

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique et Énergies renouvelables

Thème

Evaluation des performances d'une machine de
climatisation solaire à éjecteur reliée à miroirs linéaires
de Fresnel

Devant le jury composé de :

Présenté par :

Mohamed Elhadi ATIA

Président

Salah AROUA

Ali BOUKHARI

Examineur

Bachir DJOUADI

Dr. Redha MENECEUR

Encadreur

Dr. Mokhtar GHODBANE

Co-Encadreur

2016-2017

Remerciements

🌸 Nous remercions dieu tout puissant de nous avoir donné le courage et la volonté pour pouvoir réaliser ce travail.

Nous exprimons nos profondes gratitudee a :

🌸 Dr. Mokhtar GHODBANE qui a dirigé ce travail, pour son aide continue, sa disponibilité et ses précieux conseils.

🌸 Dr. Redha MENECEUR pour son aide afin de réaliser ce travail.

🌸 Nous tenons à remercier à tous les enseignants du département mécanique pour toute l'aide apportée à nous durant notre trajet scolaire.

🌸 Que monsieur le président du jury ainsi que ses membres trouvent ici l'expression de notre gratitude pour accepter de juger ce travail.

🌸 Enfin, nous adressons nos remerciements à tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin.

S. AROUA & B. DJOUADI

Dédicace



Je dédie ce modeste travail:

💖 *A ma source de bonheur : ma Mère et mon Père pour leurs amour, leur bonté, leur sacrifice, leurs encouragements perpétuels, leur soutien. Puisse Dieu prolonger leur vie dans le bonheur.*

💖 *A ma Grand-mère.*

💖 *A mes Frères Omar, Said et Mohammed.*

💖 *A mes Sœurs, mes Tantes, mes Oncles et tout ma Famille.*

💖 *A mes encadreurs : Dr. Mokhtar GHODBANE et Dr. Redha Menaceur.*

💖 *A toute l'équipe de Ness el Khir El oued*

💖 *A mes amis : Larbi, Bachir, Mohammed, Abdessattar, Mofdi, Seddik, Abderrazak, Alhabib et Bachir LEMMOUCHIA.*

💖 *A tous mes amis de notre quartier.*

Aroua Salah



Je dédie ce modeste travail:

💖 *A ma source de bonheur : ma Mère et mon Père pour leurs amour, leur bonté, leur sacrifice, leurs encouragements perpétuels, leur soutien. Puisse Dieu prolonger leur vie dans le bonheur.*

💖 *A ma Grand-mère.*

💖 *A mes encadreurs : Dr. Mokhtar GHODBANE et Dr. Redha Menaceur.*

💖 *A mes Frères Ahmed, Abdelkader, Abdelwahab, Mohammed Ali et Youssef.*

💖 *A toute l'équipe de Ness el Khir El oued*

💖 *A mes amis : Larbi, Bachir, Mohammed, Abdessattar, Mofdi, Seddik, Abderrazak, Alhabib, Bachir, Saide et Saci.*

💖 *A tous mes amis de notre quartier.*

Djouadi Bachir



Table des matières

REMERCIEMENTS.....	I
DEDICACE.....	II
TABLE DES MATIERES	III
NOMENCLATURES.....	VI
LISTE DES FIGURES.....	VII
LISTE DES TABLEAUX	IX
INTRODUCTION GENERALE	1
I. RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE.....	3
I.1. PRINCIPE DE PRODUCTION DU FROID	3
I.2. BREF HISTORIQUE DE LA PRODUCTION DE FROID	4
I.3. APPLICATIONS INDUSTRIELLES DU FROID	4
I.4. PROCEDE DE LA PRODUCTION DE FROID	5
I.5. LES BASES DE LA THERMODYNAMIQUE	5
I.5.1. Température	5
I.5.2. Pression atmosphérique	6
I.5.3. Surpression et pression absolue	6
I.5.4. Enthalpie	7
I.5.5. Changement d'état d'une substance.....	7
I.5.6. Le diagramme de phase	7
I.6. FLUIDES FRIGORIGENES.....	9
I.6.1. Les familles des fluides frigorigènes	9
I.6.2. Critères de choix d'un fluide frigorigène.....	10
a). Principaux critères thermodynamiques	10
b). Principaux critères de sécurité.....	10
c). Critères techniques	10
d). Critères économiques	11
e). Critères environnementaux	11
I.6.3. Principaux fluides frigorigènes	11
I.7. L'IMPACT ENVIRONNEMENTAL	13

I.7.1. Destruction de la couche d’ozone	13
I.7.2. Renforcement de l’effet de serre	13
I.8. MACHINES FRIGORIFIQUES	13
I.8.1. Machines à compression	14
a). Machines à changement de phase	14
b). Machines frigorifiques à gaz	15
c). Machines à cycle de Joule	15
I.8.2. Machine de Stirling	16
I.8.3. Machine frigorifique à compression munie d’un détendeur à éjecteur.....	17
I.8.4. Machines à sorption	17
a). Absorption humide	17
b). Absorption sèche	17
c). Adsorption	19
I.9. CONCLUSION	20
II. LE SOUS-SYSTEME SOLAIRE : LE CONCENTRATEUR LINEAIRE DE FRESNEL (LFR).....	21
II.1. DESCRIPTION GENERALE	21
II.2. ETUDE OPTIQUE	23
II.3. ETUDE THERMIQUE	27
III. LE SOUS-SYSTEME DE REFRIGERATION A EJECTEUR.....	35
III.1. DESCRIPTION DU SOUS-SYSTEME DE REFRIGERATION A EJECTEUR.....	35
III.1.1. La boucle motrice	36
III.1.2. La boucle frigorifique.....	36
III.2. L EJECTEUR	36
III.2.1. Description de l’éjecteur	36
III.2.2. Principe de fonctionnement de l’éjecteur	37
III.2.3. L’éjecteur supersonique	37
III.3. LES FLUIDES FRIGORIGENES UTILISES DANS LES CYCLES A EJECTEUR.....	38
III.3.1. Les critères de choix des frigorigènes	39
III.4. MODELISATION MATHEMATIQUE D’UN EJECTEUR SUPERSONIQUE	40
III.4.1. Flux primaire à travers la tuyère	40
III.4.2. Flux primaire entre la section 1-1 et la section y-y	41

III.4.3. Le flux secondaire de l'aspiration jusqu'à la section y-y	42
III.4.4. Le mélange au plan m-m avant le choc.....	42
III.4.5. Le mélange à travers le choc de la section m-m à la section 3-3	43
III.4.6. Le mélange à travers le diffuseur	43
III.5. LE REGIME CRITIQUE D'IN EJECTEUR	44
III.6. L'ANALYSE D'EQUILIBRE D'UN SOUS-SYSTEME DE REFRIGERATION A EJECTEUR.....	45
IV. ETUDE DYNAMIQUE DE LA MACHINE DE CLIMATISATION SOLAIRE E EJECTEUR.....	50
CONCLUSION GENERALE	54
REFERENCES.....	55
ANNEXES.....	59
□ ANNEXE A : L'ORGANIGRAMME POUR CALCULER LES DIMENSIONS DE L'EJECTEUR.....	59
□ ANNEXE B : ORGANIGRAMME POUR CALCULER LES PERFORMANCES THERMIQUE GLOBALES DE LA MACHINE DE CLIMATISATION SOLAIRE A EJECTEUR.....	61

Nomenclatures

q_{utile}	Le flux transmit au fluide
DNI	Le rayonnement solaire direct, $[\text{W.m}^{-2}]$.
A_a	La surface d'ouverture du collecteur, $[\text{m}^2]$.
A_r	La surface du tube absorbeur, $[\text{m}^2]$.
T_i	La température d'entrée de fluide, $[\text{K ou } ^\circ\text{C}]$.
T_{amb}	La température de l'ambiance, $[\text{K ou } ^\circ\text{C}]$.
Fr	Le facteur de dissipation de la chaleur.
$\dot{m}$	Le débit massique, $[\text{Kg.s}^{-1}]$.
C_p	La capacité thermique de fluide, $[\text{J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$.
α	Le coefficient de l'absorption du tube absorbeur.
ρ_m	Le facteur de réflectance du miroir.
(U_L)	Le coefficient de perte thermique
A_v	La surface de la vitre, $[\text{m}^2]$.
h_w	Le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'ambiance, $[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$.
F'	Le facteur d'efficacité du miroir.
η_{opt}	Le rendement optique de concentrateur.
η_{th}	Le rendement thermique de concentrateur.
ω	Le rapport d'entraînement.
$\dot{m}_g$	Le débit massique du fluide frigorigène dans le générateur, $[\text{Kg.s}^{-1}]$.
$\dot{m}_e$	Le débit massique du fluide frigorigène dans l'évaporateur, $[\text{Kg.s}^{-1}]$.
T_c	La température de condensation, $^\circ\text{C}$
T_e	La température de d'évaporation, $^\circ\text{C}$
T_g	La température de du générateur de vapeur, $^\circ\text{C}$
Q_g	La puissance thermique absorbée par le fluide frigorigène dans le générateur de vapeur, $[\text{W}]$.
Q_e	La puissance thermique absorbée par le fluide frigorigène dans l'évaporateur de vapeur, $[\text{W}]$.
STR	La performance de la machine
COP_{ejc}	La performance de sous-système de réfrigération à éjecteur
η_D	L'efficacité isentropique du Diffuseur.
η_N	L'efficacité isentropique du bec d'éjecteur.
h	L'enthalpie massique, J.kg^{-1}

Liste des figures

FIGURE. I. 1 : LE DIAGRAMME DE PHASE D'UN FLUIDE FRIGORIGENE.....	8
FIGURE. I. 2 : SCHEMA D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A COMPRESSION.	14
FIGURE. I. 3 : CYCLE D'UNE MACHINE A COMPRESSION DE VAPEUR SUR LE DIAGRAMME (T, S).	15
FIGURE. I. 4 : SCHEMA D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A GAZ.....	16
FIGURE. I. 5 : CYCLE D'UNE MACHINE A GAZ SUR LE DIAGRAMME (T, S).....	16
FIGURE. I. 6 : SCHEMA D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION.....	19
FIGURE. I. 7 : SCHEMA DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE A ADSORPTION.....	20
FIGURE. II. 1: CENTRALES SOLAIRES A MIROIR DE FRESNEL.	21
FIGURE. II. 2 : PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UN CONCENTRATEUR SOLAIRE DE TYPE FRESNEL.....	22
FIGURE. II. 3 : CONCENTRATEUR SOLAIRE DE FRESNEL AVEC UNE CAVITE TRAPEZOÏDALE.	24
FIGURE. II. 4 : LA CONFIGURATION DES MIROIRS ET LEURS PARAMETRES OPTIQUES EN FONCTION DU NOMBRE DES MIROIRS.	26
FIGURE. II. 5 : SCHEMA DE PRINCIPE DU RECEPTEUR A UNE CAVITE TRAPEZOÏDALE D'UN CONCENTRATEUR LINEAIRE DE FRESNEL.	27
FIGURE. II. 6 : REPRESENTATION SCHEMATIQUE DU REFLECTEUR LINEAIRE DE FRESNEL D'UN ABSORBEUR A UNE CAVITE TRAPEZOÏDALE.....	28
FIGURE. II. 7 : BILAN THERMIQUE D'UN ELEMENT DE SURFACE DU CONCENTRATEUR LFR.	29
FIGURE. II. 8 : EVOLUTION DU RAYONNEMENT SOLAIRE POUR LA JOURNEE DE 21 JUIN SELON LE MODELE SEMI-EMPIRIQUE DE PERRIN BRICHAMBAUT.	32
FIGURE. II. 9 : EVOLUTION RENDEMENTS OPTIQUES ET THERMIQUES POUR LA JOURNEE DE 21 JUN.....	32
FIGURE. II. 10 : EVOLUTION DES TEMPERATURES (TUBE ABSORBEUR T_A , FLUIDE T_F ET VITRE T_V).	33
FIGURE. II. 11 : LE COEFFICIENT DES PERTES THERMIQUES (U_L) EN FONCTION DE (T_A-T_{AMB})...	34
FIGURE. III. 1 : SYSTEME DE REFRIGERATION A EJECTEUR.	35

FIGURE. III. 2 : SCHEMA DE L'EJECTEUR.....	37
FIGURE. III. 3 : COUPE D'UN EJECTEUR ET EVOLUTION DES VITESSES ET PRESSIONS.....	38
FIGURE. III. 4 : LES DIAGRAMMES DE CHANGEMENT (LIQUIDE/VAPEUR) DE R141B.	39
FIGURE. III. 5 : LA GEOMETRIE DE L'EJECTEUR SUPERSONIQUE ETUDIE.....	40
FIGURE. III. 6 : CYCLE DE REFRIGERATION D'EJECTEUR.	45
FIGURE. III. 7 : LA VARIATION DU COPEJC DE LA MACHINE AVEC LA TEMPERATURE DE LA SOURCE CHAUDE POUR $T_C=35^\circ$	47
FIGURE. III. 8 : LA VARIATION DU COPEJC DE LA MACHINE AVEC LA TEMPERATURE DE LA SOURCE CHAUDE POUR $T_E=0^\circ\text{C}$	47
FIGURE. III. 9 : LA VARIATION DU COPEJC DE LA MACHINE AVEC LA TEMPERATURE DE LA SOURCE INTERMEDIAIRE POUR $T_B=120^\circ\text{C}$	48
FIGURE. III. 10 : LA VARIATION DU COPEJC DE LA MACHINE AVEC LA TEMPERATURE DE LA SOURCE FROID POUR $T_B=120^\circ\text{C}$	48
FIGURE. IV. 1 : SYSTEME DE REFRIGERATION POUR L'ANALYSE D'EQUILIBRE.....	50
FIGURE. IV. 2 : LES PERFORMANCES DE LA MACHINE DE CLIMATISATION SOLAIRE A EJECTEUR.	53

Liste des tableaux

TABLEAU. I. 1 : CARACTERISTIQUES DES PRINCIPAUX FLUIDES FRIGORIGENES.	11
TABLEAU. II. 1: LES PARAMETRES GEOMETRIQUES DE NOTRE CONCENTRATEUR (LFR).....	28
TABLEAU. II. 2 : LES PARAMETRES OPTIQUES DU COLLECTEUR.....	28
TABLEAU. IV. 1 : LES CONDITIONS OPERATOIRES DE SERVICE DE LA MACHINE DE CLIMATISATION SOLAIRE A EJECTEUR.....	52
TABLEAU. IV. 2 : LES DIMENSIONS DES COLS (D_t ET D_3) DE L'EJECTEUR EN REGIME CRITIQUE ($P_4 \leq P_C$).	52
TABLEAU. IV. 3 : LE RAPPORT D'ENTRAINEMENT (Ω) ET LA PERFORMANCE DU SOUS-SYSTEME DE CLIMATISATION AVEC UNE CHARGE DE REFROIDISSEMENT EGALE A 12 KW.	52

Introduction générale

L'utilisation de l'énergie solaire dans les pays ensoleillés est un moyen efficace pour pallier au manque d'énergie surtout dans les zones rurales où il est parfois difficile et coûteux de les alimenter avec le réseau électrique conventionnelle par ailleurs l'Algérie est un pays où la potentialité solaire est très importante ; l'ensoleillement annuel est toujours supérieure à 20 000 KJ par m² de surface de captation. Donc, il est important d'exploiter cette ressource naturelle dans le domaine de production de froid notamment dans la machine à éjection en vue de climatisation en raison de sa simplicité de conception et de mise en œuvre.

Du fait du coût de l'énergie de plus en plus élevé et de la diminution de ses sources, les machines à éjecteur utilisant les rejets thermiques à basse ou moyenne température ou une source d'énergie gratuite (solaire) sont redevenues ces dernières années un sujet d'étude intéressant.

Parmi les machines qui sont actuellement utilisées, la machine frigorifique à éjecteur d'une part, à cause des besoins en froid dans les domaines alimentaires et la disponibilité des ressources thermiques soit d'origine solaire dans les pays en développement, soit provenant des rejets thermiques à bas niveau de températures dans les pays industrialisés, d'autre part, les thermodynamiciens incitent à étudier les systèmes de production frigorifique utilisant directement de l'énergie thermique. Le moyen qui permet de réaliser cette opération réside dans l'emploi des machines frigorifiques à éjecteur, appelées aussi machines thermodynamiques à trois sources de température dans lesquelles la source chaude peut être alimentée par le soleil ou par des rejets thermiques, le froid est produit à la source froide et la chaleur résiduelle cédée au milieu ambiant constitue la troisième source.

Ce mémoire de fin d'étude est conçu comme suit :

- Une introduction générale
- Le premier chapitre présente une étude bibliographique sur les machines frigorifiques en générales (Les voies et les méthodes d'exploitation);
- Le deuxième chapitre est une présentation du concentrateur linéaire de Fresnel (le sous-système solaire : modélisation mathématique du collecteur solaire en utilisant Matlab) ;

- Le deuxième chapitre est une présentation du sous-système de réfrigération à éjecteur (simulation numérique en utilisant de EES - Engineering Equation Solver) ;
- Le troisième chapitre est le couplage des sous-systèmes de la machine de climatisation solaire à éjecteur, où l'on prend la charge de refroidissement (Q_e) est égale à 12 kW ;
- Le quatrième chapitre consacré à afficher les résultats de l'étude ;
- Conclusion générale

I. Recherche bibliographique

Le domaine de production de froid n'échappe pas à la règle surtout si on se rappelle que 15% de la production mondiale de l'électricité est destiné pour la production de froid dont l'augmentation de la demande est de 17% par an.

Il n'y a pas des règles générales dans le choix des frigorigènes. Il existe cinq critères classiques: critères thermo-physiques, technologiques, économiques, de sécurité et d'environnement ; mais à ces critères viennent s'ajouter les réglementations et les normes locales et les critères culturels liés aux métiers, aux applications, aux poids des habitudes et aux formations des opérateurs [1]. La meilleure approche pour présenter les évolutions et les tendances de raisonner application par application.

Depuis quelques années, Les études théoriques de ces cycles sont basées toujours sur l'amélioration de leurs performances, en changeant les principaux paramètres qui sont liés au choix des fluides frigorigène.

Dans ce chapitre nous présentons les trois parties de cette recherche, la première et la deuxième partie concernent le froid et les fluides frigorigènes, et dernièrement on fera le principe de fonctionnement des différentes machines frigorifiques.

Actuellement, la technologie nous offre une variété de moyens permettant d'obtenir le froid. Le choix d'un système particulier passe par l'étude d'un ensemble de critères aboutissant au choix du système le plus adapté à l'application envisagée.

I.1. Principe de production du froid

Produire du froid est un terme impropre, bien que très souvent utilisé. Un cycle permettant de produire du froid ne "produit" rien, mais transporte de la chaleur d'une source froide vers une source chaude. Le problème est que ce transfert du froid vers le chaud ne peut se faire de manière spontanée.

Ceci a été énoncé par Clausius et est l'un des énoncés du second principe de la thermodynamique : "La chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps chaud".

On distingue dans le domaine du froid deux domaines:

- la réfrigération qui consiste à produire et maintenir une température inférieure à la température ambiante ;
- la cryophysique, qui est la science des propriétés de la matière à très basse température (quelques K).

La distinction entre réfrigération et cryophysique diffère selon l'usage. Dans l'industrie la réfrigération s'arrête souvent à la liquéfaction de l'air (-190 C°) environ).

Remarque : L'air étant un mélange (80 % azote, 20 % oxygène environ), il n'y a pas de température critique au sens propre. Néanmoins il est possible de liquéfier l'air à une température inférieure à -140 C°.

I.2. Bref historique de la production de froid

En 1857, Ferdinand Carre réalise la première machine frigorifique à compression, la première machine à absorption à fonctionnement continu (1860). Il est également le premier à utiliser l'ammoniaque comme fluide frigorifique.

En 1876, Charles Tellier aménagea le premier navire à cales réfrigérées, qui réussit à transporter sur le trajet Rouen Buenos Aires des viandes conservées en parfait état.

I.3. Applications industrielles du froid

- Domaine médical : cryochirurgie, conservation de certains produits, organes, ...etc.
- Industries alimentaires : conservation des aliments, pasteurisation des liquides, ...etc.
- Industries chimiques et pétrochimiques : liquéfaction des gaz pour le transport, déparaffinage, débenzolage, ...etc.
- Génie civil : refroidissement des bétons, congélation des sols aquifères, ...etc.
- Conditionnement des locaux : rafraîchissement de l'air, conditionnement des patinoires, canons à neige, ...etc.
- Laboratoires d'essai et de recherche : étude des matériaux et comportement de la matière à très basse température, ...etc.
- Production de neige carbonique : maintien du froid à basse température (-80 C°).

I.4. Procédé de la Production de froid

Toute transformation endothermique peut constituer un procédé capable de produire du froid soit :

- Fusion d'un solide ;
- Sublimation d'un solide ;
- Vaporisation d'un liquide ;
- Détente d'un gaz ;
- effet Peltier, Thomson ;
- Dissolution des solides, liquides et gaz.

Les machines les plus courantes fonctionnent en vaporisant le fluide frigorigène dans la chambre froide. C'est précisément au cours de cette opération que la chaleur est absorbée.

Remarque : Si l'on désire une production continue de froid, il est nécessaire de réaliser un cycle, c'est à dire de combiner un phénomène exothermique à un phénomène endothermique. Les machines frigorifiques seront donc au moins bithermes.

I.5. Les bases de la thermodynamique

La technique frigorifique est une partie constituante de la thermodynamique qui traite du comportement des corps solides, liquides et gazeux. La thermodynamique étudie donc les mouvements thermiques ou browniens (alimentation et conduction de la chaleur).

A vrai dire, la notion de “froid” en thermodynamique n'existe pas, car le “froid” n'est généré que lorsque la chaleur est transportée d'un endroit vers un autre endroit présentant une température plus élevée. Lors de ce processus, l'espace refroidi, la substance ou le corps possède toujours une capacité thermique, tant que la température est située au-dessus de « - 273,15 °C ».

I.5.1. Température

La température d'une substance peut se concevoir comme une mesure permettant de saisir l'intensité des mouvements de particules de matière (atomes, molécules et groupes de molécules).

Dans les corps solides, les composants réticulaires vibrent autour d'un centre de vibration. Lorsque ce mouvement, à la suite d'un apport de chaleur, devient si intense qu'il parvient à

surmonter les forces réticulaires. Le réseau rigide se rompt. Le corps commence à fondre et devient liquide. Lors de ce processus, des forces complémentaires agissent toujours parmi les composants réticulaires.

Un apport supplémentaire d'énergie thermique permet de surmonter ces forces et les molécules peuvent dès lors se mouvoir librement sous forme de vapeur ou de gaz dans l'espace. Une évacuation de la chaleur permet d'annuler ces changements d'état.

I.5.2. Pression atmosphérique

La terre est entourée d'une couche d'air de 200 km d'épaisseur environ; la densité de l'air (et partant la pression atmosphérique également) diminuent au fur et à mesure que la hauteur augmente. La pression engendrée par le poids de l'air sur la surface de la terre atteint en moyenne au niveau de la mer $P_{am} = 1,013$ bar, ce qui correspond à une colonne de mercure de 760 mm. La pression atmosphérique varie en fonction des conditions climatiques dans l'atmosphère:

- Lorsque l'on chauffe de l'air, celui-ci se dilate, monte dans l'atmosphère et se déplace latéralement en hauteur; la pression atmosphérique chute.
- L'air qui s'est refroidi en altitude redescend sur terre après avoir effectué une certaine distance. L'air se comprime lors de ce déplacement et la pression atmosphérique augmente.

I.5.3. Surpression et pression absolue

La plupart des manomètres utilisés en pratique sont (pour des raisons économiques) des manomètres à surpression. Ils mesurent la surpression P_r par rapport à la pression ambiante (pression atmosphérique). Afin d'obtenir la pression absolue (réelle) P_{abs} , il faut ajouter à l'indication du manomètre (P_r) la pression ambiante P_{am} . La pression absolue est nécessaire pour les calculs et la détermination des données concernant la substance.

$$P_{abs} = P_{am} + P_r \text{ en bar}$$

P_{abs} : Pression absolue

P_{am} : Pression atmosphérique (pression ambiante)

P_r : Surpression (indication manométrique)

Si une installation frigorifique est vidée, le manomètre à surpression indique une valeur négative. Il doit afficher 0 bar par rapport à l'air ambiant.

I.5.4. Enthalpie

L'Enthalpie h était désignée autrefois sous le nom de capacité thermique. L'enthalpie indique combien de chaleur renferme une substance (par rapport à une température définie). Pour des raisons pratiques, la valeur zéro de l'enthalpie est la plupart du temps adaptée à l'échelle de températures Celsius. Elle se rapporte en général pour la vapeur d'eau à la température de 0 °C (273,15 K). L'enthalpie spécifique h se rapporte à 1 kg d'une substance définie.

L'eau à 0 °C a donc l'enthalpie spécifique $h = 0$ J/kg. Au-dessus de 0 °C, la valeur de l'enthalpie est positive et négative au-dessous de 0 °C.

Des tableaux et diagrammes permettent de fournir pour les fluides frigorigènes les valeurs nécessaires à l'enthalpie spécifique pour différents états ou températures.

I.5.5. Changement d'état d'une substance

Une substance connaît plusieurs changements d'état lors d'une augmentation ou une diminution de la température. L'état dans lequel se trouve une substance dépend de sa température et de la pression exercée sur elle. Lors du changement d'état, la température reste constante aussi longtemps que toute la substance n'a pas été entièrement convertie dans un autre état.

I.5.6. Le diagramme de phase

L'eau s'évapore au niveau de la mer à une température de 100 °C. Il règne à ce niveau une pression ambiante $P_{am} = 1,013$ bar.

Si L'eau reçoit au sommet d'une montagne un apport d'énergie calorifique, elle se mettra à bouillir à une température plus basse. Au sommet d'une montagne de 2000 m par exemple règne une pression ambiante P_{am} de 0,8 bar environ. La température d'évaporation de l'eau à cette altitude est d'environ 93,5 °C.

Plus la pression exercée sur une substance est faible, plus les molécules s'arrachent avec facilité de l'assemblage qu'elles constituent et plus basse est par conséquent la température d'évaporation.

La dépendance des différents états d'une substance à la température et à la pression est représentée dans des diagrammes de phase voire la figure (I.1).

Les trois branches du diagramme délimitent des aires dans lesquelles ne peuvent exister que la phase solide ou seulement la phase liquide ou seulement la phase gazeuse. Au point de rencontre de ces trois aires, appelé également le point triple, les trois phases se juxtaposent.

Il existe en certains points situés sur les courbes deux phases juxtaposées. La portion de la courbe située entre le point triple et le point critique est appelée courbe de pression de la vapeur du liquide ou encore la courbe d'ébullition.

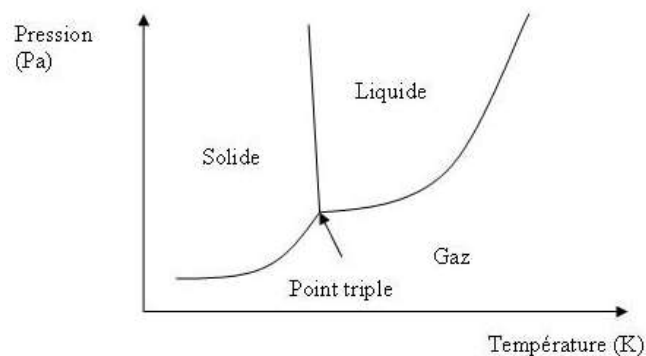


Figure. I. 1 : *Le diagramme de phase d'un fluide frigorigène.*

Étant donné que les changements de phase d'une substance sont très importants dans le domaine de la technique frigorifique, nous traiterons ici en détail les différents états que l'eau peut revêtir.

Le long de la courbe de pression de la vapeur, l'eau et la vapeur se côtoient. Il est nécessaire, lorsque l'eau se transforme en vapeur d'eau, d'apporter une grande quantité de chaleur, afin que toutes les particules liquides puissent échapper à leur force de cohésion. Il arrive lors de ce processus qu'une partie se transforme déjà en vapeur, tandis que l'autre partie reste encore à l'état liquide.

La vapeur présente au début de la formation de vapeur vu qu'il existe encore du liquide est appelée vapeur humide. La vapeur qui ne renferme plus aucune partie liquide et dont la température correspond à la température de fusion, est appelée vapeur saturée. Lorsque la température de la vapeur augmente à la suite d'un apport calorifique, la vapeur est qualifiée de vapeur surchauffée.

Cette conversion de phase décrite ci-dessus suit une évolution inverse lors du refroidissement de la vapeur surchauffée. La quantité d'énergie nécessaire à l'évaporation, à savoir l'enthalpie d'évaporation, est aussi importante que la quantité d'énergie libérée lors de la condensation.

I.6. Fluides frigorigènes

Le 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.

Un fluide frigorigène (ou réfrigérant) est un fluide pur ou un mélange de fluides purs présents en phase liquide, gazeuse ou les deux à la fois en fonction de la température et de la pression de celui-ci. La principale propriété des fluides frigorigènes est de s'évaporer à une faible température sous pression atmosphérique. Les fluides frigorigènes sont utilisés dans les systèmes de production de froid (climatisation, congélateur, réfrigérateur, etc.)

I.6.1. Les familles des fluides frigorigènes

Puisque l'on désire, avec ces fluides, produire du froid à des températures généralement basses par vaporisation du liquide, les points triples de ces fluides doit être à des températures plus basses encore. Leurs pressions de vapeurs seront donc assez élevées ou, si l'on préfère, leurs températures d'ébullition seront basses, ce qui implique le choix de molécules simples. On peut ainsi utiliser :

- des éléments simples ;
- des composés purs (inorganiques ou organiques) ;
- des mélanges soit azéotropiques, dont le comportement est comparable à celui des corps purs, soit zéotropiques (ou non azéotropiques), dont l'usage tend à se développer.

I.6.2. Critères de choix d'un fluide frigorigène

Le choix d'un fluide se fait en fonction de ses propriétés thermo-physiques, mais également en fonction d'autres critères tels que des critères technologiques, des critères de sécurité et notamment son action sur l'homme, son impact sur l'environnement, son coût :

a). Principaux critères thermodynamiques

- la fonction température-pression : on cherche en général à utiliser des fluides dont la pression reste toujours supérieure à la pression atmosphérique pour éviter toute possibilité d'entrer de l'air (et donc également de la vapeur d'eau) dans le circuit
- la production frigorifique volumétrique : le rapport entre la production frigorifique et le débit volumétrique devrait être le plus élevé possible. Ceci permet de réduire la taille des différents éléments de l'installation et notamment le compresseur
- la température de refoulement à la sortie du compresseur est également un critère important. On évite d'avoir des températures supérieures à 150°C pour éviter de dégrader le comportement lubrifiant de l'huile.
- la pression et température critique : au-delà de cette pression le fluide n'existe plus à l'état liquide. Il est donc souhaitable de travailler sous cette pression, même s'il est possible de réaliser des cycles transcritiques. De manière générale, on cherche à avoir la pression de condensation qui se situe entre 50 et 85 % de la pression critique et la pression d'évaporation entre 5 et 15 %.

b). Principaux critères de sécurité

- la toxicité ;
- l'inflammabilité.

c). Critères techniques

- Température de refoulement à la sortie du compresseur ;
- Action du fluide sur les matériaux et sur l'huile de lubrification ;
- Efficacité des échanges thermiques ;
- facilité de détection des fuites.

d). Critères économiques

- Prix du frigorigène ;
- Prix des composants de l'installation imposés par la nature du fluide.

e). Critères environnementaux

- La contribution du fluide à la destruction de la couche d'ozone ou à l'effet de serre (à prendre en compte de toute façon puisque liés à la législation).

I.6.3. Principaux fluides frigorigènes

Actuellement les fluides de substitution utilisés dans l'industrie du froid sont essentiellement à la base des hydrofluorocarbures (HFC). Le plus important de ces fluides est le R134a (C₂H₂F₄) qui est vite devenue le remplacement du R12 dans beaucoup d'applications. En plus des HFC à l'état pur, leurs mélanges commencent également être utilisés de plus en plus. Une autre orientation consiste à un retour vers les fluides dits naturels (ammoniac, hydrocarbures : propane, butane et isobutane).

Tableau. I. 1 : Caractéristiques des principaux fluides frigorigènes.

Non	Formule	T normales d'ébullition	T critique	ODP	GWP
CFC					
R11	CCL ₃ F	23.8	198	1	4000
R12	CCL ₂ F ₂	-29.8	111.8	0.9	8500
R115	CCLF ₂ CF ₃	-39.1	79.9	0.4	9300
R502	R22/R115 (48.8/51.2)	-45.4	82.2	0.229	5590
HCFC					
R22	CHCLF ₂	-40.8	96.2	0.05	1700
R123	CHF ₂ CF ₃	27.9	183.7	0.02	93
R141b	CH ₃ CCL ₂ F	32.2	204.4	0.1	630

R142b	CH_3CCLF_2	-9.8	137.2	0.066	2000
HFC					
R32	CH_2F_2	-51.7	78.2	0	650
R125	CHF_2FCF_3	-48.1	66.3	0	2800
R134a	CH_2FCF_3	-26.1	101.1	0	1300
R142a	CH_3CF_3	-47.2	73.6	0	3800
Mélange de HFC					
R404A	R125/143a/134a (44/52/4)	-46.5	72.1	0	3260
R407C	R32/125/134a (23/25/52)	-43.6	87.3	0	1530
R410A	R32/125 (50/50)	-51.4	84.9	0	1730
Hydrocarbures					
R290 (propane)	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$	-42.1	96.8	0	<10
R600 (butane)	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$	-0.5	152	0	<10
R600a (isobutane)	$\text{CH}(\text{CH}_3)_2 - \text{CH}_3$	-11.8	135	0	<10
Composés inorganique					
R717 (ammoniac)	NH_3	-33.3	133	0	<1
R744 (gaz carbonique)	CO_2	-78.4	31.1	0	1

I.7. L'impact environnemental [8]

I.7.1. Destruction de la couche d'ozone

Depuis 1985, on a pris conscience du rôle de destruction de l'ozone stratosphérique par les molécules chlorées. Le potentiel de destruction de l'ozone stratosphérique est mesuré par sa valeur ODP, conventionnellement rapportée au R11. Les fluides frigorigènes qui couvraient alors 90 % du marché étaient le R11, le R12, le R22 et le R502. Les 10 % restants correspondaient à l'utilisation de l'ammoniac, principalement dans les industries agroalimentaires. Suite au Protocole de Montréal, trois d'entre eux sont interdits depuis 1995 : le R11, le R12 et le R502. Ce sont les CFC.

Les HCFC, dont tout particulièrement le R22 utilisé en climatisation, sont provisoirement tolérés en quelque région mais leur interdiction se rapproche (probablement 2007). Ils sont interdits pour toute nouvelle installation, sauf si pour une application bien précise il n'y a pas d'autres possibilités (donc applicable aux installations de plus de 10 kW électrique ou de 2kg de réfrigérant). Depuis 1990 est apparue une nouvelle famille : les HFC, fluides purement fluorés, dont le R134a est le plus connu.

I.7.2. Renforcement de l'effet de serre

Au sommet de Kyoto, c'est la contribution à l'effet de serre des fluides qui est cette fois mise en cause. Si le Protocole de Kyoto n'impose pas l'arrêt de ces nouvelles HFC, toute substance chimique présentant un GWP élevé (Global Warming Potential ou le potentiel de réchauffement global) est considéré comme nocive pour l'environnement. Une des options est de ne pas l'utiliser. Les réglementations à venir créent donc des incertitudes à moyen terme quant à l'utilisation des fluides frigorigènes actuels si leur GWP est élevé.

I.8. Machines frigorifiques

Si les systèmes de production du froid sont actuellement nombreux et variés, alors le principe reste toujours le même, il s'agit d'extraire une quantité de chaleur Q_1 d'une source dite source utile à un niveau de température T_1 et injecter une quantité Q_2 à un autre niveau de température T_2 .

Si T_1 est inférieure à celle de la source gratuite disponible (à température T_2), d'après le deuxième principe, un tel transfert reste impossible, l'apport d'une énergie est obligatoire.

Suivant la nature de cette énergie mise en jeu (chaleur, travail) on distingue deux grandes Catégories de machines :

- Machines à compression mécanique qui utilisent le travail comme énergie, elles fonctionnent entre deux sources de chaleur. À titre d'exemple les machines à changement de phase ou les machines à gaz.
- Machines à énergie thermique qui nécessitent un apport de chaleur comme énergie à un niveau de température T_3 . Ces machines fonctionnent généralement entre trois sources de chaleur machines (trithermes). À titre d'exemple les machines à sorption.

I.8.1. Machines à compression

a). Machines à changement de phase

Ces machines sont les plus souvent rencontrées soit dans l'industrie soit dans les utilisations domestiques. Le schéma de principe de ce type de machines est représenté à la figure (I.2). La transformation suivie par le fluide frigorigène est représentée sur le diagramme de Stodola (T, S) figure (I.3).

- Le principe de fonctionnement peut être décrit comme suit :

En partant du point 1, le compresseur aspire de la vapeur provenant de l'évaporateur. La compression est supposée réversible, elle est accompagnée d'une augmentation de température jusqu'au domaine de surchauffe (point 2), où la pression est égale à la tension de vapeur saturante à la température ambiante. La vapeur comprimée est refoulée ensuite vers le condenseur (supposé parfait). Ainsi le fluide se liquéfie en cédant de la chaleur à l'ambiance.

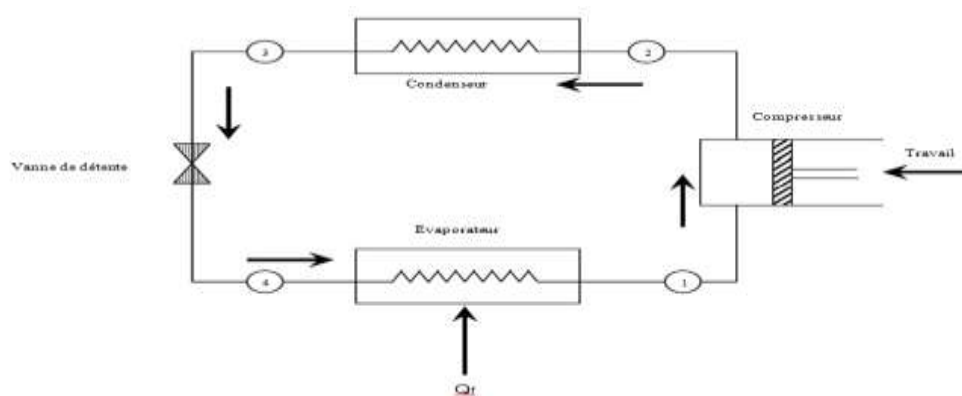


Figure. I. 2 : Schéma d'une machine frigorifique à compression.

(Trajet 2 → 3). Le condensât obtenu est détendu par la suite dans une vanne ou un capillaire. Cette opération est accompagnée d'un abaissement de température (trajet 3 → 4). Le mélange

liquide-vapeur résultant est transféré vers l'évaporateur, où l'évaporation s'effectue en extrayant une quantité de chaleur de la source froide correspondante à la chaleur latente de vaporisation du fluide; c'est l'effet utile (trajet 4 $\rightarrow$ 1).

Cette description concerne le cas le plus simple, c'est-à-dire une machine ne comportant qu'un seul étage. Dans l'industrie, on utilise souvent des cycles plus compliqués résultant de l'amélioration des performances, tels que les cycles à compression étagée ou les cascades de machines. Cependant, ces machines manquent encore de rationalité dans l'utilisation, il reste toujours des progrès à réaliser dans leur dimensionnement.

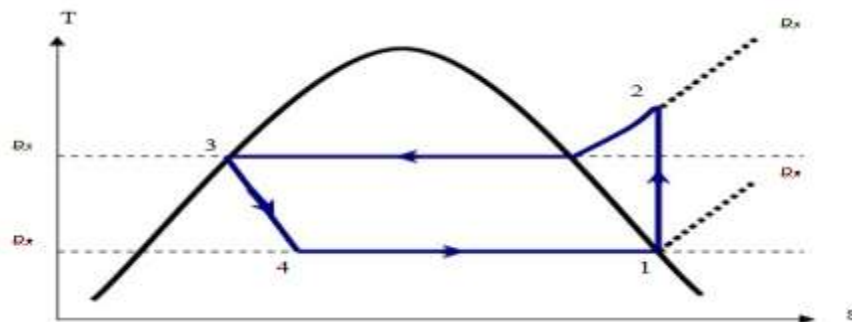


Figure. I. 3 : Cycle d'une machine à compression de vapeur sur le diagramme (T, S) .

b). Machines frigorifiques à gaz

Dans ce type de machines, le froid est obtenu en utilisant la chaleur sensible du fluide frigorigène sans avoir un changement d'état, elles utilisent un cycle inverse soit de joule soit de Stirling- Ericsson.

c). Machines à cycle de Joule

Dans le cas le plus simple, ces machines comportent un compresseur entraîné par un moteur, il est souvent couplé à une turbine où on récupère une partie d'énergie résultante de la détente du fluide. Cette énergie est considérée comme auxiliaire pour l'entraînement du compresseur. Le schéma de la machine et son cycle associé sont représentés respectivement, dans les figures (I.4) et (I.5).

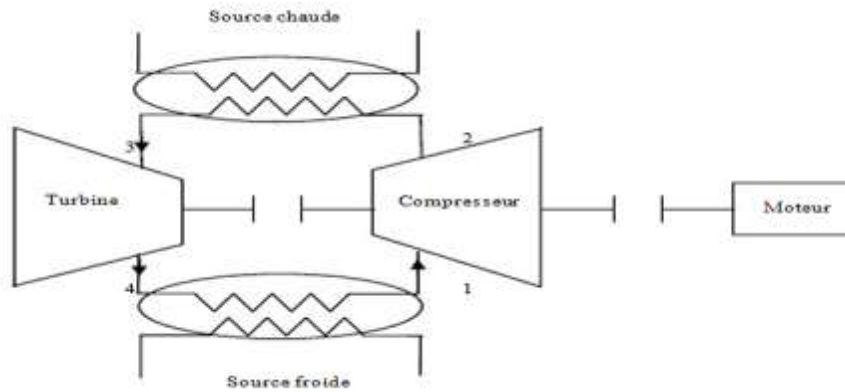


Figure. I. 4 : Schéma d'une machine frigorifique à gaz.

Par rapport aux machines à compression de vapeur, le rendement est plus faible, mais l'inconvénient majeur de ces machines vient du fait que l'effet utile est produit à température variable. Donc, ces machines ne peuvent concurrencer les machines à vapeur condensable.

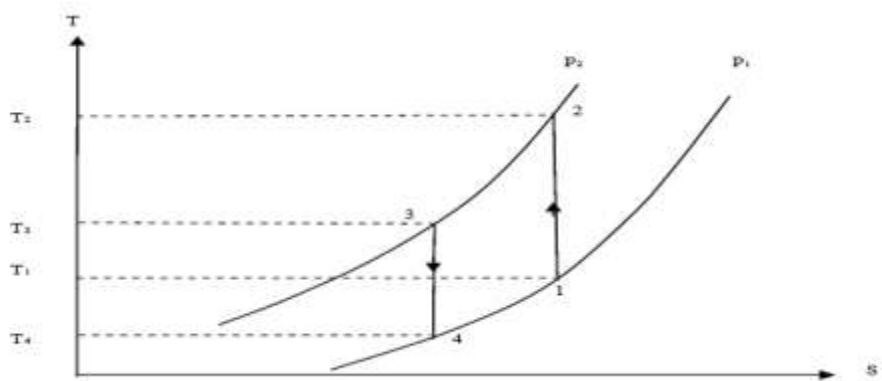


Figure. I. 5 : Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T, S) .

I.8.2. Machine de Stirling

Ces machines remarquables sont caractérisées par un bon rendement, elles permettent de descendre à la température de liquéfaction de l'air ($-200\text{ }^{\circ}\text{C}$) en un seul étage, mais leur inconvénient majeur résulte de leur encombrement et leur cinématique compliquée, elles ne sont que peu utilisées. Dans le marché, il existe quelques variantes de ces machines, les plus connues sont les machines de PHILIPS utilisées dans la production d'azote ou d'air liquide.

Enfin, on peut dire qu'actuellement, les machines à compression mécanique occupent une situation importante dans la plupart des applications. Cependant, contrairement aux systèmes à sorption, les machines à compression souffrent des systèmes à compression de vapeur.

Il y a lieu aussi de remarquer que les problèmes liés soit, à l'environnement, soit aux ressources d'énergies, ont donné dernièrement un regain d'intérêt à une autre filière de machines à sorption.

D'autre part, les systèmes à compression de vapeur utilisent les CFC en particulier comme fluides frigorigènes, contribuant ainsi d'une façon importante à la dégradation de la couche d'ozone. Ce problème est considéré parmi les inconvénients majeurs de la machine Stirling.

I.8.3. Machine frigorifique à compression munie d'un détendeur à éjecteur

La machine frigorifique conventionnelle de base est simple. Elle se compose des quatre éléments importants habituels : évaporateur, compresseur, condenseur et détendeur thermostatique. Afin de réduire les pertes exégétiques liées au processus de détente isenthalpique, un éjecteur est introduit dans la machine de base à la place du détendeur thermostatique afin de récupérer partiellement l'énergie de détente pour augmenter la pression à l'aspiration du compresseur ce qui entraîne une diminution du travail consommé par ce dernier, augmentant ainsi le COP du système.

I.8.4. Machines à sorption

Les systèmes frigorifiques à sorption utilisent des propriétés couplées d'un sorbant et d'un sorbat (Fluide frigorigène) [2-9]. Suivant la nature du sorbant liquide ou solide, la machine présente des variantes dont les principales sont les suivantes:

a). Absorption humide

Cette variante de machine utilise les propriétés de dissolution d'un frigorigène gazeux dans un solvant liquide. L'exemple le plus courant et le plus ancien est le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Ce couple est le mieux connu et le plus étudié. La réaction mise en jeu entre le sorbant et le sorbat est de nature chimique. La solution retenue la plupart du temps dans les systèmes à absorption humide, aboutie à un cycle continu [2-5].

b). Absorption sèche

Le sorbant est alors un solide, mais la réaction de sorption est toujours de nature chimique. Les couples absorbant/absorbat les plus utilisés en absorption sèche sont le $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ et le $\text{H}_2\text{O}/\text{LiCl}$. Les systèmes à absorption sèche connaissent de ce fait quelques utilisations en réfrigération, plus particulièrement en climatisation. Leur principal défaut provient d'une

limitation de la température de la source utile (température d'évaporation). En effet, pour des températures d'évaporation inférieures à 0°C , il y a un risque d'obstruction des circuits de la machine par cristallisation du sorbat [2-5].

Le schéma d'une machine frigorifique à absorption est représenté sur la Figure. I. 6. Nous vous offrons que la solution binaire constituée d'eau est le moins volatil et d'ammoniac est le plus volatil.

La solution riche en NH_3 entre en 1 dans le bouilleur, sous l'effet de la chaleur, libère du NH_3 à la pression haute P_1 , la solution pauvre obtenue (point 2) passe dans l'absorbeur après avoir subi une chute de pression dans une vanne jusqu'à la pression basse P_0 . La vapeur de NH_3 séparée de la vapeur d'eau (point 5) est condensée à la température ambiante, après détente (6-7) jusqu'à la pression P_0 , le liquide restant s'évapore en produisant l'effet utile.

Le cycle est bouclé à partir du liquide 3 pauvre en NH_3 et de la vapeur 8, on obtient ainsi dans l'absorbeur un liquide 4 riche en NH_3 . Signalons que cette opération est très exothermique de sorte que l'absorbeur doit être refroidi. Après, une simple pompe lève la pression de P_0 à P_1 .

Les couples les plus utilisés sont par ordre d'importance: $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ou $\text{H}_2\text{O}/\text{LiCl}$.

Vu l'importance de la gamme de température à couvrir (-10°C à -30°C), le premier couple est le plus important, mais les pressions résultantes sont élevées (10 à 20 bar). Tandis que pour le deuxième et le troisième couple, la température se situe vers $+5^{\circ}\text{C}$, donc l'utilisation des machines correspondantes est limitée dans les applications de conditionnement d'air.

Généralement, le rendement dans le cas d'une machine à absorption est plus faible que celui des machines à compression mécanique.

En effet, dans le cas d'une machine à compression, le coefficient de performance thermique d'une telle machine peut atteindre la valeur de 3, voire plus. Tandis que, dans le cas d'une machine à absorption, ce coefficient tourne autour de 0.7.

Le fait que les machines à absorption fonctionnent à l'aide d'un apport de chaleur, elles deviennent plus compétitives dans certaines applications. Actuellement, elles font l'objet de recherches soit dans le but d'améliorer le rendement soit dans le but de les adapter à des nouvelles sources d'énergie à basses températures [6-9].

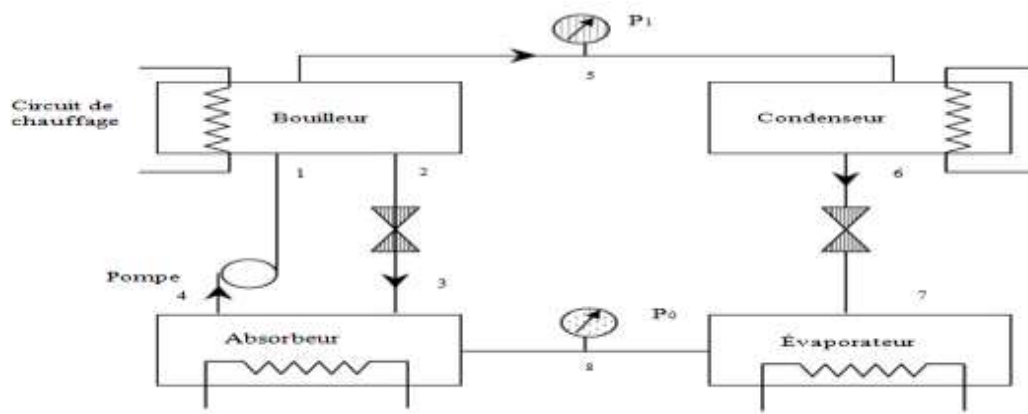


Figure. I. 6 : Schéma d'une machine frigorifique à absorption.

Le classement des machines à absorption peut être effectué de plusieurs façons :

- Au type d'application (froid industriel, commercial, résidentiel) ;
- Au niveau de puissance requis (de quelques KW à plusieurs KW) ;
- Au type de couple binaire utilisé ;
- À la nature des sources énergétiques requises (gaz, vapeur, solaire...) ;
- Au type d'alimentation du générateur (direct, indirect) ;
- Au type de cycle (simple effet, double effet, GAX...).

c). Adsorption

Les énergies mises en jeu dans le cas de l'adsorption sont généralement plus faibles que l'absorption. Bien que le cycle de base de la machine qui utilise le principe d'adsorption soit un cycle intermittent, les recherches effectuées jusqu'à ce jour, ont permis de mettre au point des machines frigorifiques à cycles permanents et à multiples effets. Les couples les plus utilisés sont les zéolithes-eau, charbon actif-méthanol et charbon actif-ammoniac. Ce type de machines reste encore peu étudié, comparativement aux deux précédents qui utilisent le principe d'absorption humide et sèche et demeure en attente de développement industriel [10, 11].

Dans une machine à adsorption, le compresseur de la machine à compression est remplacé par un adsorbeur ou un réacteur (compresseur thermique) où se déroulent les réactions d'adsorption entre le fluide frigorigène et l'adsorbant. Le reste de la machine n'est pas trop modifié.

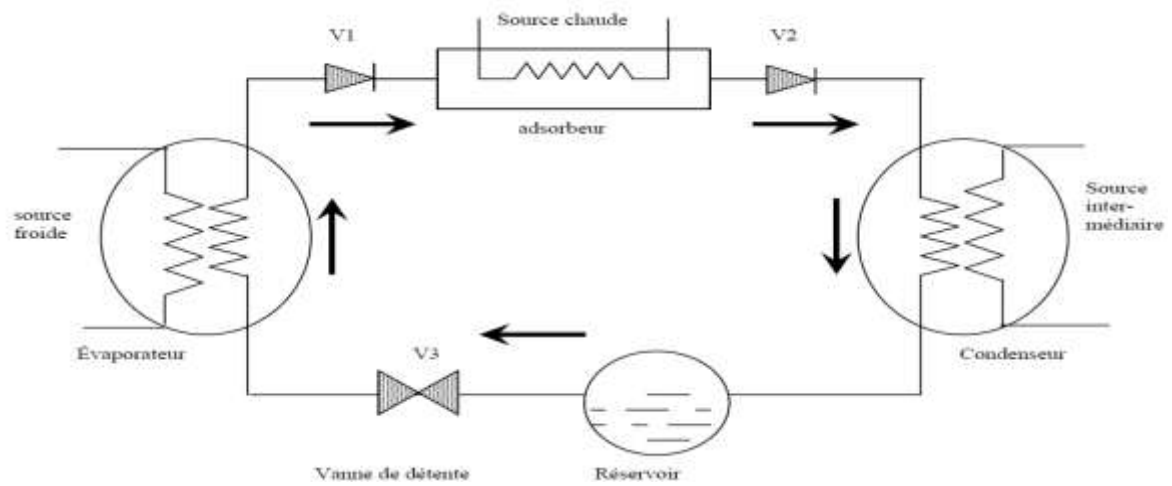


Figure. I. 7 : Schéma de la machine frigorifique à adsorption.

I.9. Conclusion

Ce premier chapitre est une recherche bibliographique dans le but de donner un aperçu sur le principe de production de froid et le fonctionnement des différentes machines frigorifiques, ainsi sur les critères de choix des fluides frigorigènes dans le domaine d'application.

II. Le sous-système solaire : le concentrateur linéaire de Fresnel (LFR)

II.1. Description générale

Il y a deux types de concentrateurs solaires linéaires, le premier type est les concentrateurs cylindro-parabolique, où leur rendement thermique a dépassé 60% mais il est une technologie extrêmement coûteuse [12-21]. Le deuxième type est le concentrateur linéaire de Fresnel [22-32]. Le principe d'un concentrateur de Fresnel réside dans ses miroirs plans (plats) dits "Réflecteurs compacts linéaires", chacun de ces miroirs peut pivoter en suivant la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayons solaires vers un tube absorbeur. Un fluide caloporteur est chauffé en circulant dans ce tube horizontal [31, 33, 34]. Cette énergie est transférée à un circuit d'eau, la vapeur alors produite actionne une turbine qui produit de l'électricité.



Figure. II. 1: Centrales solaires à miroir de Fresnel.

Cette technologie a été inventée par le physicien français Augustin Fresnel, la lentille de Fresnel a été conçue pour équiper le système optique des phares de signalisation marine. Le système est aujourd'hui repris à grande échelle pour concentrer le rayonnement solaire sur un tube horizontal. Le but de l'invention était d'utiliser dans le système optique des phares de signalisation marine [35], ces types ont été appliqués en premier pour la concentration solaire par Francia (1968), qui a développé les deux types des réflecteurs de Fresnel à un et à deux axes de poursuite [31, 33].

Les avantages de cette technique sont :

- Principal avantage de cette technologie, les miroirs plats sont bien meilleur marché que les miroirs paraboliques ;

- Les contraintes mécaniques imposées par la poussée du vent sont réduites grâce à la disposition plane des miroirs ;
- Moins de prise au vent, infrastructure moins importante qu'une centrale à capteurs cylindro-paraboliques.

Les inconvénients de cette technique sont :

- Leurs performances optiques inférieures d'environ 30% par rapport aux réflecteurs paraboliques et cylindro-paraboliques.

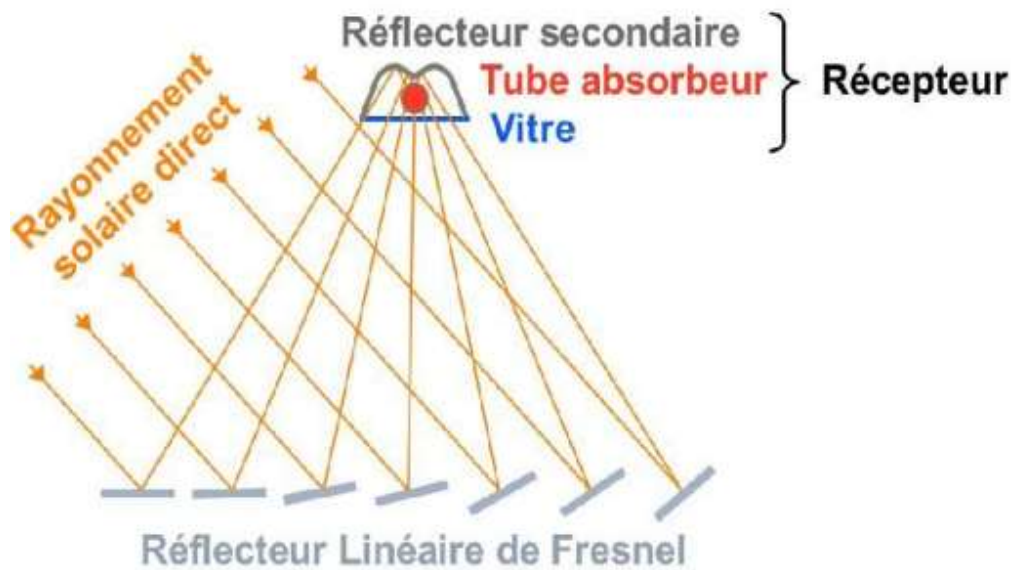


Figure. II. 2 : Principe de fonctionnement d'un concentrateur solaire de type Fresnel.

Dans le cadre de développement et des recherches concernant la technologie de Fresnel, il existe quelques centrales et prototypes, parmi eux nous pouvons citer : la plateforme de test, Fresdemo à Almeria "Tabernas" en Espagne qui appartient à " Solar Power Group", un consortium d'entreprise dirigé par MAN Ferrostaal, est actuellement à l'essai et d'évaluation avec l'assistance scientifique et technique de la PSA "Plataforma Solar of Almeria" [31, 32]. Cette plateforme a pour but la génération directe de la vapeur à l'intérieur des tubes sous vide. Les tubes sont alimentés en eau liquide à 107 Pascal permet de produire de la vapeur à 450°C avec une puissance de 800 kW thermique et d'un coût de 2.6 million d'euros [35, 36].

Parmi les travaux de recherche rencontrés, nous pouvons citer deux récentes publications qui se sont intéressés à l'optimisation des performances et la simulation des échanges thermiques

dans les capteurs solaires avec l'effet de concentration de types Fresnel, la première est l'étude d'un four trapézoïdal muni de tubes circulaire dans un cas et dans un autre par un tube rectangulaire pour voir la différence entre les deux, ces derniers ont utilisé comme un absorbeur . Dans cette étude expérimentale des différents facteur de concentration et revêtements sélectifs ont été considérés, les résultats trouvés ont montré que l'efficacité thermique est plus grande presque de 8% pour le tube circulaire en comparaison avec le tube rectangulaire, et un rendement qui varié entre 16 et 59,6% et 25 et 71,2 % respectivement pour le tube circulaire avec une peinture noir ordinaire et revêtement de surface sélective et un rendement de 15,6 et 56,3% et 25 et 64% pour les mêmes propriétés de surface mais avec un tube rectangulaire pour différents facteur de concentration entre 9,4 et 19,8 [37].

La deuxième étude concerne une simulation numérique d'un capteur de Fresnel [38], les auteurs BEZIAN et al. (2005), se sont intéressés spécialement aux effets des paramètres de conception sur les performances thermiques telles que l'orientation des miroirs et la qualité des échanges thermiques dans les tubes, une étude d'analyse des bilans thermique a été entamée dans le concentrateur, des modèles théoriques ont été développés puis validés ensuite par des résultats expérimentaux [38].

II.2. Etude optique

Pour bien détailler la théorie de conception du concentrateur de Fresnel, nous avons utilisé les travaux réalisés par Bliss et al. (1959) [39], Negi et al. (1989) [40], qui ont développé des équations en considérant certaines hypothèses essentielles pour déterminer l'énergie solaire concentrée. Les hypothèses sont :

- Le concentrateur doit poursuivre le soleil parfaitement pendant sa course de l'Est à l'Ouest ;
- Les miroirs doivent être parfaitement réfléchissants ;
- On prend en considération seule la composante directe du rayonnement solaire.

Il est d'immense importance d'étudier l'effet de divers paramètres de conception de l'absorbeur à cavité trapézoïdale pour le capteur solaire à concentration de Fresnel, par conséquent une étude a été entreprise pour étudier l'effet de facteur de concentration et de nombre de miroirs et l'influence de ce dernier sur la concentration solaire totale.

le schéma suivant est une coupe linéaire d'un capteur de Fresnel avec un système

réflecteur et absorbeur de forme de cavité, dont la largeur (w) est constante pour chaque miroir.

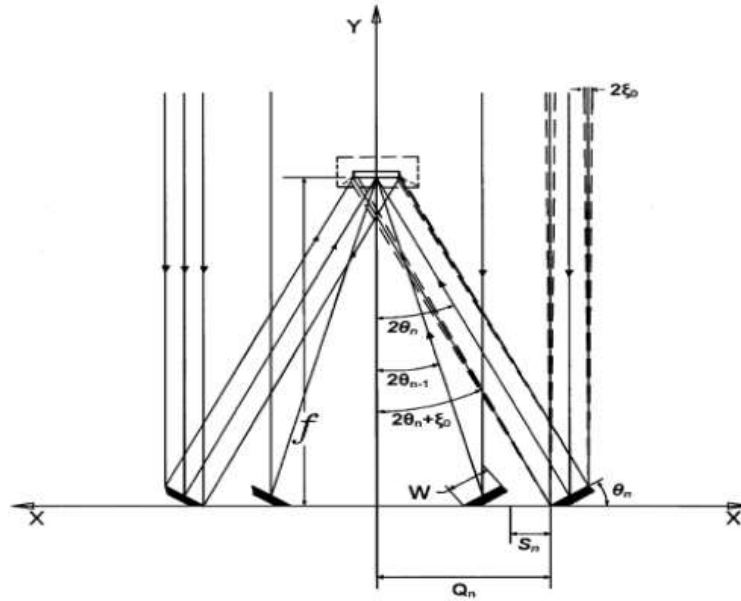


Figure. II. 3 : Concentrateur solaire de Fresnel avec une cavité trapézoïdale [36, 41].

Chaque miroir est caractérisé par trois paramètres nommés [36, 41]:

- La position (Q_n) ;
- L'angle d'inclinaison (θ_n) ;
- Le décalage (S_n).

Les expressions suivantes ont été utilisées pour obtenir ces paramètres en utilisant de simples relations optiques géométriques [36, 41]:

$$\theta_n = 1/2 \tan^{-1} \left[\frac{\left\{ Q_n + \left(\frac{w}{2} \right) \cdot \cos Q_{n-1} \right\}}{\left\{ f - (w/2) \cdot \sin \theta_{n-1} \right\}} \right] \quad (\text{II. 1})$$

$$S_n = w \cdot \sin \theta_{n-1} \cdot \tan 2\theta_n + \xi_0 \quad (\text{II. 2})$$

$$Q_n = Q_{n+1} + w \cdot \cos n - 1 + s_n \quad (\text{II. 3})$$

Avec (W) est la largeur des miroirs, (f) est la distance focale et (ξ_0) est la moitié de la distance angulaire du soleil en un point quelconque sur la Terre ($\xi_0=16'=0.26^\circ$) [36]. dans notre étude, la distance focale (f) est égale à 1300 [mm].

Les conditions initiales sont les suivantes: $\theta_0=0$, $S_0=0$, $Q_0=-W/2$ et $Q_1=W/2$.

Les conditions initiales des itérations de $n=1, 2, 3, \dots, m$, ou m est le nombre total des miroirs placés dans chaque demi plan du collecteur par rapport à l'axe central.

Pour positionner les miroirs dans la structure du concentrateur de Fresnel, il faut résoudre les équations (Eq. II. 1, 2 et 3) et calculer les différents paramètres comme la position (Q), l'inclinaison (θ), et la distance entre les miroirs (S) du miroir primaire centrale jusqu'au dernier miroir.

Si le nombre de miroir est paire alors : $n = (n-1)/2$ si non $n = n/2$.

Dans notre étude nous avons retenu 51 miroirs réflecteurs (le miroir centrale primaire +25 miroirs à droite et 25 à gauche). Il suffit de faire les calculs d'un demi-plan de miroir parce que l'autre demi-plan est symétrique par rapport au miroir central primaire.

Remarque : $n=0$ correspond au miroir central primaire.

La concentration (CR) du collecteur de Fresnel expérimentale a été obtenue en additionnant toutes les concentrations solaires élémentaires (Cl_n) des miroirs donnés par les expressions suivantes [36]:

$$CR = 2 \sum_{n=1}^{n=m} cl_n \quad (\text{II. 4})$$

$$cl_n = w \cdot \cos \theta_n / (U_n + D_n + I_n) \quad (\text{II. 5})$$

Où U_n , D_n et I_n sont les valeurs des rayons solaires réfléchis sur l'absorbeur et calculés par les expressions suivantes [36]:

$$U_n = [(f - w \cdot \sin \theta_n) \sec 2\theta \cdot \sin \xi_0] / [\cos(2\theta_n - \xi_0)] \quad (\text{II. 6})$$

$$D_n = [w \cdot \cos \theta_n \cdot \sec 2\theta_n] \quad (\text{II. 7})$$

$$I_n = [f \cdot \sec 2\theta \cdot \sin \xi] / [\cos(2\theta_0 + \xi_0)] \quad (\text{II. 8})$$

Remarque : $\sec(a) = 1/\cos(a)$ (la sécante de (a) notée $\sec(a)$), elle représente l'inverse du cosinus de (a), $1/\cos(a)$ c'est-à-dire le rapport de la longueur de l'hypoténuse par la longueur du côté adjacent.

Alors à l'aide des équations (4) et (8) nous pouvons estimer la concentration (CR) du collecteur de Fresnel pour différents jeux des miroirs réfléchissants.

Après résolution des précédentes équations, nous avons obtenu les résultats suivants (voir la Figure. II. 4)

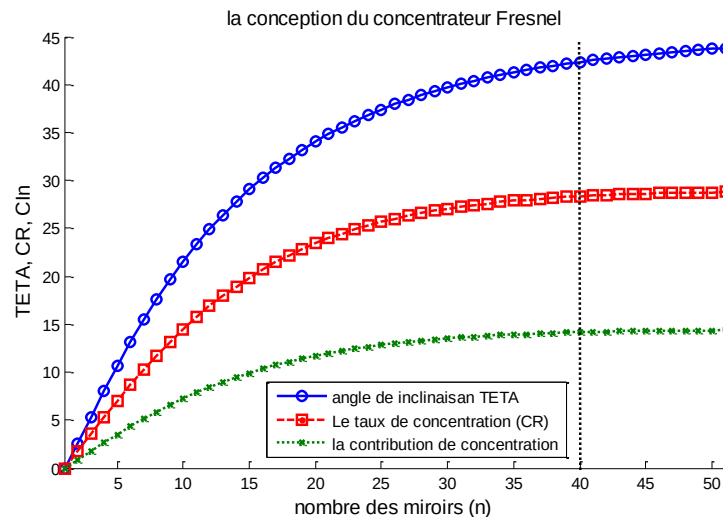


Figure. II. 4 : La configuration des miroirs et leurs paramètres optiques en fonction du nombre des miroirs.

D'après le graphe on remarque que si on augmente le nombre de miroirs (la surface collectrice), la concentration solaire augmente, donc la concentration solaire est proportionnelle aux nombres de miroirs, et cela est dû à la grande quantité de rayonnement solaire capté par les collecteurs.

Remarque :

- La variation de la concentration solaire en fonction de nombre de miroirs n'est pas toujours linéaire, à un certain nombre de miroir, elle décline avec l'augmentation de nombres de miroir, dans notre étude puisque nous avons choisi 15 miroirs réflecteurs nous n'avons pas pu l'observer [36].
- Si on augmente le nombre de miroir transversalement, il y aura certainement des miroirs qui ne contribuent pas à la réflexion, cela est dû à l'effet cosinus et à l'effet d'ombre entre les miroirs, et aussi à l'effet de blocage, d'où il y'aura une valeur optimum de nombres de miroirs qu'on va déterminer dans ce qui suit [36].
- On voit que la concentration solaire commence à se stabiliser à un nombre de miroir égal à 40, donc Le nombre optimum de miroirs est égal à 40 miroirs, au-delà de cette valeur il sera inutile de rajouter des miroirs parce que ces derniers ne vont pas contribuer à améliorer les performances du système.
- L'augmentation du nombre de miroirs dit l'augmentation de champ va certainement influencer sur le rayonnement réfléchi qui va être absorbé par l'absorbeur et c'est ce qu'on appelle les pertes par atténuations atmosphériques car

si la distance entre l'absorbeur et le réflecteurs augmente les pertes optiques augmentent aussi.

Dans notre cas et d'après la résolution de ces équations la valeur optimale des miroirs qu'on ne doit pas dépasser est de 40 miroirs réflecteurs (20 miroirs dans le demi-plan droit et 20 dans le demi - plan gauche).

II.3. Etude thermique

Il est d'immense importance d'étudier l'effet de divers paramètres de conception de l'absorbeur à cavité trapézoïdale sur le capteur solaire à concentration de Fresnel, par conséquent une étude a été entreprise pour étudier l'effet de la forme de l'absorbeur et de la qualité de sa surface sur le comportement thermique du dispositif de réflecteur de Fresnel. Pour déterminer les performances thermiques du réflecteur de Fresnel nous avons suivi les travaux réalisés par L.S. Panna et al., (2010) [36] et S. Flores Larsen et al., (2011) [42], où ils ont étudiés la perte de chaleur d'un absorbeur linéaire avec une cavité trapézoïdale tapissée d'un ensemble de tubes jointif.

Un ou plusieurs tubes à l'intérieur de l'absorbeur transporte la chaleur transférée à un fluide caloporteur qui est chauffé par le rayonnement solaire concentré.

Notre étude va se baser alors sur le calcul des pertes de chaleur d'un absorbeur linéaire avec une cavité trapézoïdale pour un système à concentration solaire de type Fresnel.

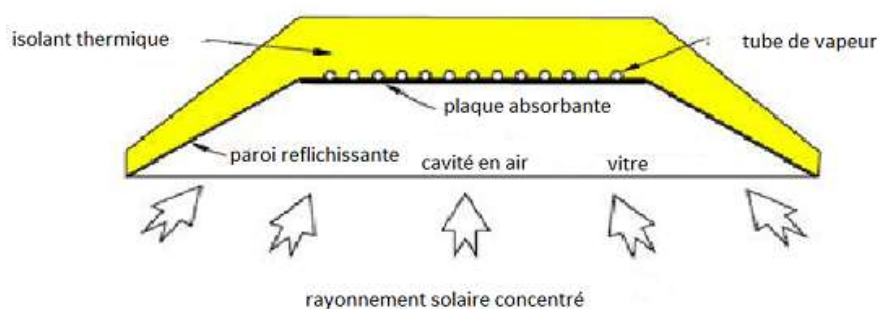


Figure. II. 5 : Schéma de principe du récepteur à une cavité trapézoïdale d'un concentrateur linéaire de Fresnel.

Nous allons déterminer le coefficient de pertes thermiques globales (U_L) dans l'absorbeur pour pouvoir déterminer les températures d'entrée et de sortie de fluide caloporteur, et les autres paramètres thermiques. La Figure. II. 6 représente un réflecteur de Fresnel avec un absorbeur à une cavité trapézoïdale :

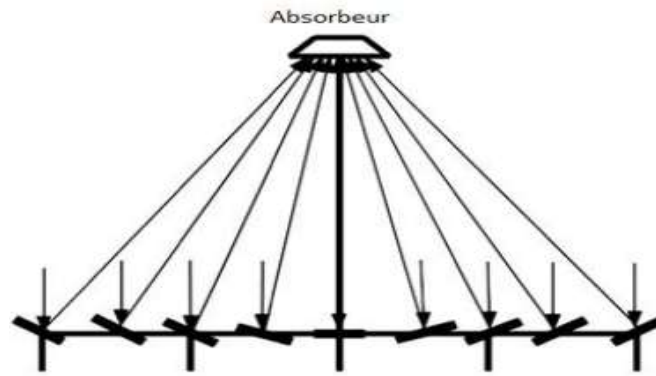


Figure. II. 6 : Représentation schématique du réflecteur linéaire de Fresnel d'un absorbeur à une cavité trapézoïdale.

Le Tableau. II. 1 présente les paramètres géométriques du collecteur.

Tableau. II. 1: Les paramètres géométriques de notre concentrateur (LFR).

Caractéristique géométrique	Valeur (mm)
Diamètre extérieur de l'absorbeur (D_o)	22
Diamètre intérieur de l'absorbeur (D_i)	20
Diamètre extérieur de la vitre ($D_{v,o}$)	26
Diamètre intérieur de la vitre ($D_{v,i}$)	23,5
Longueur de miroir (L)	12270
largeur de miroir (l)	1100

On admet que les propriétés optiques (Coefficient de réflexion, absorptivité,...etc.) sont uniformes sur l'intégralité de la surface réfléchissante. On considère que le suivi solaire est très précis, dont l'ouverture du concentrateur est constamment perpendiculaire aux rayons provenant du disque solaire. Le système optique du collecteur considéré dans cette étude est composé de la surface réfléchissante du concentrateur et du tube absorbeur solaire, la surface réfléchissante est modélisée comme un seul miroir de section parabolique. On applique une erreur optique moyenne globale ($\sigma_{optique}$) pendant la modélisation optique. Les paramètres optiques du collecteur sont indiqués dans le Tableau. II. 2.

Tableau. II. 2 : les paramètres optiques du collecteur.

paramètre	Valeur
erreur optique moyenne globale	03 mrad
Coefficient de réflexion de miroir (ρ_m)	0,92
Transmissivité de la vitre	0.945
Coefficient d'absorbions de l'absorbeur (α)	0,94

Nous allons analyser thermiquement par un outil numérique le concentrateur, cette modélisation est employée pour estimer la variation de la température de sortie du fluide caloporteur (eau) en fonction du rayonnement solaire direct (DNI) dans le site de Guemar (altitude 61 mètre, latitude 33,51°N et longitude 6,78°E), Wilaya d'El Oued, Algérie.

Les échanges thermiques se produisent entre les trois éléments : le fluide caloporteur, l'absorbeur et la vitre. La modélisation de la température est basée sur les bilans énergétiques caractérisés par les équations différentielles des trois températures : T_F (fluide), T_V (vitre) et T_A (tube absorbeur). Ces équations varient pendant le temps d'éclairement (t) pour une longueur (x) de l'absorbeur. Nous choisissons la discrétisation de la méthode des différences finies pour la résolution du système d'équations non linéaires des bilans thermique au niveau de le tube d'absorbeur. Un programme de calcul en Matlab a été élaboré après la discrétisation des équations. Pour le calcul de bilan énergétique on pose comme hypothèses :

- Le fluide caloporteur est incompressible ;
- La forme de parabole est symétrique;
- La température ambiante autour du concentrateur est uniforme;
- L'effet de l'ombre du tube absorbeur sur le miroir est négligeable ;
- Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti ;
- La vitre est considérée comme opaque aux radiations infrarouges ;
- Les échanges par conduction dans l'absorbeur et la vitre sont négligeables.

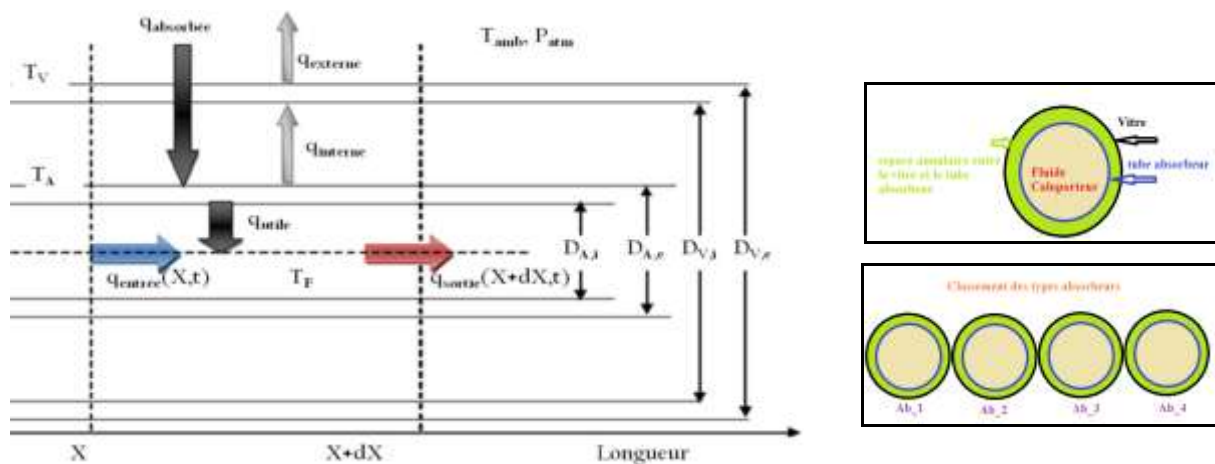


Figure. II. 7 : Bilan thermique d'un élément de surface du concentrateur LFR.

Le flux transmis au fluide (la puissance gagnée au collecteur) est donné par la relation suivante [18, 21]:

$$q_{\text{utile}} = F_r \left[\eta_{\text{op}} \text{DNI} A_a - U_L A_r (T_i - T_{\text{amb}}) \right] \quad (\text{II. 9})$$

Avec DNI est le rayonnement solaire direct, $[\text{W.m}^{-2}]$, A_a est la surface d'ouverture du collecteur, $[\text{m}^2]$, A_r est la surface du tube absorbeur, $[\text{m}^2]$, T_i est la température d'entrée de fluide, $[\text{K ou } ^\circ\text{C}]$, T_{amb} est la température de l'ambiance, $[\text{K ou } ^\circ\text{C}]$ et F_r est le facteur de dissipation de la chaleur [18, 21].

$$F_r = \frac{\dot{m} C_p}{A_a U_L} \left[1 - e^{\left(\frac{A_a U_L F'}{\dot{m} C_p} \right)} \right] \quad (\text{II. 10})$$

Avec $\dot{m}$ est le débit massique, $[\text{Kg.s}^{-1}]$, C_p est la capacité thermique de fluide, $[\text{J.kg}^{-1}. \text{K}^{-1}]$.

On peut exprimer l'efficacité optique (η_{opt}) du concentrateur par [32, 43]:

$$\eta_{\text{opt}} = 0.7 \alpha \rho_m \gamma \sqrt{1 - \cos^2(\delta) \sin^2(h)} \quad (\text{II. 11})$$

Avec le facteur (α) est le coefficient d'absorption des tubes absorbants, ρ_m est le facteur de réflectance du miroir, (γ) est le facteur d'interception, DNI est le rayonnement solaire direct et (δ) est l'angle de déclinaison, h est l'altitude du soleil.

Le coefficient de perte thermique (U_L) est donné comme suit [18, 21, 44] :

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_w + h_{r,c-a}) A_v} + \frac{1}{h_{r,r-a}} \right]^{-1} \quad (\text{II. 12})$$

Avec A_v est la surface de la vitre, $[\text{m}^2]$.

Où (h_w) est le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'ambiance, $[\text{W.m}^{-2}. \text{K}^{-1}]$ [18, 21].

$$h_w = \frac{0,3 \text{Re}^{0,6} K}{D_{v,o}} \quad (\text{II. 13})$$

Avec Re est le nombre de Reynolds et K est la conductivité thermique de l'absorbeur, $[\text{W.m}^{-1}. \text{K}^{-1}]$. ($h_{r,c-a}$) est le coefficient d'échange radiatif entre la vitre et l'ambiance, $[\text{W.m}^{-2}. \text{K}^{-1}]$ [18, 21].

$$h_{r,c-a} = \varepsilon_v \sigma (T_v + T_{amb})(T_v^2 + T_{amb}^2) \quad (II. 14)$$

$(h_{r,r-a})$ est le coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre, $[W.m^{-2}.K^{-1}]$ [12, 18, 21].

$$h_{r,r-a} = \frac{\sigma(T_v + T_r)(T_v^2 + T_r^2)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_c} \left(\frac{1}{\varepsilon_v} - 1 \right)} \quad (II. 15)$$

Avec σ est la constante de Stephan ($\sigma = 5,66897 \cdot 10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$), T_v est la température de la vitre, $[K$ ou $^{\circ}C]$, T_r est la température de l'absorbeur, $[K$ ou $^{\circ}C]$, A_c est la surface de la vitre, $[m^2]$, ε_r est l'émissivité d'absorbeur, ε_v est l'émissivité de la vitre.

F' est le facteur d'efficacité du miroir [18, 21, 44].

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi} D_i} + \left(\frac{D_o}{2K} \ln \frac{D_o}{D_i} \right)} \quad (II. 16)$$

Avec h_{fi} est le coefficient d'échange thermique à l'intérieur de l'absorbeur, $[W.m^{-2}.K^{-1}]$.

Pour calculer la température de sortie, l'équation suivante a été utilisée [12, 21, 44].

$$T_o = T_i + \frac{q_{utile}}{\dot{m} C_p} \quad (II. 17)$$

On peut calculer le rendement thermique par l'équation [18, 21, 44]:

$$\eta_{th} = \frac{q_{utile}}{DNI A_a} \quad (II. 18)$$

La modélisation thermique du concentrateur est faite par une procédure de calcul et programmation, pour cela nous avons élaboré un programme de calcul pour simuler le rendement thermique, la température de fluide à la sortie de l'absorbeur et le coefficient des pertes thermique ainsi que l'éclairement direct et la puissance utile. Dans le calcul du concentrateur, l'énergie solaire absorbée dépend du rayonnement solaire normal (DNI) car seulement la composante directe est focalisée et concentrée par les systèmes de concentrateurs solaires. La Figure. II. 8 traduit la variation du rayonnement solaire global, direct (DNI) et diffus durant la journée de 21 Juin. Pour calculer le rayonnement solaire globale du lever

jusqu'au coucher du soleil , on a élaboré un algorithme qui permet de simuler le rayonnement solaire direct par le modèle semi-empirique de PERRIN BRICHAMBAUT [45, 46].

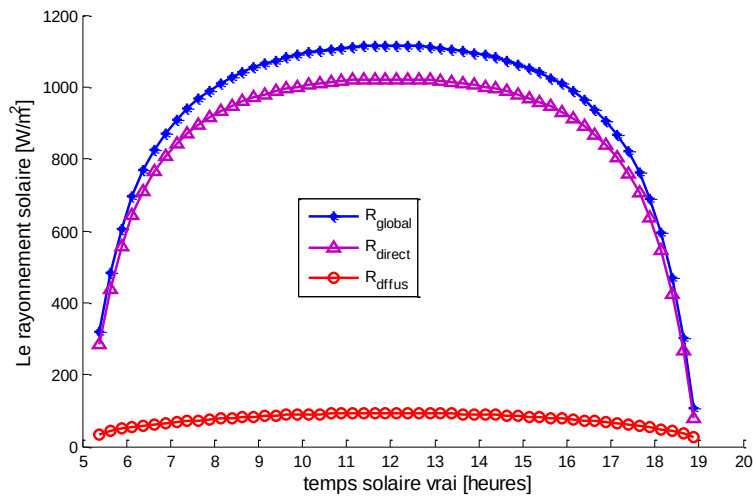


Figure. II. 8 : Evolution du rayonnement solaire pour la journée de 21 Juin selon le modèle semi-empirique de PERRIN BRICHAMBAUT.

On remarque que pendant la journée du 21 Juin, le rayonnement direct est maximal au midi solaire vrai qui peut atteindre 1000 [W.m^{-2}].

La Figure. II. 9, montre l'évolution des rendements optiques et thermiques en fonction du temps pour la journée de 21 Juin.

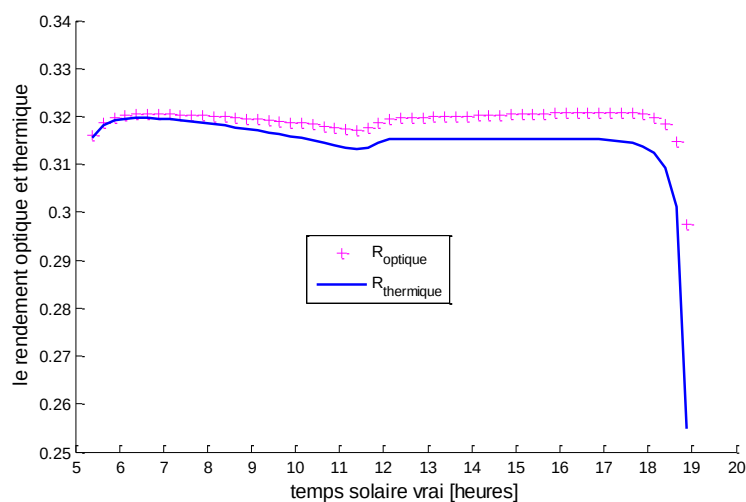


Figure. II. 9 : Evolution rendements optiques et thermiques pour la journée de 21 Juin.

Le rendement optique de notre collecteur est environ de 32 %. Pour le rendement thermique,

on remarque que le rendement diminue après la valeur maximal (environ de 31,75 %), car la température d'entrée de l'eau est presque identique à la température ambiante, ce qui correspond ainsi à une parfaite isolation thermique et des pertes thermiques plus faibles vers l'ambiance. On peut dire que cette diminution est due aux pertes thermiques qui croissent avec l'augmentation des températures de l'eau respectivement à l'entrée et à la sortie de l'absorbeur.

Le débit moyen d'eau à l'intérieur du tube absorbeur est égal à $0,015 \text{ kg.s}^{-1}$. La Figure. II. 10 représente l'évaluation de la température du tube absorbeur, du fluide à la sortie de tube absorbeur et de la vitre durant la journée en fonctions du temps.

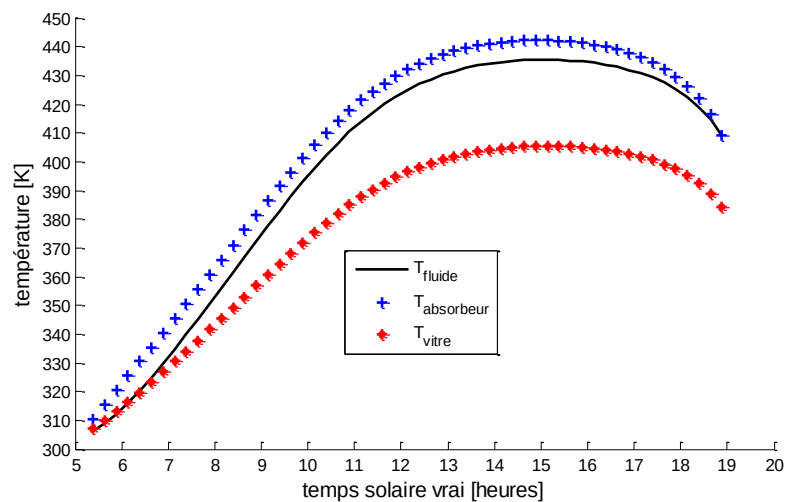


Figure. II. 10 : Evolution des températures (Tube absorbeur T_A , Fluide T_F et Vitre T_V).

D'après la Figure. II. 10, on observe que la température la plus élevée est la température de tube absorbeur, ensuite la température de fluide et enfin la température de la vitre. Les résultats sont très logiques avec la série des échanges énergétiques au niveau du tube absorbeur. Une grande quantité d'énergie absorbée par le fluide, et une petite quantité va sous forme de perte thermique.

La Figure. II. 11 représente l'évolution du coefficient des pertes thermiques en fonction de la différence de température entre le tube absorbeur et la température d'ambiance.

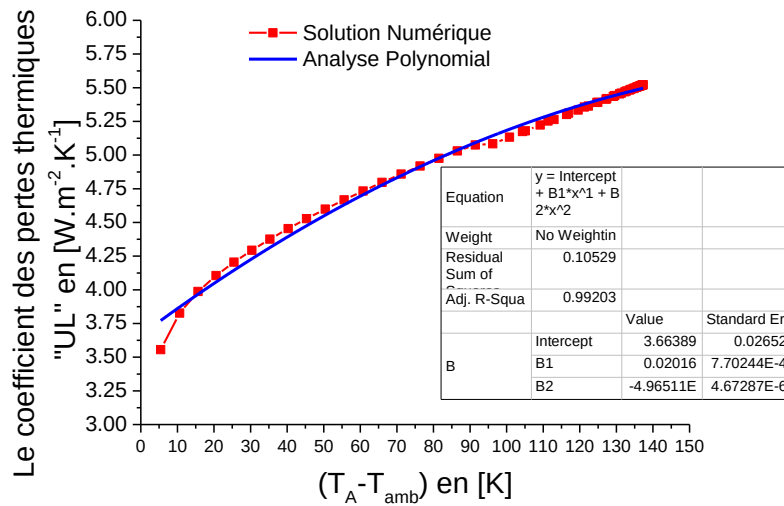


Figure. II. 11 : Le coefficient des pertes thermiques (U_L) en fonction de ($T_A - T_{amb}$).

On observe que les pertes augmentent avec l'accroissement de la température de l'absorbeur, donc l'absorbeur est le siège des pertes thermiques, la création de vide entre l'absorbeur et l'enveloppe transparente en verre pourrait réduire nettement les pertes par convection. Le verre est transparent au rayonnement solaire visible, mais opaque aux infra-rouges (IR). Ainsi, on recouvre le tube absorbeur par une enveloppe en verre, donc les pertes radiatives par émission infra-rouge sont largement réduites.

III. Le sous-système de réfrigération à éjecteur

III.1. Description du sous-système de réfrigération à éjecteur

Dans la première partie de ce chapitre, on a fait une description des principes de fonctionnement de la machine frigorifique à éjecteur. Dans la deuxième partie on va décrire et analyser une méthode d'utilisation d'énergie solaire qui fait fonctionner un système de refroidissement à éjection. Cette technique est présentée sous forme des équations à l'aide des lois de la thermodynamique et la conservation de quantité de mouvement, la conservation de masse et de l'énergie, afin de déterminer les caractéristiques de performance. Les fluides frigorigènes jouent un rôle essentiel dans l'amélioration des performances d'un système à éjection, qui est une étude active dans plusieurs endroits dans le monde. La machine solaire à éjection est une solution très efficace par ce que il est très simple à composer avec un rendement acceptable. Donc ces procédés industriels génèrent des énergies solaires qui sont disponibles gratuitement. On pourrait donc envisager de satisfaire ces besoins à partir d'un système de réfrigération qui se base sur la technologie de l'éjecteur et qui utilisera le solaire comme source d'énergie à température modérée. La technologie de réfrigération avec éjecteur est plus attractive que la technologie conventionnelle à compression car elle est moins coûteuse.

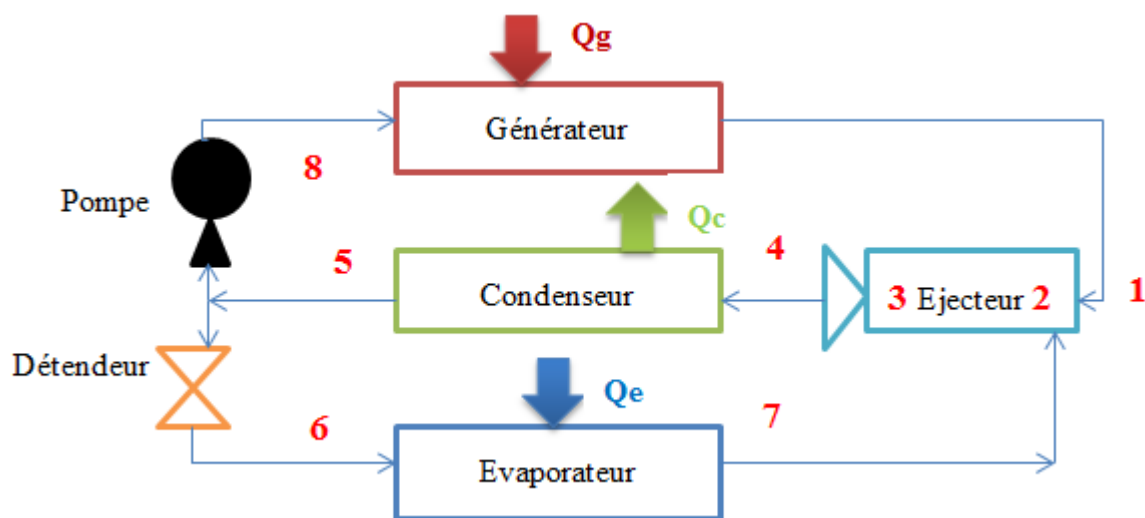


Figure. III. 1 : Système de réfrigération à éjecteur.

Le système de réfrigération à éjecteur comme il est illustré par la Figure. III. 1, il comporte deux cycles fermés (5-8-1-4-5) et (5-6-7-4-5).

- Le cycle (5-8-1-4-5) constitue le cycle de puissance = La boucle motrice (BM) ;
- Le cycle (5-6-7-4-5) constitue le cycle de réfrigération = La boucle frigorifique (BF).

III.1.1. La boucle motrice

Dans le cycle de puissance, l'énergie fournie au générateur sert à évaporer une partie du réfrigérant qui représente le fluide moteur (primaire) qui est à haute pression (de l'état 8 à l'état 1), traverse ensuite l'éjecteur où il est mélangé à l'autre partie du réfrigérant qui représente le fluide entraîné (secondaire), provenant de l'évaporateur et où s'effectue aussi un recouvrement de pression (de l'état 1 à l'état 4). Puis la totalité du réfrigérant passe à travers le condenseur où il est condensé jusqu'à l'état liquide (de l'état 4 à l'état 5). Ce liquide sera pompé (augmentation de pression) vers le générateur et complète ainsi le cycle (de l'état 5 à l'état 8).

III.1.2. La boucle frigorifique

Dans le cycle de réfrigération, une partie du réfrigérant à l'état liquide qui représente le fluide entraîné (secondaire) passe à travers une valve de détente pour l'amener à un état de basse pression (de l'état 5 à l'état 6). Le réfrigérant entre par la suite dans l'évaporateur où il produit, en s'évaporant, le froid désiré (de l'état 6 à l'état 7). Le réfrigérant est mélangé avec l'autre partie dans l'éjecteur où il est comprimé (de l'état 7 à l'état 4) 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 4 à l'état 5).

III.2. L'éjecteur

III.2.1. Description de l'éjecteur

L'éjecteur est l'élément essentiel de l'installation frigorifique à éjecteur il comporte trois éléments principaux :

- La tuyère primaire : permet de fluide moteur de la conversion de son enthalpie en énergie cinétique pour entraîner le fluide secondaire ;
- La tuyère secondaire : porte du vapeur qui vienne de l'évaporateur pour être entraîné et aspiré par le fluide moteur (fluide primaire) ;
- La chambre de mélange : après la décompression du fluide moteur dans la tuyère motrice et l'aspiration du fluide secondaire par le fluide primaire, les deux fluides se mélangent dans la chambre de mélange (dans le convergent) et ensuite ce dernier se comprime à travers le diffuseur.

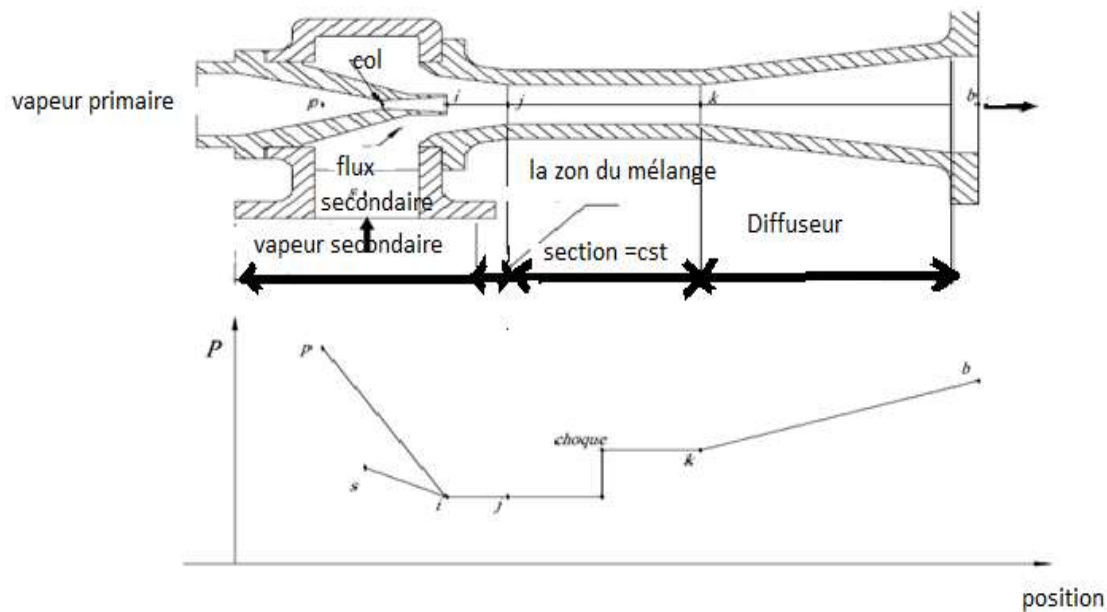


Figure. III. 2 : Schéma de l'éjecteur.

III.2.2. Principe de fonctionnement de l'éjecteur

Les éjecteurs, appelés également appareils à éjecteur ou encore trompes, sont des appareils statiques destinés à aspirer, comprimer ou mélanger des gaz, des vapeurs, des liquides et parfois des solides 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.

III.2.3. L'éjecteur supersonique

Un éjecteur supersonique (Figure. III. 3) reçoit en entrée deux fluides généralement gazeux, mais qui peuvent aussi être liquides ou diphasiques :

- 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 a pour effet d'aspirer le fluide secondaire.
- Les deux fluides sont alors mélangés et une onde de choc peut prendre place dans la zone suivante (la gorge sur la Figure. III. 3). 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.

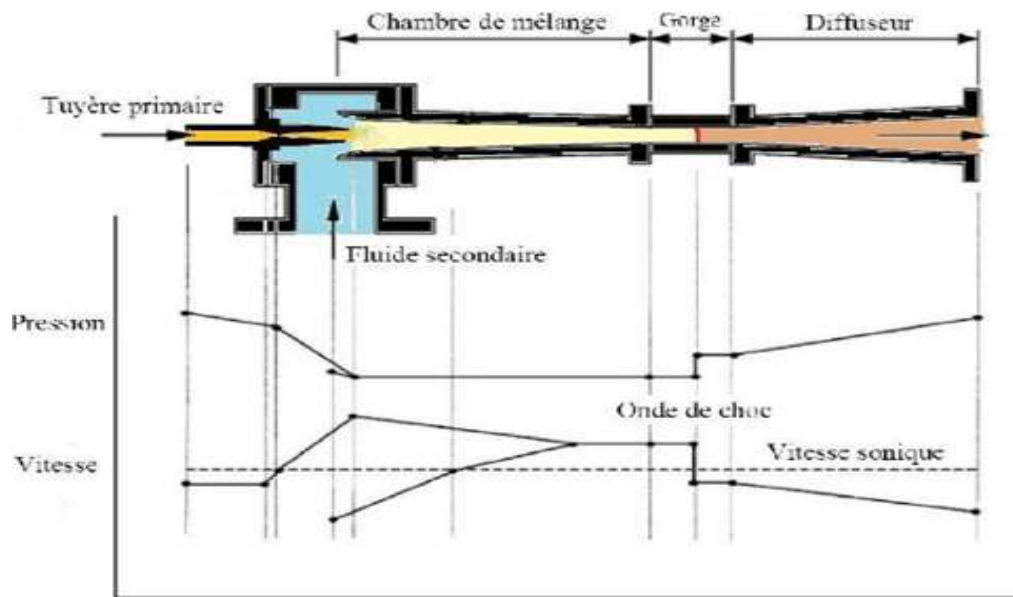


Figure. III. 3 : Coupe d'un éjecteur et évolution des vitesses et pressions.

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

- Le rapport d'entraînement, rapport du débit-masse secondaire au débit-masse primaire.
- Le rapport de compression, égal au rapport de la pression statique en sortie du diffuseur à la pression statique du fluide secondaire
- Le rapport de sections (minimale sur maximale, ou du flux moteur au flux entraîné...) de l'éjecteur, qui détermine sa géométrie.

III.3. Les fluides frigorigènes utilisés dans les cycles à éjecteur

Les réfrigérants sont des matières très sensibles à la température, ils sont travaillés sur transport des températures de l'intérieur des chambres à l'extérieur des chambres, par exemple: dans le frigidaire le liquide de réfrigérant est évaporé dans l'évaporateur, c.-à-d. il est gagné quantité de chaleur, cette quantité est inspectée dans le condenseur. Ils possèdent plusieurs caractéristiques. On peut être classifiés les réfrigérants à 04 groupes principaux comme suite [44]:

- Groupe de Halo-carbonique : R12, R13, R113, R114, R134a, R141b, R142b ;

- Groupe d'hydrocarbure: méthane (R50), éthane (R170) et propane (R290) ;
- Les réfrigérants composés: R407A, R407B et R410A ;
- Autre réfrigérants: eau (R718), ammoniaque (R717).

La Figure. III. 4, montre les diagrammes de changement (Liquide/Vapeur) pour le fluide halo carbonique R141b (1,1-Dichloro-1-fluoroethane).

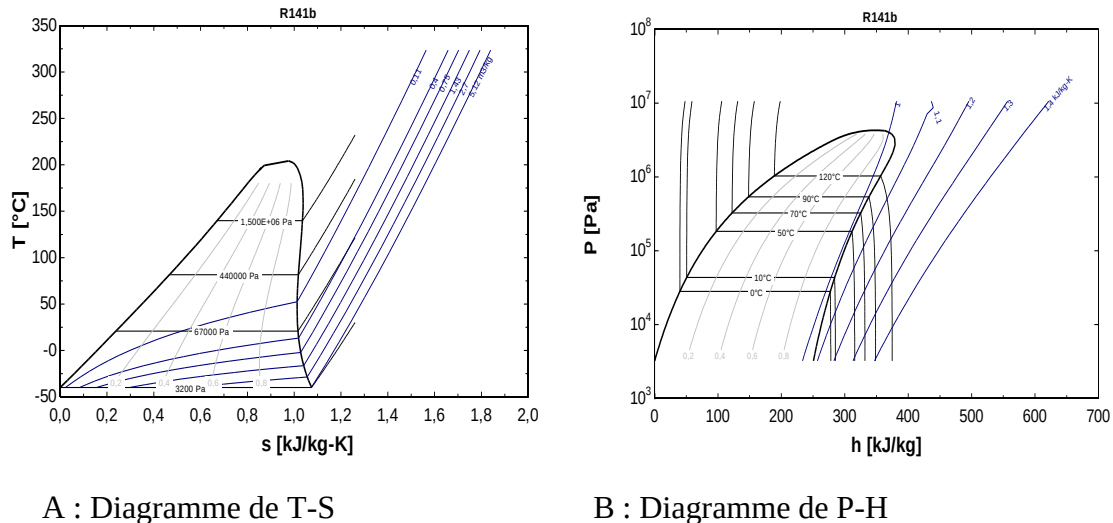


Figure. III. 4 : Les diagrammes de changement (liquide/vapeur) de R141b.

Pour une machine de performance maximale, elle est équipée par un éjecteur à section variable [44, 47].

III.3.1. Les critères de choix des frigorigènes

Les bons fluides se caractérisent par les caractéristiques suivantes:

- Pression d'évaporation supérieure à la pression atmosphérique ;
- Température d'ébullition normale la plus basse possible ;
- Pression de condensation la moins élevée possible (< à 20 bar) ;
- Température critique la plus élevée possible ;
- Point triple le plus bas possible ;
- Température de refoulement modérée (se situant aux environ de 160 à 170 °C) ;
- Taux de compression (rapport de la pression de refoulement à la pression d'aspiration au niveau du compresseur) le moins élevé possible ;
- Chaleur latente d'évaporation la plus élevée possible ;

- Volume massique à l'entrée du compresseur le plus faible possible (densité la plus élevée possible) ;
- Faible viscosité ;
- Bonnes propriétés de transfert de chaleur ;
- Stable chimiquement et compatible avec les matériaux de construction ;
- Compatible avec l'huile de lubrification du compresseur ;
- Non toxique ;
- Ininflammable ;
- Faible prix.

III.4. Modélisation mathématique d'un éjecteur supersonique

Dans le présent modèle, nous supposons que le col hypothétique se situe à l'intérieur du mélangeur. Ainsi, le mélange des deux flux se produit à l'intérieur du mélangeur avec une pression uniforme. La Figure. III. 5 ci-dessous représente un éjecteur supersonique issu pour la modélisation de l'écoulement des deux flux.

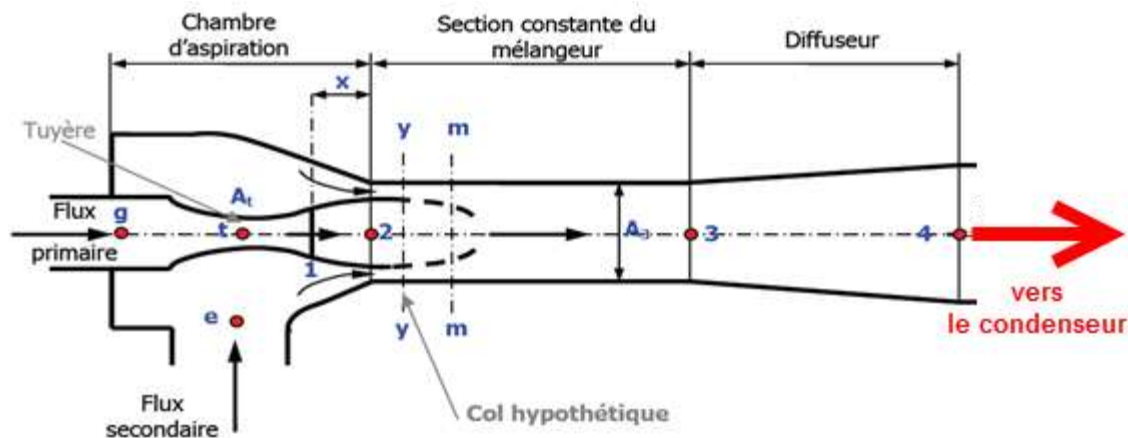


Figure. III. 5 : La géométrie de l'éjecteur supersonique étudié.

III.4.1. Flux primaire à travers la tuyère

Pour une pression d'entrée P_g et une température d'entrée T_g , le débit massique à travers la tuyère aux conditions de choc ($M_{At}=1$) est donnée par l'équation dynamique suivante :

$$\dot{m}_p = \frac{p_g A_t}{\sqrt{T_g}} \sqrt{\frac{\gamma}{r} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}} \cdot \sqrt{\eta_p} \quad (\text{III. 1})$$

Où η_p est le rendement isentropique de la tuyère défini par :

$$h_{p1} = h_g - \eta_p (h_g - h_{g1}) \quad (\text{III. 2})$$

Les équations d'un gaz parfait sont les suivantes :

$$P = \rho R T \quad (\text{III. 3})$$

$$h = C_p \cdot T \quad (\text{III. 4})$$

Pour l'équation d'entropie :

$$S = C_v \ln \left(\frac{P}{\rho^\gamma} \right) \quad (\text{III. 5})$$

(h_{g1}) est l'enthalpie isentropique à la sortie de la tuyère.

Les relations entre le nombre de Mach à la sortie de la tuyère M_{p1} , la section A_{p1} , et la pression P_{p1} , sont déduites en utilisant les relations isentropiques comme approximation :

$$\left(\frac{A_{p1}}{A_t} \right)^2 = \frac{1}{M_{p1}^2} \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}} \quad (\text{III. 6})$$

$$\frac{P_g}{P_{p1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} \quad (\text{III. 7})$$

III.4.2. Flux primaire entre la section 1-1 et la section y-y

Le nombre de mach M_{py} du flux primaire à la section y-y suit les relations isentropiques comme approximation:

$$M_{py}^2 = \frac{2}{\gamma-1} \left[\left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M_{p1}^2 \right) \left(\frac{P_{p1}}{P_{py}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (\text{III. 8})$$

Pour le calcul de la section du flux primaire au plan y-y, nous utilisons la relation isentropique suivante, en introduisant un rendement Φ_p pour prendre en compte les pertes entre la section 1-1 et la section y-y :

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{\left(\frac{\Phi_p}{M_{py}} \right) \left[\left(\frac{2}{\gamma-1} \right) \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}}}{\left(\frac{1}{M_{p1}} \right) \left[\left(\frac{2}{\gamma-1} \right) \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}}} \quad (\text{III. 9})$$

Les pertes peuvent être de frottement ou de diffusion. Elles apparaissent pratiquement dans la réduction de la section A_{py} au plan y-y.

III.4.3. Le flux secondaire de l'aspiration jusqu'à la section y-y

Le flux secondaire atteint les conditions soniques à la section y-y, c'est à dire que $M_{sy} = 1$, donc pour une pression d'aspiration P_e nous avons :

$$\frac{P_e}{P_{sy}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{III. 10})$$

Le débit massique du flux secondaire dans ces conditions est :

$$\dot{m}_s = \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{r} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}} \cdot \sqrt{\eta_s} \quad (\text{III. 11})$$

La section géométrique au plan y-y est A_3 . Elle est la somme de la section du flux primaire A_{py} et la section du flux secondaire A_{sy} , c'est à dire :

$$A_{py} + A_{sy} = A_3 \quad (\text{III. 12})$$

La température et le nombre de Mach des deux flux au plan y-y sont donnés par les relations suivantes :

$$\frac{T_g}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2 \quad (\text{III. 13})$$

$$\frac{T_e}{T_{sy}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2 \quad (\text{III. 14})$$

III.4.4. Le mélange au plan m-m avant le choc

Les deux flux commencent à se mélanger à la section y-y, le mélange subit un choc avec une élévation de pression à la section s-s. Dans ces conditions, le bilan de quantité de mouvement s'écrit :

$$\Phi_m [\dot{m}_p V_{py} + \dot{m}_s V_{sy}] = (\dot{m}_s + \dot{m}_p) V_m \quad (\text{III. 15})$$

V_m est la vitesse du mélange et Φ_m est le rendement qui tient compte des pertes. Il est obtenu en utilisant une corrélation donnée par :

$$\begin{cases} 0.80 \text{ SI } \left(\frac{A_3}{A_t} \right) > 8.3 \\ 0.82 \text{ SI } 0.69 \leq \left(\frac{A_3}{A_t} \right) \leq 8.3 \\ 0.84 \text{ SI } \left(\frac{A_3}{A_t} \right) \leq 0.69 \end{cases} \quad (\text{III. 16})$$

De même le bilan énergétique est donné par la relation suivante :

$$\begin{aligned} \dot{m}_p \left(C_p T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left(c_p T_{sy} + \frac{V_{sy}^2}{2} \right) \\ = (\dot{m}_s + \dot{m}_p) \left(c_p T_m + \frac{V_m^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (\text{III. 17})$$

V_{py} et V_{sy} sont respectivement les vitesses du flux primaire et secondaire au plan y-y :

$$V_{py} = M_{py} a_{py} \quad \text{et} \quad a_{py} = \sqrt{\gamma r T_{py}} \quad (\text{III. 18})$$

$$V_{sy} = M_{sy} a_{sy} \quad \text{et} \quad a_{sy} = \sqrt{\gamma r T_{sy}} \quad (\text{III. 19})$$

Le nombre de Mach du mélange peut être évalué en utilisant la relation suivante :

$$M_m = \frac{V_m}{a_m} \quad \text{et} \quad a_m = \sqrt{\gamma r T_m} \quad (\text{III. 20})$$

III.4.5. Le mélange à travers le choc de la section m-m à la section 3-3

Un choc supersonique, dû à l'élévation de pression, aura lieu à la section s-s., En supposant que le mélange après le choc subit un processus isentropique, on peut affirmer que la pression du fluide entre la section m-m et la section 3-3 est uniforme et vaut P_3 , par conséquent on a :

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma-1} (M_m^2 - 1) \quad (\text{III. 21})$$

$$M_3^2 = \frac{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M_m^2}{\gamma M_m^2 - \left(\frac{\gamma-1}{2} \right)} \quad (\text{III. 22})$$

III.4.6. Le mélange à travers le diffuseur

La pression à la sortie de l'éjecteur est :

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{III. 23})$$

En utilisant l'hypothèse de l'écoulement isentropique on arrive à construire un modèle unidirectionnel du fonctionnement de l'éjecteur.

III.5. Le régime critique d'in éjecteur

On sait que le débit secondaire ne peut varier que si sa vitesse est subsonique à la section hypothétique déjà déterminée (puisque un écoulement supersonique ignore les conditions régnant en aval). Ce régime subsonique est obtenu lorsque l'onde du choc remonte jusqu'à la section hypothétique, c'est à dire que la pression à la sortie de l'éjecteur (supérieure à la pression critique P_c) exige une pression supérieure à la pression à la sortie du col hypothétique dans le cas du régime sonique de l'écoulement secondaire. Soit P_{syc} cette pression, le nombre de Mach à la sortie du col hypothétique est donné par la formule suivante :

$$M_{syc} = \sqrt{\frac{2}{(\gamma-1)} \left(\frac{P_e}{P_{syc}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (\text{III. 24})$$

La masse volumique du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est :

$$\rho_{syc} = \rho_e \left(\frac{P_e}{P_{syc}}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (\text{III. 25})$$

La température et la vitesse du flux secondaire à la sortie du col hypothétique sont :

$$T_{syc} = T_e \left(\frac{P_e}{P_{syc}}\right)^{\gamma+1} \quad (\text{III. 26})$$

La vitesse du son du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est :

$$a_{syc} = \sqrt{\gamma r T_{syc}} \quad (\text{III. 27})$$

La vitesse du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est :

$$V_{syc} = M_{syc} a_{syc} \quad (\text{III. 28})$$

Le débit massique du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est donc:

$$\dot{m}_{sc} = \rho_{syc} V_{syc} A_{sc} \quad (\text{III. 29})$$

La vitesse du mélange :

$$\phi_m \dot{m}_p V_{py} + \dot{m}_{sc} V_{syc} = (\dot{m}_{sc} + \dot{m}_p) V_{mc} \quad (\text{III. 30})$$

La température du mélange :

$$\begin{aligned} \dot{m}_p(C_p T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2}) + \dot{m}_{sc}(C_p T_{syc} + \frac{V_{syc}^2}{2}) \\ = (\dot{m}_{sc} + \dot{m}_p)(C_p T_{mc} + \frac{V_{mc}^2}{2}) \end{aligned} \quad (\text{III. 31})$$

Avec :

$$V_{syc} = M_{syc} a_{syc} \quad \text{et} \quad a_{syc} = \sqrt{\gamma r T_{syc}} \quad (\text{III. 32})$$

Le nombre de Mach du mélange:

$$M_{mc} = \frac{V_{mc}}{a_{mc}} \quad \text{et} \quad a_{mc} = \sqrt{\gamma r T_{mc}} \quad (\text{III. 33})$$

Le mélange à travers le choc de la section m-m à la section 3-3 :

$$\frac{P_{3c}}{P_{mc}} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma-1} (M_{mc}^2 - 1) \quad (\text{III. 34})$$

$$M_{3c}^2 = \frac{1 + (\frac{\gamma-1}{2}) M_{mc}^2}{\gamma M_{mc}^2 - (\frac{\gamma-1}{2})} \quad (\text{III. 35})$$

La pression à la sortie de l'éjecteur est :

$$\frac{P_{4c}}{P_{3c}} = (1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{3c}^2)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{III. 36})$$

La détermination du débit secondaire se fait par itération des équations ((III. 35 et (III. 36), en variant la pression P_{syc} jusqu'à ce que la pression à la sortie de l'éjecteur P_{4c} coïncide avec la pression de refoulement P_4 . On peut également en déduire le rapport de compression P_e/P_{4c} .

III.6. L'analyse d'équilibre d'un sous-système de réfrigération à éjecteur

Le modèle du sous-système de réfrigération d'éjecteur est basé sur les états thermodynamiques dans chaque point de fonctionnement (voir la Figure. III. 6).

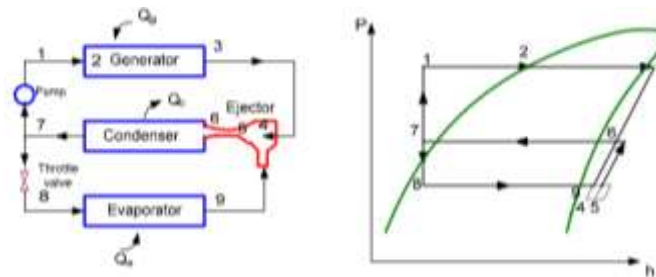


Figure. III. 6 : Cycle de réfrigération d'éjecteur [44, 48].

Le bilan énergétique au point du mélange de l'éjecteur peut être écrit comme:

$$(m_g + m_e)h_5 = m_g.h_3 + m_e.h_9 \quad (\text{III. 37})$$

L'efficacité isentropique du bec d'éjecteur est défini comme [44]:

$$\eta_N = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,is}} \quad (\text{III. 38})$$

L'efficacité isentropique du Diffuseur est donnée par[44] :

$$\eta_D = \frac{h_{6,is} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (\text{III. 39})$$

Le ratio de masse (ratio d'entraînement) est [44, 48]:

$$\omega = \frac{m_e}{m_g} = \sqrt{(\eta_N \cdot \eta_D \left(\frac{h_3 - h_{4,is}}{h_{6,is} - h_5} \right)) - 1} \quad (\text{III. 40})$$

L'efficacité isentropique d'éjecteur est donnée par la relation suivante [44]:

$$\lambda = \eta_N \cdot \eta_D \quad (\text{III. 41})$$

La ration de la compression est définie comme suite [44, 48]:

$$r_p = \frac{P_c}{P_e} \quad (\text{III. 42})$$

La performance de sous-système de réfrigération à éjecteur est défini comme le rapport entre la capacité de refroidissement et la chaleur nécessaire entrée à l'éjecteur [44, 48, 49].

$$COP_{ejc} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m_e(h_9 - h_8)}{m_g(h_3 - h_1)} \quad (\text{III. 43})$$

Avec des données bien déterminées (la température du générateur T_b , la température de l'évaporateur T_e , la température de condenseur T_c et la charge froid Q_e) et sur le site de Guemar, on va illustrer le modèle de calcul en calculant le COP_{ejc} .

La mise en œuvre de calcul des équations d'étude thermodynamiques de cycle de réfrigération qui ont été obtenue précédemment, en utilisant un logiciel qui s'appelle EES (ENGINEERING EQUATION SOLVER) pour déterminer tous les résultats.

Pour une température fixe du condenseur (T_c), la Figure. III. 7, présente l'évolution du COP_{ejc} en fonction de la température du générateur pour le réfrigérant R141b.

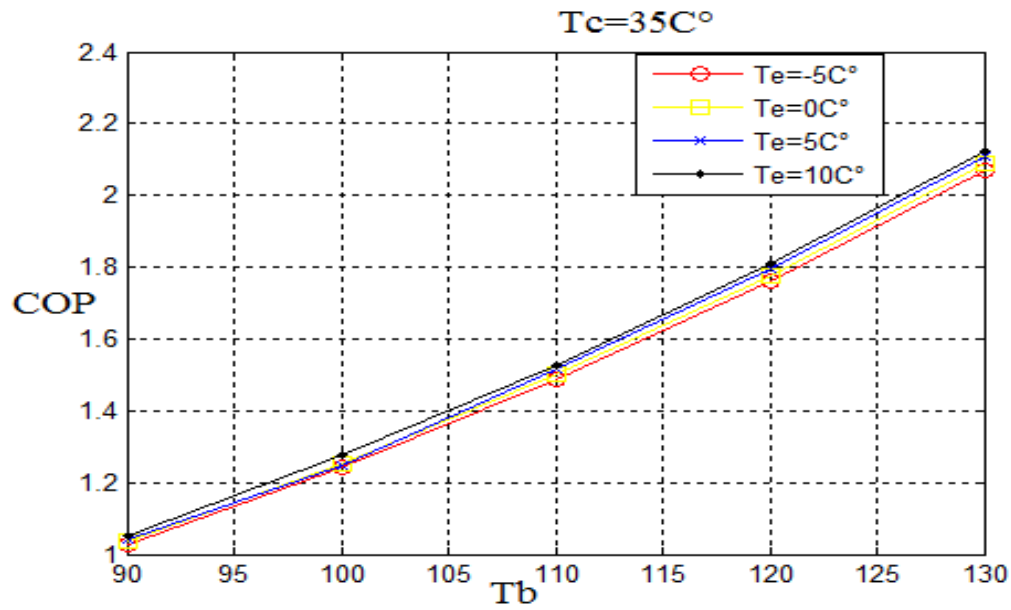


Figure. III. 7 : La variation du $COP_{éjc}$ de la machine avec la température de la source chaude pour $T_c=35^\circ$.

Pour une température fixe de l'évaporateur, on suit l'évolution du $COP_{éjc}$ en fonction de la température du générateur pour le fluide étudiée (R141b).

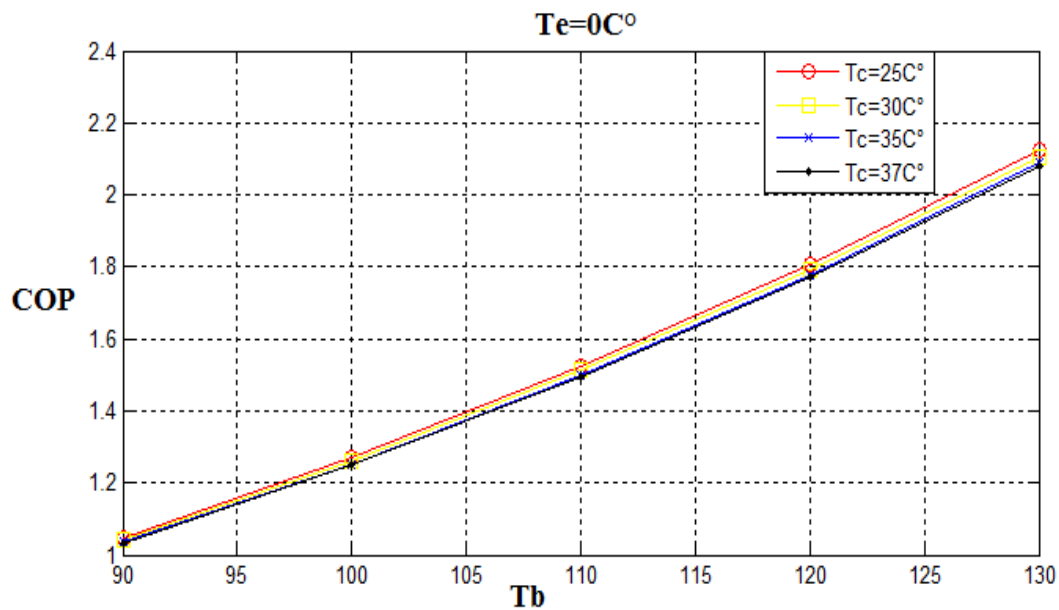


Figure. III. 8 : La variation du $COP_{éjc}$ de la machine avec la température de la source chaude pour $T_e=0^\circ C$.

Pour une température fixe du générateur, on suit l'évolution du $CO_{Péjc}$ en fonction de la température du condenseur pour le fluide frigorigif R141b.

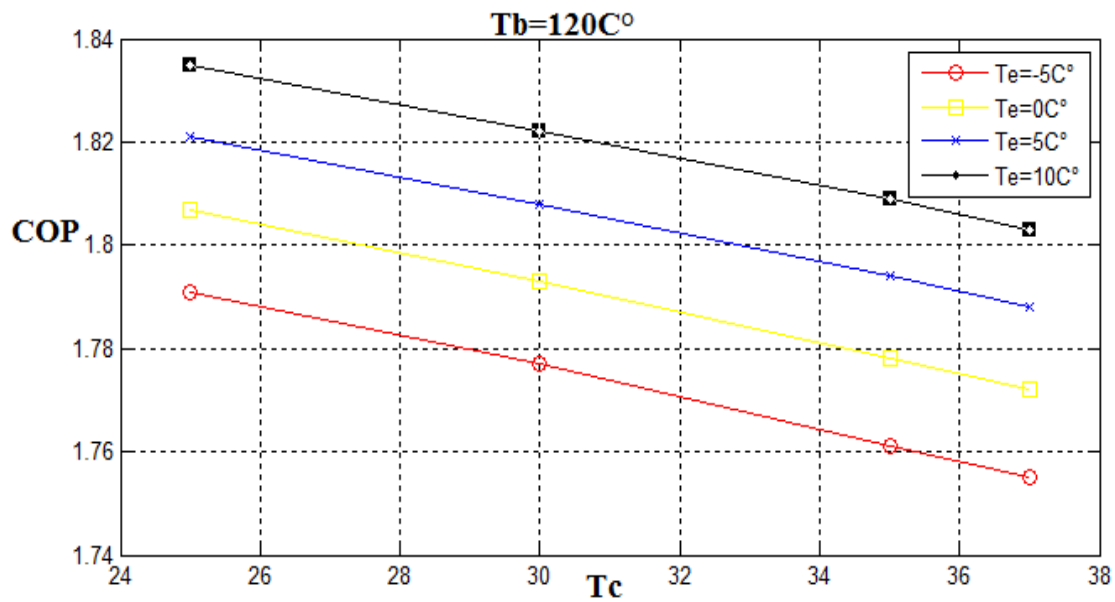


Figure. III. 9 : La variation du $COP_{éjc}$ de la machine avec la température de la source intermédiaire pour $T_b=120^\circ C$.

On peut tracer les graphes de la variation du $COP_{éjc}$ en fonction de la température de l'évaporateur pour étudier l'influence des paramètres précédents sur la variation du $COP_{éjc}$.

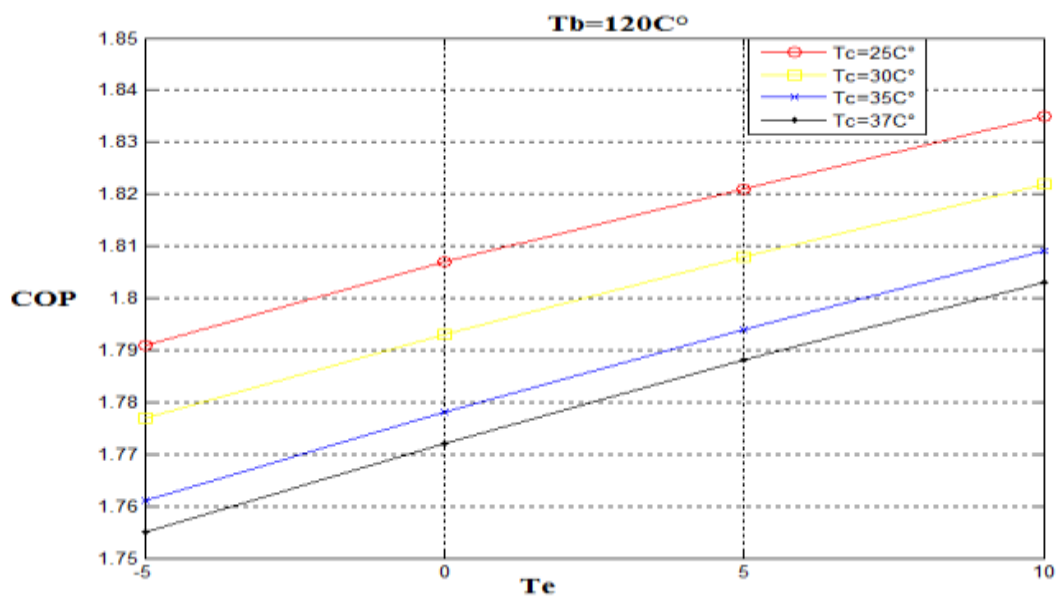


Figure. III. 10 : La variation du $COP_{éjc}$ de la machine avec la température de la source froide pour $T_b=120^\circ C$.

D'après Les courbes de la variation du coefficient de performance, On peut noter la forte décroissance de $COP_{éjc}$ avec l'accroissance de la température intermédiaire pour des températures de source froide et chaude fixées, la forte accroissance de $COP_{éjc}$ avec l'accroissance de la température de la source froide pour des températures de source

intermédiaire et chaud fixées et la faible accroissance de $COP_{éjc}$ avec l'accroissance de la source chaude pour des températures de source froide et intermédiaire fixées.

On constate que le $COP_{éjc}$ est très sensible à la variation des T_c . Car l'augmentation de T_c entraîne une augmentation de Δh_b et w_p et une diminution de Δh_e ce qui provoque une diminution de l'efficacité frigorifique, par ce que la sensibilité de la variation du COP est différente d'une à l'autre.

D'après cette explication on constate que la variation du coefficient de performance $COP_{éjc}$ est très sensible aux variations de température des trois sources chaude, froide et intermédiaire, on peut dire aussi que cette variation est très sensible parce que les variations du taux d'entraînement et le rapport d'enthalpie $\Delta h_e/\Delta h_b$ sont très sensibles à la variation de la température des trois sources et comme « $COP_{éjc} = \omega \cdot (\Delta h_e/\Delta h_b)$ » donc cette sensibilité de variation du $COP_{éjc}$ est logique.

Ceci veut dire finalement que pour augmenter les performances de la machine à éjection à température de source froide constante, il vaut mieux diminuer la température de source intermédiaire que d'augmenter la température de source chaude.

IV. Etude dynamique de la machine de climatisation solaire à éjecteur

Une machine frigorifique tritherme (ou machine frigorifique à éjecteur) est une machine qui dispose de trois sources de chaleur comme suit : une source chaude correspondant à la chaleur motrice fournie au système, une source froide correspondant à celle de la production du froid et une source tiède qui fait une liaison entre les deux sources. Le cycle de réfrigération solaire à éjecteur est similaire au système conventionnel de réfrigération à compression, sauf que, le compresseur est remplacé par une pompe, un générateur de vapeur et un éjecteur. Ce système contient trois parties importantes comme suite:

- Sous système du capteur Solaire (a pour but de convertir l'énergie solaire en énergie thermique);
- Sous système de la réfrigération à éjecteur (a pour but la production de froid);
- Sous système de la charge du froid (le lieu où nous voulons rafraichir).

La génération du froid est une technologie très importante dans notre vie. Dans cette étude, nous allons travailler au détriment des performances d'une machine de climatisation solaire à éjecteur couplée à un concentrateur linéaire de Fresnel (LFR). Le cycle constitué de collecteur solaire, générateur, éjecteur, condenseur, pompe à eau, valve d'expansion et évaporateur. Nous montrons dans cette étude l'effet des caractéristiques physiques, pour chaque élément du cycle sur la performance de la machine. L'étude a été réalisée en Guemar, El-Oued (OUED SOUF), Algérie. OUED SOUF représente nord-est du Sahara Algérien [44, 50, 51], pour le jour de 21Juin. Dans cette partie de l'étude, l'eau (R718) a été utilisée comme fluide frigorigène.

L'analyse d'équilibre particulier de sous-système du capteur solaire et le sous système de réfrigération à éjecteur, comme représenté sur la figure suivante:

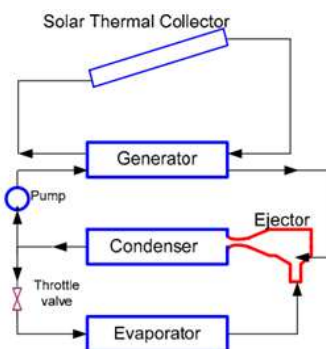


Figure. IV. 1 : Système de réfrigération pour l'analyse d'équilibre [44].

Le rayonnement solaire transformé par le concentrateur linéaire LFR en énergie thermique (voir Figure. II. 8 page 32), sert à générer dans le générateur de la vapeur à haute température et haute pression appelée fluide primaire ou moteur (P) qui se détend dans la tuyère primaire de l'éjecteur. A la sortie, le fluide primaire à grande vitesse entraîne le fluide secondaire (S) provenant de l'évaporateur. Ensuite, les flux primaire et secondaire se mélangent dans la chambre de mélange. Une première augmentation de pression due à la formation d'une onde de choc a lieu dans la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur. A la sortie de ce dernier, le mélange se condense dans un condenseur. Une partie du condensât passe dans l'évaporateur à travers un détendeur pour produire l'effet frigorigène tandis que le reste du liquide retourne au générateur par l'intermédiaire d'une pompe de circulation (voir le chapitre III page35).

Pour la performance de la machine de réfrigération solaire à peut être présenté comme le produit de la performance de sous-système de réfrigération à éjecteur (COP_{ejc}) et l'efficacité de capteur solaire (concentrateur linéaire de Fresnel LFR). Donc le rapport thermique du système est donné par la relation suivante [44, 48, 49]:

$$STR = COP_{ejc} \cdot \eta_{th} \quad (IV. 1)$$

Où η_{th} est le rendement thermique du concentrateur LFR.

Le but de cette étude est déterminer les paramètres qui sont affectée sur les diverses performances du système. L'analyse est exécutée par logiciel Engineering Equation Solver (EES), le modèle thermique solaire du capteur sans réservoir de stockage et chaudière auxiliaire. La simulation est exécutée sous les hypothèses suivantes [44]:

- Le fluide de travail est considéré comme un fluide parfait avec paramètres (C_p) constants et γ ;
- L'énergie cinétique des flux primaire et secondaire est négligeable ;
- L'écoulement est stationnaire ;
- Les parois internes de l'éjecteur sont adiabatiques ;
- La sortie de l'éjecteur est reliée au condenseur.

Grâce à cette étude, nous avons pu voir tous les résultats que nous les avons acquises. Nous avons vu les points qu'il est approprié.

La modélisation thermique du concentrateur LFR est faite par une procédure de calcul et programmation [31, 32], pour cela nous avons élaboré un programme de calcul pour simuler le rendement thermique, la température de fluide à la sortie de l'absorbeur et le coefficient des pertes thermique. Pour calculer le rayonnement solaire direct (DNI) du lever jusqu'au coucher du soleil, on a élaboré un algorithme qui permet de simuler le rayonnement solaire direct par le modèle semi-empiriques de PERRIN de BRICHAMBAUT [45, 46]. Le Tableau. IV. 1 traduit les conditions opératoires de notre machine.

Tableau. IV. 1 : Les conditions opératoires de service de la machine de climatisation solaire à éjecteur.

Les conditions	Valeurs
La température du générateur (T_b) en ($^{\circ}\text{C}$)	120
La température du condenseur (T_c) en ($^{\circ}\text{C}$)	30
La température de l'évaporateur (T_e) en ($^{\circ}\text{C}$)	10

Le Tableau. IV. 2 illustre les dimensions des cols (D_t et D_3) de l'éjecteur en régime critique ($P_4 \leq P_c$, où $P_c = 4246$ Pascal) avec les conditions opératoires précédentes (voir le Tableau. IV. 1) et avec une charge de froid égale à 12000 Watt.

Tableau. IV. 2 : Les dimensions des cols (D_t et D_3) de l'éjecteur en régime critique ($P_4 \leq P_c$).

La dimension	valeur
D_t en (m)	0,003265
D_3 en (m)	0,04011

Le Tableau. IV. 3 traduit la valeur du rapport d'entraînement (ω) et la valeur de la performance du sous-système de climatisation avec une charge de refroidissement égale à 12KW.

Tableau. IV. 3 : Le rapport d'entraînement (ω) et la performance du sous-système de climatisation avec une charge de refroidissement égale à 12 KW.

La dimension	valeur
ω	0,8377
$\text{COP}_{\text{éjc}}$	0,6064

La Figure. IV. 2, montre l'évolution des performances (STR) de la machine de climatisation solaire à éjecteur en régime critique en fonction de temps pendant la journée de 21 Juin.

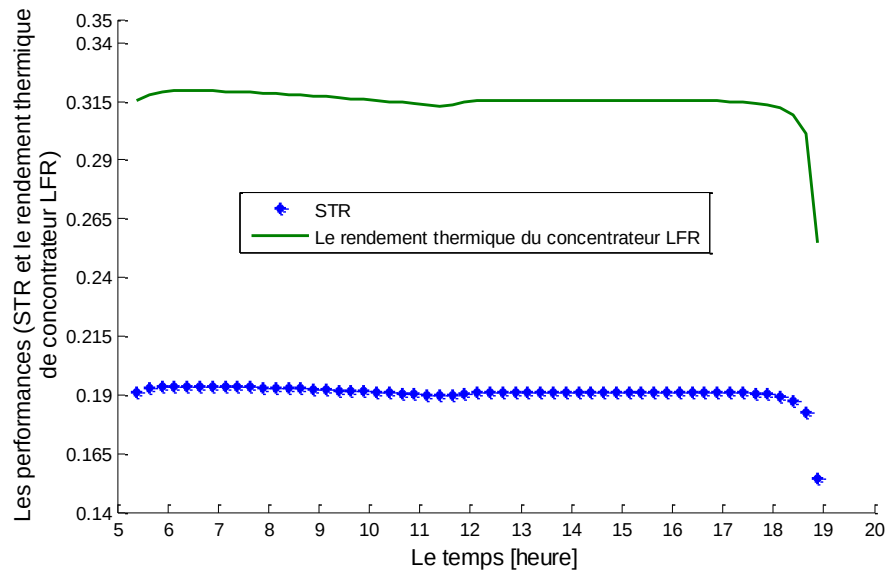


Figure. IV. 2 : *Les performances de la machine de climatisation solaire à éjecteur.*

D'après la Figure. IV. 2, nous constatons que le STR varie automatiquement comme le $COP_{éj}$ en fonction des températures des sources froide (T_e), intermédiaire (T_c) et chaude (T_b), et affectée par le changement du collecteur solaire de Fresnel. Il semble clair ainsi que l'efficacité de la machine est environ de 19%. On peut dire que cette valeur de performance (STR) est généralement acceptable puisque le rendement thermique du concentrateur linéaire de Fresnel, car l'efficacité (η_{th}) du concentrateur linéaire LFR ne dépasse pas 32 %, sauf dans des cas très spéciaux [31, 32].

On remarque que :

- L'application de ce modèle montre que le STR est très sensible aux variations de la température de condenseur (T_c), donc pour augmenter les performances de la machine à température de source froide constante, il vaut mieux diminuer la température de la source intermédiaire, que chercher à augmenter la température de la source chaude.

Conclusion générale

Le travail que nous avons présenté dans ce mémoire, nous a permis d'acquérir des connaissances très importantes sur les machines de climatisation solaire à éjecteur, car peu d'ouvrages sont publiés dans ce domaine.

Les différentes études de notre travail, nous ont permis d'identifier les meilleures conditions de fonctionnement de système, qui sont: l'étude des performances en fonction des conditions opératoires, comme les niveaux de températures des sources, l'étude des performances thermiques de la machine.

D'après cette étude, la performance du sous-système de réfrigération ($COP_{\text{éjc}}$) est très sensible aux variations de la température du condenseur (T_c), donc pour augmenter les performances de la machine il faut augmenter la température de la source chaude selon la nature de fluide réfrigérant.

Malgré que les performances du système augmentent relativement et modestement avec la température de la source chaude (T_b), mais il est à signaler que les performances de la machine augmentent plus vite avec la diminution de la température de la source intermédiaire (T_c) ou l'augmentation de la température de la source froide (T_e).

Le STR varie automatiquement comme le $COP_{\text{éjc}}$ en fonction des températures d'évaporateur, du condenseur et du générateur.

D' autre part, on constate que le concentrateur linéaire de Fresnel est efficace pour fonctionner cette machine même si il a un faible rendement thermique.

Enfin, cette étude est très encourageante pour l'exploitation de cette technologie en Algérie.

Références

- [1] O. Perrot, "Cours de machines frigorifiques," 2010-2011.
- [2] W. Chekirou, "Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption." Constantine, Algeria: Université Mentouri, 2008, pp. 187.
- [3] A. El Fadar, A. Mimet, and M. Pérez-Garcya, "Study of an adsorption refrigeration system powered by parabolic trough collector and coupled with a heat pipe," *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 2271–2279, 2009.
- [4] D. S. Kim and C. A. Infante Ferreira, "Solar refrigeration options - a state-of-the-art review," *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, pp. 3-15, 2008.
- [5] A. Dabrowski, *Adsorption and Its Applications in Industry and Environmental Protection*, vol. 2, Elsevier ed, 1999.
- [6] Wang. RZ, "Adsorption refrigeration research in Shanghai Jiao Tong University," *Renewable Sustainable Energy*, vol. 5, pp. 1–37, 2000.
- [7] L. Luo and M. Feidt, "Thermodynamics of adsorption cycles: A theoretical study," *Heat Transfer Engineering*, vol. 13, pp. 19-31, 1992.
- [8] L. Luo and D. Tondeur, "Transient thermal study of an adsorption refrigerating machine," *Adsorption*, vol. 6, pp. 93-104, 2000.
- [9] E. E. Anyanwu and N. V. Ogueke, "Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator," *Renewable Energy*, vol. 30, pp. 81-96, 2005.
- [10] Y. Fan, L. Luo, and B. Souyri, "Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 11, pp. 1758-1775, 2007.
- [11] R. E. Critoph, "Rapid cycling solar/biomass powered adsorption refrigeration system," *Renewable Energy*, vol. 16, pp. 673-678, 1999.
- [12] M. L. e. al., "investigation of Evacuated Tube Heated by Solar Trough Concentrating System," *Energy Conversion and Management*, vol. 47, pp. 3591 –3601, 2006.
- [13] A. I. Al-Rubaian and A.-f. Hamad, "Performance of single Axis tracking solar parabolic trough in Riyadh Saudi Arabia," presented at World renewable energy congress VIII, 2004.
- [14] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "Numerical modeling of a parabolic trough solar collector at Bouzaréah , Algeria," *International Journal of Chemical and Petroleum Sciences*, vol. 4, pp. 11-25, 2015.
- [15] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "A numerical analysis of the energy behavior of a parabolic trough concentrator," *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, vol. 8, pp. 671-691, 2016.
- [16] M. Ghodbane, B. Boumeddane and S. Largot, "etude optique et thermique d'un concentrateur cylindro-parabolique en site d'alger, Algérie," presented at IXth International Congress on Renewable Energy and the Environment, Djerba, Tunisie, 18-20 March 2015.

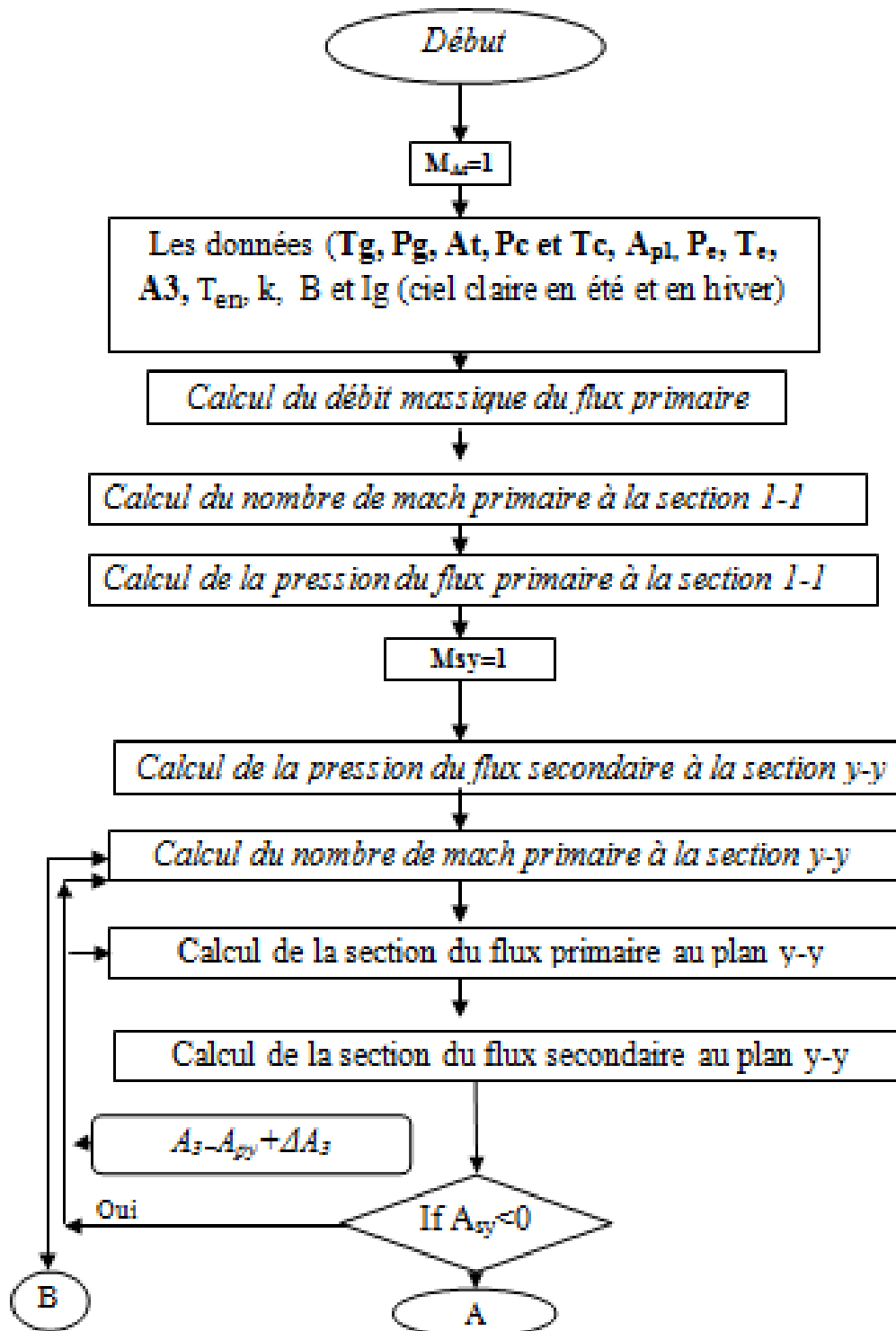
- [17] E. G. Najla, "La centrale hybride de Hassi R'mel," Portail Algérien des ENERGIES RENOUVELABLES, CDER 04 Février 2012 2012.
- [18] s. Kalogirou, "Thermal analysis of parabolic trough collectors," in *solar energy engineering- processes and systems, Thermal analysis of parabolic trough collectors*, 1 ed, 2009, pp. 199-202.
- [19] A. Hepbasli and Zeyad Alsuhailani, "A key review on present status and future directions of solar energy studies and applications in Saudi Arabia," *Renewable and Sustainable Energy Reviews* . vol. 15, pp. 5021–5050, 2011.
- [20] A. Fernandez-Garcia and E. Zarza, "Parabolic-trough solar collectors and their applications," *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 1695–1721 , 2010
- [21] M. Ghodbane, B. Boumeddane and S. Largot, "Simulation Numérique d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique en El Oued, Algérie," *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET)*, vol. 3, pp. 68-74, 2015
- [22] J. Facao and A. C. Oliveira, "Numerical simulation of a trapezoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator," *Renewable Energy*, vol. 36, pp. 90-96, 2011.
- [23] C. Choudhury and H. K. Sehgal, "A Fresnel Strip Reflector-Concentrator For Tubular Solar-Energy Collectors," *Applied Energy*, vol. 23, pp. 143-154, 1986.
- [24] M. Smith, "Les centrales solaires à miroir de Fresnel, site Web, Last edited on 2013-01-16, "http://www.ecosources.info/dossiers/Centrale_miroir_Fresnel_solaire_thermodynamique", 2013.
- [25] P. L. Singh, R. M. Sarviya, and J. L. Bhagoria, "Thermal performance of linear Fresnel reflecting solar concentrator with trapezoidal cavity absorbers," *Applied Energy*, vol. 87, pp. 541-550, 2010.
- [26] P. L. Singh, S. Ganesan, and G. C. Yadav, "Technical note: Performance study of a linear Fresnel concentrating solar device," *Renewable Energy*, vol. 18, pp. 409-416, 1999.
- [27] B. S. Negi, S. S. Mathur, and T. C. Kandpal, "optical and thermal performance evaluation of a linear fresnel reflector solar concentrator," *Solar & Wind Technology*, vol. 6, pp. 589-593, 1989.
- [28] M. A. Moghimi, K. J. Craig, and J. P. Meyer, "Optimization of a trapezoidal cavity absorber for the Linear Fresnel Reflector," *Solar Energy*, vol. 119, pp. 343-361, 2015.
- [29] M. A. Moghimi, K. J. Craig, and J. P. Meyer, "A novel computational approach to combine the optical and thermal modelling of Linear Fresnel Collectors using the finite volume method," *Solar Energy*, vol. 116, pp. 407-427.2015 ,
- [30] D. R. Mills and G. L. Morrison, "Compact Linear Fresnel Reflector solar thermal power plants," *Solar Energy*, vol. 68, pp. 263-283, 2000.
- [31] M. Ghodbane, B. Boumeddane, and N. Said, "design and experimental study of a solar system for heating water utilizing a linear fresnel reflector," *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, vol. 8, pp. 804-825, <http://dx.doi.org/10.4314/jfas.v8i3.8>, 2016.

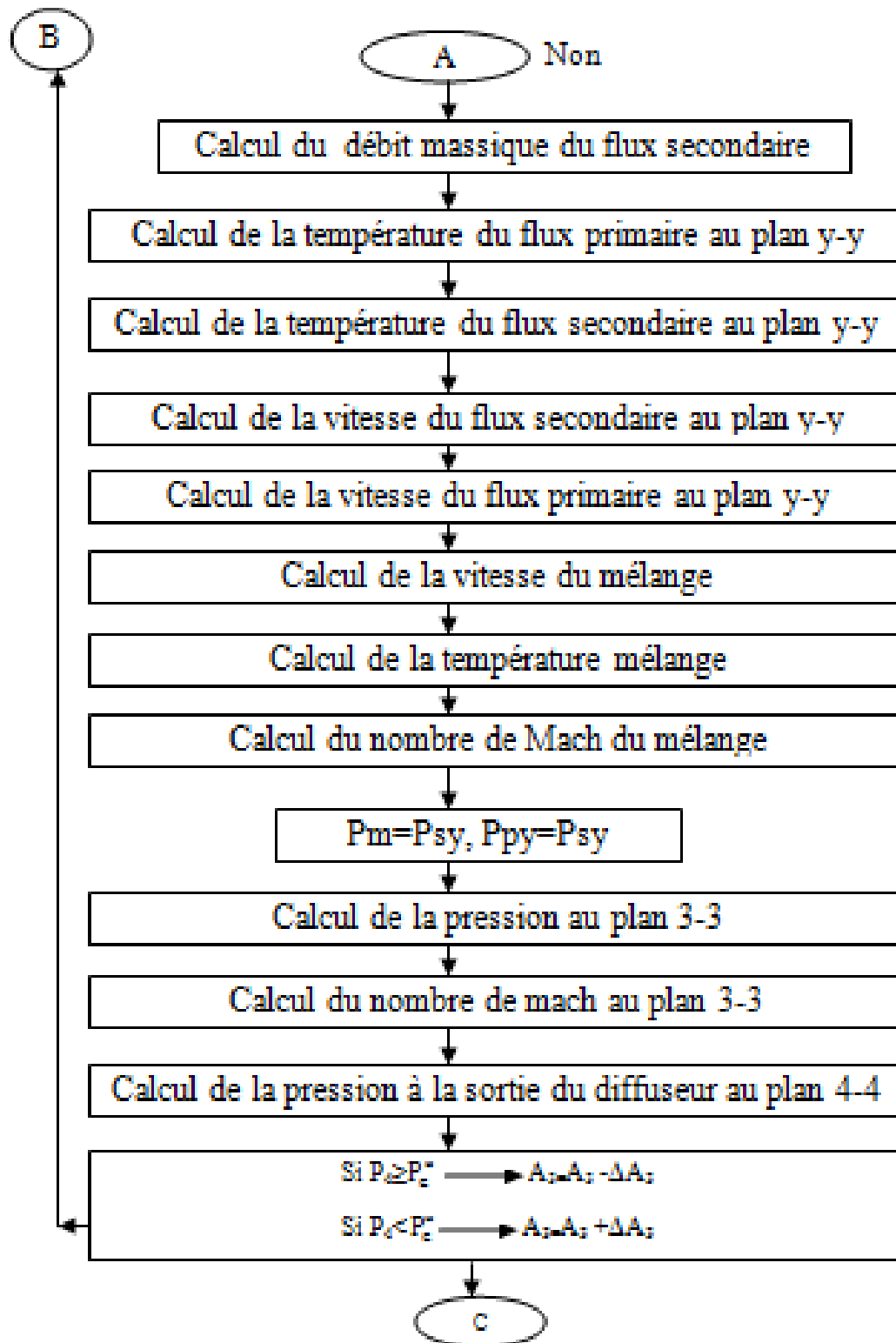
- [32] M. Ghodbane, B. Boumeddane, and N. Said, "A linear Fresnel reflector as a solar system for heating water: theoretical and experimental study," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 8, pp. 176-186, <http://dx.doi.org/10.1016/j.csite.2016.06.006>, 2016.
- [33] M. Ghodbane, B. Boumeddane, N. Moummi, S. Largot, and H. Berkane, "study and numerical simulation of solar system for air heating," *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, vol. 8, pp. 41-60, 2016.
- [34] R. Abbas, M. J. Montes, M. Piera, and J. M. Martinez-Val, "Solar radiation concentration features in Linear Fresnel Reflector arrays," *Energy Conversion and Management*, vol. 54, pp. 133-144, 2012.
- [35] P. Garcia, "Outils d'évaluation technico- économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur," in *Perpignan (France)*, 2007.
- [36] L. S. Panna, R. M. Sarvia, and J. L. Bhagoria, "Thermal performance of linear Fresnel reflecting solar concentrator with trapezoidal cavity absorbers," *Applied Energy*, vol. 87, pp. 541- 550, 2010.
- [37] N. Velazquez, V. Garcia, D. Saucedo, and R. Beltran, "Numerical simulation of a linear Fresnel Reflector concentrator used as direct generator in a solar- Gax cycle," *Energy Conversion and Management*, vol. 21, pp. 434- 445, 2010.
- [38] J. J. Bezain and L. S. Truyols, "Etude d'un concentrateur solaire linéique fixe intégré en toiture de bâtiment," presented at Actes des 12èmes Journées Internationales de Thermique (JITH 2005), Tanger, MAROC, 15-18 novembre 2005, 2005.
- [39] R. Bliss and Whillier, "The derivation of several, plate efficiency factors, useful in the design of the flat plat solar heat collector," *Solar Energy*, vol. 4, pp. 55 - 64, 1959.
- [40] B. S. Negi, S. S. Mathur, and T. C. Kandpal, "Optical and thermal performance evaluation of linear Fresnel reflector solar concentrator," *Solar and Wind Technology*, vol. 6, pp. 589- 593, 1989.
- [41] P. L. Singh, S. Ganesan, and G. C. Yadav, "Performance study of a linear Fresnel concentrating solar device," *Renewable Energy*, vol. 18, pp. 409-4016, 1999.
- [42] S. F. Larsen, M. Altamirano, and A. Hernadez, "Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator," *Applied Energy*, vol. 39, pp. 198 - 206, 2011.
- [43] K. F. Yogi D.G, Kreider J.F, " Off-Normal Incidence Effects," in *Principles of solar engineering*, T. Francis., Ed., 2nd Edition ed, 1999, pp. 139.
- [44] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "Numerical simulation of a solar-driven ejector refrigeration cycle coupled to a parabolic trough concentrator," *International Journal of Chemical and Petroleum Sciences*, vol. 5, pp. 1-12, 2016.
- [45] M. Ghodbane, B. Boumeddane, S. Largot, "Developpement d'un programme informatique pour la simulation du rayonnement solaire reçu par une surface inclinée," presented at Journée d'étude sur les énergies renouvelables et leurs applications, Université d'El Oued, Avril 2015.
- [46] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "Estimating solar radiation according to semi empirical approach of PERRIN DE BRICHAMBAUT: application on several areas

- with different climate in Algeria," *International Journal of Energetica (IJECA)*, vol. 1, pp. 20-29, 2016.
- [47] B. Boumeddane and N. Said, "Influence des paramètres de fonctionnement sur les performances d'une installation de climatisation solaire à éjecteur," presented at 21ème Congrès Français de Mécanique, Bordeaux, 26 au 30 août 2013, 2013.
- [48] W. Pridasawas and P. Lundqvist, "A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant," *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, pp. 840-850, 2007.
- [49] W. Pridasawas and P. Lundqvist, "An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system," *Solar Energy*, vol. 76, pp. 369–379, 2004.
- [50] Wikipedia, "El Oued," site web (http://fr.wikipedia.org/wiki/El_Oued), Dernière modification le 22 décembre 2014".
- [51] M. Ghodbane, B. Boumeddane and S. Largot, "Simulation Numérique d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique en El Oued, Algérie," -. A. M. 2nd International Conference on International Conference on Green Energy and Environmental Engineering , Tunisia, Ed., 2015.

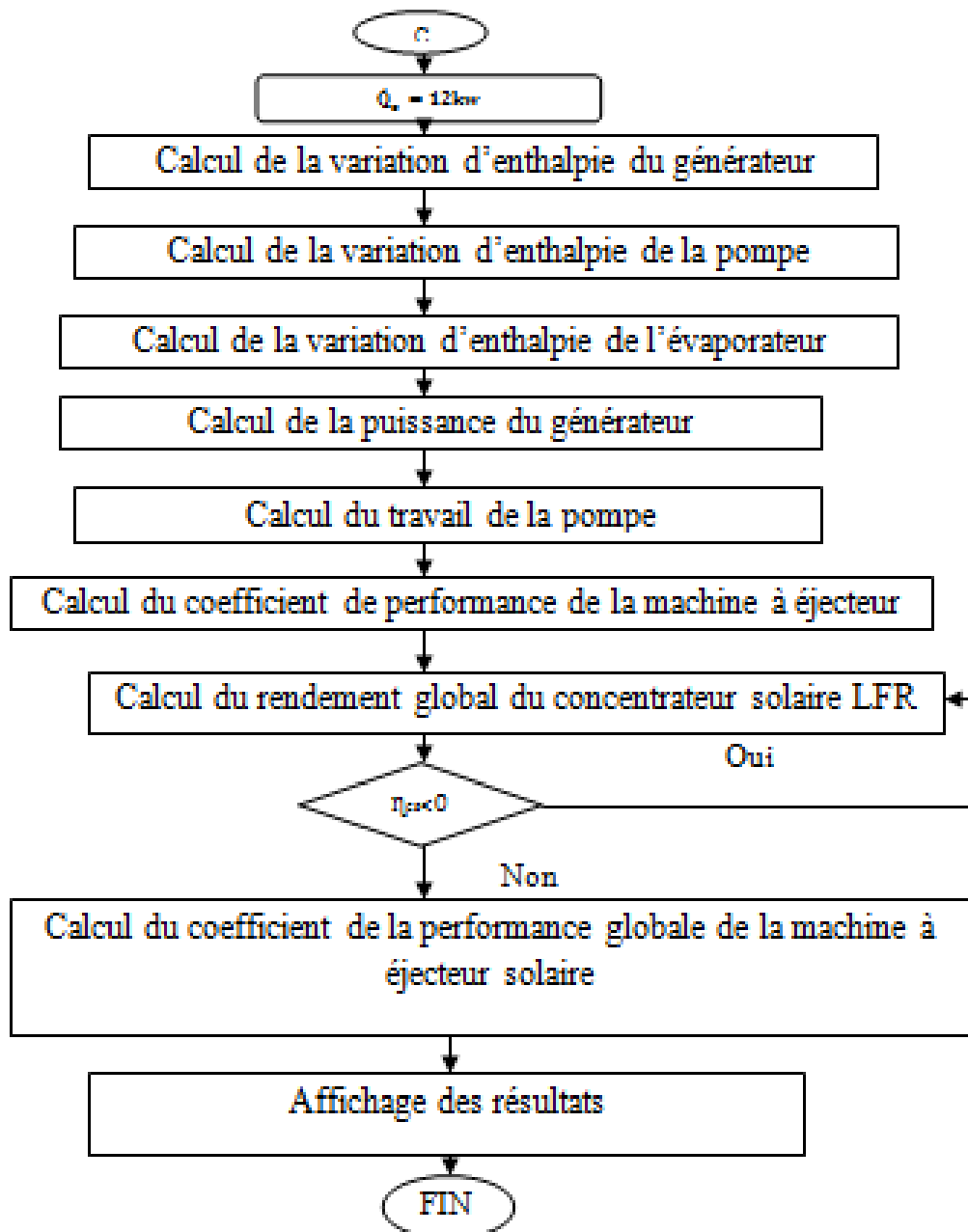
Annexes

- Annexe A : l'organigramme pour calculer les dimensions de l'éjecteur





- Annexe B : Organigramme pour calculer les performances thermique globales de la machine de climatisation solaire à éjecteur



Titre du mémoire : EVALUATION DES PERFORMANCES D'UNE MACHINE DE CLIMATISATION SOLAIRE A EJECTEUR RELIEE A MIROIRS LINEAIRES DE FRESNEL.

Master : Energétique et Énergies renouvelables.

Auteur : AROUA Salah, DJOUADI Bachir.

Mots clés : énergie solaire, climatisation solaire, concentrateur linéaire de Fresnel, éjecteur, performance thermique.

Résumé :

Afin de comprendre le comportement et de déterminer les paramètres d'une machine de climatisation à éjecteur fonctionnant avec l'énergie solaire à basse ou moyenne température ; un modèle dynamique dépend des principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie est mis au point. Pour cela, les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène en phase liquide et vapeur ont été identifiées à l'aide du logiciel EES. L'éclairement solaire direct et le rendement thermique d'un collecteur solaire ont été calculés à l'aide du logiciel MATLAB. En plus, l'eau a été utilisée comme un réfrigérant. Les performances du sous-système de climatisation à éjecteur ont été comparées en fonction des paramètres opératoires du sous-système. Le rendement thermique du concentrateur linéaire de Fresnel a atteint jusqu'à 31%, et la performance thermique globale de la machine (STR) a atteint jusqu'à 19 %. Ces résultats sont très encourageants pour tirer parti de cette technologie dans notre pays.

Report title: PERFORMANCE EVALUATION OF THE OF A SOLAR-DRIVEN EJECTOR AIR-CONDITIONING MACHINE COUPLED TO FRESNEL LINEARS MIRRORS.

Keywords: Solar energy, solar air conditioning, Fresnel linear concentrator, ejector, thermal performance.

Abstract:

In order to understand the behavior and to determine the parameters of an ejector air-conditioning machine operating with solar energy at low or medium temperature; a dynamic model depends on the principles of conservation, the momentum mass and energy is developed. For this purpose, the thermodynamic characteristics of the liquid and vapor refrigerant were identified using the EES software. Direct solar irradiance and thermal efficiency of a solar collector were calculated using the MATLAB software. In addition, the water was used as a refrigerant. The performance of the ejector air conditioning subsystem was compared as a function of the operating parameters of the subsystem. The thermal efficiency of the Fresnel linear concentrator was as high as 31%, and the overall thermal performance of the machine (STR) was as high as 19%. These results are very encouraging to take advantage of this technology in our country.

عنوان المذكرة: تقييم أداء مكيف هواء شمسي معتمد عل قاذف فوق سمعي متصل بوحدة مرآيا خطية لفريزل.

الكلمات المفتاحية: الطاقة الشمسية، التكييف الشمسي، مرآيا فريزل الخطية، قاذف فوق سمعي، أداء حراري.

الملخص:

لفهم سلوك وتحديد معالم آلة تبريد شمسي معتمد على قاذف فوق صوتي ستستعمل كمكيف هواء يعمل بالطاقة الشمسية "منخفضة او متوسطة الحرارة"، أُعْتُمِدَ نموذج ديناميكي تتحكم فيه مبادئ الحفاظ على الكتلة، كمية الحرارة و الطاقة. لهذا الغرض تم تحديد الخصائص الحرارية لعمل التبريد (في حالتيه السائلة و الغازية) باستخدام برنامج EES. أما الاشعاع الشمسي المباشر والكفاءة الحرارية الملتقط الشمسي تم الحصول عليها باستعمال البرمجة ب MATLAB. إضافة إلى ذلك، تم استخدام الماء كسائل تبريد. تمت مقارنة أداء الجزء الفرعي لآلة التكييف المعتمدة على القاذف فوق صوتي وفقا لمعايير و شروط تشغيل دقيقة جدا، حيث بلغت الكفاءة الحرارية للمُرَكِّز الخطي لفريزل إلى 31٪، والأداء الحراري الكلي للآلة (STR) فهو 19٪. النتائج المتحصل عليها مشجعة للغاية للاستفادة من هذه التكنولوجيا في بلادنا.