



Mémoire de Fin d'Études

présenté par

BENAZZALA SALAH

&

BADACHE SID-ALI

pour l'obtention du diplôme master en génie mécanique

option : système énergétique et thermique (avancés)

Thème

Étude d'un cycle de réfrigération solaire muni d'un capteur solaire plan

Proposé et dirigé par : PR B.BOUMEDDANE

Année Universitaire 2011-2012

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

■ *À ma mère*

■ *À ma grande mère*

■ *À ma sœur*

■ *À mes frères qui m'ont encouragé*

■ *À mes oncles et leurs familles*

■ *À mes cousins*

■ *À mes Amis*

■ *À mes collègues*

■ *À mes enseignants*

■ *À toute la promotion 2012 de mécanique*

■ *À tous ceux qui m'ont souhaité chance*



SALAH

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

- *À ma mère et mon père*
- *À mes grande mère*
- *À mes frères qui m'ont encouragé*
- *À tout ma familles*
- *À mes Amis*
- *À mes collègues*
- *A mes enseignants*
- *À toute la promotion 2012 de mécanique*
- *À tous ceux qui m'ont souhaité chance*



SID-ALI

Remerciements

Nous tenons à remercier, **MONSIEUR BOUMEDDANE**, qui nous a aidés et guidé pour l’élaboration de ce mémoire nous n’aurons su arriver là où nous sommes sans ses précieux conseils et sa précieuse qualité d’encadrement. Nous le remercions, aussi, pour sa confiance, sa compétence qui nous a permis de progresser dans la réalisation de notre travail.

Nos remerciements les plus sincères s’adressent également aux membres de jury et nous espérons qu’ils apprécieront notre travail.

Et enfin nous tenons à exprimer notre profonde gratitude et adresser nos vifs remerciements à tous ceux qui nous ont aidés pour réaliser ce travail.

Résumé

Résumé

Afin de comprendre le comportement et de déterminer les paramètres d'une machine frigorifique à éjection solaire destinée à la climatisation fonctionnant avec l'énergie solaire à basse ou moyenne température ; un modèle de son fonctionnement sur les 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 et l'éclairement global et le rendement thermique d'un collecteur solaire sont calculées à l'aide du logiciel EES et MATLAB.

Enfin, une comparaison du COP global de la machine à éjection solaire à différentes températures (évaporateur, générateur et condenseur) en fonction des deux types de capteur, plan et à tube sous vide sur les conditions météorologiques de site d'Algier (Algérie) a été faite.

Mots clé : machine frigorifique, cycle frigorifique, éjecteur, énergie solaire.

الملخص

من أجل فهم سلوك و تحديد آليات عمل آلة تبريد شمسية ذات قاذف موجهة لتنكيف الهواء باستخدام طاقة شمسية متوسطة أو منخفضة درجة الحرارة. تم وضع نموذج لعمل هذه الآلة وفق مبادئ حفظ الطاقة الحركية و الطاقة الكتيلية و حفظ الطاقة من أجل تحديد كل خصائص نظام الآلة في كل نقطة من الدورة و حساب مردو ديتها و أيضا حساب كمية الإضاءة الشمسية وفق برنامجين EES و MATLAB.

في الأخير قمنا بعملية المقارنة بين معامل الأداء الإجمالي لآلية التبريد الشمسية ذات قاذف وفق نوعين من أنواع اللاقط الشمسي في موقع الجزائر العاصمة. و تحت درجات حرارة مختلفة : المبخر، المكثف و مولد.

كلمات البحث : آلة تبريد، دورة التبريد لأقاذف و الطاقة الشمسية.

Abstract:

To understand the behavior and to determine the parameters of a solar ejector refrigeration machine which is designed to operate air conditioning with solar energy at low or medium temperature, a model of its functioning on the principles of conservation of mass quantity motion and energy is developed. For this, the thermodynamic properties of the refrigerant liquid and vapor phase and the global illumination and the thermal efficiency of a solar collector is calculated using two programs which are MATLAB and EES.

Finally, a comparison of the overall COP of the machine to eject sun at different temperatures (evaporator, condenser and generator) based on two types of sensor, map and vacuum tube on the weather in Algiers (Algeria) was made

Key words: refrigerating machine, refrigeration cycle, ejector, solar energy.

Sommaire

Remercîments

Dédicace

Sommaire

Liste des tableaux

Liste des figures

Nomenclateur

Résumé

Introduction générale 1

CHAPITRE I:Recherche bibliographique

I Introduction	4
I.1 Principe de production du froid	4
I.2 Bref historique de la production de froid	5
I.3 Applications industrielles du froid	5
I.4 Procédé de la Production de froid	5
I.5 Les bases de la thermodynamique	6
I.5.1 Température	6
I.5.2 Pression atmosphérique	7
I.5.3 Surpression et pression absolue	7
I.5.4 Enthalpie	8
I.5.5 Changement d'état d'une substance	8
I.5.6 Le diagramme de phase	8
I.6 fluides frigorigènes	10
I.6.1 Historique de développement des fluides frigorigènes	10
I.7 Les familles des fluides frigorigènes :	10
I.8 Critères de choix d'un fluide frigorigène	10
I.8.1 Principaux critères thermodynamiques	11
I.8.2 Principaux critères de sécurité	11
I.8.3 Critères techniques	11
I.8.4 Critères économiques	11
I.8.5 Critères environnementaux	11
I.9 L'impact environnemental	12
I.9.1 Destruction de la couche d'ozone	12
I.9.2 Renforcement de l'effet de serre	12
I.10 Principaux fluides frigorigènes	12
I.10.1 Utilisation actuelles	12
I.11 Machines frigorifiques	14
I.11.1 Machines à compression	14
I.11.2 Machine de Stirling	16
I.11.3 Machine frigorifique à compression munie d'un détendeur à éjecteur	17
I.11.4 machine frigorifique à éjecteur	18
I.11.5 machine frigorifique à compresseur et éjecteur au CO ₂ supercritique	19

Sommaire

I.11.6 Machines à sorption	19
I.11.6.1 Différents types de sorption	19
I.11.6.2 Machines à absorption	20
I.11.6.3 Machine à adsorption	21
I.12 Conclusion	22

CHAPITRE II : les différents cycles frigorifique

II Introduction	24
II.1 Cycle monotherme	24
II.2 Cycle frigorifique ditherme	25
II.2.1 Coefficient de performance	26
II.2.2 Cycle de Carnot	27
II.2.3 Phénomènes endothermiques	28
II.2.4 Cycle à compression sans changement de phase	29
II.2.5 Cycle à compression de vapeur avec changement de phase	31
II.3 Cycle frigorifique tritherme	32
II.3.1 Cycle frigorifique tritherme théorique	32
II.3.2 Cycle à absorption	34
II.4 Conclusion	34

CHAPITE III:Rappel solaire

III.1 Introduction	36
III.1.1 Présentation générale	36
III.2 L'énergie solaire	37
III.2.1 Origine	37
III.2.2 Caractères particuliers	37
III.2.3 Captation	37
III.3 Le rayonnement solaire	38
III.3.1 Données astronomiques	39
III.4 Calcul de la position du soleil	40
III.4.1 Les paramètre de position	40
III.4.1. a Les coordonnées géographiques	40
III.4.1. b Les coordonnées célestes horizontales	41
III.4.1. c Les coordonnées célestes horaires	41
III.4.2 Les paramètre de temps	42
III.5 Le gisement solaire en Algérie	42
III.6 les capteurs solaires thermique a eau	43
III.6.1 Les base de captation	44
III.6.2 Familles différentes de capteurs thermiques à eau	45
III.6.3 Les capteur plans ou capteurs héliothermiques	45
III.6.3.1 Constitution d'un capteur ou collecteur plan	46
III.6.3.2 Principe de fonctionnement d'un panneau thermique classique	46
III.6.3.3 Avantages et inconvénient	48
III.6.4 Les capteurs à tubes sous vide	48
III.6.4.1 Familles différentes	49
III.6.4.2 Orientation	49
III.6.4.3 Avantage des capteurs solaires à tubes sous vide	49
III.6.5 Rendement comparatif entre les deux types de capteur	50
III.6.6 Paramètres et caractéristiques de fonctionnement des capteurs solaires	50

Sommaire

III.6.7 Paramètre de performance d'un capteur plan	51
III.6.8 Procédure de calcule de rendement d'un capteur	51
III.6.9 la puissance des capteurs	55
III.7 Conclusion	56

CHAPITRE IV : Machine frigorifique à éjecteur

IV.1 Réfrigération avec éjecteur	58
IV.1.1 Système de réfrigération avec éjecteur	58
IV.1.2 Le cycle de puissance	59
IV.1.3 Le cycle de réfrigération	59
IV.2 L'éjecteur	59
IV.2.1 Description de l'éjecteur	59
IV.2.2 Principe de fonctionnement de l'éjecteur	60
IV.2.3 L'éjecteur supersonique	60
IV.3 Les fluides frigorigènes utilisés dans les cycles à éjecteur	61
IV.3.1 Critères de choix des frigorigènes	62
IV.4 Système solaire de réfrigération avec éjecteur	63
IV.4.1 La description du système :	63
IV.4.2 Les équations qui régissent le système	66
IV.5 Analyse de l'éjecteur supersonique	67
IV.5.1 Modèle global d'écoulement dans l'éjecteur	67
IV.5.1.1 Détermination de la pression critique d'un éjecteur déjà existant :	71
IV.5.1.2 Détermination du débit d'un éjecteur:	71
IV.6 La puissance de l'évaporateur	74
IV.7 La puissance du générateur	75
IV.8 La puissance du condenseur	75
IV.9 Travail de la pompe	76
IV.10 Conclusion	76

CHAPITRE V: Etude paramétrique

V Introduction	78
V.1 Les logiciels de travail :	78
V .2 Illustration du model de calcule	79
V .2.1 Analyse de cycle à éjection	80
V.2.2 Description du système à éjection	81
V.2.3 Coefficient de Performance d'une machine frigorifique à éjecteur	81
V .2.3.a Coefficient de performance théorique du cycle (de référence théorique de CARNOT).	82
V.2.3.b Coefficient de performance réel (pratique) :	82
V.3 Un exemple numérique	82
V.4 Etude paramétrique	84
V.5 Conclusion	90
Conclusion générale	91

Référence

Annexe A
Annexe B
Annexe C

Sommaire

Introduction générale

L'utilisation de l'énergie solaire dans les pays ensoleillés est une moyen efficace pour pallier au manque d'énergie surtout dans les zones rurales ou' il est parfois difficile et couteux de les alimenter avec le réseau électrique conventionnelle par ailleurs l'Algérie est un pays où le potentiel solaire est très important ; l'ensoleillement annuel est toujours supérieure à 20 000 KJ par m² de surface de captation. [4]

Il est donc 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 trithermes 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, a 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 trithermes, 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.

Dans le premier chapitre, on présente des généralités sur le froid, ainsi qu'une étude bibliographique faisant référence à principales machines frigorifiques qui sont déjà réalisées dans le domaine.

Le deuxième chapitre est une présentation des différents cycles frigorifiques, ainsi qu'une analyse thermodynamique pour déterminer le coefficient de performance.

Introduction générale

Au chapitre III qui porte sur le rappel solaire et la généralité des capteurs (plan et à tube sous vide) utiliser lors de cette machine. En donnant une analyse théorique de nos capteurs pour déterminer éclairement globale et le rendement de ces derniers, pour notre l'étude on a choisi une journée qui caractérise le mois d'août et autre caractérise les mois de janvier.

Dans le quatrième chapitre, on fera une description générale de la machine à éjection solaire, qui nécessite une étude théorique d'éjecteur supersonique qui fait remplacer le rôle de compresseur ; finalement ce chapitre est consacré aussi à l'établissement des équations thermodynamique nécessaire qui nous permet de calculer le coefficient de performance globale de la machine à éjection et les autres paramètres du système .

L'étude paramétrique est l'objet du cinquième chapitre, elle est basée sur l'écriture des toutes les équations thermodynamique ce qui a permis d'aboutir à un organigramme et établir un programme de calcul en EES et MATLAB.

Après l'illustration du modèle de calcul avec ces données initiales :

Te=8 °C, TC=31.5 °C, Tg=90 °C et une puissance calorifique de **10 Kw** et le **R141b** comme fluide de travail.

L'influence des niveaux de température au condenseur, évaporateur et générateur et aussi étudiée, ainsi que une comparaison a été faite entre le coefficient de performance du système en fonction des deux types de collecteur et deux journées caractéristiques.

I Introduction

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 thermophysiques, 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. 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 [5]

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 distincts : {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).

Chapitre I recherche bibliographique

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

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.

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...
- Industries alimentaires : conservation des aliments, pasteurisation des liquides...
- Industries chimiques et pétrochimiques : liquéfaction des gaz pour le transport, déparaffinage, débenzolage...
- Génie civil : refroidissement des bétons, congélation des sols aquifères...
- Conditionnement des locaux : rafraîchissement de l'air, conditionnement des patinoires, canons à neige...
- Laboratoires d'essai et de recherche : étude des matériaux et comportement de la matière à très basse température...
- Production de neige carbonique : maintien du froid à basse température (-80 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, 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 [6]

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.

Chapitre I recherche bibliographique

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 effectuer 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.

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

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 $h = 0 \text{ J/kg}$. 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 $P_{am} = 1,013 \text{ bar}$.

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).

Chapitre I recherche bibliographique

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.

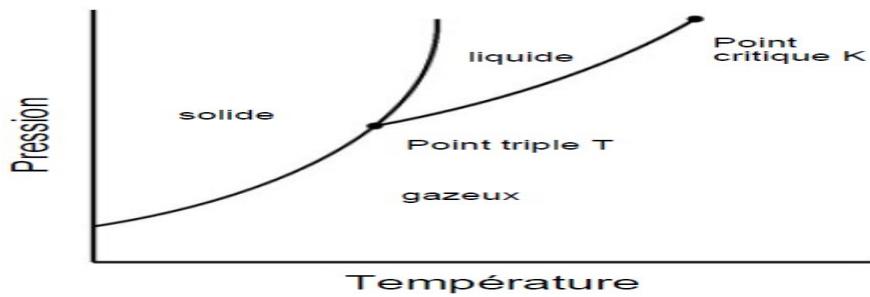


Figure I.1.Diagramme de phase d'un fluide frigorigène

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

• Introduction

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 évacué hors de la machine par un phénomène exothermique consistant à un changement d'état inverse du précédent, c'est-à-dire faisant passer la substance de l'état gazeux à l'état liquide

• Définition des fluides frigorigènes [10]

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 Historique de développement des fluides frigorigènes

- Ether (1834), puis l'éther méthylique et l'anhydride sulfureux (SO₂).
- Ammoniac (1874).
- CO₂ (1881).

I.7 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 doivent 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 :

1. des éléments simples
2. des composés purs (inorganiques ou organiques)
3. 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.8 Critères de choix d'un fluide frigorigène [7]

Le choix d'un fluide se fait en fonction de ses propriétés thermophysiques, 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 :

I.8.1 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 afin d'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 %.

I.8.2 Principaux critères de sécurité

- la toxicité
- l'inflammabilité

I.8.3 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...

I.8.4 Critères économiques

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

I.8.5 Critères environnementaux

- 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.9 L'impact environnemental [8]

I.9.1 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.9.2 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 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.10 Principaux fluides frigorigènes [7]

Les caractéristiques des principaux fluides utilisés actuellement sont dans le tableau (I.1).

I.10.1 Utilisation actuelles

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.

Chapitre I recherche bibliographique

Une autre orientation consiste à un retour vers les fluides dits naturels (ammoniac, hydrocarbures : propane, butane et isobutane).

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 ₃ CCLF ₂	-9.8	137.2	0.066	2000
HFC					
R32	CH ₂ F ₂	-51.7	78.2	0	650
R125	CHF ₂ FCF ₃	-48.1	66.3	0	2800
R134a	CH ₂ FCF ₃	-26.1	101.1	0	1300
R142a	CH ₃ CF 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)	CH ₃ CH ₂ CH ₃	-42.1	96.8	0	<10
R600 (butane)	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	-0.5	152	0	<10
R600a (isobutane)	CH(CH ₃) ₂ – 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

Tableau I.1. Caractéristiques des principaux fluides frigorigènes.

I.11 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.11.1 Machines à compression

1) 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 (Trajet 2 → 3). Le condensat 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 → 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.

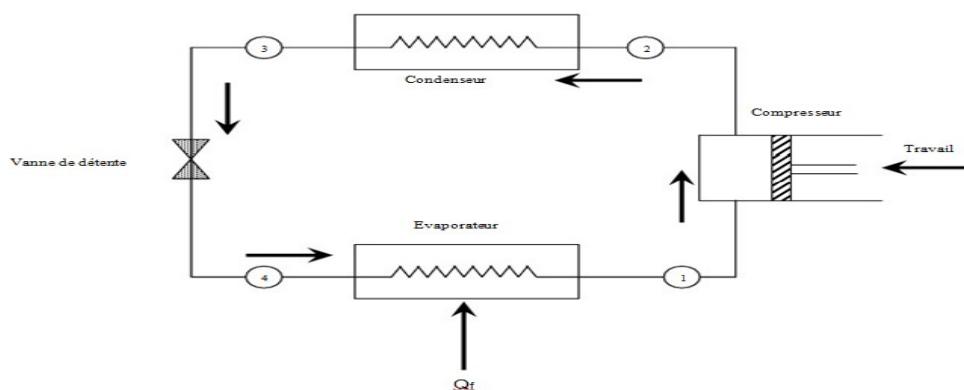


Figure I.2. Schéma d'une machine frigorifique à compression.

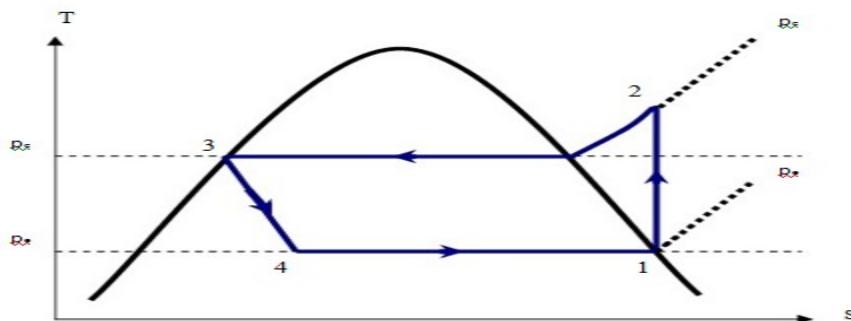


Figure I.3. Cycle d'une machine à compression de vapeur sur le diagramme (T, S)

2) 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.

3) 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) 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.

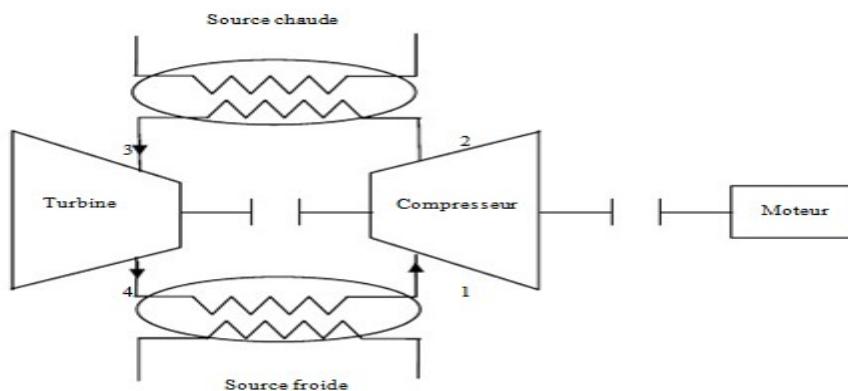


Figure I.4. Schéma d'une machine frigorifique à gaz.

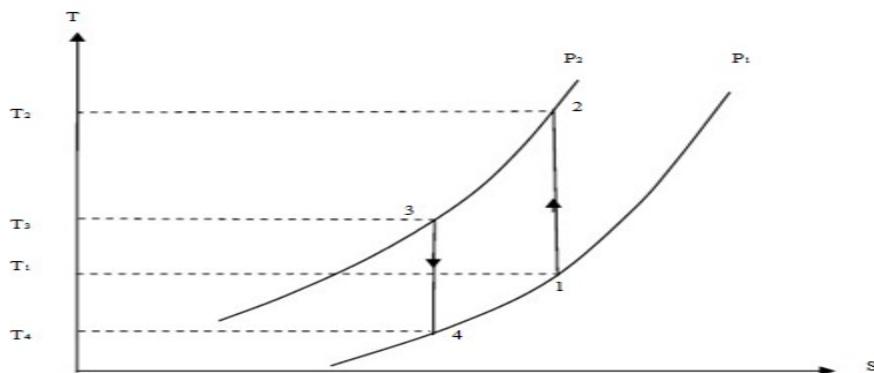


Figure I.5. Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T, S).

I.11.2 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 °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.11.3 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. Voir figure(I.6)

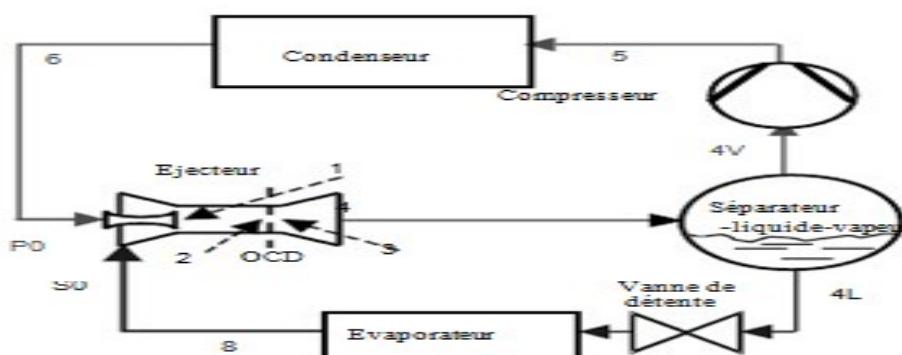


Figure I.6. Schéma de la machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur.

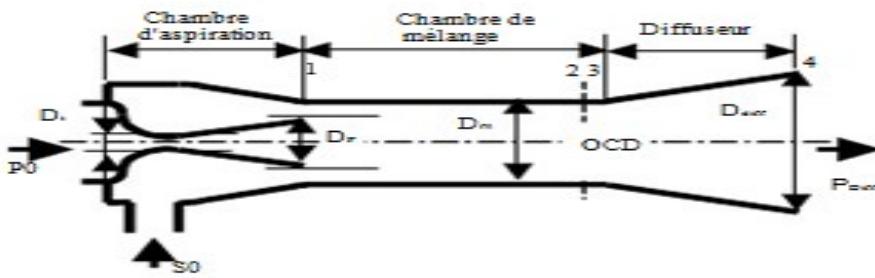


Figure I.7. Schéma de principe de l'éjecteur type « mélange à section constante ».

I.11.4 machine frigorifique à éjecteur

• Définition

Dans ce type de machines frigorifiques, le compresseur mécanique est remplacé par un éjecteur. Il est composé d'une chambre de mélange où arrive la vapeur motrice à travers une tuyère et la vapeur aspirée mais aussi d'un diffuseur où le mélange se comprime et est éjecté vers le condenseur. Les installations diffèrent selon qu'on emploie des fluides chlorofluorés (les plus utilisées) ou de la vapeur d'eau.

Un cycle frigorifique à éjecteur et sans compresseur figure (I.8) se présente comme suit :

- en sortie de condenseur, une partie du débit est dirigée vers une pompe qui comprime le liquide, au prix d'un travail très faible
- le liquide sous pression est vaporisé dans un générateur à relativement haute température (environ 100 °C), et éventuellement surchauffé, d'une valeur dépendant des propriétés thermodynamiques du fluide. L'énergie thermique fournie au générateur est une énergie payante ;
- cette vapeur surchauffée est ensuite utilisée comme fluide moteur dans l'éjecteur
- la partie du liquide qui n'a pas été reprise par la pompe est détendue dans l'évaporateur, puis dirigée vers l'éjecteur, comme fluide secondaire
- le mélange sortant de l'éjecteur est condensé dans le condenseur, et le cycle est bouclé.

L'intérêt de ce cycle est de remplacer le travail consommé par un compresseur par un travail beaucoup plus petit consommé par la pompe, et par une chaleur fournie au générateur à moyenne ou haute température.

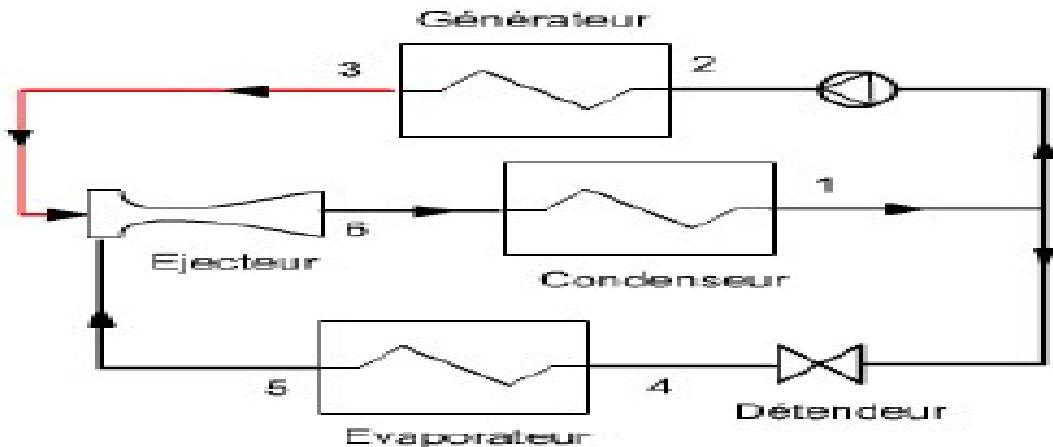


Figure I.8. Structure d'un cycle à éjecteur

I.11.5 machine frigorifique à compresseur et éjecteur au CO2 supercritique

Dans certaines conditions, et notamment si le frigorigène est du CO₂ supercritique, le cycle à compresseur et éjecteur présente une contrainte forte : la répartition des débits entre les branches à haute et basse pressions doit impérativement être cohérente avec le titre du frigorigène en sortie de l'éjecteur, ce qui demande de mettre en œuvre des régulations particulières.

Le CO₂ supercritique est détendu dans l'éjecteur, ce qui lui permet d'entraîner la vapeur, et de la recomprimer légèrement.

Le mélange diphasique en sortie d'éjecteur est séparé, puis le complément à un certain débit de la vapeur est remélangé au flux liquide avant d'entrer dans le détendeur puis dans l'évaporateur. Le flux principal de vapeur est comprimé à haute pression, puis condensé à une température de condensation °C.

I.11.6 Machines à sorption

I.11.6.1 Différents types de sorption

Les systèmes frigorifiques à sorption utilisent des propriétés couplées d'un sorbant et d'un sorbat (Fluide frigorigène). 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 NH₃/H₂O. Ce couple est le mieux connu et le plus étudié. La réaction mise en jeu entre le sorbant et le

Chapitre I recherche bibliographique

sorbit est de nature chimique. La solution retenue la plupart du temps dans les systèmes à absorption humide, aboutie à un cycle continu.

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 H₂O/LiBr et le H₂O/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.

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.

I.11.6.2 Machines à absorption

• Principe de fonctionnement

Le schéma d'une machine frigorifique à absorption est représenté sur la figure (I.9). 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 NH₃ entre en 1 dans le bouilleur, sous l'effet de la chaleur, libère du NH₃ à la pression haute P₁, la solution pauvre obtenue (point 2) passe dans l'absorbeur après avoir subir une chute de pression dans une vanne jusqu'à la pression basse P₀. La vapeur de NH₃ séparée de la vapeur d'eau (point 5) est condensée à la température ambiante, après détente (6-7) jusqu'à la pression P₀, le liquide restant s'évapore en produisant l'effet utile.

Le cycle est bouclé à partir du liquide 3 pauvre en NH₃ et de la vapeur 8, on obtient ainsi dans l'absorbeur un liquide 4 riche en NH₃. 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.

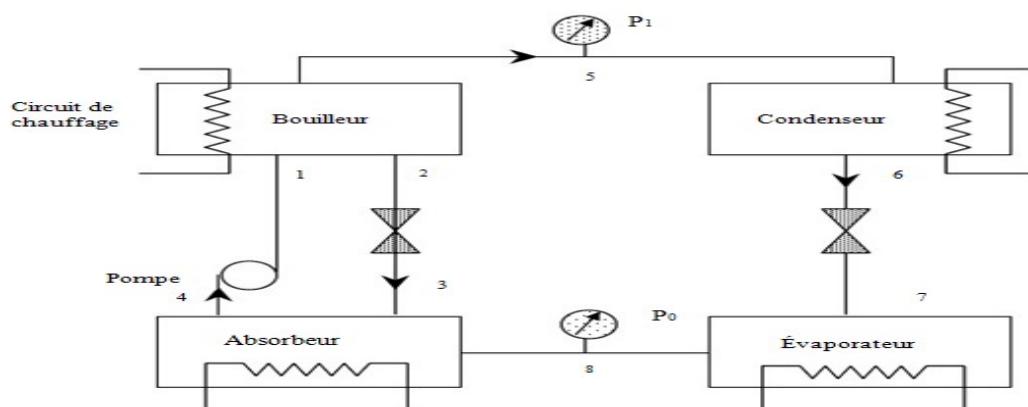


Figure I.9. Schéma d'une machine frigorifique à absorption.

• Classification des machines à absorption [9]

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...)

I.11.6.3 Machine à adsorption [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.

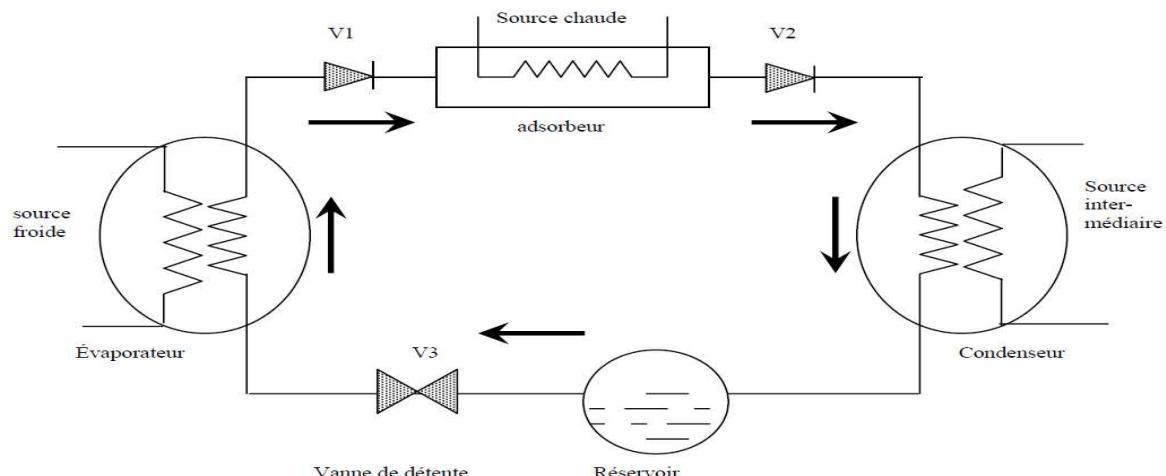


Figure I.10.Schéma de la machine frigorifique à adsorption

I.12 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 Introduction

Ce chapitre porte sur l'analyse thermodynamique et une présentation générale pour les différents cycles frigorifiques.

Le cycle ditherme est plus utilisé dans la production du froid, lors de **COP**, il assure 0.4-0.5 environ, cette valeur sera chutée dans les autres cycles surtout le système à absorption et à éjection. Les performances des cycles de réfrigération dépendent fortement de la température et la pression de fonctionnement des éléments de la machine frigorifique, ces variables sont liées aux besoins d'applications spécifiques et de la capacité de l'équipement.

La technique frigorifique est une partie constituante de la thermodynamique qui traite le comportement des corps solides, liquides et gazeux.

II.1 Cycle monotherme [7]

Il est cependant impossible de retirer de la chaleur d'un corps à partir d'un cycle monotherme (utilisant une seule et unique source de chaleur), voire la figure (II.1).

En effet, le premier principe s'écrit dans ce cas :

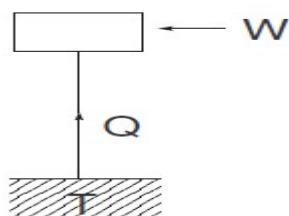


Figure II.1 .Cycle monotherme

et le second principe :

$$Q + W = 0 \quad (\text{II.1})$$

$$\frac{Q}{T} + \Delta S = 0 \quad (\text{II.2})$$

Où **Q** est la chaleur reçue de la source de chaleur à la température **T**, **W** l'énergie mécanique reçue, et **ΔS** l'entropie créée au cours du cycle (qui ne peut être que positive ou nulle). Puisque $\Delta S \geq 0$, l'équation(II.2) a pour conséquence que **Q** doit être négatif. Ainsi, lors d'un cycle monotherme, la chaleur ne peut être que cédée à l'extérieur (on chauffe la source) et le travail reçu de l'extérieur.

Chapitre II les différents cycles frigorifiques

Il est donc impossible de créer un cycle monotherme refroidissant un corps et entraînant un moteur par la même occasion

Lors d'un cycle monotherme, la chaleur ne peut qu'être cédée à la source de chaleur ($Q < 0$), et l'énergie mécanique reçue par le fluide ($W > 0$).

Il n'est donc pas possible de réaliser un cycle frigorifique monotherme.

II.2 Cycle frigorifique ditherme

Pour mettre en œuvre un cycle frigorifique, il est donc nécessaire de disposer d'au moins deux sources de chaleur figure (II.2). L'une sera appelée source froide (celle dont on va extraire la chaleur) et l'autre la source chaude (celle où l'on va rejeter la chaleur). Appliquons le premier principe à un cycle décrit entre ces deux sources :

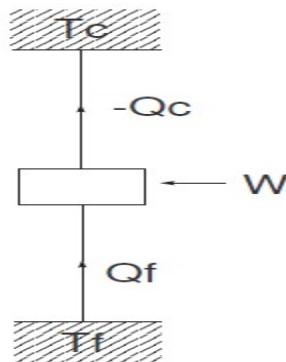


Figure II.2 .Cycle ditherme

$$Q_f + Q_c + W = 0 \quad (\text{II.3})$$

Où Q_f est la chaleur reçue de la source froide, Q_c la chaleur reçue de la source chaude et W l'énergie mécanique reçue. Le second principe nous permet d'écrire, pour un cycle réversible et en supposant que les échanges de chaleur se font à la température des sources :

$$\frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} = 0 \quad (\text{II.4})$$

D'où

$$Q_c = -Q_f \frac{T_c}{T_f} \quad (\text{II.5})$$

Si on reporte cette expression dans l'équation (II.3), on obtient :

$$W = Q_f \left(\frac{T_c}{T_f} - 1 \right) \quad (\text{II.6})$$

La température **Tc** de la source chaude étant supérieure à la température de la source froide **Tf**, et si la chaleur **Qf** est positive (on souhaite refroidir, donc extraire de la chaleur de la source froide), le travail reçu **W** est donc positif.

Il faut donc ainsi nécessairement apporter un travail mécanique lors d'un cycle ditherme pour obtenir un effet frigorifique.

II.2.1 Coefficient de performance

Le coefficient de performance d'un cycle frigorifique, noté **COP** se définit comme le rapport entre ce que l'on récupère (la chaleur extraite de la source froide) par rapport à ce que l'on apporte (l'énergie mécanique). On a ainsi :

$$\text{COP} = \frac{Q_f}{W} \quad (\text{II.7})$$

Dans le cas du cycle ditherme, en reprenant l'expression (II.6), on obtient l'expression du coefficient de performance dans le cas d'un cycle réversible :

$$\text{COP} = \frac{1}{\left(\frac{T_c}{T_f} - 1 \right)} \quad (\text{II.8})$$

D'où l'expression de l'efficacité maximum pouvant être atteinte par un cycle ditherme, efficacité de Carnot est comme suit :

$$\text{COP} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (\text{II.9})$$

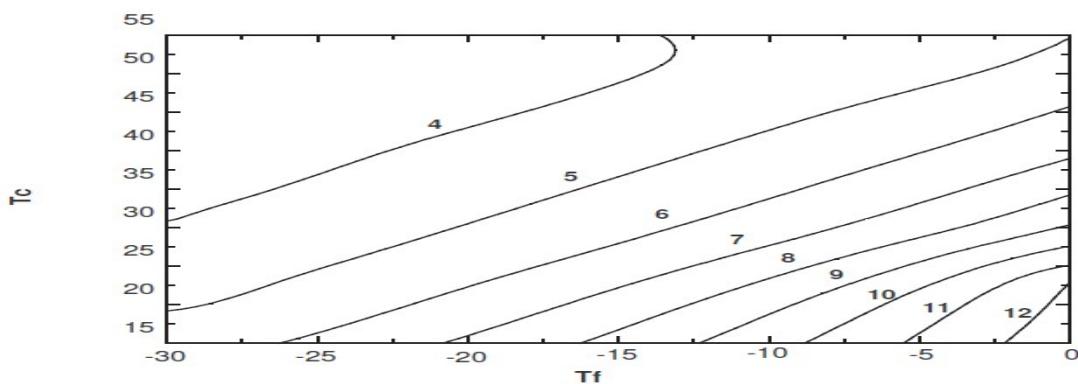


Figure II.3. Efficacité de Carnot en fonction des températures des sources

II.2.2 Cycle de Carnot [7]

Sadi Carnot a posé en 1824 dans son ouvrage "Réflexions sur la puissance motrice du feu et les machines propres à développer cette puissance" les bases d'un cycle idéal entre deux sources de chaleur, connu depuis sous le nom de "cycle de Carnot". Celui-ci est composé de deux isentropes adiabatiques et de deux isothermes. Un exemple (cycle moteur) est donné dans la figure (II.4) et l'efficacité de ce cycle est donnée par la formule (II.9).

Si l'on fait fonctionner ce cycle en sens opposé, on obtient un cycle qui absorbe de la chaleur à la source froide et qui en dégage à la source chaude. Il s'agit donc bien d'un cycle frigorifique, on parle alors communément de "cycle inverse".

Les cycles réels à compression de vapeur, tels que celui présenté dans la figure (II.6) diffèrent principalement du cycle présenté dans la figure (II.4) en deux points :

- on effectue la compression d'un gaz, et non d'un mélange diphasique
- le gaz est détendu sans récupération d'énergie mécanique, cette détente n'est donc pas isentropique

En effet, la technologie ne permet pas actuellement de compresser un mélange diphasique liquide-vapeur, c'est même une des premières causes de rupture des compresseurs. Bien que des turbines permettent de récupérer l'énergie mécanique lors d'une détente, le rendement encore faible, le fait de travailler avec un mélange diphasique et le coût de ces appareils rendent leur utilisation exceptionnelle.

Ainsi, pour des raisons technologiques, la détente n'étant pas isentropique et l'échange de chaleur avec la source chaude non isotherme, l'efficacité du cycle réel à compression de vapeur est par conception inférieure à l'efficacité du cycle de Carnot.

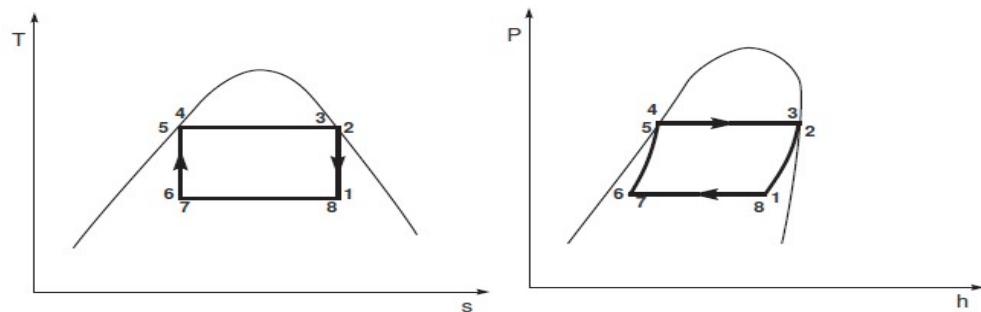


Figure II.4. Exemple d'un cycle moteur de Carnot : représentation P-h et T-s

II.2.3 Phénomènes endothermiques

Le cycle le plus utilisé actuellement pour "produire du froid" est le cycle à compression de vapeur. Ce cycle utilise un phénomène endothermique spécifique : la vaporisation d'un liquide. Cependant, de nombreux phénomènes endothermiques existent et plusieurs peuvent ou sont utilisés pour obtenir un effet frigorifique .voire le tableau (II.1).

La vaporisation d'un fluide est utilisée dans le cycle à compression de vapeur, mais est également souvent utilisée dans des systèmes ouverts (refroidissement par cryogénie, par azote liquide par exemple) : le fluide n'est alors pas récupéré, mais perdu.

La fusion d'un solide est principalement utilisée pour stocker le froid ou pour le transporter plus efficacement : frigoporteurs diphasiques, stockage du froid par des matériaux à changement de phase.

La désorption d'un gaz d'un solide est utilisée dans le cycle à adsorption et la désorption d'un gaz d'un liquide dans le cycle à absorption. Ces cycles mettent en œuvre trois sources de chaleur.

Phénomènes	Commentaires
Vaporisation d'un liquide	Ex : vaporisation d'azote liquide (pour l'eau, à $P=1$ atm, $Lv = 2258 \text{ kJ/kg}$)
Fusion d'un solide	Ex : glaçon dans le pastis ! (pour la glace $Lf = 333 \text{ kJ/kg}$)
Sublimation d'un solide	Ex : glace carbonique
Désorption d'un gaz d'un liquide ou d'un solide	Ex : cycle à absorption et adsorption
Détente d'un gaz dans certaines conditions	Ex : détente d'air
Effet Peltier	Echauffement de jonctions de métaux alimentés électriquement
Dissolution d'un soluté dans un solvant	
Désaimantation d'un métal paramagnétique	Effet frigorifique pour quelques métaux rares

Table II.1. Phénomènes endothermiques

On utilise la détente d'un gaz dans le cycle à air ouvert, cycle peu utilisé cependant. On pourrait également avoir un effet frigorifique lors de la détente d'un gaz si l'on récupère de l'énergie mécanique.

Chapitre II les différents cycles frigorifiques

Il existe des modules de refroidissement utilisant l'effet thermoélectrique Peltier. Ces unités sont notamment utiles lorsque la mise en œuvre d'une machine frigorifique utilisant un liquide pose des problèmes pratiques ou de sécurité (refroidissement de composants électroniques par exemple). Le rendement de ces modules est faible et dégage donc beaucoup plus de chaleur qu'il n'en extrait du corps à refroidir, chaleur qu'il faut évacuer. Enfin l'effet paramagnétique est l'objet de nombreuses recherches actuellement. Des prototypes de réfrigérateur de faible puissance utilisant cette technologie ont été développés récemment dans plusieurs laboratoires.

II.2.4 Cycle à compression sans changement de phase [7]

On oublie souvent que le cycle à compression de vapeur peut être effectué sans changement de phase. C'est le cas par exemple du cycle à air fermé, tel que décrit dans le diagramme de la figure (II.5).

Ce cycle est ainsi constitué de quatre composants :

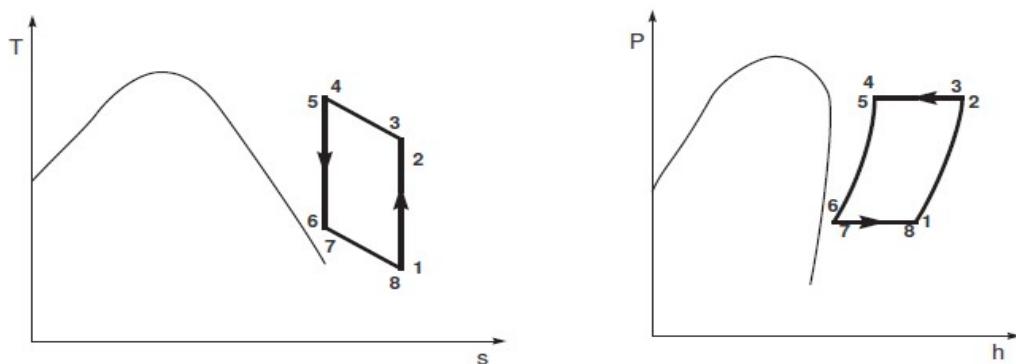


Figure II.5. Exemple d'un cycle à air fermé : représentation P-h et T-s

- un système de compression
- deux échangeurs de chaleur
- un système de détente

Comme on peut le voir sur la figure (II.5), on récupère de l'énergie mécanique lors de la détente, et cette énergie mécanique est habituellement utilisée pour l'entraînement du compresseur (il est nécessaire d'apporter cependant une énergie mécanique supplémentaire pour effectuer la compression). On utilise alors un élément appelé "turbocompresseur"

Chapitre II les différents cycles frigorifiques

assurant à la fois la compression du gaz et la récupération d'énergie mécanique lors de la détente.

L'énergie nécessaire pour compresser l'air d'un état 1 à un état 2, si on suppose que son comportement est celui d'un gaz parfait, est :

$$W = - \int_{V_2}^{V_1} p dV \quad (\text{II.10})$$

La compression étant supposée adiabatique, on a :

$$PV^\gamma = \text{constante} \quad (\text{II.11})$$

L'équation (II.10) peut donc s'écrire :

$$W = - p V^\gamma \int_{V_2}^{V_1} \frac{dV}{V^\gamma} \quad (\text{II.12})$$

En intégrant cette équation, on obtient :

$$W = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{\gamma - 1} \quad (\text{II.13})$$

L'air étant considéré comme un gaz parfait, dont le comportement est régi par l'équation

$PV = nRT$, on peut écrire :

$$W = nR \frac{T_2 - T_1}{\gamma - 1} \quad (\text{II.14})$$

Le coefficient de performance d'un cycle tel que présenté dans la figure (II.5) peut ainsi être exprimé par :

$$\text{COP} = \frac{Q_{7-8}}{W_{1-2} - W_{5-6}} = \frac{cp(T_8 - T_7)}{\frac{nR}{\gamma - 1}(T_1 - T_2 - T_5 + T_6)} \quad (\text{II.15})$$

Puisque $cp = \frac{nR}{1 - \frac{1}{\gamma}}$, on obtient l'expression :

$$\text{COP} = \frac{\gamma(T_8 - T_7)}{(T_2 - T_1 - T_5 + T_6)} \quad (\text{II.16})$$

II.2.5 Cycle à compression de vapeur avec changement de phase

Ce cycle à compression de vapeur est constitué d'au moins quatre composants:

- un système de compression
- deux échangeurs de chaleur
- un système de détente

Un système frigorifique mettant en oeuvre un cycle à compression de vapeur est présenté dans la figure (II.6).

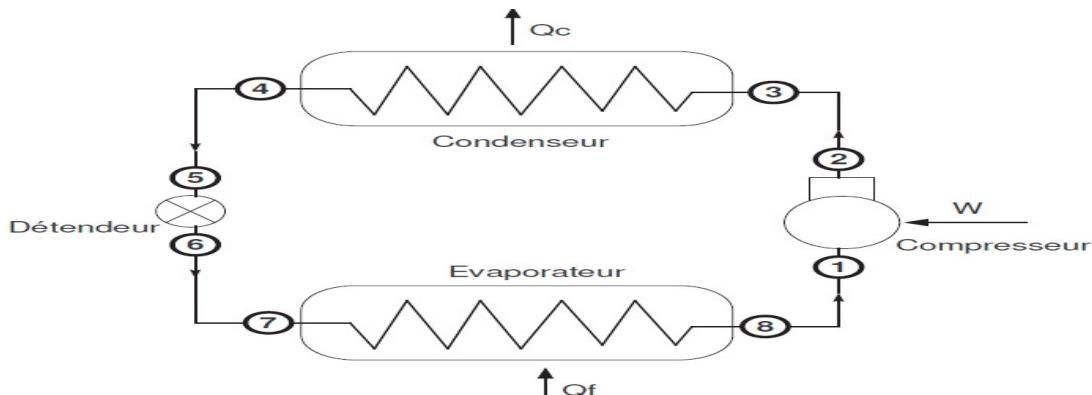


Figure II.6.Système frigorifique à compression mécanique de vapeur

Le tracé de ce cycle, appelé cycle Evans-Perkins, sur les diagrammes **T-s** et **P-h** est présenté dans la figure (II.7). Sur ces diagrammes, le fluide subit la série de transformations suivantes :

1. Compression isentropique de 1 à 2
2. Refroidissement des vapeurs surchauffées de 3 à 3' (isobare)
3. Condensation isotherme de 3' à 4
4. Détente isenthalpique de 5 à 6
5. Evaporation isotherme de 7 à 8

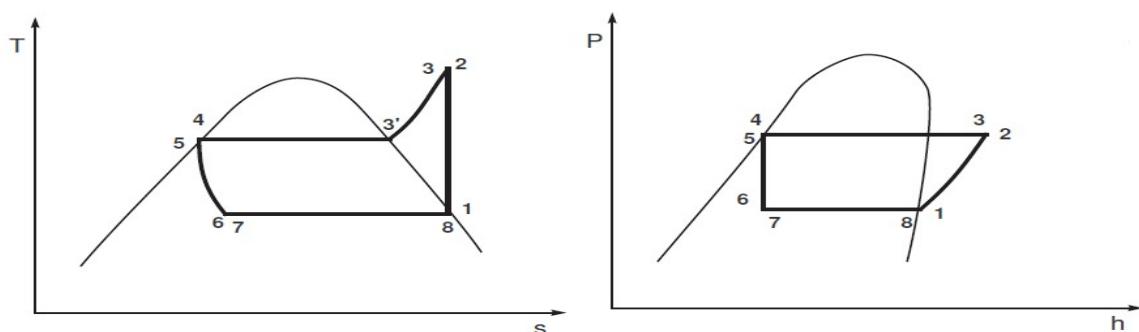


Figure II.7.Tracés du cycle de réfrigération à compression de vapeur dans les diagrammes T-s et P-h

Chapitre II les différents cycles frigorifiques

Le coefficient de performance du cycle Evans Perkins, en négligeant les irréversibilités de la compression et en supposant que l'évaporation et la condensation s'effectuent à la température des sources est :

$$\text{COP} = \frac{h_8 - h_7}{h_2 - h_1} \quad (\text{II.18})$$

Où **h** est l'enthalpie du fluide.

II.3 Cycle frigorifique tritherme [7]

II.3.1 Cycle frigorifique tritherme théorique

Si l'on dispose d'une troisième source de chaleur, il est possible de remplacer l'apport de travail mécanique du cycle ditherme par un apport de chaleur motrice à un niveau de température supérieur à la source chaude (une source donc très chaude). De la chute de température entre le "très chaud" et le "chaud", il est possible d'obtenir un effet moteur.

Le principe d'un tel cycle est présenté dans la figure (II.8). Si on note **Th** la température de la troisième source, l'application du premier principe mène à :

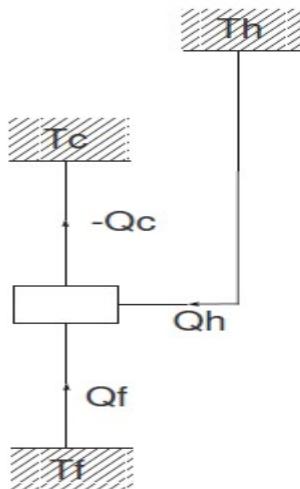


Figure II.8. Cycle tritherme

$$Qf + Qc + Qh = 0 \quad (\text{II.19})$$

Où **Qf** est la chaleur reçue de la source froide, **Qc** la chaleur reçue de la source chaude et **Qh** la chaleur reçue par cette source à haute température.

Chapitre II les différents cycles frigorifiques

Le second principe nous permet d'écrire, pour un cycle réversible et en supposant que les échanges de chaleur se font à la température des sources :

$$\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_h}{T_h} = 0 \quad (\text{II.20})$$

Le coefficient de performance d'un tel cycle frigorifique tritherme s'écrit :

$$\text{COP} = \frac{Q_f}{Q_h} \quad (\text{II.21})$$

Soit en reportant l'équation (II.21) :

$$\text{COP} = -\frac{T_f}{T_h} - \frac{T_f Q_c}{T_c Q_h} \quad (\text{II.22})$$

D'après (II.20) :

$$\frac{Q_c}{Q_h} = -\frac{Q_f}{Q_h} - 1 = -\text{COP} - 1 \quad (\text{II.23})$$

D'où

$$\text{COP} \left(1 - \frac{T_f}{T_c} \right) = \frac{T_f}{T_c} - \frac{T_f}{T_h} \quad (\text{II.24})$$

Et donc

$$\text{COP} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \frac{T_h - T_c}{T_h} \quad (\text{II.25})$$

Remarquons que l'expression de ce coefficient de performance fait abstraction de la technologie employée. Il s'agit du **COP** théorique pouvant être obtenu par un cycle réversible entre trois sources de chaleur.

II.3.2 Cycle à absorption

Le cycle à absorption est un exemple de cycle tritherme. Il peut être vu comme un cycle à compression de vapeur dont la compression est réalisée de manière thermique. Ainsi on retrouve les principaux composants , condenseur, détendeur, évaporateur.

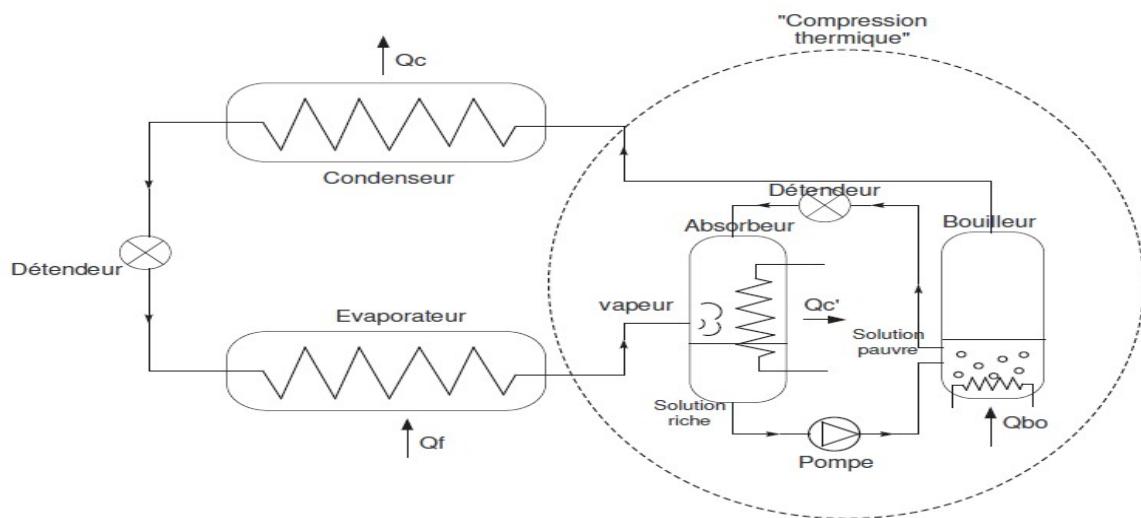


Figure II.9. Système frigorifique à absorption

Le compresseur est par contre remplacé par l'ensemble de composants constitué d'un absorbeur, d'une pompe et d'un bouilleur, comme présenté dans la figure (II.9).

II.4 Conclusion

Ce chapitre a pour but de définir les systèmes frigorifiques les plus utilisés pour la production du froid ; on a fait une étude qui est basée principalement sur le **COP** de chaque système.

Et on a présenté les différents cycles frigorifiques avec une étude thermodynamique de chaque cycle qui nous permet de calculer leurs performances.

III RAPPEL SOLAIRE

III.1 Introduction

Les ressources énergétiques mondiales peuvent être classées en :

- Ressources fossiles et fissiles non renouvelables qui se sont accumulées dans l'écorce terrestre au cours des ères géologiques, du fait de processus biologiques ou physico-chimiques.
- Ressources renouvelables qui trouvent leur origine dans les différents flux énergétiques naturels incidents à la surface de la terre, qui sont :
 - Le rayonnement solaire qui fournit 99.97% de sa densité thermique.
 - La chaleur interne terrestre qui fournit 0.03% de sa densité thermique.
 - Le travail des forces de gravitation.

L'énergie solaire est la plus dominante de toutes les énergies renouvelables, elle est à l'origine de la quasi-totalité des sources d'énergies utilisées par l'homme.

Cette énergie solaire est transformée en énergie utilisable par un système de captation, ou il y a plusieurs type donc on va étudier un de ces systèmes c'est les capteurs plan, et les capteurs à tubes sous vide pour déterminer leur coefficient de performance.

III.1.1 Présentation générale [1]

Le soleil est une étoile naine de forme pseudo-sphérique comparable à une immense boule de gaz très chauds qui se compose de 80% d'hydrogène et de 19% d'hélium, le 1% restant étant un mélange de plus de 100 éléments, soit pratiquement tous les éléments chimiques connus.

Bien que le soleil soit une étoile de taille moyenne, il représente à lui seul 99.9% de la masse du système solaire qui est dominé par les effets gravitationnels de l'importante masse du soleil.

Diamètre (km)	1392000
Masse (kg)	2.10^{30}
Surface (km ²)	6.0910^{12}
Volume (km ³)	$1.41.10^{18}$
Masse volumique moyenne (kg/m ³)	1408
Vitesse (km/s)	217
Distance du centre de la voie lactée (km)	$2.5.10^{17}$

Tableau III.1. Caractéristiques principales du soleil

III.2 L'énergie solaire

III.2.1 Origine

Les conditions résidantes au cœur du soleil favorisent l'interaction des différents atomes d'hydrogène qui subissent une réaction de fusion thermonucléaire. Le résultat de ce processus, lorsqu'il se répète est la fusion de quatre noyaux d'hydrogène en un noyau d'hélium avec émission d'énergie sous forme de rayonnements gamma et X.

Chaque seconde, 564 millions de tonnes d'hydrogène se transforment en 560 millions de tonnes d'hélium, cette différence de 4 millions de tonnes par seconde correspond à la différence d'énergie de liaison entre les protons d'hydrogène et ceux d'hélium donnant une énergie sous forme de rayonnement, estimée à $3.4 \cdot 10^{26}$ j/s.

III.2.2 Caractères particuliers

L'énergie solaire est la seule source d'énergie externe de la terre, elle présente les propriétés suivantes :

- Elle est universelle, sa densité de puissance maximale est de 1 kW/m^2 à midi par ciel bleu sur toute la planète.
- La densité de puissance maximale reçue au niveau du sol (1 kW/m^2) est peu dense on parle alors d'énergie diffuse.
- Elle est abondante, notre planète reçoit plus de 10^4 fois l'énergie que l'humanité consomme.
- Elle est intermittente et variable à cause de l'alternance du jour et de la nuit, des variations saisonnières et quotidiennes de l'ensoleillement.
- L'énergie reçue par une surface donnée n'est pas récupérable en totalité ceci est dû aux pertes d'énergie sous formes conductrice, convective ou rayonnante, et elle est propre.

III.2.3 Captation

Il existe différentes techniques pour capter une partie de cette énergie.

• L'énergie solaire thermique

Le thermique solaire est un procédé de captation d'énergie solaire en une forme thermique, qu'on peut utiliser selon l'usage de la chaleur :

- En usage direct: chauffe-eau solaire, chauffage solaire, cuisinière et séchoir solaire.
- En usage indirect où la chaleur sert pour un autre usage : centrales solaires thermodynamiques, froid solaire.

• L'énergie solaire thermodynamique

Le solaire thermodynamique utilise le solaire thermique pour produire de l'électricité selon le même principe qu'une centrale électrique classique mais en utilisant des centrales héliothermoélectriques.

Trois types principaux de centrales sont utilisés :

- Les centrales à capteurs cylindro-paraboliques pour atteindre des températures entre 300 et 350 °C.
- Les centrales à capteurs paraboliques pour atteindre des températures de 1000°C ou plus.
- Les centrales à tour pour atteindre 1000 °C.

• L'énergie solaire photovoltaïque

Elle permet de produire de l'électricité produite par transformation d'une partie du rayonnement solaire avec une cellule photovoltaïque.

III.3 Le rayonnement solaire [1]

Les réactions thermonucléaires produites au cœur du soleil génèrent des rayonnements corpusculaires et électromagnétiques se propageant dans toutes les directions du vide interstellaire avec une vitesse de 3.10^8 m/s et couvrant toutes les longueurs d'ondes depuis les rayons X et gamma jusqu'à l'I.R lointain.

Cependant 99.9% de l'énergie se situe entre 0.2 et 8 μ m.

On pourra supposer avec une approximation acceptable que le soleil rayonne comme un corps noir porté à une température de 5762 k dite température apparente du soleil ne correspondant pas à la réalité physique .

La répartition de l'énergie solaire dans les bandes du spectre du rayonnement thermique est donnée dans le tableau(III.2)

Longueur d'onde (μ m)	0-0.38	0.38-0.78	0.78
Pourcentage (%)	6.4	48	45.6
Energie (W/m ²)	87	656	623

Tableau III.2. Répartition spectrale du rayonnement thermique

La figure (III.1) illustre le rayonnement solaire, ses fréquences et ses longueurs d'ondes.

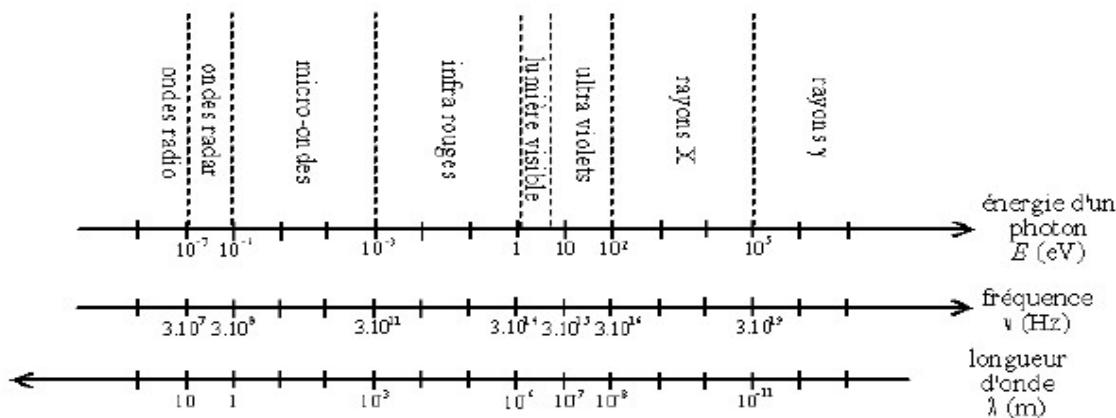


Figure III.1. Spectre solaire

III.3.1 Données astronomiques

Avant d'entrer dans les détails de calcul du rayonnement solaire instantané, certains principes de base méritent d'être rappelés, notamment la définition de plusieurs données astronomiques qui seront mentionnées à plusieurs reprises par la suite.

➤ Déclinaison solaire

La déclinaison solaire δ est définie par l'angle formé par la direction du soleil et le plan équatorial terrestre. Elle est nulle aux équinoxes de printemps et d'automne, maximale au solstice d'été ($\delta = + 23^\circ 27'$) et minimale au solstice d'hiver ($\delta = - 23^\circ 27'$). Sa valeur en degrés tout au long de l'année, est donnée par la corrélation de Cooper :

n désigne le quantième annuel, c'est-à-dire la représentation numérique de 1 à 365.

$$\delta = 23.45^\circ \sin \left[360 \frac{(284+n)}{365} \right] \quad (\text{III.1})$$

➤ Angle horaire du soleil et angle horaire de coucher du soleil

L'angle horaire du soleil $\text{G}\odot$ est le déplacement angulaire du soleil autour de l'axe polaire, dans sa course d'Est en Ouest, par rapport au méridien local. La valeur de l'angle horaire est nulle à midi solaire, négative le matin, positive l'après-midi et augmente de 15° par heure (un tour de 360° en 24 heures).

L'angle horaire est lié au temps solaire vrai **tsv** par :

$$\text{G}\odot = 15 (\text{TSV} - 12) \quad (\text{III.2})$$

Où, $\text{G}\odot$ est exprimé en radians et **TSV** en heures.

L'angle horaire de coucher du soleil W_s est défini comme l'angle horaire du soleil à l'heure

Chapitre III rappel solaire

de son coucher. Il est donné par l'équation suivante :

$$\cos w_s = - \tan \varphi \tan \delta \quad (\text{III.3})$$

δ est la déclinaison solaire d'après l'équation (II.1) et φ est la latitude du lieu, précisée par l'utilisateur.

➤ Constante solaire

La constante solaire exprime la quantité d'énergie solaire que recevrait une surface de 1 m² située à une distance de 1 ua (distance moyenne Terre-Soleil), exposée perpendiculairement aux rayons du Soleil, en l'absence d'atmosphère. Pour la Terre, c'est donc la densité de flux énergétique au sommet de l'atmosphère. Sur Terre :

Avec: G_{sc} : est la constante solaire égale à 1367 W/m².

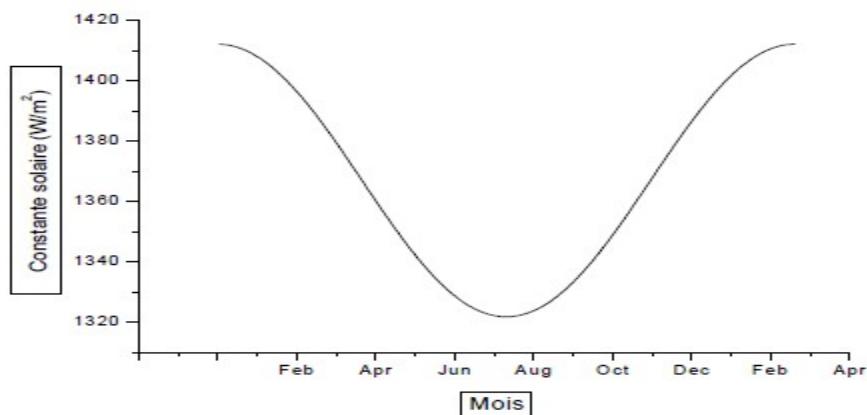


Figure III.2. Variation mensuelle de la constante solaire

III.4 Calcul de la position du soleil

III.4.1 Les paramètres de position

III.4.1. a Les coordonnées géographiques

Tout point de la surface de la terre est repéré par ses coordonnées géographiques :

- La longitude (λ) est l'angle entre le plan méridien passant par ce lieu avec le méridien origine de Greenwich, elle varie de -180° à +180° de l'ouest à l'est.
- La latitude (φ) est l'angle avec le plan équatorial que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu, elle varie entre +90° au pôle Nord et -90° au pôle Sud.
- L'altitude (Z) correspond à la distance verticale entre ce point et une surface de référence, le géoïde, figurant le niveau moyen de la mer.

Chapitre III rappel solaire

La détermination de la direction du soleil sur la sphère céleste se fait par des coordonnées célestes du soleil qui sont :

III.4.1. b Les coordonnées célestes horizontales

Le repérage du soleil se fait par l'intermédiaire de deux angles qui sont :

- L'azimut (**a**) est l'angle compris entre le méridien du lieu et le plan vertical passant par le soleil figure (III.3). Il est donné par la relation suivante :

$$\sin(a) = \cos(\delta) \times \frac{\sin(w)}{\sin(h)} \quad (\text{III.4})$$

- La hauteur du soleil (**h**) est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur un plan horizontal figure (III.3), elle est donnée par la formule :

$$h = \arcsin \times (\sin(\phi) \times \sin(\delta) + \cos(\phi) \times \cos(\delta) \times \cos(G)) \quad (\text{III.5})$$

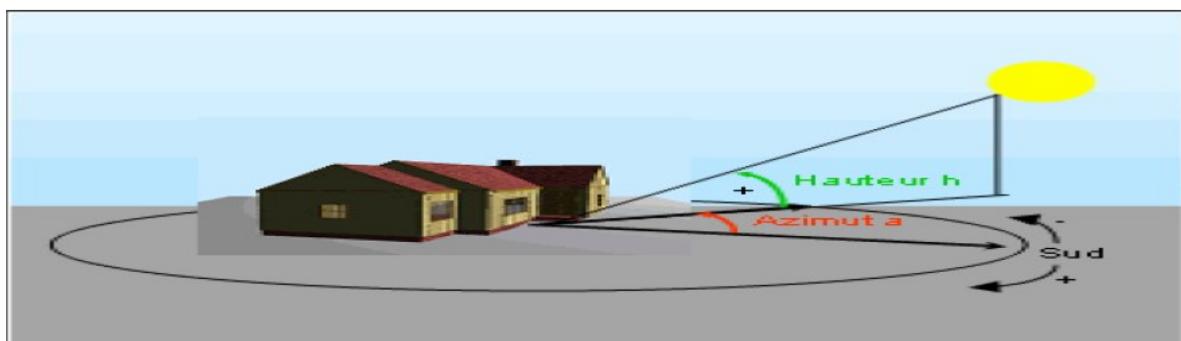


Figure III.3. Les coordonnées célestes horizontales

III.4.1. c Les coordonnées célestes horaires

- L'angle horaire (**G**) est l'arc de la trajectoire solaire compris entre le soleil et le plan méridien du lieu, il augmente de 15° par heure.
- La déclinaison (**δ**) est l'angle entre le plan de l'équateur terrestre avec la direction terre-soleil. Elle varie suivant l'équation de Cooper figure (III.4) :

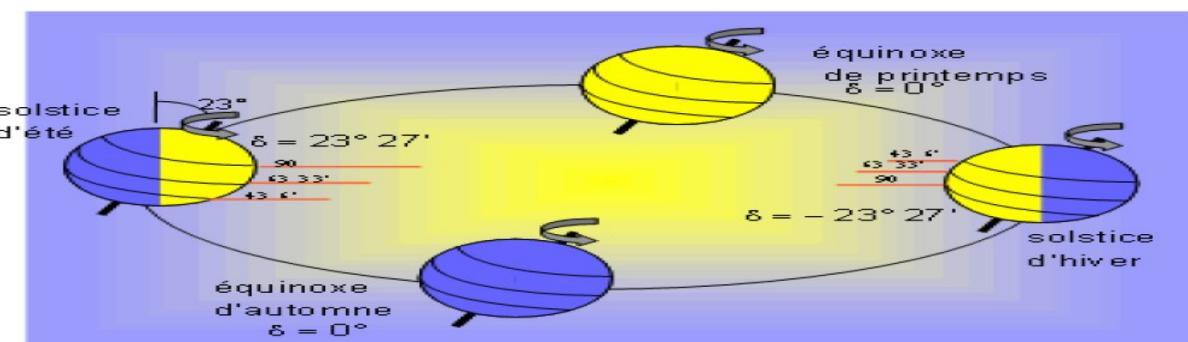


Figure III.4. Variation annuelle de la déclinaison solaire

III.4.2 Les paramètres de temps

On distingue :

- Le temps solaire vrai (**TSV**) est l'angle horaire entre le plan méridien passant par le centre du soleil et le méridien du lieu considéré
- Le temps solaire moyen (**TSM**)
- Le temps universel (**TU**) est le temps moyen de Greenwich
- Le temps légal (**TL**) est le temps officiel d'un état

III.5 Le gisement solaire en Algérie

Le gisement solaire est un ensemble de données décrivant l'évolution du rayonnement solaire disponible au cours d'une période donnée.

Il est utilisé pour simuler le fonctionnement d'un système énergétique solaire et faire un dimensionnement le plus exact possible compte tenu de la demande à satisfaire.

De par sa situation géographique, l'Algérie dispose d'un gisement solaire énorme comme le montre la figure (III.5) :

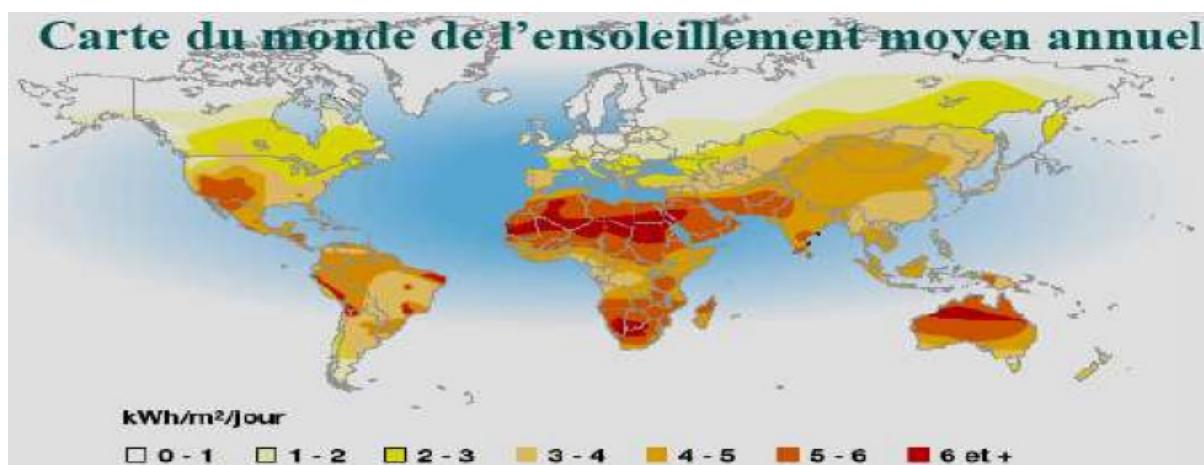


Figure III.5. Carte du monde de l'ensoleillement moyen annuel

Suite à une évaluation par satellites, l'Agence Spatiale Allemande (ASA) a conclu, que l'Algérie représente le potentiel solaire le plus important de tout le bassin méditerranéen, soit 169.000 TWh/an pour le solaire thermique, 13,9 TWh/an pour le solaire photovoltaïque. Le potentiel solaire algérien est l'équivalent de 10 grands gisements de gaz naturel qui auraient été découverts à Hassi R'Mel. La répartition du potentiel solaire par région climatique au

Chapitre III rappel solaire

niveau du territoire algérien est représentée dans le tableau (III.3) selon l'ensoleillement reçu annuellement :

Régions	Régions côtières	Hauts plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée moyenne d'ensoleillement (h/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (kWh/m ² /an)	1700	1900	2650

Tableau III.3. Ensoleillement reçu en Algérie par régions climatiques

La durée d'insolation dans le Sahara algérien est de l'ordre de 3500h/an est la plus importante au monde, elle est toujours supérieure à 8h/j et peut arriver jusqu'à 12h/j pendant l'été à l'exception de l'extrême sud où elle baisse jusqu'à 6h/j en période estivale.

La région d'Adrar est particulièrement ensoleillée et présente le plus grand potentiel de toute l'Algérie figure (III.6).

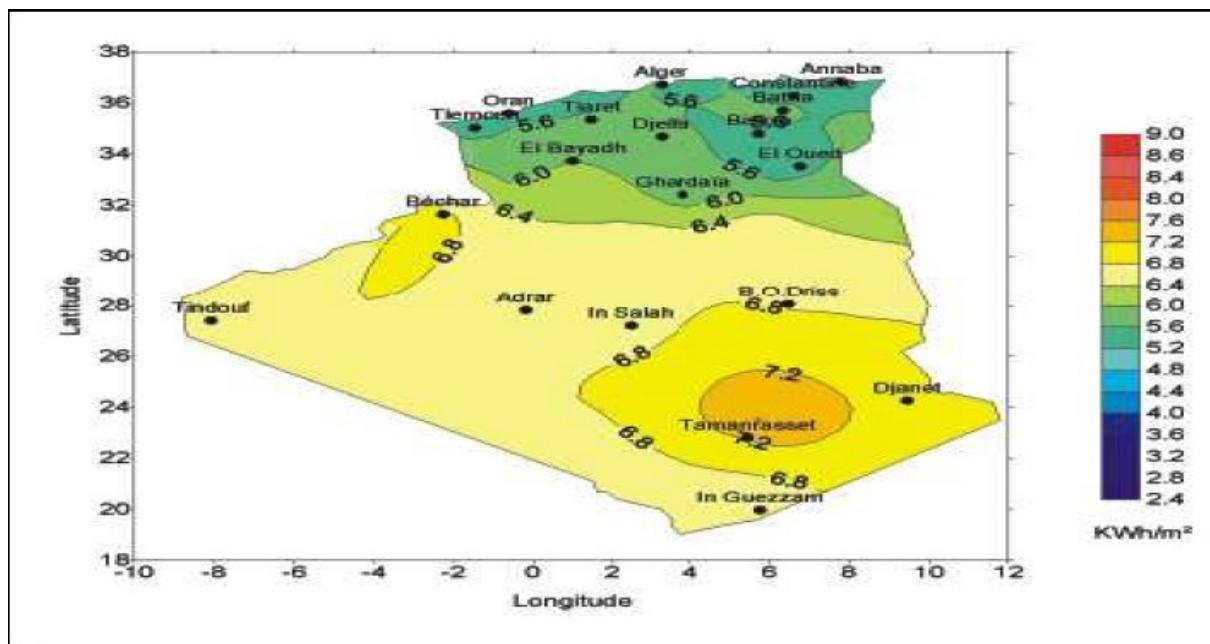


Figure III.6. Moyenne annuelle de l'irradiation solaire globale reçue sur un plan incliné à la latitude du lieu

III.6 les capteurs solaires thermique à eau

Les capteurs solaires thermiques atteignent aujourd'hui des rendements supérieurs à 80%.

Dans les capteurs thermiques à eau, l'eau circule dans des tubes munis d'ailettes. Pour obtenir un meilleur rendement, l'ensemble est placé dans une boîte vitrée isolante afin d'obtenir un

Chapitre III rappel solaire

effet de serre. Avec un ensoleillement important, et si les besoins en énergie sont modérés, un simple réseau de tubes à ailettes peut suffire. Les ailettes, qui forment ce qu'on appelle l'absorbeur, sont chauffées par le rayonnement solaire et transmettent leur chaleur à l'eau qui circule dans les tubes.

Les premiers absorbeurs étaient peints en noir afin de capter un maximum d'énergie lumineuse. Mais le noir a l'inconvénient d'avoir un rayonnement important, ce qui finit par échauffer la vitre et provoquer des pertes à travers celle-ci. C'est pourquoi on préfère utiliser des absorbeurs traités au chrome, ce qui donne un corps noir dont le rayonnement est beaucoup plus faible. On parle de surfaces sélectives, elles absorbent bien le rayonnement solaire visible (où se situe la grande partie de l'énergie provenant du Soleil, corps noir à haute température) mais réémettent peu dans l'infrarouge (rayonnement de l'absorbeur, corps noir à relativement basse température).

De nombreuses autres innovations techniques ont permis d'augmenter le rendement des panneaux thermiques, telles que :

- Des vitres traitées pour empêcher le rayonnement, qui laissent passer jusqu'à 95% de la lumière grâce à leur faible teneur en oxyde de fer
- Des tubes transparents "sous vide" pour éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur
- Des assemblages tubes-ailettes parfaitement solidaires réalisés par soudure aux ultra-sons.

III.6.1 Les base de captation [1]

- **Corps noirs**

C'est un corps ou une surface qui absorberait de façon idéale la totalité d'un rayonnement qu'il reçoit et qui a une température donnée et pour une longueur d'onde donnée, émettrait aussi le maximum de flux par rayonnement.

- **Effet de serre**

Sur terre, les constituants qui interviennent dans l'effet de serre sont les nuages et quelques gaz minoritaires qui constituent moins de 1% de l'atmosphère (vapeur d'eau, dioxyde de carbone, méthane,...). Ainsi une modification de l'effet de serre modifie la convection, qui elle-même modifie la couverture nuageuse qui à son tour, influe sur l'effet de serre.

Chapitre III rappel solaire

L'effet de serre est souvent mis à profit pour la conversion thermique à base de température du rayonnement solaire, on désigne normalement par effet de serre. L'ensemble des modifications apportées à l'équilibre énergétique et thermique d'un corps récepteur, par la mise en place d'un couvercle de verre transparent au rayonnement solaire, ayant une longueur d'onde comprise entre 0.02 μm et 4 μm et opaque au rayonnement solaire terrestre de longueur d'onde supérieure à 4 μm .

III.6.2 Familles différentes de capteurs thermiques à eau [4]

Il existe deux types de capteurs solaires thermiques :

- **Les capteurs plans** : dans lesquels le fluide passe dans un serpentin sous une vitre; ils sont peu coûteux, fonctionnent avec un bon rendement, mais seulement pendant l'été;
- **Les collecteurs à tubes sous vides ou capteurs à tubes sous vide** : dans lesquels le fluide caloporteur circule à l'intérieur d'un double tube sous vide; le vide étant un isolant presque parfait, ils fonctionnent aussi bien en été qu'en hiver, mais sont aussi plus onéreux.

III.6.3 Les capteur plans ou capteurs héliothermiques

Le capteur héliothermique, ou capteur plan, est un dispositif dont l'objectif est de capter la chaleur émise par le soleil.

Il consiste généralement en un coffre rigide et vitré à l'intérieur duquel une plaque et des tubes métalliques noirs (absorbeur) reçoivent le rayonnement solaire et chauffent un liquide caloporteur (antigel).

L'application la plus courante du solaire thermique est le chauffe-eau solaire. On peut aussi recourir au solaire thermique pour le chauffage, soit par l'eau soit par l'air (solution la moins chère).

Les systèmes solaires sont également utilisés pour le chauffage des piscines, les chauffe-eau des hôtels, des hôpitaux, le refroidissement de l'air ou de système remplaçant le chauffage (au lieu de l'air conditionné), le dessalement de l'eau de mer dans les endroits où l'eau potable est rare.

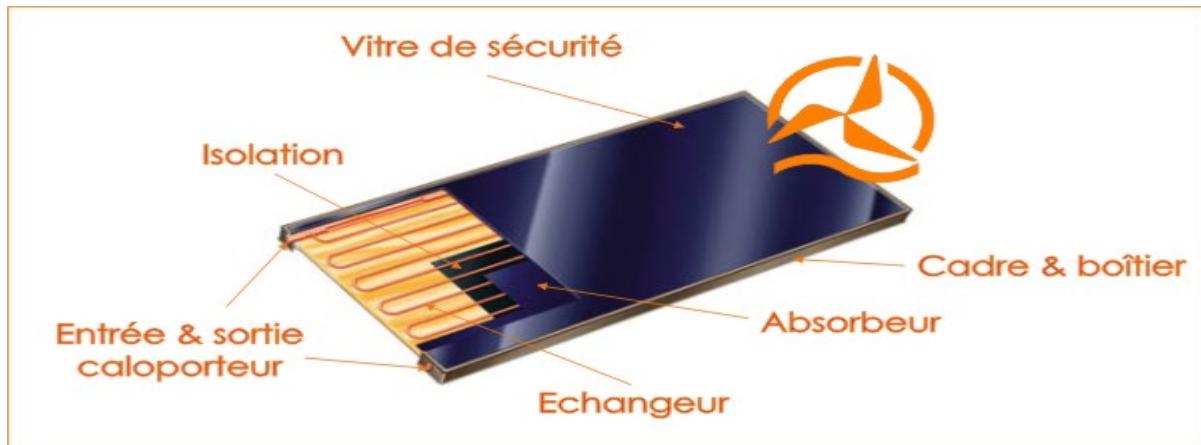


Figure III.7. Description d'un capteur plan à eau

III.6.3.1 Constitution d'un capteur ou collecteur plan

Un capteur ou collecteur solaire plan comprend normalement cinq parties :

1. Une couverture transparente, composée éventuellement de plusieurs éléments (vitre).
2. L'absorbeur qui est aussi la plaque où se réalise la conversion de l'énergie solaire en chaleur.
3. Un circuit caloporteur appelé aussi échangeur.
4. Une isolation thermique arrière et latérale,.
5. Une structure de liaison, modulaire ou intégrée (toiture solaire).

Le capteur solaire thermique est composé d'un corps opaque qui absorbe le rayonnement solaire en s'échauffant, d'un système de refroidissement par le fluide caloporteur, d'un isolant thermique (dos et côtés non exposés), d'une couverture transparente (face avant, exposée au rayonnement) qui assure l'effet de serre, d'un coffrage étanche à l'eau et d'un système de support mécanique de l'ensemble.

III.6.3.2 Principe de fonctionnement d'un panneau thermique classique

Le rayonnement solaire (direct ou diffus) traverse la vitre. Dans le caisson du panneau solaire, une surface absorbante capte l'infrarouge du rayonnement. Elle est traitée pour en réémettre le moins possible. Le rayonnement infrarouge est piégé par la vitre.

Entre la plaque absorbante et l'isolation arrière du panneau, un circuit d'eau collecte la chaleur. Ce circuit échange la chaleur via un échangeur. Le circuit (secondaire) peut distribuer l'eau chaude ou alimenter un générateur.

➤ L'absorbeur dans un capteur plan

Il a trois fonctions :

Chapitre III rappel solaire

- Absorber le rayonnement solaire.
- Transformer ce rayonnement en chaleur.
- Transmettre cette chaleur au fluide caloporteur.

L'éclairement de l'absorbeur dépend de l'inclinaison du capteur par rapport au soleil. Il faut donc l'orienter de façon à ce qu'il reçoive un rayonnement solaire optimal. L'absorbeur utilise le rayonnement direct (provenant du disque solaire) et diffus (provenant de la voûte céleste), il n'est donc pas nécessaire de l'orienter en permanence en direction du soleil.

Il faut que l'absorbeur absorbe le maximum de flux solaire, c'est pourquoi il est généralement noir ou de couleur sombre. De cette façon, son coefficient d'absorption a est proche de 0.95. Il est préférable d'obtenir cette teinte par traitement chimique que par peinture car celle-ci a tendance à jouer le rôle d'isolant.

Il est aussi souhaitable de limiter les réémissions par rayonnement infrarouge. Pour ce faire, il faut que l'absorbeur ait une faible émissivité ϵ ($\epsilon < 0.15$). De tels absorbeurs sont appelés sélectifs.

Il faut que la transmission de la chaleur au fluide soit réalisée de façon optimale. C'est pourquoi, l'absorbeur doit être constitué d'un matériau à forte conductivité. On utilise donc des métaux. Plus le coefficient de conductivité est élevé, plus l'épaisseur est réduite pour un même flux transmis au fluide. Les tuyaux de circulation du fluide sont montés en parallèle et leur espacement dépend de leur diamètre.

➤ L'isolation et le vitrage dans un capteur plan

Le but est de limiter les pertes thermiques au maximum au niveau du capteur. Ainsi, on dispose un isolant sur les faces latérales et arrière du capteur. Cet isolant doit avoir une bonne tenue aux hautes températures en cas d'arrêt de circulation du fluide en période estivale.

En ce qui concerne, la face avant, il est naturellement indispensable qu'elle soit transparente afin de laisser passer le rayonnement solaire. On peut alors utiliser du verre (simple ou double vitrage) ou du plastique (polycarbonate, méthacrylate, etc.). On bénéficie alors du phénomène de l'effet de serre car le vitrage laisse passer le rayonnement solaire mais pas le rayonnement infrarouge émis par l'absorbeur. Cela limite alors le refroidissement par rayonnement. Par ailleurs, l'absorbeur est isolé de l'environnement extérieur, les pertes thermiques par convection dues au vent sont atténuées.

Les performances d'un capteur se mesurent au rapport entre l'énergie transmise à l'eau et l'énergie incidente sur le capteur. Le rendement instantané d'un capteur solaire est d'autant

Chapitre III rappel solaire

meilleur que la température de sortie du liquide est plus basse. En effet, les pertes thermiques augmentent avec la température du capteur.

III.6.3.3 Avantages et inconvénient

Avantage :

- Prix économique.
- Longue durée de vie.
- Efficacité énergétique.
- Intégration aux toitures.

Inconvénients :

- Ne convient pas pour les hautes températures.
- La température interne peut monter très haut lorsqu'il n'y a pas de circulation de liquide.

III.6.4 Les capteurs à tubes sous vide [4]

Le capteur sous vide est constitué d'une série de tubes de verre de 5 à 15 cm de diamètre sous vide à l'intérieur desquels se trouve un absorbeur avec un circuit hydraulique, qui capte l'énergie solaire et la transfère au fluide caloporteur. Dans chaque tube l'absorbeur capte le rayonnement solaire et l'échangeur transfert l'énergie thermique. Les tubes sont mis sous vide pour éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur et l'absorbeur reçoit un traitement sélectif pour empêcher le rayonnement. Ainsi, on peut réaliser des capteurs solaires performants sans une isolation thermique rapportée ou un coffre de protection.

Pour être efficace le vide doit être poussé $< 10^{-3}$ Pa. Un tube devient inutile s'il n'est pas totalement hermétique et il faut le changer pour préserver la performance de l'ensemble du capteur.

Afin de visualiser cette éventualité, les tubes sont munis d'un témoin (getter) en baryum, qui dépose une couche métallisée sur l'intérieur du tube pendant la fabrication. Cette couche argentée de baryum devient blanc en contact avec l'air et ainsi sert de témoin à la perte de vide.



Figure.III.8.Illustration le bout du tube

Grâce aux propriétés isolantes du vide, les déperditions de chaleur sont faibles. Ainsi, on peut obtenir des gains de température de 100°C et plus. Ce type de capteur est particulièrement bien adapté aux applications nécessitant des hautes températures.

La technique du capteur sous vide présente des avantages inégalés : une isolation remarquable et une exposition toujours adaptée à la position du soleil. L'eau chauffe rapidement et ne perd pas la chaleur accumulée.

III.6.4.1 Familles différentes

Il existe 4 familles de capteurs à tubes sous vide. Chacune d'entre elles possède un fonctionnement technique spécifique :

- a) Le capteur à tube sous vide à circulation directe.
- b) Le capteur à tube sous vide à Caloduc.
- c) Le capteur à tube sous vide à effet Thermos.
- d) Le capteur à tube sous vide "Schott».

III.6.4.2 Orientation

Plein sud dans l'idéal

Une orientation sud fonctionne également sans trop diminuer le rendement de l'appareil.

Une inclinaison de 45°C à 50°C par rapport à l'horizontal est conseillée pour un rendement optimal.

Elle permet une bonne réception des rayons du soleil quelle que soit sa position dans la journée et dans la saison.

Si cela n'est pas possible, d'un point de vue architectural notamment, une inclinaison de 25-30° est possible et suffisante.

III.6.4.3 Avantage des capteurs solaires à tubes sous vide

- Réduction de surface de 25%.
- Pas d'inertie.
- Autolimitation de température, pour une installation pérenne.
- Orientation maximale plein sud, le tube pivote sur son axe.
- Peu de prise au vent.
- Garantie de fonctionnement même en cas de destruction accidentelle d'un tube.
- Facilité d'installation.

- Faible poids de chaque composant.
- Pas de contrainte mécanique sur les tubes.

III.6.5 Rendement comparatif entre les deux types de capteur [4]

A surface d'absorbeur égale, le rendement d'un capteur sous vide est généralement meilleur que celui d'un capteur plan, surtout à des températures élevées ($>60^{\circ}\text{C}$).

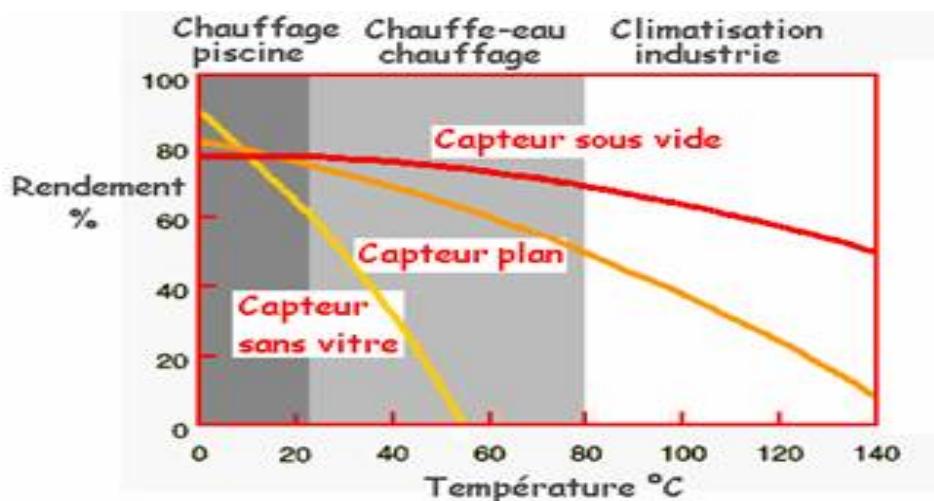


Figure.III.9. les courbes des rendements des deux types des capteurs

III.6.6 Paramètres et caractéristiques de fonctionnement des capteurs solaires [1]

On peut les classer en deux catégories : paramètres externes et paramètres internes

- **Les paramètres externes sont :**
 - Paramètre d'ensoleillement : éclairement énergétique dû au rayonnement global, position du soleil, durée d'insolation.
 - Température extérieure sèche.
 - Vitesse du vent sur le capteur.
- **Les paramètres internes sont :**
 - 1) **Paramètres géométriques :**
 - Paramètre de position : inclinaison, orientation du capteur.
 - La superficie du capteur qui représente un paramètre important.
 - Dimension des différentes parties : épaisseur, longueur et largeur.
 - 2) **Paramètres de fonctionnement :**
 - La température d'entrée du fluide dans le capteur.

Chapitre III rappel solaire

- Le débit du fluide caloporteur.
- La température des différentes parties du capteur.

Ces caractéristiques sont très importantes car elles permettent, en tenant compte du coût, d'effectuer un choix parmi les différents types de capteur, dont entre autres : la température de sortie du fluide et la puissance thermique utile du capteur.

III.6.7 Paramètre de performance d'un capteur plan

L'efficacité des capteurs (collecteurs) solaires thermiques est un paramètre très important et nécessaire pour tout calcul de dimensionnement, de coûts de revient, d'amortissement, etc... Efficacités ou rendement, on considère la proportion d'énergie utilisable en sortie du capteur par rapport à l'énergie que celui-ci reçoit du soleil.

Les performances des capteurs sont dépendantes de nombreux paramètres qui sont susceptibles de varier durant l'utilisation des installations solaires.

Voici quelques facteurs qui auront une influence sur le rendement du capteur:

- La température extérieure.
- La température moyenne du fluide à l'intérieur du capteur.
- L'irradiation (l'intensité du rayonnement solaire).
- L'angle du capteur par rapport au soleil.
- Le vent sur le capteur (direction et force).
- Le type de rayonnement (ciel clair, pollution, nuage d'altitude,...).

III.6.8 Procédure de calcul de rendement d'un capteur

Dans notre étude on doit choisir un capteur bien caractérisé avec une fiche technique pour avoir toutes les données des paramètres concernants ce capteur.

La formule générale de calculer le rendement instantané est :

$$\eta_c = F_r(\tau_\alpha) - F_r U_l \frac{(T_{en} - T_{am})}{I_G} \quad (\text{III.6})$$

$F_r(\tau_\alpha)$: est rendement optique

U_l : est le coefficient de perte

La formule simplifiée est :

$$\eta_c = B - K \frac{(T_{en} - T_{am})}{I_G} \quad (\text{III.7})$$

Chapitre III rappel solaire

Avec :

T_{en} : est la température d'entrée dans le capteur.

$$T_{moy} = (T_s + T_{en})/2 \quad (III.8)$$

Un bilan énergétique sur le générateur on obtient :

$$T_s = \left(\frac{\dot{Q}_b + m_{ea} C_{pea} T_{en}}{m_{ea} C_{pea}} \right) \quad (III.9)$$

$$\dot{Q}_b = m_p C_{pF} (T_b - T_c) \quad (III.10)$$

Q̇_b : est la puissance du générateur

ṁ_{ea} et **ṁ_p** Le débit d'eau du capteur est le débit primaire de fluide frigorigène

Cp_{ea} : est le Cp d'eau

Cp_F : est le Cp de fluide frigorigène

T_s : est la température de sortie du capteur.

T_{en} : est la température d'entrée du capteur

T_c : La température de condenseur

T_b : La température de générateur

T_{en}=40 c° (température de réseau)

T_{am} : est la température ambiante.

k : est le coefficient de perte thermique de capteur (retirer de la fiche technique)

B : le rendement optique

I_G : est le rayonnement solaire global incident reçu sur la surface du capteur solaire

Et donc pour calculer l'éclairement global on doit suivre le modèle de **CAPDEROU** suivant :

Eclairement global [5] :

$$I_G = 1080 \times \left(1 + 0.0033 \cos \left(\frac{360 \text{ nj}}{365} \right) \right) \times \sin(h) \times \left(\frac{\sin(h)}{089^z} \right)^{0.22} \quad (III.11)$$

nj : est le numéro du jour

z : l'altitude

Chapitre III rappel solaire

h : la hauteur de soleil

$$h = \text{acos}(\sin(\varphi) \times \sin(\delta)) + \cos(\delta) \times \cos(\delta) \times \cos(w)$$

(III.12)

Avec :

φ : La latitude

δ : Déclinaison

w : L'angle horaire

$$w = 15 \times (TSV - 12) \quad (\text{III.13})$$

TSV : le temps solaire vrai

$$TSV = \frac{t-\lambda}{15+ET} \times \frac{1}{60-dc} \quad (\text{III.14})$$

ET : équation du temps, **dc** : décalage horaire, **t** : le temps (la valeur instantané)

λ : La longitude

$$ET = 229.2 (0.000075 + 0.001368 \cos(x) - 0.032077 \sin(x) - 0.014615 \cos(2x) - 0.04089 \sin(2x)) \quad (\text{III.15})$$

Avec :

$$x = ((nj - 81) \left(\frac{360}{365} \right)) \quad (\text{III.16})$$

Et la déclinaison :

$$\delta = 23.45^\circ \sin \left[360 \frac{(284+nj)}{365} \right] \quad (\text{III.17})$$

$$W_s = \arccos(-\tan(\varphi) \cdot \tan(\delta)) \quad (\text{III.18})$$

Chapitre III rappel solaire

W_s :L'angle horaire du soleil à son coucher

$$TSV_1 = 12 - (W_s/15) \quad (\text{III.19})$$

TSV₁ temps de lever de soleil

$$TSV_c = 12 + (W_s/15) \quad (\text{III.20})$$

TSV_c temps de coucher de soleil

Si on veut calculer l'éclairement global mensuel on a des journées caractéristiques qui remplacent le mois même.

Concernant le concept de la journée moyenne, Liu et Jordan ont proposé de prendre le 16^{ème} jour de chaque mois, mais S. A. Klein a montré qu'il était préférable de choisir ce jour à l'aide du tableau (III.4).

Mois	Numéro du jour dans le mois	Numéro du jour dans l'année
Janvier	17	17
Février	16	47
Mars	16	75
Avril	15	105
Mai	15	135
Juin	11	162
Juillet	17	198
Août	16	228
Septembre	15	258
Octobre	15	288
Novembre	14	318
décembre	10	344

Tableau III.4. Choix du jour du mois représentant le « jour moyen » de ce mois.

III.6.8 la puissance des capteurs [3]

Les capteurs sont caractérisés par :

Chapitre III rappel solaire

- Leurs pertes optiques
- Leurs pertes thermiques

Ces pertes permettent par ailleurs de calculer le rendement global du capteur, pour une situation de fonctionnement donnée.

- **Les pertes optiques :** En premier lieu, les capteurs sont caractérisés par leur rendement optique (coefficients **B**).

Le rendement optique du capteur représente le pourcentage de la puissance radiative du soleil

- **Les pertes thermiques :** Lorsque le fluide caloporteur qui circule dans le capteur s'échauffe, une partie de la chaleur reçue est perdue par convection et par rayonnement vers l'extérieur.

Ces pertes sont caractérisées par un coefficient **k** (ou **a1**) exprimé en [W/m². °C]. Le coefficient **k** indique ces pertes thermiques en watts pour 1 [m²] de capteur et pour un [°C] d'écart de température entre le fluide caloporteur et l'air extérieur.

Les capteurs plans bien isolés ont un coefficient **k** de l'ordre de 3 [W/m². °C], et les capteurs sous vide ont un coefficient **k** de l'ordre de 1 [W/m². °C] ; ils perdent environ 4 fois moins de puissance par convection et conduction pour un même écart de température entre le fluide et l'air extérieur que les capteurs plans.

Le flux solaire reçu est de **I_G** .

Le rendement optique du capteur est **B**.

Donc (**I_G** × **B**) sont récupérés par l'absorbeur au fond du capteur.

Mais une partie de (**I_G** × **B**) s'échappe vers l'extérieur du fait des pertes thermiques du capteur par convection et rayonnement.

L'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur du capteur est **ΔT**
Les pertes thermiques du capteur sont donc de :

$$P = k \times S \times \Delta T \quad (\text{III.21})$$

S:est la surface de capteur.

Au final, la puissance \dot{Q}_{ca} récupérée par le capteur est de :

$$\dot{Q}_{ca} = (I_G \times B) - P \quad (\text{III.22})$$

Alors on peut déterminer le nombre des capteurs N_{CA} utiliser pour assurer la puissance fournie au générateur :

$$N_{CA} = \frac{Q_b}{\dot{Q}_{ca}} \quad (\text{III.23})$$

III.7 Conclusion

On trouve que l'énergie solaire est une énergie du futur qui va nous aider plus tard dans tout le domaine surtout en Algérie où on a un potentiel très grand qui peut nous remplacer notre source principale d'énergie le pétrole.

Le capteur solaire soit un capteur plan ou sous vide est le mot clé dans cette technologie c'est pour cette raison qu'on trouve plusieurs recherche et des essais sur ces collecteurs.

Le rendement est un paramètre très important donc on trouve la procédure de calcul d'éclairement globale est un groupe des relations reliées entre eux.

IV.1 Réfrigération avec éjecteur [1]

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 composé 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.

IV.1.1 Système de réfrigération avec éjecteur

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

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

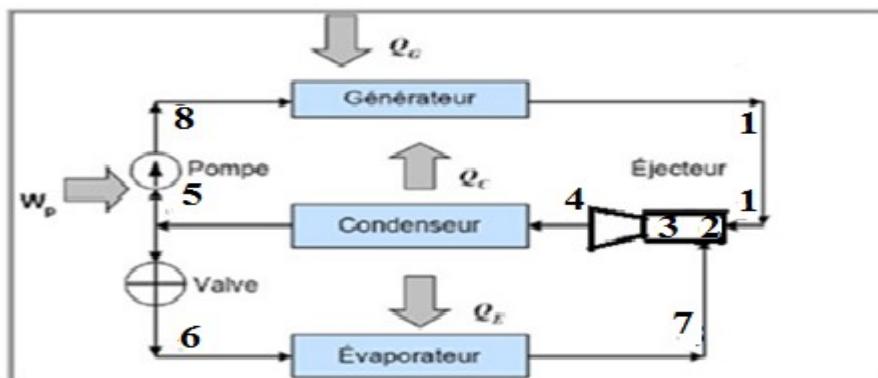


Figure IV.1. Système de réfrigération avec éjecteur

IV.1.2 Le cycle de puissance

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).

IV.1.3 Le cycle de réfrigération

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).

IV.2 L'éjecteur

IV.2.1 Description de l'éjecteur

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

- 1. La tuyère primaire** : permet de fluide moteur de la conversion de son enthalpie en énergie cinétique pour entraîner le fluide secondaire.
- 2. Tuyère secondaire** : porte du vapeur qui vienne de l'évaporateur pour être entraîné et aspiré par le fluide moteur (fluide primaire).
- 3. 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.

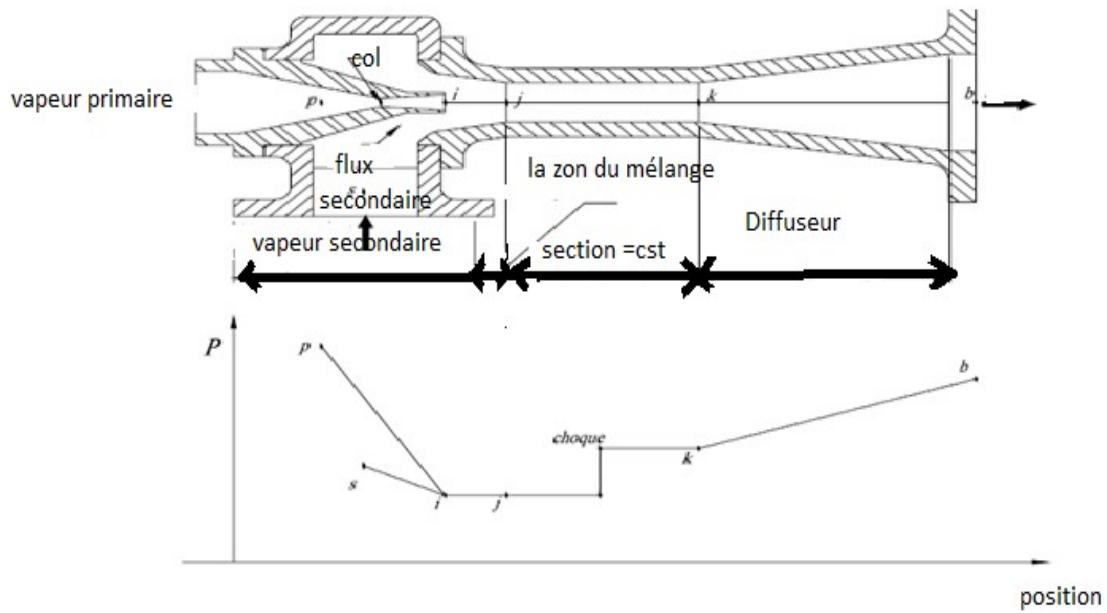


Figure IV.2. Schéma de l'éjecteur.

IV.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.

IV.2.3 L'éjecteur supersonique

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

1. le fluide à haute pression, appelé fluide moteur ou fluide primaire.
 2. le fluide à basse pression, appelé fluide entraîné ou fluide secondaire.
- Le fluide moteur est accéléré dans un convergent-divergent (tuyère primaire), créant une baisse de pression dans la zone de mélange, ce qui 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 IV.3). Il en résulte une augmentation de la pression du

Chapitre IV machine frigorifique solaire à éjecteur

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.

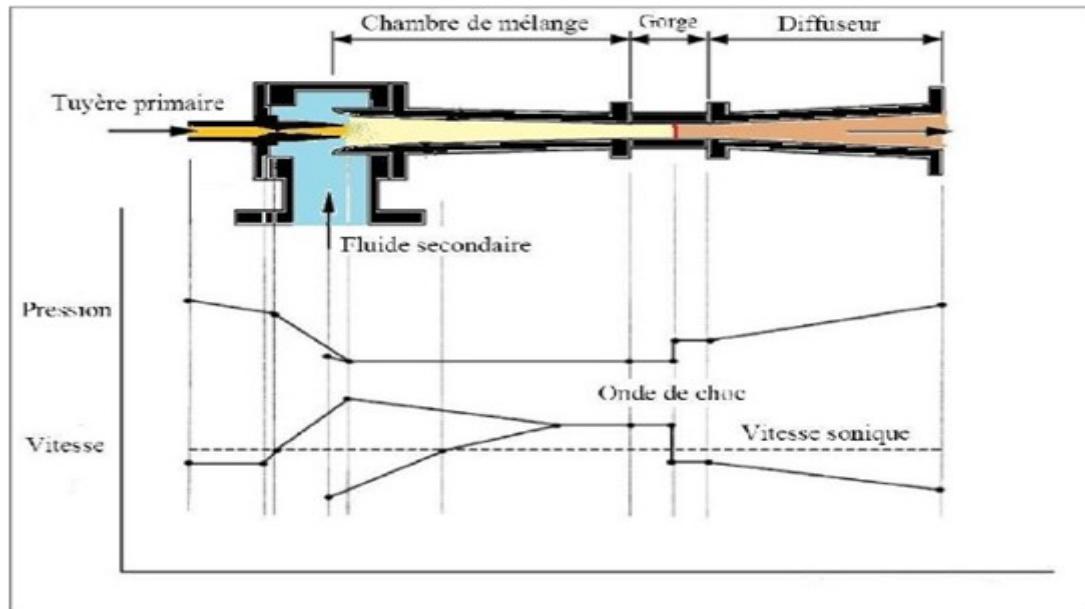


Figure IV.3. Coupe d'un éjecteur et évolution des vitesses et pressions

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

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

IV.3 Les fluides frigorigènes utilisés dans les cycles à éjecteur [1]

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

Les fluides frigorigènes utilisés peuvent être classés comme des fluides avec vapeur sèche (R113, isobutane), ou avec vapeur humide (l'ammoniac, l'eau, R22, R142b).

Pour les fluides avec vapeur sèche, il n'y a pas de changement de phase lors de la détente à travers la tuyère primaire. Pour les fluides avec vapeur humide des petites gouttelettes du

liquide peuvent être formées et endommager la tuyère primaire.

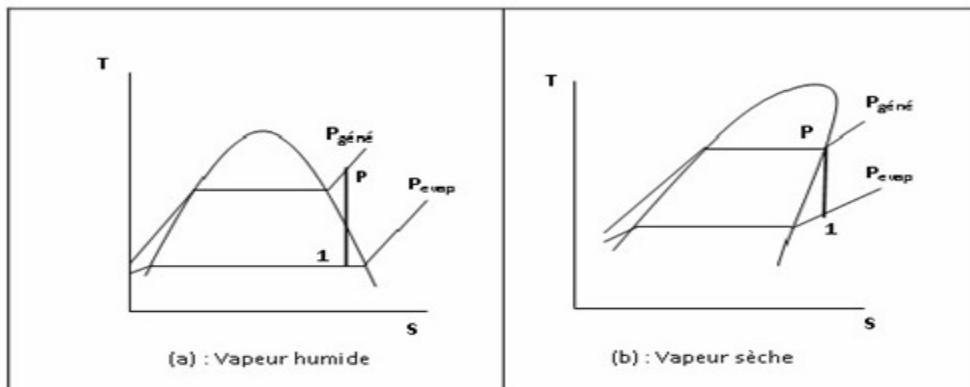


Figure IV.4. La détente de fluide frigorifique dans la tuyère primaire

- (a) fluide avec vapeur humide
- (b) fluide avec vapeur sèche

D'après Wimolsiri P, les fluides avec vapeur sèche donnent un meilleur COP par rapport aux fluides à vapeur humide. D'après les études expérimentales de Halton, le meilleur COP est obtenu par l'utilisation des fluides de très grande masse moléculaire.

Les fluides halo-carboniques exemples (R142b, R114, R113, R141b) sont très utilisés, ils donnent des valeurs de COP supérieures par rapport aux autres fluides.

Afin d'améliorer les performances du cycle de réfrigération à éjecteur, des mélanges des fluides frigorifiques sont utilisés, exemples (R22/RC118, R22/R142b, R22àR134a, R134a/R152a, RC318/R141b). Les travaux de Sun montrent que le R22 donne le meilleur COP, et le plus faible COP est donné par l'eau, sauf que l'utilisation de R22 est interdite (CFC).

L'ammoniac est largement utilisé comme fluide frigorifique. Rogdakis et Alexis (2000) ont étudié une machine frigorifique fonctionnant avec l'ammoniac. La machine donne un COP entre 0.042 et 0.446.

IV.3.1 Critères de choix des frigorigènes

- 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.

Chapitre IV machine frigorifique solaire à éjecteur

- 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

IV.4 Système solaire de réfrigération avec éjecteur [2]

Le système solaire de réfrigération avec éjecteur est l'une des techniques les plus utilisées et celle des réfrigérations à éjection. Ce système a été utilisé dans les années 70 après il a été abandonné mais actuellement beaucoup des recherches sont effectuées sur cette option.

Ce système a profité d'une large application grâce à ses avantages, comme :

Désign simple et rigide, moins de vibrations, moins de frais d'opération et de maintenance. Coupler ce système avec l'énergie solaire en tant que source au lieu du système classique (alimenté par un gaz ou de l'électricité), ajoute une nouvelle option au système de climatisation.

Ce travail a pour intention d'introduire ce concept est :

De décrire les paramètres correspondants, et de présenter une nouvelle méthodologie d'analyse et de détermination de performance.

IV.4.1 La description du système :

Les capteurs solaire ou collecteur solaire peuvent être utilisés pour donner une température de fluide qui varie de 80° à 150°C, tout et bien détaillés dans le chapitre III. Pour la plupart

Chapitre IV machine frigorifique solaire à éjecteur

des fluides de travail de cet intervalle de 80° a 150°C. La température est suffisante pour l'évaporation.

Pour la figure(III.5) La vapeur est en extension dans la turbine, et produit le travail mécanique nécessaire au fonctionnement du compresseur. La combinaison de la turbine et du compresseur à un seul arbre appelé un turbocompresseur

Le fluide de travail et les températures, utilisées dans les deux cycles, peuvent être indépendants l'un de l'autre, dans chaque cycle le choix du fluide de travail dépend de la performance, de la stabilité, économie et sécurité.

La figure(III.6) montre une version modifiée du système de régénération, le compresseur fait fonctionner par une turbine, cette turbine est alimentée par l'énergie solaire où à la fois, le cycle de la puissance et le cycle de réfrigération emploie le même fluide de travail et un condenseur commun.

La configuration avec un seul fluide est conseillée pour ses avantages tels qu'elle est plus compact, et a un faible cout de maintenance.

Malgré qu'on n'a pas le choix de beaucoup de fluides de travail a cause de la stabilité chimique et thermique.

L'unique rôle du turbocompresseur figure (IV.5) et figure (IV.6) est de faire varier la pression (la détente, la compression)

Cet échange d'énergie d'un point de vue thermodynamique à un nul effet sur la performance moyenne du cycle.

On peut remplacer la fonction du turbocompresseur par un éjecteur figure(IV.7), figure (IV.8)

La tuyère convergente divergente de la chambre d'aspiration remplace la fonction de la turbine (la transformation d'enthalpie) entre la pression du générateur et pression de l'évaporateur en énergie cinétique.

En pratique la pression dans la chambre d'aspiration (4) est légèrement inférieure a la pression de l'évaporateur (5) pour récupérer la chute de pression dans la ligne. Dans la chambre du mixage, l'entraînement avec échange instantanée se passe entre la vapeur qui arrive de la chambre d'aspiration (Vitesse Supersonique) et la vapeur qui arrive de l'évaporateur (vitesse subsonique).

Chapitre IV machine frigorifique solaire à éjecteur

Le mélange (6) est toujours avec (une Vitesse Supersonique) ; l'énergie dans la section du diffuseur où elle est convertie en énergie cinétique.

En augmentant aussi la pression au niveau de celle du condenseur (7), le diffuseur remplace la fonction du compresseur. Le condensat (liquide sortant de condenseur) se divise en deux :

- Une partie pomper vers le générateur avec une pression bien déterminer.
- L'autre partie vers le l'évaporateur pour le refroidissement.

Et parmi les avantages de ce type des systèmes de refroidissement on trouve qui il est :

Sans vibration, sans bruit, moins cher de coté de maintenance et d'opération, a fabrication simple, avec une technologie développée de chambre d'aspiration, diffuseur, échangeur de chaleur.

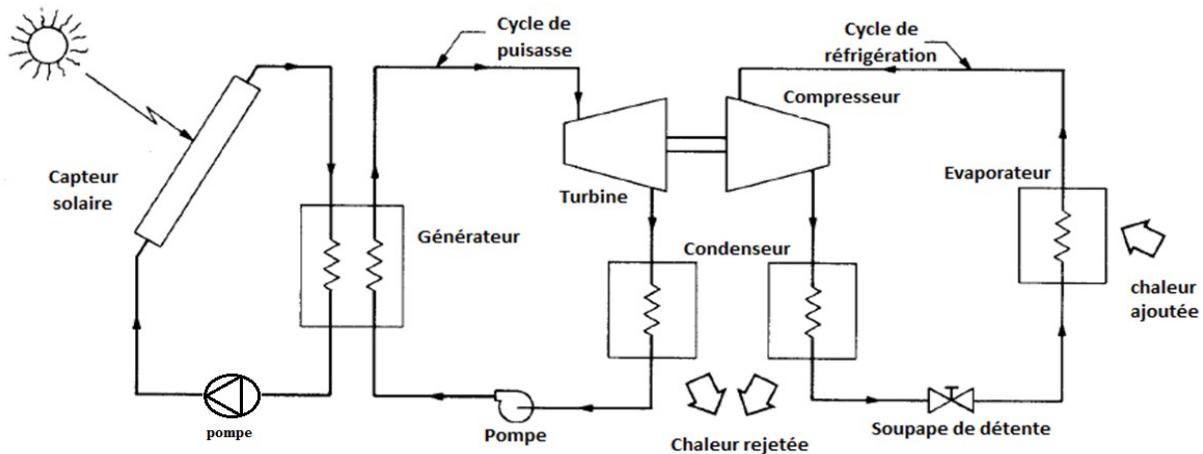


Figure IV.5. Système de turbocompresseur à double fluide

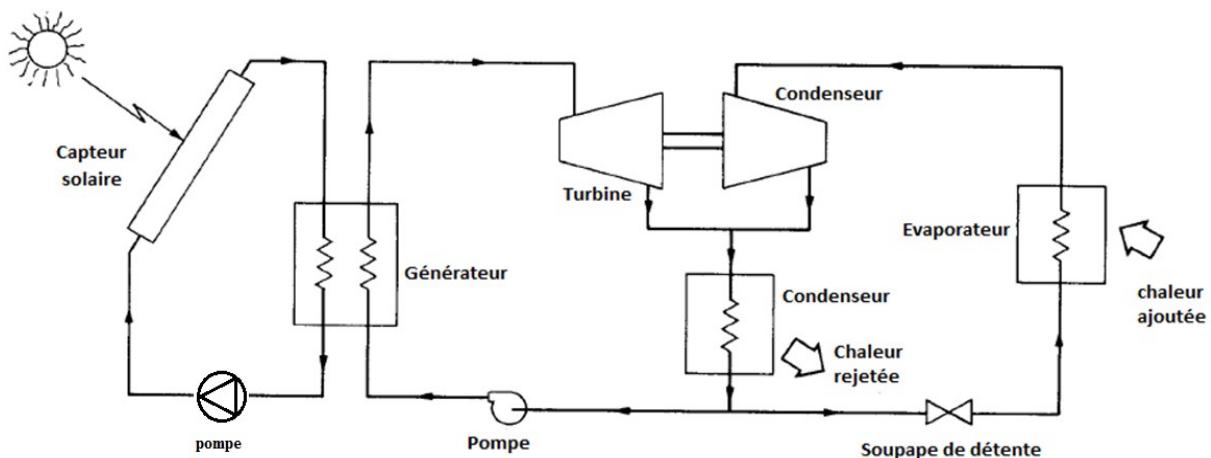


Figure IV. 6. systèmes de turbocompresseur à simple fluide

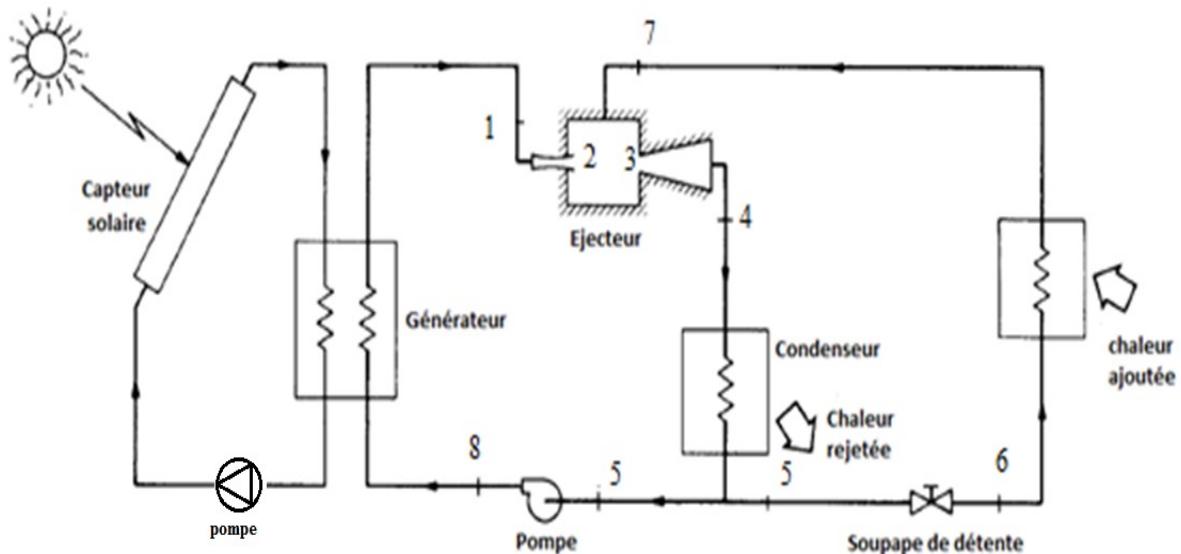


Figure IV.7. Systèmes solaires de réfrigération à éjecteur

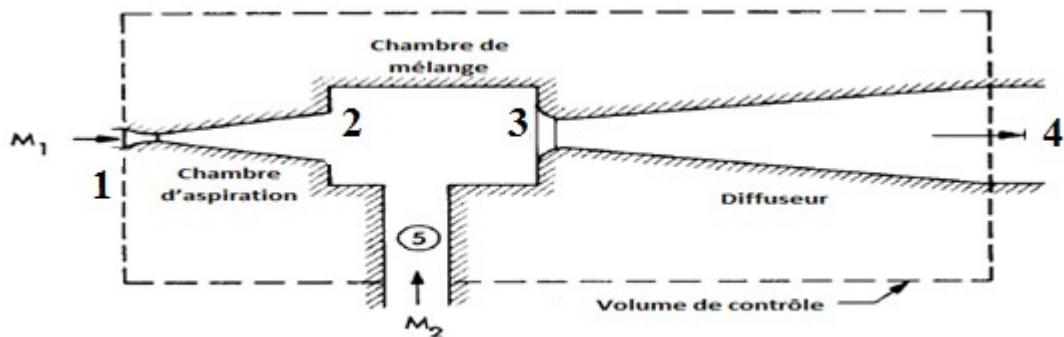


Figure IV.8. Le volume de contrôle d'un éjecteur

IV.4.2 Les équations qui régissent le système

Ce système est basé sur une étude thermodynamique de l'éjecteur.

Les performances d'un système solaire de réfrigération avec éjecteur dépendent essentiellement de deux entités physiques :

Le taux d'entrainement d'une part et les caractéristiques enthalpiques aux différents points du cycle d'autre part.

Le dimensionnement du système est toujours effectué en supposant que l'éjecteur fonctionne en régime critique et le flux de mélange (flux primaire et flux secondaire) à pression constante

Chapitre IV machine frigorifique solaire à éjecteur

Les équations mathématiques du modèle sont obtenues par l'application des principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

L'écoulement du fluide dans l'éjecteur est supposé unidimensionnel, et les pertes lors de la détente du fluide primaire et secondaire ainsi que lors de la compression du mélange dans le diffuseur sont pris en compte à l'aide de rendement isentropique.

Il y a formation d'un col sonique dans le fluide secondaire à l'entrée de la chambre de mélange où la pression est supposé uniforme.

Les vapeurs motrices et la vapeur entraînée sont à l'état surchauffé à l'entrée de l'éjecteur et les vitesses du fluide moteur et du fluide aspiré aux orifices d'arrivée et du mélange au refoulement sont négligeables.

IV.5 Analyse de l'éjecteur supersonique [3]

IV.5.1 Modèle global d'écoulement dans l'éjecteur

Dans le présent modèle, nous supposons que le col hypothétique se situe à l'intérieur de mélangeur. Ainsi, le mélange des deux flux se produit à l'intérieur du mélangeur avec une pression uniforme.

La figure(IV.4) ci-dessous représente un éjecteur supersonique issu pour la modélisation de l'écoulement des deux flux.

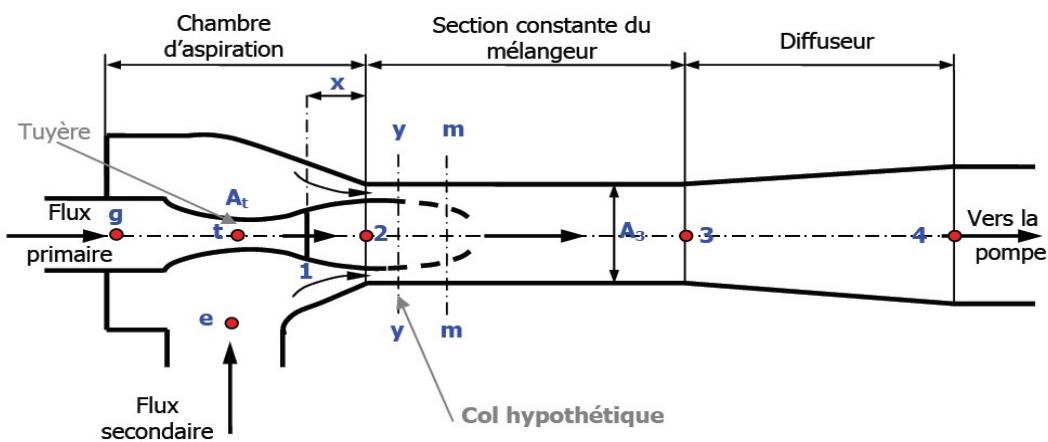


Figure IV.9. Schéma d'un éjecteur supersonique, comporte de deux fluides primaire, secondaire et la chambre du mélange

➤ Flux primaire à travers la tuyère :

Chapitre IV machine frigorifique solaire à éjecteur

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 :

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

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

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

Les équations d'un gaz parfait sont les suivantes :

$$P = \rho R T \text{ et } h = C_p T \quad (\text{IV.3})$$

Pour l'équation d'entropie :

$$S = c_v \ln \left(\frac{P}{\rho^\gamma} \right) \text{ ou } P = \rho^\gamma e^{\frac{S}{c_v}} \quad (\text{IV.4})$$

Dans le cas de l'écoulement isentropique d'un gaz parfait, on a donc

$\frac{P}{\rho^\gamma}$ = constante et en utilisant (IV.5)

$$\frac{P}{T^{\gamma-1}} = \text{constante} \quad (\text{IV.6})$$

On peut encore écrire : $\rho = \frac{P}{R T}$ (IV.7)

Avec : 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 :

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

$$\frac{P_g}{P_{p1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{IV.9})$$

a) Flux primaire entre la section 1-1 et la section y-y :

Chapitre IV machine frigorifique solaire à éjecteur

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

$$M_{py}^2 = \frac{2}{\gamma-1} \left[\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) \left(\frac{P_{p1}}{P_{py}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (\text{IV.10})$$

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 :

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{\left(\frac{\Phi_p}{M_{py}} \right) \left[\left(\frac{2}{\gamma-1} \right) \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}}}{\left(\frac{1}{M_{p1}} \right) \left[\left(\frac{2}{\gamma-1} \right) \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}}} \quad (\text{IV.11})$$

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

➤ Le flux secondaire de l'aspiration jusqu'à la section y-y :

À partir de l'hypothèse 12, 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 :

$$\frac{P_e}{P_{sy}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2 \right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} \quad (\text{IV.12})$$

Le débit massique du flux secondaire dans ces conditions est :

$$\dot{m}_s = \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{r} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}} \cdot \sqrt{\eta_s} \quad (\text{IV.13})$$

a) Les sections au plan y-y :

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 :

$$A_{py} + A_{sy} = A_3 \quad (\text{IV.14})$$

b) Température et nombre de mach au plan y-y :

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

$$\frac{T_g}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2 \quad (\text{IV.15})$$

$$\frac{T_e}{T_{sy}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2 \quad (\text{IV.16})$$

➤ 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 :

$$\Phi_m [\dot{m}_p V_{py} + \dot{m}_s V_{sy}] = (\dot{m}_s + \dot{m}_p) V_m \quad (\text{IV.17})$$

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 [5].

$$\begin{cases} \mathbf{0.80 \ SI} \quad \left(\frac{A_3}{A_t} \right) > 8.3 \\ \mathbf{0.82 \ SI} \quad \mathbf{0.69} \leq \left(\frac{A_3}{A_t} \right) \leq \mathbf{8.3} \\ \mathbf{0.84 \ SI} \quad \left(\frac{A_3}{A_t} \right) \leq \mathbf{0.69} \end{cases} \quad (\text{IV.18})$$

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

$$\dot{m}_p (C_p T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2}) + \dot{m}_s (C_p T_{sy} + \frac{V_{sy}^2}{2}) = (\dot{m}_s + \dot{m}_p) (C_p T_m + \frac{V_m^2}{2}) \quad (\text{IV.19})$$

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

$$V_{py} = M_{py} a_{py} \quad a_{py} = \sqrt{\gamma r T_{py}} \quad (\text{IV.20})$$

$$V_{sy} = M_{sy} a_{sy} \quad a_{sy} = \sqrt{\gamma r T_{sy}} \quad (\text{IV.21})$$

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

$$M_m = \frac{V_m}{a_m} \quad a_m = \sqrt{\gamma r T_m} \quad (\text{IV.22})$$

a) 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 :

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma-1} (M_m^2 - 1) \quad (\text{IV.23})$$

$$M_3^2 = \frac{1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_m^2}{\gamma M_m^2 - \frac{(\gamma-1)}{2}} \quad (\text{IV.24})$$

b) Le mélange à travers le diffuseur :

La pression à la sortie de l'éjecteur est :

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{IV.25})$$

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

IV.5.1.1 Détermination de la pression critique d'un éjecteur déjà existant :

La pression d'un éjecteur dépend de sa géométrie (**At**, **Ap1**, **A3**) et de ses paramètres d'entrée (**T_e**, **P_e**, **T_b**, **P_b**). Pour la déterminer, on utilise l'organigramme qui est définis dans l'annexe C en donnant sa valeur réelle à la section **A₃**.

IV.5.1.2 Détermination du débit d'un éjecteur:

a) En régime critique :

Pour une pression d'aspiration, si l'éjecteur fonctionne en mode critique, (la pression à la sortie de l'éjecteur est inférieure à la pression critique et les deux flux subissent un choc), le débit secondaire est constant. Il est calculé à partir de l'équation (IV.13).

b) En régime sous critique :

Chapitre IV machine frigorifique solaire à 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 :

$$M_{syc} = \sqrt{\frac{2}{(\gamma-1)} \left(\frac{P_e}{P_{syc}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (\text{IV.26})$$

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

$$\rho_{syc} = \rho_e \left(\frac{P_e}{P_{syc}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (\text{IV.27})$$

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

$$T_{syc} = T_e \left(\frac{P_e}{P_{syc}} \right)^{\gamma+1} \quad (\text{IV.28})$$

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

$$a_{syc} = \sqrt{\gamma r T_{syc}} \quad (\text{IV.29})$$

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

$$V_{syc} = M_{syc} a_{syc} \quad (\text{IV.30})$$

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

$$m_{sc} = \rho_{syc} V_{syc} A_{sc} \quad (\text{IV.31})$$

La vitesse du mélange :

$$\Phi_m [\dot{m}_p V_{py} + \dot{m}_{sc} V_{syc}] = (\dot{m}_{sc} + \dot{m}_p) V_{mc} \quad (\text{IV.32})$$

La température du mélange :

$$\dot{m}_p(C_p T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2}) + \dot{m}_{sc}(C_p T_{syc} + \frac{V_{syc}^2}{2}) = (\dot{m}_{sc} + \dot{m}_p)(C_p T_{mc} + \frac{V_{mc}^2}{2})$$

(IV.33)

Avec :

$$V_{syc} = M_{syc} a_{syc} \quad \text{et} \quad a_{syc} = \sqrt{\gamma r T_{syc}} \quad (\text{IV.34})$$

Le nombre de Mach du mélange:

$$M_{mc} = \frac{V_{mc}}{a_{mc}} \quad \text{et} \quad a_{mc} = \sqrt{\gamma r T_{mc}} \quad (\text{IV.35})$$

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

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

$$M_{3c}^2 = \frac{1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{mc}^2}{\gamma M_{mc}^2 - \frac{(\gamma-1)}{2}} \quad (\text{IV.37})$$

La pression à la sortie de l'éjecteur est :

$$\frac{P_{4c}}{P_{3c}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{3c}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{IV.38})$$

La détermination du débit secondaire se fait par itération des équations (IV.37) - (IV.38), 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 $P4$. On peut également en déduire le rapport de compression P_e / P_{4c} .

Après on a terminé la mise en équations de l'éjecteur et on va passer aux différents points de cycle pour déterminer le coefficient de performance **COP** donc :

$$\text{COP} = \frac{\text{effet de réfrigération}}{\text{apport d'énergie externe}} \quad (\text{IV.39})$$

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_b + W_p} \quad (\text{IV.40})$$

Chapitre IV machine frigorifique solaire à éjecteur

Q_e : est la puissance thermique de évaporateur

Q_b : est la puissance thermique de générateur ou bouilleur

W_p : Travail de la pompe

Alors la relation de **COP** devient :

$$\text{COP} = U \frac{\Delta h_e}{\Delta h_b + W_p} \quad (\text{IV.41}) \quad (4)$$

Donc, on obtient

$$\text{COP} = \frac{U(h_5 - h_8)}{(h_3 - h_1)} \quad (\text{IV.42})$$

Avec **U** est le rapport d'entrainement.

La relation de **COP_{sys}** de système à refroidissement solaire à éjection est :

$$\text{COP}_{\text{sys}} = \text{COP} \times \eta_{\text{cs}} \quad (\text{IV.43})$$

η_{cs} : est le rendement de capteur déterminer en chapitre II.

COP : est le coefficient de performance le la machine a éjecteur.

A partir du cycle de réfrigération à éjecteur, on fera une analyse théorique thermodynamique de chaque composant principal de cette machine.

IV.6 La puissance de l'évaporateur [5]

L'évaporateur : c'est la partie froide de la machine, La puissance prélevée dans le local sera appelée puissance frigorifique ou puissance de l'évaporateur est comme suit :

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_s (h_7 - h_6) = \dot{m}_s L V \quad (\text{IV.44})$$

Avec: $h_7 = h$ ($p=p_e, x=1$) ; $h_6 = h$ ($p=p_e, x=0$) = h_5

La variation d'enthalpie de l'évaporateur est exprimée par : $\Delta h_e = (h_7 - h_6)$ (IV.45)

Dans notre étude, le système fonctionne pour une puissance frigorifique de 10kw

IV.7 La puissance du générateur

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_p (h_1 - h_8) = \dot{m}_p c p_F (T_b - T_8) \quad (\text{IV.46})$$

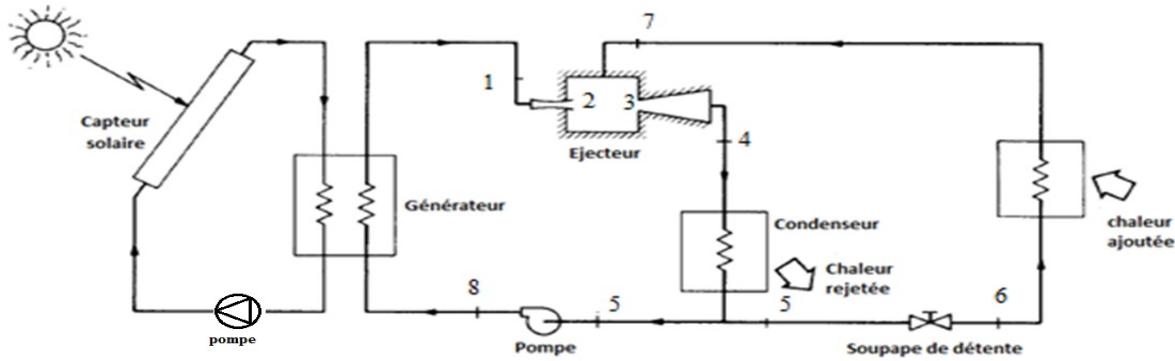


Figure V.10. Systèmes solaires de réfrigération à éjecteur

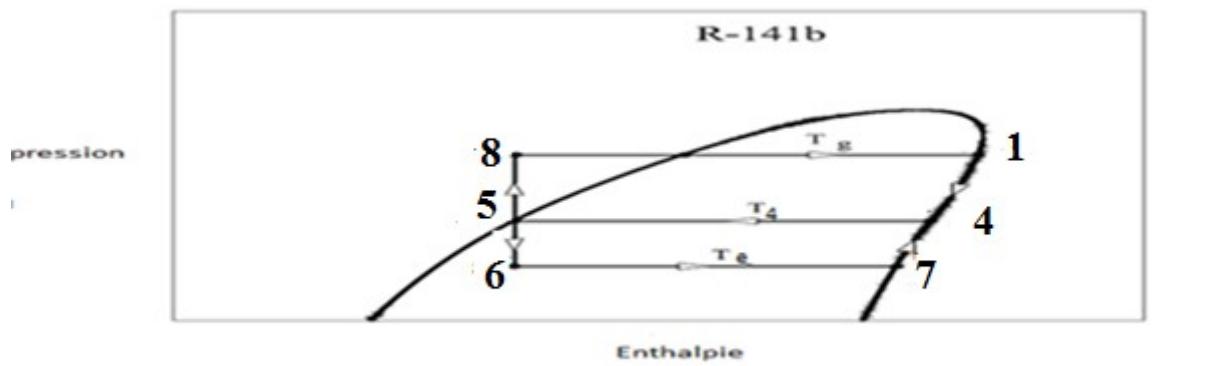


Figure V.11. Schéma de diagramme p-H du cycle de réfrigération avec éjecteur.

Avec:

$$h_1 = h(p = p_g, x = 1); h_8 = h(p = p_g, x = 0) = h_5$$

La variation d'enthalpie du générateur est exprimée par : $\Delta h_b = h_1 - h_8$ (IV.47)

La température de sortie d'un capteur solaire doit être calculée par l'équation (IV.49) :

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_p C_p (T_b - T_8) = \dot{m}_{ea} C_p eau (T_s - T_{en}) \quad (IV.48)$$

Donc, l'équation devient :

$$T_s = \frac{\dot{m}_p C_p (T_g - T_8)}{\dot{m}_{ea} C_p eau} + T_{en} \quad (IV.49)$$

IV.8 La puissance du condenseur

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_m (h_5 - h_4) \quad (IV.50)$$

Avec : $\dot{m}_m = \dot{m}_s + \dot{m}_p$ (IV.51)

La variation d'enthalpie du condenseur est exprimée par :

$\Delta h_c = h_5 - h_4$ (IV.52)

Ou' : $h_5 = h (p=p_c, x=0)$; $h_4 = h (p=p_c, x=1)$

IV.9 Travail de la pompe

Le travail consommé par la pompe est comme suit :

$W_p = \dot{m}_p (h_8 - h_5)$ (IV.53)

IV.10 Conclusion

Ce travail nous permet de comprendre le système solaire de réfrigération à éjecteur qui est constitué de (un condenseur, évaporateur, générateur et collecteur solaire) et l'élément essentiel est l'éjecteur, notre étude théorique est sur l'éjecteur supersonique pour déterminer tout ces paramètres, cet appareil est destiné à aspirer, comprimer ou mélanger des gaz, des vapeurs, des liquides grâce à la détente d'un fluide primaire (moteur).

D'autre part chaque fluide frigorigène a des caractéristiques chimiques et physiques qui nous permettent de le classifier.

Donc celles-ci deviendront nécessaires pour trouver un fluide à des meilleures performances.

Alors on va appliquer un exemple numérique qui utilise le **R141b** comme fluide de travail est donné pour illustrer la procédure de calcul au chapitre V.

V Introduction

Ce chapitre propose de mettre en œuvre une étude paramétrique reposant sur les équations qui gouvernent le système (organigramme annexe C) que nous avons déjà définis dans les deux chapitres précédents chapitre IV et III à l'aide de deux logiciels le EES et le MATLAB.

Avec des données bien déterminées (T_e , T_b , T_c et Q_e) et sur le site d'Alger on va illustrer le modèle de calcul en calculant le **COP** de la machine frigorifique et **COP_{sys}** de tout le système ainsi que l'éclairage solaire global pour les deux mois ; janvier et aout et pour deux types de capteur solaire plan et sous vide à l'aide de l'organigramme (annexe C).

Après avoir décrit précisément tous les paramètres du modèle, et une fois les résultats obtenus nous modifions les paramètres comme T_e , T_b , T_c pour comparer et commenter les résultats.

V.1 Les logiciels de travail :

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

L'ESS est un programme informatique à une base de données de transport et les propriétés thermodynamiques des différents fluides frigorigènes, ce qui simplifie considérablement les calculs.

Avec l'aide de l'EES, il est possible d'écrire des équations directement applicables de la même manière qu'elles sont utilisées en Fortran.

L'avantage de cela est que les équations de l'ESS sont écrites en format algébrique plutôt qu'un format de langage de programmation.

La deuxième partie de programmation calcule de l'éclairage global et programmé par Matlab (MATrix LABoratory) est un logiciel pour effectuer des calculs numériques. Il a été conçu initialement pour faciliter le traitement des matrices mais il est maintenant utilisé dans tous les domaines des sciences qui nécessitent de faire des calculs.

Intérêts :

- Programmation infiniment plus rapide pour le calcul et pour l'affichage
- Une bibliothèque très riche
- Possibilité d'inclure un programme en C/C++
- Langage interprété : Pas de compilation donc pas d'attente pour compiler
- Possibilité d'exécuter du code en dehors du programme
- Code facile à comprendre et très lisible
- Une aide très bien faite

Inconvénients :

- Vitesse de calcul moins rapide qu'en C/C++
- Application auto-exécutante peu pratique

De manière générale, Matlab est utilisé pour faire des expériences de calcul très rapidement.

Certains programmes qui nécessiteraient 1 journée de programmation en C/C++ peuvent se réaliser en 1h sous Matlab.

V .2 Illustration du model de calcule

On a choisis un seul cas des températures fixées au générateur, au condenseur et à l'évaporateur, pour les pressions qui correspondant ces températures, sont calculés grâce au logiciel EES.

Les performances d'un système à éjecteur dépendent essentiellement de deux entités physiques: le taux d'entraînement de l'éjecteur, d'une part et les caractéristiques enthalpiques du fluide aux différents points du cycle, d'autre part, ces entités physiques sont elles mêmes fonction des niveaux de température du fluide frigorigène, donc les caractéristiques des sources ou du fluide caloporteur correspondant si on intègre au système les différents échangeurs: générateur, condenseur, évaporateur.

L'étude de la machine est toujours effectué en supposant que l'éjecteur fonctionne en régime critique. De plus, le modèle de mélange des deux flux primaires et secondaire à pression constante est préféré à celui ayant lieu à section constante parce qu'il conduit à des meilleures performances.

- **Table des propriétés thermodynamique à saturation [10]**

Pour obtenir les tables des propriétés du fluide saturé, on réalise une boucle sur une plage de température allant, d'une température supérieure à la température du point triple, à une température inférieure à la température critique.

- **Tables des propriétés thermodynamique de la vapeur surchauffée**

Pour obtenir les tables des propriétés de la vapeur surchauffée correspondante à un seul point de saturation on suit les étapes suivantes :

- introduire la valeur de la température à l'état de saturation.
- calcul de la pression de saturation.
- pour chaque température de surchauffe, et pour la même pression de saturation, on détermine les propriétés de la vapeur surchauffée par :

- le calcul du volume spécifique de la vapeur surchauffée par la résolution de l'équation d'état.
- calcul des propriétés de la vapeur saturante, par l'application du calcul des propriétés résiduelles (équation d'état)

V .2.1 Analyse de cycle à éjection

La machine frigorifique à éjecteur comporte quatre éléments principaux (bouilleur, éjecteur, condenseur, et l'évaporateur). Une machine à éjecteur en circuit fermé se compose de deux boucles : l'une motrice, l'autre frigorifique. Précisons tout d'abord qu'une telle machine utilise un compresseur statique, dénommé éjecteur, qui utilise comme énergie motrice de la vapeur du fluide primaire.

La figure (V.1) représente un schéma de la réfrigération solaire à éjecteur

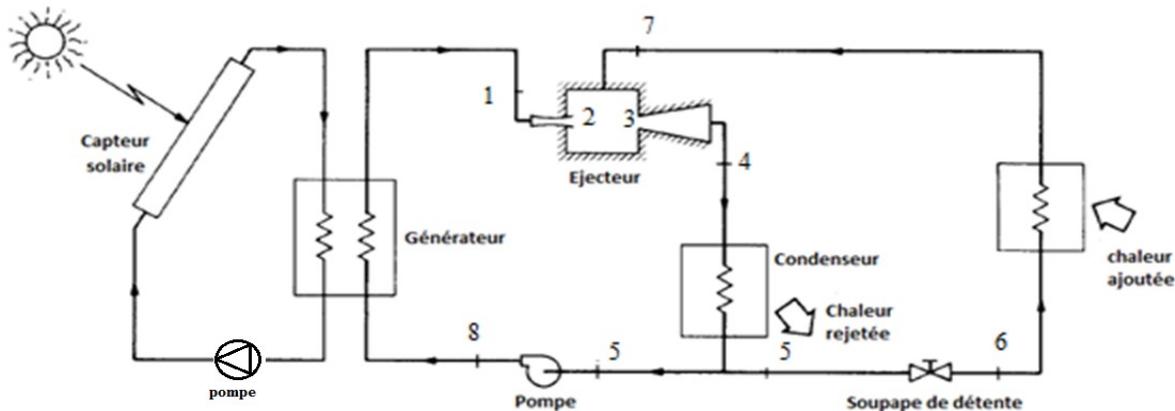
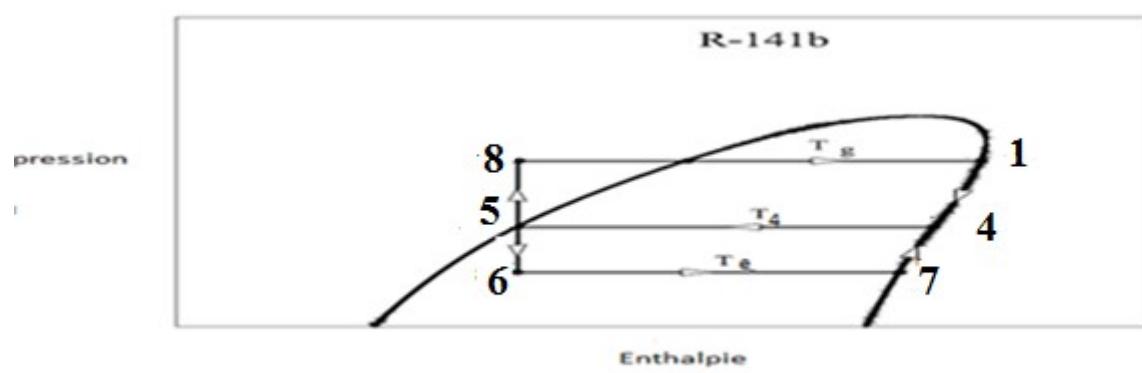


Figure V.1. Schéma de la réfrigération à éjecteur

Le cycle thermodynamique du système de réfrigération avec éjecteur peut être représenté par le schéma de diagramme P-h comme la figure (V .2).



Fi

Figure V.2. Schéma de diagramme p-H du cycle de réfrigération avec éjecteur.

V.2.2 Description du système à éjection [10]

- De 7 à 2, le frigorigène aspiré est mélangé au fluide moteur, son enthalpie s'en trouve accrue ;
- De 3 à 4, l'ensemble des vapeurs, frigorifique et motrice, est comprimé dans le diffuseur de l'éjecteur jusqu'à une pression de condensation ;
- De 4 à 5, le vapeur issue de l'éjecteur est, sous la pression constante de condenseur, désurchauffée puis condensée à température constante du condenseur .Le liquide formé est (légèrement) sous-refroidi ;
- De 5 à 6, le frigorigène est détendu de pression du condenseur à pression de l'évaporateur dans l'organe de détente.
- De 6 à 7, le frigorigène se vaporise dans l'évaporateur, sous la pression constante et à la température constante de l'évaporateur en produisant le froid utile, la vapeur se surchauffe dans la conduite d'aspiration de l'éjecteur.

Par ailleurs :

- De 5 à 8, le liquide est transporté, par la pompe (où règne la pression du condenseur) vers le bouilleur (où règne la pression du générateur) ;
 - De 8 à 1, dans le bouilleur le liquide s'échauffe, puis il se vaporise sous la pression constante et à la température constante du générateur, enfin la vapeur formée se surchauffe à pression constante jusqu'à la température T_3 ;
- De 1 à 2, la vapeur formée se détend dans le système d'injection de l'éjecteur.

V.2.3 Coefficient de Performance d'une machine frigorifique à éjecteur

Le coefficient de performance est un facteur qualitatif qui caractérise les machines thermodynamiques. Il constitue un critère important sur lequel on peut juger la fiabilité de la machine. Dans la machine tritherme à éjecteur, il existe deux cycles thermiques :

- le cycle moteur: assure l'entraînement et la compression du fluide aspiré de l'évaporateur, en créant une basse pression dans ce dernier.
- Le cycle froid : semblable au cycle frigorifique classique produisant l'effet frigorifique souhaité.

V .2.3.a Coefficient de performance théorique du cycle (de référence théorique de CARNOT).

Le cycle de CARNOT est le cycle le plus performant, qui représente un cas idéal, inaccessible en pratique et qui est utilisé comme référence pour juger la qualité des cycles réels.

Tc : température thermodynamique supposée constante du condenseur.

Te : température thermodynamique supposée constante de l'évaporateur.

Tb : température thermodynamique supposée constante du bouilleur.

V.2.3.b Coefficient de performance réel (pratique) :

Il représente le rapport de production frigorifique au niveau de l'évaporateur à la puissance calorifique du bouilleur. Pour le cycle à éjecteur, l'efficacité frigorifique a été donnée précédemment dans le chapitre IV :

$$\mathbf{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + W_p} \quad (\mathbf{V.1})$$

V.3 Un exemple numérique

Cet exemple de calcul nous permet de calculer les caractéristiques de notre machine frigorifique, pour une température donnée au niveau du générateur, du condenseur et de l'évaporateur, nous utilisons deux types de capteur solaire pour une journée d'aout et une autre au mois de janvier, les résultats obtenus sont présentés dans le tableau (V.1) et tableau (V.2).

Avant de donner les résultats finaux du **COP** et **COPsys**, on précise d'abord que ces résultats sont estimés à des températures fixe de l'évaporateur, du générateur et condenseur, sont respectivement $Te=8C^\circ$ et $Tb=90C^\circ$ et $Tc=31.5C^\circ$, après ça on une étude sur l'influence de type du capteur au coefficient de performance globale de la réfrigération solaire tout les paramètres sont retiré de l'annexe B, les enthalpies sont calculée à laide du logiciel EES.

Chapitre V étude paramétrique

type du capteur	capteur plan pour une journée caractéristique en été	capteur sous vide pour une journée caractéristique en été
Tg (C°)	90	90
Tc (C°)	31.5	31.5
Te (C°)	8	8
COP	1.054	1.054
COPsys	0.6239	0.7939
R	0.7487	0.7487
η_{cs}	0.592	0.7533

Tableau .1.représente le coefficient de performance globale d'une journée caractéristique en été (ciel claire) pour deux types de capteur plan et sous vide.

type du capteur	capteur plan pour une journée caractéristique en hiver	capteur sous vide pour une journée caractéristique en hiver
Tg (C°)	90	90
Tc (C°)	31.5	31.5
Te (C°)	8	8
COP	1.054	1.054
COPsys	0.4263	0.7585
R	0.7487	0.7487
η_{cs}	0.4046	0.7112

Tableau V.2.représente le coefficient de performance globale d'une journée caractéristique en hiver (ciel claire) pour deux types de capteur plan et sous vide.

L'éclairement solaire reçus par un capteur varie typiquement au cours d'une journée choisie pour site d'Alger, il atteindra une valeur maximale au midi est égale 960w/m^2 en été et 505w/m^2 en hiver, après ça on remarque un décroissement de **Ig** jusqu'à une valeur minimale.

D'après les résultats obtenus du **COPsys** par deux types du capteur et pour un éclairement incident maximale d'une journée d'été ou d'hiver, on constate que le coefficient de performance globale de capteur sous vide est mieux que celui du capteur plan pour les deux journées, par contre le rapport d'entraînement et le coefficient de notre machine restent

Chapitre V étude paramétrique

inchangés par ce qu'ils dépendent de la variation de température du générateur et de l'évaporateur, donc on peut dire que **COPsys** est très sensible aux types du capteurs solaire et à la variation de **Ig**.

L'augmentation de **COPsys** conduira à l'augmentation d'**Ig** pour les deux types de capteur (plan et sous vide).

L'accroissance de l'efficacité thermique d'un capteur avec l'accroissance de l'éclairement incident pour un capteur plus puissant par exemple à sous vide, donc on va conclure qu'une diminution du coefficient de perte globale de capteur provoque une amélioration du **COPsys** de la machine : ceci revient au fait que les caractéristiques d'un capteur solaire sont très importantes pour cette évaluation.

L'amélioration de **COPsys** consiste à choisir un capteur solaire qui a une bonne puissance utile.

V.4 Etude paramétrique

L'étude paramétrique a été effectuée après avoir les données initiales et suivant un organigramme dans l'annexe C qui sont mis directement dans le programme EES et en mettant les équations nécessaires de l'analyse de l'éjecteur et du système solaire pour déterminer les performances de notre machine solaire à éjecteur.

Tous les résultats sont représentées sous forme des tableaux dans l'annexe A.

Cette partie du chapitre comporte trois étapes :

- La variation des températures (**Te, Tb, Tc**) avec le **COP**.
- La variation de températures(**Te, Tb, Tc**) et l'éclairement avec le **COP sys**.
- Interprétation des résultats.

➤ Nous avons alors fait varier la température d'une des sources froides, intermédiaire ou chaude afin de mesurer l'influence de la variation de ΔT sur le **COP** , L'application est sur les figures (**V.3, V.4, V.5, V.6**)

- **Les résultats :**

Pour une température fixe du condenseur, ont suit l'évolution du **COP** en fonction de la température du générateur pour le fluide étudiée.

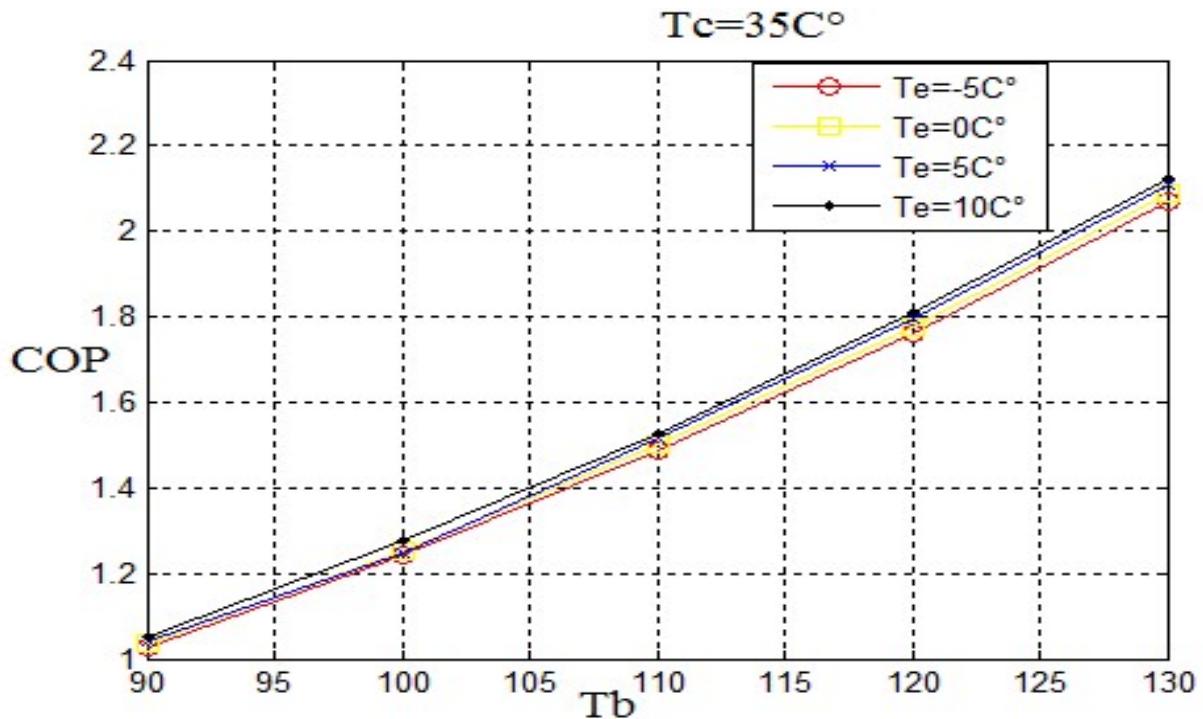


Figure V.3.variation du COP de la machine avec la température de la source chaude pour Tc=35°

Pour une température fixe de l'évaporateur, ont suivi l'évolution du COP en fonction de la température du générateur pour le fluide étudiée.

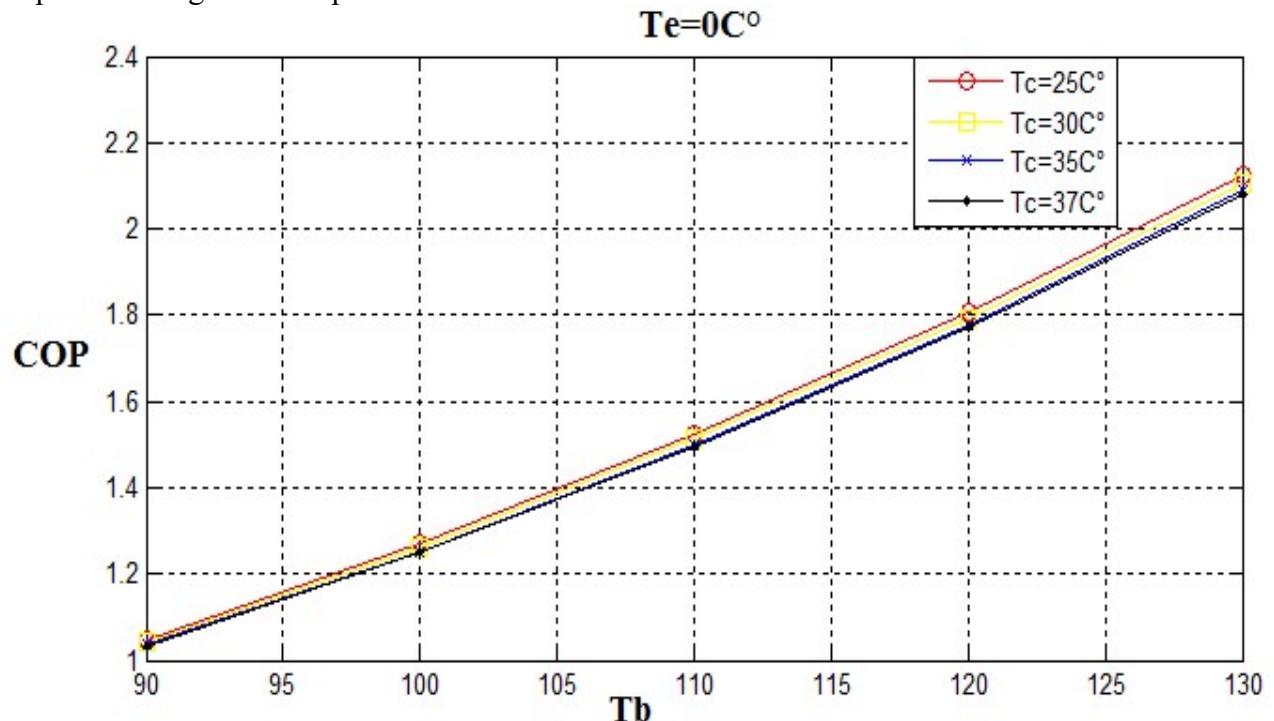


Figure V.4. Variation du COP de la machine avec la température de la source Chaude pour Te=0°C

Chapitre V étude paramétrique

Pour une température fixe du générateur, ont suit l'évolution du **COP** en fonction de la température du condenseur pour le fluide étudiée.

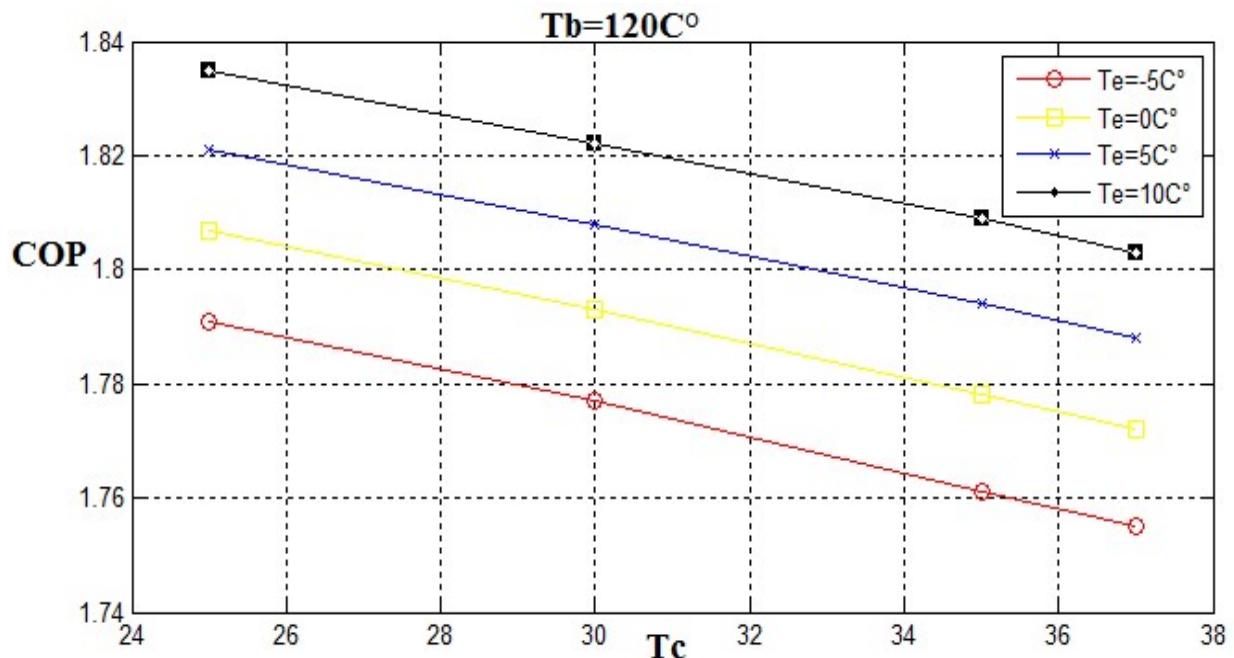


Figure V.5 .variation du COP de la machine avec la température de la source intermédiaire pour $T_b=120^{\circ}\text{C}$

Et comme le $\text{COP} = U \cdot \Delta h_e / \Delta h_b$ on peut tracer les graphes de la variation du **COP** en fonction de la température de l'évaporateur pour étudier l'influence des paramètres précédents sur la variation du COP.

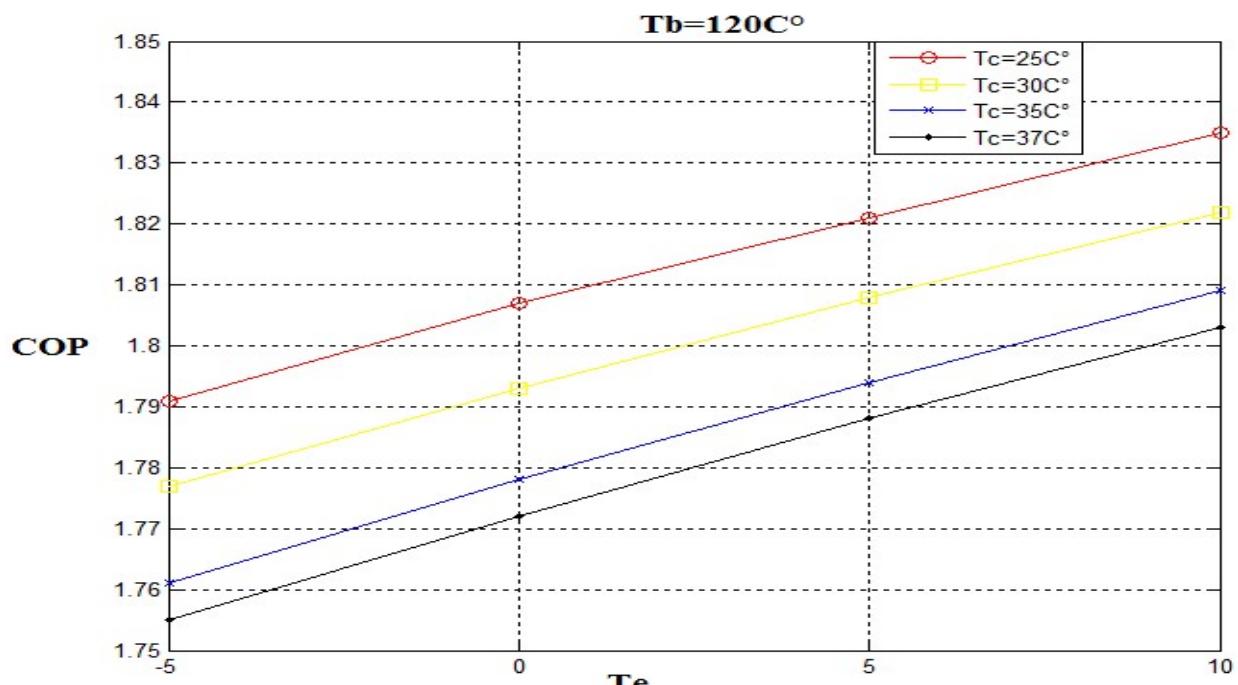


Figure V.6. Variation du COP de la machine avec la température de la source froid pour $T_b=120^{\circ}\text{C}$

- **Interprétation des résultats :**

D'après Les courbes de la variation du coefficient de performance, On peut noter la forte décroissance de **COP** avec l'accroissance de la température intermédiaire pour des températures de source froide et chaude fixées, la forte accroissance de **COP** avec l'accroissance de la température de la source froide pour des températures de source intermédiaire et chaude fixées et la faible accroissance de **COP** avec l'accroissance de la source chaude pour des températures de source froide et intermédiaire fixées.

On constate que le **COP** est très sensible à la variation des **Tc**. Car l'augmentation de **Tc** 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** 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 $\text{COP} = U \cdot (\Delta h_e/\Delta h_b)$ donc cette sensibilité de variation du **COP** est logique.

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

Les pressions de saturation correspondantes P_b et P_c , P_e diffèrent avec la variation de température, ce qui montre des valeurs de **COP** et **COPsys** différentes et si, par exemple, la valeur de U est sensible à celles des différentes températures des trois sources, donc on peut noter que le taux d'entraînement est plus important pour améliorer l'efficacité frigorifique de ces machines .

Donc on va passer au **COP** du système qui a une relation avec le rendement des capteurs utilisés.

Chapitre V étude paramétrique

- L'éclairement solaire reçu par un capteur varie typiquement de la manière présentée sur les figures (V.7, V.8) pour deux mois de l'année, ces deux mois représenté par 2 journées caractéristique le 17.228.

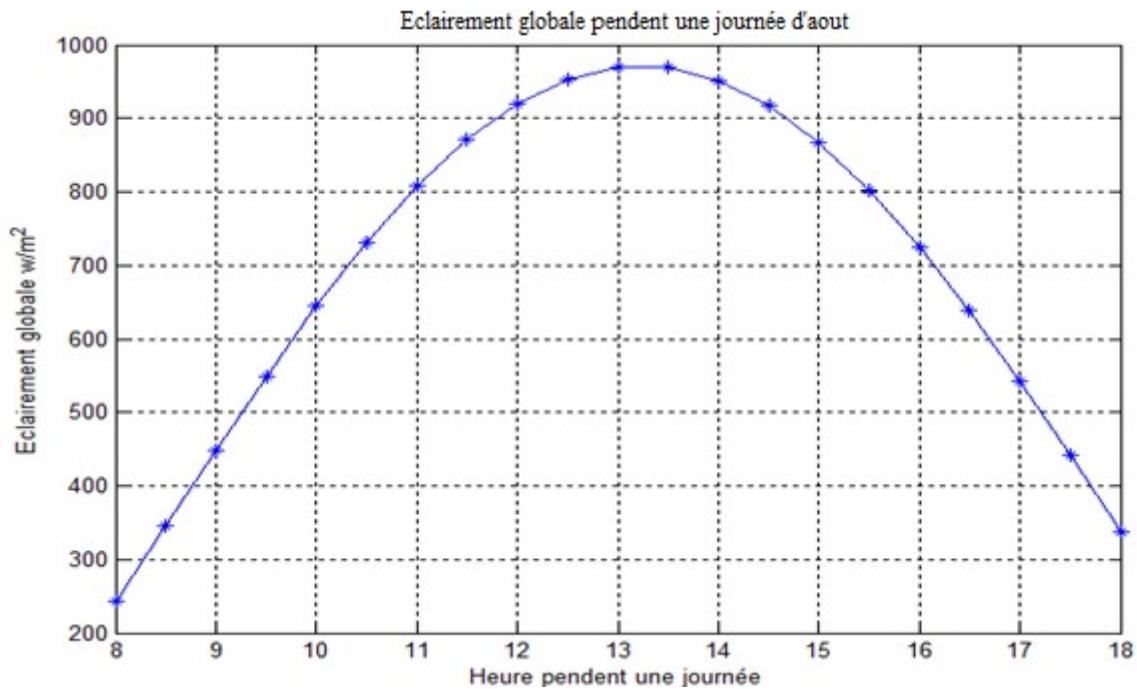


Figure V.7. Eclairement globale pendant une journée d'août

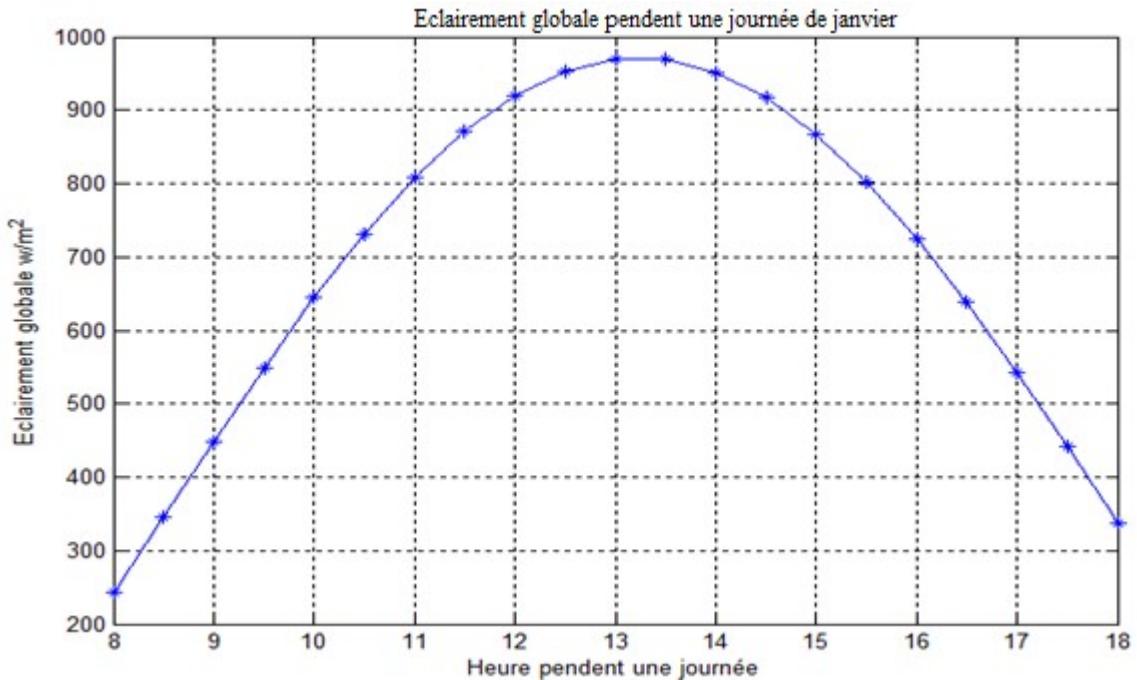


Figure V.8. Eclairement globale pendant une journée de janvier

- Le rendement du capteur peut être calculé par la relation (III.7), et le **COPsys** peut être évalué pour les températures **Tc**, **Tb** et **Te**.

En traçant le COPsys pour divers **Tc**, **Tb** et **Te** et pour deux types de capteur plan et sous vide.

- **Les résultats :**

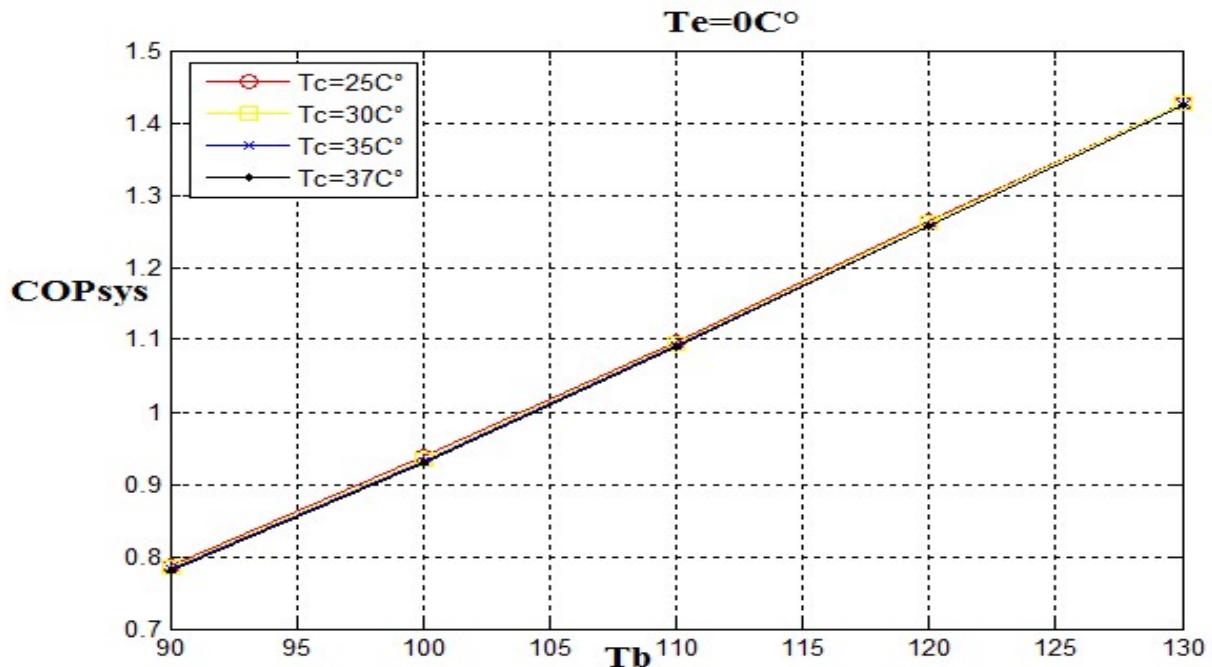


Figure V.9. Variation du COPsys de la machine avec Tb pour $Te=0°C$ pour différente T_c , (capteur sous vide) et éclairement 960w/m^2

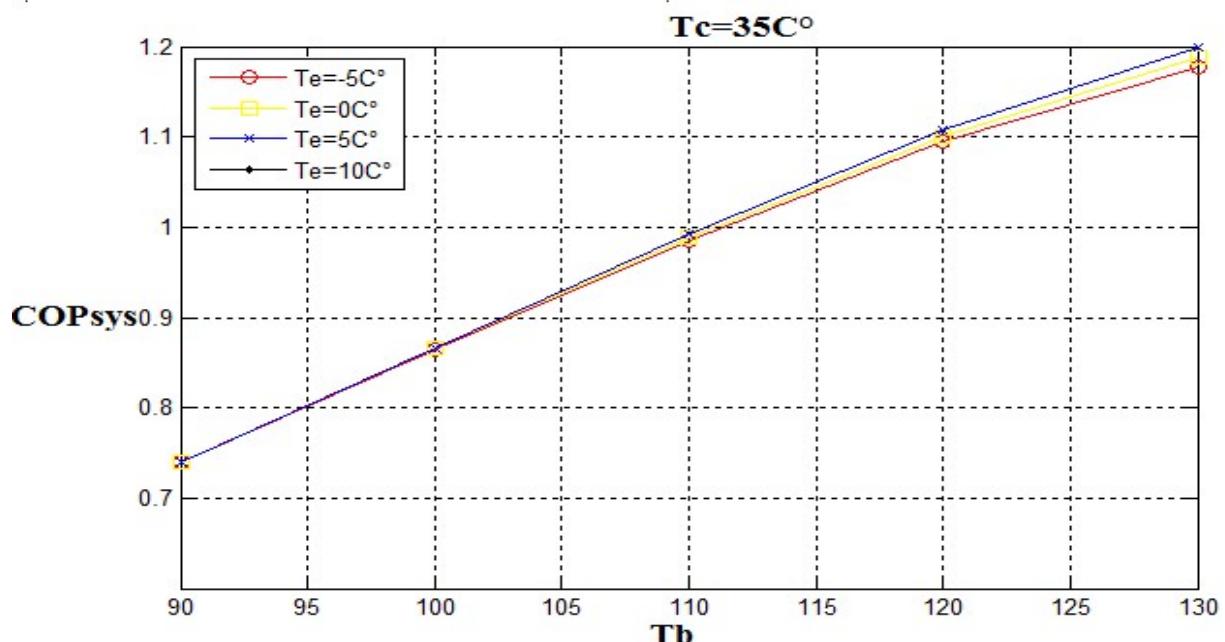


Figure .V.10 variation du COPsys de la machine avec Tb pour $Te=0°C$ pour différente T_c , (capteur sous vide) et éclairement 505w/m^2

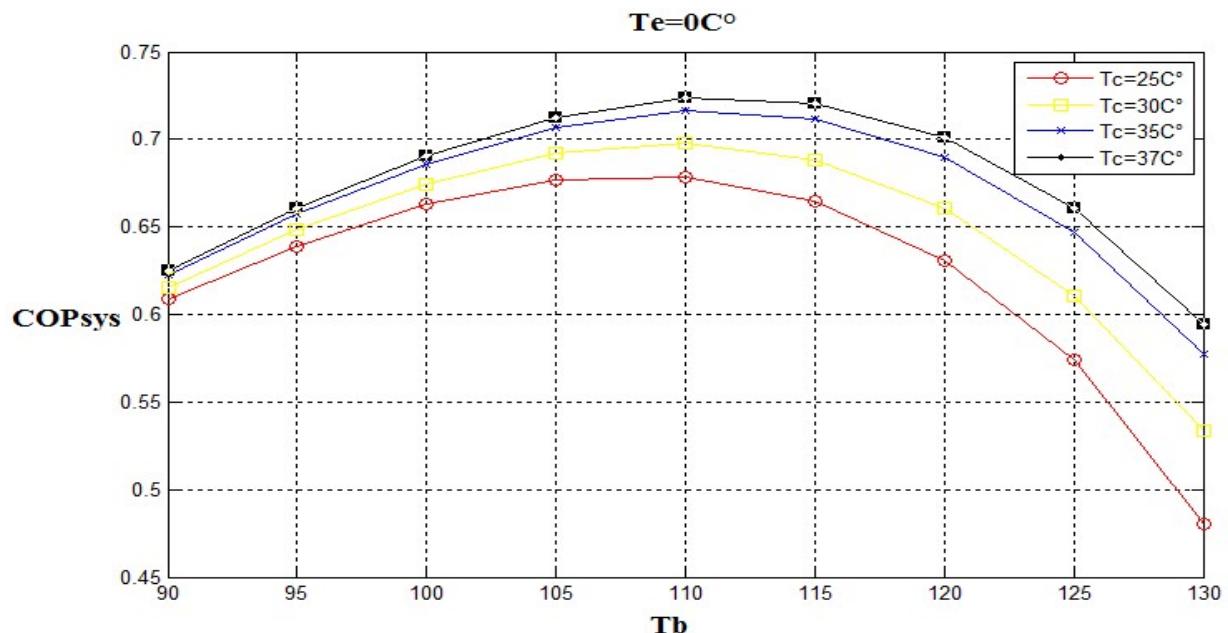


Figure V.11. Variation du COPsys de la machine avec Tb pour Te=0°C pour différente Tc, (capteur plan) et éclairement 960w/m²

- **Interprétation des résultats**

Résultats obtenus sont présentés sur les figures (V.8 , V.9, V.10) ou nous constatons que le **COP sys** varie automatiquement comme le **COP** en fonction des températures des sources froide, intermédiaire et chaude, sauf que les deux collecteurs solaires montre que pour les collecteurs sous vide le **COP sys** est plus grand que le type capteur plan de type flat plat a cause du rendement élevé dans les capteur sous vide par apport au capteur plan.

Et pour un éclairement élevé (**960w/m²**) on obtient un rendement de système plus grand qu'une journée au mois de janvier (hiver).

V.5 Conclusion

Le modèle présenté permet de calculer le coefficient de performance et les différents paramètres d'une machine frigorifique solaire à éjection à partir de la puissance d'évaporateur et le rendement du collecteur solaire. Il permet aussi de calculer les paramètres géométriques importants de l'éjecteur. L'application de ce modèle montre que le COP est très sensible aux variations de **Tc** donc pour augmenter les performances de la machine à température de la source intermédiaire que de chercher à augmenter la température de la source chaude malgré que les performances du système augmentent relativement modestement avec la température de la source chaude mais il est à signaler que les performances de la machine augmentent plus vite avec la diminution de la température de la source intermédiaire ou l'augmentation de la température de la source froide qu'avec celle de la source chaude .

D'autre part, on constate que le capteur sous vide est le plus efficace.

Nomenclature

symbole	Unité	Définition
P	Pa	Pression
T	K	Température
h	KJ/Kg	Enthalpie massique de performance
COP	-	Coefficient de performance
Q	KJ	la chaleur reçue par le fluide
<i>S</i>	KJ/Kg K	Entropie massique
W	KJ	l'énergie mécanique reçue
Q _f	KJ	la chaleur reçue de la source froide
Q _c	KJ	la chaleur reçue de la source chaude
L _v	KJ/Kg	la chaleur latente de vaporisation
L _f	KJ/Kg	la chaleur la tente de liquéfaction
V	m ³	volume
R	KJ/mol k	constant d'un gaz parfait
n	Mol	nombre du mol
Q _h	KJ	la chaleur reçue par troisième source à haute température
T _f	K	la température de la source froide
T _c	K	la température de la source chaude
T _h	K	la température de la troisième source (haute température)
Q̄	KW	la puissance
ṁ	Kg/s	débit massique
M	-	nombre de mach
C _p	KJ/Kg k	la chaleur spécifique à pression constante
r		
C _v	KJ/Kg k	la chaleur spécifique à volume constante
ρ	Kg/m ³	la masse volumique
A _t	m ²	La section au col de la tuyère primaire ou au point t
hg1	KJ/Kg	l'enthalpie isentropique à la sortie de la tuyère primaire
V	m/s	la vitesse
a	m/s	la vitesse du son
γ	-	
W _p	kw	travail de la pompe
U	-	le rapport d'entrainement de la machine frigorifique
COP _{sys}	-	Coefficient de performance globale de la machine à éjecteur
x	-	Titre massique
Φ	-	le rendement des pertes
δ	Degrees	La déclinaison solaire
n _j	-	Le nombre de jour
GO	Radians	L'angle horaire du soleil
TSV	Heures	temps solaire vrai
w _s	Radians	L'angle horaire de coucher du soleil

Nomenclature

ϕ	Degrés	la latitude du lieu
G_{sc}	W/m^2	La constante solaire
λ	degrés	La longitude.
Z	m	L'altitude.
az	degrés	L'azimut.
H	degrés	La hauteur du soleil.
TSM	heure	Le temps solaire moyen.
TU	heure	Le temps universel
TL	heure	Le temps légal.
T_s	C°	Température de sortie du capteur.
T_{en}	C°	Température d'entrée du capteur.
I_g	W/m^2	Eclairement globale
T_{moy}	C°	Température moyenne du capteur
ET	-	Equation de temps
TSV ₁	heure	Temps de lever de soleil
TSV _c	heure	Temps de coucher de soleil
K	kw/m^2k	Coefficient de perte
B	-	le rendement optique
m_{ea}	Kg/s	débit d'eau du capteur
m_p	Kg/s	débit primaire de fluide frigorigène
Cp_{ea}	$kJ/kg. k$	Cp d'eau
Cp_F	$kJ/kg. k$	Cp de fluide frigorigène
Ac	m^2	Surface de capteur
\dot{Q}_{ca}	Watt	Puissance de capteur
N_{CA}	-	nombre capteurs
P_{abs}	Pa	Pression absolue
P_r	pa	indication manométrique
dc	-	décalage horaire

Nomenclature

Symboles grecs	Définition
Δ	variation
η	rendement isentropique
η	rendement

Indices	Définition
am	Ambiant
g,b	Générateur
C	Condenseur
c	à l'état critique
e	Evaporateur
en	Entrée
ea	l'eau
F	fluide frigorigène
m	mélange de deux fluides primaire et secondaire
p	Primaire
s	Secondaire
syc	le flux secondaire à la sortie du col hypothétique
sc	Capteur solaire
t	au col de la tuyère primaire
y	Au plan y-y
1	Au plan 1-1
3	à la sortie de la chambre du mélange ou au point 3 de l'éjecteur
4	à la sortie de l'éjecteur

liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau I.1. Caractéristiques des principaux fluides frigorigènes.....	13
Table II.1. Phénomènes endothermiques	28
Tableau III.1. Caractéristiques principales du soleil.....	36
Tableau III.2. Répartition spectrale du rayonnement thermique.....	38
Tableau III.3. Ensoleillement reçu en Algérie par régions climatiques.....	43
Tableau III.4. Choix du jour du mois représentant le « jour moyen » de ce mois.....	54
Tableau V.1. représente le coefficient de performance globale d'une journée favorable pour deux types de capteur plan et sous vide.....	83
Tableau V.2. représente le coefficient de performance globale d'une journée favorable pour deux types de capteur plan et sous vide.....	83

Liste des figures

Liste des figures

Figure I.1. Diagramme de phase d'un fluide frigorigène.....	9
Figure I.2. Schéma d'une machine frigorifique à compression.....	15
Figure I.3. Cycle d'une machine à compression de vapeur sur le diagramme (T, S).....	15
Figure I.4. Schéma d'une machine frigorifique à gaz.....	16
Figure I.5. Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T, S).....	16
Figure I.6. Schéma de la machine frigorifique munie d'un détendeur à éjecteur.....	17
Figure I.7. Schéma de principe de l'éjecteur type « mélange à section constante ».....	17
Figure I.8. Structure d'un cycle à éjecteur.....	18
Figure I.9. Schéma d'une machine frigorifique à absorption.....	21
Figure I.10. Schéma de la machine frigorifique à adsorption.....	22
Figure II.1. Cycle monotherme.....	24
Figure II.2. Cycle ditherme.....	25
Figure II.3. Efficacité de Carnot en fonction des températures des sources.....	26
Figure II.4. Exemple d'un cycle moteur de Carnot : représentation P-h et T-s.....	27
Figure II.5. Exemple d'un cycle à air fermé : représentation P-h et T-s.....	29
Figure II.6. Système frigorifique à compression mécanique de vapeur.....	31
Figure II.7. Tracés du cycle de réfrigération à compression de vapeur dans les.....	32
Figure II.8. Cycle tritherme.....	32
Figure II.9. Système frigorifique à absorption.....	34
Figure III.1. Spectre solaire.....	39
Figure III.2. Variation mensuelle de la constante solaire.....	40
Figure III.3. Les coordonnées célestes horizontales.....	41
Figure III.4. Variation annuelle de la déclinaison solaire.....	41
Figure III.5. Carte du monde de l'ensoleillement moyen annuel.....	42
Figure III.6. Moyenne annuelle de l'irradiation solaire globale reçue sur un plan incliné à la latitude du lieu.....	43
Figure III.7. Description d'un capteur plan à eau.....	46
Figure III.8. Illustration le bout du tube.....	48
Figure III.9. les courbes des rendements des deux types des capteurs.....	50
Figure IV.1. Système de réfrigération avec éjecteur.....	58

Liste des figures

Figure IV.2. Schéma de l'éjecteur.....	60
Figure IV.3. Coupe d'un éjecteur et évolution des vitesses et pressions.....	61
Figure IV.4. La détente de fluide frigorifique dans la tuyère primaire.....	62
Figure IV.5. Système de turbocompresseur à double fluide.....	65
Figure IV. 6. systèmes de turbocompresseur à simple fluide.....	65
Figure IV.7. Systèmes solaires de réfrigération à éjecteur.....	66
Figure IV.8. Le volume de contrôle d un éjecteur.....	66
Figure IV.9. Schéma d'un éjecteur supersonique, comporte de deux fluides primaire, secondaire et la chambre du mélange.....	67
Figure IV.10. Systèmes solaires de réfrigération à éjecteur.....	74
Figure IV.11. Schéma de diagramme p-H du cycle de réfrigération avec éjecteur.....	75
Figure V.1. Schéma de la réfrigération à éjecteur.....	80
Figure V.2. Schéma de diagramme p-H du cycle de réfrigération avec éjecteur.	80
Figure V.3. variation du COP de la machine avec la température de la source chaude pour $T_c=35^\circ$	85
Figure V.4. Variation du COP de la machine avec la température de la source	85
Figure V.5 . variation du COP de la machine avec la température de la source intermédiaire pour $T_b=120^\circ C$	86
Figure V.6. Variation du COP de la machine avec la température de la source froid pour $T_b=120^\circ C$	86
Figure V.7. Eclairement globale pendent une journée du mois d'août	88
Figure V.8. Eclairement globale pendent lune journée du mois de janvier	88
Figure V.9. Variation du COPsys de la machine avec T_b pour $T_e=0^\circ C$ pour différente T_c , (capteur sous vide) et éclairement $960w/m^2$	90
Figure .V.10 variation du COPsys de la machine avec T_b pour $T_e=0^\circ C$ pour différente T_c , (capteur sous vide) et éclairement $505w/m^2$	89
Figure V.11. Variation du COPsys de la machine avec T_b pour $T_e=0^\circ C$ pour différente T_c , (capteur plan) et éclairement $960w/m^2$	90

Annexe A

Pour $T_c=35C^\circ$ et $T_e=-5C^\circ$			Pour $T_c=35C^\circ$ et $T_e=0C^\circ$			Pour $T_c=35C^\circ$ et $T_e=5C^\circ$			Pour $T_c=35C^\circ$ et $T_e=10C^\circ$		
COP	Tg	COPsys	COP	Tg	COPsys	COP	Tg	COPsys	COP	Tg	COPsys
1.025	90	0.7743	1.035	90	0.7817	1.044	90	0.7888	1.053	90	0.7953
1.241	100	0.9227	1.253	100	0.9315	1.246	100	0.9399	1.275	100	0.9477
1.486	110	1.081	1.5	110	1.092	1.514	110	1.101	1.526	110	1.111
1.761	120	1.246	1.778	120	1.258	1.794	120	1.269	1.809	120	1.28
2.069	130	1.412	2.089	130	1.415	2.107	130	1.438	2.125	130	1.45

Tableau.1. la variation du coefficient de performance de la machine frigorifique à éjecteur et le coefficient globale d'une journée d'aout en fonction de la température du générateur et pour un capteur sous vide

Pour $T_c=25C^\circ$ et $T_e=0C^\circ$			Pour $T_c=30C^\circ$ et $T_e=0C^\circ$			Pour $T_c=35C^\circ$ et $T_e=0C^\circ$			Pour $T_c=37C^\circ$ et $T_e=0C^\circ$		
COP	Tg	COPsys									
1.048	90	0.7871	1.042	90	0.7846	1.035	90	0.7817	1.032	90	0.7805
1.271	100	0.9373	1.262	100	0.9346	1.253	100	0.9315	1.249	100	0.9301
1.523	110	1.097	1.512	110	1.095	1.5	110	1.092	1.495	110	1.09
1.807	120	1.263	1.793	120	1.261	1.778	120	1.258	1.772	120	1.257
2.124	130	1.427	2.107	130	1.427	2.089	130	1.425	2.081	130	1.425

Tableau.2. la variation du coefficient de performance de la machine frigorifique à éjecteur et le coefficient globale d'une journée d'aout en fonction de la température du générateur et pour un capteur sous vide

Pour $T_g=120C^\circ$ et $T_c=25C^\circ$			Pour $T_g=120C^\circ$ et $T_c=30C^\circ$			Pour $T_g=120C^\circ$ et $T_c=35C^\circ$			Pour $T_g=120C^\circ$ et $T_c=37C^\circ$		
COP	Te	COPsys									
1.791	-5	1.252	1.777	-5	1.249	1.761	-5	1.246	1.755	-5	1.247
1.807	0	1.263	1.793	0	1.261	1.778	0	1.258	1.772	0	1.257
1.821	5	1.273	1.808	5	1.271	1.794	5	1.269	1.788	5	1.268
1.835	10	1.282	1.822	10	1.281	1.809	10	1.28	1.803	10	1.279

Tableau.3. la variation du coefficient de performance de la machine frigorifique à éjecteur et le coefficient globale d'une journée d'aout en fonction de la température du générateur et pour un capteur sous vide

Annexe A

Pour Tg=120C° et Te=-5C°			Pour Tg=120C° et Te=0C°			Pour Tg=120C° et Te=5C°			Pour Tg=120C° et Te=-10C°		
COP	Tc	COPsys	COP	Tc	COPsys	COP	Tc	COPsys	COP	Tc	COPsys
1.791	25	1.252	1.807	25	1.263	1.821	25	1.273	1.835	25	1.282
1.777	30	1.249	1.793	30	1.261	1.808	30	1.271	1.822	30	1.281
1.761	35	1.246	1.778	35	1.258	1.794	35	1.269	1.809	35	1.280
1.755	37	1.245	1.772	37	1.257	1.788	37	1.268	1.803	37	1.279

Tableau.4. la variation du coefficient de performance de la machine frigorifique à éjecteur et le coefficient globale d'une journée d'août en fonction de la température du générateur et pour un capteur sous vide

Pour Te=0C° et Tc=25C°			Pour Te=0C° et Tc=30C°			Pour Te=0C° et Tc=35C°			Pour Te=0C° et Tc=37C°		
COP	Tg	COPsys									
90	0.6086		90	0.6157		90	0.6224		90	0.625	
95	0.6392		95	0.6485		95	0.6573		95	0.6607	
100	0.6627		100	0.6747		100	0.6861		100	0.6905	
105	0.6766		105	0.6919		105	0.7066		105	0.7123	
110	0.6783		110	0.6975		110	0.761		110	0.7234	
115	0.6643		115	0.6884		115	0.7117		115	0.7208	
120	0.631		120	0.6609		120	0.6899		120	0.7013	
125	0.574		125	0.6108		125	0.6466		125	0.6606	
130	0.48		130	0.5333		130	0.5772		130	0.5944	

Tableau.5. la variation du coefficient de performance de la machine frigorifique à éjecteur et le coefficient globale d'une journée d'août en fonction de la température du générateur et pour un capteur plan

Pour Te=0C° et Tc=25C°			Pour Te=0C° et Tc=30C°			Pour Te=0C° et Tc=35C°			Pour Te=0C° et Tc=37C°		
COP	Tg	COPsys									
90	0.7395		90	0.7396		90	0.7393		90	0.7391	
100	0.8642		100	0.8654		100	0.8661		100	0.8663	
110	0.9856		110	0.9880		110	0.9915		110	0.9924	
120	1.0940		120	1.101		120	1.107		120	1.109	
130	1.1770		130	1.189		130	1.199		130	1.203	

Tableau.4. la variation du coefficient de performance de la machine frigorifique à éjecteur et le coefficient globale d'une journée de janvier en fonction de la température du générateur et pour un capteur sous vide

Annexe B

CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES

- Dimensions : 1 rangée de X modules, pas de 635 mm
- Type d'intégration : prévu pour toutes tuiles mécaniques et TFO / option noquets pour tuiles plates et ardoises.



SLIMSOL FICHE TECHNIQUE

CAPTEUR THERMIQUE À MONTAGE RAPIDE
INTÉGRATION EN TOITURE

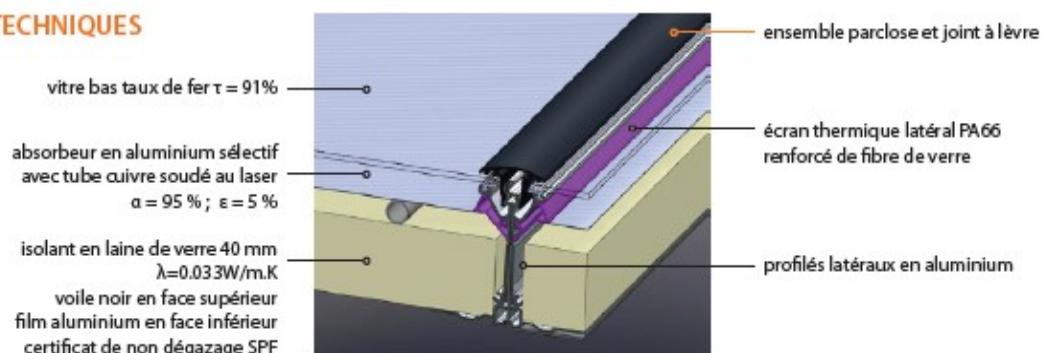
SLIMSOL / caractéristiques générales	
Inclinaison / pose en toiture (°/ horizontale)	de 15 à 60 °
Surface hors tout d'un module (m ²)	0,635 x 2,020 = 1,28
Surface entrée d'un module (m ²)	0,600 x 1,994 = 1,17
Dimensions d'un module (L x l x Ep en m)	2,020 x 0,635 x 0,075
η_0 (facteur optique)** (%)	83,1
a1 (coefficient de perte thermique linéaire)**	a1 = 4,018
a2 (coefficient de perte thermique quadratique)**	a2 = 0,0126
Température conventionnelle de stagnation*** (°C)	>180
Débit minimal recommandée (L/h/m ²)	50 jusqu'à 4,8 m ² en série 35 pour 6 m ²
Pression maximale de service (bar)	10
Poids à vide d'un module (kg)	17,5
Contenance de l'absorbeur en CLIPSOGEL (L)	1,23
Epaisseur isolation thermique (mm)	40
Epaisseur de la vitre (mm)	3,2
Diamètre du tube d'absorbeur (mm)	12 x 0,5
Nb maximal de modules connectés en série	5 modules (soit 6 m ² de surface utile)
Nb maximal de modules connectés en parallèle	2 x 5 modules (soit 12 m ² de surface utile)
Hauteur totale avec abegements (m)	2,7
Largeur totale avec abegements pour X modules (m)	(0,635 X+0,47)

* entre 15° et 20° film sous-toiture obligatoire ** selon tests INES



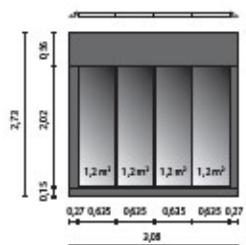
connectique sous capote, raccord olive 1/2" mâle et tube ondulé 300 mm (adaptateurs 1/2" et 3/4" fournis)

DÉTAILS TECHNIQUES



COTES HORS-TOUT

SLIMSOL	largeur (abegements + modules) (en m)	hauteur (en m)
2,4 m ²	1,81	2,73
3,6 m ²	2,40	
4,8 m ²	3,08	
6 m ²	3,715	
7,2 m ²	4,35	
9,6 m ²	5,62	
12 m ²	6,89	



CONFIGURATIONS POSSIBLES

Il n'est pas possible de monter plus de 5 caissons en série. Il est possible de raccorder deux batteries de capteur en parallèle avec une batterie comportant un capteur de plus que l'autre et permettant d'obtenir des surfaces de 8,4 m² et 10,8 m². Pour cela un «kit parallèle» SLIMSOL, avec réducteur de pression pour équilibrer les deux boucles, est obligatoire. Ce kit s'applique pour les configurations suivantes :

- nombre pair de caissons : 3+3, 4+4, 5+5

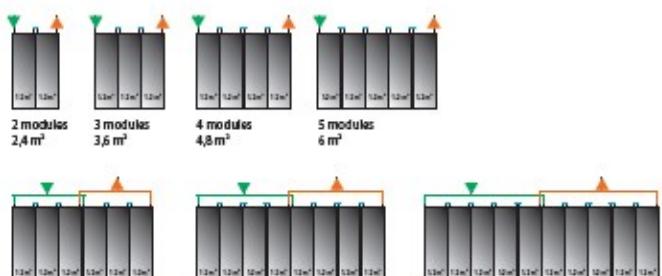


Figure représente la Fiche technique d'un capteur solaire plan

Annexe B

Ce panneau solaire est composé de 18 tubes sous vide qui transforment le rayonnement du soleil en chaleur transmise au fluide caloporteur dans le corps d'échange thermique du collecteur en cuivre. Ce fluide est transféré dans le ballon ou l'échange énergétique a lieu. Le fluide caloporteur refroidi retourne ensuite dans le capteur pour transporter une nouvelle énergie solaire.

Le collecteur ainsi que les anodes et le circuit des tubes sont intégralement en cuivre.

Les panneaux sont équipés de série de réflecteurs et les sorties des collecteurs sont prêtes à raccorder (brasage non nécessaire, diam des sorties=20/27).

Peut être installé sur toiture ou en façade entre 14 et 89° d'inclinaison.



Caractéristiques techniques

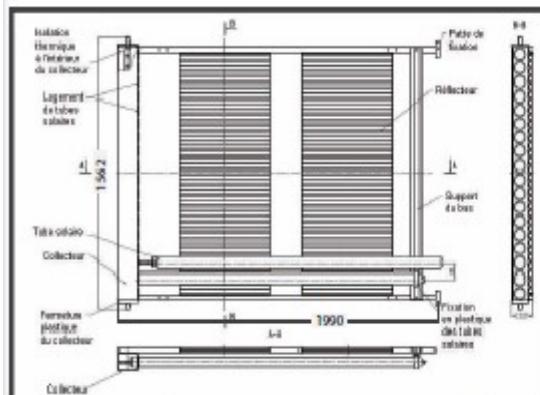
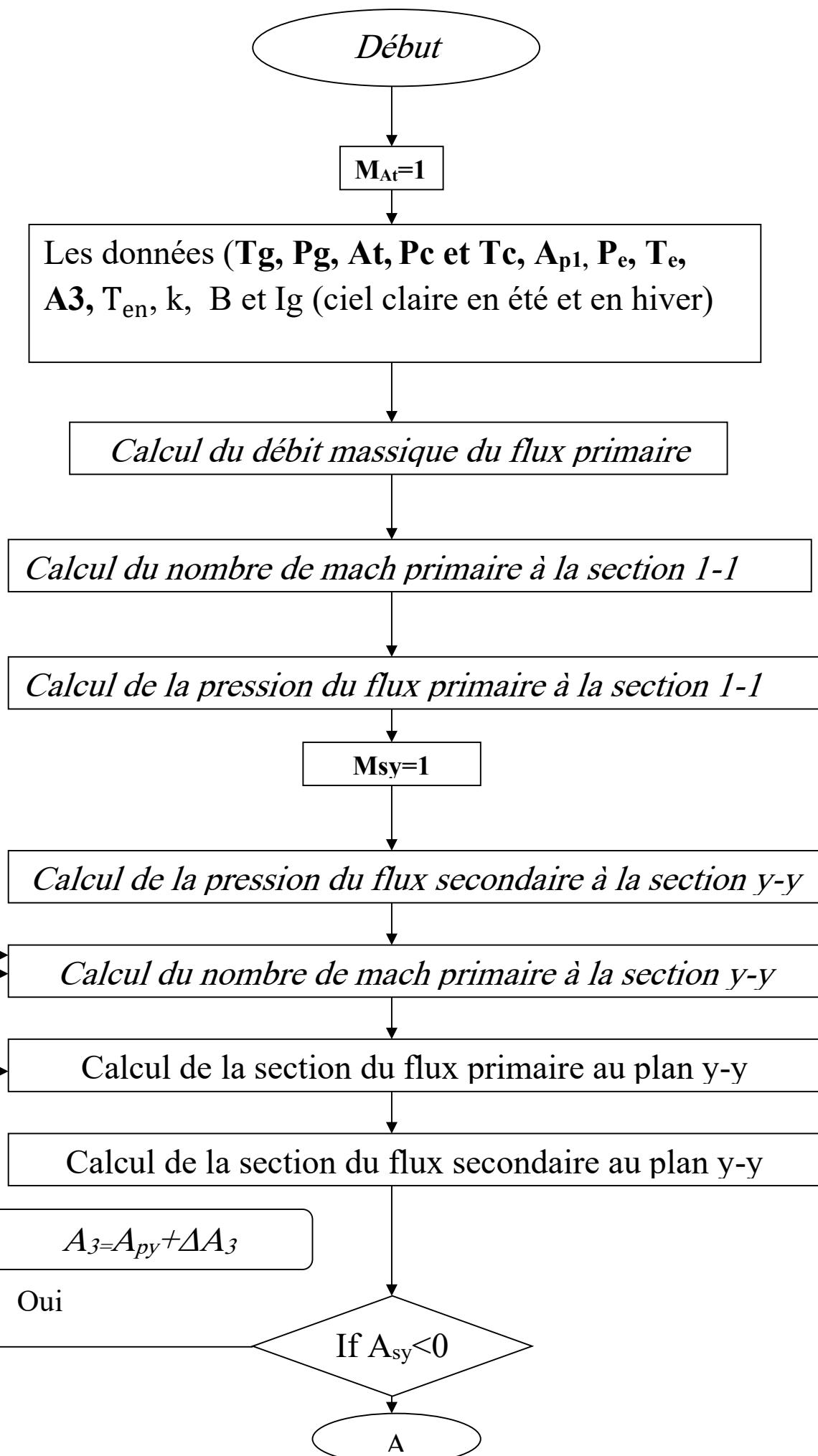


Schéma technique d'un panneau solaire 18 tubes sous vide

DESIGNATION	PANNEAU 18 TUBES
Type de capteur	Tubes sous vide
Type de montage	Sur toiture ou en prairie
Surface brute	3,12 m ²
Surface d'entrée	2,146 m ²
Hauteur	1990 mm
Largeur	1562 mm
Profondeur	125 mm
Poids à vide	60,5 kg
Contenance du capteur	1,16 l
Raccords	3/4" joint plat
Absorbeur	Tubes sous vide
Circulation du fluide	Sur collecteur
Absorption (α)	≥0,89
Emission (ϵ)	≥0,91
Baltier	Aluminium
Isolation	Tubes : vide, Collecteur : laine de roche
Vitrage du capteur	Tube sous vide (verre borosilicate)
Nombre de tubes	18 Tubes sous vide
Rendement minimum	73%
Pression de service maximale	6 BARS
Température à l'amont	232°C
Débit recommandé	140 l/h
Inclinaison mini du capteur	15°
Inclinaison maxi du capteur	89°
Fluide caloporteur	Ethylène glycol alimentaire pré mélangé

Les plus

- Avantage rapport au capteur plan (30% plus efficace)
- Installation de 15 à 89° sur façade, toiture ou en prairie
- Performant même par faible ensoleillement
- Certification Safety Glass II
- Productivité optimale grâce à l'isolation du vide
- Entretien simple, remplacement sans vidange
- Haut rendement, même par conditions défavorables



B

A

Non

Calcul du débit massique du flux secondaire

Calcul de la température du flux primaire au plan y-y

Calcul de la température du flux secondaire au plan y-y

Calcul de la vitesse du flux secondaire au plan y-y

Calcul de la vitesse du flux primaire au plan y-y

Calcul de la vitesse du mélange

Calcul de la température mélange

Calcul du nombre de Mach du mélange

 $P_m = P_{sy}, P_{py} = P_{sy}$

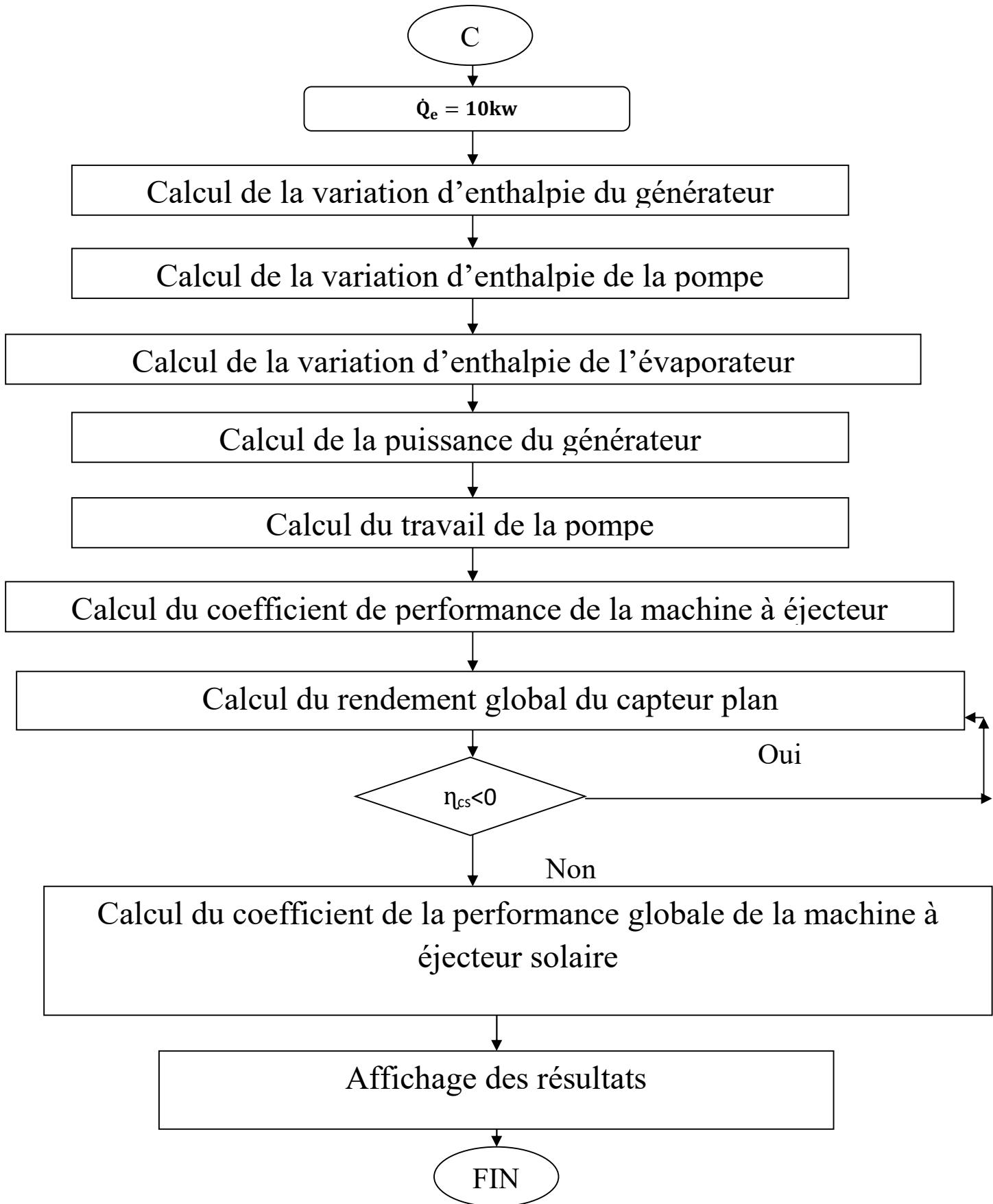
Calcul de la pression au plan 3-3

Calcul du nombre de mach au plan 3-3

Calcul de la pression à la sortie du diffuseur au plan 4-4

Si $P_4 \geq P_c^*$ $\rightarrow A_3 = A_3 - \Delta A_3$ Si $P_4 < P_c^*$ $\rightarrow A_3 = A_3 + \Delta A_3$

C



Conclusion générale

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

Les différents 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 en fonction de différent type des capteurs, étude de procédure en deux journée a différent éclairement .

D'après cette étude, le **COP** est très sensible aux variations de **Tc** donc pour augmenter les performances de la machine à température, de la source intermédiaire que de chercher à augmenter la température de la source chaude malgré que les performances du système augmentent relativement et modestement avec la température de la source chaude mais il est à signaler que les performances de la machine augmentent plus vite avec la diminution de la température de la source intermédiaire ou l' augmentation de la température de la source froide qu' avec celle de la source chaude .

Le **COPsys** varie automatiquement comme le **COP** en fonction des températures d'évaporateur, du condenseur et du générateur.

D' autre part, on constate que le capteur à tubes sous vide est le plus efficace que les capteurs plan.

Ainsi que le système a un rendement élevé dans des journées bien éclairées par exemple le mois d'aout que des journées dans le mois de janvier.

Bibliographie

Bibliographie :

[1] -Caractéristiques techniques des capteurs solaires, consulté le 16 septembre. Online: http://formation.xpair.com/voirCours/caracteristiques_techniques_capteurs_solaire.htm

[2] -Les capteurs solaires thermiques à eau, énergie douce ; consulté le 16 septembre. Online:<http://www.energiedouce.com/conseils-faq-panneaux-capteurs-solaires-thermiques-a-eau>

[3]-**F.L.LANSING AND V.W.CHAI** .DSN engineering section. « A Thermodynamic and Analysis of a solar powered jet refrigeration system ».Article, 1977.

[4]- **R.KHADRAOUI, L.BOUMARAF, A. LALLEMAND, P.HABERSCHILL.** « Modélisation de l'Ecoulement Diphasique de l'Ammoniac (R717) à travers un Ejecteur d'une Machine Solaire de Climatisation Tritherme ».Article, Annaba, ALGERIE. Villeurbanne cedex, FRANCE.

[5]- **OLIVIER PERROT**. « Cours de machines frigorifiques », 2010-2011.

[6]- **MANUEL DE FORMATION**. « Technique frigorifique/ climatisation », 12/2003.

[7]- « **FROID ET ENVIRONNEMENT** ». Thèse, Denis LEDUCQ, Cemagref 2009.

[8]- **DERGHOUT ZOHEIR**. « Investigation du cycle de réfrigérations a ejecto-compression Et ses applications dans le froid, le Chaud et l'énergie ». Thèse de magister, **20/11/2000**, Constantine.

[9]-**CHOUGUI MOHAMED LAMINE**.« Simulation et étude comparée de cycle a absorption (libr / H₂O) a usage de froid. Cas de l'unité de production de detergent henkel » Thèse de magister, 2010, Constantine.

[10]- **BENTAMA BATOUL**. « Etude thermodynamique des mélanges des fluides frigorigènes et leur utilisation dans les machines trithermes ». Thèse de magister, Constantine.

Bibliographie

[11]-**Mr LAKROUNE ABDELGHANI.** « Nouveaux mélanges frigorigènes pour les pompes à chaleur ». Thèse de magister,2008, Constantine.

[12] **SAADI SOUAD.** « Effet des paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire plan», université mentouri de Constantine.2010.

[13] **GUASSAB OMAR.** «These Etude théorique d'un capteur solaire plan à caloducs», BLIDA, 2011.

[14]-**ABDEHAKIM LIMANE.** « Étude numérique d'un système de réfrigération à éjecteur ». Thèse de magister, 2008/2009, boumerdes.

[15]- **AMAR BOUCHAMA.** « Refroidissement en cascade par flash détente, Modélisation par contraintes et aides a la décision ». Thèse de doctorat, 2003 École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Centre de Bordeaux.

[16]- **HUMBERTO RICARDO VIDAL GUTIÉRREZ.**

« simulação horária e otimização termo-econômica de ciclos de refrigeração com ejetor movidos a energia solar e gás ». Thèse de doctorat, universidade federal de santa catarina, 2005.