique à l'évaporateur | <i>w</i> |
| <i>T_B</i> | Température de l'évaporateur | <i>K</i> |
| <i>T_C</i> | Température de condenseur | <i>K</i> |
| <i>T_{CS}</i> | Température saturé de condensation | <i>K</i> |
| <i>T_F</i> | Température du fluide frigorifique | <i>K</i> |
| <i>T_{gS}</i> | Température saturé de génération | <i>K</i> |
| <i>T_M</i> | Température du fluide motrice | <i>K</i> |
| <i>T_S</i> | Température de saturation du fluide | <i>K</i> |
| <i>T_V</i> | Température de l'évaporateur | <i>K</i> |
| <i>T_{VS}</i> | Température saturé d'évaporation | <i>K</i> |
| <i>U</i> | Le taux d'entraînement | |
| <i>U_{opt}</i> | Le taux d'entraînement optimal de l'installation | |
| <i>V_a</i> | La vitesse du fluide secondaire | <i>m/s</i> |
| <i>V_L</i> | Le volume massique du liquide saturé | <i>m³/kg</i> |
| <i>V_m</i> | La vitesse du fluide primaire | <i>m/s</i> |

| | | |
|-------------|---|--------|
| W_P | Travail de la pompe | w |
| h_L | L'enthalpie massique du liquide saturé | J/kg |
| h_V | L'enthalpie massique du vapeur saturé | J/kg |
| \dot{m}_1 | Débit massique du fluide secondaire | kg/s |
| \dot{m}_2 | Débit massique du fluide primaire | kg/s |
| \dot{m}_3 | Le débit massique de mélange | kg/s |
| ξ | Le rapport moteur de l'éjecteur | |
| τ | Le taux de compression de la partie génératrice | |

Nomenclature

Introduction générale

La grande partie de l'énergie consommée provient des combustibles fossiles (pétrole, gaz naturel, charbon, ...etc.) dont l'utilisation massive peut conduire à l'épuisement de ces réserves et menace réellement l'environnement. Cette menace c'est manifesté principalement à travers la pollution et le réchauffement global de la terre par effet de serre. En effet, la grande préoccupation du monde actuel est d'atténuer cette pollution en essayant d'adapter les sources d'énergie classiques à des critères très sévères.

Les énergies renouvelables ont connu une première phase de développement à l'occasion des chocs pétroliers de 1973 et 1978, puis une période de repli après le contre-choc de 1986, avant de retrouver un second souffle en 1998 à la suite de la signature du protocole de Kyoto, protocole qui prévoit notamment une baisse de 5.2% des émissions de gaz à effet de serre des pays riche sur la période 2002-2012 par rapport à 1990

Les études de la machine frigorifique à éjection abondent dans la littérature spécialisée. Le recours à de telles installations a été instigué par les problèmes environnementaux causés par les fluides frigorigènes conventionnels d'une part et par souci énergétique d'autre part.

Le présent mémoire est organisé de la façon suivante :

Dans le premier chapitre, une recherche bibliographique a été effectuée sur les installations frigorifiques à éjection à base solaire et les différents types des capteurs solaires, les différents types des éjecteurs sont présentés avec leur formalisme mathématique. L'étude a été concentrée sur une partie de l'éjecteur (chambre de mélange), et le chapitre va se terminer par une classification simple et approfondie sur les installations hybrides.

Le second chapitre consiste à présenter une analyse théorique sur le système à éjection dans le but d'étudier la variation du coefficient de performance ainsi que du taux d'entraînement en fonction des conditions opératoires.

Le dernier chapitre consiste en une simulation des performances d'une machine frigorifique à éjection. Cinq différents fluides frigorigènes (R-134a, R-290, R-717, R-

600a et R-22) sont testés. L'évolution du COP ainsi que celle du taux d'entraînement pour ces différents fluides avec des températures de génération et de condensation est considérée

I.1 Introduction

Dans le cadre du développement durable, les efforts des chercheurs ont été concentrés d'une part, sur l'économie d'énergie des systèmes frigorifiques et d'autre part, sur le développement des technologies d'installations frigorifiques comme : à absorption et à compression de vapeur, ils ont utilisé l'énergie fossile comme source d'énergie, mais ces types d'énergies posent un problème de pollution de l'environnement. Pour cela, des recherches ont été faites sur une autre source d'énergie économique comme le solaire, cette source est définie comme l'origine de toute forme d'énergie sur la terre, elle est utilisée depuis de nombreux siècles de façon directe ou indirecte. Et pour le problème de la performance, d'autres types d'installations frigorifiques ont vu le jour. Parmi elles, l'installation à éjecteur de vapeur.

Dans ce chapitre, on présente les technologies des installations frigorifiques à éjection en prenant l'énergie solaire comme source d'énergie.

I.2 Historique

Kornhauser [1] est le premier qui propose l'idée d'utiliser un éjecteur dans le cycle de réfrigération de compression de vapeur en 1901 et en analysant le rendement thermodynamique de ce cycle. Il trouve un COP théorique amélioré de 21% par rapport au cycle standard à la condition de -15 °C à 30 °C .

Le système thermo-frigorifique a été développé grâce à les recherches de l'ingénieur français Maurice Leblanc (1857-1923) sur les cycles à eau : en 1903 a fait un brevet sur l'éjecteur de vapeur d'eau et en 1908, un nouveau brevet sur une machine frigorifique à éjection de vapeur d'eau. Ce système est peu utilisé car les problèmes qu'il pose sont plus des problèmes de mécanique des fluides que de thermodynamique. Un éjecteur performant est difficile à réaliser, surtout lorsque les débits volumiques de vapeur à déplacer ne sont pas très importants. C'est encore l'eau qui est le frigorigène le mieux adapté à ce système [2].

En 1910, un éjecteur a été employé par, Maurice Le blanc dans un système de réfrigération. Au début des années 30 Ce système a été très utilisé pour la

climatisation des grands bâtiments. En 1901 le savant Charles Parsons à invente un éjecteur pour enlever l'air d'un condenseur d'une machine à vapeur. Le travail initial de Keenan et Neumann(1942) considère un éjecteur d'air simple avec un mélange constant et sans diffuseur. Leur but était de développer une méthode analytique pour étudier la performance d'éjecteur et de comparer les résultats aux données expérimentales [3].

I.3 Principe de fonctionnement

Si l'on fait une comparaison entre une installation simple et une installation à éjection, on trouve que dans le cas d'une installation simple le composant le plus important qui crée une différence de pression pour faire circuler le fluide frigorigène est le compresseur mais dans le cas d'une installation à éjection celui-ci est remplacé par un éjecteur de vapeur et une pompe à eau , dans cette partie le fluide frigorigène passe par le condenseur dans deux sens :

- Une partie du fluide frigorigène passe à travers une pompe pour joindre le générateur afin de se vaporise à l'aide de la chaleur requise par les capteurs solaire.
- L'autre part subit une détente pour se vaporise afin que s'absorbera une quantité de chaleur du milieu à refroidie.

Ces deux fluides traversent un éjecteur puis dans un condenseur pour se condense.

I.3.1 Installation frigorifique classique

Cette installation contient les composants suivants :

Le générateur : accouple à un capteur solaire plan son but est de chauffer l'eau pour faire fonctionner l'installation.

Un condenseur : où l'on trouve qu'il y'a un changement d'état c'est-à-dire le fluide frigorigène passe de l'état vapeur à l'état liquide avec une diminution de température.

Un évaporateur : qui absorbe une quantité de chaleur à partir du milieu à refroidir pour vaporiser le fluide frigorigène.

Un compresseur : qui crée une différence de pression entre l'évaporateur et le condenseur.

La figure ci-contre présentés ces composantes :

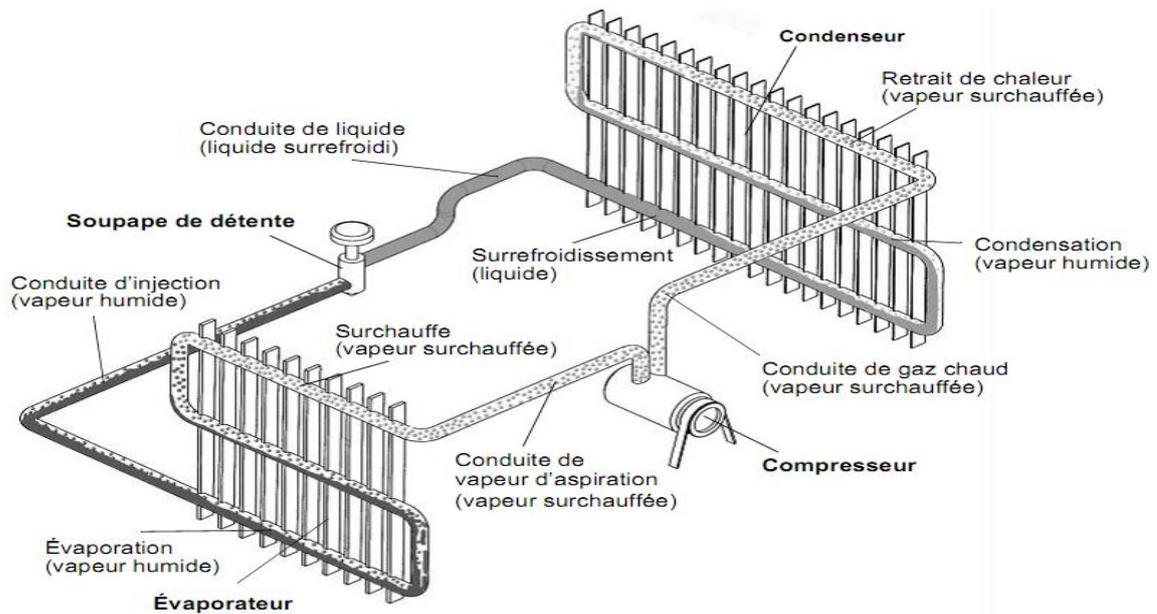


Figure I-1 : schéma représentatif d'une installation à compression de vapeur [4].

I.3.2 Installation frigorifique à éjection

Dans ce type des machines frigorifiques, le compresseur mécanique est remplacé par un éjecteur. Elle comporte quatre éléments principaux (bouilleur, éjecteur, condenseur, et évaporateur).

I.3.2.1 Le bouilleur

La solution contenant le fluide primaire (ou moteur) reçoit la quantité de chaleur Q_B cédée par le bouilleur à une température T_B ce qui provoque la vaporisation du fluide. La boucle motrice comprend une pompe qui comprime le liquide puisé du condenseur et assure la circulation du débit moteur (\dot{m}_a) jusqu'à l'éjecteur.

I.3.2.2 Le condenseur

Il est analogue à celui des machines à compression de vapeur ; la chaleur extraite au cours d'un cycle frigorifique au milieu à refroidir est évacuée dans un condenseur par un agent de refroidissement. Son rôle est de refroidir le mélange à sa sortie de l'éjecteur à une température T_C et une pression P_C , et d'évacuer la quantité de chaleur

puisée au niveau de l'évaporateur dans le milieu à refroidir. Donc, la condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_C à la température T_C .

L'échange de chaleur s'effectue entre le fluide frigorigène et un fluide de refroidissement qui peut être liquide (eau en général) ou gazeux (air). On notera que le phénomène de condensation s'effectuant à température constante, seule la température du fluide de refroidissement varie.

I.3.2.3 Evaporateur

L'évaporateur est un échangeur de chaleur dans lequel la transmission de chaleur s'effectue du milieu à refroidir vers le fluide de refroidissement circulant dans le circuit frigorifique. Le milieu à refroidir peut être soit un fluide gazeux, soit un fluide liquide. Le fluide de refroidissement quant à lui est toujours un fluide liquide qui est un fluide frigorigène.

A la sortie du condenseur, le liquide subit une détente à travers le détendeur puis s'évapore en prenant la chaleur Q_E au fluide ou à l'environnement à refroidir. La température d'évaporation T_E et la pression la plus basse P_E , sont fixées par la température de la source froide.

I.3.2.4 Ejecteur

a) Définition et historique

L'éjecteur, qui est le cœur du système de réfrigération à éjection, a été inventé par Charles Parsons en 1901[5], pour éliminer l'air du condenseur de la machine à vapeur. En 1910, Maurice Le blanc l'emploie pour la première fois dans un système de réfrigération à jet de vapeur.

Au commencement, la conception de l'éjecteur était principalement basée sur des expériences, jusqu'en 1950 quand Keenan et al. ont publié l'une des premières théories analytiques du calcul des performances des éjecteurs, de l'écoulement isentropique monodimensionnel, employé couramment pour prévoir les propriétés du fluide le long de l'axe de l'éjecteur basée sur des équations thermodynamiques des gaz parfaits et les lois de conservation de la masse, et de l'énergie, en ignorant les pertes

dues au transfert de chaleur et au frottement, elle était accompagnée d'une étude expérimentale. Stoecker (1958), proposer une des premières méthodes de conception itératives d'éjecteur impliquant des données de propriété prises des tables de vapeur [5].

b) Principe de fonctionnement de l'éjecteur

Les éjecteurs, appelés également appareils à éjection ou encore trompes, sont des appareils statiques destinés à aspirer, comprimer ou mélanger des gaz, des vapeurs, des liquides grâce à la détente d'un fluide primaire (moteur). Celui-ci peut être gazeux, en régime subsonique ou supersonique, ou liquide(en régime incompressible), et apporte l'énergie nécessaire à l'entraînement du fluide secondaire.

Un éjecteur supersonique (figure I.2) reçoit en entrée deux fluides généralement gazeux, mais qui peuvent aussi être liquides ou diphasiques:

- 1) le fluide à haute pression, appelé fluide moteur ou fluide primaire.
- 2) le fluide à basse pression, appelé fluide entraîné ou fluide secondaire.

Le fluide moteur est accéléré dans un convergent-divergent (tuyère primaire), créant une baisse de pression dans la zone de mélange, ce qui à pour effet d'aspirer le fluide secondaire.

Les deux fluides sont alors mélangés et une onde de choc peut prendre place dans la zone suivant la gorge sur la figure (I.2).Il en résulte une augmentation de la pression du mélange et une baisse de sa vitesse, qui devient subsonique.

Le diffuseur permet de convertir la vitesse résiduelle en une augmentation de pression. L'éjecteur réalise ainsi une compression du fluide secondaire au prix d'une baisse d'enthalpie du fluide primaire.

Les trois paramètres les plus importants pour caractériser le fonctionnement global d'un éjecteur sont :

1. Le rapport d'entraînement, rapport du débit masse secondaire au débit masse primaire.
2. Le rapport de compression, égal au rapport de la pression statique en sortie du diffuseur à la pression statique du fluide secondaire.

3. Le rapport de sections (minimale sur maximale, ou du flux moteur au flux entraîné...) de l'éjecteur, qui détermine sa géométrie [6].

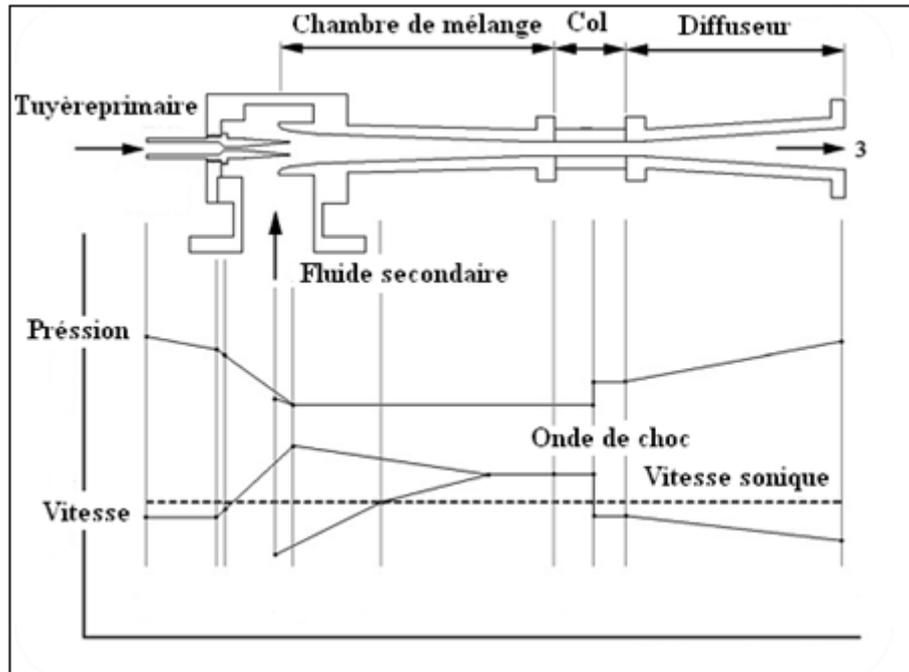


Figure I.2 : Coupe d'un éjecteur et évolution des vitesses et pressions [7].

c) Géométrie de l'éjecteur

L'éjecteur de gicleur est un morceau d'équipement simple fonctionnant comme compresseur n'ayant aucune pièce mobile et utilisant l'énergie cinétique du fluide en mouvement. Il contient les composants suivants : un bec moteur, une chambre de mélange, un col et un bec divergent.

La figure (I-3) représente une simple géométrie d'un éjecteur de vapeur :

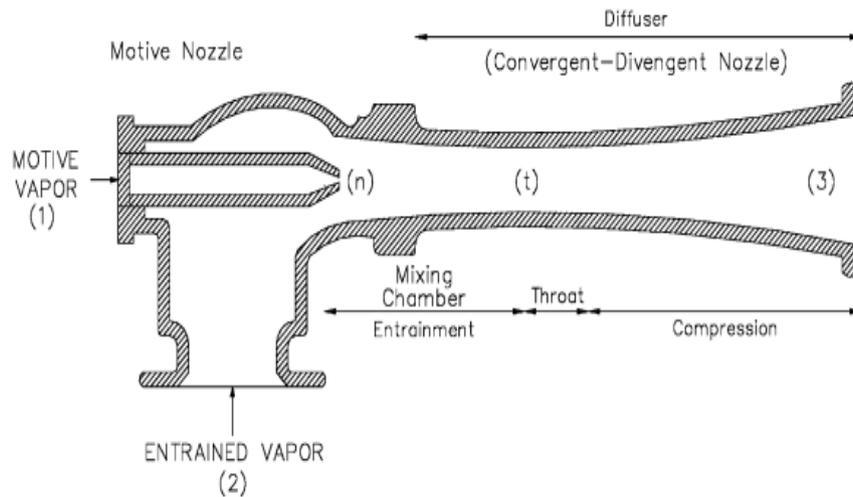


Figure I-3 : schéma représentatif de la géométrie de l'éjecteur [8].

d) Avantages et inconvénients de l'éjecteur

Le principal avantage de l'éjecteur supersonique par rapport à un cycle de production de froid est : au lieu d'utiliser les énergies nobles (Énergie électrique, Énergie cinétique...), il utilise des énergies thermiques gratuites ou non nocives (énergie solaire) où, il recycle les énergies perdues sous forme de chaleur.

Un éjecteur supersonique est un système mécanique très simple sans pièce en mouvement, par conséquent il ne demande pas d'entretien ou une maintenance coûteuse (pas de lubrification ou de friction ...). Aussi:

- la fabrication d'une machine de réfrigération avec éjecteur supersonique est très simple.
- grande sécurité d'emploi.
- le système à éjection à une étanchéité parfaite.
- les fluides frigorigènes utilisés ne causent pas de pollution.
- le système de réfrigération peut fonctionner à des niveaux de pression très basses ce qui permet l'utilisation de fluides frigorigènes inédits comme par exemple l'eau.

Signalons à ce propos que l'un des problèmes pratiques rencontrés lors de l'utilisation d'un éjecteur dans un cycle, sont ses performances qui dépendent beaucoup de ces conditions de fonctionnement : le rapport de compression obtenu est bien évidemment

fonction du rapport d'entraînement, mais une variation de ce dernier induit une modification de la géométrie optimale de l'éjecteur, qui est bien évidemment impossible à réaliser [6].

Un éjecteur s'adapte mal à un fonctionnement hors des conditions de conception.

La figure (I-4a) représente schématiquement le circuit du système à éjection le plus simple qui soit, à un seul étage d'éjecteur. Il est formé de deux boucles :

- La « boucle frigorifique » BF parcourue par le fluide frigorigène et comportant :
 - L'éjecteur EJ : qui aspire la vapeur issue de l'évaporateur EV et la comprime avant son introduction dans le condenseur CD,
 - Le condenseur CD : qui liquéfie la vapeur de frigorigène,
 - La bouteille de liquide BL, réserve de liquide frigorigène,
 - Le détendeur DT : qui règle l'apport de liquide frigorigène dans l'évaporateur,
 - L'évaporateur EV, où s'effectue la production de froid par vaporisation du liquide frigorigène, cet échangeur thermique est placé dans l'enceinte à refroidir EF,
- la « boucle motrice » BM parcourue par le fluide moteur actif et comportant :
 - L'éjecteur où l'énergie cinétique du jet de vapeur de fluide actif qui pénètre dans l'éjecteur par l'injecteur IN, sert à assurer la circulation du frigorigène dans la boucle frigorifique BF,
 - Le condenseur CD qui liquéfie la vapeur de fluide actif sortant de l'éjecteur,
 - La bouteille de liquide BL, réserve de fluide actif liquide,
 - La pompe PA qui alimente le bouilleur en liquide à vaporiser,
 - Le bouilleur BO, « chaudière » qui reçoit l'énergie thermique alimentant la machine. Sous l'action du chauffage le liquide se vaporise et la vapeur formée se surchauffe avant de pénétrer dans l'injecteur de l'éjecteur.

Comme on le voit, si l'on distingue parfaitement les deux boucles il apparaît clairement qu'elles ne sont pas séparables. Le système en question est bien intégré ou non dissociable : l'éjecteur, qui joue ici un double rôle (à la fois « moteur thermique » pour la boucle motrice et « compresseur » pour la boucle frigorifique), le condenseur

- de 6 à 1, la vapeur se réchauffe dans la conduite d'aspiration de l'éjecteur.

Par ailleurs :

- de 4 à 7, le liquide est transporté, par la pompe PA, de la bouteille de liquide BL, où règne la pression P_c , vers le bouilleur BO où règne la pression $P_M > P_c$. On note que la transformation 4→7 n'est pas exactement une isotherme puisque l'énergie apportée à la pompe se retrouve dans le liquide transporté qui s'échauffe (mais très peu) ;

- de 7 à 8, dans le bouilleur BO, le liquide s'échauffe, puis il vaporise sous la pression constante, P_M à la température (T_M).

Enfin la vapeur formée se surchauffe, à pression constante, jusqu'à la température; T_8

- de 8 à 9, la vapeur formée se détend dans le système d'injection de l'éjecteur.

On remarque que le cycle total est la superposition :

- du cycle frigorifique CF, décrit (1 →2→3→4→5→6→1) , décrit dans le sens inverse des aiguilles d'une montre (cycle consommateur d'énergie mécanique) ;

- du cycle moteur CM, (2→3→4→7→8→9→2) décrit dans le sens des aiguilles d'une montre (cycle producteur d'énergie mécanique) [2].

I.4 Le fluide de travail

Chaque fluide frigorigène a ses caractéristiques thermodynamiques et chaque système thermodynamique a ses propres besoins. Donc le fluide choisi doit répondre aux caractéristiques demandées par le système à éjecto-compresseur.

I.4.1 Définition du fluide frigorigène

Un fluide frigorigène est une substance qui évolue dans le circuit d'une machine frigorifique et qui 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, permet de produire du froid par retrait de chaleur, celle-ci étant évacuée 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.4.2 Historique

Le premier fluide frigorigène utilisé est l'eau puisqu'elle servait dès 1755 à « fabriquer des frigos » dans un montage de laboratoire réalisé par William Cullen puis, en 1834 l'américain Jacob Perkins réalisa une machine à compression de vapeur fonctionnant à l'eau.

L'éther sulfurique et en 1844 toujours un américain, John Gorrie réalisa une machine à compression et détente d'air, mais le français ne sont pas en reste puisqu'en 1859, Ferdinand Carré réalisa une machine frigorifique à absorption fonctionnant à l'ammoniac tandis que 4 ans plus tard Charles Tellier met au point un compresseur fonctionnant à l'éther méthylique. Jusqu'à la fin du XIXe siècle, deux nouveaux fluides frigorigènes sont utilisés : l'anhydride carbonique (CO_2) aussi que le dioxyde de soufre (SO_2) mais l'un des fluides déjà nommés, à savoir l'ammoniac, fait une percée non plus avec des machines à absorption mais à présent à compression (Linde). Les deux fluides frigorigènes comme l'ammoniac (R717) et le dioxyde de soufre (R764) vont rester jusqu'à vers 1930 les substances les plus employées.

Mais à part l'ammoniac, tous les fluides frigorigènes précédemment mentionnés disparurent totalement à partir de 1939, suite à la mise aux points aux états unis d'une nouvelle catégorie des fluides frigorigènes les chlorofluorocarbures bien connus sous les sigle de CFC. Et puis, à partir de 1980, les scientifiques commencent à tirer la sonnette d'alarme attirant la tension sur les méfaits de CFC sur l'environnement. Ces pourquoi les fabricants ont entrepris la mise au point de substituts moins nocifs pour l'avenir de la planète dont certains sont déjà sur le marché. Les substituts appartiennent pour la plupart à deux catégories de substances chimiques les hydrofluorocarbures ou HFC. Bien que le nombre de fluide frigorigène utilisé à grande échelle soit très réduit. Il n'en reste pas moins que le nombre de fluide frigorigène utilisable est très élevé [9].

Il y'a plusieurs auteurs qui étudient des systèmes de refroidissement solaire à éjection. Huang et al, a développé un système de refroidissement solaire à éjection à rendement plus élevé, Ils ont utilisé le R141b comme un fluide de travail, il a trouvé dans cette

étude que le COP de ce système est égale à 0.5 avec une température de condensation de 32°C, génération de 95°C et d'évaporation de 8 °C. Puits Al-Khalidy et Zayonia ont faites un travail expérimentale sur un système de refroidissement solaire, ils ont utilisé le R113 comme fluide de travail pour produit une température de génération de 100.7 °C et de condensation 44°C et d'évaporation 5.5°C. Ils obtiennent un COP égale à 0.26 [10].

I.4.3 Les fluides frigorigènes utilisés dans les installations frigorifiques à éjection

La performance de la machine frigorifique à éjecteur dépend directement du fluide frigorifique utilisé.

Les fluides frigorigènes utilisés peuvent être classés comme des fluides avec vapeur sèche (Ri 13, isobutane), ou avec vapeur humide (l'ammoniac, l'eau, R22, R142b).

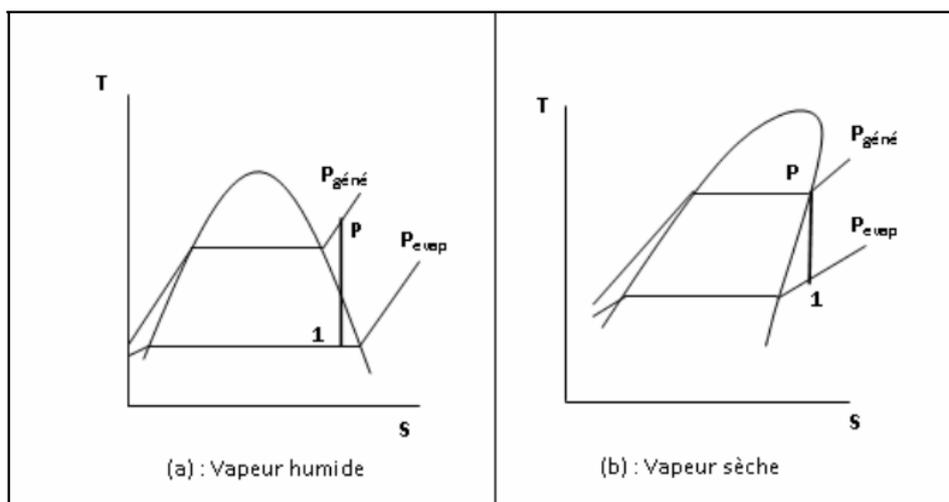


Figure I-5 : la détente de fluide frigorigifique dans la tuyère primaire : (a) fluide avec vapeur humide, (b) fluide avec vapeur sèche [6].

D'après Wimolsiri.P, les fluides avec vapeur sèche donnent un meilleur COP par rapport aux fluides à vapeur humide. D'après les études expérimentales de Halton, le meilleur COP est obtenu par l'utilisation des fluides de très grande masse moléculaire. Les fluides halo-carboniques exemples (R142b, Ri 14, Ri 13, R141b) sont très utilisés, ils donnent des valeurs de COP supérieures par rapport aux autres fluides.

Afin d'améliorer les performances du cycle de réfrigération à éjecteur, des mélanges des fluides frigorifiques sont utilisés, exemples (R22/RC118, R22/R142b, R22 à R 134a, R 134a.'R 1 52a, RC318/R141b) [21,23]. Les travaux de Sun, montrent que le R22 donne le meilleur COP, et le plus faible COP est donné par l'eau, sauf que l'utilisation de R22 est interdite (CFC).

L'ammoniac est largement utilisé comme fluide frigorifique. Rogdakis et Alexis ont étudié une machine frigorifique fonctionnant avec l'ammoniac. La machine donne un COP entre 0.042 et 0.446 [11].

Le tableau suivant donne les propriétés thermodynamique des fluides les plus utilisables dans les systèmes de refroidissement à éjection :

| | R-11 | R-12 | R-113 | R-123 | R-141b | R-134a | R-718b water |
|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-----------------|
| Point d'ébullition 1 atm (°c) | 23.7 | -29.8 | 47.6 | 27.9 | 32.1 | -26.1 | 100.0 |
| Pression à 100°c (kpa) | 824 | 3343 | 438 | 787 | 677 | 3972 | 101 |
| Masse moléculaire (kg/kmol) | 137.38 | 120.92 | 187.39 | 152.93 | 116.9 | 102.03 | 18.02 |
| Chaleur latente à 10°c (kj/kg) | 186.3 | 147.6 | 155.3 | 176.8 | 129.4 | 190.9 | 2257.0 |
| Potentiel de réchauffement planétaire (GWP) | 1 | 3 | 1.4 | 0.02 | 0.15 | 0.26 | 0 |
| Potentielle de destruction de l'ozone (ODP) | 1 | 0.9 | 0.8 | 0.016 | 0 | 0.02 | 0 |
| vapeur humid/sèche | humid | humid | sèche | sèche | sèche | humid | humid |

Tableau (I.1) : fluide plus utilise dans ECS [3].

I.4.4 choix de fluide frigorigène

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

I.4.4.1 Critères thermodynamiques [13]

- 1) la température d'évaporation doit être supérieur autant que possible à la température d'ébullition ;
- 2) La température de condensation doit toujours être très inférieur à la température critique de fluide frigorigène ;
- 3) la pression de condensation ne doit pas dépasser 20 à 25 bars ;
- 4) la pression d'évaporation ne doit pas être très basse ;
- 5) le taux de compression doit rester limitée pour une bonne efficacité du compresseur ;
- 6) l'échauffement des vapeurs au cours de la compression dépend : de taux de compression τ et l'indice adiabatique δ ;
- 7) quantité de froid produite doit être le plus élevée possible, elle dépend de la pression d'aspiration.

I.4.4.2 Critères de sécurité

- 1) toxicité : classement US : classe 1 : extrêmement toxique, classe 6 : non toxique
- 2) ininflammabilité : le fluide frigorigène doit être ininflammable ;
- 3) action sur les denrées : elle devrait nulle ou très faible, dans le d'un dégagement des fluides frigorigènes dans les chambres froides.

I.4.4.3 critères techniques

- 1) action sur les métaux doit être faible ou nulle ;
- 2) action sur les matières plastiques et élastomère (les matériaux de joints) doit être faible ;
- 3) stabilité thermique.

I.4.4 critères économiques

- 1) le prix
- 2) incidence du choix du fluide frigorigène sur le prix de l'installation ;
- 3) disponibilité du frigorigène.

I.4.5 Classification des fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes sont des composés chimiques facilement liquéfiables dont on utilise la chaleur latente de vaporisation comme source de production de froid. Il existe un très grand nombre de fluides frigorigènes, certains très anciens et d'autres apparus récemment. Les principaux fluides sont les suivants:

- Eau
- Chlorure d'éthyle
- Ether éthylique
- Ether méthylique
- Anhydride sulfureux
- Ammoniac
- Chlorure de méthyle
- Anhydride carbonique
- Dérivés fluorés et chlorés d'hydrocarbures

Les fluides frigorigènes les plus couramment utilisés dans l'industrie frigorigère actuellement sont les dérivés fluorés et chlorés d'hydrocarbures auxquels il faut ajouter l'ammoniac qui est encore largement utilisé [12].

Les dérivés chloro-fluorés proviennent du méthane ou de l'éthane auxquels les atomes de fluor et de chlore ont été substitués aux atomes d'hydrogènes. On rencontre:

| | | |
|------|-----------------------------|--|
| CFC | Chlorofluorocarbures | Tous les atomes d'hydrogènes ont été remplacés par du chlore ou du fluor |
| HCFC | Hydrof chlorofluorocarbures | Il subsiste de l'hydrogène et ils contiennent du chlore |
| HFC | Hydrofluorocarbures | Il subsiste de l'hydrogène mais ils ne contiennent pas du chlore |
| FC | Fluorocarbures | Ils ne contiennent ni de l'hydrogène ni du chlore (hydrocarbures complètement fluorés) |
| HC | Hydrocarbures | Ils contiennent de l'hydrogène mais pas du fluor ni du chlore |

Tableau I-2 : Classification des fluides frigorifiques [12].

I.5 Classification des installations frigorifiques à éjection

Une majorité des études de recherche et développement concernant les systèmes de réfrigération solaire-conduits d'éjecteur a été expérimenté. Il y a plusieurs tentatives continues d'améliorer l'exécution de ces systèmes fonctionnant avec les éjecteurs simples et à plusieurs étages pour ces technologie plusieurs installations expérimentales ont été construites et examinées dans différentes régions du monde. la différence entre ces deux type des installations est présenter comme suite :

I.5.1 Installation à simple étage

Généralement ce type des installations contient un seul éjecteur relié à un générateur et un évaporateur d'une cote et un condenseur de l'autre cote. Son principe de fonctionnement se base sur un fluide frigorigène qui circule entre deux boucle l'une motrice et l'autre moteur.

I.5.2 Installation multi-étagée

Dans ce type d'installations, on plusieurs éjecteurs sont placés parallèlement avant le condenseur. Son principe de fonctionnement est différent que celui à simple étage. L'éjecteur 1 fonctionne quand la pression du condenseur est supérieure à P_{c1} ; l'éjecteur 2 fonctionne à une pression de condensation entre P_{c1} et P_{c2} ; et l'éjecteur 3

fonctionne à une pression de condensation entre P_{c2} et P_{c3} . Cet arrangement a été proposé par Bejan et autres [13].

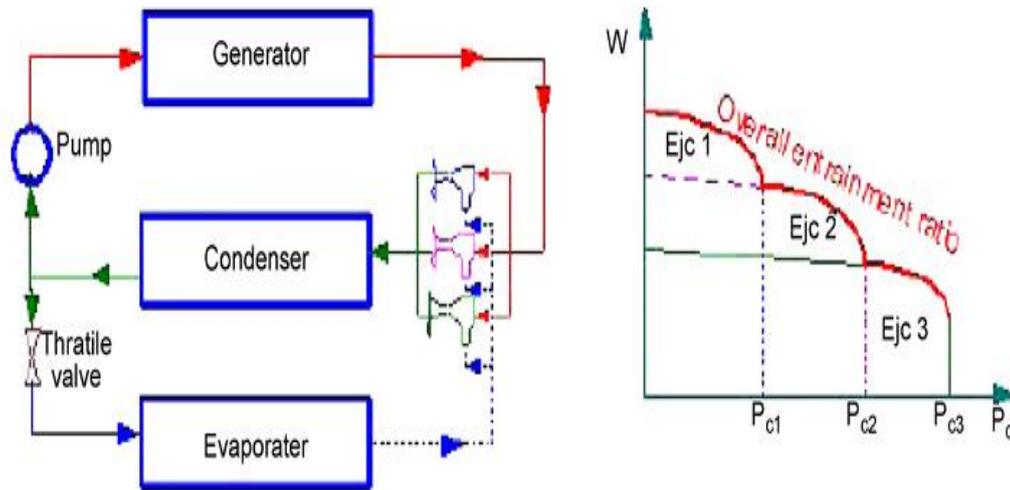


Figure I-6 : système à éjection multi-étagé [13].

I.6 Conclusion

Le travail présenté dans ce chapitre décrit le principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à éjection. Ses avantages relèvent des performances qu'elle réalise par rapport aux installations conventionnelles à compression de vapeur. Différents fluides frigorigènes peuvent être utilisés dans le contexte de ces machines. Le R-134a est le plus utilisé en raison de contraintes environnementales.

II.1 Introduction

Les études du système à éjection ont fait l'objet d'un grand nombre de travaux de recherche. Dans ce chapitre, une recherche bibliographique a été effectuée sur les installations frigorifiques à éjection à base solaire et les différents types des capteurs solaire, les différents types des éjecteurs sont présentés avec leur formalisme mathématique. L'étude a été concentrée sur une partie de l'éjecteur (chambre de mélange), et le chapitre va se terminer par une classification simple et approfondie sur les installations hybrides.

II.2 Théorie de l'installation frigorifique à éjection

II.2.1 L'installation frigorifique tri-terme

La machine frigorifique tri-thermes à éjection (voir figure (II-1)) est constituée de deux boucles :

L'une motrice, avec un bouilleur en contact avec la source chaude, l'autre frigorifique composée d'un évaporateur en contact avec la source froide. Ces deux boucles sont reliées par l'éjecteur et par le condenseur. À la sortie du condenseur, le fluide moteur est mis sous pression grâce à une pompe alors que le fluide générateur traverse un détendeur.

Cette machine est fonctionné grâce à un fluide frigorigène et à trois différentes source de chaleur :

- Source chaude : au niveau de générateur.
- Source moyenne : au niveau du condenseur.
- Source froide : au niveau de l'évaporateur.

Le système à étudier est représenté à la figure ci-contre.

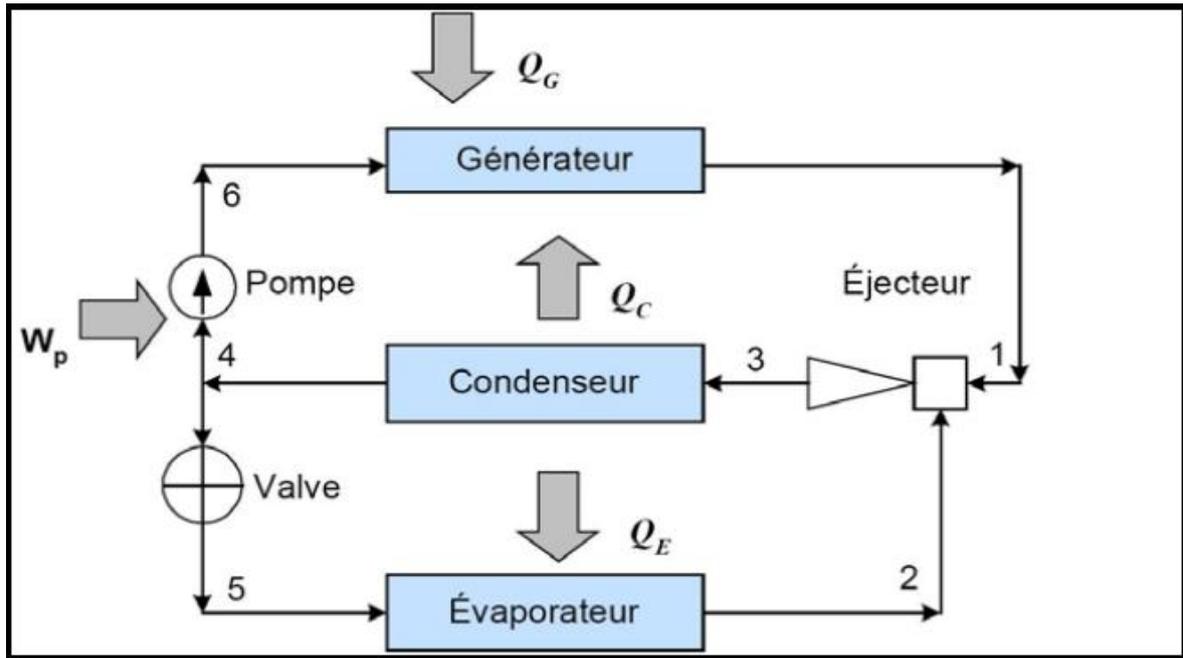


Figure II.1 : système de réfrigération à éjection [6].

II.2.2 Analyse Caractéristique de l'éjecteur

a) Description de l'éjecteur

L'éjecteur est composé d'une buse, d'une zone de mélange et d'un diffuseur représenté à la Figure (II.2) ci-dessous.

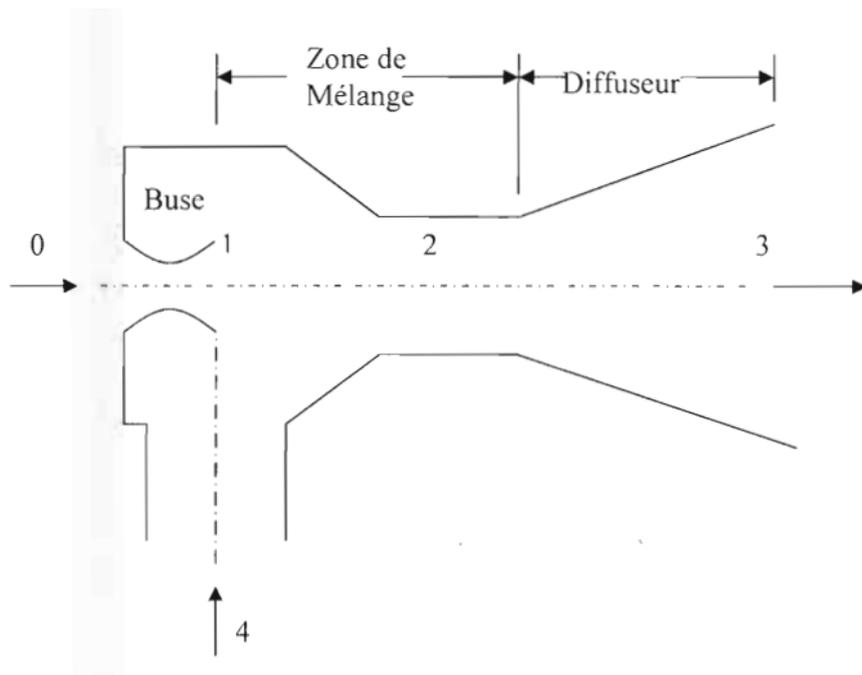


Figure II-2 : schéma de l'éjecteur [12]

b) Écoulement du fluide dans l'éjecteur

La vapeur à haute pression entre dans l'éjecteur au point 0, ensuite se dilate à travers la buse, devient supersonique et crée une dépression entraînant l'aspiration de la vapeur à basse pression au point 4. Les deux vapeurs se mélangent dans une chambre de mélange où une partie de l'énergie cinétique de la vapeur motrice est transférée à la vapeur aspirée jusqu'à homogénéisation de l'écoulement. Puis le mélange passe à travers le diffuseur où son énergie cinétique est transformée en énergie de pression. A la sortie du diffuseur au point 3, le mélange est refoulé à une pression intermédiaire entre la haute et la basse pression [12].

c) différents types des éjecteurs

Selon leur géométrie, on peut distinguer les éjecteurs en deux types principaux : les éjecteurs à mélangeur cylindrique et les éjecteurs à mélangeur convergent-divergent.

➤ Éjecteurs à mélangeur cylindrique

La figure (II-3) montre le schéma de principe d'un éjecteur à liquide et à mélangeur cylindrique. Dans cet éjecteur, la tuyère motrice qui accélère le fluide est donc simplement convergente alors que, dans le cas d'un éjecteur à air ou à vapeur, le flux moteur est généralement supersonique ; la tuyère motrice est donc convergente-divergente. Dans ce cas, la tuyère transforme l'énergie de pression du flux moteur en énergie cinétique et le jet primaire, à grande vitesse, entraîne le fluide secondaire dans le mélangeur par échange de quantité de mouvement. Ce mélange des flux primaire et secondaire s'effectue à pression sensiblement constante dans le mélangeur cylindrique, puis la pression croît dans le diffuseur de sortie comme le montre également la figure (II-3), sur laquelle l'évolution des vitesses des deux flux est également représentée [14].

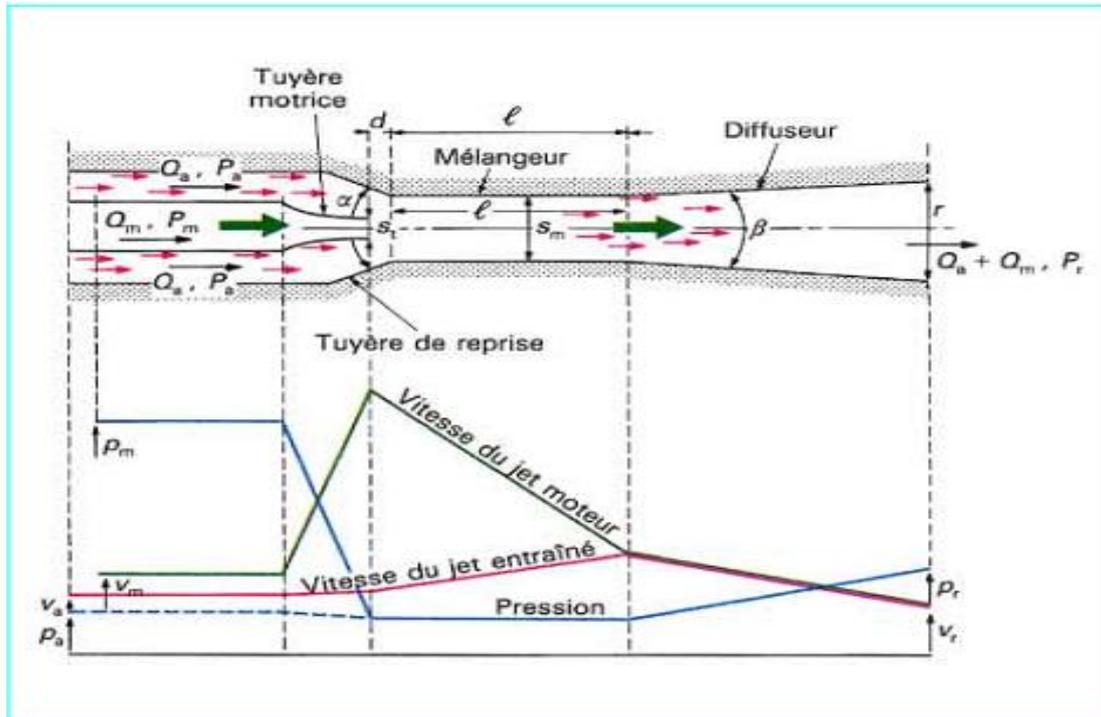


Figure II-3 : schéma de principe d'un éjecteur à liquide avec mélangeur cylindrique [14].

➤ Éjecteurs à mélangeur convergent-divergent

La figure (II-4) montre le schéma de principe d'un éjecteur à gaz et à mélangeur convergent-divergent. Le principe de base du fonctionnement est bien sûr le même que précédemment : l'entraînement du flux secondaire se fait toujours par échange de quantité de mouvement jusqu'à l'obtention d'une veine de vitesse pratiquement uniforme et en général supersonique. L'énergie cinétique de cette veine se transforme de façon quasi isentropique en pression dans le convergent supersonique qui réduit la vitesse jusqu'à un nombre de Mach voisin de l'unité au col, puis dans le diffuseur final subsonique. Ce type de géométrie permet de :

- ❖ Réduire la longueur de l'éjecteur.
- ❖ Diminue les pertes par frottement et donc améliore le rendement.

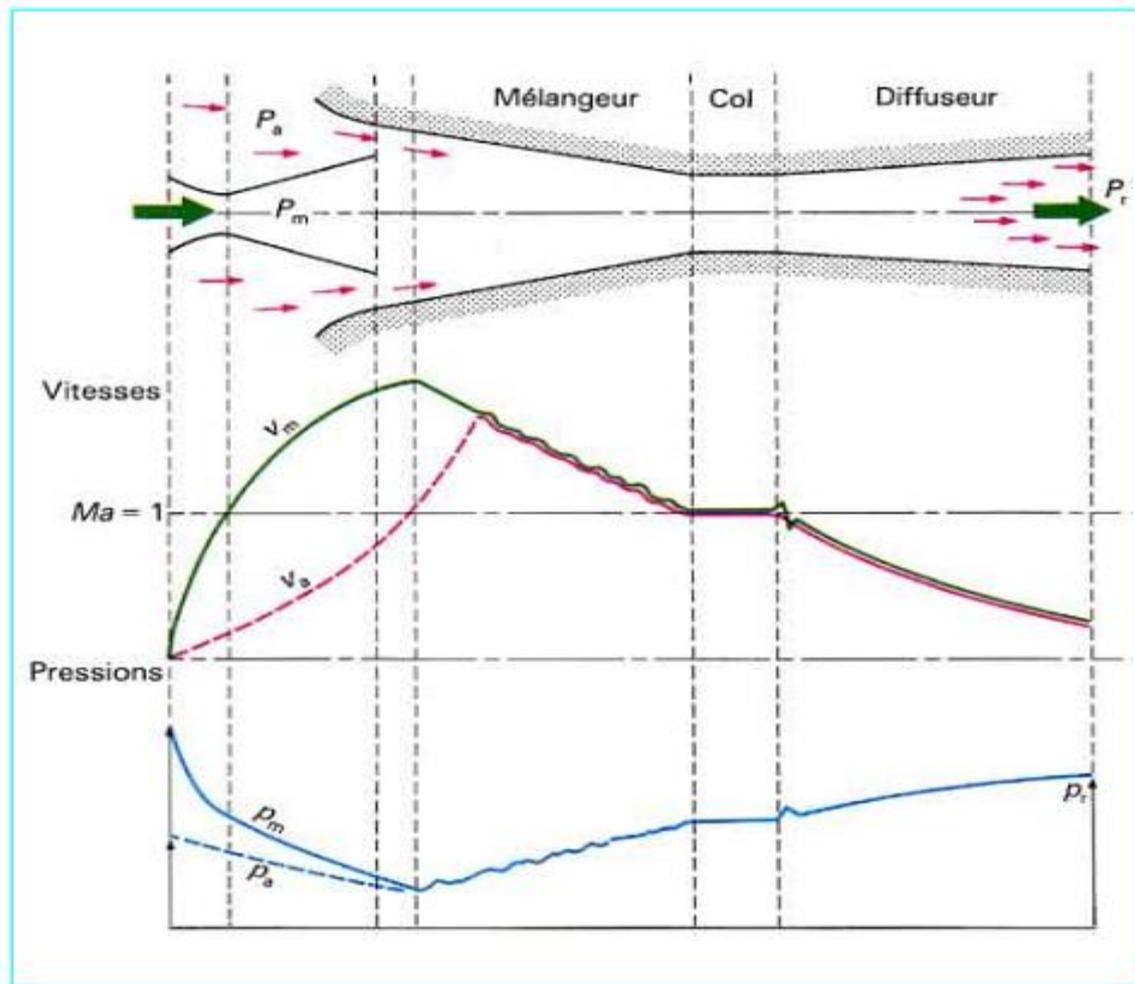


Figure II-4 : Schéma de principe d'un éjecteur à gaz avec mélangeur convergent-divergent [14].

d) Modélisation du cycle de l'éjecteur :

Les études théoriques ou pratiques concernant l'éjecteur effectuées dans le passé sont généralement des études sur l'écoulement du fluide, mais actuellement ces études ont été développées pour trouver une géométrie optimale soit par la détermination du taux d'entraînement, U , ou du rendement isentropique.

II.2.3 Hypothèses de modélisation :

Les hypothèses suivantes seront utilisées pour obtenir les équations de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie pour les différentes parties de l'éjecteur, pour cela nous avons considéré les hypothèses suivantes :

- Le transfert de chaleur avec l'extérieur est négligeable. (adiabatique).
- Les variations de l'énergie potentielle sont négligeables.

Les énergies cinétiques a la sortie et à l'entrée de l'éjecteur sont négligeables.

- L'écoulement dans la tuyère est adapté.

le fluide à des propriétés uniformes sur la section transversale, après le mélange complet à la section 2.

- L'écoulement est unidimensionnel.
- Le régime est permanent.

II.2.4 Calcul de l'efficacité frigorifique COP :

On peut définir l'efficacité frigorifique de cycle de refroidissement à éjection (Figure I-4) est défini par [10] :

$$COP = \frac{Q_v}{W_p + Q_b} \quad \text{II.1}$$

Avec Q_v, Q_b et W_p sont respectivement les puissances thermique à l'évaporateur et au bouilleur et la puissance mécanique de la pompe. Et on écrit :

$$COP = U \frac{h_2 - h_5}{(h_6 - h_4) + (h_1 - h_6)} \quad \text{II.2}$$

Avec U_j est taux d'entraînement de l'éjecteur et il est définit par :

$$U = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \quad \text{II.3}$$

Avec \dot{m}_v et \dot{m}_b sont les débits massique dans les deux boucles : frigorifique a la sortie de l'évaporateur et l'autre motrice a la sortie du bouilleur.

D'après [9] on peut défini la valeur optimale du taux d'entraînement par :

$$U_{opt} = 3.32 \left(\frac{1}{\tau} \cdot \left(1 - \frac{1.21}{\xi} \right) \right)^{2.12} \quad \text{II.4}$$

Avec τ est le taux de compression de la partie génératrice.

Elle est définie par [9] :

$$\tau = \frac{P_B}{P_C} \quad \text{II.5}$$

P_B et P_C sont respectivement les pressions au niveau du bouilleur et du condenseur.

Et ξ le rapport moteur de l'éjecteur, défini par [9] :

$$\xi = \frac{P_C}{P_v} \quad \text{II.6}$$

P_v : est la pression à l'évaporateur.

L'éjecteur fera l'objet de notre étude dans la partie qui suit.

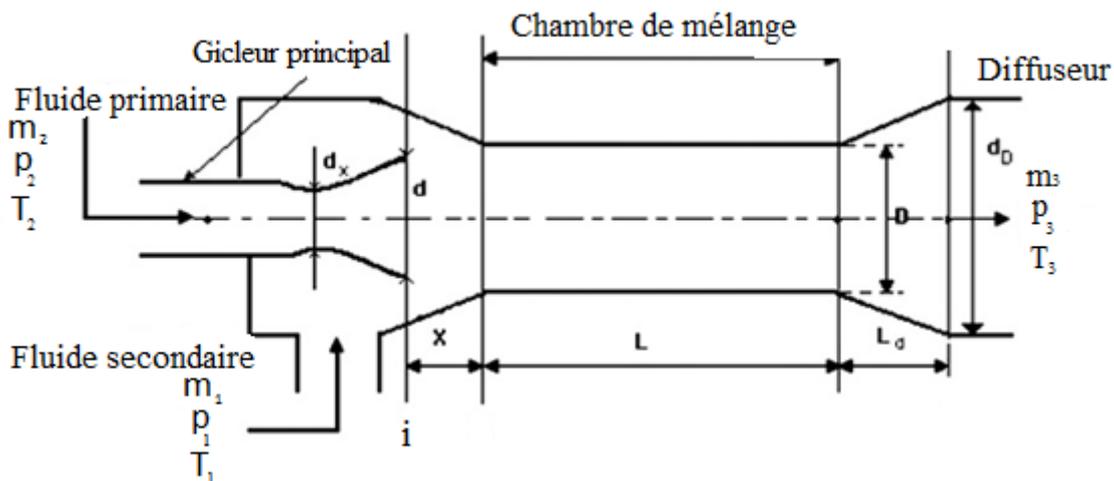


Figure II-5: Schéma d'un éjecteur à section constante et ces paramètres géométriques

[15]

Dans notre travail l'éjecteur joue un grand rôle dans le but de maximiser le taux d'entraînement et même pour faire augmenter l'efficacité frigorifique de l'installation pour cela on base notre étude sur une seule partie de cet élément et en appliquant les équations de conservation :

Les deux fluides entrent dans l'éjecteur à deux pressions différentes l'une haute (primaire) P_2 et l'autre basse (secondaire) P_1 .

On propose que les deux pressions des deux fluides sont égaux au niveau de la section i.

$$P_{1i}=P_{2i}$$

1. Équation de continuité [15]:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \text{II.7}$$

2. Equation de conservation de l'énergie [15]:

$$\dot{m}_1 C_p T_1 + \dot{m}_2 C_p T_2 = \dot{m}_3 C_p T_3 \quad \text{II.8}$$

On devise les deux membres de l'équation par $C_p T_0$ l'équation d'énergie peut exprimer comme suites [15] :

$$(1 + U\theta) = (1 + U) \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \quad \text{II.9}$$

$$\text{Avec : } \theta = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)$$

Puis : l'équation de quantité de mouvement donne [15]:

$$\begin{aligned} \dot{m}_3 V_3 + P_3 A_3 + \Delta P A_3 = \dot{m}_2 V_{i2} + P_{i2} A_{i2} \\ + \dot{m}_1 V_{i1} + P_{i1} A_{i1} \end{aligned} \quad \text{II.10}$$

Avec $\Delta P A_3$ présente les pertes de fraction à l'intérieur du chambre de mélange, et elles sont obtenu à partir de l'équation suivante [15]:

$$\Delta P A_3 = F \left(\frac{\rho V_m^2}{2} \right) \left(\frac{L}{D} \right) A_3 \quad \text{II.11}$$

Ainsi que : si on considère que la condition d'entre et de sortie dans l'éjecteur de la vapeur réfrigérant sont prescrites et les échanges des énergies cinétique et potentielle sont négligeable la conservation d'énergie donne [12]:

$$(\dot{m}_2 + \dot{m}_1) \cdot h_3 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 \quad \text{II.12}$$

Puis [12]:

$$(\dot{m}_2 + \dot{m}_1).S_3 = \dot{m}_1 S_1 + \dot{m}_2 S_2 \quad \text{II.13}$$

II.3 Les installations frigorifiques à éjection à base solaire :

Approximativement 15% de la consommation d'électricité du monde est employé pour les applications de réfrigération et de climatisation. La demande de la climatisation est proportionnelle au rayonnement solaire, ainsi l'utilisation de l'énergie solaire est une manière logique de satisfaire la demande croissante du refroidissement. Un cycle de réfrigération d'éjecteur est un cycle chaleur-conduit. Un avantage intéressant de ce système est de son approvisionnement à basse température de la chaleur. Ceci lui permet d'être intégré avec un capteur solaire simple, comme un fil au capteur solaire de plat, ou la chaleur résiduelle des industries. La simplicité dans l'installation, la conception et l'opération est avantageux. En outre, le système de réfrigération d'éjecteur est moins cher que d'autres logiciels d'exploitation de la chaleur, comme systèmes de réfrigération d'absorption [16].

Les systèmes de refroidissement d'éjecteur solaire ont été étudiés par plusieurs chercheurs.

Sokolov et Hershgal ont effectué une recherche liée à la praticabilité de SECS fonctionne avec le fluide R 114 dans les conditions suivant : température de génération $T_g=90^\circ\text{C}$, et de condensation $T_c=30^\circ\text{C}$ et d'évaporation $T_v=4^\circ\text{C}$ pour une radiation solaire de 700w/m^2 ils ont trouvé que le (COP) est =0.261. ils ont trouvé que l'augmentation du température du générateur dépend du dimensionnement du capteur et concluent que la surface du capteur dans le SECS pour produit un tonne de froid est égale à 27.9m^2 pour une température de génération de 97°C et de condensation de 40°C et d'évaporation de 4°C . Ils ont conclu que le secteur de collecteur par refroidissement de tonne était de 27.9 m^2 aux températures d'opération ($T_g=97$, $T_c=40$ et de $T_e =4\text{ C}$).

[Huang] et al ont fait simuler le système de refroidissement à éjection avec l'énergie solaire pour des températures de génération= 95°C et de condensation= 32°C et

d'évaporation=8°C et ils ont utilisé le R-141b comme fluide de travail, pour trouve un COP=0.22.cette simulation ce faites sur trois déférent capteur solaire :

- un capteur solaire conventionnel plat.
- un capteur solaire de haute efficacité.
- Un capteur solaire sous vide.

Ils ont trouvé que le COP la plut élever est qui concerne le capteur sous vide [17].

II.3.1 Principe de fonctionnement du système frigorifique solaire

Le système de réfrigération solaire-conduit d'éjecteur apparaît comme alternative attrayante pour des technologies de réfrigération dues à sa capacité d'employer l'approvisionnement de la chaleur de basse température. Ses composants importants incluent des capteurs solaires, un réservoir de stockage d'eau chaude, un cycle d'éjecteur et un préchauffeur auxiliaire suivant les indications de figure (II-6).

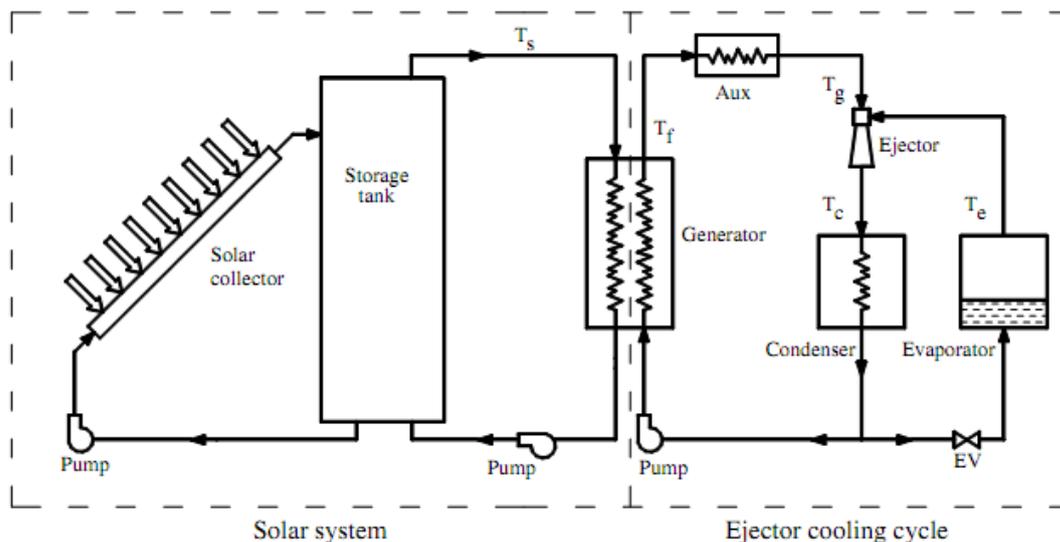


Figure II.6 : présente une installation frigorifique à éjection fonctionnant avec l'énergie solaire [18]

✓ **Cycle d'éjecteur** : son principe de fonctionnement est le même que nous avons vu au premier chapitre.

✓ **Système solaire** : est composé de trois composants importants :

1) **capteur solaire** : il existe deux grandes classes de capteurs :

a) Capteur solaire photovoltaïque**➤ Principe de fonctionnement**

Les photopiles sont constituées de matériaux semi-conducteurs (généralement silicium) qui transforment directement la lumière du rayonnement solaire en énergie électrique.

Les particules de lumière (photons) viennent heurter les électrons sur le silicium et lui communiquent leur énergie. Le silicium est traité (dopé) de manière à jouer le rôle de clapet anti retour (diode) d'électricité et ainsi à diriger tous les électrons dans le même sens. Une tension apparaît donc en présence de lumière aux bornes de la photopile. Si l'on ferme le circuit à l'aide d'une lampe, d'un moteur, etc., le courant peut circuler.

b) Les capteurs solaires thermiques :**➤ Principe de fonctionnement :**

Les capteurs solaires thermiques sont généralement constitués d'un absorbeur qui transforme la lumière du rayonnement solaire en chaleur. Cette chaleur est ensuite transférée à un fluide soit gaz ou liquide avant d'être directement utilisée ou stockée. On peut définir ce type de capteur solaire comme un élément solaire qui absorbe tout l'irradiation solaire qui vient du soleil son rôle est de convertir la chaleur thermique au froid.

II.3.2 Les différents types des capteurs solaires thermiques**a) Capteurs plans de type vitrés**

Les capteurs plans de types vitrés sont très répandus et ils existent sous forme de capteurs à circulation de liquide et sous forme de capteurs à air. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée où la température désirée se situe entre 30 et 70 °C, et ou des applications qui nécessitent de la chaleur au cours des mois d'hiver [19].

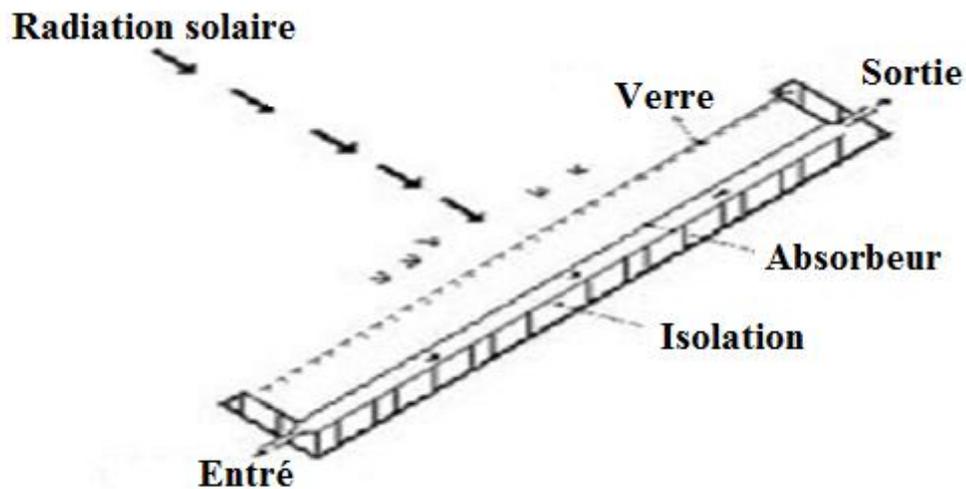


Figure II-7 : Composantes du capteur de type vitre [19]



Figure II-8 : capteur solaire vitre [20]

Dans ce type de capteur, un absorbeur plan transforme, de façon efficace, les rayons solaires en chaleur. Afin de réduire au minimum la perte de chaleur, la plaque est située entre un vitrage (vitre plane ou matériau transparent) et un panneau isolant. Le vitrage est choisi de telle sorte qu'une quantité maximale de rayons solaires le traversent et atteignent l'absorbeur [20].

b) Capteurs solaires à concentration :

En utilisant des réflecteurs afin de concentrer les rayons du soleil sur l'absorbeur d'un capteur solaire, cela permet de diminuer grandement la taille de l'absorbeur, ce qui réduit les pertes de chaleur et augmente son efficacité à hautes températures. Un autre avantage de ce système est que les réflecteurs sont sensiblement moins coûteux, par unité de surface, que les capteurs.

Ce type de capteur est utilisé pour des applications à hautes températures, telles que la production de vapeur, afin de produire de l'électricité, et pour la détoxification thermique. Ces capteurs ont un meilleur rendement dans des climats où le ciel est souvent dégagé. Les capteurs fixes à concentration peuvent être à circulation de liquide, à air, ou même être un four tel qu'une cuisinière solaire. Il existe quatre principaux types de capteurs à concentration :

- 1) Réflecteur cylindre-parabolique
- 2) Réflecteur parabolique
- 3) Centrale à tour
- 4) Capteurs solaires à concentration



Figure II-9 : Capteur à concentration cylindre-parabolique [21]



Figure II-10 : capteur à centrale au tour [21].

C) Capteurs solaires plans sans vitrage

Actuellement, en Amérique du Nord, les capteurs plans sans vitrage représentent la plus grande surface installée par année de tous les capteurs solaires. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à basse température, où la température désirée est inférieure à 30 °C.

Les capteurs plans sans vitrage sont habituellement fabriqués en un plastique noir qui a été stabilisé afin de résister aux rayons ultraviolets. Comme ces capteurs ne possèdent pas de vitrage, une grande partie de l'énergie solaire est absorbée. Cependant, une grande partie de la chaleur absorbée est perdue lorsqu'il y a du vent et que la température extérieure n'est pas assez élevée.



Figure II-11 : Capteurs plans sans vitrage [22].

d) Capteurs sous vide

Les capteurs sous vide (ou «caloduc») sont parmi les plus efficaces et parmi les types les plus coûteux de capteurs solaires. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à températures modérées où la température en demande atteint 50 à 95 °C et/ou à des applications où le climat est très froid. Tout comme pour les capteurs solaires de types vitrés, ce type des capteurs possèdent un absorbeur sélectif afin de récupérer les rayons du soleil qui se situe dans le tube sous vide. Ils perdent peu de chaleur, même dans les régions froides [19].



Figure II-12 : capteur sous vide [19].

- Une pompe : c'est un élément qui girie la circulation d'eau vers le capteur solaire.
- Le réservoir de stockage : qui reliaer le système solaire au cycle de réfrigération son rôle est porte la chaleur du capteur vers le générateur.
- le préchauffeur auxiliaire :

La pompe de collecteur circule l'eau entre le collecteur et le réservoir de stockage.

L'eau donne la chaleur du collecteur au réservoir de stockage. Puis, l'eau chaude du réservoir de stockage est portée la chaleur au générateur où le réfrigérant se vaporise. Quand la chaleur fournie par le réservoir de stockage n'est pas suffisantes, le préchauffeur auxiliaire agit en tant que source d'énergie additionnelle pour s'assurer que des états de pression et de température exigés par l'éjecteur sont réalisés.

II.4 Les installations frigorifiques hybrides

L'intégration d'un éjecteur dans les systèmes frigorifiques (système conventionnel à compression de vapeur, système à absorption) a attiré l'attention de plusieurs chercheurs dans le but d'apporter une amélioration des performances de ces systèmes. L'utilisation de l'énergie solaire dans le système de refroidissement dépend du type d'installations, pour cela on a classé les différentes installations frigorifiques hybrides solaires comme suit :

II.4.1 Système de refroidissement à compression / éjection

a) Description du système

Le schéma du cycle hybride de réfrigération à compression /éjection est donné par la figure II.13. Le fluide sous forme de vapeur à basse température passe dans le compresseur, sa pression et sa température augmentent. La vapeur chaude entre ensuite dans le condenseur où elle cède de la chaleur à l'environnement. Puis, le liquide se détend dans le premier tube capillaire, la pression et la température du fluide diminuent. Le fluide est alors diphasique. Le fluide froid entre dans l'évaporateur1 où il s'évapore partiellement en absorbant de la chaleur, le fluide diphasique sortant de

l'évaporateur 1 entre dans le séparateur. La vapeur saturée sortant du séparateur, appelée fluide primaire ou moteur passe à travers la tuyère motrice de l'éjecteur. Le liquide sortant du séparateur se détend à travers un deuxième tube capillaire jusqu'à atteindre la température d'évaporation dans le congélateur. La vapeur saturée sortant du deuxième évaporateur est entraînée par le fluide primaire à grande vitesse et elle est appelée fluide secondaire. Ensuite le fluide primaire et le fluide secondaire se mélangent dans la chambre de mélange. Le mélange se comprime à travers le diffuseur, une nouvelle pression, comprise entre la pression de l'évaporateur 1 et la pression de l'évaporateur 2, est établie. Finalement, la vapeur retourne à l'aspiration du compresseur.

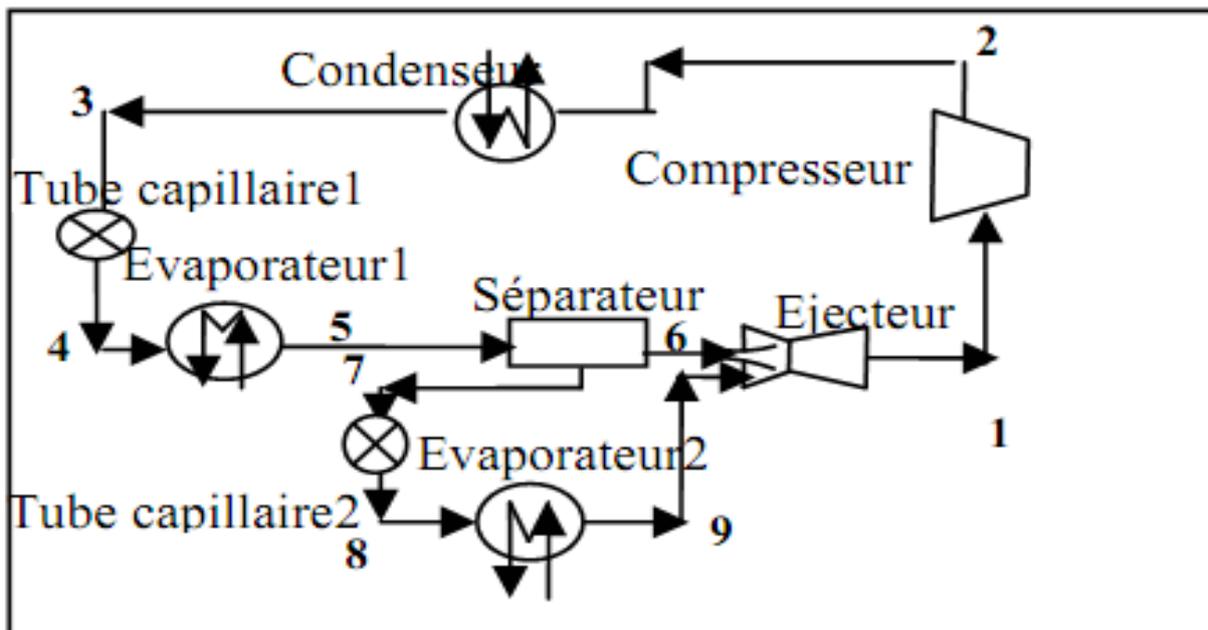


Figure II-13 : Schéma du cycle de réfrigération à compression /éjection [23]

b) Influence de la nature du fluide sur les performances du système

En effet, le travail de compression dépend de la différence de pression entre l'entrée et la sortie du compresseur $P_{sc}-P_{ec}$. Cette différence de pression est moins importante pour le cycle à éjection/compression parce que l'éjecteur sert dans ce cas à augmenter

la pression à l'aspiration du compresseur ce qui va diminuer le travail de compression consommé et donc augmenter les performances du système.

c)Avantage du système

D'après plusieurs résultats des chercheurs ils ont trouvé que le système de réfrigération à compression /éjection permet d'avoir des valeurs de COP bien meilleurs que ceux du cycle conventionnel à compression de vapeur. Parmi les fluides considérés, c'est le R141b qui conduit aux performances maximales pour les conditions de travail choisies. L'utilisation de l'éjecteur permet donc de minimiser la puissance consommée

II.4.2 Système de refroidissement à éjection-absorption

Les systèmes thermiques d'absorption peuvent économiquement employer l'énergie solaire, l'énergie de déchet des processus industriels, énergie géothermique, etc., malgré un effet inférieur de coefficient de performance (COP) par rapport au cycle de vapeur-compression. Ils emploient les substances normales, qui ne causent pas l'appauvrissement de la couche d'ozone. L'application de l'énergie solaire pour les produits de refroidissement pour la conservation, aussi bien que les autres climatisations. Et ce schéma ci-dessus nous présente une vue générale du système frigorifique à éjection-absorption :

II.5 Conclusion

Le travail présenté dans ce chapitre permet de classier les différents composants constituant le système de refroidissement à éjection avec l'utilisation de l'énergie solaire comme source d'énergie. Le capteur le plus utilisé est le capteur thermique à un tubes sous vide avec en utilisant le R134a comme fluide frigorigène. Les performances de l'installation à éjection à base solaire (COP et taux d'entraînement) sont tributaires de la température de génération, donc de l'intensité d'ensoleillement. Une étude de ces performances est envisagée dans le chapitre suivant.

III.1 Introduction

Les études sur les systèmes à éjection ont fait l'objet d'un grand nombre de recherches afin d'améliorer les performances de ce type d'installations. Le présent chapitre consiste à présenter une analyse théorique sur ce système dans le but d'étudier la variation du coefficient de performance ainsi que du taux d'entraînement en fonction des conditions opératoires.

III.2 Analyse du cycle

III.2.1 Description du cycle à éjection

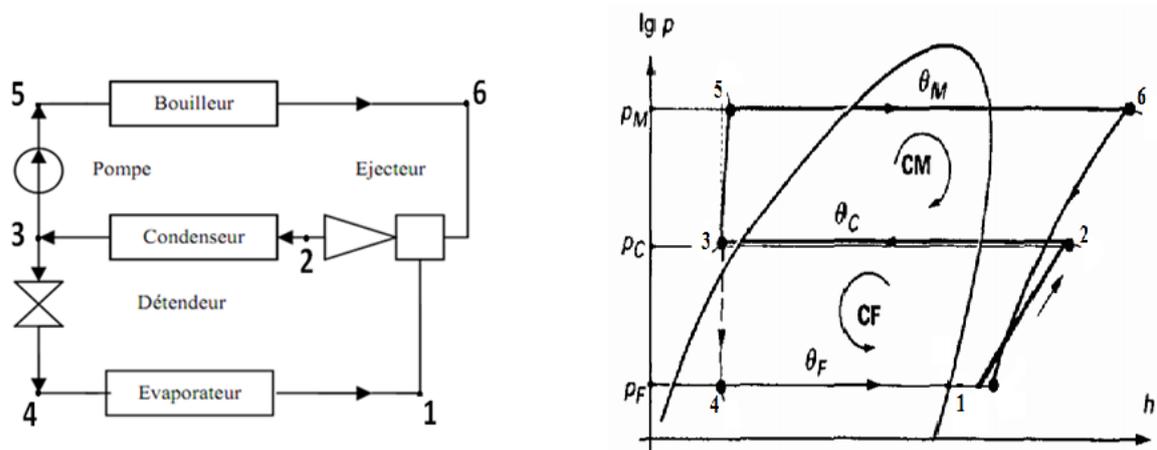


Figure III-1 : principe de fonctionnement d'un cycle à éjection [25].

La figure (III-1) présente schématiquement le circuit du système à éjection le plus simple qui soit, à un seul étage d'éjecteur. Il est formé de deux boucles l'une frigorifique et l'autre motrice:

a) la boucle motrice

L'énergie fournie au générateur sert à vaporiser une partie du réfrigérant qui joue le rôle de fluide moteur (primaire) qui est à haute pression (de l'état 5 à l'état 6). Il traverse l'éjecteur où il est mélangé à l'autre partie du réfrigérant provenant de

l'évaporateur et qui joue le rôle de fluide entraîné (secondaire). De l'état 6 à l'état 2 s'effectue un recouvrement de pression. Puis la totalité du réfrigérant passe à travers le condenseur où il est condensé jusqu'à l'état liquide (de l'état 2 à l'état 3). Ce liquide est pompé (augmentation de pression) vers le générateur et complète ainsi le cycle (de l'état 3 à l'état 5).

b) la boucle frigorifique

L'autre partie du réfrigérant à l'état liquide qui représente le fluide d'entraînement (secondaire) passe à travers une valve de détente pour l'amener à un état de basse pression (de l'état 3 à l'état 4). Le réfrigérant entre par la suite dans l'évaporateur où il produit le froid désiré (de l'état 4 à l'état 1). Le réfrigérant est mélangé avec l'autre partie dans l'éjecteur où il est comprimé (de l'état 1 à l'état 2) et le mélange passe à travers le condenseur où il est condensé jusqu'à l'état liquide et complète ainsi le cycle (de l'état 2 à l'état 3).

Le changement de phase dans l'évaporateur, le condenseur et le générateur s'effectue à pression et à température constantes.

III.2.2 Caractéristiques des fluides frigorigènes

| | R-134a |
|---|---|
| Non chimique-composition | [1, 1, 1, 2] – Tetrafluoroethane |
| Type | Halogène (HFC) |
| Numéro CAS | 811 – 97 – 2 |
| Masse molaire [g/mol] | 102,03 |
| Température critique [C°] | 100,6 |
| Pression critique [bar] | 40,56 |
| Température d'ébullition (à pression atmosphérique) [C°] | -26,1 |
| Plage d'application de température [C°] | -25 à +25 |
| Compatibilité avec les métaux Compatibilité avec les huiles | Alliages de plomb, de zinc et d'aluminium avec plus de 2% de masse de magnésium devraient être évités Huiles synthétiques type PAG et POE |
| Phrases R Phrases S | Non classé comme préparation dangereuse Non classé comme préparation dangereuse |
| ODP [kg R11-equiva.] GWP100 [kg CO2-equiva] | 0 1300 |
| Acidification [kg SO_R-equiv.] POCP [kg Ethylène-equiv.] | 0,96 0 |
| Groupe de sécurité Valeurs MAK [ppm] | A1 1000 |
| Autorisation d'exploitation | Utilisation limitée par l'Administration de l'Environnement |

Tableau III-1 : caractéristiques du fluide R-134a. [26]

| | R-290 (propane) |
|--|---|
| Non chimique-composition | propane |
| Type | Naturel (hydrocarbure) |
| Numéro CAS | 74 – 98 - 6 |
| Masse molaire [g/mol] | 44.11 |
| Température critique [C°] | 96.8 |
| Pression critique [bar] | 42.6 |
| Température d'ébullition (à pression atmosphérique) [C°] | -42.1 |
| Plage d'application de température [C°] | -40 à +10 |
| Compatibilité avec les métaux Compatibilité avec les huiles | Alliages avec plus de 2% masse, de magnésium ainsi que l'usage de zinc devraient être évités Huiles à haut degré de viscosité |
| Phrases R | 12 |
| Phrases S | 9 - 16 |
| ODP [kg R11-equiv.] | 0 |
| GWP100 [kg CO2-equiv.] | < 1 |
| Acidification [kg SO_x-equiv.] | Sans indication |
| POCP [kg Ethylène-equiv.] | 0.42 |
| Groupe de sécurité | A3 |
| Valeurs MAK [ppm] | 1000 |
| Autorisation d'exploitation | Utilisation limitée par l'inspection du travail et des Mines. |

Tableau III-2 : caractéristiques du fluide R-290 [26]

| | R-717 |
|---|---|
| Non chimique-composition | Ammoniac |
| Type | Naturel |
| Numéro CAS | 7664 – 41 - 7 |
| Masse molaire [g/mol] | 17.03 |
| Température critique [C°] | 132.50 |
| Pression critique [bar] | 113.50 |
| Température d'ébullition (à pression atmosphérique) [C°] | -33.40 |
| Plage d'application de température [C°] | -35 à +10 |
| Compatibilité avec les métaux | S'attaque à l'aluminium, au cuivre et au zinc ainsi qu'aux alliages comprenant ces métaux |
| Compatibilité avec les huiles | |
| | Huiles minérales, PAO et AB (non miscibles) |
| Phrases R | 10 – 23 – 34 - 50 |
| Phrases S | 9 – 16 -26 – 36 / 37 / 39 – 45 - 61 |
| ODP [kg R11-equiv.] | 0 |
| GWP100 [kg CO2-equiv.] | 1 |
| Acidification [kg SO_x-equiv.] | 1.88 |
| POCP [kg Ethylène-equiv.] | 0 |
| Groupe de sécurité | B2 |
| Valeurs MAK [ppm] | 25 |
| Autorisation d'exploitation | Mesures spécifiques requises par l'inspection du Travail et des Mines |

Tableau III-3 : Caractéristiques du fluide R-717 [26]

III.3 Hypothèses de modélisation du système

Afin de simplifier les calculs, des hypothèses simplificatrices ont été adoptées :

1. Le fluide à la sortie du générateur est une vapeur saturée.
2. La vapeur à la sortie de l'évaporateur est saturée.
3. Le fluide à la sortie du condenseur est un liquide saturé.
4. La détente est isenthalpique.
5. L'éjecteur est supposé adiabatique.

III.4 Modélisation du système

La modélisation est alternative servant à la résolution des phénomènes complexes. Dans ce qui suit, une modélisation du coefficient de performance (COP) est envisagée pour étudier et juger la faisabilité de ce type des installations. La simulation a été faite sous un environnement MATLAB. Les équations reflétant les bilans de masse et d'énergie au sein du système sont présentées, (figure III-1).

Le coefficient de performance est donné par l'équation suivante [10]:

$$\text{COP} = \frac{Q_V}{W_P + Q_B} \quad \text{III-01}$$

Avec Q_V , Q_B et W_P sont respectivement la puissance frigorifique au niveau de l'évaporateur, la quantité de chaleur échangée au niveau du bouilleur et le travail de la pompe [10].

$$Q_V = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) \quad \text{III-02}$$

Q_V Représente la production du froid dans le milieu considéré.

$$Q_B = \dot{m}_2 (h_6 - h_5) \quad \text{III-03}$$

Q_B Est la quantité de chaleur dépensée par le capteur solaire ou une source de chaleur considérablement chaude au bouilleur

$$W_P = \dot{m}_2 (h_5 - h_3) \quad \text{III-04}$$

W_P Est le travail dépensé par la pompe pour l'augmentation de la pression.

Avec h_1, h_4, h_5, h_6, h_3 sont les enthalpies massiques et \dot{m}_1, \dot{m}_2 représentent respectivement les débits massiques de l'évaporateur et du générateur.

Les enthalpies massiques de la phase liquide saturée définie par [27]

$$h_L = h_{L1} T_S^4 + h_{L2} T_S^3 + h_{L3} T_S^2 + h_{L4} T_S + h_{L5} \quad \text{III-05}$$

Et pour la phase vapeur saturée :

$$h_V = h_{V1} T_S^3 + h_{V2} T_S^2 + h_{V3} T_S + h_{V4} \quad \text{III-06}$$

Avec : $h_{V1}, h_{V2}, h_{V3}, h_{V4}$ sont des constantes.

Dans cette installation le processus de détente fonctionne sans dissipation d'énergie ce qui montre que l'enthalpie reste constante points (3-4) comme suit :

$$h_3 = h_4 \quad \text{III-07}$$

Puis on peut calculer l'enthalpie dans le point 5 à partir de l'équation qui définit le travail de la pompe comme suit :

$$W_P = \dot{m}_2 \cdot (h_5 - h_3) = \dot{m}_2 \cdot V \cdot (P_g - P_c) \quad \text{III-08}$$

Alors :

$$h_5 = h_3 + V \cdot (P_g - P_c) \quad \text{III-09}$$

V : est le volume massique du liquide saturé et est calculé par [27] :

$$V_L = V_{L1} T_S^4 + V_{L2} T_S^3 + V_{L3} T_S^2 + V_{L4} T_S + V_{L5} \quad \text{III-10}$$

Avec : $V_{L1}, V_{L2}, V_{L3}, V_{L4}, V_{L5}$ sont des constantes.

Le calcul d'enthalpie au point (2) se fait par l'application du bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de l'éjecteur :

Donc l'équation de conservation de l'énergie donne :

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_6 = \dot{m}_3 h_2 \quad \text{III-11}$$

Donc :

$$h_2 = \left(\frac{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_6}{\dot{m}_3} \right) \quad \text{III-12}$$

Le bilan massique dans l'éjecteur donne la relation entre les trois débits :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad \text{III-13}$$

Alors on peut écrire que :

$$\text{COP} = U_{\text{opt}} \frac{h_1 - h_4}{(h_5 - h_3) + (h_6 - h_5)} \quad \text{III-14}$$

Avec U le taux d'entraînement ou le rapport des débits au niveau de l'éjecteur. Il est défini par :

$$U_{\text{opt}} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \quad \text{III-15}$$

Comme on peut déterminer le taux d'entraînement par l'équation suivante : **[9]**

$$U_{\text{opt}} = 3.32 \left(\frac{1}{\tau} \cdot \left(1 - \frac{1.21}{\xi} \right) \right)^{2.12} \quad \text{III-16}$$

Avec : τ, ξ sont respectivement le taux de compression et le rapport moteur de l'éjecteur.

Les pressions données par **[28]** :

$$P = P_1 T_S^4 + P_2 T_S^3 + P_3 T_S^2 + P_4 T_S + P_5 \quad \text{III-17}$$

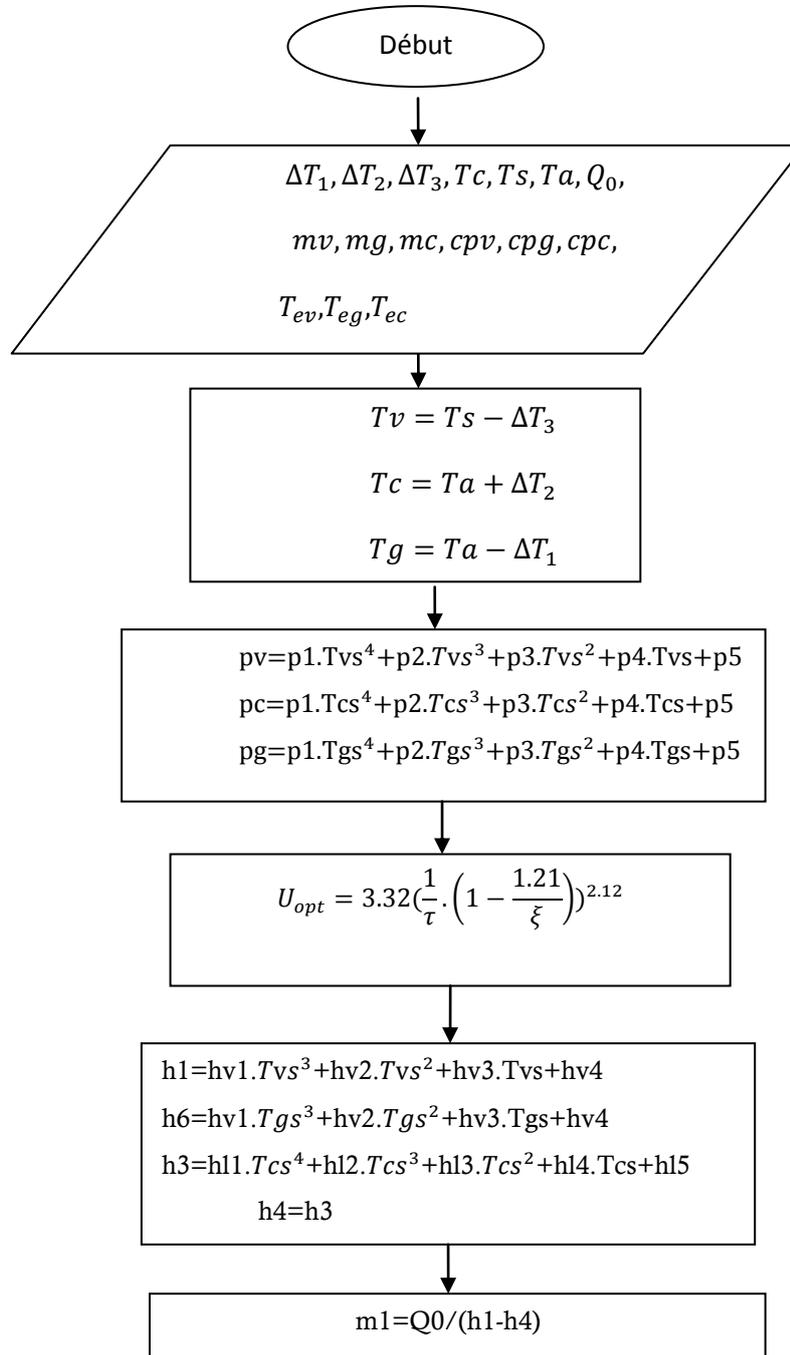
➤ Identification des constantes utilisées dans la modélisation

| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|----------|---------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|
| p_s | R-134a | 2.12766 10 ⁻⁸ | 8.9522 10 ⁻⁸ | 0.00147189 | 0.106194 | 2.93554 |
| | R-717 | 3.1515136449 26438e-009 | 1.5518903271 77404e-006 | 2.3499849594 84629e-004 | 1.6066738983 64935e-002 | 4.2932712768 25877e-001 |
| | R-290 | 2.5905685374 77954e-009 | 6.5724938113 69718e-007 | 1.6424671953 33686e-004 | 1.4573119345 35305e-002 | 4.7445613554 24618e-001 |
| | R-600a | -1.340623050 566373e-010 | -2.489955404 992013e-007 | 1.9507734064 68769e-004 | 4.5103952081 28492e-004 | 2.0624985999 81680e-001 |
| | R-22 | 3.4218652576 84657e-009 | 8.8947609939 27881e-007 | 1.9822094446 76598e-004 | 1.6307769391 19593e-002 | 4.9794285939 12243e-001 |
| V_{Ls} | R-134a | 2.14945 10 ⁻⁹ | 2.3399 10 ⁻⁸ | 6.98645 10 ⁻⁶ | 1.99174 10 ⁻³ | 0.772442 |
| | R-717 | -2.106423309 108395e-007 | -8.982385723 518360e-007 | -2.169256235 930026e-003 | -1.375520067 261402e+000 | 6.3856162063 20900e+002 |
| | R-290 | -2.365639987 827601e-006 | 1.4893102768 58126e-004 | -3.164034297 121004e-003 | -1.475925180 194824e+000 | 5.2872443392 27577e+002 |
| | R-600a | -6.513098830 292549e-006 | 4.3132484932 75074e-004 | -8.355020564 169140e-003 | -3.751524103 874362e+000 | 1.2820382472 25984e+003 |
| | R-22 | -1.662155316 700097e-007 | 6.5582715790 05184e-006 | -2.905335530 520178e-003 | -1.105234378 569571e+000 | 5.8017156263 97410e+002 |
| h_{Ls} | R-134a | 1.43312 10 ⁻⁷ | -1.86962 10 ⁻⁶ | 1.9844 10 ⁻³ | 1.30623 | 200.041 |
| | R-717 | 2.7878852192 13069e-007 | 9.5134837241 42356e-007 | 2.8003614926 78930e-003 | 4.6332704719 31324e+000 | 2.0000398004 26592e+002 |
| | R-290 | 1.1721517486 01643e-006 | -6.957236588 485311e-005 | 3.6452308122 38572e-003 | 2.5627614479 30650e+000 | 1.9994092971 29112e+002 |
| | R-600a | 7.2579742382 04575e-007 | -4.725862910 867937e-005 | 1.4358799542 99538e-003 | 1.2128320696 37277e+000 | 1.9990232518 53826e+002 |
| | R-22 | 6.3595028306 59987e-008 | 3.3291882217 02469e-006 | 2.7082118522 74058e-003 | 2.2891722487 69106e+000 | 1.9999411647 79187e+002 |
| h_{Vs} | R-134a | -1.70029 10 ⁻⁵ | -0.844368 10 ⁻³ | 0.588189 | 396.476 | |
| | R-717 | -3.854714844 582084e-007 | -1.023640375 328386e-005 | -8.128129124 809660e-003 | 1.0604976711 81650e+000 | 1.4622262826 15806e+003 |
| | R-290 | -1.757055191 341314e-006 | 1.0601008684 04060e-004 | -1.876609746 063418e-003 | 1.0115342831 12511e+000 | 5.7494476803 11802e+002 |
| | R-600a | 9.7689300991 63154e-008 | -3.267381597 646517e-005 | 1.1096801066 42594e-003 | 1.3638211860 52984e+000 | 5.5351973777 51032e+002 |
| | R-22 | -1.012687004 168889e-006 | 6.3647830765 66261e-005 | -1.732463247 742054e-003 | 3.1414264896 22984e-001 | 4.0512863294 83842e+002 |

Tableau III-4 : valeurs des constantes des équations thermodynamique des fluides.

III.5 Résultats et discussions

III.5.1 Organigramme du calcul du COP



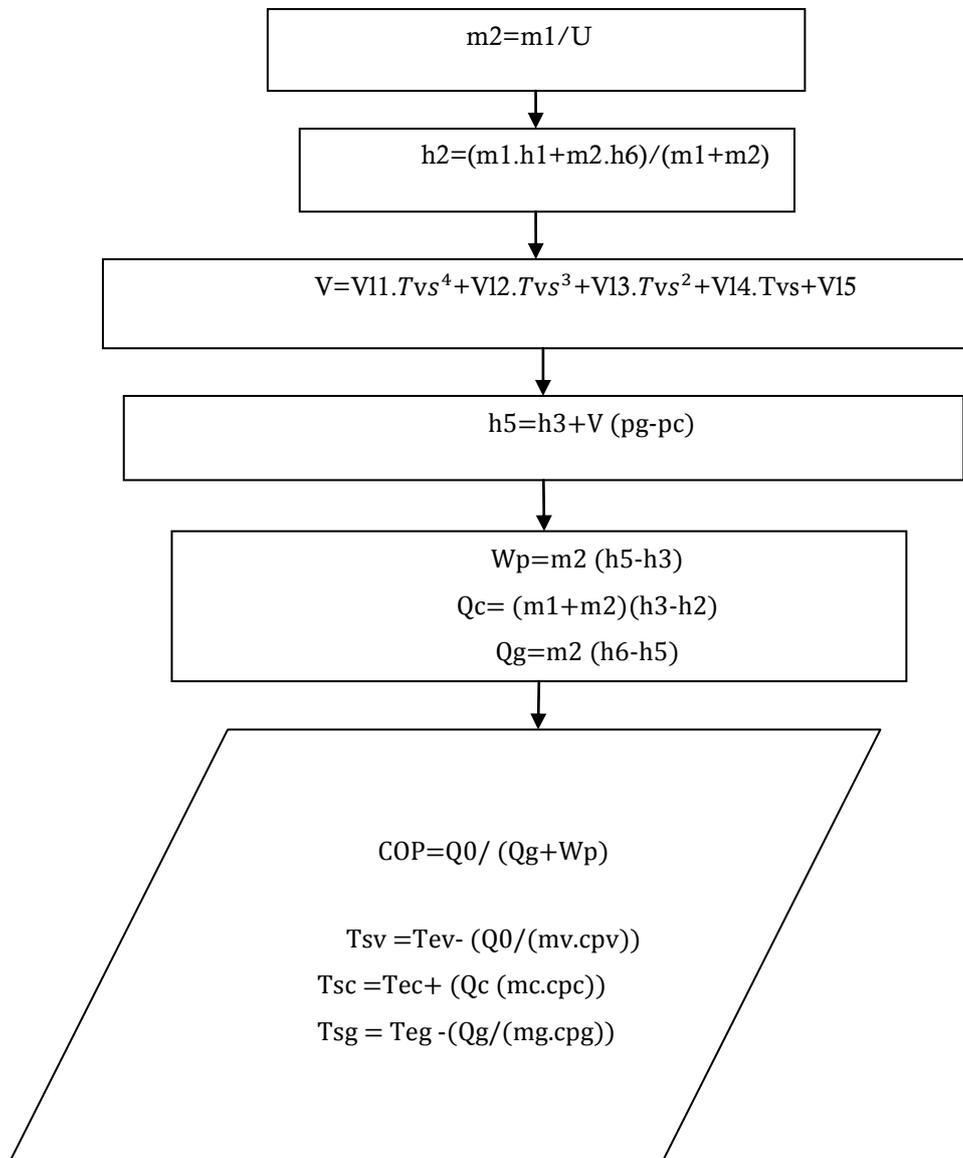


Figure III-12 : organigramme du calcul du COP

III.5.2 Comparaison du coefficient de performance (COP) pour les différents fluides

Dans cette étude théorique, on a également étudié l'évolution des performances de cinq fluides choisis, en l'occurrence le R134a, le R22, le R290, le R600a et le R717, et ce en gardant la température de l'évaporateur et celle du condenseur respectivement constantes et égales à 278 K et 300 K. On varie la température de la source chaude (générateur), les résultats obtenus sont représentés sur la figure ci-dessus.

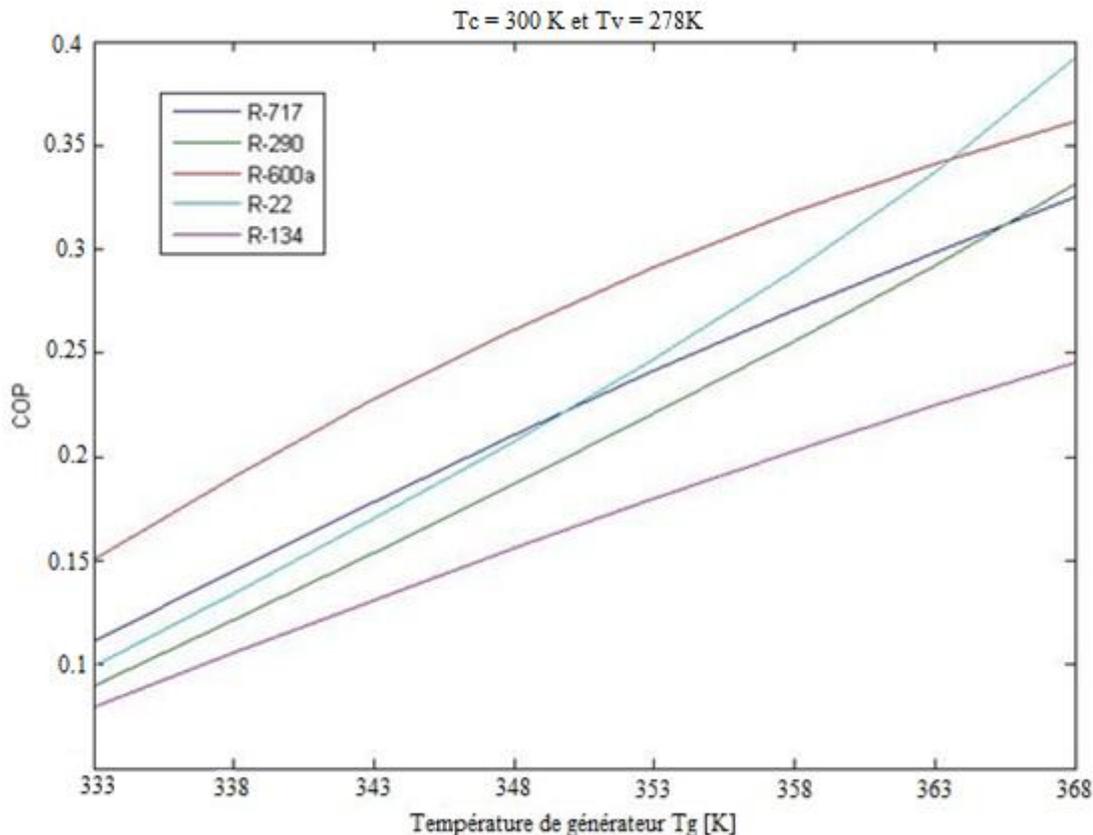


Figure III-3 : variation du COP en fonction de la température du générateur.

D'après les courbes de variation du coefficient de performance en fonction de la température de génération, on constate que pour des valeurs de température inférieures à 350 K le COP relatif aux fluides R-600A et R-717 possède des valeurs plus importantes par rapport aux autres fluides. Mais à partir de la température 363 K, le fluide R-22 réalise les plus grandes valeurs de COP pour des températures allant de

363 K à 368 K, comme on peut voir aussi que le COP des différents fluides utilisés est plus proche l'un de l'autre jusqu'à la température de 348 K.

III.5.3 Comparaison du rendement de l'installation pour les différents fluides

Pour des températures de condensation et d'évaporation constantes, on étudie la variation du rendement de l'installation avec les différents fluides choisis (R-134a, R-22, R-600a, R-717, R-290) et on représente les résultats obtenus comme suit :

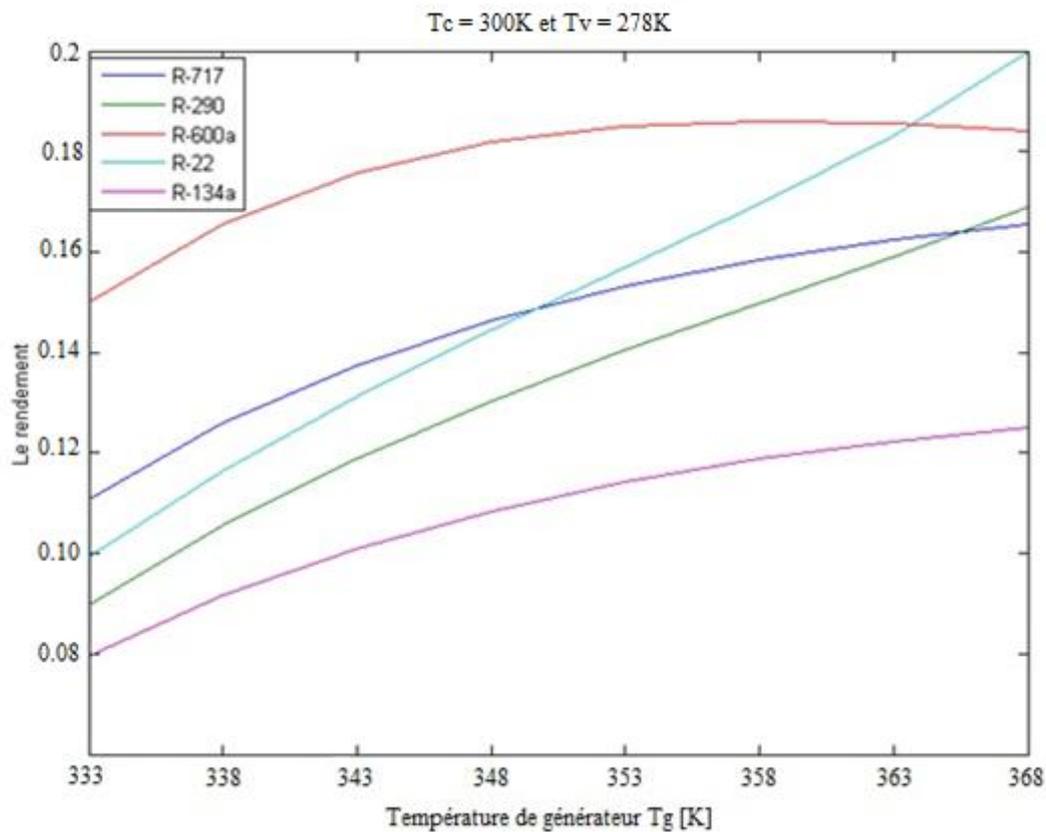


Figure III-4 : variation du rendement on fonction de la température du générateur.

D'après ces résultats, on constate que le rendement de l'installation prend presque les mêmes variations trouvées pour le COP sauf que le rendement prend une valeur de 0,15 pour une température de 350 K pour le R717. On remarque aussi que le R600a est le meilleur fluide pour des températures inférieures à 363 K. Dépassant cette valeur de température, le R22 sera le meilleur.

III.5.4 Influence des conditions opératoires sur l'efficacité de l'installation pour le fluide R-717

Les fluides frigorigènes sont sélectionnés principalement pour leur capacité d'absorption de chaleur lorsqu'ils passent de leur phase liquide à leur phase gazeuse (la chaleur absorbée par le fluide lors du changement d'état est appelée : chaleur latente de vaporisation. Les réfrigérants sont utilisés purs ou en mélange dans les métiers du froid et de la climatisation.

- Ces fluides doivent respecter l'environnement du fait du risque de fuite dans l'atmosphère.
- Ils doivent aussi être inoffensifs pour l'homme pour la même raison que ci-dessus.

Depuis les années 80, les HCFC étaient utilisés comme fluides frigorigène sans se soucier des problèmes environnementaux. Les problèmes liés au réchauffement global et à l'appauvrissement de la couche d'ozone ont conduit au bannissement de ces gaz. L'ammoniac, le R717 a suscité depuis lors un intérêt considérable dans le contexte de la réfrigération en général. Effectivement, il est un fluide non hydro chlorofluorocarbure qui ne représente pas une menace vis-à-vis de la couche d'ozone et ne contribue pas au réchauffement climatique.

En septembre 2007, le 20^{ème} anniversaire du Protocole de Montréal, les gouvernements ont pris acte de ce double avantage, tant pour la couche d'ozone que pour l'évolution du climat, en convenant de rapporter à un maximum de 10 ans la date limite d'élimination finale des hydro chlorofluorocarbures (HCFC), la substance appauvrissant la couche d'ozone la plus couramment utilisée. Pour cela on propose de faire une étude d'influence de ce fluide dans une installation frigorifique à éjection, et évaluer l'influence de la température sur le COP de l'installation.

a) Variation du COP en fonction de la température du générateur

Pour des valeurs de température du générateur et du condenseur comprises respectivement entre [333 et 368]K et entre [298 et 310]K et d'évaporation constantes à une valeur de 278 K on suit l'évolution de COP ainsi que le taux d'entraînement

optimal U_{opt} de l'installation avec l'utilisation du R-717 comme fluide de travail, les résultats obtenus sont présentés comme suites :

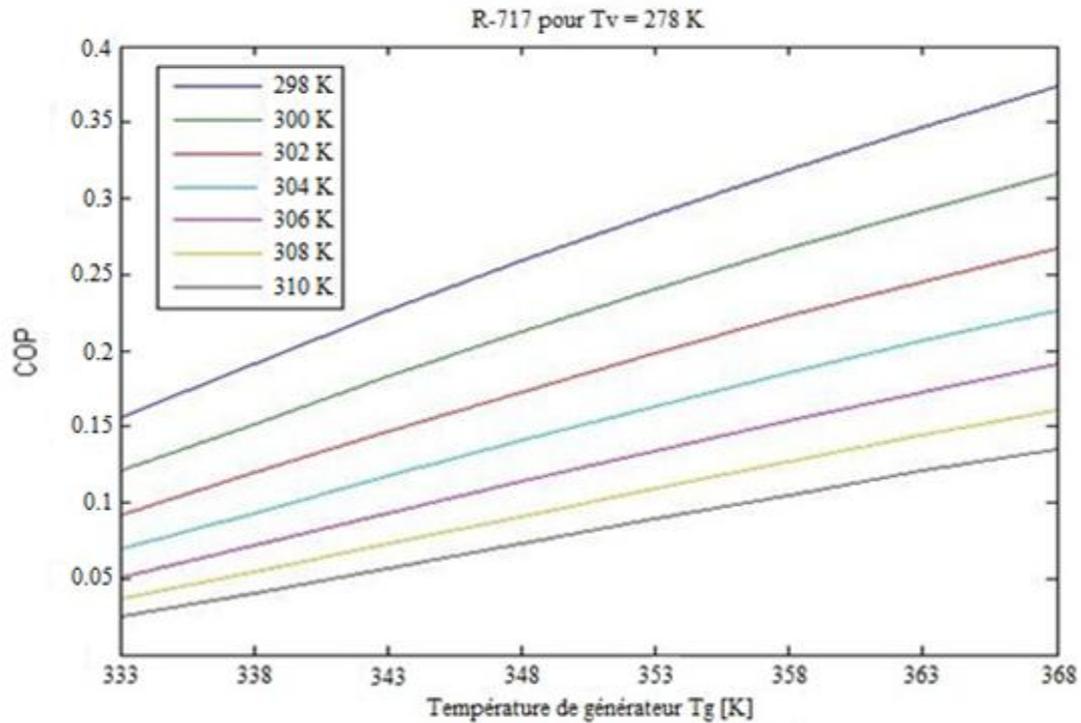


Figure III-5 : Variation de COP en fonction de la température de génération pour R-717.

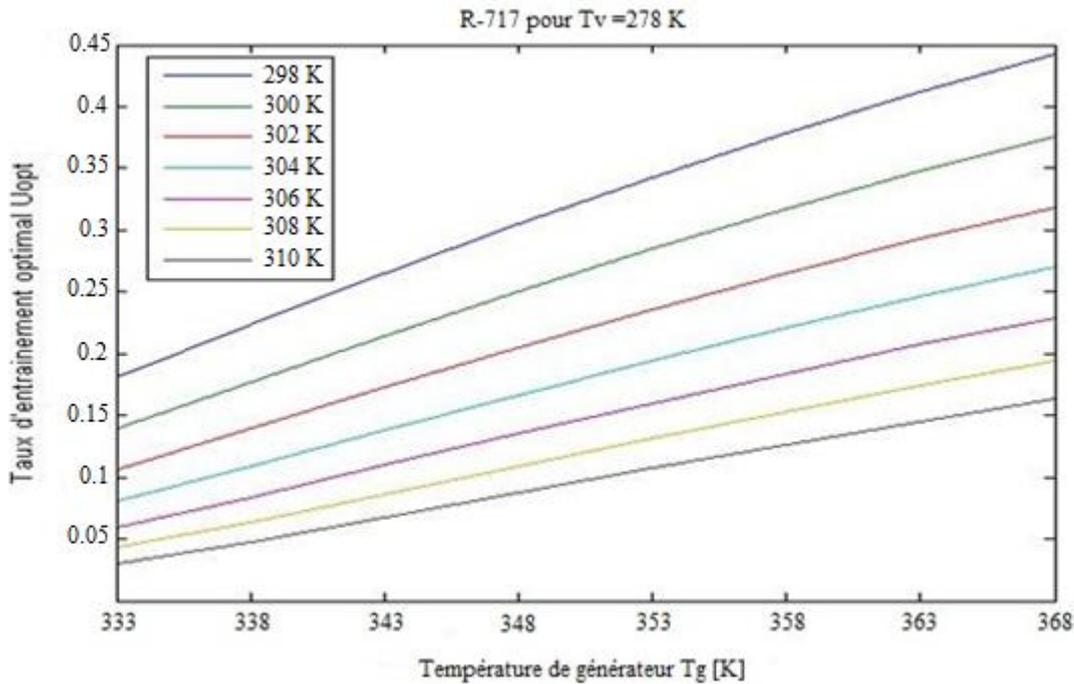


Figure III-6 : Variation du taux d'entraînement en fonction de la température du générateur pour R717.

D'après les courbes de la variation du coefficient de performance avec la température du bouilleur on constate que le COP augmente avec l'augmentation de la température de la source chaude (bouilleur), et diminue avec l'augmentation de la température du condenseur. Il atteint une valeur de 0.37 pour une température de génération de 368 K et de condensation qui est égale 298 K ce qui montre que quand le taux de compression augmente le COP augmente parce que ce taux de compression est le facteur qui génère le débit de la source chaude (générateur).

Pour la variation du taux d'entraînement on remarque que le taux d'entraînement possède la meilleure valeur pour une température de génération égale à 368 K et de condensation qui est égale à 298 K.

b) Variation du COP en fonction de la température du condenseur

Pour une température d'évaporation constante on étudie la variation du COP et du taux d'entraînement en fonction de la température de condensation pour un fluide frigorigène choisie (R-717) comme fluide de travail, les résultats obtenus sont représentés sur les figures ci-dessous :

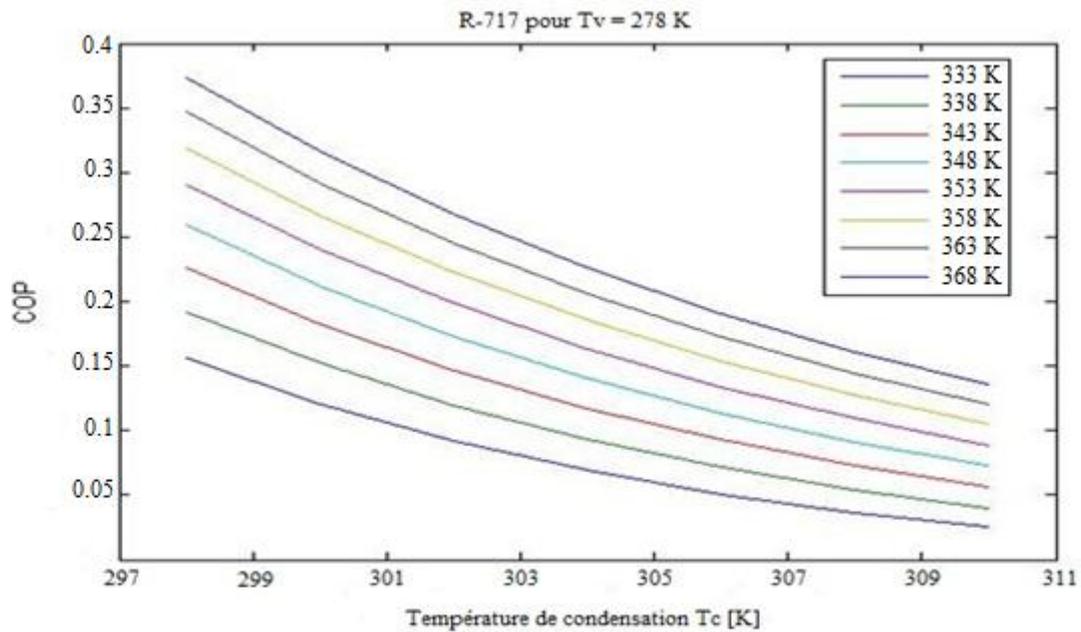


Figure III-7 : Variation du COP en fonction de la température de condensation pour R-717.

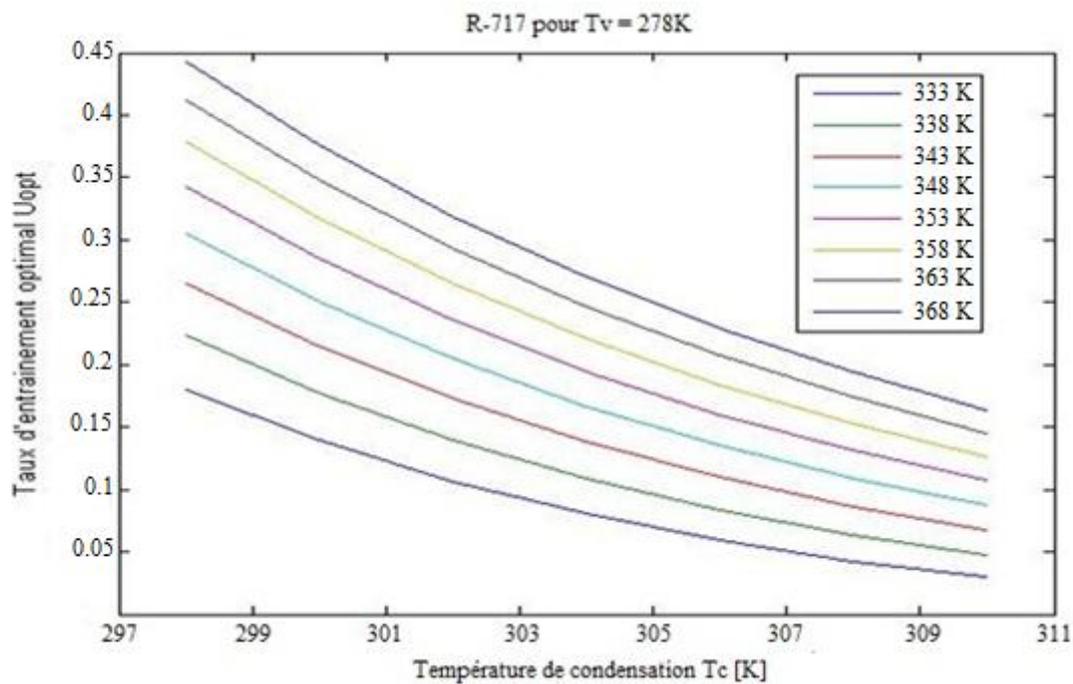


Figure III-8 : Variation du taux d'entraînement en fonction de la température de condensation.

La figure III-7 représente la variation du COP en fonction de la température de condensation T_c . D'après ces résultats, on remarque que l'augmentation de

température de la condensation conduit à une diminution du COP et que l'augmentation de la température du générateur provoque une augmentation du COP. Cette variation est logique car le condenseur cède une quantité de chaleur vers le milieu extérieur pour activer le changement de phase du fluide circulant à l'intérieur de cette installation de l'état vapeur vers l'état liquide. L'intérêt est de baisser la température de cette source.

Pour la variation du taux d'entraînement, on remarque que l'augmentation de la température du condenseur provoque un décroissement du taux d'entraînement, et que l'augmentation de la température du générateur suit l'augmentation du taux d'entraînement. Cette variation montre que l'augmentation de la température de la source chaude va augmenter le débit du fluide moteur et ce dernier va entraîner le fluide secondaire provenant de l'évaporateur en augmentant ainsi le taux d'entraînement.

III.6 Validation des résultats

On peut comparer qualitativement les résultats de cette simulation avec les résultats du travail de [28].

On remarque qu'il y a une augmentation du COP et du taux d'entraînement pour le cas de la variation de la température du générateur, et une diminution pour le cas du condenseur, ces résultats sont confrontés avec les résultats suivants :

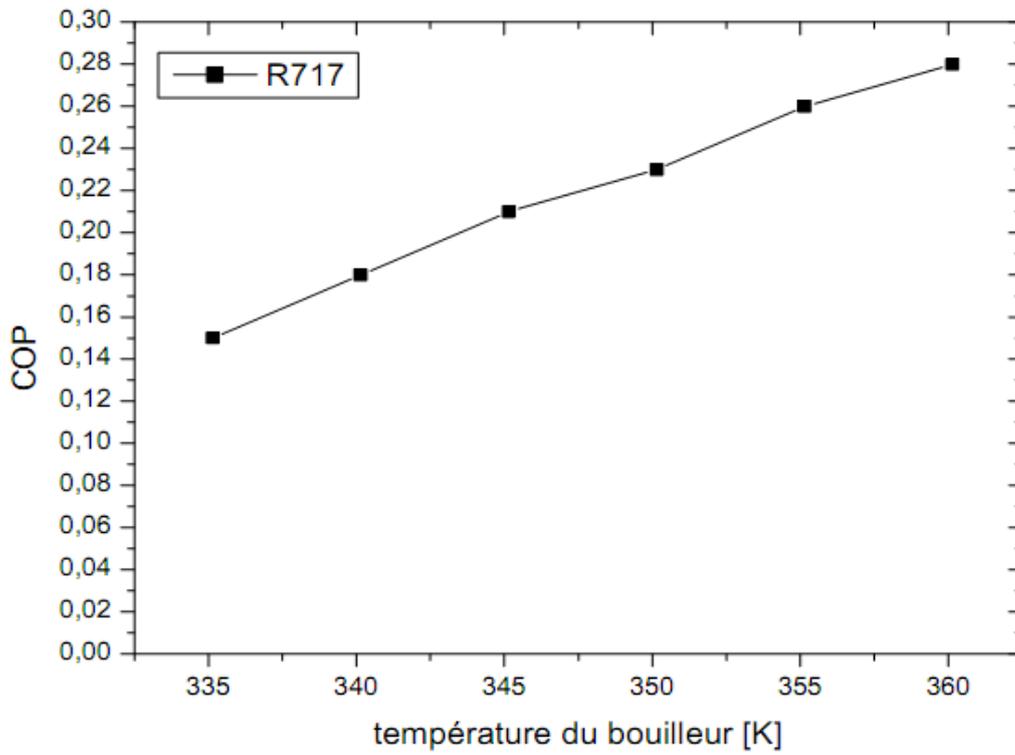
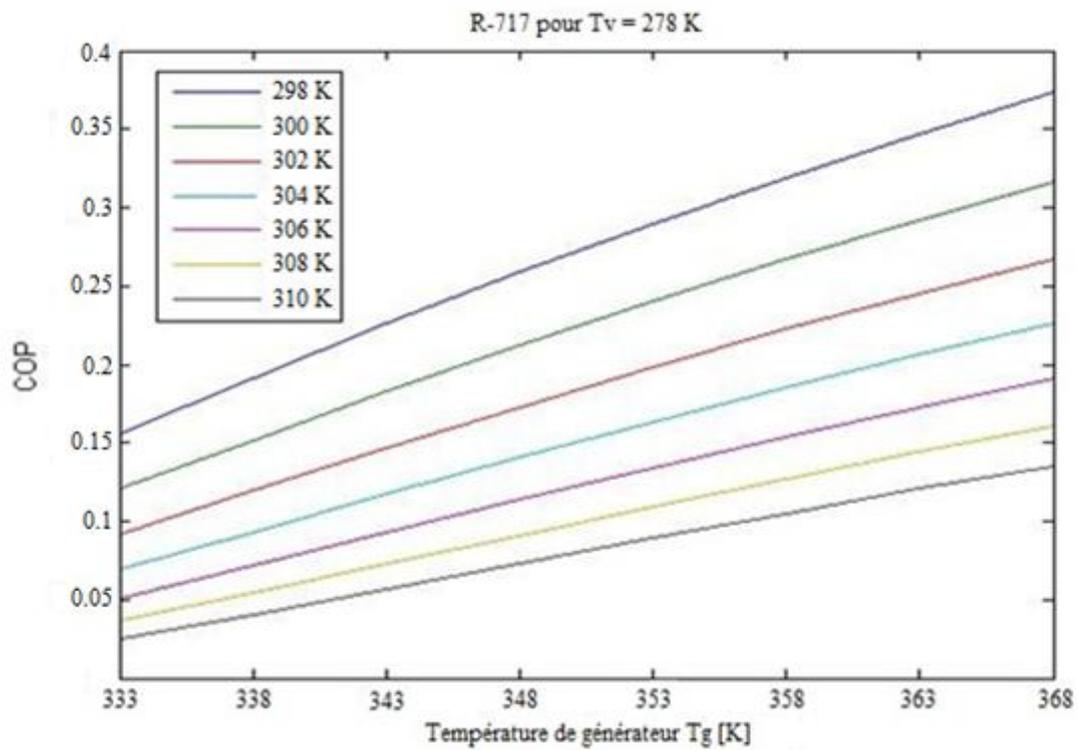


Figure III-9 : variation du COP en fonction de la température du générateur pour le R-717.



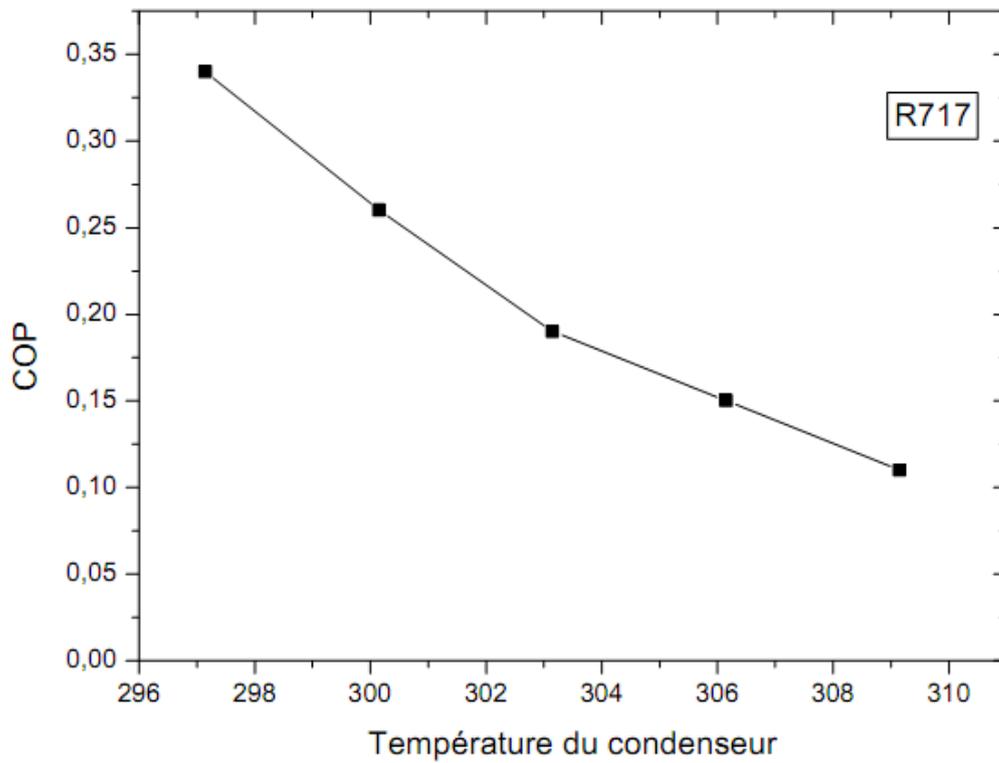
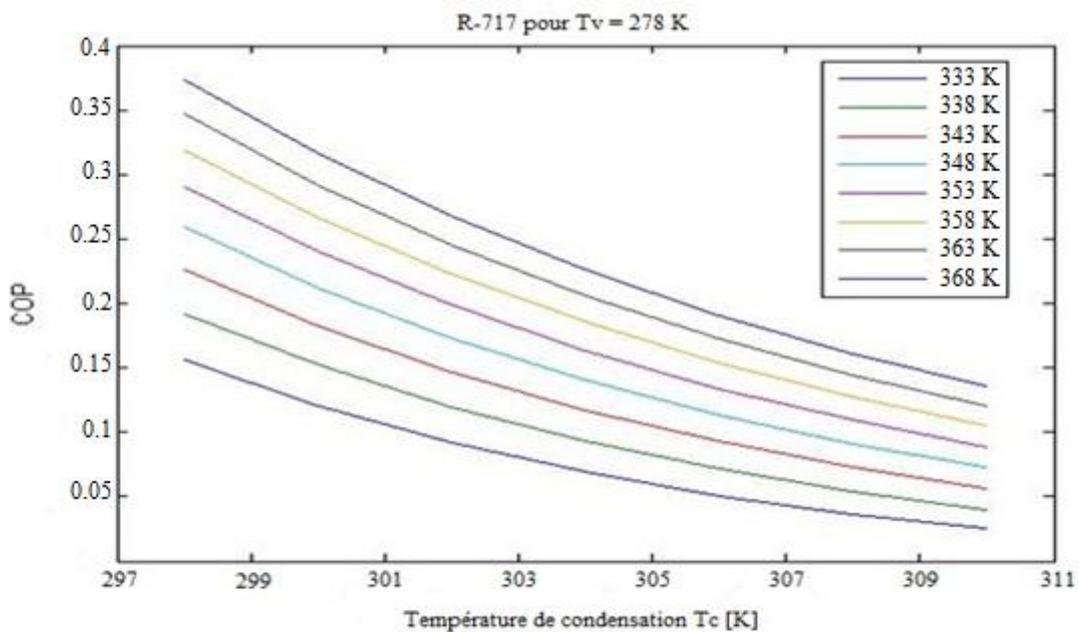


Figure III-10 : Variation du COP en fonction de la température du condenseur pour le R-717.



Ensuite pour la variation du taux d'entraînement avec la température de génération, on remarque qu'il y a une augmentation du COP alors que la température augmente, et

que le R-600a ainsi que le R-717 possèdent les meilleures valeurs par rapport aux fluides utilisés.

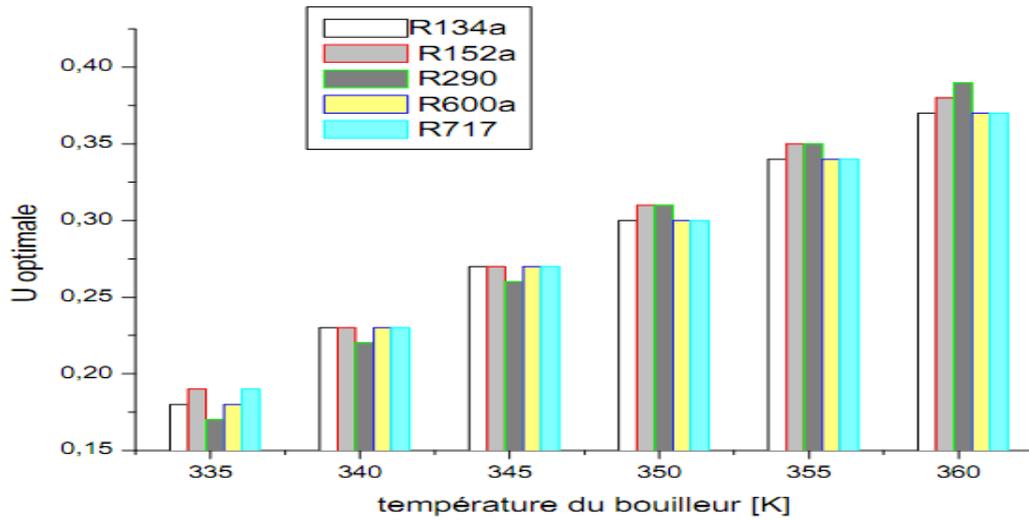


Figure III-11 : Variation du taux d'entrainement en fonction des températures de génération pour les 5 fluides.

Mais pour le cas de la variation du taux d'entrainement en fonction de la température de condensation, on trouve qu'il y a un décroissement de ce taux avec l'augmentation de la température :

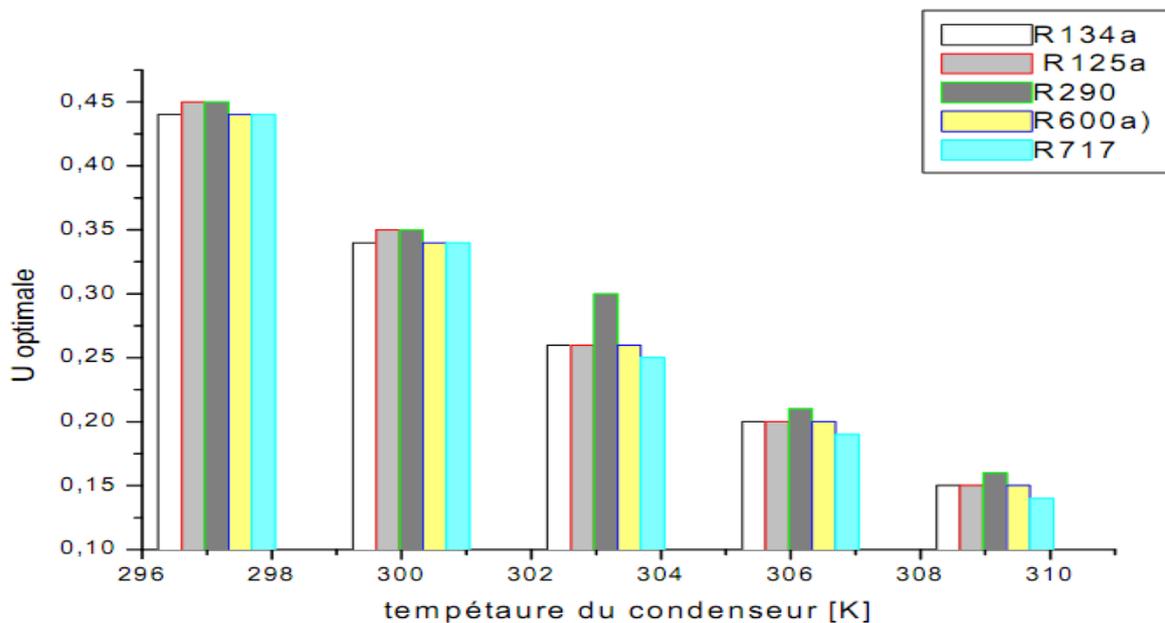


Figure III-12 : variation du taux d'entrainement en fonction de la température du condenseur pour les 5 fluides utilisés.

III.7 Conclusions

Une simulation des performances (COP et taux d'entraînement) d'une machine frigorifique à éjection a été présentée. Cinq différents fluides frigorigènes (R-134a, R-290, R-717, R-600a et R-22) ont été testés. L'évolution du COP ainsi que celle du taux d'entraînement pour ces différents fluides avec des températures de génération comprises entre 60 °C et 95°C, de condensation comprises entre 32 °C et 44°C et ce pour une température d'évaporation constante égale à 10°C, ont été étudiées. Le recours à l'étude des performances de la machine à éjection à base du R717 relève d'un critère purement écologique. D'après les résultats, on constate que le coefficient de performance ainsi que le taux d'entraînement prend les meilleures valeurs dans en fonction de la température de la source chaude, et que les fluides R600a et R-717 sont les meilleurs fluides pour ce type des installations. L'isobutane R600a est déconseillé pour ce type d'installation à destinée domestique vu le danger d'inflammabilité qu'il représente.

Conclusion générale

Dans ce mémoire, les différents composants constituant le système de refroidissement à éjection ont été présentés. Les performances de l'installation à éjection à base solaire (COP et taux d'entraînement) sont tributaires de la température de génération, donc de l'intensité d'ensoleillement.

Une simulation des performances (COP et taux d'entraînement) d'une machine frigorifique à éjection a été présentée. Cinq différents fluides frigorigènes (R-134a, R-290, R-717, R-600a et R-22) ont été testés. L'évolution du COP ainsi que celle du taux d'entraînement pour ces différents fluides avec des températures de génération comprises entre 60°C et 95°C, de condensation comprises entre 32°C et 44°C et ce pour une température d'évaporation constante égale à 10°C, ont été étudiées.

Le recours à l'étude des performances de la machine à éjection à base du R717 relève d'un critère purement écologique. D'après les résultats, on constate que le coefficient de performance ainsi que le taux d'entraînement prend les meilleures valeurs en fonction de la température de la source chaude, et que les fluides R600a et R-717 sont les meilleurs fluides pour ce type des installations. L'isobutane R600a est déconseillé pour ce type d'installation à destinée domestique vu le danger d'inflammabilité qu'il représente.

La bibliographie

- [1] [Jianlin Yu et al], <<Application of an éjector in autocascade réfrigération cycle for the performance improvement>>, international journal of réfrigération, pp 279–286, 2008.
- [2] [M.Duminil], <<Machines thermo frigorifiques-Système à éjection et à absorption>>, Techniques de l'ingénieur, pp1-24,2002.
- [3] [Kanjanapon Chunnanond], <<Ejector: applications in réfrigération>>, Technologie, Renewable and Sustainable Énergie Reviens, pp 129–155, 2004.
- [4] [Test-und weiterlbildungszentrum Wärmepumpen und Kaltetechnik], <<Technique frigorifique/Climatisation >>,Webasto thermosystème, pp 206-207, 12/2003
- [5] [S.B.Riffat], <<CFD Modilling and experimental investigation of an éjector refrigeration système using Méthanol as the working fluide>>, International journal of energie research, pp 115-128, 2001.
- [6] [Abdelhakim Limane], <<Etude numérique d'un système de réfrigération à éjecteur>>, Mémoire de Magister, Université de M'hamed Boguera, Boumerdes (Alger), 2009.
- [7] [A.J.Meyer et al], <<Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat>>, Renewable Energy,pp 297-306, 2009.
- [8] [C.J. Korres et al], <<Solar cooling by thermal compression The dependence of the jet thermal compressor efficiency on the compression ratio>>, Energy 27, pp 795–805, 2002
- [9] [Bentama Batoul], <<Etude thermodynamique des mélanges des fluides frigorigènes et leur utilisation dans les machines tri thermes >>, Mémoire de Magister, Université mentouri, costontine (Alger).2009
- [10] [G.K. Alexis et al], <<A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athens area>>, Renewable Energy, 1457–1469, 2005.
- [11] [G.K.alexis], <<Design and paramétrique investigation of an éjector in an air-conditioning system>>, applied thermal engineering, 213-226, 2000.

- [12] [Papa Macodou et al], <<Analyse et modélisation d'une pompe à chaleur avec éjecteur en mode chauffage>>, Mémoire D'ingénieur, Université Cheikh Anta Diop, Dakar(Sénégal), 2008.
- [13] [J.M. Abdulateef et al], <<Review on solar-driven ejector réfrigération technologies>>, Renewable and Sustainable Energy Reviews, pp 1338–1349, 2009.
- [14] [Jacques PAULON], <<Éjecteurs, Techniques de l'Ingénieur>>, traité Génie mécanique, Doc. B 4 250 – 1.
- [15] [M. Elakhdar et al], <<Simulation of an ejector used in refrigeration systems, international journal of réfrigiration>> , PP 1657-1667 , 2011.
- [16] [Wimpolsiri Pridasawas et al, <<A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as arefrigerant>>, International Journal of Refrigeration, pp 840-850, 2007.
- [17] [b.j Hang et al], <<COLLECTOR SELECTION FOR SOLAR EJECTOR COOLING SYSTEM>>, Solar Energy, pp 269–274, 2001.
- [18] [Humberto vidal et al], <<Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system >>, Applied Thermal Engineering, pp 663-672, 2006.
- [19] [ZEGHIB ILHEM], <<Composantes du capteur de type vitre, Etude et Réalisation d'un Concentrateur Solaire parabolique>>, Mémoire de Magister, UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE(Alger), 2005.
- [20] [F. Yettou et al], <<Etude et réalisation d'un banc d'essai pour un chauffe-eau solaire à circulation forcée dans la région des Hauts Plateaux>>, Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°1 (2008) 119 – 128.
- [21] [Kévyn JOHANNES], <<Recherche et analyse bibliographique sur les Briques technologiques >>, Rapport, Pole d'enseignement de recherche et d'experimentation de la construction, 2006.
- [22] [ABABSA Dalila], <<Optimisation Du Rendement D'un Capteur Solaire Par Minimisation Des Pertes Convectives>>, Mémoire de Magister, Université EL-HADJ LAKHDAR, BATNA(Alger), 2009.
- [23] [Mouna Elakdhar], <<Développement d'un cycle hybride de réfrigération à compression/éjection>>, Congrès Français de Thermique, Île des Embiez, 2007

- [24] [Adnan Sozen et al], <<Modelling (using artificial neural-networks) the performance parameters of a solar-driven ejector-absorption cycle>>, Applied Energy 79 (2004) 309–325
- [25] [André Lallemand et al], <<comportement d'un éjecteur dans des conditions de fonctionnement nominales et non nominales>>, 12^{ème} journées internationales de thermique, Tanger, Maroc, 2005.
- [26] [B.Abdelouahab], <<Elaboration d'un programme de calcul des tables thermodynamiques de différents agents de réfrigération>>, mémoire d'études universitaires appliquées, 2005.
- [27] [D. Diaf et al], <<Simulation des propriétés thermodynamiques du fluide R134a, Revue des Energies Renouvelables>>, 101 – 108, 2007.
- [28] [Derghout Zoheir], << Investigation du cycle de réfrigération à éjecto-compression et ces applications dans le froid, le chaud et l'énergie>>, Mémoire de Magister, Université de mentouri, Constantine (Alger), 2000.

Résumé

Une simulation des performances (COP et taux d'entraînement) d'une machine frigorifique à éjection est présentée. Cinq différents fluides frigorigènes (R-134a, R-290, R-717, R-600a et R-22) sont testés. Les performances de l'installation à éjection à base solaire (COP et taux d'entraînement) sont tributaires de la température de génération, donc de l'intensité d'ensoleillement. Le recours à l'étude des performances de la machine à éjection à base du R-717 relève d'un critère purement écologique.

Les résultats montrent que le coefficient de performance ainsi que le taux d'entraînement prennent les meilleures valeurs pour le R-600a et le R-717

Abstract

A simulation of the performances (COP and entrainment ratio) of an ejection refrigeration machine is presented. Five different refrigerants (R-134a, R-290, R-717, R-600a and R-22) are tested. Performances of the solar based system (COP and entrainment ratio) are dependent on the generation temperature, so on the intensity of sunlight. The use of the R-717 refrigerant is a purely ecological.

The results show that the coefficient of performance and the entrainment ratio take the best values for R-600a and R-717.

ملخص

تم تقديم محاكاة لمعاملات الاداء (معامل الاداء و معدل الجذب) لألة تبريد ذات لافظ . خمس مواع تبريد تم اختيارها (R-134a, R-290, R-717, R-600a et R-22).
معاملات الأداء (معامل الاداء و معدل الجذب) لدارة التبريد ذات اللافظ المعتمدة على الطاقة الشمسية تتعلق بدرجة حرارة المولد الحراري، اي بشدة الاشعاع الشمسي. استعمال R-717 يرتكز على اسباب بيئية.
النتائج تبرهن ان معامل الأداء و معدل الجذب تأخذ قيمها الايجابية في حالة استعمال : R-600a و R-717 .