BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY جامعـــة باجي مختار–عنابة

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR – ANNABA

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR Année 2008

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de MAGISTER

Modélisation de l'écoulement diphasique de l'ammoniac (R717) à travers un éjecteur d'une machine de climatisation tritherme.

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Enérgitique

Par

KHADRAOUI Rachedi

DIRECTEUR DE THESE : L. Boumaraf Pr Université d'Annaba

DEVANT LE JURY

PRESIDENT :	**B. Merzoug**	**Pr**	**Université d'Annaba**
EXAMINATEURS :	**T. Bouchami**	**Pr**	**Université d'Annaba**
	A. Guerziz	**M.C**	**Université d'Annaba**

SOMMAIRE

NOMENCLATURE 1

INTRODUCTION GENERALE 3

HISTORIQUE 4

CHAPITRE I : ETUDE DES MACHINES THERMOFRIGORIFIQUES 20

I.1. RAPPEL THERMODYNAMIQUE 20

I.1.1. Coefficients de performance 22

I.1.2. Machine consommant de l'énergie mécanique (Système Mécanofrigorifique) : (Système au moins Ditherme) 23

I.1.3. Machine consommant de l'énergie thermique (Système Thermofrigorifique) : (Système au moins Tritherme) 24

I.2. RENDEMENTS THEORIQUES DES MACHINES THERMIQUES POLYTHERMES 25

I.2.1. Efficacité frigorifique d'une machine de Carnot 25

I.2.2. Choix des sources. Frontière du système 28

I.2.3. Machines trithermes directes 29

I.3. DIFFERENTS TYPES DE MACHINES THERMOFRIGORIFIQUES 33

I.3.1. Systèmes où le fluide actif (frigorigène) change d'état 34

I.3.2. Systèmes où le fluide actif (frigorigène) ne change pas d'état 43

I.3.3. Autres systèmes 44

I.4. MACHINE FRIGORIFIQUE A EJECTO – COMPRESSION 45

I.4.1. Principe de fonctionnement de la machine 45

I.4.2. Principe de fonctionnement de l'éjecteur 50

I.4.3. Aérodynamique de l'éjecteur 51

CHAPITRE II : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE 56

II.1. PERFORMANCES DES MACHINES FRIGORIFIQUES TRITHERMES A EJECTO-COMPRESSION 56

II.2. LES FLUIDES FRIGORIFIQUES 64

II.2.1. Introduction 64

II.2.2. Terminologie et nomenclature 65

II.2.3. Protection de l'environnement 66

II.2.4. Critères de choix 67

II.2.5. Technique du froid, climatisation et pompes à chaleur Appareils et installations 68

II.2.6. Appréciations écologiques 73

II.2.7. Problèmes particuliers 76

II.2.8. Conclusions 77

CHAPITRE III : MODELISATION DE L'EJECTEUR DE LA MACHINE TRITHERME A EJECTO COMPRESSION UTILISANT L'AMMONIAC 80
III.1. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE DES MODELES GLOBAUX 80
III.2. MODELISATION DU FONCTIONNEMENT D'UN EJECTEUR MODELE "A PRESSION CONSTANTE" 81
III.3. ANALYSE DU FONCTIONNEMENT DU SYSTEME 81
III.4. MODELE MATHEMATIQUE 84
III.5. RESOLUTION DES SYSTEMES D'EQUATIONS 88
III.6. RESULTATS ET DISCUSSIONS 94
III.7. CONCLUSION 101

CHAPITRE IV : PERFORMANCES D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE SOLAIRE A EJECTO-COMPRESSION 102
IV.1. INTRODUCTION 102
IV.2. L'ENERGIE SOLAIRE 104
IV.2.1. Introduction 104
IV.2.2. Aspects géométriques 107
IV.2.3. Aspects énergétiques 112
IV.3. L'ENERGIE SOLAIRE THERMIQUE 124
IV.4. LES CAPTEURS SOLAIRES 126
IV.4.1. Principe de fonctionnement 127
IV.4.2. Les différents types des capteurs solaires a circulation de liquide 127
IV.5. PERFORMANCES DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE SOLAIRE A EJECTO-COMPRESSION 133
IV.6. CONCLUSION 139

CONCLUSION GENERALE 140

ANNEXE 142

Nomenclature

a	Vitesse du son
A	Surface de section de l'éjecteur (m^2)
AH	Angle horaire
B_0	Trouble d'angström
BF	Boucle frigorifique
BL	Bouteille de liquide
BM	Boucle motrice
COP	Coefficient de performance
D	Diamètre de tube de mélange cylindrique (m)
d	Diamètre (m)
EJ	Ejecteur
Ex	Exergie
G	Irradiation solaire globale
h	Enthalpie (kJ/kg) (ou l'hauteur solaire)
I	Rayonnement incident
I_0	Constante solaire
j	Quantième jour de l'année
L	Liquide
M	Nombre de Mach
$\dot{m}$	Débit massique (kg/s)
P	Pression (N/m^2) (Primaire dans le schéma)
$\dot{Q}$	Puissance thermique (kW)
R	Réfrigérant (constante du gaz)
$\overline{R}$	Albédo
S	Entropie (kJ/kg K) (Secondaire dans le schéma, Solvant et source de chaleur)
SS	Durée d'apparition réelle du soleil pour une journée
SS_0	Durée d'apparition théorique du soleil pour la même journée
T	Température (°C)
TL	Temps légal
T_L	Trouble de Linke
TU	Temps universel
TSM	Temps solaire moyen
TSV	Temps solaire vrai
tv	Tension de vapeur
U	Facteur d'entraînement de l'éjecteur
v	Visibilité
V	Vitesse du fluide (m/s) (ou vapeur)
$\dot{W}$	Puissance mécanique (kW)
w	Travail spécifique (kJ/kg)
z	Altitude (m)

Symboles grecs

ε	Efficacité frigorifique (le COP)
ρ	Masse volumique (kg/m³)
η	Rendement
α	Azimut de la normale au plan
β	Angle d'inclinaison du capteur sur le plan horizontal
Φ	Paramètre géométrique de l'éjecteur
φ	Paramètre géométrique de l'éjecteur (ou la latitude en °)
λ	Longitude en ° (ou longueur d'onde)
Ω	Paramètre géométrique de l'éjecteur
Θ	Facteur de Carnot
δ	Taux de détente (ou déclinaison du soleil)
γ	Rapport des chaleurs spécifiques à pression et à volume constants (ou correction par la distance terre soleil)
ψ	Azimut du soleil
Δ	Variation

Indices

a	Ambiant
B	Générateur (Bouilleur)
C	Condenseur (ou Carnot le cas idéal)
D	Diffuseur (ou éclairement diffus)
E	Évaporateur
e	Entrée
ex	Exergie
G	Globale
is	isentropique
mot	moteur
P	Relatif au fluide primaire ou pompe
S	Relatif au fluide secondaire, sortie ou éclairement direct
1,2,…	Emplacements dans l'éjecteur
0	Etat de stagnation
sc	Capteur solaire
1,2,…	Emplacements dans l'éjecteur (ou sources de chaleur)

Exposant

*	Relatif au col d'une tuyère
'	Relatif au fluide primaire
"	Relatif au fluide secondaire



Historique et Introduction

Résumé: - Afin de simuler le comportement de l'ammoniac (R717) en écoulement diphasique à travers l'éjecteur d'une machine solaire tritherme à éjecto-compression destinée à la climatisation fonctionnant avec l'énergie solaire à basse ou moyenne température, un modèle de son fonctionnement en régime optimal basé 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 sont calculées à l'aide du logiciel REFPROP. Le facteur d'entrainement U et les paramètres géométriques φ et Φ de l'éjecteur fonctionnant en régime optimal de transition caractérisé par la formation d'un col sonique du jet du fluide secondaire avant son mélangeage avec celui du fluide primaire sont calculés ainsi que le coefficient de performance COP du cycle frigorifique de la machine. L'influence des niveaux de températures au générateur, au condenseur et à l'évaporateur sur ces paramètres est aussi analysée. Enfin, une comparaison du COP global de la machine à éjecto-compresseur solaire (Solar Ejector Cooling System) en fonction des différents types de collecteurs solaires commercialement disponibles dans les conditions météorologiques de Skikda (Algérie) a été faite.

Mots clefs: - Ammoniac; Ejecteur; COP; Cycle frigorifique; Machine tritherme; Energie solaire.

Il ne saurait être question dans cet avant-propos de se pencher sur toutes les applications actuelles du froid artificiel, car elles se chiffrent par centaines. De nombreux ouvrages ont déjà été écrits sur ces sujets et les revues techniques spécialisées publient régulièrement des articles consacrés à de nouvelles applications. Aussi pensons-nous qu'il est intéressant de voir comment une industrie, née il y a plus d'un siècle, avec un but unique, a pu à ce jour devenir l'auxiliaire de tant d'industries ou de commerces et a transformé la vie sociale de millions d'individus, à tel point que l'on peut parler au sens propre de « conquêtes du Froid ».

Le Froid avant les machines frigorifiques

Glace Naturelle

L'Homme des pays tempérés s'est rapidement rendu compte que les denrées périssables pouvaient être conservées dans de bien meilleures conditions l'hiver que l'été.

L'utilisation du « froid naturel » s'est faite très tôt et aussi très longtemps puisqu'au début du 20ème siècle le marché de la glace naturelle était encore plus important que celui de la glace artificielle. La glace produite naturellement, sans machines, était :

- soit issue de façon permanente de régions froides et transportée sur de longues distances ;
- soit issue de manière discontinue des pièces d'eau des régions tempérées gelées par le froid hivernal. Il était nécessaire de conserver cette glace dans des édifices particuliers les « glacières » dont les parois devaient être thermiquement isolantes.
- soit produite, toujours de manière naturelle, mais à l'instigation de l'homme, quand cela était possible. Ainsi, dans les pays au ciel très clair, on a pu produire de la glace dans des bassins largement ouverts vers le ciel. Le rayonnement thermique de l'eau permettait, dans certaines conditions atmosphériques, un refroidissement suffisant pour former de la glace.

Mélanges réfrigérants

On s'est avisé, sans doute fortuitement, que le mélange de certains sels dans l'eau abaissait notablement la température de la solution ainsi obtenue. Le premier à avoir évoqué l'usage, en Inde, au 4ème siècle, de tels mélanges semble être l'écrivain arabe Ibn Abi Usaibia.

L'usage du refroidissement de l'eau par l'emploi du salpêtre est cité par le médecin italien Zimara, à Padoue (1530) et le médecin espagnol, Blas Villa franca, à Rome (1550). On a ensuite découvert que le mélange de neige et de sels permettait d'atteindre des températures encore plus basses. Ces phénomènes ont été relatés par Battista Porta (1589) et Tancredo (1607).

Les précurseurs et les savants

Dès le 17ème siècle, la chaleur et le froid alimentèrent les réflexions des savants et philosophes comme Robert Boyle (1627-1691) en Angleterre et Mikhail Lomonossov (1711-1765) en Russie. Dans la même période, après les premiers travaux de Galilée, de très nombreuses études furent entreprises sur la thermométrie où s'illustrèrent Guillaume Amontons (1663-1705) en France, Isaac Newton (1642-1727) en Angleterre, Daniel Fahrenheit (1686-1736), un allemand qui travailla en Angleterre et aux Pays-Bas, René de Réaumur (1683-1757) en France et enfin Anders Celsius (1701-1744) qui créa, en 1742, en Suède, l'échelle thermométrique centésimale.

William Cullen (1710-1790) observa que l'évaporation de l'éther éthylique en abaisse la température. Il obtint, en 1755, un peu de glace en faisant évaporer de l'eau sous une cloche à vide. Son disciple et successeur, l'écossais Joseph Black (1728-1799), établit bien la différence entre chaleur et température, et peut être considéré comme le fondateur de la calorimétrie. Dans cette spécialité s'illustrèrent les français Pierre Simon de Laplace (1749-1827), Pierre Dulong (1785-1838) et Alexis Petit (1791-1820), Nicolas Clément-Desormes (1778-1841) et Victor Regnault (1810-1878).

Après les travaux de l'écossais James Watt (1736-1819) sur la machine à vapeur, les études des physiciens sur les gaz : Boyle, en Angleterre, Edme Mariotte (1620-1684) puis Jacques Charles (1746-1823) et Louis Joseph Gay-Lussac (1778-1850) en France, après les expériences de l'américain Benjamin Thomson (1753-1814), la Thermodynamique pouvait entrer en scène. C'est le français Sadi Carnot (1796-1832) qui ouvrit le rideau, en 1824, avec son célèbre mémoire qui jetait les bases du second principe de la Thermodynamique. Au cours du 19ème siècle, tandis que s'amorçaient les études sur les divers systèmes frigorifiques, la Thermodynamique se construisit rapidement avec les travaux de James Prescott Joule (1818-1889) en Angleterre, Julius Von Mayer (1814-1878), Herman Von Helmholtz (1821-1894), Rudolph Clausius (1822-1888) en Allemagne, Ludwig Boltzmann (1844-1906) en Autriche et William Thomson (Lord Kelvin) (1824-1907) en Angleterre. D'autres physiciens prestigieux contribuèrent à l'extension de la Thermodynamique au cours du 20ème siècle.

Niveau de froid : On distingue:

- La réfrigération qui consiste à abaisser la température du produit sans atteindre la température voisine de 0° C à laquelle l'eau contenue dans le produit se congèle,
- La congélation qui transforme en glace l'eau contenue dans les produits. La congélation rapide permet la formation brutale de cristaux nombreux et petits répartis uniformément dans le produit et ainsi ne détruit pas les tissus. Les températures à mettre en œuvre sont basses (- 30° C à - 40° C).

Remarque: La surgélation est la congélation rapide qui permet d'amener les produits (conditionnés «prêts à l'emploi») à une température voisine de - 20° C (ex.: poissons surgelés avec une température de - 18° C «à coeur»).

Rappel de l'action du froid

Au-dessous de 15° C, les phénomènes vitaux ralentissent. Il y a diminution de l'activité diastasique, ralentissement de l'activité respiratoire (produits végétaux). Le froid permet donc de conserver les réserves contenues dans le produits (ex.: céréales). Le froid permet donc d'augmenter le temps de stockage. Le froid détruit les animaux déprédateurs et ralentit le développement des micro-organismes. Il est à noter que contrairement à la chaleur, le froid ne détruit pas les micro-organismes qui peuvent alors proliférer dès que les conditions redeviennent normales.

Production du froid

Produire du froid consiste en fait à ôter de la chaleur au milieu que l'on cherche à refroidir. L'unité utilisée est la frigorie qui équivaut à l'absorption d'une kilocalorie ou millithermie.

1) *Méthode de production de froid*

Du fait de sa simplicité, une méthode discontinue telle que la fusion de la glace est couramment utilisée, à petite échelle, pour la conservation et au cours de la commercialisation des denrées périssables. Cependant la plupart des techniques de production du froid utilisent le principe de la vaporisation d'un liquide appelé «frigorigène».

2) *Machines de production du froid*

Les machines généralement employées utilisent le principe de la vaporisation d'un frigorigène dans un circuit fermé. Le frigorigène se vaporise au niveau de l'évaporateur E. Cette vaporisation consommant de la chaleur, c'est donc à ce niveau qu'il y a production de froid. Les vapeurs sont soutirées de l'évaporateur au moyen d'une «machine» M qui les envoie ensuite, en pression, au niveau d'un autre échangeur C « condenseur » où elles vont se condenser. C'est à ce niveau que la chaleur emmagasinée est rejetée à l'extérieur du système. Le frigorigène, alors liquéfié, retourne à l'évaporateur après avoir traversé un détendeur qui régularise le débit. L'énergie nécessaire au fonctionnement du système est fournie au niveau de la machine M.

3) Distribution du froid

Les installations à refroidissement indirect où le froid est produit en dehors des enceintes à refroidir ne sont généralement pas retenues dans les pays en développement. On préfère les installations à refroidissement direct où le froid est produit au niveau d'un évaporateur placé dans l'enceinte à refroidir.

Naissance du froid artificiel :

L'homme dès son apparition sur terre, a dû constater que ses aliments se conservaient mieux en hiver qu'en été, et penser que, si l'on pouvait artificiellement obtenir en été des températures hivernales, la conservation de ses aliments serait obtenue dans les mêmes conditions qu'en hiver.

Quand a-t-il songé à prélever en hiver la glace naturelle, à la conserver, puis à l'utiliser pour éviter l'altération de ses aliments? Cela est impossible à préciser.

On peut par contre affirmer que, dans la Rome antique, ces prélèvements de glace étaient courants et que, gardée dans les grottes ou des carrières, cette glace servait ensuite, le moment venu, à la conservation des denrées alimentaires. Cette pratique se répandit ensuite dans beaucoup d'autre pays au fil des siècles, et c'est ainsi que tout naturellement l'homme fût amené à fabriquer de la glace artificielle.

En 1862, à l'Exposition universelle de Londres, Ferdinand Carré (figure 1) émerveilla les visiteurs en extrayant régulièrement d'énormes blocs de glace d'une machine aux dimensions importantes. Cela frappait d'autant plus le public que Carré, utilisant une machine à absorption, produisant de la glace grâce à la chaleur.



Figure 1 - Ferdinand Carré (1824-



Figure 2 - Charles Tellier (1828-1913).

Cette première machine destinée aux usages industriels fût dotée d'une « petite sœur » portative qui permettait à ses contemporains d'améliorer leur confort domestique. En 1866, Edmond Carré, frère du précédent, conçut un autre appareil permettant de « frapper » les carafes d'eau ou de vin.

Un journaliste de l'époque, commentant ces nouveautés, écrivait : « Après de tels exploits, le chapitre est clos ». Peu d'année après, Charles Tellier (figure 2) montra que ce jugement était erroné et que les conquêtes du froid artificiel ne faisaient que commencer.

Après avoir mis au point un procédé de fabrication industrielle de la glace alimentaire, il réalisa la première « armoire conservatrice ».

Poursuivant ses études sur la conservation des viandes de boucherie, il parvint en 1874 à éveiller l'intérêt de l'Académie des sciences sur ses expériences de réfrigération des viandes, mais beaucoup se montrèrent sceptiques sur la validité du procédé dans le temps.

Un illustre savant de l'époque lui ayant affirmé : « Vous conservez un bœuf dans votre établissement d'Auteuil, mais je vous mets au défi de faire passer l'océan à un simple gigot », Tellier releva le défi ; achetant un navire, le transformant et installant à bord deux machines à compression mécanique de sa fabrication, à éther méthylique, de 47000W (40000 frigories/heure) chacune, et des chambres froides, il se proposait de transporter des viandes fraîches de France en Amérique du Sud, puis d'en ramener d'Amérique du Sud en France.

Le 20 septembre 1876, le Frigorifique (figure 3) appareillait de Rouen avec deux bœufs en quartiers, douze carcasses de moutons, deux veaux, un porc et une cinquantaine de volailles. Cent huit jours plus tard, Tellier débarquait à Buenos Aires sa cargaison en parfait état. Affrontant la contre épreuve, le Frigorifique traversa de nouveau l'Atlantique et regagna son port d'attache. Sauf deux quartiers avariés à la suite de la négligence d'un commis, la cargaison était intacte.

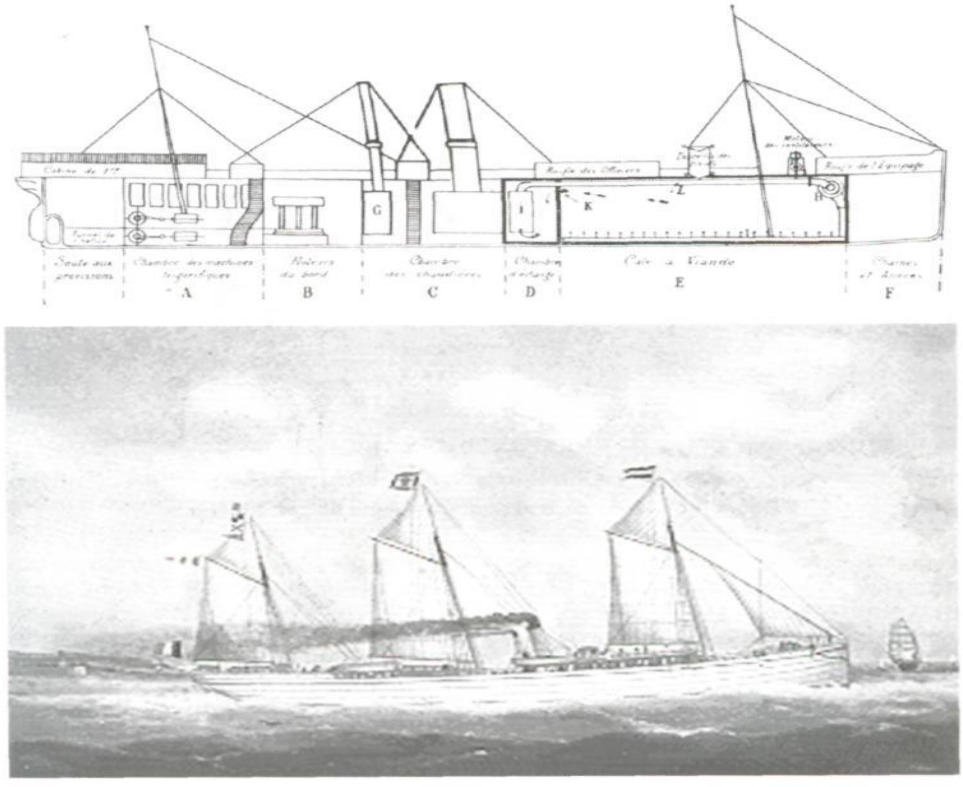


Figure 3 - Le Frigorifique.

Deux ans plus tard, Ferdinand Carré transportait d'Amérique du Sud en France, à bord du vapeur Paraguay, 80 tonnes de viandes congelées à -30°c, le maintien en température des chambres froides étant cette fois-ci obtenu grâce à des machines frigorifiques à absorption.

Ces éclatantes démonstrations, qui furent à l'origine du mouvement considérable de viandes entre l'Amérique et l'Europe, mettaient en plus en évidence le fait que le froid artificiel pouvait servir d'autres industries que celle de la production de la glace hydrique.

Evolution des utilisations :

De cette magnifique plate forme de départ, le froid s'élança tout d'abord à la conquête des industries alimentaires : conservation des produits d'origine végétale, ainsi que des produits de la pêche, d'abord par réfrigération, puis pour augmenter le temps de conservation, par congélation lente au début puis, au fur et à mesure des recherches, accélération de la vitesse de congélation en abaissant la température des tunnels utilisés à cet effet pour en arriver à la « surgélation », et pour des produits particuliers à leur lyophilisation.

Dans le domaine des boissons, le froid intervient pour leur fabrication (bière, boissons gazeuses), leur clarification (vins et cidres) ainsi que pour la concentration des vins en alcool.

Conjointement à la conquête des industries alimentaires, le froid s'immisça dans les industries métallurgiques, mécaniques, chimiques, atomiques, spatiales, etc., où ses applications innombrables vont actuellement des opérations d'assemblage mécanique (où le montage « à froid » a remplacé avantageusement le montage « à chaud ») jusqu'à la fabrication industrielle d'oxygène liquide (2500t/j), ce qui représente une puissance absorbée de l'ordre de 300000 kW.

Pour les industries chimiques et pétrochimiques le froid intervient dans de nombreux domaines : liquéfaction du chlore, rectification de l'éthylène en vue de son utilisation dans la fabrication des matières plastiques, liquéfaction du gaz naturel en vue de son transport maritime (figure 4), etc.

Le génie civil lui-même fait appel au froid industriel, soit pour refroidir le béton lors de sa prise, notamment dans la construction de barrages, soit pour congeler les sols aquifères permettant ainsi de travailler comme dans un sol plein. La première utilisation mondiale de cette technique remonte à 1880, soit plus d'un siècle. L'ingénieur allemand H. Portsch mettait en œuvre ce procédé dans la Ruhr pour le forage de puits de mines dans des terrains aquifères. En France, cette technique a été utilisée des 1908 a Paris pour foncer le caisson métallique constituant une partie de la station de métro Saint-Michel dans des terrains également aquifères en bord de Seine. Abordant le point de vue de la climatisation, en vue du confort industriel ou en vue du confort humain, le froid est l'auxiliaire indispensable à toutes ces réalisations, qu'elles fassent appel à des puissances énormes (plusieurs millions de watts) et destinées à des immeubles ou à des groupes d'immeubles à usage collectif, ou à de faibles puissances telles celles mises en jeu dans les climatiseurs individuels.



Figure 4 - Refroidissement d'une sphère de gaz liquéfié.

Ne négligeons pas cette autre forme de confort domestique que sont les réfrigérateurs et les congélateurs ménagers dont on ne peut plus pratiquement se passer.

Dans le domaine médical, le froid intervient directement pour l'hibernation artificielle, la cryochirurgie, la conservation du plasma sanguin, etc. Pour la fabrication des médicaments le froid a été primordial, soit en assurant la conservation des produits utilisés (produits opothérapiques) avant leur mise en œuvre, soit en intervenant directement au stade de la fabrication –lyophilisation de vaccins par exemple ou démoulage rapide de produits à base de beurre de cacao.

Dans un domaine parallèle la congélation et la conservation par le froid des semences animales et humaines en vue de l'insémination artificielle animale sont des techniques couramment utilisées.

En laboratoires d'essais ou de recherche, le froid, allié à la technique du vide, permet de réaliser les conditions rencontrées dans l'espace (caissons de simulation spatiale), ou d'étudier le comportement des métaux, de matériels élaborés, de matériaux dans les conditions où ces éléments peuvent être utilisés et également d'étudier le comportement de la matière au voisinage du zéro absolu (On a obtenu en laboratoire une température de 0,000 001 K soit $1x10^{-6}$ K), ce qui a permis notamment de découvrir la supraconductivité des métaux. Dans le domaine des transports, que ce soit par voies terrestre, maritime ou aérienne, le froid assure le maintien des denrées à la température désirée pour leur transport, soit sur de grandes distances, soit sur des distances beaucoup plus courtes pour les approvisionnements en denrées surgelées de différents points de vente à partir d'un entrepôt régional, ou encore la vente ambulante de denrées fraîches en milieu rural.

Les problèmes économiques actuels liés au prix de revient de l'« énergie » et à la protection de l'environnement ont favorisé la mise au point de nombreux systèmes de récupération de chaleur.

Évolution des techniques :

Industriellement, le froid est presque toujours produit par la vaporisation d'un liquide dont les vapeurs doivent pouvoir être condensées à la température ambiante sous une pression compatible avec le type de matériel utilisé.

C'est à la compression mécanique que les pionniers de l'industrie frigorifique ont songé en premier pour réaliser cette production de froid. Mais devant le danger présenté par le fluide alors utilisé – l'éther éthylique – ils se sont tournés vers une autre technique, l'utilisation d'un mélange binaire dont le composant le plus volatil libéré sous haute pression par chauffage de la solution est ensuite condensé et vaporisé, les vapeurs produites par cette vaporisation étant « absorbées » par la solution appauvrie et refroidie, la solution ainsi enrichie étant de nouveau chauffée pour dégazage.

C'est la machine à absorption utilisée par Carré pour sa première machine à glace, machine qui utilisait le couple binaire eau-ammoniac.

Tellier redonna vie aux machines à compression mécanique en utilisant comme fluide frigorigène l'éther méthylique beaucoup moins dangereux que l'éther éthylique ; l'utilisation de l'ammoniac par Linde, du chlorure de méthyle par Douane et Vincent, de l'anhydride sulfureux par Pictet et enfin de l'anhydride carbonique par Linde, semblèrent donner définitivement la suprématie aux machines à compression mécanique (figure 5). Les machines à absorption eau-ammoniac ne furent jamais abandonnées et continuèrent à être utilisée; lorsque l'on disposait de vapeur basse pression provenant d'une utilisation primaire de la vapeur pour d'autres besoins ; il en fut de même pour les machines à éjection de vapeur d'eau. L'utilisation de la formule de l'énergie totale ne peut que favoriser leur développement et leurs utilisations.

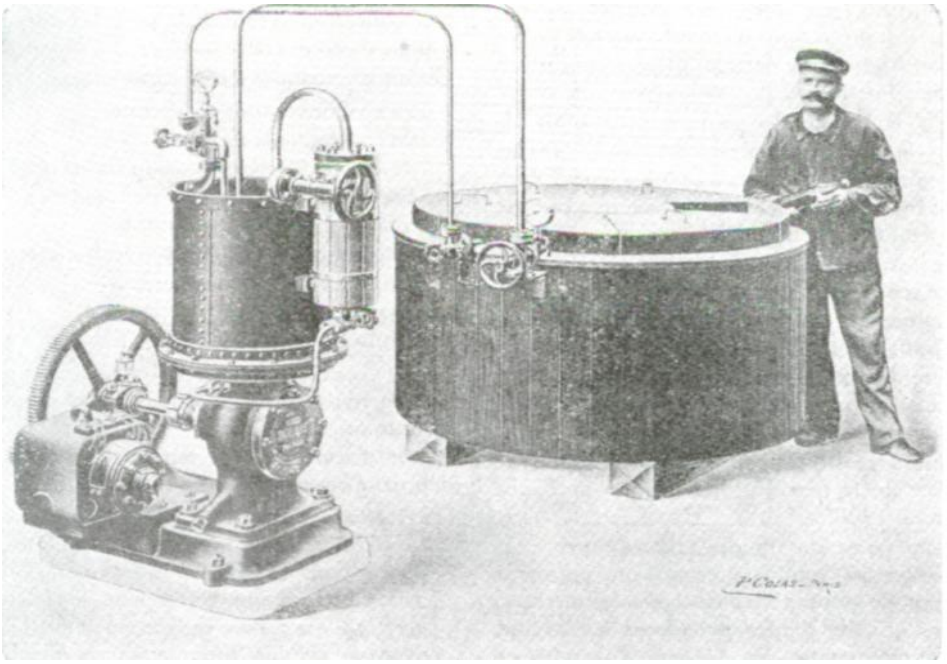


Figure 5 - Cuve frigorifique datant de 1932.

L'évolution des techniques ne s'est pas faite uniquement au niveau des principes de production du froid, mais également au niveau des procédés de condensation.

La pénurie croissante et le prix élevé de l'eau industrielle ont fait rechercher tous les moyens permettant de l'économiser.

C'est ainsi que l'on a vu apparaître successivement les condenseurs atmosphériques, les tours de refroidissement d'eau, les condenseurs à évaporation forcée et enfin l'utilisation de condenseurs à air pour des machines de plusieurs millions de Watts (centrale frigorifique d'Orly: puissance de 15 millions de Watts).

Évolution des matériels :

La recherche de la puissance frigorifique maximum pour un encombrement minimum, d'une part, celle de la sécurité fonctionnelle et la protection de l'environnement, d'autre part ont permis l'évolution constante des matériels utilisés pour la production du froid.

Le premier point a permis de réduire considérablement l'encombrement et le poids des machines. Aux premiers compresseurs horizontaux monocylindriques aux volants énormes (de 3 à 4 m de diamètre) tournant entre 60 et 100 tr/min, ont succédé les compresseurs verticaux polycylindriques, d'abord à carter ouvert, puis à carter fermé.

La diminution des masses en mouvement par utilisation d'alliages légers a permis d'envisager l'entraînement direct des compresseurs qui actuellement tournent, au glissement près, à 1 500 et même 1 800 tr/min suivant la fréquence du courant d'alimentation (voire 3 000 pour les motocompresseurs hermétiques ménagers).

Deux chiffres permettent d'illustrer éloquemment cette évolution ; ce sont ceux donnés par un constructeur français pour deux machines de même production frigorifique dans les mêmes conditions de marche : 340 000 W.

En 1900, la masse du compresseur était de 46000 kg ; actuellement elle est inférieure à 1 500 kg. Pour les compresseurs centrifuges plus jeunes dans l'industrie frigorifique que les compresseurs à pistons, la même évolution se poursuit. Enfin, n'omettons pas de citer les compresseurs à vis les compresseurs à spirales qui, chronologiquement, sont certainement les machines les plus récentes utilisées pour comprimer les fluides. La recherche du second point a bouleversé la conception des matériels et des installations en utilisant des fluides et des matériels nouveaux.

La première réalisation révolutionnaire dans ce domaine a été la machine hermétique de l'abbé Audiffren en 1908. La mise au point des fluides chlorofluorés et la généralisation du courant alternatif ont permis la construction de groupes hermétiques et hermétiques accessibles qui, de petites puissances à l'origine, atteignent maintenant des puissances de plus en plus élevées supprimant ainsi le risque de fuite à la sortie de l'arbre au travers du carter.

La réalisation pour les matériels ménagers et commerciaux de faible puissance, ainsi que pour les conditionneurs d'air individuels de circuits frigorifiques entièrement brasés élimine alors tout risque de fuite sur l'ensemble de l'installation.

L'apparition des divers systèmes frigorifiques

Nous distinguerons deux grandes classes de systèmes frigorifiques : ceux qui consomment, pour fonctionner, de l'énergie mécanique ou son équivalent, les *systèmes mécano-frigorifiques*, et ceux qui consomment essentiellement de l'énergie thermique, les *systèmes thermo-frigorifiques*.

1- Systèmes mécano-frigorifiques

Parmi eux, deux familles se détachent :

- les systèmes à compression de vapeurs liquéfiables,
- les systèmes utilisant des cycles à gaz

1.1- Systèmes à compression de vapeur

Le fluide actif du cycle frigorifique, le *frigorigène*, se vaporise dans un *évaporateur* en produisant le froid utile. La vapeur produite est aspirée et comprimée par un *compresseur mécanique*. Elle est refoulée dans un *condenseur* où elle se liquéfie. Le liquide formé retourne vers l'évaporateur en traversant un *régleur* (ou *détendeur*). Ce système est, de très loin, le plus répandu.

Une première description du cycle a été donnée en 1805 par l'américain Oliver Evans (1755-1819). Mais c'est à l'américain Jacob Perkins (1766-1849), qui travaillait en Angleterre que nous devons le premier brevet et un premier modèle fonctionnant à l'éther éthylique (1835). Les premières machines à compression qui eurent un succès industriel sont le fait d'un écossais émigré en Australie, James Harrison (1816-1893) (brevets en 1855-56-57). Les machines étaient fabriquées en Angleterre, elles pouvaient produire de la glace ou refroidir des saumures, *liquides frigoporteurs*. Le frigorigène était toujours l'éther éthylique.

De nouveaux frigorigènes firent ensuite, successivement, leur apparition :

- l'*éther diméthylique* utilisé par le français Charles Tellier (1828-1913).
- le *dioxyde de carbone* CO_2 utilisé par l'américain Thaddeus Lowe (1832-1913). Après une éclipse, il réapparaît actuellement.
- l'*ammoniac* NH_3, d'abord expérimenté par Tellier (en 1862), il entra vraiment dans la production du froid avec l'américain David Boyle (1837-1891) et surtout l'allemand Carl Von Linde (1842-1934). Il est toujours utilisé.
- le *dioxyde de soufre* SO_2 par le suisse Raoul Pierre Pictet (1846-1929). Il disparut au seuil de la seconde guerre mondiale.

- le *chlorure de méthyle (chlorométhane)* CH_3Cl, utilisé pour la première fois par le français C. Vincent en 1878. Il eut, lui aussi une assez longue carrière commerciale puisqu'il ne disparut que dans les années 1960.
- les *hydrocarbures fluorés* ; Recherchant des frigorigènes de sécurité (non toxiques et non inflammables) et s'inspirant des travaux de Swarts, (en1893-1907) à Gand, une équipe américaine de Frigidaire Corporation, dirigée par Thomas Midgley mis au point en 1930 la production des premiers frigorigènes fluorés. Apparurent successivement le premier CFC, le R12 (CF_2Cl_2) en 1931, puis le premier HCFC, le R22 (CHF_2Cl), en 1934 et, en 1961, le premier mélange azéotropique R502 (R22/R115).

Depuis la publication, en 1974, d'un article des Prix Nobel américains F.S. Rowland et M.J. Molina, montrant l'action pernicieuse du chlore sur l'ozone stratosphérique, les frigorigènes chlorés, CFC et HCFC sont soumis, par le Protocole de Montréal (1987) et ses amendements à des processus d'éviction. Actuellement sont proposés des frigorigènes fluorés mais non chlorés, des HFC purs comme le R134a ou des mélanges de HFC (R410A, R407C, R404A, etc.) fluides qui ont une action plus ou moins forte sur l'effet de serre. On propose aussi l'utilisation (ou le retour) des frigorigènes « naturels », plus contraignants mais avec une action très faible ou nulle sur l'effet de serre comme l'ammoniac, les hydrocarbures, l'eau, le CO_2.

Au fil du temps les composants des systèmes à compression ont, eux aussi, fortement évolués. Ainsi les compresseurs à pistons lourds, lents et encombrants de la fin du 19ème siècle ont fait place 100 ans après à des machines rapides et légères.

On chercha vite, pour les petites machines, à limiter les fuites de frigorigène par l'usage de groupes frigorifiques hermétiques.

Le premier du genre fut la curieuse machine de l'abbé Audiffren (1905). Les groupes hermétiques sont maintenant largement utilisés. Parallèlement, les échangeurs thermiques (condenseurs et évaporateurs) s'améliorèrent et s'allégèrent.

1.2- Systèmes utilisant des cycles à gaz

Ici le fluide actif ne change pas d'état au cours du cycle frigorifique mais reste gazeux. Comprimé, le gaz s'échauffe, on le refroidit alors, sous pression, jusqu'à la température ambiante puis on le détend ce qui entraîne un abaissement de sa température. La première « machine à air », à cycle ouvert, est due à l'américain John Gorrie (1803-1855) pour refroidir de la saumure à –7°C (brevets 1850-51). S'inspirant du moteur à air chaud du pasteur Robert Stirling (1837), l'écossais Alexander Kirk (1830-1892) réalisa une machine à cycle fermé qui produisit régulièrement, pendant une dizaine d'année, à partir de 1864, une température de -13 °C.

Dans cette technique, on peut citer les contributions de l'allemand Franz Windhausen (1829-1904), de l'américain Leicester Allen (1832-1912) et du français Paul Giffard (1837-1897).

Le développement de ces systèmes fut moindre que celui des machines à compression de vapeur car leur efficacité est plus réduite dans le domaine courant de la réfrigération, de la congélation et de la climatisation. Elles sont, par contre, à l'origine de la plupart des cycles cryogéniques pour la liquéfaction des gaz et la production des basses températures.

2- Systèmes thermoélectriques

Le français Jean Charles Peltier (1785-1845) découvrit, en 1834, que le passage d'un courant continu dans une jonction de deux métaux différents provoque, selon le sens du courant un dégagement ou une absorption de chaleur à cette jonction.

Longtemps simple curiosité scientifique, la thermoélectricité se développa au fil des années 1940 à 60 avec les connaissances sur les semi-conducteurs. Les espoirs qu'elle a fait naître furent cependant assez vite déçus et les utilisations actuelles sont marginales.

3- Systèmes thermo-frigorifiques

On distingue, parmi ces systèmes frigorifiques consommant de l'énergie thermique :

• les systèmes à absorption,

• les systèmes à adsorption et thermochimiques

• les systèmes à éjection

3.1- Systèmes frigorifiques continus à absorption

Bien que leur importance soit beaucoup plus réduite que celle des systèmes à compression, ce sont, actuellement, les seuls systèmes thermo-frigorifiques qui connaissent un certain développement.

Ici la circulation du frigorigène n'est pas due à un compresseur mécanique mais à la circulation, par pompe, d'un liquide absorbant dont la teneur, en frigorigène absorbé, dépend de la température et de la pression.

Le travail mécanique nécessaire est très réduit, le système, en contrepartie, consomme de la chaleur.

Le père de ces systèmes est le français Ferdinand Carré (1824-1900) qui breveta en 1859 la première machine à absorption continue utilisant le couple frigorigène : ammoniac – absorbant : eau. Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles.

Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'allemand Edmund Altenkirch et se poursuivit durant la première moitié du 20ème siècle. Il faut aussi citer les travaux de l'italien Guido Maïuri sur ces machines et ceux des suédois von Platen et Munters sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe (1920).

Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène ; cette adaptation du cycle de Carré est depuis largement utilisée en climatisation. Les systèmes à absorption discontinus, bien qu'apparus très tôt, (appareils à refroidir les carafes d'eau d'Edmond Carré - 1866) ne se développèrent guère.

3.2- Systèmes frigorifiques à adsorption et thermochimiques

Ils apparurent plus tardivement, essentiellement dans la première moitié du 20ème siècle. Leur fonctionnement, basé sur les effets thermiques qui accompagnent la sorption ou la désorption physique d'un gaz sur un solide (systèmes à adsorption) ou bien la formation, ou la décomposition, de composés chimiques avec un gaz frigorigène (systèmes thermochimiques) est naturellement discontinu. Encore peu utilisés, ils font l'objet, actuellement, de nombreuses recherches.

3.3- Systèmes frigorifiques à éjection

Bien qu'il puisse être utilisé avec d'autres frigorigènes, c'est avec l'eau que le système frigorifique à éjection entra en scène en 1908. La paternité en revient au français Maurice Leblanc (1857-1923). L'abaissement de température de l'eau, qui se vaporise sous basse pression est obtenue en aspirant la vapeur formée au moyen d'un éjecteur, ou trompe, alimenté par un jet de vapeur vive provenant d'une chaudière. L'éjecteur est une tuyère d'abord convergente – l'accroissement de la vitesse du jet diminue la pression ce qui permet l'aspiration voulue – puis lentement divergente – l'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte.

Protection de l'environnement :

Ozone et récupération des fluides frigorigènes :

Nous ne pouvions pas dans cet ouvrage ne pas aborder ce sujet. Les propos qui suivent vous permettront d'obtenir certaines informations concernant l'ozone et les machines de récupération.

La diminution de la couche d'ozone dans certaines zones géographiques a sensibilisé nombre de scientifiques.

Si les chlorofluorocarbones (CFC) et les hydrofluorocarbones (HCFC) sont bien impliqués dans ce processus, il est établi que leur impact ne peut être analysé isolément, d'autres facteurs de pollution doivent également être étudiés simultanément. Une concertation mondiale, pour la protection de la couche d'ozone a débouché sur des réglementations. Donnons quelques dates importantes :

- 1985 : Convention de Vienne.
- 1987 : Protocole de Montréal.
- 7 février 1989 : Convention française.
- Mise à jour du Protocole de Londres.
- 4 mars 1991 : Règlement CE.
- 7 décembre 1992 : Règlement français.
- 30 juin 1998 : Décret français.
- 12 janvier 2000 : Arrêté français.
- 29 juin 2000 : Règlement CE.

Les CFC et HCFC étant mis en cause, le principe de la récupération de ceux-ci a débouché sur différentes techniques, méthodes et matériels. Avant d'aborder la récupération de ces fluides définissons quelques termes importants.

- *Récupération* : action de retirer le fluide frigorigène contenu dans un système frigorifique, pour le stocker dans un cylindre indépendant prévu à cet effet, en vue de son réemploi ou de sa destruction.
- *Recyclage* : le terme recyclage traduit de l'anglais *recycling* signifie littéralement «recycler, récupérer». En français le mot recyclage introduit une notion de transformation du produit ; ce qui n'est pas le cas dans les machines présentes sur le marché.
- *Filtration* : passage d'un liquide à travers un filtre pour éliminer des impuretés jugées indésirables (particules solides, huile, eau). Il est préférable d'utiliser cette définition qui correspond mieux aux caractéristiques des machines existantes. Par ailleurs, les spécifications du produit ne pouvant être contrôlées d'une manière précise et efficace, aucune garantie ne peut lui être donnée.

- *Régénération* : opération qui consiste à reformer, corriger de manière radicale, un produit que l'on a débarrassé de ses impuretés pour le ramener à l'état de neuf. Ce cycle extrêmement complet, obtenu par différents procédés industriels, ne peut être effectué que par les producteurs de fluides ou leurs mandants. En effet, un contrôle rigoureux permet de remettre le produit aux normes de commercialisation avec, bien évidemment, toutes les garanties s'y attachant.

La récupération des fluides frigorigènes s'avère nécessaire dans les cas suivants :

- lors d'une intervention sur une partie de circuit ne pouvant pas être isolée ;
- lorsque l'installation doit être arrêtée définitivement ou démontée ;
- lors d'un remplacement de fluide.

Les méthodes de récupération et les matériels utilisés diffèrent suivant la quantité de fluide contenue dans l'installation. Quelle que soit la méthode utilisée, elle doit permettre :

- une récupération maximale de fluide ;
- un transfert rapide ;
- une mise en œuvre facile ;
- un coût acceptable.

Cette récupération peut se faire de deux façons :

- en phase dite « liquide » : un élément intermédiaire appelé groupe de transfert permet la récupération du fluide sous sa forme liquide (pompe, compresseur, etc.) ;
- en phase dite « vapeur » : dans ce cas le groupe de transfert est indispensable.

  Il aspire les vapeurs de l'installation, les condense et les envoie dans la bouteille de récupération (Figure 6). Ce type de transfert est plus long que le précédent.

Plusieurs matériels spécifiques ont été mis au point. Ils sont adaptés aux différents types d'installations, en particulier en ce qui concerne la quantité de fluide contenue dans celles-ci. Certains groupes de transfert assurent la récupération et la filtration. Généralement, ils permettent le transfert en phase « liquide » et en phase « vapeur ».

Effet de serre :

À ce jour l'effet de serre préoccupe nombre de scientifiques. Certains fluides frigorigènes utilisés dans les installations frigorifiques ont une incidence non négligeable sur l'effet de serre. Il est à prévoir dans un avenir plus ou moins proche de nouvelles réglementations liées à ce problème.

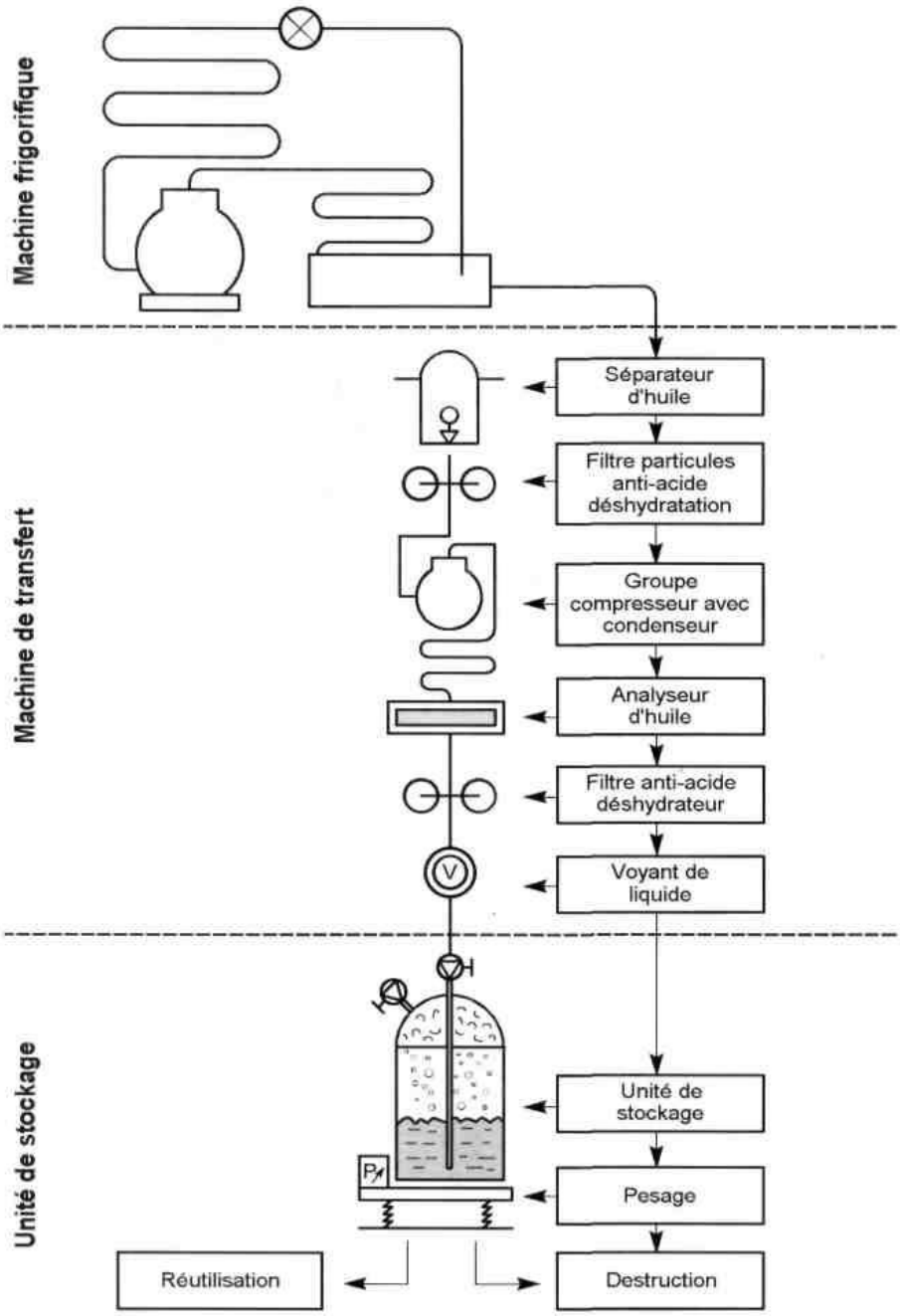


Figure 6 - Schéma de principe d'une chaîne de récupération.

Conclusion

L'évolution des techniques de production du froid et des matériels n'est pas terminée, les décennies à venir nous conduiront certainement à d'autres techniques et à d'autres matériels qui utiliseront industriellement peut-être l'effet Peltier ou la détente tourbillonnaire de Ranke. De nouveaux procédés ainsi que de nouvelles machines seront mis au point partant d'une même idée : « protéger l'environnement ».

Chapitre I :

Etude des Machines Thermofrigorifique

Le théorème de Carnot indique qu'un tel moteur doit nécessairement rejeter de la chaleur à une température inférieure (impossibilité du moteur monotherme). Par opposition, un générateur thermodynamique reçoit de la chaleur d'une source froide. On démontrera que ceci nécessite obligatoirement un rejet thermique à une température plus élevée, et un apport de travail mécanique. Donc les machines dont l'objectif est de produire du froid à une température inférieure à la température de l'environnement, comprendront donc obligatoirement une génératrice thermodynamique associé à un moteur. Ce moteur peut être soit extérieur à la machine pour les générateurs dithermes, soit intégré dans celle-ci pour les machines trithermes.

Les machines trithermes font partie des machines thermodynamiques qui échangent généralement avec le milieu extérieur de l'énergie thermique et de l'énergie mécanique.

Dans le cas particulier des machines trithermes où les échanges sont seulement de nature thermique et selon le sens de ces échanges entre les sources et la machine ainsi que leur utilisation, la machine pourra être considérée comme productrice de chaleur ou productrice de froid. Les systèmes thermofrigorifiques, ou consommant de l'énergie thermique, extraient de la chaleur d'une source froide qu'ils restituent à une source chaude tout en consommant de l'énergie thermique à partir d'une troisième source à plus haut température.

C'est ce dernier cas que nous considérons ici, en insistant sur un paramètre fondamental : l'efficacité frigorifique.

1.1 Rappel thermodynamique :

Rappelons tout d'abord que « *la chaleur ne pouvant pas passer spontanément d'un corps froid vers un corps chaud* » (second principe de la thermodynamique), si l'on veut transférer de la chaleur d'un milieu extérieur à température inférieure où la chaleur est prélevée (*source froide*) vers un milieu extérieur à température plus élevée où la chaleur est rejetée (*puits chaud*), il faut nécessairement :

- mettre en œuvre un système thermodynamique particulier que l'on dénomme :

• *système frigorifique* si le but recherché est l'extraction de chaleur à la source froide,

• *pompe à chaleur* ou *thermopompe* si le but recherché est le dégagement de chaleur au puits chaud ;

- fournir de l'énergie à ce système.

L'énergie peut être apportée à ce système thermodynamique :

- sous la forme ***mécanique***, ou équivalente (pure exergie) ; le système en question peut alors être désigné comme *mécanofrigorifique* (*Système W*). Il comporte, au moins, une source froide et un puits chaud et est donc, au moins, ***ditherme***. Il existe de nombreux

types de systèmes mécanofrigorifiques comme le montre la figure I-1. Mais le type de très loin le plus répandu est le « système à compression mécanique de vapeur ».

- sous la forme ***thermique***, (exergie + énergie) ; le système en question peut alors être désigné comme *thermofrigorifique (Système Q*). Il comporte, au moins, une source froide, un puits chaud et une troisième source thermique d'où est issue la chaleur « motrice » qui alimente le système en énergie thermique. Un système de ce type est donc, au moins, ***tritherme***. Comme le montre également la figure I-1 citée plus haut et la classification qui suit, les types de systèmes thermofrigorifiques sont nombreux.

Rappelons enfin que les systèmes thermofrigorifiques mettant en œuvre une énergie, la **chaleur**, de moindre qualité que l'énergie mécanique, doit nécessairement en consommer une quantité plus grande afin d'obtenir les mêmes résultats. Les coefficients de performance des systèmes thermofrigorifiques sont donc *nettement plus réduits* que ceux des systèmes mécanofrigorifiques. Rappelons aussi que les systèmes thermofrigorifiques, moins performants et consommant plus d'énergie, rejettent également davantage de chaleur dans l'environnement, ce qui est un inconvénient certain. Leur architecture est également plus complexe, généralement, que celle des systèmes mécanofrigorifiques, en particulier du plus simple de ceux-ci, le système à compression mécanique. Il semblerait que tous ces inconvénients doivent tenir écartés les systèmes thermofrigorifiques des usages pratiques. Si effectivement, ils sont d'utilisation beaucoup plus limitée que le système à compression, mais dernièrement on les rencontre quand même dans des nombreux domaines car, d'une part, il est toujours plus facile de se procurer de la chaleur, ou un combustible qui sert à la générer, que de l'énergie mécanique et, d'autre part, les pertes de chaleur d'un processus industriel peuvent permettre, le cas échéant, de produire du froid si le besoin du processus l'impose. En plus ce type de machine est surtout adapté à l'utilisation des énergie renouvelables qui semblent prometteurs pour l'avenir. Ainsi dans la trigénération, on peut, à partir d'une source unique de combustible :

- produire de l'énergie mécanique (ou électrique si nécessaire grâce à un alternateur) au moyen d'un moteur thermique dont le rejet de chaleur, convenablement utilisé sert à :
- alimenter le processus en chaleur utile (à température limitée évidemment),
- alimenter en énergie thermique un système thermofrigorifique produisant le froid utile au processus.

C'est un exemple, parmi bien d'autres, d'une niche technologique favorable à ce type de système frigorifique.

(La trigénération est l'extension de la « cogénération » qui est la production simultanée d'énergie mécanique et de chaleur utile, à la production complémentaire de froid utile.)

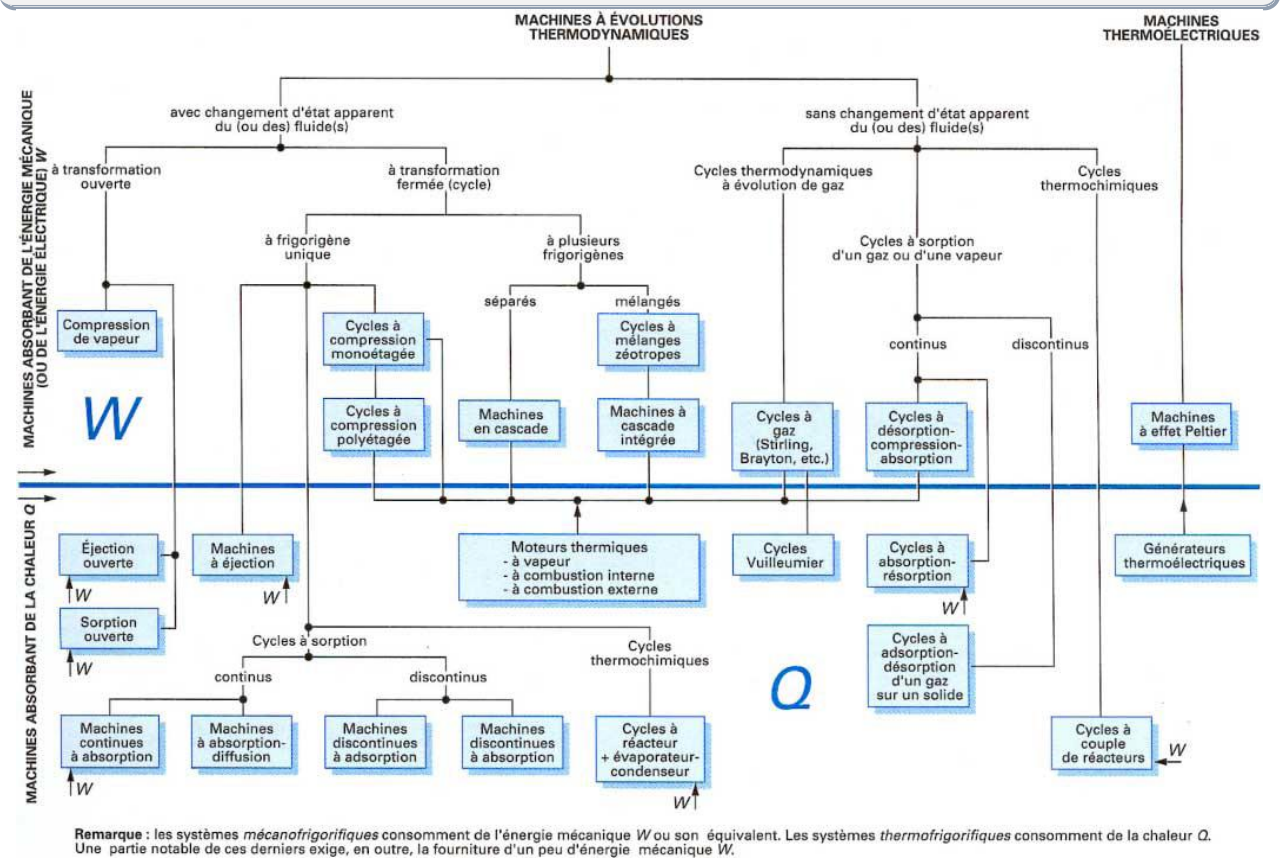


Figure I-1 : Organigramme des diverses familles de systèmes frigorifiques.

1.1.1 Coefficients de performance

Pour caractériser l'efficacité d'une machine frigorifique ou d'une pompe à chaleur, on considère, respectivement :

— le coefficient de performance frigorifique :

COP_F = Quantité de chaleur évacuée de la source froide / énergie apportée au système

— le coefficient de performance calorifique :

COP_C = chaleur dégagée au puits chaud / énergie apportée au système

Ces rapports adimensionnels sont objectivement des rendements, mais on évite de leur donner ce nom pour ne pas choquer les habitudes car ils ont très souvent des valeurs supérieures à l'unité, contrairement aux rendements des machines thermiques produisant de l'énergie mécanique.

I.1.2 Machine consommant de l'énergie mécanique (Système Mécanofrigorifique) : Système au moins Ditherme

Théorème de Carnot (rendement d'un moteur ditherme) :

Toutes les machines réversibles fonctionnant entre une source chaude (température T_1) et une source froide (température T_2) ont le même rendement $\eta=1-T_1/T_2$. Un moteur réel (machine irréversible) utilisant ces mêmes sources à un rendement inférieur à η.

La figure I-2 schématise un tel système. Grâce à l'énergie mécanique (ou équivalente) W fournie à ce système, on absorbe à la source froide, à la température thermodynamique T_2, l'énergie thermique Q_2 et on rejette au puits chaud, à la température T_1, l'énergie thermique Q_1. Au lieu de considérer les énergies, on peut s'intéresser aux puissances mises en œuvre. Du fait de la puissance mécanique fournie$\dot{W}$, on produit, à la source froide, une puissance frigorifique $\dot{Q}_2$ et on rejette au puits chaud une puissance calorifique $\dot{Q}_1$. Selon le premier principe :

Un réfrigérateur ditherme enlevant de la chaleur à une source froide doit recevoir du travail :

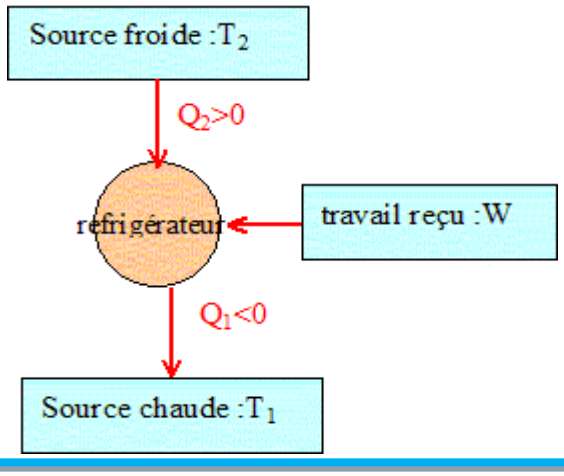


Figure I-2 : Un réfrigérateur ditherme.

Premier principe : $\dot{W}+\dot{Q}_1+\dot{Q}_2 = 0$ sur le cycle.

Second principe : $Q_1/T_1+Q_2/T_2 <= 0$ sur le cycle.

D'où : $-(W+Q_2)/T_1+Q_2/T_2 <= 0$; $Q_2\,[1//T_2 -1/T_1] <=W//T_1$

Or Q_2 est positif, le réfrigérateur doit retirer de la chaleur à la source froide que l'on veut refroidir ; de plus : $T_2<T_1$, l'expression entre crochets est positive.

Donc W est positif : le réfrigérateur ditherme reçoit du travail.

Coefficient d'efficacité, notée ε, (réversibilité) : chaleur enlevée à la source froide divisée par le travail reçu.

$$\varepsilon = Q_2/W = -Q_2/ (Q_1+Q_2) <= T_2/ (T_1-T_2)$$

(Égalité pour une cycle de transformation réversible ; inférieur dans le cas d'un cycle de transformation irréversible)

I.1.3 Machine consommant de l'énergie thermique (Système thermofrigorifique) : Système au moins Tritherme

Réfrigérateur échangeant de la chaleur avec trois sources aux températures différentes

$T_1 > T_2 > T_3$ (Sans recevoir de travail)

La source chaude (température T_1). La seconde source (température T_2) est le milieu ambiant. Le but du réfrigérateur est de retirer de la chaleur à la source froide (température T_3).

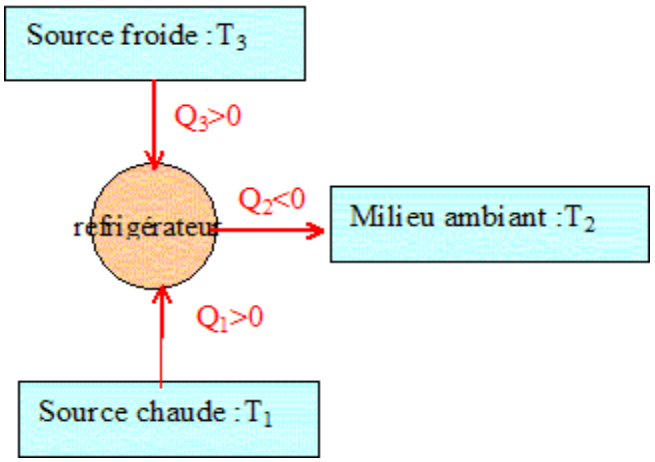


Figure I-3 : Un réfrigérateur tritherme.

Premier principe : $\dot{Q}_1+\dot{Q}_2+\dot{Q}_3=0$ sur le cycle.

Second principe : $Q_1/T_1+ Q_2/T_2 + Q_3/T_3 <= 0$ sur le cycle.

D'où : $Q_1/T_1+ (-Q_1-Q_3)/T_2 + Q_3/T_3 <= 0$; $Q_3 [1//T_3 -1/T_2]<=Q_1 [1/T_2 -1/T_1]$

Or Q_3 est positif, le réfrigérateur doit retirer de la chaleur à la source froide que l'on veut refroidir ; de plus les expressions entre crochets sont positives.

Donc Q_1est positif et Q_2 est négatif.

Efficacité de ce réfrigérateur : rapport du gain sur l'énergie dépensée. Q_1 est une dépense d'énergie (par exemple combustion du butane) ; Q_3 est l'énergie enlevée à la source froide :
$\varepsilon = Q_3/Q_1$

Valeur maximale de l'efficacité :

$Q_3/Q_1<=[1//T_2 -1/T_1] / [1//T_3 -1/T_2]$;

$Q_3/Q_1 <= T_3[T_1 -T_2] / [T_1 (T_2 -T_3)] = [T_1 -T_2] / T_1 * T_3/(T_2 -T_3)$

L'efficacité maximale est égale au produit :

- du rendement d'un moteur ditherme fonctionnant entre les sources T_2 et T_1.
- d'un réfrigérateur ditherme fonctionnant entre les sources T_2 et T_3.

1.2 RENDEMENTS THEORIQUES DES MACHINES THERMIQUES POLYTHERMES

1.2.1 Efficacité frigorifique d'une machine de Carnot

Une machine thermique polytherme est une machine, ou un ensemble de machines, fonctionnant avec au moins trois sources de chaleur. La température de l'une de ces sources sert de référence ; celle-ci est généralement la température ambiante ou plus précisément celle d'une source considérée comme pratiquement inépuisable comme l'atmosphère, la mer ou une rivière voisine de l'installation. On va distinguer dans ce chapitre les machines ou ensembles résultant de l'association de machines dithermes (l'une motrice, l'autre génératrice) qui mettent en jeu explicitement de l'énergie mécanique, des machines qui ne font intervenir que des échanges thermiques. Soit le schéma de la figure I.4 relatif à une machine à quatre sources S_1, S_2, S_3 et S_4 dont les niveaux de températures sont : $T_1 > T_2$; $T_3 > T_4$

Où M et G sont le moteur et le générateur respectivement. Dans une telle machine, utilisable comme machine frigorifique, de la chaleur Q_1 (est utilisée au niveau de la source S_1) pour produire du froid Q_4 à la source S_4 en donnant de la chaleur Q_2 et Q_3 aux sources S_2 et S_3. L'énergie mécanique W est transférée du moteur au générateur.

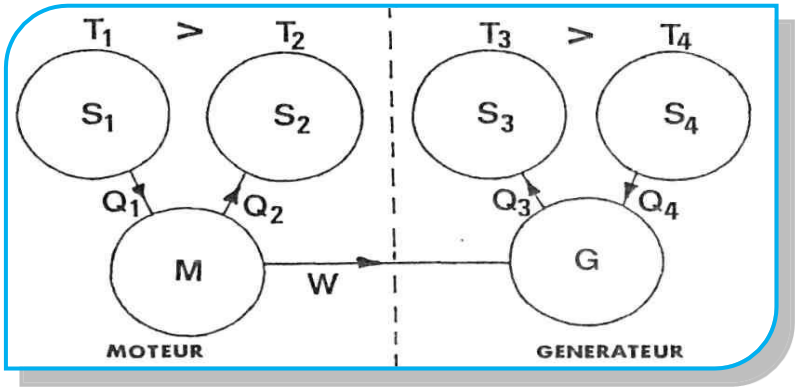


Figure 1.4 : Schéma de la production de froid par association de machines dithermes.

Le paramètre utilisé pour mesurer la performance des transferts énergétiques d'un tel système utilisé pour faire du froid est l'efficacité frigorifique " ε " définie de la façon suivante :

$$\varepsilon = \frac{\text{quantité de chaleur soutirée à S4}}{\text{énergie totale fournie par S1}} = \frac{Q_4}{Q_1} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{I. 1}$$

Dans le cas d'une association de deux machines dithermes, l'efficacité frigorifique est le produit du rendement thermique du moteur, η_{mot}, par le coefficient de performance frigorifique du générateur, COP :

$$\varepsilon = \eta_{mot} . COP = \left(1 - \frac{Q_2}{Q_1}\right) . \left(\frac{Q_3}{Q_4} - 1\right)^{-1} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{I. 2}$$

Dans le cas d'un fonctionnement réversible (machine de Carnot), l'efficacité frigorifique ε s'exprime simplement en fonction des températures des sources :

$$\varepsilon_c = \left(\frac{Q_4}{Q_1}\right)_c = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \cdot \frac{T_4}{T_3 - T_4} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{I. 3}$$

En pratique, deux des quatre sources sont communes. Il s'agit des sources T_2 et T_3 qui pour les machines polythermes frigorifiques correspondent au milieu ambiant à la température T_2. La température de la source froide est alors notée T_3 (figure I.5), telle que :

$T_1 > T_2 > T_3$

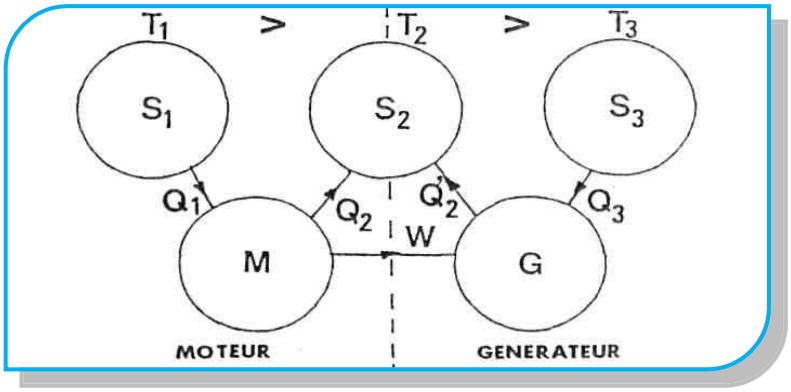


Figure I.5 : Schéma d'une machine tritherme, à source de température intermédiaire, S_2, commune au moteur et au générateur.

Dans ce cas, l'efficacité frigorifique de la machine frigorifique tritherme, fonctionnant réversiblement est :

$$\varepsilon_c = \left(\frac{Q_3}{Q_1}\right)_c = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \cdot \frac{T_3}{T_2 - T_3} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{I. 4}$$

L'application de la relation (I.4) fait l'objet de la figure I.6, où est représentée la variation de l'efficacité frigorifique ε_C d'une machine tritherme réversible pour deux températures de source froide, 0 et 10°C, en fonction de la température de la source chaude (60°C≤T_1≤100°C) et pour quatre températures de la source intermédiaire, 25, 30, 35 et 40°C.

On peut noter la forte décroissance de ε_C avec l'accroissement de la température de la source intermédiaire, T_2, pour des températures de sources froide, T_3, et chaude, T_1, fixées. D'autre part, nous pouvons constater aussi que, pour une température de source intermédiaire T_2 donnée, l'efficacité frigorifique de Carnot est d'autant plus grande que la différence de températures source intermédiaire - source froide est plus faible, et que la différence source chaude - source intermédiaire est plus grande. Il peut être intéressant de savoir comment agir sur la variation des températures des sources chaude et froide pour avoir un accroissement donné de ε_C

Pour cela, on détermine la variation relative de ε_{fC} :

$$\frac{d\varepsilon_c}{\varepsilon_c} = T_2 \left[\frac{\left(\frac{dT_3}{T_3}\right) - \left(\frac{dT_2}{T_2}\right)}{T_2 - T_3} + \frac{\left(\frac{dT_1}{T_1}\right) - \left(\frac{dT_2}{T_2}\right)}{T_1 - T_2} \right] \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I.5}$$

Si T_2 = constante, la relation (I.5) devient :

$$\frac{d\varepsilon_c}{\varepsilon_c} = \frac{T_2}{T_3(T_2 - T_3)} dT_3 + \frac{T_2}{T_1(T_1 - T_2)} dT_1 \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I.6}$$

Donc, la variation relative de ε_C à T_2 constante dépend fortement de la valeur des coefficients T_2/T_3 (T_2 - T_3) et T_2/T_1 (T_1 -T_2). Nous avons déterminé leurs variations pour des plages de valeurs des températures T_1 (50°C ≤ T_1 ≤ 80°C) et T_3 (-20°C ≤ T_3 ≤ 10°C) à T_2=30°C.

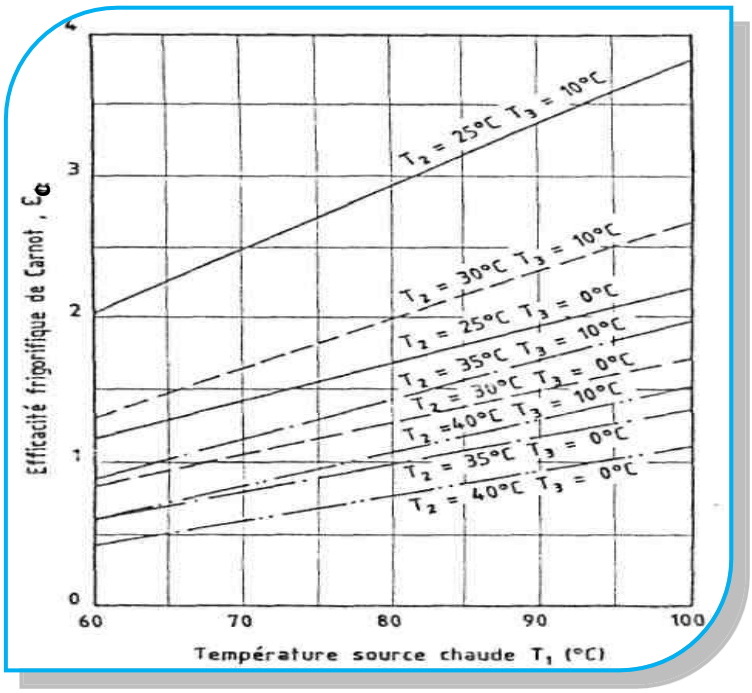


Figure I.6 : Efficacité frigorifique d'une machine frigorifique tritherme idéale en fonction des niveaux de températures des sources.

La comparaison numérique entre ces deux coefficients est présentée sur la figure I.7.

Nous voyons que la valeur du coefficient T_2/T_3 (T_2 - T_3) est plus élevée que celle du coefficient T_2/T_1 (T_1 - T_2). Ceci veut dire finalement que, pour augmenter les performances de la machine à température de source intermédiaire constante, il vaut mieux augmenter la température de la source froide, que chercher à augmenter la température de la source chaude.

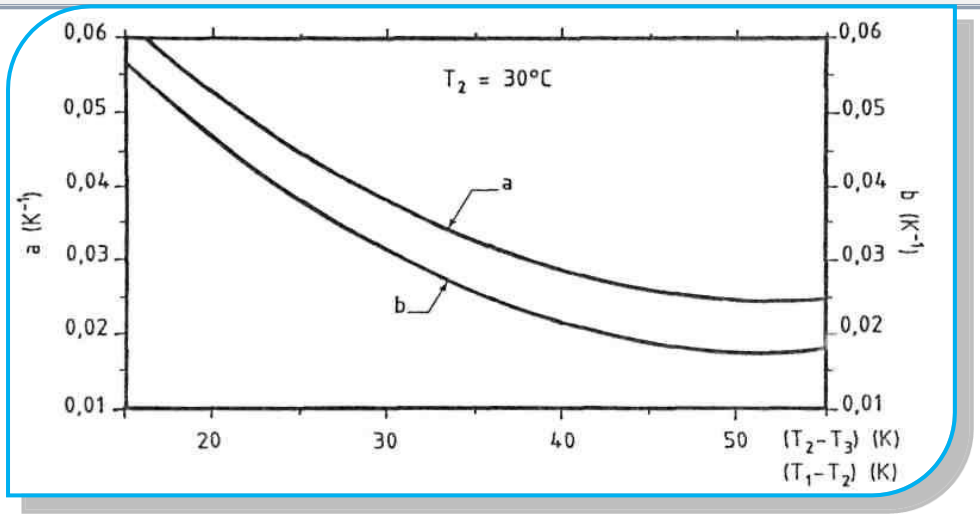


Figure I.7 : Variation des coefficients a = T_2/T_3 ($T_2 – T_3$) et b = T_2/T_1 (T_1 - T_2) en fonction de T_2 - T_3 ou de T_1 -T_2 à T_2 = constante.

I.2.2 Choix des sources. Frontière du système

L'une des ambiguïtés inhérente au calcul du rendement d'une machine thermique réside dans le choix de la température des sources, c'est-à-dire en fait dans la définition même de la source, qui elle-même est liée à la frontière choisie pour délimiter le système étudié. Selon le choix de cette frontière, le niveau thermique de la source qui échange de la chaleur avec le système thermodynamique est différent, ce qui conduit à des différences parfois considérables entre les divers rendements de Carnot calculés à partir de ces températures.

Un problème équivalent se pose également du fait que les "sources réelles" ne sont en fait que des "pseudo-sources", du point de vue thermodynamique, puisque leur température n'est pas uniforme au cours de leur échange thermique avec le système. Par exemple, dans le cas d'une machine tritherme industrielle, la "source" chaude est normalement constituée par la chaudière. Or, au niveau d'une chaudière à combustible fossile (figure I.8a), trois températures de source chaude peuvent être considérées :

$T_{1\ flamme}$ = température de flamme (~1500°C),

$T_{1\ surch}$ = température de la vapeur surchauffée à la sortie de la chaudière,

$T_{1\ sat}$ = température de saturation du fluide de travail.

Dans le cas des applications solaires (figure 1.5b) le problème est le même et les températures qui peuvent être prises en compte sont :

$T_{1\ sot}$ = température d'émission du rayonnement solaire (~5760 K)

$T_{1\ paroi}$ = température de la surface d'absorption du rayonnement solaire

$T_{1fluide}$ = température de sortie du fluide de travail du capteur solaire

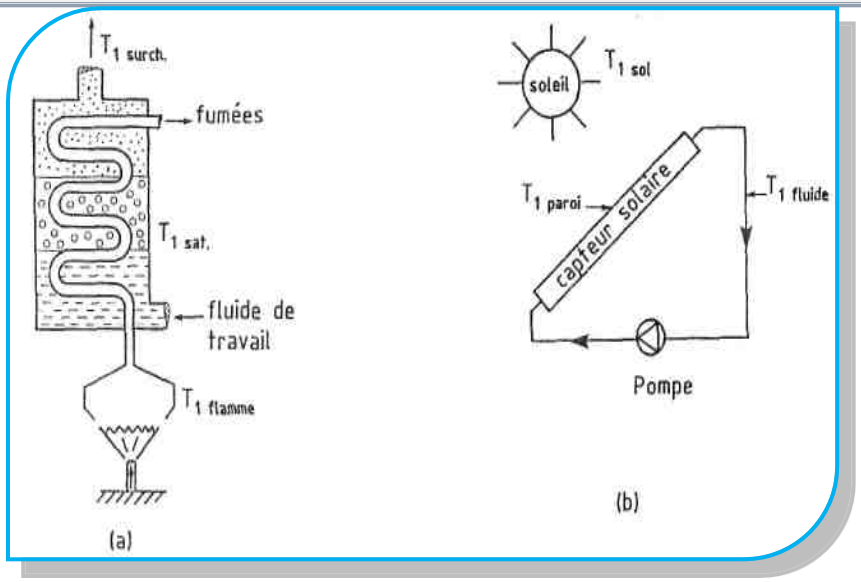


Figure I.8 : Schémas illustrant la difficulté de choix de la température d'une source chaude : (a) dans le cas d'une chaudière, (b) dans le cas d'un capteur solaire

Pour ce dernier cas, à titre d'exemple, l'efficacité frigorifique de Carnot, définie par la relation (I.4) et avec $T_2 = 30°C$ et $T_3 = 0°C$, a les trois valeurs suivantes :

$T_{1sol} = 5487°C$ $\varepsilon_C = 8,62$

$T_{1\ paroi} = 150°C$ $\varepsilon_C = 2,58$

$T_{l\ fluide} = 100°C$ $\varepsilon_C = 1,71$

Cet exemple illustre bien l'importance de la définition des sources et met en évidence les dégradations de l'énergie dues aux transferts thermiques intermédiaires qui sont tels que des systèmes attractifs quand à leur rendement maximum théorique le sont beaucoup moins en réalité.

Cette controverse sur le choix des sources met en évidence la limite de l'emploi d'un seul rendement pour faire état de la qualité d'une machine. Il est préférable, lorsque cela est possible, de procéder à une analyse complète des pertes exergétiques à travers, par exemple, une étude des rendements de Carnot en "cascade".

I.2.3 Machines trithermes directes

Ce type de machines trithermes, échangeant de la chaleur avec trois sources thermiques, ne résulte pas de l'association de machines dithermes ; l'énergie mécanique intermédiaire y est absente. L'étude de ces systèmes n'a été abordée que dans les années 70 et de façon très fragmentaire, à l'occasion de l'examen de cas bien particuliers, tels que les systèmes à énergie totale et la réfrigération solaire [1,2].

Les plus classiques de ces types de machines sont les machines trithermes à absorption, à adsorption ou à éjecteur. Elles occupent une place privilégiée au niveau des applications héliothermiques.

Cependant, elles commencent à être employées industriellement en utilisant comme source d'énergie primaire, soit des combustibles fossiles, soit des rejets thermiques.

I.2.3.1 Rendement énergétique. Efficacité frigorifique

Soit une machine M échangeant de la chaleur avec trois sources S_1, S_2 et S_3 de températures $T_1 > T_2 > T_3$ (figure I.9). On sait par le premier principe que :

$$Q_1+Q_2 + Q_3 = 0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{I.7}$$

et par le deuxième principe, pour une machine réversible :

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} + \frac{Q_3}{T_3} = 0 \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{I.8}$$

Ainsi, si l'on s'intéresse à la production de froid à la source S_3, l'efficacité frigorifique idéale est :

$$\varepsilon_c = \left(\frac{Q_3}{Q_1}\right)_c = \frac{T_1 - T_2}{T_1}.\frac{T_3}{T_2 - T_3} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{I.9}$$

On retrouve le même résultat que par l'association de deux machines dithermes.

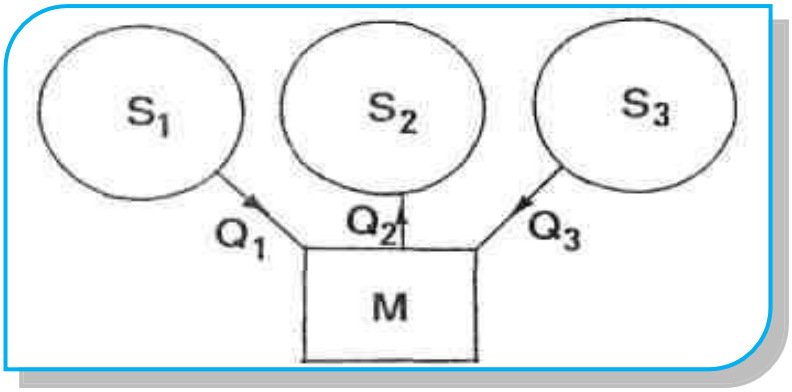


Figure 1.9 : Schéma d'une machine tritherme directe.

1.2.3.2 Rendement exergétique

Le rendement exergétique [3] est un critère de "qualité" jugeant de la façon dont sont exploitées les sources thermodynamiques disponibles, tant par le cycle thermodynamique choisi, que par la machine utilisée elle-même. Il complète un critère de "quantité" qui est, par exemple, le rendement de Carnot, critère qui exprime les possibilités offertes par un ensemble donné de sources thermiques de réaliser un objectif quantitatif déterminé.

Par définition l'exergie thermique est définie comme le travail maximal qu'il est possible d'obtenir à partir d'une quantité de chaleur Q reçue de la source de chaleur, à l'aide d'une

machine thermique de Carnot réversible fonctionnant entre les températures T de la source et T_0 de l'atmosphère ($T > T_0$). Dans le cas où la température de la source thermique est constante, l'exergie associée à la quantité de chaleur Q est :

$$E_{x,0} = Q\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = Q\Theta \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots I.10$$

Où $\Theta = 1 - T_0/T$ est le facteur de Carnot. La figure 1.7 représente la variation de ce facteur en fonction de la température T de la source thermique et pour trois températures de l'atmosphère (10, 20 et 30°C). Nous pouvons constater, du point de vue de la production de travail, qu'une quantité de chaleur Q présente un intérêt d'autant plus grand que la température T à laquelle elle est disponible est plus élevée et que la température T_0 est plus basse. Quand $T = T_0$, alors $\Theta = 0$ et une quantité de chaleur Q ne présente plus aucun intérêt.

Dans le cas d'un système dont la température est inférieure à celle de l'environnement ($T < T_0$), l'exergie est définie alors comme le "travail minimal" qu'il faut fournir à une machine frigorifique de Carnot réversible pour soutirer une quantité de chaleur Q de la source à T et la ramener à la température T_0 de l'atmosphère.

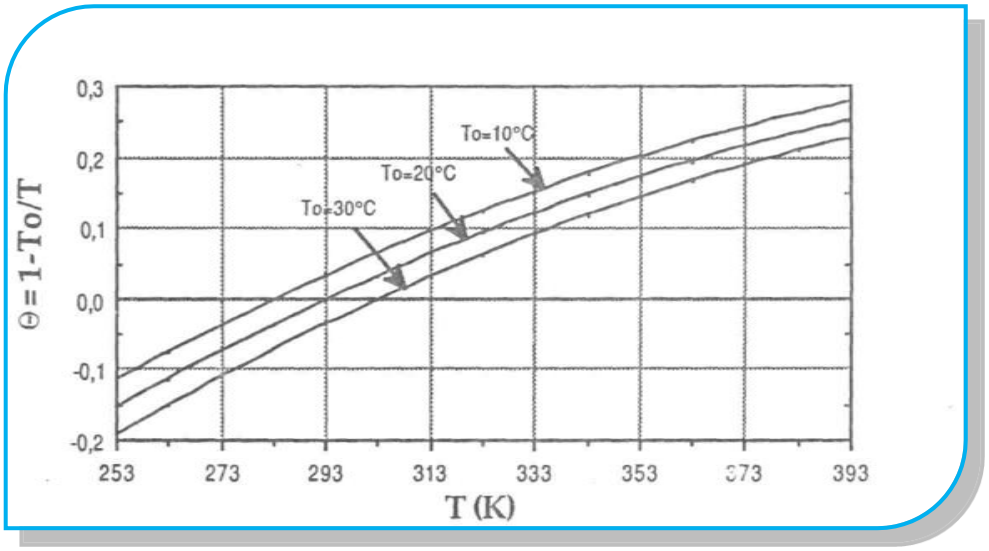


Figure I.10 : Variation du facteur de Carnot en fonction de la température de la source thermique T et pour trois valeurs de la température de l'atmosphère T_0.

L'exergie associée à la quantité de chaleur Q est fournie à la source par la machine. Elle est également donnée par la relation (I.10). On peut aussi noter que, quand $T < T_0$ l'extraction d'une quantité de chaleur Q, qui correspond à un effet frigorifique intéressant, présente sur le plan exergétique l'intérêt de permettre de produire un travail équivalent à Ex avec une machine de Carnot fonctionnant entre T_0 et T en fournissant la quantité de chaleur Q à la source à température T.

Dans le cas d'un système tritherme de réfrigération ou de climatisation (figure I.9), la source intermédiaire est à la température T_0. L'exergie échangée au niveau de cette source est donc nulle. Si le système fonctionne de façon réversible (qualité maximale) l'exergie fournie par la source chaude doit correspondre strictement à l'exergie fournie à la source froide et le rendement exergétique est égal à l'unité. Ainsi, pour un tel système, le rendement exergétique, η_{ex}, est défini par la relation :

$$\eta_{ex} = \frac{\text{exergie fournie à } S_3}{\text{exergie reçue de } S_1} = \frac{|E_{x3}|}{E_{x1}} \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I. 11}$$

Si l'on prend comme température de référence, celle de la source intermédiaire, $T_2 = T_0$, l'équation (I.11) devient :

$$\eta_{ex} = -\frac{Q_3\left(1-\frac{T_2}{T_3}\right)}{Q_1\left(1-\frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{\frac{Q_3}{COP_C}}{Q_1.\eta_{motC}} \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I. 12}$$

D'où :

$$\eta_{ex} = \frac{Q_3}{Q_1}.\frac{1}{\eta_{motC}.COP_C} = \frac{\varepsilon_f}{\varepsilon_C} \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I. 13}$$

Où η_{motC} et COP_C sont, respectivement, les rendements thermiques idéaux du moteur et du générateur ; ε_f est l'efficacité frigorifique réelle de la machine frigorifique tritherme et ε_C est l'efficacité frigorifique idéale dite de Carnot de la machine définie par la relation (I.9).

Le rendement exergétique, η_{ex}, véritable rendement de qualité est toujours compris entre les valeurs 0 et 1. Lorsqu'il tend vers l'unité, la machine s'approche de l'idéale thermodynamique représentée par une machine totalement réversible.

1.3 DIFFERENTS TYPES DE MACHINES THERMOFRIGORIFIQUES

La figure I.1 représente les différentes possibilités de la production de froid à l'aide de diverses machines, à partir de l'une des sources thermiques primaires suivantes :

- combustibles fossiles ou nucléaires
- énergie géothermique
- énergie solaire.

Les systèmes thermofrigorifiques, ou consommant de l'énergie thermique, extraient de la chaleur d'une source froide qu'ils restituent à une source chaude tout en consommant de l'énergie thermique à partir d'une troisième source. Ces systèmes sont nombreux.

On distingue notamment les systèmes thermofrigorifiques dissociables qui sont constitués de deux machines distinctes : le moteur thermique et la machine mécanofrigorifique.

On distingue également les systèmes thermofrigorifiques à éjection, où la vapeur de frigorigène est extraite mécaniquement par l'abaisse- ment de la pression qui résulte de la mise en vitesse de cette vapeur dans la partie convergente de l'éjecteur.

Enfin, les systèmes à sorption où l'effet d'aspiration de la vapeur de frigorigène résulte de la mise en présence de cette vapeur et d'une substance qui présente une grande affinité pour les molécules qui la constituent. Lorsque le sorbant est liquide, on a affaire à un système à absorption, dont le fonctionnement peut être continu ou discontinu et lorsque le sorbant est solide, on a affaire à un système à adsorption.

Les machines trithermes à double cycle de Rankine couplés, par exemple à piston libre, à absorption, à adsorption et à éjecteur sont réapparues au niveau des recherches scientifiques et du développement industriel dans les années 70, à la suite de la crise pétrolière, qui a incité à la recherche de l'utilisation de l'énergie solaire comme substitut du pétrole. Pour tous ces systèmes, les éléments thermiques qui constituent la boucle frigorifique sont identiques.

Ce sont : un condenseur, un détendeur et un évaporateur.

Par contre, la boucle motrice (ou le moteur) et la phase de compression du fluide sont différents pour chaque système. Ainsi, cet ensemble peut être composé d'un moto-compresseur mécanique classique à couplage des mouvements de translation et de rotation, d'un moto-compresseur à piston libre ou d'un turbo - compresseur dans le cas d'une machine à compression mécanique.

II est constitué d'un absorbeur ou d'un adsorbeur et d'un bouilleur dans le cas des machines à absorption et à adsorption, respectivement ; ou encore d'un éjecto-compresseur dans le cas d'un système à éjecteur. Le seul système fonctionnant selon un principe différent des autres est le réfrigérateur thermoélectrique, qui utilise l'effet Peltier pour produire un effet frigorifique dans un semi - conducteur [4].

Selon leur architecture, leur énergie est apportée exclusivement, ou essentiellement, sous forme thermique. Dans ce dernier cas, la fourniture d'une petite quantité d'énergie mécanique (↑W) [5] est indispensable. Mais cet apport d'énergie mécanique reste toujours très faible par rapport à l'énergie thermique nécessaire. On distingue les systèmes où le fluide actif change d'état physique ou chimique de ceux où le fluide actif ne change pas d'état physique.

I.3.1 Systèmes où le fluide actif (frigorigène) change d'état

I.3.1.1 Changement d'état physique du frigorigène

La production du froid est assurée par :

- le changement d'état du frigorigène qui passe de l'état liquide à l'état vapeur (L→V) (vaporisation) ;
- le changement d'état du frigorigène qui passe de l'état absorbé (ou adsorbé) à l'état vapeur (A→V) (désorption).

On trouve dans cette catégorie les systèmes dissociables et les systèmes intégrés.

I.3.1.1.1 Systèmes dissociables

Il s'agit de l'association d'un moteur thermique entraînant un système mécanofrigorifique, le plus souvent un système frigorifique à compression (L→V). Le moteur thermique et la machine frigorifique, qui conservent leurs propriétés spécifiques, peuvent être aisément accouplés ou désaccouplés. C'est un système que l'on rencontre couramment dans les engins de transport frigorifiques (camions frigorifiques, conteneurs refroidis, etc.).

Machine frigorifique à couplage de machines classiques

La figure I.11 montre le schéma de fonctionnement du système tritherme. Deux machines, l'une motrice et l'autre génératrice fonctionnant chacune selon un cycle Rankine classique sont couplées mécaniquement au niveau de la turbine ou d'un moteur de détente et du compresseur pour constituer le système tritherme. Il existe aussi une variante où la turbine est couplée à un générateur électrique, qui fournit l'énergie nécessaire à l'alimentation du moto-compresseur. Dans certains systèmes, pour lesquels le fluide de la boucle motrice est le même que celui de la boucle génératrice, le condenseur utilisé est le même pour les deux cycles. Ce type de systèmes développé depuis trente ans, a été étudié surtout pendant les années 70, en vue des applications solaires [6-11].

Un aspect important des études menées sur ce système a été le choix du fluide de travail. Normalement, les fluides de travail des cycles moteur et frigorifique ne sont pas les mêmes, mais ils sont généralement tous les deux de nature organique. Les résultats expérimentaux concernant les performances de cette machine sont très encourageants.

Ainsi, par exemple, la figure I.12 montre les performances d'un climatiseur d'air à double cycle de Rankine couplés, développé par la société General Electric, pour l'utilisation de l'énergie solaire.

Les fluides utilisés sont le R11 pour le moteur et le R22 pour le réfrigérateur. Sur cette figure, on note également des valeurs d'efficacité frigorifique comprises entre 0,6 et 0,75 pour des températures de la source chaude comprises entre 79 et 110°C, de 19 à 28°C pour la source intermédiaire et une température d'évaporation du R22 comprise entre 3 à 16°C. Ces résultats conduisent à un rendement exergétique entre 8 et 15% [12].

Une autre façon de coupler les cycles de Rankine est montrée sur la figure I.13 (a). La machine dont l'alimentation énergétique est de type solaire, utilise un moteur à cycle de Rankine à R113 pour produire de l'électricité, dont on peut se servir pour faire fonctionner un réfrigérateur à R12.

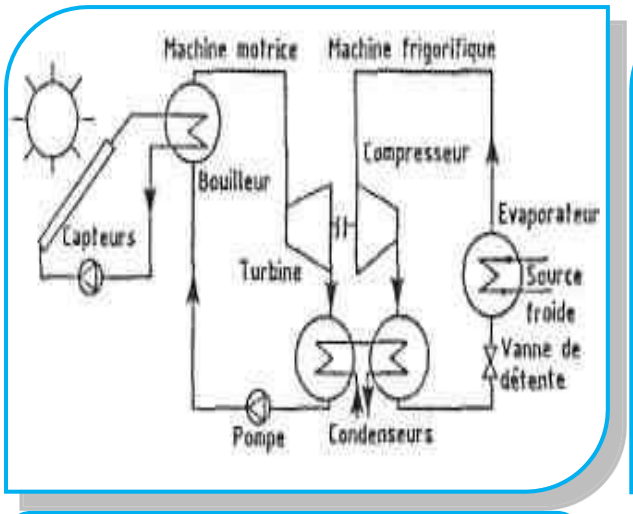


Figure I.11 : Schéma d'une machine frigorifique solaire à double cycle de Rankine couplés.

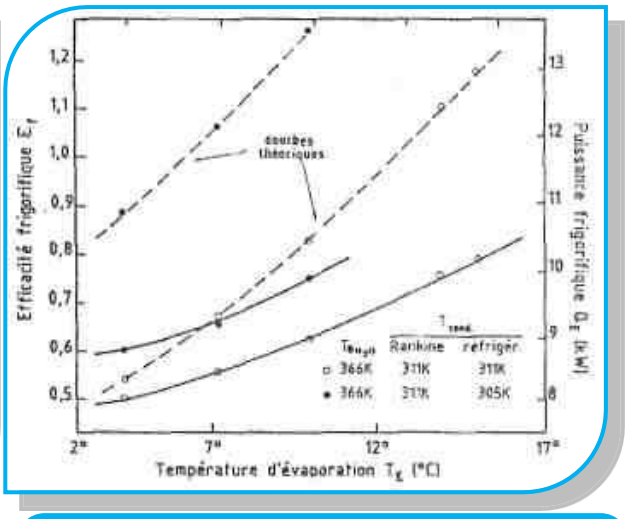


Figure I.12 : Performances d'une machine à double cycle de Rankine couplés en fonction des températures des sources

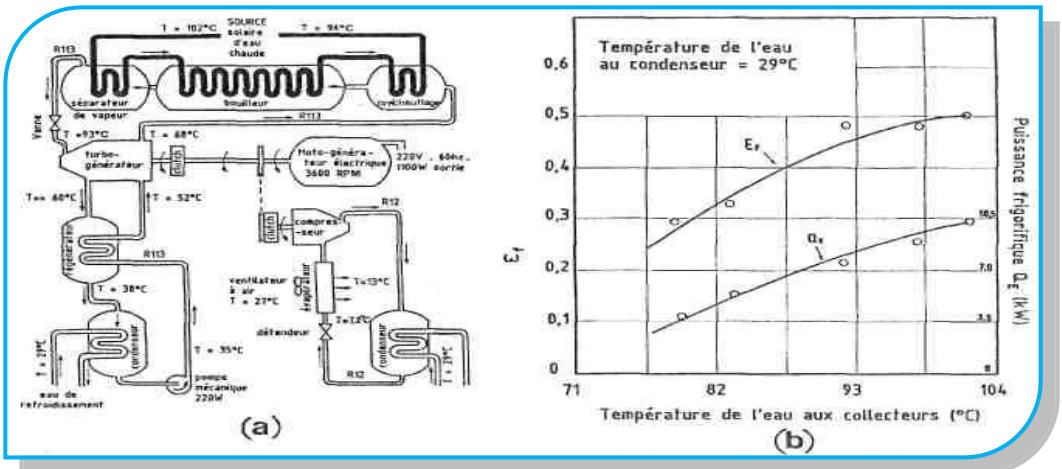


Figure I.13 : a) Machine thermodynamique électrogène solaire à cycle de Rankine de 10kW, qui alimente une machine frigorifique classique à compresseur [14].
b) Efficacité frigorifique de cette machine en fonction de la température de la source chaude (celle des collecteurs solaires)

L'efficacité frigorifique obtenue en fonction de la température de la source chaude dans cet ensemble varie entre 0,3 et 0,5 pour une température de source intermédiaire de 29°C et une température à l'évaporateur de 7°C (figure I.13 b).

Ces résultats conduisent à des rendements exergétiques compris entre 6 et 8%. Malgré ces performances, il semble que le développement, ainsi que la commercialisation de cette machine ont été arrêtés du fait de son prix excessif et des problèmes liés aux instabilités du système, engendrées par les variations de la source chaude [12-13].

Machine frigorifique à moto-compresseur à piston libre

Cette machine est une version modifiée et très originale de la machine à cycles de Rankine couplés, comme on peut le voir sur les figures I.14 (a) et (b).

Dans ce système, les fonctions mécaniques de la machine (pompe, moteur et compresseur) sont assurées par un ensemble de trois pistons libres, se déplaçant selon un mouvement alternatif, dans une enceinte cylindrique hermétique [15]. Cet ensemble se déplace grâce à l'énergie mécanique donnée par la détente du fluide sur le piston moteur. Un seul fluide et un seul condenseur sont utilisés dans le système. La même machine peut aussi fournir l'énergie électrique requise pour l'entraînement des auxiliaires : ventilateurs, pompe de circulation par exemple. L'installation est alors autonome.

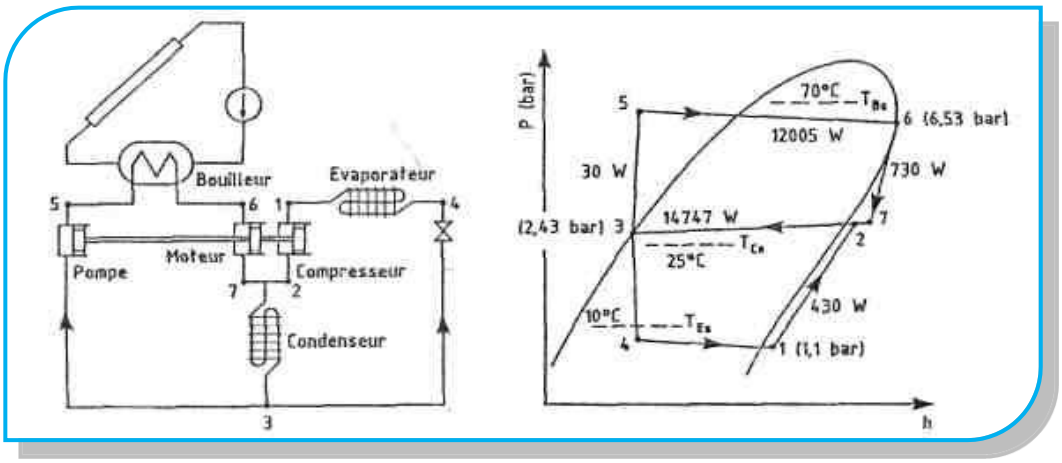


Figure I.14 : a) Schéma de fonctionnement d'une machine frigorifique à piston libre à double effet. b) cycle thermodynamique pression - enthalpie [16].

Les résultats obtenus avec un prototype de ce type de machine mis au point par D. VOKAER [16] font l'objet de la figure I.15. A son point optimal de fonctionnement (T_B = 70°C, T_C = 25°C et T_E = 10°C), l'efficacité frigorifique de cette machine utilisant le R114 est de 0,25, avec un rendement exergétique de 10%. Tandis que l'utilisation du R12, pour le même point optimal donne une efficacité frigorifique de 0.27, avec un rendement exergétique de presque 11%.

Parmi les avantages de ce système, on peut noter :

- utilisation de tout type de fluides compressibles ;
- aptitude à fonctionner à des températures de source chaude très basses (à partir de 50°C);
- souplesse de fonctionnement lorsque les températures des sources varient.

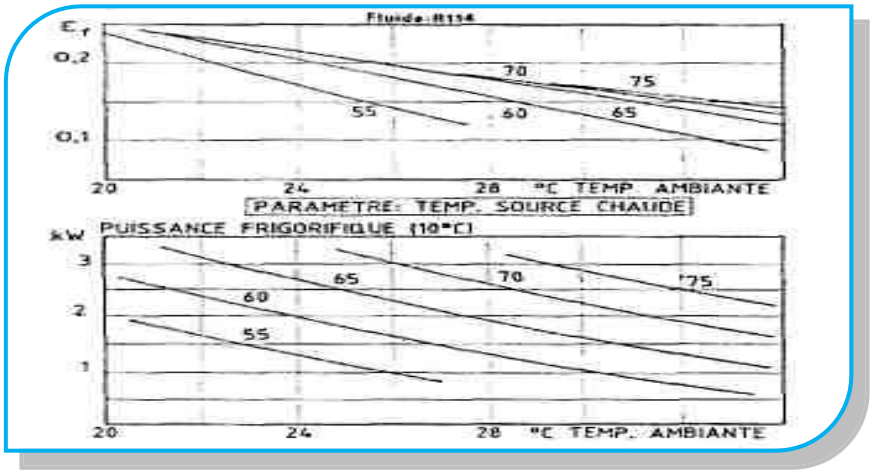


Figure I.15 : Efficacité frigorifique et puissance frigorifique d'une machine frigorifique à piston libre, fonctionnant avec du R114 en fonction des températures des sources [16].

I.3.1.1.2 Systèmes intégrés

Ce qui utilise l'énergie thermique et ce qui produit le froid forment, dans ces systèmes intégrés, un tout indissociable. On trouve, dans cette vaste catégorie, les systèmes à éjection et les systèmes à sorption.

I.3.1.1.2.1 Systèmes à éjection (↑W) (L→V)

L'aspiration, hors de l'évaporateur frigorifique de la vapeur formée, est obtenue par l'utilisation d'un *éjecteur*, appareil statique fonctionnant grâce à l'énergie cinétique d'un flux continu de vapeur que l'on y injecte. La vapeur est issue d'une chaudière ou bouilleur alimenté par l'énergie thermique que consomme la machine. Les systèmes à éjection peuvent être *monoétagés*, ou *polyétagés*.

Le système frigorifique à éjection, bien que fondamentalement différent du système à compression, utilise néanmoins, lui aussi, une méthode mécanique pour extraire la vapeur formée dans l'évaporateur frigorifique.

Dans le système à compression, l'extraction de la vapeur résulte de l'aspiration mécanique du compresseur qui maintient la pression dans l'évaporateur à un niveau suffisamment bas.

Dans le système à éjection, l'extraction de la vapeur est aussi le fait de l'aspiration mécanique de la vapeur par l'abaissement de pression qui résulte de la mise en vitesse de cette vapeur dans la partie convergente de l'éjecteur.

I.3.1.1.2.2 Systèmes à sorption

Dans ces systèmes, la vapeur de frigorigène issue de l'évaporateur frigorifique est mise en présence d'une substance qui a de l'affinité pour le frigorigène. Les molécules de celui-ci, fixées par le *sorbant*, disparaissent de la phase vapeur créant l'effet d'aspiration souhaité. Selon la nature du sorbant, on distingue les systèmes à ABsorption des systèmes à ADsorption.

I.3.1.1.2.2.1 *Systèmes à absorption* (sorbant liquide).

Pour réaliser son effet frigorifique, une machine à absorption utilise un mélange à deux constituants : le solvant (S) ou absorbant et le fluide frigorigène (F).

Ce mélange change de concentration, voire d'état physique, entre une phase liquide et une phase vapeur, tout au long du cycle thermodynamique. Ces transformations sont principalement réalisées par des apports ou par des prélèvements de chaleur, assurés par chacune des trois sources thermiques nécessaires à la machine.

Le schéma de la figure I.16 montre le principe de fonctionnement d'une machine à absorption. Un mélange de S et de F à haute pression dans le bouilleur est partiellement distillé par l'apport de chaleur Q_B de source chaude. La phase vapeur, très riche en F, sort du bouilleur pour aller au condenseur et un liquide (Lp) pauvre en F, est extrait du bouilleur. La vapeur se condense dans le condenseur en abandonnant la chaleur Q_C à la source intermédiaire. Le condensât à haute pression se détend dans le détendeur D_2 et entre à basse pression dans l'évaporateur où le fluide se vaporise totalement en absorbant la chaleur Q_E de la source froide. Le liquide (Lp) pauvre en F se détend dans le détendeur D_1 jusqu'à la pression de l'absorbeur, où il se mélange avec le fluide frigorigène. Ce mélange produit par réaction exothermique la chaleur Q_A, qui est dégagée vers la source intermédiaire. Enfin, la pompe remet sous haute pression le liquide (Lr) riche en F formé dans l'absorbeur et le renvoie au bouilleur, en consommant la puissance mécanique (ou électrique) $\dot{W}_p$.

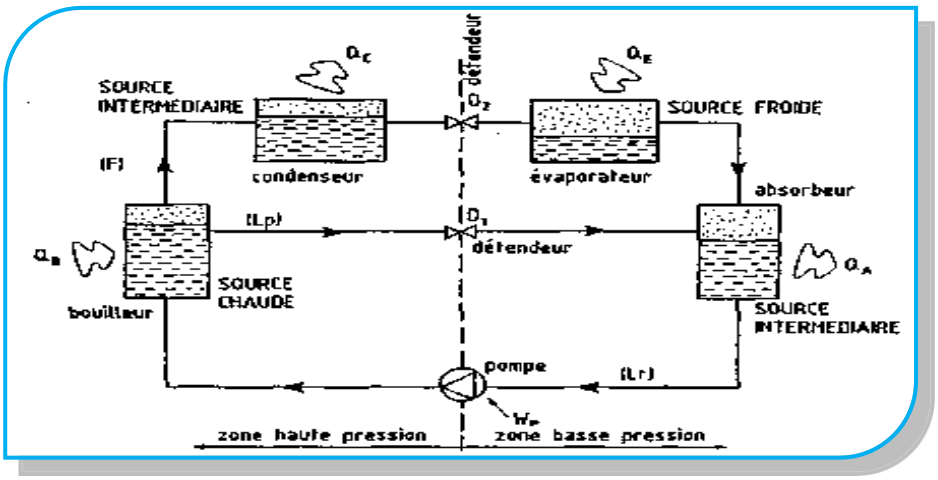


Figure I.16 : Schéma d'une machine tritherme à absorption : F - fluide frigorigène ; Lp - liquide pauvre en fluide frigorigène ; Lr - liquide riche en fluide frigorigène.

L'efficacité frigorifique de cette machine définie par l'équation (I.1), en négligeant la consommation de puissance électrique $\dot{W}_p$, dépend non seulement des températures des sources, mais aussi du couple de fluides de travail utilisé.

Les couples H_2O - NH_3 et le couple LiBr - H_20 sont les plus utilisés, tandis que pour les couples solide - liquide, les couples, NaSCN - NH_3 et $CaCl_2$ - NH_3, ainsi que les mélanges ternaires CH_3OH - LiBr - $ZnBr_2$ et sont actuellement en cours d'études [17].

Une étude comparative de ce système faite à partir des données bibliographiques sur le plan de l'efficacité frigorifique et du rendement exergétique est présentée sur les figures I.17 et I.18.

Sur ces figures on voit l'évolution de l'efficacité frigorifique et du rendement exergétique en fonction de la température de la source chaude. Bien que les conditions opératoires ne soient pas exactement les mêmes pour tous les systèmes étudiés, on constate que pour des températures de source chaude comprises entre 70 et 90°C, c'est le couple H_20 - LiBr qui donne les meilleures performances, car tous les autres systèmes ont besoin de températures de source chaude plus élevées pour démarrer. Pour des températures supérieures à 90°C, la machine à H_20 - LiBr atteint ses performances limites et les autres systèmes notamment ceux utilisant les mélanges ternaires CH_3OH - LiBr - $ZnBr_2$ et arrivent à des performances comparables à celles du couple H_20 - LiBr. Au-delà de 100°C la machine à CH_3OH - LiBr - $ZnBr_2$ devient la plus performante du point de vue énergétique et exergétique.

Cependant on constate aussi que pour des températures de source chaude supérieures à 110°C l'efficacité frigorifique de tous les systèmes devient constante et son rendement exergétique commence à diminuer légèrement, ce qui représente un inconvénient pour l'utilisation des sources dont la température est à un niveau moyen.

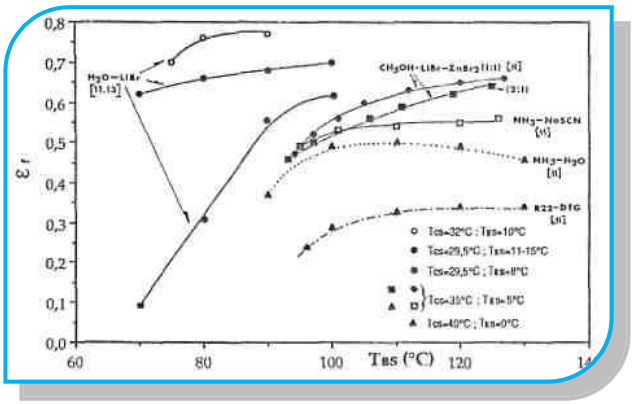


Figure I.17 : Efficacité frigorifique en fonction de ta température de ta source chaude pour différents systèmes à absorption

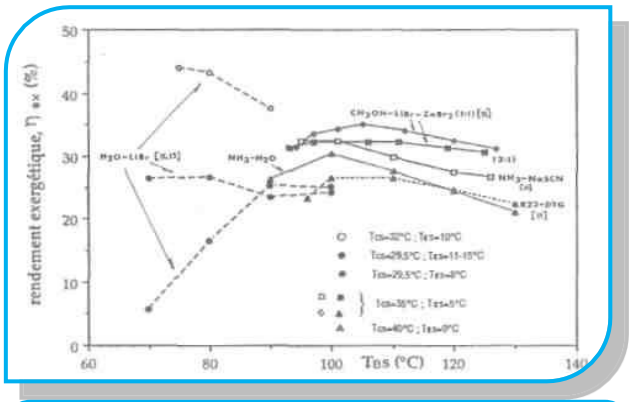


Figure I.18 : Rendement exergétique en fonction de la température de la source chaude pour différents systèmes à absorption

Malgré les performances très élevées du couple H_20 - LiBr il reste à résoudre encore des problèmes importants liés au démarrage, au fonctionnement à charge partielle [18] et à la cristallisation du LiBr dans le générateur et dans l'absorbeur [19]. D'autre part, les applications du couple H_20 - LiBr pour la production de froid sont limitées à 4°C environ. Quand il s'agit de réaliser des machines frigorifiques à température de source froide négative, l'ammoniac reste le fluide frigorigène le plus utilisé. Donc, actuellement on préfère toujours utiliser, dans les machines industrielles de réfrigération, le couple que F. CARRE utilisait déjà en 1850, c'est-à-dire, le couple NH_3 - H_2O. Cependant, des développements récents laissent espérer que les dérivés halogènes des hydrocarbures, et notamment le R22, pourront être utilisés en association avec des dérivés de l'éthylène-glycol et du propylène-glycol comme absorbants [4]. Il semblerait aussi que l'utilisation des absorbants solides comme $CaCl_2$, NaSCN, SrG2, etc., donnent des résultats encourageants, mais l'utilisation des absorbants solides est nécessairement intermittent, facteur qui limite leur application. Donc les molécules absorbées ont alors accès à toutes les molécules absorbantes constituant la totalité de la masse de l'absorbant. Selon l'architecture utilisée, on rencontre :

- des ***systèmes continus*** **(↑W) (L→V)** dont la production de froid est continue. L'usage de pompes de circulation des solutions absorbantes impose la consommation d'énergie mécanique. Selon l'architecture on distingue :
  - *les systèmes monoétagés à générateur simple effet,*
  - *les systèmes monoétagés à générateur double effet,*
  - *les systèmes polyétagés.*

  C'est la famille des systèmes à absorption continus qui représente la plus importante partie des systèmes thermofrigorifiques intégrés actuellement utilisés ;
- des ***systèmes intermittents*** **(L↔V)** qui permettent d'éviter la pompe de circulation. Cette famille est tout à fait marginale ;
- des ***systèmes continus à absorption-diffusion*** **(L→V)** ; en utilisant, dans le circuit interne du système, en plus du couple frigorigène-absorbant, un gaz qui n'intervient nullement dans le processus de production du froid mais qui compense, par sa présence, la différence de pression du frigorigène entre les parties froides et chaudes de la machine, on réalise un circuit pratiquement isobare. La pompe de circulation des solutions n'a alors à vaincre que de faibles différences de pression de nature hydrostatique. Une pompe « à bulles », qui fonctionne par apport thermique (comme dans les cafetières électrique où l'eau bouillante est « remontée » de quelques centimètres par la formation de bulles résultant du chauffage), est suffisante. Les très nombreux « réfrigérateurs à absorption» qui fonctionnent dans le monde appartiennent à cette famille ;

- des **systèmes continus à résorption (↑W) (A→V)** ; dans ces systèmes, très peu courants, l'effet thermique de production du froid ne résulte pas, comme dans les systèmes précédents, de la transformation liquide → vapeur mais de la désorption de la vapeur de frigorigène hors d'une solution convenable. De même, la condensation du frigorigène est remplacée, ici, par le phénomène d'absorption (résorption).

I.3.1.1.2.2.2 *Systèmes à adsorption* (sorbant solide).

Contrairement au système à absorption basé sur l'équilibre entre une solution liquide et sa vapeur, le système à adsorption utilise le principe de l'équilibre entre une phase vapeur et sa phase adsorbée à la surface d'un solide finement divisé, une zéolithe par exemple.

Le processus d'adsorption (fixation à la surface du solide - adsorbant - d'une certaine quantité de fluide initialement à l'état vapeur - adsorbat) étant exothermique et celui de désorption étant endothermique, les échanges de chaleur avec les sources conduisent soit à l'adsorption, soit à la désorption d'une certaine quantité de fluide. La figure I.19 schématise une installation correspondant à un réfrigérateur à adsorption qui fonctionne de façon intermittente. Pendant la journée le rayonnement solaire ou une autre source de chaleur chauffe le réservoir sous vide contenant la zéolithe, jusqu'à une température de 100 - 110°C. A environ 35 - 40°C débute la séparation entre le solide et l'eau adsorbée et la pression du système augmente. Lorsque la pression est égale à la pression de vapeur saturante du condenseur, la vapeur d'eau se condense en cédant de la chaleur à la source intermédiaire et le liquide est accumulé dans un réservoir. Pendant la nuit la zéolithe est refroidie jusqu'à la température ambiante et peut à nouveau adsorber une certaine quantité d'eau sous faible pression de vapeur.

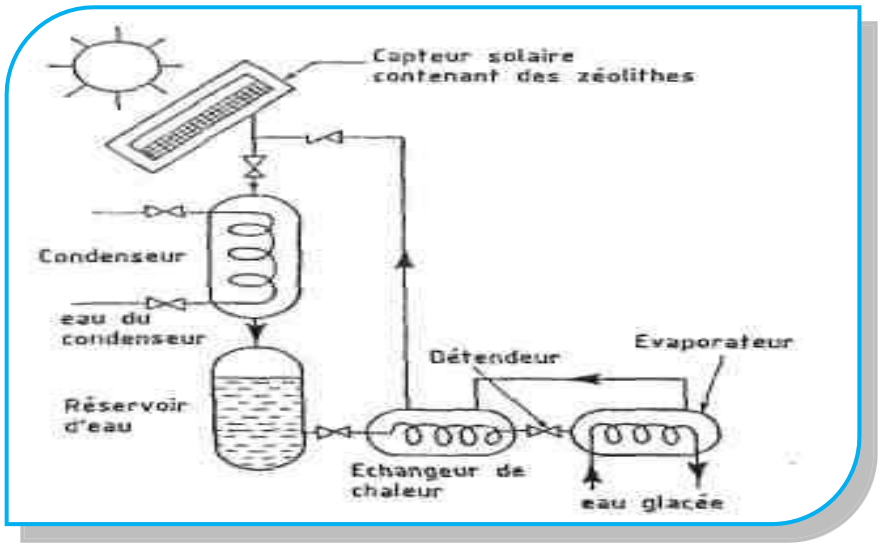


Figure I.19 : Machine tritherme à adsorption par système à zéolithes, l'eau étant le fluide frigorigène [4].

Le liquide en provenance du réservoir se vaporise dans l'évaporateur où la température d'évaporation est de l'ordre de 3 à 4°C. La vapeur produite est adsorbée par la zéolithe, la chaleur d'adsorption étant évacuée vers l'atmosphère. A la fin du cycle nocturne, la zéolithe a adsorbé toute la vapeur et le cycle peut recommencer. Comme pour toutes les autres machines trithermes, l'efficacité frigorifique de cette machine dépend non seulement des niveaux de températures des sources, mais aussi des couples adsorbant -fluide frigorigène. Actuellement les couples les plus utilisés sont la zéolithe 13X/H_2O, le CA35/méthanol, ainsi que LiCl/CH_3NH_2. L'efficacité frigorifique obtenue expérimentalement avec le couple zéolithe 13X/H_2O est comprise entre 0,24 et 0,38 pour les températures suivantes : T_B= 97 à 137°C ; T_C= 31 â 42°C et T_E=0°C [20, 21].

Ces valeurs donnent un rendement exergétique interne compris entre 16 et 19,8%. L'efficacité frigorifique atteinte avec le couple CA35/méthanol a été de 0,335 pour les températures T_B=85 à 95°C ; T_C=30°C et T_E=-3°C [22]. Le rendement exergétique interne correspondant est de 25%, valeur supérieure à celle obtenue avec les zéolithes. Les applications principales de ce type de machine ont eu comme finalité la production de glace ou de froid utilisant l'énergie solaire ; aucune d'entre elles n'a eu jusqu'à présent d'applications industrielles.

L'avantage principal de ce système est son autonomie énergétique, car il n'y a besoin d'aucun système mécanique. Cependant, les inconvénients sont encore importants. Il s'agit tout d'abord de la difficulté engendrée par la nécessité de maintenir l'ensemble des circuits et du collecteur à très basse pression ; ensuite de celle qui est inhérente aux pertes thermiques au niveau du réfrigérateur et enfin bien entendu, de l'intermittence du cycle qui rend difficile les applications industrielles de cette machine. Selon le mode de fonctionnement et l'architecture utilisés :

- des ***systèmes intermittents*** **(L↔V)** pour la réalisation de petits réfrigérateurs, pour sérums et vaccins, fonctionnant à l'énergie solaire. Ils ne requièrent aucune énergie mécanique auxiliaire ;
- des ***systèmes quasi continus*** **(↑W) (L→V)** dont divers prototypes de systèmes de ce genre ont été réalisés. Ils utilisent alors des couples de capacités, renfermant les substances adsorbantes et fonctionnant, alternativement, l'une refroidie, comme *adsorbeur* fixant la vapeur de frigorigène quittant l'évaporateur frigorifique, et l'autre chauffée, comme *générateur de vapeur* destinée au condenseur de frigorigène. Ils nécessitent l'utilisation d'une certaine quantité d'énergie mécanique (pour les pompes des fluides caloporteurs).

I.3.1.2 Changement d'état chimique du frigorigène

Dans les **systèmes thermochimiques**, au cours de leur cycle de fonctionnement, la molécule de frigorigène passe alternativement de l'état de composé chimique avec d'autres molécules (**C**) à l'état de vapeur (**V**) et vice-versa.

Les composés réagissant avec la vapeur de frigorigène étant généralement solides, on parle alors de *systèmes thermochimiques solide-gaz*. Au cours de ces changements d'états chimiques, d'importantes enthalpies de transformation sont mises en œuvre (enthalpies de réaction). Tous ces systèmes thermochimiques sont *intégrés*, ce qui utilise l'énergie thermique fournie par l'extérieur et ce qui produit le froid formant un tout indissociable.

Les **systèmes thermochimiques à changement d'état physique du frigorigène** sont ceux où le frigorigène change également d'état physique au cours du cycle : on observe ainsi, dans certaines phases du cycle, les transformations vapeur → liquide puis liquide → vapeur lors de la production de froid C ↔ V↔ L. Ils exigent tous que la vapeur de frigorigène soit condensable dans le domaine de températures où la chaleur est extraite vers l'extérieur du système. Ils ne sont donc utilisables qu'avec certains fluides actifs. Il en existe deux types :

- les ***systèmes intermittents à un seul réacteur chimique et condenseur-évaporateur de frigorigène*** C ↔ V↔ L, les plus simples, qui ont l'inconvénient d'une production de froid discontinue mais l'avantage de ne requérir aucune quantité d'énergie mécanique.
  Ils sont le pendant des systèmes intermittents à adsorption ;
- les ***systèmes quasi continus à plusieurs réacteurs chimiques et condenseur-évaporateur de frigorigène*** (↑W) C ↔ V↔ L qui correspondent aux systèmes de production de froid quasi continue à adsorption et exigent, eux aussi, la fourniture d'énergie mécanique.

I.3.2 Systèmes où le fluide actif (frigorigène) ne change pas d'état

Au cours des cycles thermodynamiques mis en œuvre dans ces systèmes, les fluides actifs (frigorigènes) ne changent pas d'état et restent gazeux. On trouve dans cette catégorie différents types de systèmes.

I.3.2.1 Systèmes dissociables

Il s'agit de l'association d'un moteur thermique entraînant un système mécanofrigorifique à évolution d'un fluide actif qui reste gazeux. Ce dernier peut suivre un des cycles cités ci-après, qui présentent plutôt de l'intérêt pour la production de basses températures :

- le *cycle de Brayton* (que certains dénomment *cycle de Joule*), association de deux transformations isobares, d'une détente isentropique (évidemment si l'on considère le cycle idéal; dans la réalité on s'écarte quelque peu de cette transformation théorique), au cours de laquelle la température du fluide actif s'abaisse, et d'une compression également isentropique ;
- le *cycle de Siemens*, association de deux transformations isobares, d'une détente isentropique et d'une compression isotherme (évidemment si l'on considère le cycle idéal ; dans la réalité on s'écarte quelque peu de cette transformation théorique) ;

- le *cycle d'Ericsson*, association de deux transformations isobares, d'une détente isotherme s'effectuant à basse température pour la production de froid et d'une compression isotherme s'effectuant à température plus haute ;
- le *cycle de Stirling*, association de deux transformations isochores, d'une détente isotherme et d'une compression isotherme. Si l'on peut, à partir d'un moteur thermique et d'un compresseur, disposer d'un flux de gaz comprimé, d'autres cycles frigorifiques sont également possibles : *cycle de Gifford-Mac Mahon, cycle de Solvay* ou *cycles du tube à gaz pulsé.*

Dans les années 1970, les ingénieurs soviétiques de l'École d'Odessa ont proposé l'utilisation d'ensembles turbine à gaz motrice + cycle mécanofrigorifique à gaz du type Joule-Brayton, pour la production de froid à des températures généralement comprises entre – 50 et – 80 °C.

I.3.2.2 Systèmes intégrés :

On rencontre dans cette famille, où le frigorigène reste gazeux :

- **Systèmes thermofrigorifiques à cycle mécanique (ou électrique)**

Le système thermofrigorifique utilisant le *cycle de Vuilleumier* entre dans cette catégorie.

- **Systèmes thermochimiques**

Ce sont ceux où l'on n'observe aucun changement d'état physique du fluide actif, celui-ci restant gazeux en permanence lorsqu'il est extrait du composé chimique (C ↔ V). Comme ces systèmes n'imposent pas que la vapeur de frigorigène soit condensable dans le domaine de températures où la chaleur est extraite vers l'extérieur, on peut donc utiliser avec eux une plus grande variété de fluides actifs. Il existe deux types de systèmes :

- ❖ les systèmes intermittents à deux réacteurs chimiques, très simples, qui mettent en œuvre, dans les réacteurs chimiques, deux composés solide-gaz différents. Ils ont l'inconvénient d'une production de froid discontinue mais l'avantage de ne requérir aucune quantité d'énergie mécanique ;
- ❖ les systèmes quasi continus à plusieurs réacteurs chimiques (↑W)(C↔V) qui mettent en œuvre plusieurs composés solide-gaz différents, disposés dans divers réacteurs qui peuvent communiquer thermiquement, les uns avec les autres, par circulation de fluides caloporteurs.

Les architectures de ces systèmes peuvent être très variées. Ils permettent une production de froid sensiblement continue mais imposent l'usage d'une petite quantité d'énergie mécanique.

I.3.3 Autres systèmes

Le ***générateur thermoélectrique SEEBECK associé à un ou plusieurs modules à effet PELTIER***, actuellement d'une très faible efficacité, n'est pas utilisé.

I.4 MACHINE FRIGORIFIQUE A EJECTO - COMPRESSION

Le but de ce paragraphe est de présenter le principe de fonctionnement de la machine frigorifique tritherme à éjecto-compression, ainsi que son cycle thermodynamique. Le fonctionnement de l'éjecteur sera aussi analysé du point de vue aérodynamique et thermique, en faisant spécialement attention aux régimes d'écoulement dans celui-ci.

I.4.1 Principe de fonctionnement de la machine

La figure I-20.a représente schématiquement le circuit du système à éjection le plus simple qui soit, à un seul étage d'éjecteur. Il est formé de deux boucles :

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

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

Ici, c'est la même substance qui est utilisée comme frigorigène et comme fluide moteur ; il en est généralement ainsi.

Nota : « rien n'empêcherait d'utiliser deux fluides formant deux liquides non miscibles dans la bouteille de liquide. L'un dévolu au rôle de frigorigène alimenterait, seul, le détendeur du cycle frigorifique tandis que l'autre, utilisé comme fluide moteur et prélevé à un niveau différent de la bouteille serait, seul, repris par la pompe pour alimenter le bouilleur. »

En appelant : $\dot{Q}_E$, la puissance frigorifique produite, $\dot{Q}_C$, la puissance calorifique rejetée dans le circuit de refroidissement du condenseur, $\dot{Q}_B$, la puissance thermique « motrice » fournie au système de chauffage du bouilleur et $\dot{W}$ la (petite) puissance mécanique consommée par la pompe, on a, en appliquant le premier principe (et en considérant, pour simplifier, comme négligeables les pertes thermiques de l'ensemble du circuit vis-à-vis de l'extérieur) :

$$+|\dot{Q}_E| - |\dot{Q}_C| + |\dot{Q}_B| + |\dot{W}| = 0$$

Notons que $|\dot{Q}_B| \gg |\dot{W}|$; ce système est essentiellement thermofrigorifique en dépit de ce petit apport d'énergie mécanique nécessaire à la pompe alimentaire.

La figure 1.b représente le tracé dans le diagramme enthalpique p – h de l'ensemble des cycles combinés frigorifique et moteur que ce système met en œuvre :

- de 1 à 2, le frigorigène aspiré est mélangé au fluide moteur, son enthalpie s'en trouve accrue
- de 2 à 3, l'ensemble des vapeurs, frigorifique et motrice, est comprimé dans le diffuseur de l'éjecteur de P_E à P_C ;
- de 3 à 4, la vapeur issue de l'éjecteur est, sous la pression constante P_C, désurchauffée puis condensée à T_C. Le liquide formé est (légèrement) sous-refroidi ;
- de 4 à 5, le fluide utilisé comme frigorigène est détendu de P_C à P_E dans l'organe de détente D. Cette détente, irréversible, est isenthalpique ;
- de 5 à 6, le frigorigène se vaporise dans l'évaporateur E, sous la pression constante P_E et à la température T_E en produisant le froid utile (on suppose ici que la vapeur quitte l'évaporateur à l'état saturé) ;
- de 6 à 1, la vapeur se réchauffe dans la conduite d'aspiration de l'éjecteur.

Par ailleurs :

- de 4 à 7, le liquide est transporté, par la pompe P, de la bouteille de liquide BL, où règne la pression P_C, vers le bouilleur B où règne la pression $P_B > P_C$. On note que la transformation $4 \rightarrow 7$ n'est pas exactement une isotherme puisque l'énergie apportée à la pompe se retrouve dans le liquide transporté qui s'échauffe (mais très peu) ;
- de 7 à 8, dans le bouilleur B, le liquide s'échauffe, puis il se vaporise sous la pression constante P_B à la température T_B, enfin la vapeur formée se surchauffe, à pression constante, jusqu'à la température T_8 ;
- de 8 à 9, la vapeur formée se détend dans le système d'injection de l'éjecteur.

On remarque que le cycle total est la superposition :

- du cycle frigorifique CF (1 → 2 → 3 → 4 → 5 → 6 → 1), décrit dans le sens inverse des aiguilles d'une montre (cycle consommateur d'énergie mécanique) ;
- du cycle moteur CM (2 → 3 → 4 → 7 → 8 → 9 → 2), décrit dans le sens des aiguilles d'une montre (cycle producteur d'énergie mécanique).

Ce système thermofrigorifique a été introduit par les travaux de l'ingénieur français Maurice Leblanc (1857-1923) sur les cycles à eau (1903, brevet sur l'éjecteur de vapeur d'eau – 1908, brevet d'une machine frigorifique à éjection de vapeur d'eau). Il est peu utilisé car les problèmes qu'il pose sont plus des problèmes de mécanique des fluides que des problèmes de thermodynamique. Un éjecteur performant est difficile à réaliser, surtout lorsque les débits volumiques de vapeur à déplacer ne sont pas très importants.

Le système frigorifique à éjection, bien que fondamentalement différent du système à compression, utilise néanmoins, lui aussi, une méthode mécanique pour extraire la vapeur formée dans l'évaporateur frigorifique. Dans le système à compression, l'extraction de la vapeur résulte de l'aspiration mécanique du compresseur qui maintient la pression dans l'évaporateur à un niveau suffisamment bas.

Dans le système à éjection, l'extraction de la vapeur est aussi le fait de l'aspiration mécanique de la vapeur par l'abaissement de pression qui résulte de la mise en vitesse de cette vapeur dans la partie convergente de l'éjecteur.

Dans un tel système, la pompe mécanique est le seul composant qui a des parties en mouvement et qui nécessite de l'énergie mécanique (ou électrique).

Pour le cycle à éjecto-compression, l'efficacité frigorifique est définie par :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_B + \dot{W}_P} \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I.14}$$

Si on néglige la puissance de la pompe, $\dot{W}_p \sim 0$, l'équation (I.14) devient :

$$\varepsilon * = \frac{Q_E}{Q_B} \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I.15}$$

En désignant par Δh_E et Δh_B les variations de l'enthalpie massique des fluides dans l'évaporateur et le bouilleur respectivement, par ṁ' et ṁ" les débits massiques du fluide moteur et du fluide frigorigène respectivement, et par w_p l'énergie mécanique par unité de masse du fluide moteur, l'efficacité frigorifique, ε, devient :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}''}{\dot{m}'} \frac{\Delta h_E}{\Delta h_B + w_P} = U \frac{\Delta h_E}{\Delta h_B + w_P} \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I.16}$$

Où U est le taux d'entraînement de l'éjecteur. En accord avec les notations de la figure I.20(b) on peut écrire la relation (I.16) de la façon suivante :

$$\varepsilon = U.\frac{h_0'' - h_6}{h_0' - h_5} \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I.17}$$

On verra plus loin que la nature du fluide de travail joue un rôle très important dans la détermination des performances de la machine et de la valeur de $\dot{W}_p$. Dans ces circonstances il est important de définir aussi le coefficient de performance mécanique ($COP_{méc}$) de la machine à éjecto-compresseur par :

$$COP_{méc} = \frac{Q_E}{W_P} \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I.18}$$

Le rendement exergétique de la machine est déterminé par le rapport de l'exergie fournie à la source froide et de l'exergie totale reçue par le système. En faisant toujours l'hypothèse que la source intermédiaire est le milieu ambiant, elle se calcule de la façon suivante :

$$\eta_{ex} = \frac{\frac{\dot{Q}_E}{COP_C}}{\dot{Q}_B \eta_{motC} + \dot{W}_p} = \frac{\frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_B}}{COP_C . \eta_{motC} . \left[1 + \frac{\dot{W}_p}{\dot{Q}_B . \eta_{motC}}\right]} \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I.19}$$

Où η_{motC} et COP_C sont respectivement le rendement de Carnot de la boucle motrice et le coefficient de performance de Carnot de la boucle frigorifique, définis dans la section I.2.3. Dans la relation (I.19), l'expérience montre que le terme $\dot{W}_p / \dot{Q}_B \eta_{motC} \sim 0$.

Donc, la relation (I.19) devient :

$$\eta_{ex} = \frac{\frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_B}}{COP_C . \eta_{motC}} = \frac{\varepsilon *}{\varepsilon_C} \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I.20}$$

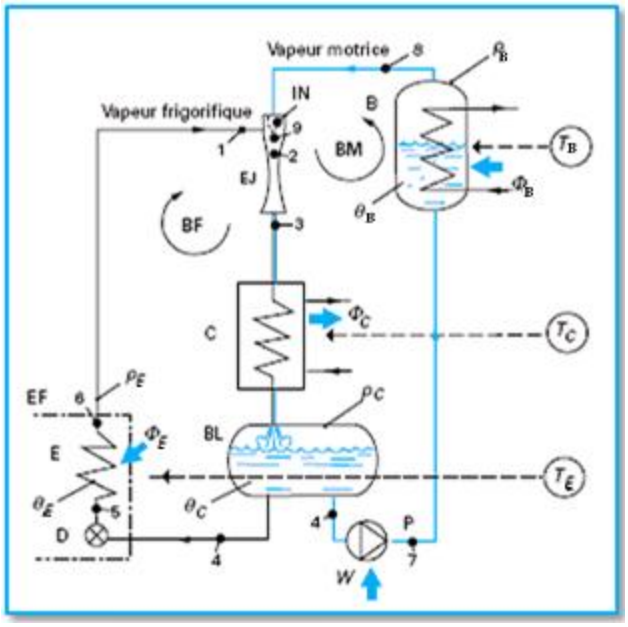
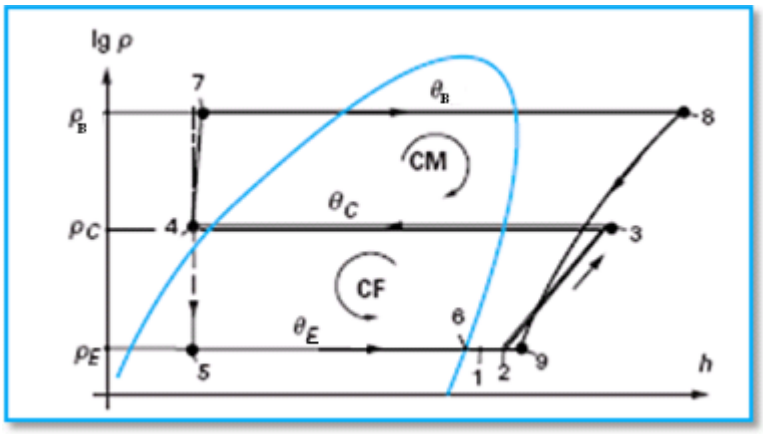


Figure I.20.a -Schéma du circuit où l'on distingue les boucles motrice BM et frigorifique BF.



Ici le fluide actif est unique : il est utilisé comme frigorigène et comme fluide moteur.
FigureI.20.b -tracé dans le diagramme enthalpique lg p - h du cycle suivi par le fluide actif dans ces deux boucles.

Figure I.20 – Système thermofrigorifique à éjecto-compression [23]

I.4.2 Principe de fonctionnement de l'éjecteur

Dans une machine frigorifique à éjecteur, par rapport à une machine frigorifique classique, le compresseur mécanique est remplacé par une boucle motrice et par un éjecteur qui réalise la thermo-compression en utilisant l'énergie cinétique du jet du fluide moteur afin d'aspirer, entraîner et comprimer le fluide frigorigène, L'éjecteur apparaît ainsi comme l'élément essentiel de ce système tritherme. La figure I.21donne le schéma d'un éjecto-compresseur classique, constitué de deux tuyères : la première formée d'un convergent et d'un divergent est appelée "tuyère motrice" ; la deuxième, dite tuyère secondaire, est formée d'une partie convergente, d'une partie cylindrique appelée mélangeur et d'un diffuseur. Dans la tuyère motrice, le fluide primaire arrivant à la pression P_0' se détend jusqu'à la pression P_1 en transformant son enthalpie en énergie cinétique. A la sortie de la tuyère motrice la vitesse du jet est très élevée créant une dépression autour de la section de sortie (point 1). Cette dépression provoque l'aspiration et l'accélération du fluide secondaire : c'est le phénomène d'entraînement.

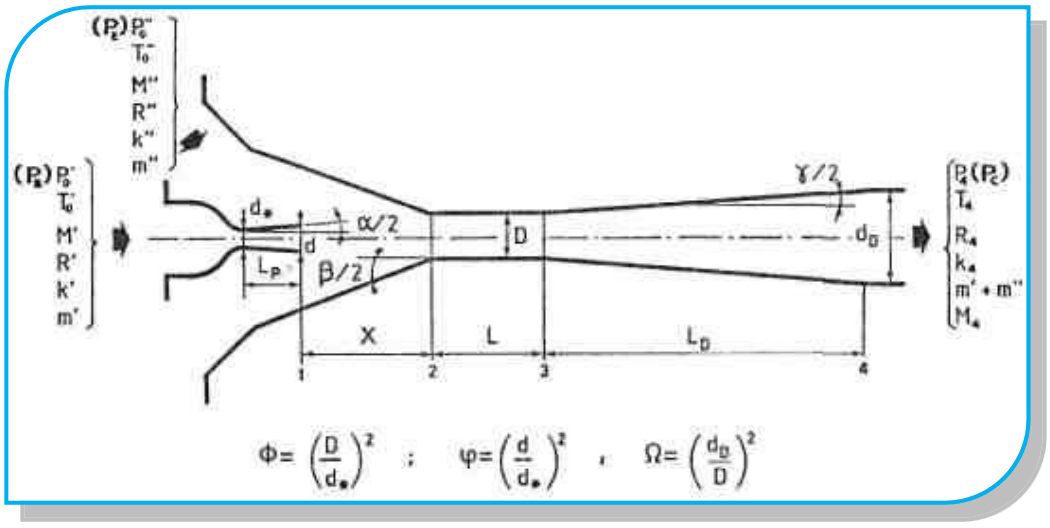


Figure I.21 : Schéma et notations utilisées d'un éjecto-compresseur composé de deux tuyères : une motrice ou primaire et une secondaire.

Ensuite, dans le mélangeur, entre les sections 1 et 2, commence un processus de mélange caractérisé par une très forte interaction entre les deux fluides, correspondant à des échanges irréversibles de masse et de quantité de mouvement, phénomène qui se poursuit dans la partie cylindrique, où l'écoulement est du type FANNO, jusqu'à l'entrée du diffuseur. Globalement le résultat de l'écoulement dans le mélangeur est une nouvelle transformation de l'énergie cinétique des jets mélangés en enthalpie du mélange qui se traduit par une augmentation de la pression de l'ensemble des fluides (point 3).

Une première augmentation de pression due à la formation d'une onde de choc à lieu dans la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur qui peut naître provoquant a l'entrée du diffuseur, d'une part la diminution de la vitesse du fluide qui passe brusquement d'une valeur supersonique à une valeur subsonique, et d'autre part l'intensification brusque du processus de compression du fluide qui se poursuit dans le divergent jusqu'à la pression de sortie de l'éjecteur, c'est-à-dire, jusqu'à celle du condenseur (point 4).

I.4.3 Aérodynamique de l'éjecteur

Nous allons décrire plus en détail les différents types d'écoulement qui peuvent exister dans la tuyère motrice et dans la tuyère secondaire, car les performances de l'éjecteur y sont très sensibles.

I.4.3.1 Régimes d'écoulement dans la tuyère motrice

On suppose que les conditions thermodynamiques amont du fluide primaire sont constantes. Les différents régimes d'écoulement dans la tuyère motrice sont caractérisés par le taux de détente à la sortie δ_S, défini par :

$$\delta_S = \frac{P_S}{P_0'} \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I. 21}$$

Où P_0' et P_S sont respectivement les pressions amont et aval de la tuyère.

On représente simultanément les variations de ce rapport et du nombre de Mach (Ma'*) en fonction de la coordonnée axiale x à la section d'entrée de la tuyère pour diverses valeurs de la pression statique P_S dans la section considérée (figure I.22).

Selon les valeurs de δ_S, il existe quatre régimes d'écoulement :

- Régime 1: $\delta_D \leq \delta_S < 1$

La pression aval P_S est relativement élevée. L'écoulement est subsonique dans toutes les sections. La pression de la section de sortie P_e est égale à la pression aval P_S (courbe 1).

A la limite (courbe 2), lorsque δ_S devient égal à δ_D, la vitesse atteint la vitesse du son au col.

Le régime d'écoulement est subsonique dans le convergent, sonique au col, et subsonique dans le divergent.

Le taux de détente critique au col, $\delta_* = P_* / P_0'$ est égal à :

$$\delta_* = \frac{P_*}{P_0'} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{I. 22}$$

Où γ est le rapport des chaleurs spécifiques à pression et à volume constants.

Dès que $\delta_\alpha < \delta_S = \delta_D$, les perturbations provenant de l'aval ne peuvent plus remonter l'écoulement au-delà du col puisqu'elles se propagent à la vitesse du son. Une diminution de P_S n'aura plus aucun effet au col et en amont de celui-ci. L'écoulement est déterminé uniquement par les conditions amont. La tuyère est dite amorcée.

Le débit massique critique ($\dot{m}'_*$) est calculé par :

$$\dot{m}'_* = \left[\frac{\gamma}{R}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}\right]^{\frac{1}{2}} \frac{P'_0}{\sqrt{T'_0}} S'_* \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots 1.23$$

Où R est la constante du gaz et S'$_*$ la section au col de la tuyère. Le taux de détente δ_D qui correspond à cet état est donné par la relation implicite suivante :

$$\delta_D^{\frac{1}{\gamma}}\left(1-\delta_D^{\gamma-\frac{1}{\gamma}}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \frac{S'_*}{S'_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots 1.24$$

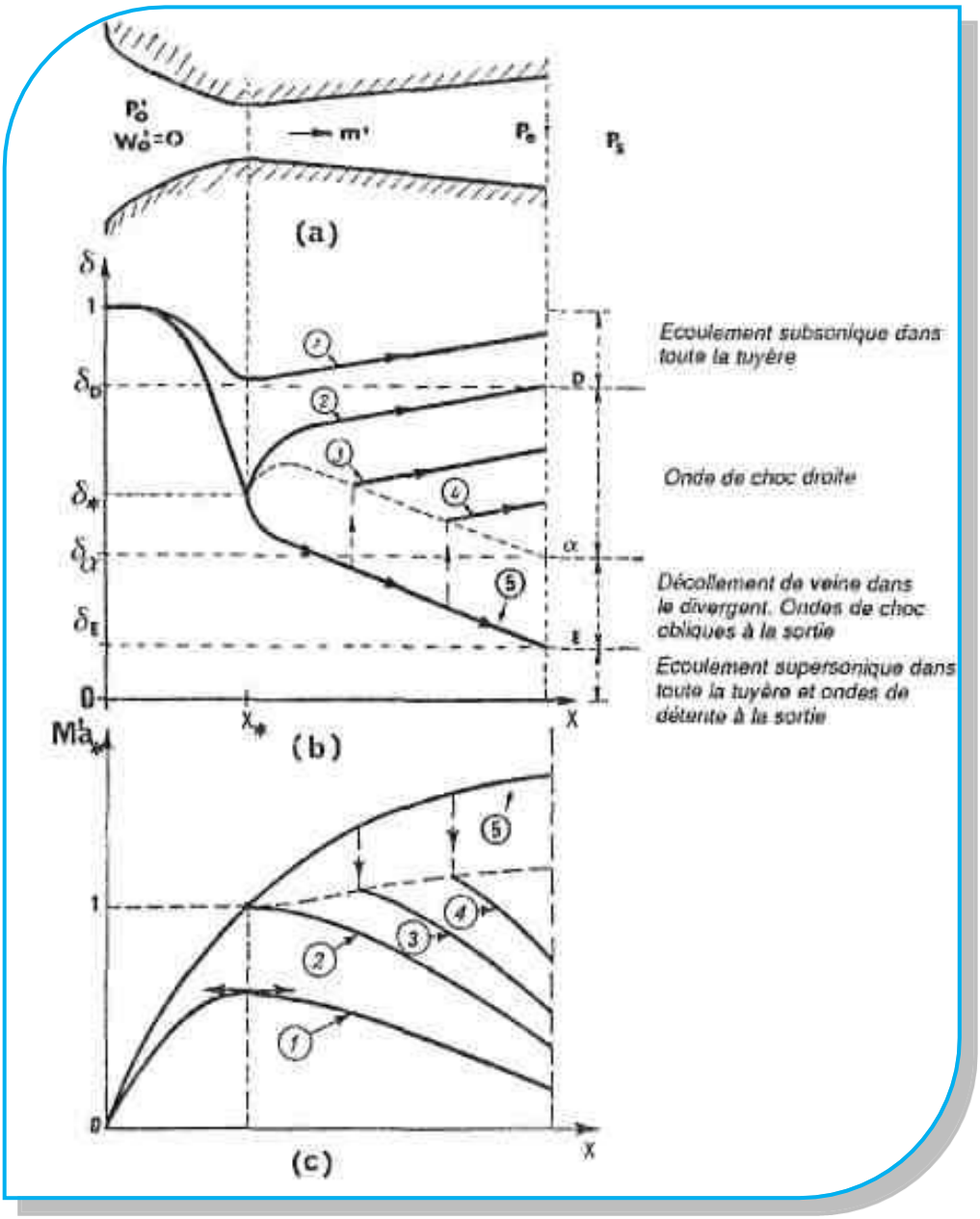


Figure I.22 : Classification des écoulements dans la tuyère motrice :
(a) Schéma de la tuyère ; (b) Distribution des pressions axiales ; (c) Distribution axiale des vitesses

- Régime 2 : $\delta_\alpha < \delta_S < \delta_D$

Les valeurs atteintes au col ne changent plus lorsque P_S continue à diminuer. Une onde de choc normale, où s'accumulent les ondes de pression venant de l'aval apparaît en aval du col (courbe 3) Si P_S et δ_S continuent à diminuer, l'onde de choc qui est le siège d'une compression fortement irréversible s'éloigne du col (courbe 4). La vitesse du fluide est supersonique entre le col et l'onde de choc, subsonique à l'aval de cette onde.

- Régime 3 : $\delta_E < \delta_S < \delta_\alpha$

Lorsque δ atteint la valeur δ_α l'onde de choc atteint la sortie de la tuyère et l'écoulement est supersonique dans tout le divergent. L'expérience montre que si l'on continue à diminuer la pression aval, l'écoulement perd son caractère stationnaire. Il se produit des décollements de veine dans le divergent qui évoluent dans le temps. Des ondes de choc obliques se forment à l'aval du divergent.

- Régime 4 : $\delta_S < \delta_E$

Pour la valeur $\delta_S = \delta_E$, il n'y a plus d'onde de choc dans l'écoulement qui peut théoriquement être totalement réversible thermodynamiquement. Le débit a toujours sa valeur critique, la vitesse étant supersonique dans tout le divergent.

Dans la section de sortie $P_e = P_S$.

Pour $\delta_S < \delta_E$ l'écoulement n'évolue plus dans toute la tuyère (courbe 5). Par contre P_e reste constante et égale à sa valeur précédente. Ainsi, $P_e > P_S$ et à la sortie se forment des ondes de détente obliques qui permettent le passage du taux de détente de δ_E à δ_S et qui se réfléchissent sur la surface de discontinuité limitant le jet à la sortie de la tuyère. Ces ondes de détente sont également le siège de fortes irréversibilités.

I.4.3.2 Régimes d'écoulement dans la tuyère secondaire

Quand la tuyère motrice est couplée à la tuyère secondaire (figure I.21) différents régimes d'écoulement apparaissent dans la tuyère secondaire du fait de la coexistence et de l'interaction des deux flux gazeux.

Dans la plupart des applications, les éjecteurs supersoniques font intervenir un seul flux supersonique dit flux moteur ou primaire, tandis que le flux induit dit secondaire est subsonique dans la section de confluence.

Dans ce cas, seul le nombre de Mach critique, Ma_*', est défini à partir du rapport de sections $S / S'_* = (D / d_*)^2$.

Deux régimes fondamentaux peuvent alors se présenter selon la valeur de la pression motrice, P_0' par rapport à la contre-pression P_C dans l'enceinte aval.

La figure I.23 reproduit une image des dits régimes.

Le régime mixte, obtenu lorsque le rapport moteur, P_0' / P_C, est relativement faible (figures : I.23-c), donne lieu à un désamorçage du jet primaire à l'intérieur du mélangeur, suivi d'un processus de mélange intensifié par une succession d'ondes de choc. A la sortie du mélangeur le flux global sort alors subsonique avec égalité de la pression avec celle de l'enceinte aval.

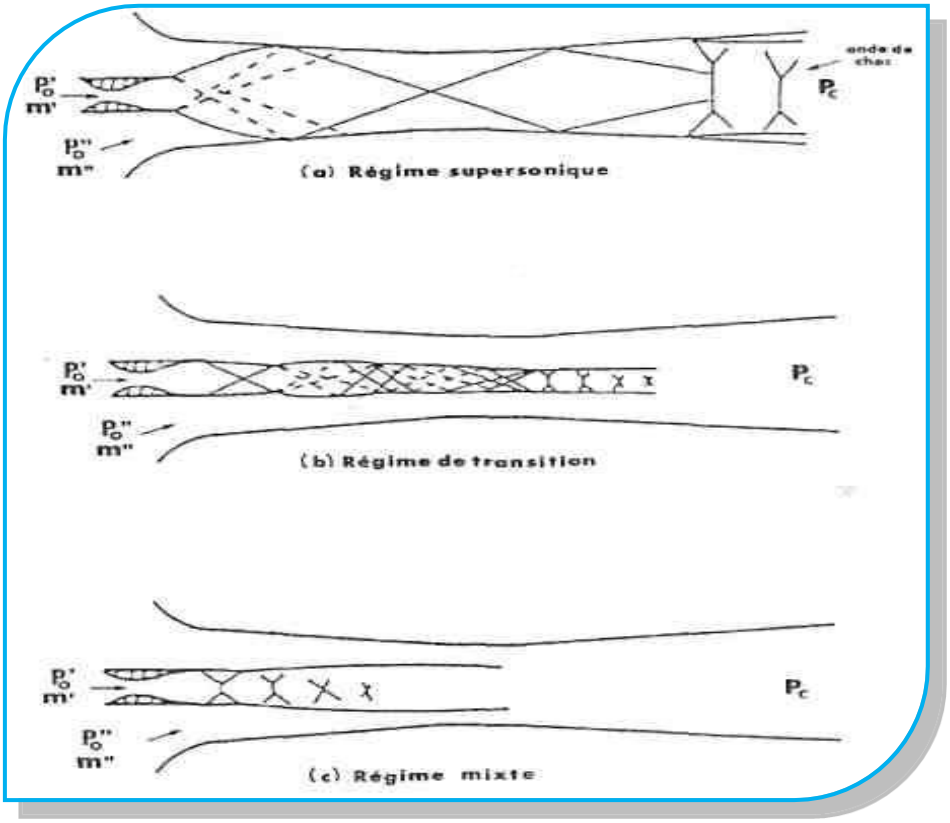


Figure 1.23 : Différents régimes d'écoulement dans la tuyère secondaire : a) régime supersonique ; b) régime supersonique saturé ou de transition ; c) régime mixte.

Pour des plus grandes valeurs du rapport moteur le flux primaire va se détendre davantage à la sortie de la tuyère motrice et cette détente se poursuit à l'intérieur du mélangeur jusqu'à une section d'épanouissement maximal où les deux flux coexistent sans mélange, avec l'apparition d'un blocage sonique du flux secondaire. A ce moment là, les conditions aval n'exercent aucune influence sur la configuration de l'écoulement.

C'est le régime supersonique (figure I.23 a).

Quand le rapport moteur prend des valeurs intermédiaires entre ceux des régimes mixte et supersonique, le col sonique du flux secondaire se déplace vers l'amont du mélangeur où l'égalité des pressions P' et P" se réalise.

Dans le cas où ce col sonique du flux secondaire (Ma_*"=l) atteint l'entrée de la chambre de mélange, ce qui correspond à un cas particulier du régime supersonique, le régime est qualifié de supersonique saturé ou de transition (figure I.23 b).

L'analyse des résultats tant expérimentaux que théoriques montre que les meilleures performances réalisables avec une configuration d'éjecteur donnée sont atteintes pour la valeur minimale du rapport moteur qui soit compatible avec l'existence du régime supersonique. Cette configuration induit alors le régime de transition [10-12].



Chapitre II :

Analyse Bibliographique

Ce chapitre constitue une étude bibliographique sur les travaux expérimentaux et théoriques relatifs aux machines frigorifiques trithermes à éjecto-compression et aux éjecteurs eux-mêmes. Une attention spéciale est portée sur les performances obtenues avec ce type de machine en fonction des conditions opératoires imposées, comme les niveaux de températures des sources, la puissance frigorifique de l'installation, etc. On examine aussi les fluides de travail utilisés.

II.1. PERFORMANCES DES MACHINES FRIGORIFIQUES TRITHERMES A EJECTO-COMPRESSION

C'est en 1838 que le français PELLETAN prit un brevet pour comprimer avec un éjecteur de la vapeur d'eau au moyen d'un jet de vapeur vive [24]. L'idée d'un système frigorifique utilisant un éjecteur comme compresseur et de l'eau comme fluide frigorigène a été brevetée au début de notre siècle par l'anglais Charles PARSONS et mise en pratique par LEBLANC en 1910, en utilisant un cycle ouvert de thermo-compression [12,25]. En 1929, Emile GUARINI a déposé un brevet pour un nouveau cycle frigorifique fermé à évaporation utilisant un éjecteur comme aspirateur du fluide de la boucle secondaire et thermo-compresseur [24].

C'est dans les années 30 que le système reçoit de nombreuses applications dans le domaine industriel et dans celui de la climatisation en utilisant de l'eau comme fluide de travail. Cependant l'utilisation de l'eau avait l'inconvénient de ne pas pouvoir produire de températures en dessous de 0°C et d'avoir des faibles performances. Ainsi des substances plus volatiles ont été utilisées. Ce sont par exemple : l'ammoniac, le chlorure de méthyle, le dioxyde de soufre et même le mercure [26].

Quelques années plus tard, KALUSTIAN [27] propose l'utilisation de "substances très bouillantes" du type hydrocarbures halogènes. Les premières applications techniques de ces fluides ont été faites par BOESTER [28] et JORDAN [29] qui utilisèrent le R113. MARTYNOVSKY et al. [30] ont estimé à 11% l'efficacité frigorifique obtenue avec ce fluide. Des essais similaires ont été réalisés dans l'ancienne U.R.S.S., avec du R12 par ZHADAN [31] et KAKABAEV [32] qui ont obtenu des efficacités frigorifiques de l'ordre de 30% pour des températures à l'évaporateur comprises entre 5 et 15°C. A la même période, divers auteurs comme MIZRAHI [33], ARORA [34] et ACKERMAN [35] ont fait des analyses thermodynamiques de systèmes complets, dans le but de trouver le fluide qui donnerait les meilleures performances en fonction des conditions opératoires imposées. C'est ainsi que MIZRAHI [33], en se basant sur une analyse théorique du système, propose comme meilleurs fluides de travail : le propane, le R22 et le R12, dans le cas de l'utilisation d'une source chaude à basse température (- 60°C). ARORA [34], également à partir d'une analyse théorique du système, classe les fluides frigorigènes, analysés dans les mêmes conditions de calcul, selon leur efficacité frigorifique dans l'ordre suivant : R11, R12, R113 et R114.

Cependant l'ensemble des résultats, parfois contradictoires, n'a pas permis de clarifier la situation concernant l'optimisation du système du point de vue thermodynamique. Ce sont finalement les travaux de CAVALLINI [36] et PALIWODA [25] qui, grâce à des analyses intégrant notamment les niveaux de températures des sources, la géométrie de l'éjecteur et la qualité du fluide de travail, ont permis d'atteindre une meilleure compréhension du système. En effet, CAVALLINI [36], pour une machine frigorifique à éjecto-compression utilisant le R12, met en évidence l'existence d'une température optimale T_{Bopt} du bouilleur à T_C et T_E constantes (figure II.1) qui donne l'efficacité frigorifique maximale ε. Ainsi, pour T_B= 71,5°C, T_C=25°C et T_E=0°C, il a obtenu une valeur maximale de ε égale à 0,24, soit un rendement exergétique, η_{ex}, de 16,3%.

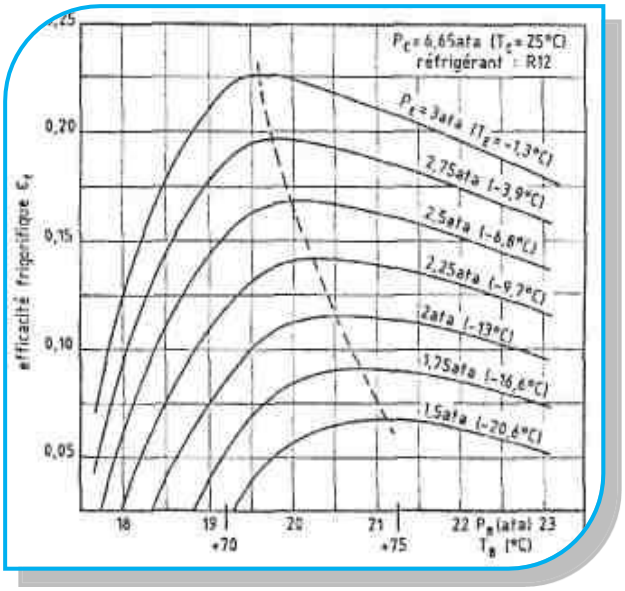


Figure II.1 : Efficacité frigorifique, ε, en fonction des températures au bouilleur et à l'évaporateur pour le R12, d'après [36].

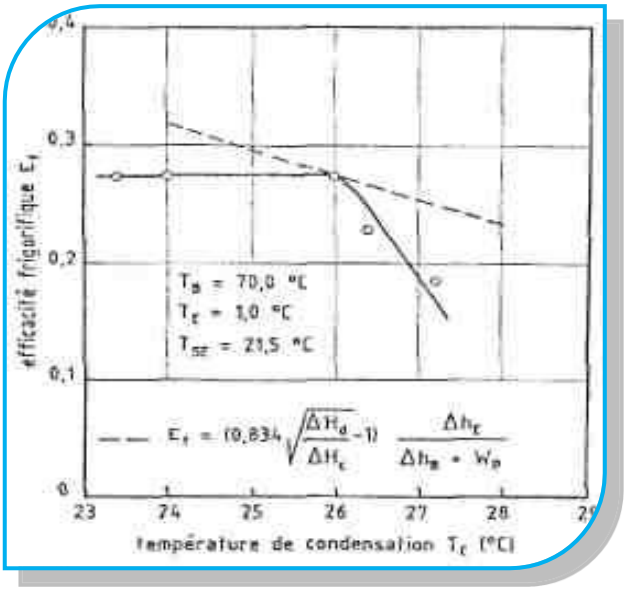


Figure II.2 : Efficacité frigorifique, ε, en fonction de la pression au condenseur P_C, à P_B et P_E constantes, pour le R11, d'après

Avec du R11 et les mêmes niveaux de températures que ceux utilisés pour le R12, mais avec une géométrie différente, la valeur de ε_f n'atteint que 0,16. Par ailleurs, CAVALLINI, puis DEL NUNZIO [37] également, observent l'existence d'une valeur optimale de la pression au condenseur, appelée "pression critique du condenseur", (P_C*). En dessous de cette pression, ε reste constante, si P_B et P_E ne changent pas. Par contre, au-dessus de P_C*, les valeurs de ε diminuent très rapidement (figure II.2).

PALIWODA [25] a fait aussi une étude expérimentale tant sur les caractéristiques thermodynamiques du système, que sur l'optimisation de la géométrie de l'éjecteur. En utilisant le R11, qui s'est révélé comme étant le meilleur fluide de travail, il obtient pour T_B entre 60 et 90°C, T_C entre 30 et 40°C et T_E entre 0 et 5°C, une efficacité frigorifique comprise entre 0,10 et 0,17, soit un rendement exergétique, η_{ex} ~15% (figure II.3).

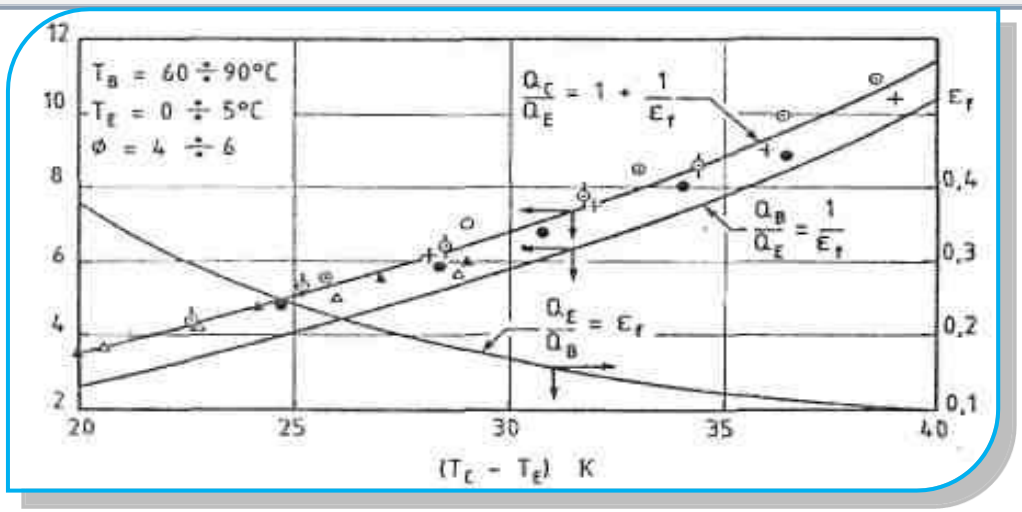


Figure II.3 : Efficacité frigorifique, ε, d'une machine à éjecto-compression au R11, en fonction de la différence de températures entre le condenseur et l'évaporateur, d'après [25].

ZAKHAROV [38] dans son installation expérimentale au R12 introduit des améliorations au cycle thermodynamique, notamment pour récupérer l'énergie interne du gaz à la sortie de l'éjecteur pour préchauffer le fluide moteur avant le bouilleur.

De cette façon, il arrive à augmenter l'efficacité frigorifique de 0,33 à 0,42 c'est-à-dire 27% de plus par rapport au système sans récupération, dans les conditions suivantes : T_B=140°C ; T_C=28 à 37°C et T_E=7°C (figure II.4). HAMNER [39] avec du R11 obtient les performances suivantes : ε = 0,28 et η_{ex} = 7,65% pour T_B=105°C, T_C=27°C et T_E=11°C, qui sont très proches d'autres résultats publiés [25, 36,37].

Bien que dans les années 70, la plupart des auteurs préconisaient l'utilisation des fluides organiques dans les systèmes à éjecto-compresseur, CORRIEU et al. [40] reprennent l'étude des systèmes utilisant l'eau comme fluide frigorigène pour le refroidissement d'un fermenteur, en utilisant deux éjecteurs en série et de la vapeur vive. Avec les niveaux de températures utilisés, T_B=160^{D}C, T_C=100°C et T_E=30°C, l'efficacité frigorifique atteint seulement la valeur de 0,03 avec un rendement exergétique de 5%. Cependant CORRIEU [40] affirme que le système à éjecto-compression donne une économie d'investissement d'environ 10%, par rapport à un système par tour de refroidissement.

Dans les années 80, bien que l'intérêt pour l'utilisation des sources d'énergie renouvelable ait diminué considérablement, ce qui risquait d'affecter le développement de la réfrigération par éjecto-compression, les travaux ne se sont pas arrêtés. Ainsi, CHOU [41] réalise une étude théorique et expérimentale d'une machine utilisant du R11.

Son travail théorique avait pour but la définition des dimensions nécessaires pour aboutir à la réalisation d'un éjecteur optimal.

Cependant, du point de vue expérimental, les performances obtenues ont été très modestes : ε ~ 0,15 et η_{ex} ~ 7,4% pour T_B=70°C, T_C=25°C et T_E=7°C.

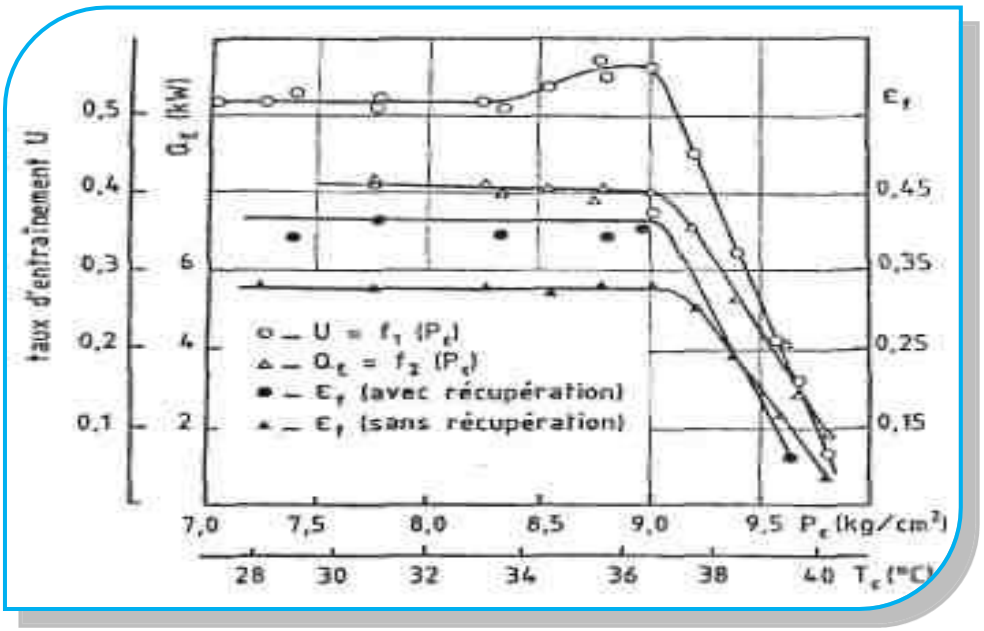


Figure II.4 : Evolution de ε, U et Q_E, pour une machine à éjecto-compression sans et avec récupération, d'après [38].

R.M. HOLMES et F. ZEREN [42] ont construit un des rares systèmes frigorifiques solaires à éjecto-compression opérationnels, utilisant du R12. L'efficacité frigorifique obtenue a été de 0,24, pour T_B=65,5°C, T_C=26,6°C et T_E=7,3°C avec η_{ex} ~ 14,4%, Cette performance est légèrement inférieure à celle obtenue par d'autres chercheurs [25, 31, 36,41].

Plus récemment HUANG et al. [43] ont fait une étude expérimentale d'un système frigorifique à éjecto-compression en faisant spécialement attention à la dynamique de l'écoulement du fluide secondaire à l'entrée de la chambre de mélange, qui selon HUANG joue un rôle très important sur les performances du système. HUANG comme d'autres auteurs [36, 37,44] observent l'existence d'une température optimale du condenseur, appelle " température critique du condenseur ", à laquelle correspond l'efficacité frigorifique maximale, pour T_B et T_E constantes. Avec du R113 comme fluide de travail et l'installation d'un récupérateur à la sortie de l'éjecteur et d'un réchauffeur à la sortie de l'évaporateur, l'efficacité frigorifique au point de fonctionnement optimal atteint 0,26, pour T_B =65°C, T_C=37°C et T_E=14,9°C (figure II.5) ce qui donne un rendement exergétique de 24%. Sans l'utilisation du récupérateur et du réchauffeur, ε a la valeur de 0,22 et η_{ex} = 20%.

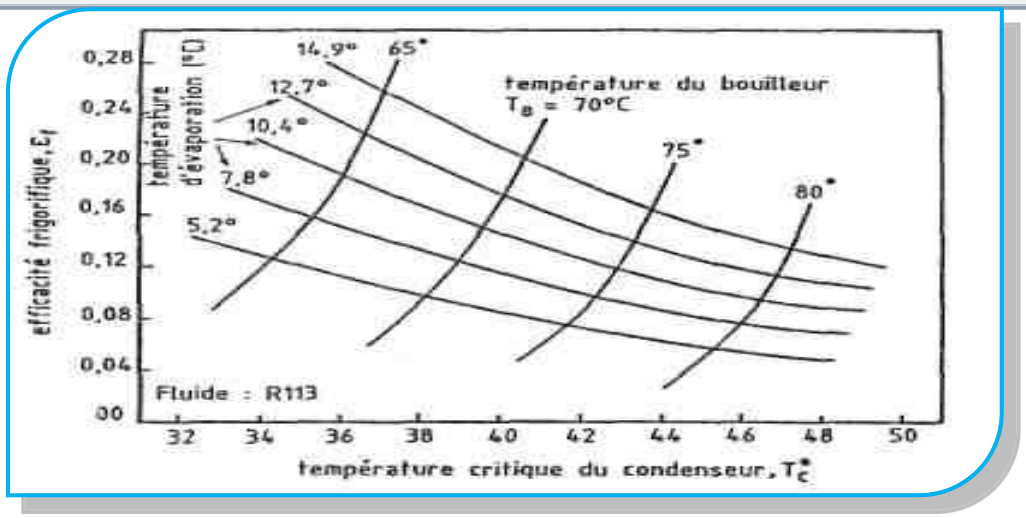


Figure II.5 : Courbes expérimentales pour le R113 fournissant ε optimale en fonction de la température de condensation critique, d'après [43].

L.T. LU [44], dans notre laboratoire, a fait une étude très complète d'une machine frigorifique à éjecto-compression utilisant le R11. Il montre, d'un point de vue théorique et expérimental, que les performances optimales du système sont atteintes quand l'éjecteur fonctionne en régime de transition, appelle aussi régime supersonique saturé. Il retrouve aussi les résultats des auteurs précédents qui avaient mis en évidence l'existence d'un optimum de fonctionnement aérothermodynamique. Son étude a également permis de déterminer la géométrie optimale de l'éjecteur, notamment le rapport géométrique Φ (figure I.21) en fonction des températures du fluide frigorigène. La figure II.6, par exemple, montre la valeur de ε_f en fonction du rapport géométrique Φ et de la température T_B, pour des températures T_C et T_E particulières. Ainsi, LU a obtenu une valeur ε = 0,4 et η_{ex} = 17% pour T_B=85°C, T_C=27,7°C et T_E=8,8°C à 0=7,84. Ce résultat est comparable à ceux obtenus par CAVALLINI [36] et HUANG [43].

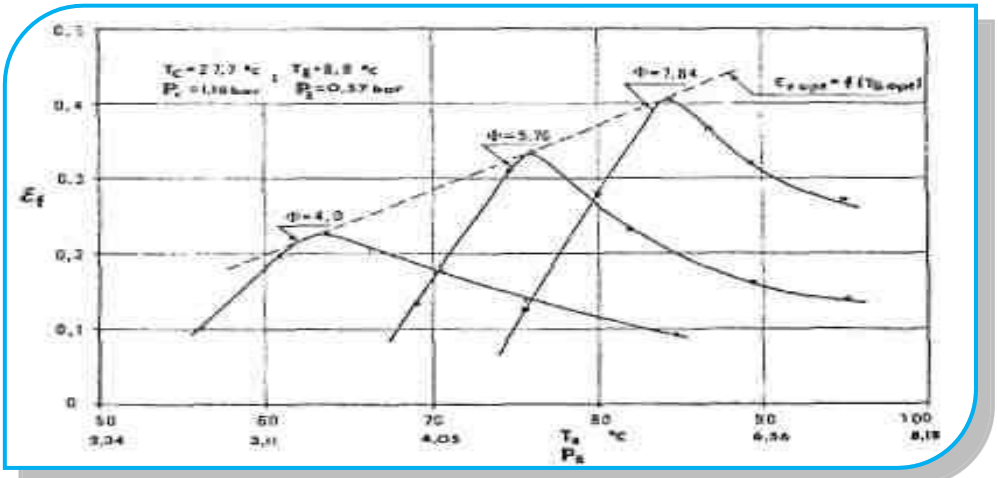


Figure II.6 : Influence du rapport géométrique Φ et de T_B sur l'efficacité frigorifique, ε, à T_C et T_E constantes pour le R11, d'après [44].

Le travail de LU a été poursuivi par NADHI [45] dans le but de caractériser thermodynamiquement l'éjecteur et d'analyser l'influence de la nature du fluide sur l'efficacité frigorifique. La figure II.7 montre, par exemple, que pour une géométrie fixée (Φ =9,87) le R11 et le R114 ont presque la même valeur de ε et que celle-ci est supérieure à celle obtenue avec le R113, bien que, pour fonctionner dans les conditions optimales, le R114 ait besoin d'une température de source chaude un peu plus élevée que celle du R11 et du R113. Pour T_B=110°C, T_C=35°C et T_E=10°C, l'efficacité frigorifique atteinte avec le R114 est de 0,34 avec η_{ex} = 15%, valeur semblable à celle obtenue par ZAKHAROV [38]. D'autre part, il a testé le mélange zéotropique 0,8 R11-0,2 R114 obtenant une valeur de ε = 0,32 pour T_B=72°C, T_C=30°C et T_E=10° C.

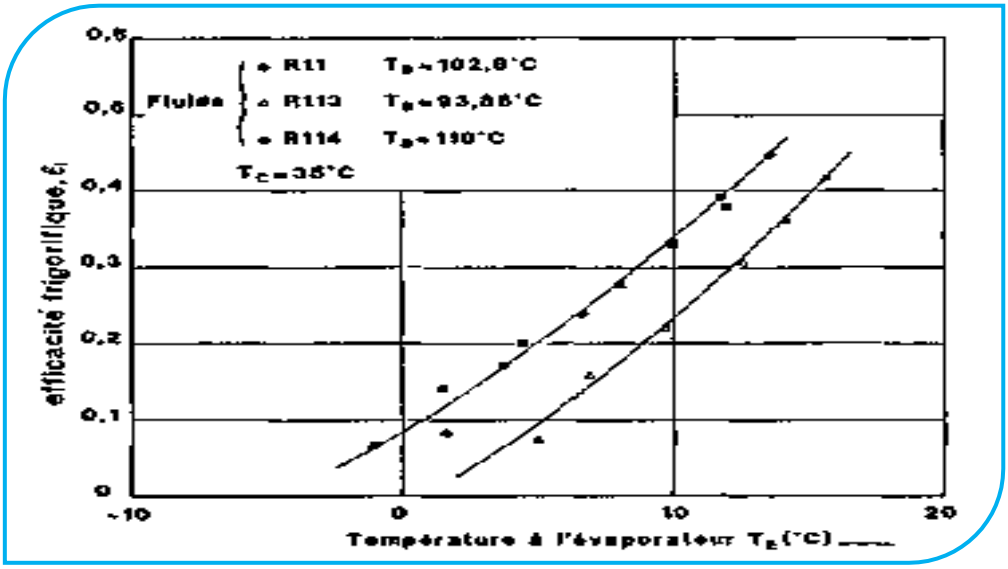


Figure II.7 : Efficacité frigorifique, ε, en fonction de T_E à T_C constante, pour trois fluides : R11, R113 et R114, à Φ = 9.87, d'après [45].

A propos du système solaire à éjecto-compression plusieurs systèmes sont suggérés dans la littérature avec des différents fluides frigorifiques. Huang et al [46] ont développé un système de refroidissement solaire à éjecto-compression en utilisant R141b comme le réfrigérant; le COP général obtenu est environ 0.22 à une température de générateur de 95°C, une température d'évaporateur de 8°C et un rayonnement solaire à 700 W/ m².

Plusieurs modèles de simulation et d'études expérimentales sont trouvés dans la littérature par exemple par Eames et Aphornratana [47], Grazzini et Rocchetti [48], Dorantès et al [49], Sokolov et Hershgal [50] et Al-Khalidy [51] les réfrigérants Halo-carbone comme R142b [46,49], R114 [50] ou R113 [52] ont été aussi recommandés en raison de leur haute performance. Cizungu et al [53] étudié un système solaire avec plusieurs réfrigérants inoffensifs sur l'environnement comme R123, R134a, R152a et l'ammoniaque; les résultats ont montré que le COP et le rapport d'entrainement du système dépendent surtout de la géométrie d'éjecteur et du taux de compression.

Les systèmes solaires à éjecto-compression ont été enquêtés par plusieurs chercheurs [54-56]. Sokolov et Hershgal [54] ont exécuté une recherche rattachée à la faisabilité de SECS utilisant R-114 dans les conditions suivants T_B=90°C, T_E = 4C et T_C=30°C à 700 W/m ² de rayonnement solaire et le coefficient général de performance (le COP) a été trouvé 0.261.

Sokolov et Hersghal [55] ont déclaré que la performance du SECS pourrait augmenter comme la température de générateur a augmenté. Ils ont conclu que la région de capteur pour un tonne de refroidissement était 27.9 m ² à la température d'opération s (T_B=97 C, T_C=40 C et à T_E=4 C). Huang et al [56] a examiné le SECS utilisant le réfrigérant R-141b comme le fluide caloporteur quand (T_B=95°C, T_E=8 C et T_C=32°C) et a déterminé le COP (= 0.22).

Une application du SECS utilisant du réfrigérant R-134a dans la région athénienne a été enquêtée par Alexis et Karayiannis [57]. Ils ont prédit le total des heures solaire - la radiation pendant la période (1961-1980) et toutes les températures ambiantes pendant les années (1952-1962) d'après des équations statistiquement traitées des données météorologiques. Ils ont enquêté sur la performance du système pour le 21e jour de chacun des cinq mois du Mai au Septembre.

Le tableau II.1 récapitule les résultats des travaux réalisés. On peut remarquer que les niveaux de la température d'ébullition, T_B, ne dépassent que rarement Î00°C ; pour la température de condensation, T_C, ces niveaux sont compris entre 25 et 35°C et ceux de la température d'évaporation sont compris entre -10 et 20°C, niveaux liés à la production de la climatisation solaire ou bien à la récupération des rejets thermiques pour la production du froid, bien que la plupart des prototypes de machines frigorifiques à éjecto-compression construits soit restée à l'échelle des laboratoires de recherche. On peut noter que les efficacités frigorifiques obtenues ne dépassent pas la valeur de 0.4, ce qui laisse penser que cette efficacité frigorifique serait encore plus faible dans le cas d'une machine à l'échelle commerciale.

Un autre aspect important qui ressort de l'examen du tableau 2.1 concerne la valeur du taux d'entraînement "U" qui ne dépasse pas 0,5. Il apparaît aussi qu'il existe une barrière empêchant d'atteindre des performances plus élevées.

Auteurs	année	T_B(°C)	T_C (°C)	T_E (°C)	fluide	U	Q_E (kW)	ε_f (%)	η_{ex} (%)	type de source chaude
ZHADAN [35]	1960	70	26	-20	RI 2	0,14	-	5,2	7,4	artificielle
	"	"	"	-5	"	34	-	14,0	12,6	"
	"	"	"	5	"	0,4	-	16,0	9,4	"
KAKABAEV [36]	1966	70 à 74	31 à 32	14,7 à 183	R12	031 à 03	0,95 à 1,2	28 à 45	123 à 19,7	solaire
CAVALUNI [40]	1967	73	25	-13	RI 2	-	-	13,0	13,7	artificielle
	"	703	"	-1,3	"	-	-	223	16,4	"
	"	81	"	-10	R11	-	-	13,0	10,9	"
	"	"	"	0	"	-	-	37,0	21,4	"
PALIWODA [29]	1968	60 à 90	30 à 35	0à5	R11	0,25 à 0,4	-	17à25	10 à 14	"
DEL NUNZIO [41]	1971	70 à 74	26	1	R11	-	-	25 à 27	17à 183	"
	"	75	35	"	"	-	-	14,0	15,1	"
	"	85	"	"	"	-	-	19,0	16,9	"
ZAKHAROV [42]	1971	140	28 à 37	7	RI 2	0,28	5,7	33,0	113	"
	"	"	"	"	"	37	7,3	42,0	14,6	"
	"	"	37	0	"	3	3,3	20,0	10,9	"
HAMNER [43]	1978	87 à 108	29 à 30.5	9,4 à 12.5	R11	0,18 à 03	0,4 à 0,9	14 à 24	6 à 7,4	"
CORRIEU [44]	1979	160	100	32	H_20	33	7	3,0	4,8	vapeur vive
	"	160	"	"	"	0,14	"	"	"	"
CHOU [45]	1980	70	29	4	R11	-	-	15,0	113	artificielle
HOLMES [46]	1983	65.5	27	7	RI 2	-	-	24,0	15,0	solaire
HUANG [47]	1985	65	35	7,8	R113	0,19	1,25	16,0	173	artificielle
	"	"	36,5	12.7	"	0,24	1,8	22,0	21,7	"
LU [48]	1986	65	27,7	8,8	R11	0,27	-	23,0	14,0	"
	"	85	"	"	"	0,47	-	40,0	163	"
	"	65	"	35	"	0,17	-	15,0	11,9	"
	"	85	"	"	"	3	-	26,0	14,2	"
NADHI 149]	1989	103	35	10	R11	0,4	-	34,0	16,6	"
	"	110	"	"	RI 14	0,47	-	"	153	"
	"	94	"	"	RI 13	0.32	-	23,0	12,6	"
	"	72	30	"	0.8R11-0.2R114	0.32	-	273	26,2	"
DORANTÈS	1994	60-80	35	10	R123,R133a…	-	-	-	-	"
B J HUANG	1998	95	32	8	R141b	-	10.5	0.5	50	solaire
A SELVARAJU	2003	80	25	8	R717	-	10	0.4	-	artificielle
HUMBERTO VIDAL	2005	80	32	8	R141b	-	10.5	0.39	42	solaire
H KURSAD ERSOY	2007	85	30	12	R123	-	10	0.197	38	solaire

Tableau II.1 : Performances des machines frigorifiques trithermes à éjecto-compression construites depuis 1960.

II.2. LES FLUIDES FRIGORIFIQUES

L'industrie frigorifique est aujourd'hui touchée de plein fouet par les directives consécutives au protocole de Montréal (1987), aux accords de Kyoto (1997) et dernièrement de Bally (2007) sur l'utilisation des fluides frigorigènes. En effet, l'utilisation des CFC est interdite et celle des HCFC est soumise à une réglementation de plus en plus sévère du fait de leur contribution à la diminution et la destruction de la couche d'ozone. Les frigorigènes du type HFC sont eux aussi incriminés du fait de leur contribution à l'effet de serre et doivent être utilisés avec parcimonie. C'est dans ce contexte général que se développent des recherches de solutions alternatives. Une alternative à ces frigorigènes condamnés est l'utilisation des fluides tel que le butane, l'isobutane, le propane ou encore l'ammoniac. Malgré une efficacité énergétique reconnue, ces fluides ont des limites en termes de sécurité de manipulation. D'autres recherches s'orientent vers le développement de nouveaux fluides possédant une efficacité énergétique intéressante tout en restant neutres vis-à-vis de l'environnement.

II.2.1 Introduction

Dans le cadre des négociations conduites pour l'adoption du Protocole de Montréal, la Suisse avait déjà demandé que seuls des produits respectueux de l'environnement, au sens général du terme, soient utilisés à la place des CFC. En 1990, lors de l'annonce par la première ministre britannique du remplacement des CFC par le HFC 134a (Tétrafluoroéthane), elle avait déjà mis l'accent sur la capacité de ce composé chimique nouveau à renforcer l'effet de serre et fut ensuite le deuxième pays au monde, après le Danemark, à limiter sévèrement l'utilisation de ce type de gaz dans les bombes aérosols et à l'interdire comme agent d'extinction.

Lors de l'élaboration du Protocole de Kyoto sur le climat, la Suisse s'est engagée avec succès pour faire inscrire les HFC et l'hexafluorure de soufre sur la liste des substances réglementées. Cela permet de ne pas tomber de Charybde (appauvrissement de la couche d'ozone) mais en Scylla (changement du climat).

Il existe d'autres choix que de remplacer une substance par une autre; la solution des problèmes réside souvent dans le recours à une autre technique. Une mousse synthétique sans CFC n'est ainsi pas forcément la seule alternative à une mousse qui en contient; dans bien des cas, des laines minérales se prêtent par exemple tout aussi bien, voire mieux, à l'isolation des bâtiments (matériaux alternatifs). Il apparaît également que des immeubles convenablement construits ne nécessitent pas d'installations de climatisation, que celles-ci fonctionnent aux CFC ou aux HFC (construction alternative).

Il reste que de nombreux problèmes ne peuvent pas être résolus, du moins à court terme, sans faire appel à des substances de remplacement. Ainsi, la production de froid est en règle générale liée à l'utilisation d'un fluide frigorigène, sans qu'il soit possible, ni même judicieux, d'y renoncer. Les techniques de réfrigération, de climatisation et les pompes à chaleur visent donc à réduire les quantités de fluides frigorigènes utilisées, à favoriser l'emploi de produits sans danger pour l'environnement et à prendre des mesures pour réduire les émissions. Dans chaque cas, la compatibilité de l'ensemble du système avec l'environnement est cependant déterminante.

II.2.2 Terminologie et nomenclature

Un fluide frigorigène est un composé chimique facilement liquéfiable dont on utilise les chaleurs latentes (vaporisation ou de condensation) pour produire du froid ou de la chaleur.

On peut classer les frigorigènes en deux familles : les composés inorganiques et les composés organiques.

II.2.2.1 Les composés inorganiques

Les frigorigènes appartenant à cette famille sont désignés par la série des 700. Les deux derniers chiffres indiquent la masse molaire (en grammes) du corps.

L'ammoniac (NH_3) est sans doute l'exemple le plus connu de ce groupe. Sa désignation est le R717 car sa masse molaire est de 17 g. La lettre « R » signifiant qu'il s'agit d'un « *réfrigérant* ». L'ammoniac est utilisé aujourd'hui pour les installations de forte puissance à température moyennement basse. Ses caractéristiques techniques sont bonnes. Il est peu coûteux et peu sensible à la présence d'eau ou d'air. Cependant il est inflammable et toxique, ce qui limite pratiquement son emploi à certains équipements industriels (production de froid pour le stockage de denrées).

II.2.2.2 Les composés organiques

Ces fluides frigorigènes sont en réalité *des hydrocarbures halogénés* car ce sont des dérivés halogénés du méthane (CH_4) et de l'éthane (C_2H_6). Ces réfrigérants peuvent être des *corps purs* ou des *mélanges* de corps purs.

II.2.2.2.1 Les corps purs

Les corps purs sont désignés selon la nomenclature R-*ijk*B*r*, due à l'Institut International du Froid (I.I.F.) avec :

i = nombre d'atomes de carbone – 1 ; *j* = nombres d'atomes d'hydrogène + 1 ;

k = nombre d'atomes de fluor ; *r* = nombres d'atomes de brome.

Par conséquent les réfrigérants à deux chiffres sont ceux comprenant un seul atome de carbone (par exemple le R-22).

Le tableau ci-dessous recense quelques réfrigérants et leurs désignations :

Dénomination	Formule Chimique
R-11	$CFCl_3$
R-12	CF_2Cl_2
R-12B1	CF_2ClBr
R-22	CHF_2Cl

Tableau II.2 – Des exemples de dénomination

Les corps purs les plus répandus sont :

- ✓ les **C**hloro**F**luoro**C**arbone (ou CFC) qui sont connus sous le nom commercial de *fréon :* exemple le R-12
- ✓ les **H**ydro**C**hloro**F**luoro**C**arbone (ou HCFC) pour lesquels il y a un remplacement partiel des atomes de chlore par des atomes d'hydrogène : exemple le R-22
- ✓ les **H**ydro**F**luoro**C**arbone (ou HFC) pour lesquels il y a un remplacement total des atomes de chlore par des atomes d'hydrogène : exemple le R-134a

II.2.2.2.2 Les mélanges

On distingue les mélanges azéotropiques et les mélanges zéotropiques.

- ✓ Les mélanges azéotropiques se comportent comme des corps purs. Ils sont désignés sous la Série des R500. Les deux derniers chiffres indiquent le numéro d'ordre d'apparition sur le marché. Exemple : le R502 est un mélange constitué de 48,8% de R-22 et de 51,2% de R-115.
- ✓ Les mélanges zéotropiques se vaporisent et se condensent, non pas à une température constante, mais sur une plage de température. Ils ne se comportent donc pas comme des corps purs. Ces mélanges sont désignés sous la série des R400, les deux derniers chiffres indiquant le numéro d'ordre d'apparition sur le marché. Exemples de réfrigérants concernés : le R404A (ou FX 70), le R408A (ou FX 10) et le R409A (ou FX 56)

II.2.3 Protection de l'environnement

Les hydrocarbures halogénés ont de bonnes propriétés thermodynamiques et de transfert de chaleur. Inodores, la présence du fluor les rend très stables (leur durée de vie est très longue (120 ans pour le R-12)), ininflammables et non toxiques. Ils sont compatibles avec les matériaux de construction, certaines huiles et les élastomères. Ils ont toujours donné satisfaction.

Malheureusement, leur très grande stabilité, en particulier des composés sans atome d'hydrogène, est également à l'origine de leur principal défaut : ils exercent une action nocive sur l'environnement. En effet ces composés diffusent sans être décomposés jusqu'à la stratosphère, où ils sont décomposés par des réactions photochimiques, libérant du chlore qui réagit avec l'ozone stratosphérique. Une molécule de chlore peut détruire 50 000 à 100 000 molécules d'ozone.

Depuis que l'on connaît leur effet destructeur de l'ozone dans la stratosphère et leur impact sur le *réchauffement de l'atmosphère (effet de serre)*, le remplacement des produits nocifs par des substances neutres et respectueuses de l'environnement s'impose.

Le protocole de Montréal prévoit l'arrêt de la production et de l'utilisation des composés halogénés les plus stables, dont les frigorigènes R-11, R-12 et R-115. Actuellement, l'industrie chimique recherche des produits de substitution.

Ceux qui sont à l'étude présentent des propriétés thermodynamiques et technologiques admissibles. Ils ne sont pas toxiques ou ne le sont que faiblement, mais ils sont moins stables parce que partiellement hydrogénés.

La protection de l'environnement conduit également à limiter l'utilisation de certains de ces fluides pour lutter contre l'effet de serre qui élève la température de l'atmosphère. Egalement pour épargner la couche d'ozone stratosphérique qui protége la Terre des rayonnements nocifs en provenance de l'espace. Une convention internationale a adopté un accord qui prévoît l'arrêt complet de la production des CFC.

Plusieurs années de recherche et de développement ont conduit à l'introduction sur le marché du R-123, substitut du R-11, et du R-134a en remplacement du R-12. Les deux fluides R-12 et R-134a différent peu quant aux propriétés thermodynamiques. En revanche, l'effet de serre produit par le R-134a est environ dix fois inférieur à celui du R-12. L'état actuel des connaissances a permis de constater que le R-134a est moins toxique que le R-12, son élimination peut néanmoins engendrer la production de substances toxiques.

II.2.4 Critères de choix

Les fluides frigorigènes ont pour rôle d'assurer les transferts thermiques entre l'évaporateur et le condenseur. Pour cela ils doivent répondre à un certain nombre de critères :

- ✓ thermodynamiques (obtention du rendement optimal, températures d'évaporation et de condensation comprises entre le point triple et le point critique),
- ✓ de sécurité (toxicité, inflammabilité),
- ✓ techniques (action sur le milieu à refroidir, les matériaux constitutifs de la machine et les huiles de graissage),

- ✓ économiques et écologiques.

D'une manière générale les fluides frigorigènes utilisés doivent présenter les propriétés physico-chimiques suivantes :

- ✓ Une basse température de vaporisation à la pression atmosphérique afin de soutirer la chaleur à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique et ainsi éviter la pénétration de l'air dans l'évaporateur.
- ✓ Une caractéristique favorable des courbes de saturation, afin d'obtenir des rapports de compression modérés.
- ✓ Des pressions de condensation réduites aux températures exigées par les consommateurs, dans le but de réduire le travail mécanique de compression, des pertes de fluide dans le milieu ambiant ainsi qu'une construction plus simple du compresseur.
- ✓ Une chaleur latente élevée dans le domaine des températures de fonctionnement, ce qui conduit à des débits réduits dans l'installation et à des coefficients de transfert thermiques élevés.
- ✓ Une valeur du volume spécifique des vapeurs et de la viscosité du liquide aussi basses que possible.
- ✓ Une stabilité chimique sur tout le domaine des températures de fonctionnement et une compatibilité avec les huiles de graissage et les matériaux constructifs de l'installation.
- ✓ Une solubilité totale par rapport à l'eau, afin d'éviter la formation de morceaux (bouchons) de glace.
- ✓ Être non inflammables, non toxiques et non explosifs.
- ✓ Une rigidité diélectrique élevée, surtout dans le cas des installations sertissées où l'agent thermodynamique entre en contact direct avec les éléments du circuit électrique.
- ✓ Être non polluants, à la suite d'éventuelles fuites, pour le milieu de distribution de la chaleur.
- ✓ Avoir un coût acceptable, surtout pour les installations de grande puissance.

II.2.5 Technique du froid, climatisation et pompes à chaleur Appareils et installations

Appareils de réfrigération et de congélation pour les ménages et les artisans, installations frigorifiques industrielles et artisanales (p. ex. machines de production de froid, entrepôts frigorifiques, grands distributeurs de produits alimentaires), appareils et installations de

climatisation (immeubles, locaux individuels, véhicules à moteur), pompes à chaleur (des villas aux grandes installations).

II.2.5.1 Procédés de production de froid

« Machines frigorifiques à compression de vapeur (liquide/gaz), machines frigorifiques à compression d'air (gaz/gaz; procédé Joule), machines frigorifiques à compression de gaz (gaz/gaz; procédé Stirling), machines frigorifiques à sorption (procédé par absorption et adsorption), refroidissement adiabatique (refroidissement par évaporation), refroidissement libre »

Dans le domaine du froid commercial, le refroidissement d'une enceinte peut se faire d'une manière soit directe, soit indirecte. Dans le premier cas, le refroidissement s'opère par le biais d'une machine frigorifique dont l'évaporateur (producteur de froid) est directement placé sur les lieux de demande de froid. Il existe une alternative à la détente directe : l'emploi de fluides frigoporteurs intermédiaires.

Cette technique permet de confiner l'unité de production de froid dans la salle des machines (diminution de la masse de fluide frigorigène et limitation des risques de pollution), et de transporter la puissance frigorifique cédée au niveau de l'évaporateur aux points demandeurs de froid par l'utilisation de fluides frigoporteurs encore appelés fluides secondaires. Cette quantité d'énergie est véhiculée au moyen de pompes par un fluide dont les aptitudes énergétiques sont intéressantes.

L'adoption de la technique des fluides frigoporteurs présente des avantages :

- elle simplifie la distribution de froid à de nombreux postes utilisateurs, à partir d'une machine frigorifique unique ;
- les postes d'utilisation en froid peuvent être éloignés de la machine frigorifique. La sécurité s'en trouve accrue, les nuisances sont moins gênantes, la réglementation est plus facilement respectée. Cette technique élimine tout risque de contact entre le fluide frigorigène et les denrées alimentaires ;
- elle élargit le choix des fluides frigorigènes y incluant, éventuellement, ceux qui sont toxiques comme l'ammoniac ou combustibles comme les hydrocarbures. Dans le même ordre d'idée, elle simplifie le changement de fluide s'il s'avère nécessaire ;
- le volume du circuit frigorifique proprement dit diminue. Il en résulte une réduction de la charge en fluide frigorigène ;
- les circuits frigorifiques du primaire peuvent être réalisés en usine, ce qui améliore leur confinement. De même, pendant la durée de vie de l'équipement, l'étanchéité des conduites de frigorigène n'est à contrôler qu'en salle des machines ;
- le travail de chantier est simplifié, les recherches de fuite sont réduites ;

- elle permet d'envisager une accumulation de froid, ce qui est très difficile, sinon impossible, avec un système frigorifique direct ;
- la gestion du fonctionnement de l'installation est meilleure.

Cependant ce type de refroidissement, qui requiert un circuit secondaire à fluide frigoporteur mono ou diphasique, présente aussi des inconvénients :

- il abaisse la température de vaporisation du fluide frigorigène car il doit y avoir deux écarts de température au lieu d'un : différence de température entre le frigorigène et le frigoporteur, et différence entre le frigoporteur et le milieu à refroidir. L'efficacité thermodynamique s'en trouve donc amoindrie ;
- il faut compter un prix d'installation supérieur de 10 à 15 % à cause du circuit du frigoporteur, des réservoirs, des pompes et du frigoporteur lui-même.

Afin de limiter ces surcoûts, il est judicieux de sélectionner de manière pertinente les fluides frigoporteurs. Le choix repose sur plusieurs critères parmi lesquels :

- adaptation à la température désirée ;
- bonnes propriétés thermophysiques qui permettent une capacité volumique de transport élevée ;
- coefficients de transfert de chaleur élevés (permettant un faible écart de température entre les fluides) ;
- faibles pertes de charge pour limiter la consommation d'énergie des pompes ;
- non corrosif, non toxique, ininflammable, sûr à l'emploi ;
- coût unitaire raisonnable.

Il reste évident qu'aucun fluide ne peut présenter tous ces avantages. De ce fait, dans chaque cas d'application, il sera nécessaire de sélectionner le fluide le mieux adapté et qui présente le moins d'inconvénients.

II.2.5.2 Définition des fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes sont des substances ou des produits, contenus dans des appareils ou dans des installations, qui transportent la chaleur d'une température basse à une température plus élevée.

On utilise comme **fluide de travail** des fréons F12, F22, F502...et du NH_3. Ces fluides frigorigènes changent d'état au cours du cycle 123451, ils passent de l'état V => L dans le condenseur et de l'état L => V dans l'évaporateur. **La production de froid** est obtenue par l'évaporation d'un fluide frigorigène dans un échangeur de chaleur (l'évaporateur E) : cette évaporation est un phénomène endothermique qui **extrait des calories** à la source froide (eau, air...) dont la température s'abaisse.

" cette extraction de calories correspond à la création de froid au niveau de l'évaporateur, c.à.d à la production de frigories (notées fg) " par définition, **1 fg = 1kcal**

Les fluides frigorigènes sont choisis pour satisfaire aux paliers d'évaporation et de condensation aux températures souhaitées pour l'exploitation de l'installation. Les températures d'ébullition $t_{éb}$ à la pression atmosphérique pour divers fluides sont données dans le tableau :

Fluide	F12	F22	F502	NH_3	H_2O
$t_{éb}$(°C)	- 29,8	- 40,8	-45,6	- 33,3	100

Tableau II.3 – Les températures d'ébullition à la pression atmosphérique.

ex. 1kg de NH_3 fournit en s'évaporant à -10°C, une quantité de frigories de 309,7 fg/kg et 1kg de NH_3 fournit en se condensant à + 30°C, une quantité de chaleur de 273,6 kcal/kg

L'évaporateur et le condenseur étant relier par un compresseur nécessite pour son bon fonctionnement, un **film d'huile** entre la chemise du cylindre et les segments des pistons : il refoule toujours à la compression un peu d'huile qui se mélange au fluide frigorigène. Dans les grandes installations, surtout au NH_3 , on utilise un **séparateur d'huile** à la sortie du compresseur et on réinjecte ensuite une grande partie de cette huile dans le carter.

Mais, l'huile non séparé se retrouve dans l'évaporateur au point bas de l'échangeur, qui est alors muni d'un **purgeur d'huile** pour éviter son accumulation au fond.

II.2.5.3 Les fluides frigoporteurs dans le domaine du froid commercial

Comme il est nécessaire, pour plusieurs raisons, de limiter au strict minimum les variations de température d'un frigoporteur monophasique liquide, on est rapidement confronté à la nécessité de recourir à de grands débits de fluide en circulation, ce qui impose des conduites importantes et des pompes de puissance élevée. Pour éviter cela, il faut chercher à augmenter fortement le transport thermique par unité de volume de fluide en circulation, ce qui implique d'avoir recours à d'autres frigoporteurs que les liquides. Pour obtenir cet accroissement du transfert thermique volumique, on peut mettre en œuvre l'enthalpie de transition de phase du fluide (changement d'état physique) ou l'enthalpie de formation ou de dissociation (changement d'état chimique).

Avec les fluides frigoporteurs « liquivap » (liquide + vapeur), on utilise essentiellement l'enthalpie de vaporisation pour absorber la chaleur reçue par le frigoporteur. Les fluides utilisés, comme le CO2, se vaporisent lors de leur utilisation. Les avantages de cette technique sont la constance de la température du frigoporteur et son excellent coefficient d'échange. Par contre, les niveaux de pression atteints dans les circuits (25 bar à –10 °C avec du CO 2) nécessitent une conception particulière des circuits.

Avec les frigoporteurs « liquisols », mélange liquide et solide, c'est essentiellement l'enthalpie de fusion qui est utilisée pour absorber la chaleur reçue par le frigoporteur. Ils présentent

de nombreux avantages. La température du fluide frigoporteur est quasi constante. La variation de la masse volumique lors du changement de phase est faible. La pression du circuit frigoporteur est indépendante de la température du fluide transporteur de froid. Elle est généralement voisine de la pression atmosphérique, ce qui facilite la maintenance et permet d'utiliser des tubes autres que les métalliques. Les coefficients d'échange entre le liquide et les surfaces des échangeurs sont bons.

Les inconvénients sont peu nombreux mais doivent être examinés avec soin. Le contrôle de la phase solide générée par le fluide frigoporteur est assez mal connu, tant sur le plan quantitatif (retard à la solidification) que sur le plan qualitatif (structure des particules ou des cristaux formés). La masse de solide transportée est forcément limitée à cause de la résistance à l'écoulement qu'elle provoque, ce qui réduit la fraction latente de l'enthalpie de transport.

Les propriétés thermodynamiques et thermophysiques des « liquisols » sont encore très méconnues. Il en est de même des transferts thermiques lors de la congélation du matériau à changement de phase (MCP) ou de sa fusion dans les unités terminales.

Les frigoporteurs diphasiques les plus étudiés ces dernières années sont les coulis de glace formés, par exemple, d'un mélange eau/alcool et de cristaux de glace produits sur des parois réfrigérées et raclées ou brossées pour permettre leur détachement de la paroi. Les limites de ce procédé résident, pour l'instant, dans le coût élevé du dispositif de production et dans une fiabilité réduite.

Toutefois, des recherches ultérieures, notamment dans le cadre du réseau «Ice Slurry » de l'Institut International du Froid, peuvent permettre d'envisager des améliorations des performances du procédé. Les autres frigoporteurs diphasiques se présentent sous forme d'émulsions ou reposent sur la combinaison :

- de structures porteuses (microcapsules, gel organique ou minéral sous forme de grains) "contenant" un fluide à changement de phase solide – liquide à la température de fonctionnement désirée ;
- d'un fluide porteur non miscible présentant des caractéristiques physiques adaptées à l'application et en particulier, un point de congélation inférieur à celui du fluide à changement de phase.

L'intérêt d'un tel procédé est de " doper " le fluide porteur en utilisant des échangeurs de chaleur conventionnels (à plaques ou tubulaires).

II.2.5.4 Fluides frigorigènes utilisés

Les fluides frigorigènes généralement utilisés sont l'ammoniac (NH_3) ou des dérivés halogénés d'hydrocarbures: fréon 12 et fréon 22, appelés couramment R 12, R 22 (R 502 et R 13). Leur choix s'effectue en fonction de nombreux critères

- critères thermodynamiques ;

- critères de sécurité (toxicité - action sur les denrées - inflammabilité) ;
- critères physico-chimiques (action sur métaux, plastiques, huiles de graissage...) ;
- critères économiques (prix - disponibilité).

Notons que le moins cher est l'ammoniac et que le R 12, R 22 et R717 sont souvent disponibles au niveau des grandes villes; le R 12 à été souvent utilisé au niveau des installations de petites et moyennes puissances.

II.2.5.4.1 Fluides frigorigènes naturels

- Ammoniac (R717), hydrocarbures (avant tout propane R290, isobutane R600a),
- Eau (R718), CO2 (R744), air, hélium

II.2.5.4.2 Fluides frigorigènes de synthèse

- **Fluides frigorigènes « appauvrissant la couche d'ozone »**
  - Chlorofluorocarbures (totalement et partiellement halogénés, CFC, surtout R11, R12 et HCFC, surtout R22)
- **Fluides frigorigènes « stables dans l'air »**
  - Fluorocarbures partiellement halogénés (HFC, surtout R134a, R125) et mélanges, p. ex. R502 (R11/R22), R402 (R22/R125/R290).
  - [Perfluorocarbures PFC (R116) et halons]

II.2.6 Appréciations écologiques

II.2.6.1 Compatibilité d'un appareil ou d'une installation avec l'environnement

Les appareils et installations de production du froid, de climatisation ou les pompes à chaleur respectent l'environnement lorsqu'ils

- sont vraiment nécessaires,
- répondent aux exigences techniques de manière optimale,
- sont absolument étanches,
- travaillent de manière efficace au plan énergétique,
- contiennent des fluides frigorigènes sans danger pour l'environnement,
- sont construits pour durer, mais restent transformables,
- sont toujours bien entretenus, et
- sont sûrs.

II.2.6.2 Influence directe des fluides frigorigènes sur l'environnement Substances appauvrissant la Couche d'ozone

Ces substances sont interdites dans le monde entier en raison de l'importance des enjeux liés à l'appauvrissement de la couche d'ozone.

❖ **Hydrofluorocarbures**

- **Toxicité**

Pas déterminant

- **Stabilité**

Très stable : Demi-période de vie d'environ une année (R152) à plusieurs centaines d'années (R23). Exemples: R32 environ 6 ans; R134a environ 15 ans, R125 environ 26 ans.

==> 1 kg 134a dans l'atmosphère => 500 g après 15 ans; 250 g après 30 ans; environ 60 g après 60 ans; environ 10 g après 100 ans

- **Faculté d'accumulation / Répartition globale dans l'atmosphère**

  Accumulation dans l'atmosphère

  Répartition globale

  Arrivée dans les hautes couches (stratosphère et au-dessus)

- **Effet de serre** (1 kg HCFC correspond à x kg CO2; durée 100 ans)

En partie très élevé :

x = 150 pour R152; 650 pour R32; 1300 pour R134a; 2800 pour R125; 11700 pour R23.

- **Produits de dégradation**

Produits de dégradation critiques possibles

P. ex.: R134a ==> acide trifluoroacétique (extrêmement stable; effet herbicide)

❖ **Propane et isobutane**

- **Toxicité**

Pas déterminant

- **Stabilité**

Jours à semaines (« normal »)

- **Faculté d'accumulation**

Pas déterminant

- **Produits de dégradation**

Comme COV, précurseur pour la formation de smog; occurrence naturelle; au plan quantitatif, les apports liés à la production de froid ne sont absolument par significatifs.

❖ **CO2 et eau**

Importants composants naturels de l'environnement

❖ **Ammoniac anhydre NH3 ou R717**

* C'est le plus ancien des fluides frigorigènes usités. Son emploi date de plus d'un siècle. Dans nombre de pays européens, il reste le fluide de prédilection pour les équipements de froid industriel.
* Son ODP et son GWP sont nuls. Ses performances thermodynamiques sont excellentes Mais il est toxique et quelques accidents sont malheureusement à déplorer.
* Son emploi est réglementé en fonction de la quantité présente dans l'installation.
  . Pas de réglementation au dessous de 150 kg.
  . De 150 à moins de 1500 kg, les installations sont soumises à déclaration.
  . A partir de 1500 kg, elles sont soumises à autorisation.

Dans le cas présent la charge est inférieure à 150 kg (ICPE 1136)

Son utilisation est réglementée par la norme européenne NF EN 378 § 1 et 2

- **ODP** : Coefficient mesurant l'agressivité chimique d'un fluide sur l'ozone de la haute atmosphère. Les références sont le R12 et le R11 avec ODP = 1
- **GWP** : Potentiel mesurant la contribution directe d'un gaz à l'effet de serre quand il est relâché dans l'atmosphère.
  Généralement calculé sur une période de 100 ans et exprimé en kg équivalent de CO2.
- **TEWI** : Total de la contribution directe d'un gaz à l'effet de serre.
  Directe quand il est relâché dans l'atmosphère (dépend du GWP).
  Indirecte quand il est utilisé dans des équipements consommant de l'électricité et par conséquent produisant du CO2 par les centrales électriques (*dépend du rendement énergétique de l'équipement et du type de centrale électrique*).

- **Toxicité**

Toxicité élevée à court terme (pour l'homme et les animaux); la durée de l'exposition est très courte (heures à jours) en raison de la dilution rapide et de la neutralisation dans l'environnement;

- **Stabilité / Faculté d'accumulation / Produits de dégradation**

Le NH3 est naturellement présent dans l'environnement; au plan quantitatif, les apports liés à la production de froid ne sont absolument pas significatifs.

II.2.6.3 Observations au sujet des écobilans

Les écobilans ne prennent pas seulement en compte les impacts écologiques des substances qui parviennent dans l'environnement en cours d'utilisation, mais les risques que celles-ci présentent durant tout leur cycle de vie. L'exploitation des matières premières, la fabrication de produits intermédiaires et celle de la substance elle-même, la phase d'utilisation et l'élimination sont incluses dans l'analyse. Ainsi, pour les fluides frigorigènes par exemple, le rendement des installations qui les utilisent est déterminant.

La part relative des impacts sur l'environnement est en effet la plus grande durant l'exploitation en raison de la consommation d'énergie.

Pour les fluorocarbures, il faut en plus tenir compte, par exemple, des émissions des substances appauvrissant la couche d'ozone, qui sont utilisées comme produits de base pour la synthèse. Les hypothèses faites sur les pertes en cours d'exploitation et lors de l'élimination jouent également un rôle important dans les calculs.

Sur mandat de l'office fédéral suisse de l'énergie, une étude a été réalisée pour établir les écobilans de pompes à chaleur et d'installations frigorifiques en fonction du type de fluide frigorigène utilisé. Les résultats obtenus pour des dispositifs de même puissance, montrent qu'à efficacité égale, les installations fonctionnant avec des substances naturelles présentent des avantages perceptibles pour la protection de l'environnement par rapport aux systèmes utilisant des substances de synthèse.

II.2.7 Problèmes particuliers

Risques, normes, responsabilité civile du fait des produits

L'emploi de fluides frigorigènes inflammables ou toxiques conduit à fixer des exigences particulières pour le choix des appareils et des installations, pour leur implantation et, également, pour les personnes qui les utilisent. Il est difficile d'obtenir une analyse de risques objective, car les préjugés et les appréciations fausses sont courants dans ce domaine.

Les risques représentés par les fluides frigorigènes « naturels » sont ainsi volontiers soulignés par les grands trusts qui fabriquent les fluides frigorigènes de synthèse. La concurrence est aussi faussée pour les appareils et installations fonctionnant aux hydrocarbures, par l'adoption de normes de sécurité extrêmement sévères (réduction des quantités maximales utilisées) et, souvent, par le refus mal fondé d'offrir des garanties (compresseurs).

Une plainte est ainsi pendante devant la Commission européenne pour s'opposer à l'adoption de nouveaux standards communautaires très sévères, qui conduiraient à empêcher l'utilisation d'hydrocarbures dans les installations frigorifiques et de climatisation.

Comme de nombreuses recherches le démontrent, au niveau international, les fluides frigorigènes naturels pourraient être utilisés de manière beaucoup plus fréquente que ce n'est le cas aujourd'hui. Une analyse a été effectuée sur mandat de l'OFEN en suisse, d'entente avec l'OFEFP, pour évaluer les risques présentés par des pompes à chaleur et des installations frigorifiques de tailles diverses, utilisant de l'ammoniac, des hydrocarbures et des HFC. Même avec des modèles prudents, les risques appréciés suivant les références usuelles apparaissent comme supportables, à condition de prendre les mesures préventives nécessaires (fabrication, installation, exploitation et entretien par des professionnels, formation correspondante des monteurs; séparation efficace des lieux ouverts au public et des locaux des machines dans les supermarchés). Les responsabilités ne dépendent pas du type de fluide frigorigène choisi, mais de la qualité de l'exécution. Les conséquences de défauts sont cependant plus importantes avec des fluides frigorigènes inflammables ou toxiques.

Inflammabilité des hydrocarbures

L'inflammabilité ne pose pas un problème particulier dans de grandes entreprises industrielles disposant de personnel compétent pour une surveillance permanente; les mesures de sécurité nécessaires sont connues et l'expérience des substances inflammables déjà longue (p. ex. installations de remplissage de bombes aérosols, fabrication de polystyrène expansé PSE). Si ces installations sont exploitées de manière efficace, elles le sont aussi avec profit.

Les exigences de sécurité requises aujourd'hui peuvent en revanche impliquer de telles dépenses pour les installations de petite taille non surveillées qu'elles menacent leur rentabilité.

Toxicité de l'ammoniac

La toxicité n'est pas un problème particulier pour des installations industrielles placées sous la surveillance de personnel spécialisé; les mesures nécessaires sont connues et les expériences acquises avec l'ammoniac déjà longues (p. ex. installations de refroidissement dans l'industrie alimentaire). L'ammoniac a en outre la propriété de dégager une odeur désagréable à faible concentration déjà, avant d'atteindre des seuils dangereux. C'est pourquoi les installations fonctionnant à l'ammoniac sont conçues a priori de manière étanche et avec de hautes exigences de qualité. Elles sont donc aussi coûteuses, ce qui pénalise spécialement celles de petite taille.

II.2.8 Conclusions

Dans des cas spéciaux, des systèmes tout à fait spécifiques s'imposent pour des raisons techniques (p. ex. basse température => machines frigorifiques à compression avec air ou hélium comme fluide frigorigène). En ce qui concerne les applications les plus fréquentes (machines frigorifiques à compression), le choix reste la plupart du temps ouvert entre les différents fluides frigorigènes. Dans ces cas et pour des raisons écologiques, il faut donner la préférence aux produits naturels.

Les émissions globales de fluorocarbures doivent être réduites; leur utilisation doit être limitée à l'essentiel. Il convient de développer et de poser des systèmes sans HFC. Les risques présentés par les fluides frigorigènes naturels peuvent d'une part être maîtrisés par une approche professionnelle de la construction et de l'exploitation et d'autre part fortement limités par une planification appropriée des installations. Le meilleur exemple à citer ici est la séparation spatiale de la production de froid (ammoniac / extérieur) et de la distribution de froid (transport avec pertes très faibles par CO2 liquide / intérieur), comme cela se pratique déjà en Suisse, en particulier dans des supermarchés, dans plusieurs patinoires artificielles et également dans l'industrie (lyophilisation du café).

Le Réfrigérant -12 (R12) et les autres CFC, R11 et R22 étaient les principaux composés utilisés dans les installations de refroidissement et d'isolation domestiques.

Cependant, les scientifiques ont montré que les CFC constituent une menace importante pour l'environnement : ils interviennent en effet dans la destruction de la coche d'ozone. En accord avec le protocole de Montréal, la production des CFC devait s'arrêter dans les pays de l'Union Européenne à la fin de l'année 1994 et dans la plupart des autres pays industrialisés à la fin de l'année 1995.

Dans tous ces pays, la production de CFC été considérablement réduite, voire supprimée (depuis janvier 2001, il est interdit d'utiliser des CFC même pour effectuer des inventions sur une unité hermétique). Les émissions globales de fluorocarbure doivent être réduites ; leur utilisation doit être limitée à l'essentiel. Il convient de développer et de poser des systèmes sans HFC.

L'industrie de la réfrigération se tourne vers des solutions de rechange qui ne portent pas préjudice à la coche d'ozone, comme les fluides frigorigènes naturels :

- Ammoniac (R717), hydrocarbures (propane R290, isobutane R600a) ;
- Eau (R718), CO2 (R744), air, hélium.



Chapitre III :

Modélisation de l'Ejecteur de la Machine Tritherme à Ejecto Compression Utilisant l'Ammoniac

Le but de ce chapitre est de présenter un modèle mathématique global unidimensionnel de la machine à éjecto-compression du type « mélange à pression constante », basé sur les équations de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement. Le modèle présenté utilise les résultats expérimentaux de LU [44] qui ont montre que le régime de fonctionnement de l'éjecteur est optimal en régime de transition avec le même fluide frigorigène dans les deux boucles : motrice et génératrice. Nous présentons aussi une brève étude bibliographique des autres modèles proposés, notamment ceux du type « mélange à section constante ».

Enfin, une exploitation numérique de ce modèle nous permettra d'étudier l'évolution de le facteur d'entraînement U et des paramètres géométriques φ et Φ de l'éjecteur fonctionnant en régime optimal ainsi que le coefficient de performance COP du cycle frigorifique de la machine en fonction des niveaux de températures au générateur, au condenseur et à l'évaporateur.

III.1. Etude bibliographique des modèles globaux

Dans les modèles globaux on ignore les profils locaux de vitesse et température, ainsi que les autres phénomènes internes d'écoulement liés à la turbulence ou à la couche limite. On n'intéresse qu'aux paramètres d'entrés-sortie de l'éjecteur en écrivant les bilans globaux de la quantité de mouvement, de l'énergie et de la masse. Dans ce type de modèles, le problème qui se pose est la description du phénomène du mélangeage entre les fluides primaire et secondaire dans la tuyère secondaire. Selon les hypothèses faites sur la conception du déroulement de ce mélangeage, on peut classer ces modèles en deux catégories : mélangeage à "pression constante" et mélangeage à "section constante".

Plusieurs auteurs [58, 61, 63] présentent le modèle de mélangeage "à section constante" en considérant que la sortie de la tuyère motrice coïncide avec l'entrée du mélangeur (x = 0, figure III.2). La section 1 est confondue avec la section p1. Dans ce modèle on admet que les fluides se mélangent entre les sections p1 et 3 à section constante.

D'autres auteurs comme Keenan et al. [12] présentent aussi un modèle de mélangeage mais avec une valeur de x non nulle. Ils distinguent deux zones de mélange (figure III.2) :

- Zone 1 : située entre les sections 1 et p1 où la pression est supposée constante (uniforme : $P_{S1}=P_1= P_{SP1}= P_{P1}$).
- Zone 2 : située entre les sections p1 et 3 où le mélange s'effectue à section constante.

Les performances d'une machine tritherme à éjecto-compresseur sont intimement liées à celles de son éjecteur. Ce dernier dépend en particulier du type de mélange des jets primaire et secondaire : « à pression constante » ou « à section constante ». Pour cela, des éjecteurs ont été dimensionnes en régime optimal selon ces deux hypothèses avec les fluides frigorifiques R142b et R600a et ce pour une puissance frigorifique de 10 kW.

Les résultats montrent qu'avec un même fluide frigorigène, les valeurs du facteur d'entrainement et du paramètre géométrique Φ sont plus élevées dans le cas du modèle "à pression constante" par rapport à celles obtenues "a section constante" [63]. Dans cette étude, nous avons opté pour le modèle de mélange à pression constante pour simuler l'écoulement du frigorigène R717 à travers l'éjecteur de la machine tritherme à éjecto-compression.

III.2. Modélisation du fonctionnement d'un éjecteur modèle "à pression constante"

L'optimisation d'une machine tritherme à éjecto-compression passe par celle de son éjecteur. Pour cela, un modèle monodimensionnel basé sur les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie a été mis au point [58, 59, 60]. Il prend en compte le fait que l'optimum de fonctionnement a lieu en régime de transition [61], [62] caractérisé par la formation d'un col sonique de l'écoulement secondaire à l'entrée de la chambre de mélange. Ce modèle est appliqué à l'ammoniac (substitut potentiel des fluides HCFC) dans un écoulement diphasique à travers l'éjecteur et cela pour des températures de fonctionnement de référence du bouilleur (générateur), du condenseur et de l'évaporateur fixées à T_B=120°C, T_C=35°C et T_E=0°C respectivement et pour une puissance frigorifique de 10 kW. Les caractéristiques thermodynamiques du fluide R717 en phase liquide et vapeur ont été déterminées à l'aide du logiciel REFPROP. Le facteur d'entraînement U et les paramètres géométriques φ et Φ de l'éjecteur fonctionnant en régime optimal sont calculés ainsi que le coefficient de performance COP du cycle frigorifique de la machine, ce dernier est comparé à celui de Carnot. L'influence des niveaux de températures au générateur, au condenseur et à l'évaporateur sur ces paramètres est aussi étudiée.

III.3. Analyse du Fonctionnement du Système:

Les schémas de la machine frigorifique tritherme à éjecto-compression et de l'éjecteur sont donnés respectivement par les figures III.1 et III.2.

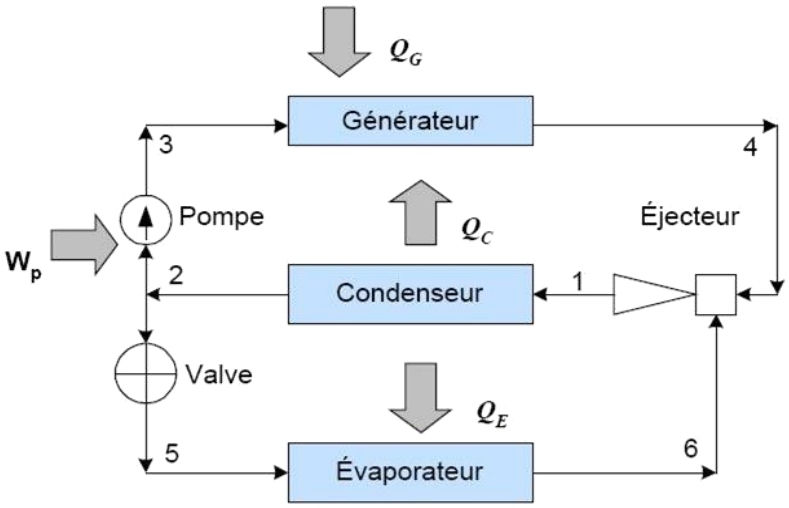


Figure III.1 – Schéma de la machine tritherme à éjecto-compression.

• La plupart des procédés industriels génèrent des rejets énergétiques qui sont disponibles à un coût très bas et dans certains cas ces procédés ont aussi des besoins en réfrigération. 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 les rejets thermiques 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. Un cycle de réfrigération à éjecteurs utilise les rejets thermiques industriels comme source de chaleur dans la gamme des températures de +60°C à +150°C, pour produire du froid à des niveaux de 0°C à +20°C

• Le système de réfrigération avec éjecteur est illustré sur la figure III.1. Il comporte deux cycles fermés 1-2-3-4-1 et 1-2-5-6-1. Le cycle 1-2-3-4-1 constitue le cycle de puissance. Le cycle 1-2-5-6-1 constitue le cycle de réfrigération.

• Dans le cycle de puissance, une quantité d'énergie, Q_G est fournie au générateur pour évaporer le réfrigérant qui est à haute pression à l'état 3. La vapeur à l'état 4, qui représente le fluide primaire, traverse l'éjecteur où elle est mélangée à la vapeur à l'état 6, qui représente le fluide secondaire, provenant de l'évaporateur. Le mélange des deux vapeurs se fait dans la chambre de mélange où s'effectue un recouvrement partiel de pression et qui se poursuit dans le diffuseur. La vapeur à l'état 1 passe à travers le condenseur où elle est condensée jusqu'à l'état liquide 2. Le liquide à l'état 2 est ensuite pompé vers le générateur et complète ainsi le cycle.

• Dans le cycle de réfrigération, le réfrigérant liquide à l'état 2 passe à travers une valve de détente pour l'amener à un état de basse pression, l'état 5. Le réfrigérant entre par la suite dans l'évaporateur où il produit, en s'évaporant, le froid désiré, Q_E. Le réfrigérant à l'état vapeur 6 est mélangé avec le fluide primaire dans l'éjecteur où il est comprimé. Le mélange vapeur à l'état 1 passe à travers le condenseur où il est condensé jusqu'à l'état liquide 2 et complète ainsi le cycle.

Ce système thermo frigorifique a été introduit par les travaux de l'ingénieur français Maurice Leblanc (1857-1923) sur les cycles à eau (1903, brevet sur l'éjecteur de vapeur d'eau – 1908, brevet d'une machine frigorifique à éjection de vapeur d'eau).

« Le parcours des deux jets primaire et secondaire est le suivant : la vapeur générée dans le bouilleur (générateur) à haute température et haute pression appelée fluide primaire ou moteur (P), se détend dans la tuyère primaire de l'éjecteur. A la sortie, le fluide primaire à grande vitesse entraîne le fluide secondaire (S) provenant de l'évaporateur tout en lui transmettant une partie de son énergie cinétique (donc en utilisant la force vive du même fluide sous une pression supérieure). Ensuite, les flux primaire et secondaire se mélangent dans la chambre de mélange. Une première augmentation de pression, due à la formation d'une onde de choc, a lieu dans la chambre de

mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur. A la sortie de ce dernier, le mélange se condense dans un condenseur.

Une partie du condensat passe dans l'évaporateur à travers un détendeur pour produire l'effet frigorifique tandis que le reste du liquide retourne au bouilleur par l'intermédiaire d'une pompe de circulation. »

L'optimisation d'une machine de climatisation tritherme à éjecto-compression est intimement liée à celle de son organe principal, l'éjecteur. C'est pour cela, que nous concentrons notre étude sur cet organe. Les performances d'un éjecteur sont définies par un facteur d'entraînement U donné par :

$$U = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_P} \qquad \text{III. 1}$$

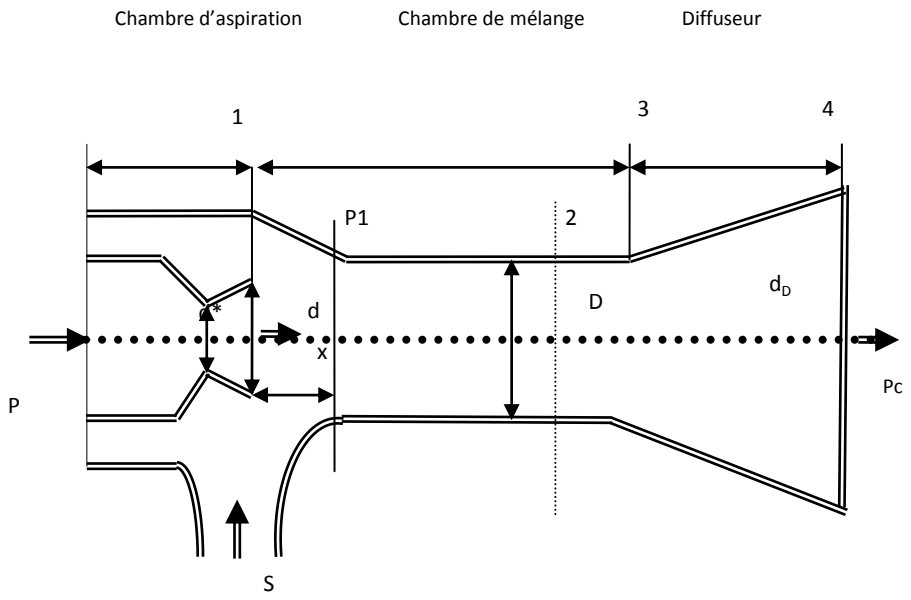
avec $\dot{m}_S$ et $\dot{m}_P$ sont les débits respectifs des fluides secondaire et primaire.

Le coefficient de performance COP de la machine tritherme à éjecto- compression est alors :

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_B + \dot{W}_P} = U\frac{\Delta h_E}{\Delta h_B + w_P} \qquad \text{III. 2}$$

Dans laquelle $\dot{Q}_E$, $\dot{Q}_B$ et $\dot{W}_P$ représentent respectivement les puissances thermiques à l'évaporateur E et au générateur (bouilleur) B et la puissance mécanique de la pompe P.

Δh_E et Δh_B sont respectivement les variations de l'enthalpie du fluide frigorigène aux bornes de l'évaporateur et du bouilleur (le générateur) et w_p est le travail massique consommé par la pompe.



$$\Phi = \left(\frac{D}{d^*}\right)^2, \quad \varphi = \left(\frac{d}{d^*}\right)^2 \qquad \text{III.3}$$

Figure III.2 – Schéma de l'éjecteur.

III.4. Modèle Mathématique

Les performances d'un système à éjecto-compresseur 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 des caractéristiques des sources ou du fluide caloporteur correspondant si on intègre au système les différents échangeurs: générateur, condenseur, évaporateur. Le dimensionnement de la machine est toujours effectué en supposant que l'éjecteur fonctionne en régime critique. De plus, le modèle de mélange des deux flux primaire et secondaire à pression constante est préféré à celui ayant lieu à section constante parce qu'il conduit à des meilleures performances [63]. Les équations mathématiques du modèle de l'éjecteur sont obtenues par l'application des principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie à des volumes de contrôle judicieusement choisis.

Les hypothèses adoptées dans ce modèle sont les suivantes :

- L'écoulement du fluide dans l'éjecteur est unidimensionnel et adiabatique.
- Les pertes lors de la détente du fluide primaire et du fluide secondaire ainsi que lors de la compression du mélange dans le diffuseur sont prises en compte à l'aide de rendements isentropiques.
- Formation d'un col sonique dans le fluide secondaire à l'entrée de la chambre de mélange.
- les vapeurs motrice et entraînée sont à l'état surchauffé à l'entrée de l'éjecteur (ΔT_E =5K et ΔT_B =8K) et avec un sous refroidissement au condenseur ΔT_C =5K.
- La pression est uniforme à l'entrée de la chambre de mélange et égal à celle du col sonique du fluide secondaire.
- les vitesses du fluide moteur et du fluide aspiré aux orifices d'arrivée et du mélange au refoulement sont négligeables.

A partir de ces hypothèses, les équations suivantes sont établies et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorifique sont calculées à l'aide du logiciel REFPROP 7 :

Les températures du bouilleur T_B, du condenseur T_C, d'évaporateur T_E et la puissance frigorifique $\dot{Q}_F$ étant fixées : donc nos données du système sont: η_D, T_C, ΔT_C, η_B, T_B, ΔT_B, η_S, T_E, ΔT_E, et $\dot{Q}_F$.

Les surchauffes au bouilleur et à l'évaporateur sont déterminées de telle sorte que le fluide reste toujours dans la zone de vapeur surchauffée lors des détentes :

$$T_{0P} = T_B + \Delta T_B \; ; \; P_{0\,P} = P_B = f(T_B) \qquad \text{III. 4}$$

$$T_{0S} = T_E + \Delta T_E \; ; \; P_{0\,S} = P_E = f(T_E) \qquad \text{III. 5}$$

Le sous refroidissement au niveau du condenseur est déterminé de telle sorte que nous assurons la condensation :

$$P_C = f(T_C) ; h_{SC} = f(T_C - \Delta T_C, P_C) \qquad \text{III. 6}$$

La puissance frigorifique $\dot{Q}_F$ est donnée, donc on déduit le débit massique du fluide secondaire :

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_S(h_{SE} - h_{SC}) \Longrightarrow \dot{m}_S \qquad \text{III. 7}$$

Le régime de transition étant caractérisé par un nombre de Mach égal à l'unité à l'entrée de la chambre de mélange (au débit de mélangeage) on commence par calculer P_{S1}.

Avec l'hypothèse que $P_{P1} = P_{S1}$, $\dot{m}_s$ étant fixé pour une puissance frigorifique de 10 kW, on déduit alors à partir de l'équation précédente A_{S1} de tell façon :

$$\dot{m}_S = \rho^*.V^*.A_{sc} \Longrightarrow A_{sc} = A_{s1} \qquad \text{III. 8}$$

A l'aide du REFPROP on distingue :

$$h_{0P} = f(T_{0P}, P_{0P}) ; S_{0P} = f(T_{0P}, h_{0P}) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{III. 9}$$

$$h_{0S} = f(T_{0S}, P_{0S}) ; S_{0S} = f(T_{0S}, h_{0S}) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{III. 10}$$

On initialise $P^*_P = P_{0P}$ et $P^*_S = P_{0S}$

au * (col sonique) on sait que :

$$S_{is}{}^*_P = S_{0P} ; S_{is}{}^*_S = S_{0S}$$

Ceci implique que :

$$h_{is}{}^*_P = f(P^*_P, S_{is}{}^*_P) ; h_{is}{}^*_S = f(P^*_S, S_{is}{}^*_S) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{III. 11}$$

on sait que :

$$\eta_C = \left((h_{0p} - h_p^*)/(h_{0p} - h_{is\,S}^*)\right) \Longrightarrow h_p^* ; \eta_S = \left((h_{0S} - h_S^*)/(h_{0S} - h_{is\,P}^*)\right) \Longrightarrow h_S^* \ldots \text{III. 12}$$

Puis on fait le teste de condensation.

Connaissant ($h_{is}{}^*_P$ et P^*_P) et ($h_{is}{}^*_S$ et P^*_S), donc et à l'aide de REFPROP :

$$S^*_P = f(P^*_P, h^*_P) ; \rho^*_P = f(S^*_P, h^*_P) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{III. 13}$$

$$S^*_S = f(P^*_S, h^*_S) ; \rho^*_S = f(S^*_S, h^*_S) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{III. 14}$$

Donc la vitesse du fluide primaire au col de la tuyère convergent divergent est donnée par :

$$V^*_P = \sqrt{2(h_{0P} - h^*_P)} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{III. 15}$$

Et la vitesse du fluide secondaire à la sortie du convergent divergent est donnée par :

$$V^*_S = \sqrt{2(h_{0S} - h^*_S)} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{III. 16}$$

On sait qu'en * la vitesse est sonique :

$$V^*_P = a^*_P = \sqrt{\left(\Delta P_P/\Delta\rho^*_P\right)_{is}} \quad ; \quad V^*_S = a^*_S = \sqrt{\left(\Delta P_S/\Delta\rho^*_S\right)_{is}} \ldots\ldots \text{III. 17}$$

On fait une vérification de P* jusqu'à $P^*_1 = P^* + \Delta P$ pour les deux fluide jusqu'à on obtient l'égalité (jusqu'à une valeur d'erreur absolu qui peut être négligeable).

Puisque la pression est uniforme dans cette section on a alors :

$$P_{p1} = P_{s1} = P^*_S$$

avec $S_{p1is} = S_{0P}$; $h_{p1is} = f(P^*_S, S_{0P})$

Connaissant le rendement de la tuyère convergent divergent :

$$\eta_p = \left((h_{0P} - h_{p1})/(h_{0P} - h_{p1is})\right) \Longrightarrow h_{p1) \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots} \text{III. 18}$$

En vertu du principe de conservation de la quantité de l'énergie, la vitesse du fluide primaire à la sortie du convergent divergent (plan 1) est déterminée par :

$$h_{p1} + \frac{{V_{p1}}^2}{2} = h_{0P} \Longrightarrow V_{p1} \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 19}$$

Pour une valeur supposée du débit primaire les sections au col de la tuyère primaire et à la sortie du convergent-divergent sont évaluées et par conséquent A_1 (A_1=A_{p1}+A_{s1}).:

$$\dot{m}_P = \rho^*_P . V^*_P . {A_p}^* \Longrightarrow {A_p}^* \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 20}$$

$$\dot{m}_P = \rho_{p1} . V_{p1} . A_{p1} \Longrightarrow A_{p1} \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 21}$$

Donc on peut calculer :

$$U = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_P} \; ; \; \varphi = \frac{A_{p1}}{A_{pc}} \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 22}$$

Où U est le facteur d'entrainement et φ est un paramètre géométrique de l'éjecteur.

En vertu des principes de conservation de la quantité de mouvement et pour une valeur supposée de A_2, la vitesse V_2 du mélange est déterminée par :

$$V_2 = \frac{V_{p1} + U.V^*_S + \frac{P^*_S}{\dot{m}_P}((A_s{}^* + A_{p1}) - A_2)}{1 + U} \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 23}$$

En vertu du principe de conservation de l'énergie, l'enthalpie h_2 est déterminée par :

$$h_2 = \frac{h_{p1} + \frac{{V_{p1}}^2}{2} + U(h^*_S + \frac{V^{*2}_S}{2})}{1 + U} - \frac{{V_2}^2}{2} \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 24}$$

A l'aide du REFPROP on obtient :

$$S_2 = f(P_2, h_2) \; ; \rho_2 = f(S_2, h_2) \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 25}$$

Donc le débit massique peut calculer par : $\dot{m}_2 = \rho_2 . V_2 . A_2 \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots$ III. 26

On ajuste A_2 jusqu'à on obtient l'égalité entre $\dot{m}_2$ et la somme $(\dot{m}_P + \dot{m}_S)$

Le nombre de Mach M_2 du mélange est donné par :

$$M_2 = \frac{V_2}{a_2} \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 27}$$

Où a_2 est la vitesse du son calculée par :

$$a_2 = \sqrt{\left(\frac{\Delta P}{\Delta \rho}\right)_{is,2}} \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 28}$$

Si $M_2 > 1$ l'écoulement est subit une onde de choc.

On initialise $P_3 > P_2$

La vitesse V_3 et l'enthalpie h_3 du mélange après passage de l'onde de choc sont calculées respectivement à partir des équations de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie :

$$\dot{m}_2 . V_2 + P_2 . A_2 = \dot{m}_3 . V_3 + P_3 . A_3 \Longrightarrow V_3 \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 29}$$

$$h_2 + \frac{{V_2}^2}{2} = h_3 + \frac{{V_3}^2}{2} \Longrightarrow h_3 \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 30}$$

A l'aide du REFPROP on obtient :

$$S_3 = f(P_3, h_3) ; \rho_3 = f(S_3, h_3) \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 31}$$

Donc le débit massique peut calculer par :

$$\dot{m}_3 = \rho_3 . V_3 . A_3 \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 32}$$

On ajuste P_3 jusqu'à on obtient l'égalité entre $\dot{m}_3$ et $\dot{m}_2$.

Le nombre de Mach correspondant est alors :

$$M_3 = (V_3 / a_3) \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 33}$$

La vitesse du fluide étant considérée comme nulle à la sortie du diffuseur, sa pression et sa température peuvent être calculées à partir des relations suivantes :

$$h_4 = \frac{h_{0P} + U . h_{0S}}{1 + U} \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 34}$$

$$\eta_d = \frac{h_{4is} - h_3}{h_4 - h_3} \Longrightarrow h_{4is} \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 35}$$

$$T_4 \text{ et } P_4 = f(h_{4is}, S_{4is} = S_3) \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \text{III. 36}$$

La résolution des équations de conservation respectivement dans la chambre de mélange et dans le diffuseur permet d'aboutir en particulier à une valeur de P_4 qui doit être ajustée à l'aide de $\dot{m}_P$ jusqu'à égalité avec P_C.

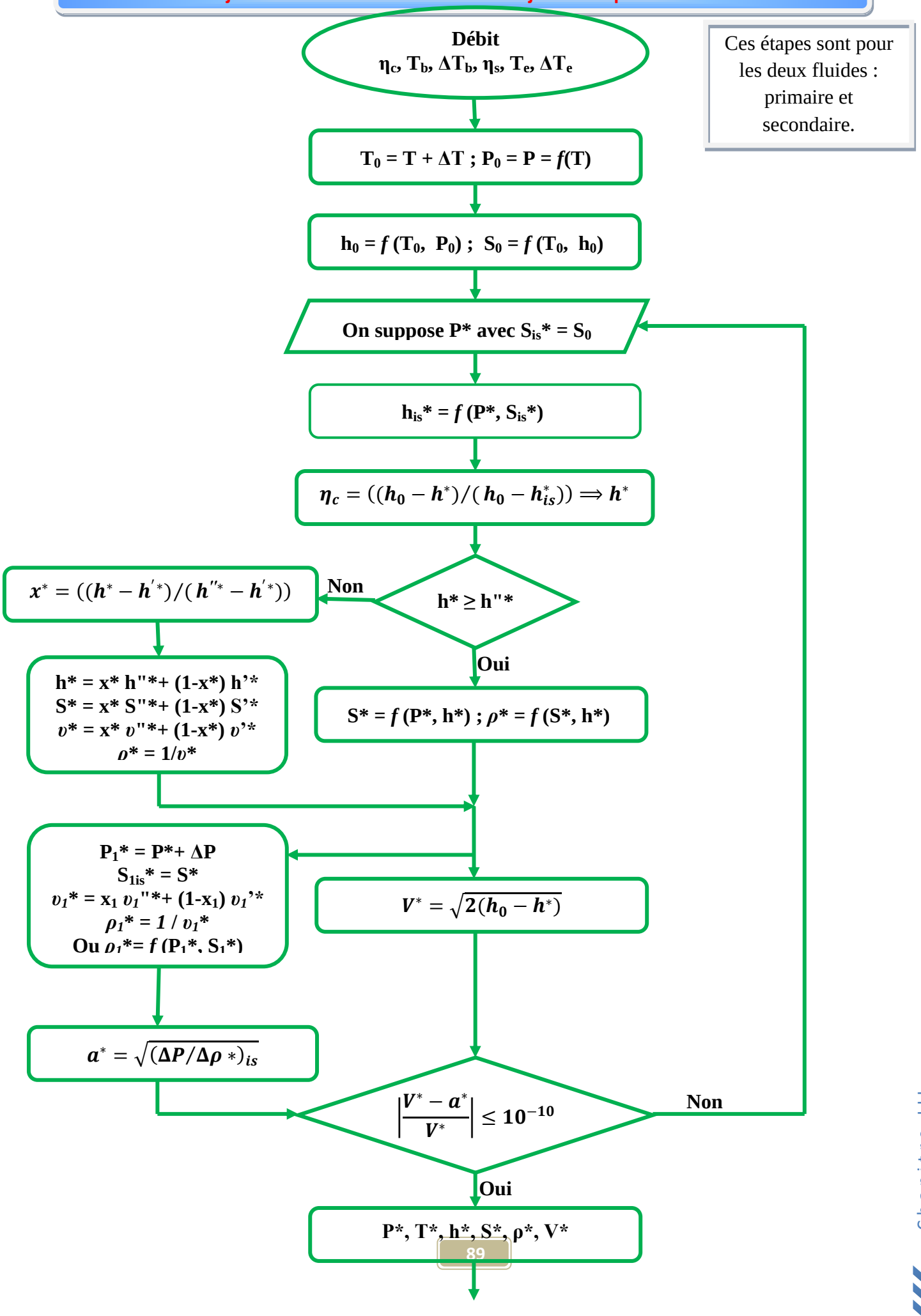
$$T_4 \text{ et } P_4 = f(h_{4is}, S_{4is} = S_3) \text{ (à l'aide du REFPROP)} \dots\dots\dots\dots \text{III. 37}$$

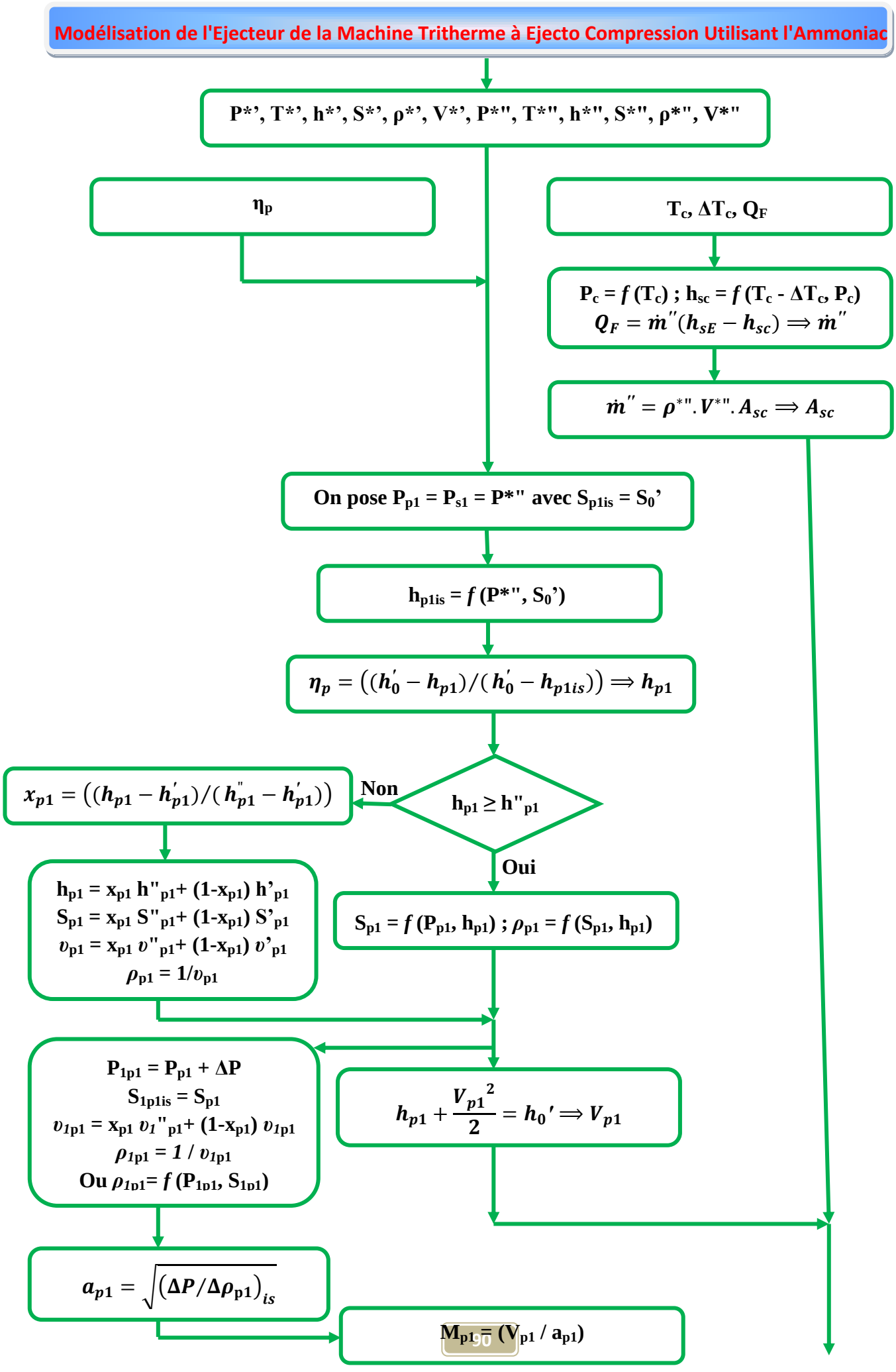
Finalement les paramètres géométriques φ et Φ de l'éjecteur sont déterminés ainsi que son facteur d'entrainement U et par conséquent la valeur du COP de la machine frigorifique.

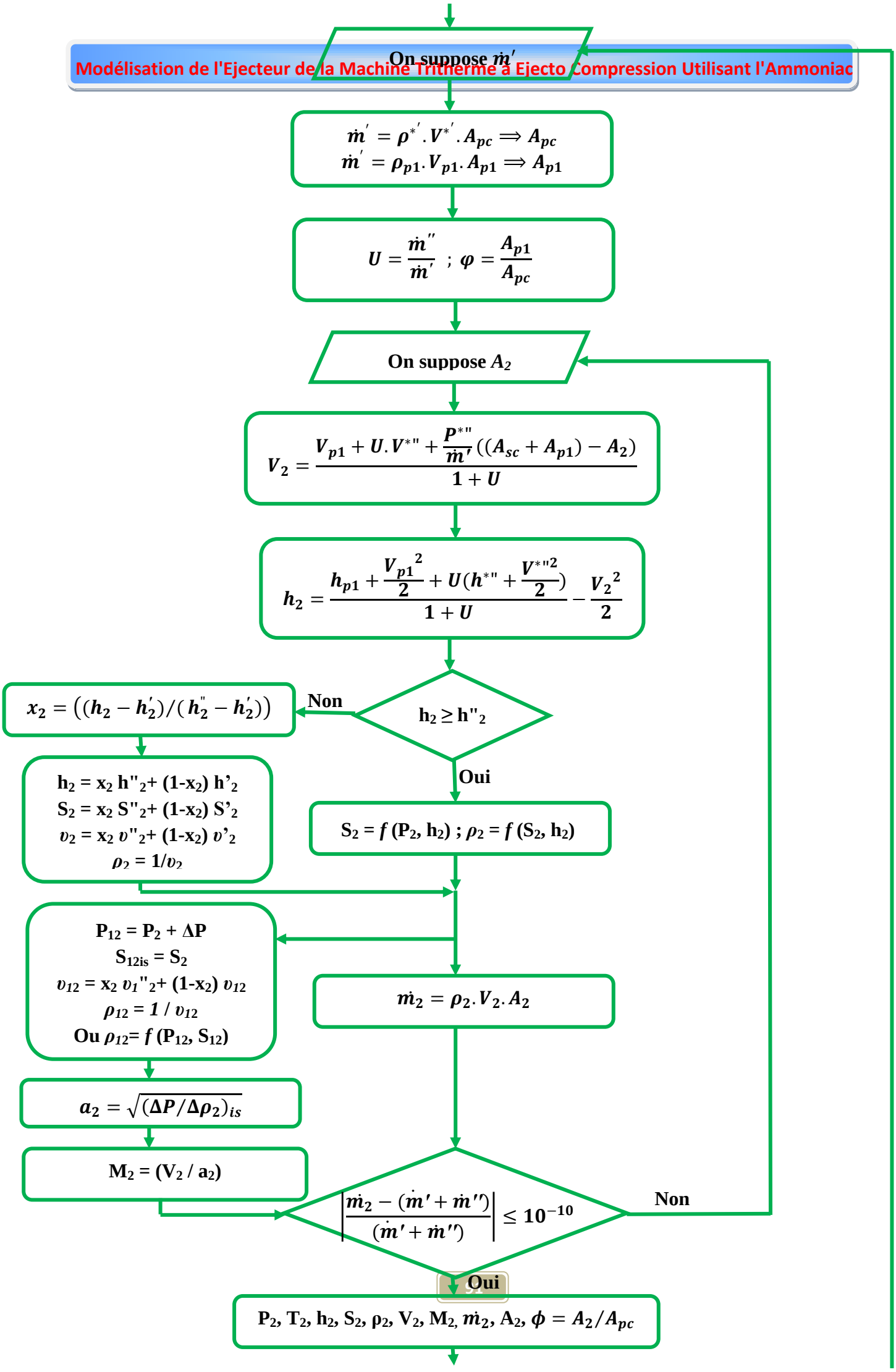
III.5. Résolution des systèmes d'équations

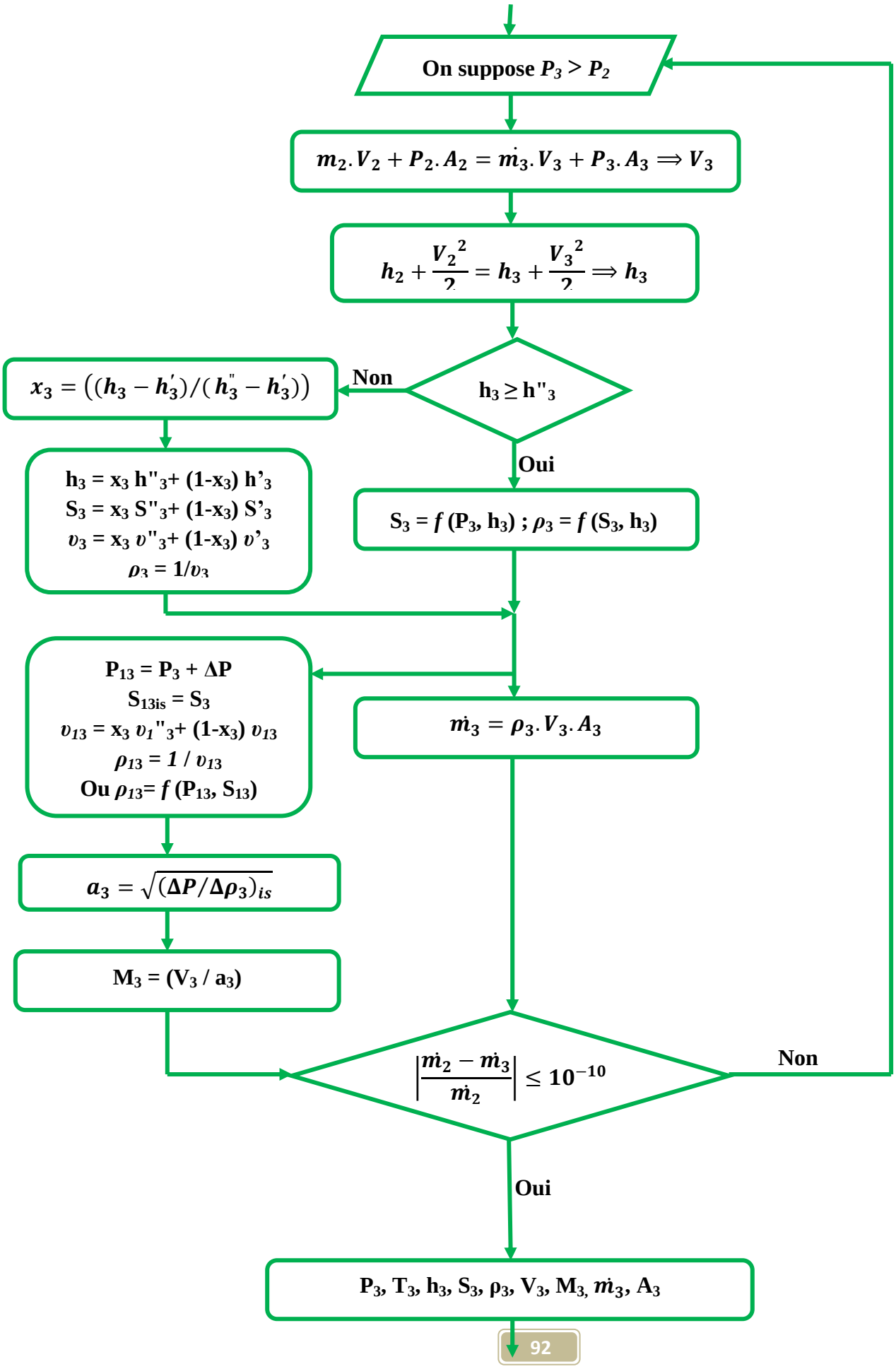
Les systèmes d'équations caractérisant le régime de transition sont résolus par une méthode itérative de substitution. Les résultats obtenus montrent que notre modèle reproduit correctement les résultats expérimentant obtenus par LU [48] pour le même fluide réfrigérant primaire et secondaire.

La figure III.3 présente l'algorithme de résolution du système d'équation dans le cas du régime de transition.


Débit
ηc, Tb, ΔTb, ηs, Te, ΔTe
Ces étapes sont pour les deux fluides : primaire et secondaire.
T0 = T + ΔT ; P0 = P = f(T)
h0 = f (T0, P0) ; S0 = f (T0, h0)
On suppose P* avec Sis* = S0
his* = f (P*, Sis*)
ηc = ((h0 − h*)/(h0 − his*)) ⟹ h*
h* ≥ h"*
Non
x* = ((h* − h'*)/(h"* − h'*))
Oui
h* = x* h"*+ (1-x*) h'*
S* = x* S"*+ (1-x*) S'*
υ* = x* υ"*+ (1-x*) υ'*
ρ* = 1/υ*
S* = f (P*, h*) ; ρ* = f (S*, h*)
P1* = P*+ ΔP
S1is* = S*
υ1* = x1 υ1"*+ (1-x1) υ1'*
ρ1* = 1 / υ1*
Ou ρ1*= f (P1*, S1*)
V* = √2(h0 − h*)
a* = √(ΔP/Δρ *)is
|V* − a*/V*| ≤ 10−10
Non
Oui
P*, T*, h*, S*, ρ*, V*


P*', T*', h*', S*', ρ*', V*', P*", T*", h*", S*", ρ*", V*"
ηp
Tc, ΔTc, QF
Pc = f (Tc) ; hsc = f (Tc - ΔTc, Pc)
$Q_F = \dot{m}''(h_{sE} - h_{sc}) \Rightarrow \dot{m}''$
$\dot{m}'' = \rho^{*}".V^{*}".A_{sc} \Rightarrow A_{sc}$
On pose Pp1 = Ps1 = P*" avec Sp1is = S0'
hp1is = f (P*", S0')
$\eta_p = ((h_0' - h_{p1})/(h_0' - h_{p1is})) \Rightarrow h_{p1}$
hp1 ≥ h"p1
Non
$x_{p1} = ((h_{p1} - h_{p1}')/(h_{p1}" - h_{p1}'))$
Oui
hp1 = xp1 h"p1+ (1-xp1) h'p1
Sp1 = xp1 S"p1+ (1-xp1) S'p1
υp1 = xp1 υ"p1+ (1-xp1) υ'p1
ρp1 = 1/υp1
Sp1 = f (Pp1, hp1) ; ρp1 = f (Sp1, hp1)
P1p1 = Pp1 + ΔP
S1p1is = Sp1
υ1p1 = xp1 υ1"p1+ (1-xp1) υ1p1
ρ1p1 = 1 / υ1p1
Ou ρ1p1= f (P1p1, S1p1)
$h_{p1} + \frac{V_{p1}^{2}}{2} = h_0' \Rightarrow V_{p1}$
$a_{p1} = \sqrt{(\Delta P/\Delta\rho_{p1})_{is}}$
Mp1 = (Vp1 / ap1)


On suppose $\dot{m}'$
$\dot{m}' = \rho^{*'} . V^{*'} . A_{pc} \Rightarrow A_{pc}$
$\dot{m}' = \rho_{p1} . V_{p1} . A_{p1} \Rightarrow A_{p1}$
$U = \frac{\dot{m}''}{\dot{m}'}$; $\varphi = \frac{A_{p1}}{A_{pc}}$
On suppose A_2
$V_2 = \frac{V_{p1} + U.V^{*"} + \frac{P^{*"}}{\dot{m}'}((A_{sc} + A_{p1}) - A_2)}{1 + U}$
$h_2 = \frac{h_{p1} + \frac{V_{p1}^2}{2} + U(h^{*"} + \frac{V^{*"2}}{2})}{1 + U} - \frac{V_2^2}{2}$
$h_2 \geq h"_2$
Non
$x_2 = ((h_2 - h'_2)/(h"_2 - h'_2))$
Oui
$h_2 = x_2\, h"_2 + (1-x_2)\, h'_2$
$S_2 = x_2\, S"_2 + (1-x_2)\, S'_2$
$v_2 = x_2\, v"_2 + (1-x_2)\, v'_2$
$\rho_2 = 1/v_2$
$S_2 = f(P_2, h_2)$; $\rho_2 = f(S_2, h_2)$
$P_{12} = P_2 + \Delta P$
$S_{12is} = S_2$
$v_{12} = x_2\, v_1"_2 + (1-x_2)\, v_{12}$
$\rho_{12} = 1 / v_{12}$
Ou $\rho_{12} = f(P_{12}, S_{12})$
$\dot{m}_2 = \rho_2 . V_2 . A_2$
$a_2 = \sqrt{(\Delta P/\Delta \rho_2)_{is}}$
$M_2 = (V_2 / a_2)$
$\left|\frac{\dot{m}_2 - (\dot{m}' + \dot{m}'')}{(\dot{m}' + \dot{m}'')}\right| \leq 10^{-10}$
Non
Oui
$P_2, T_2, h_2, S_2, \rho_2, V_2, M_2, \dot{m}_2, A_2, \phi = A_2/A_{pc}$


On suppose $P_3 > P_2$
$m_2.V_2 + P_2.A_2 = \dot{m}_3.V_3 + P_3.A_3 \Longrightarrow V_3$
$h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_3 + \frac{V_3^2}{2} \Longrightarrow h_3$
$h_3 \geq h''_3$
Non
Oui
$x_3 = ((h_3 - h'_3)/(h''_3 - h'_3))$
$h_3 = x_3\, h''_3 + (1-x_3)\, h'_3$
$S_3 = x_3\, S''_3 + (1-x_3)\, S'_3$
$v_3 = x_3\, v''_3 + (1-x_3)\, v'_3$
$\rho_3 = 1/v_3$
$S_3 = f(P_3, h_3)$; $\rho_3 = f(S_3, h_3)$
$P_{13} = P_3 + \Delta P$
$S_{13is} = S_3$
$v_{13} = x_3\, v_1''_3 + (1-x_3)\, v_{13}$
$\rho_{13} = 1 / v_{13}$
Ou $\rho_{13} = f(P_{13}, S_{13})$
$\dot{m}_3 = \rho_3.V_3.A_3$
$a_3 = \sqrt{(\Delta P/\Delta \rho_3)_{is}}$
$M_3 = (V_3 / a_3)$
$\left|\frac{\dot{m}_2 - \dot{m}_3}{\dot{m}_2}\right| \leq 10^{-10}$
Non
Oui
$P_3, T_3, h_3, S_3, \rho_3, V_3, M_3, \dot{m}_3, A_3$

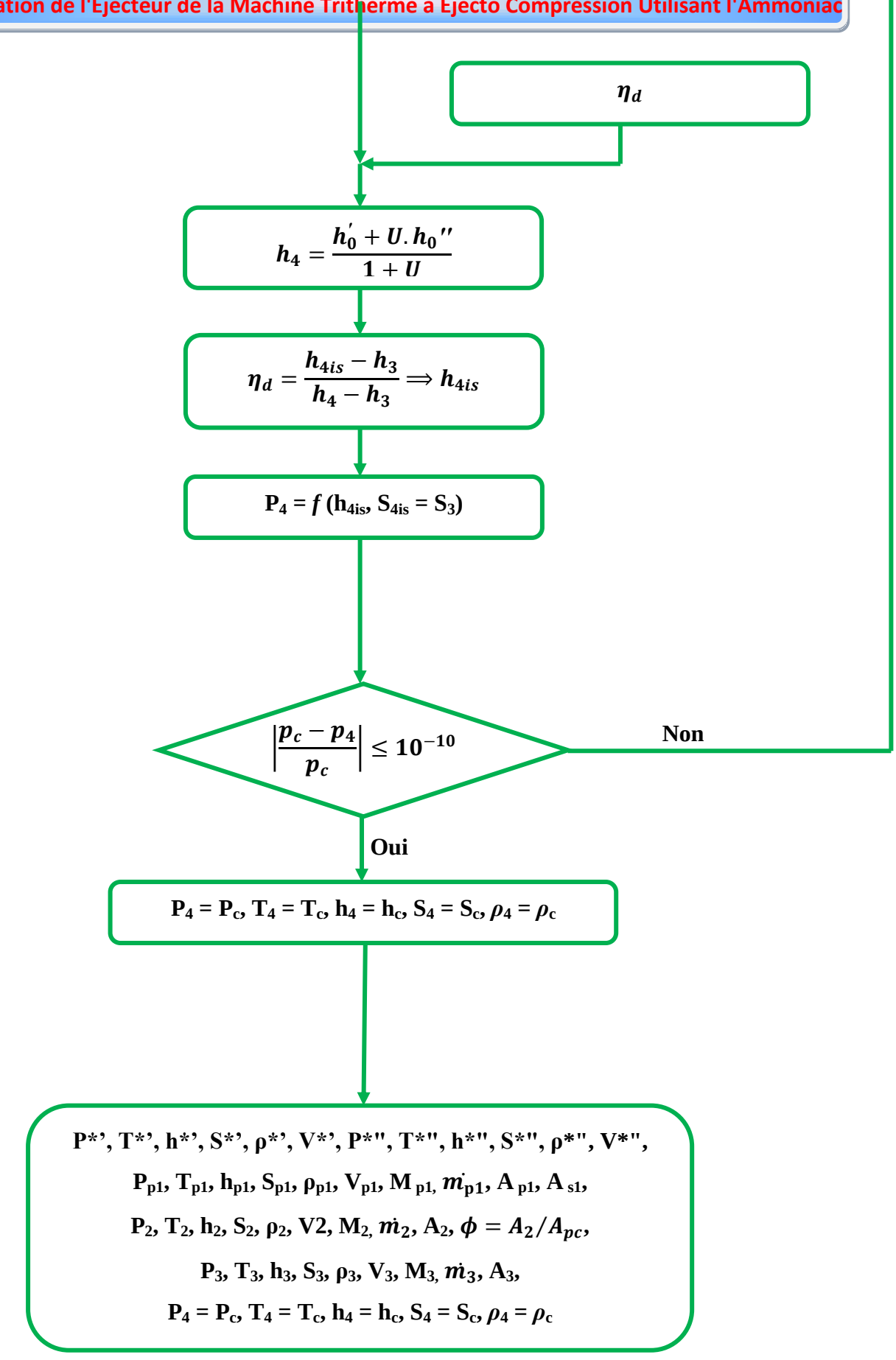


Figure III.3 – Schéma de l'Organigramme de la résolution du système.

III.6. Résultats et discussions

D'un strict point de vue thermodynamique, le recours aux fluides frigorigènes dit « naturels » peut avantageusement être proposé pour pallier les interdictions pesant sur les frigorigènes halogénés. Il s'agit principalement du propane, du butane et de l'ammoniac. D'autre part, des simulations effectuées avec des déférents réfrigérants [3] montre que avec le R717 la machine donne une meilleure performance pour des températures de source chaude supérieure à 100°C.

Ce modèle est appliqué à l'ammoniac (substitut potentiel des fluides HCFC) dans un écoulement diphasique à travers l'éjecteur et cela pour des températures de fonctionnement de référence du bouilleur (générateur), du condenseur et de l'évaporateur fixées à T_B=120°C, T_C=35°C et T_E=0°C respectivement et pour une puissance frigorifique de 10 kW.

Nous avons alors fait varier les températures du générateur, condenseur et de l'évaporateur afin de mesurer l'influence de la variation de T sur U et le COP, l'application de ce processus fait l'objet de les figures (III.4, III.5, III.6 et III.7), où est représentée respectivement la variation du COP du cycle frigorifique de la machine tritherme comme suite :

- En fonction de la température du générateur pour une température du condenseur fixée à T_C=35°C et différentes températures de l'évaporateur.
- En fonction de la température du générateur pour une température de l'évaporateur fixée à T_E=0°C et différentes températures au condenseur.
- En fonction de la température de l'évaporateur pour une température du générateur fixée à T_B=120°C et différentes températures de condensation.
- En fonction de la température de condensation pour une température du générateur fixée à T_B=120°C et différentes températures de l'évaporation.

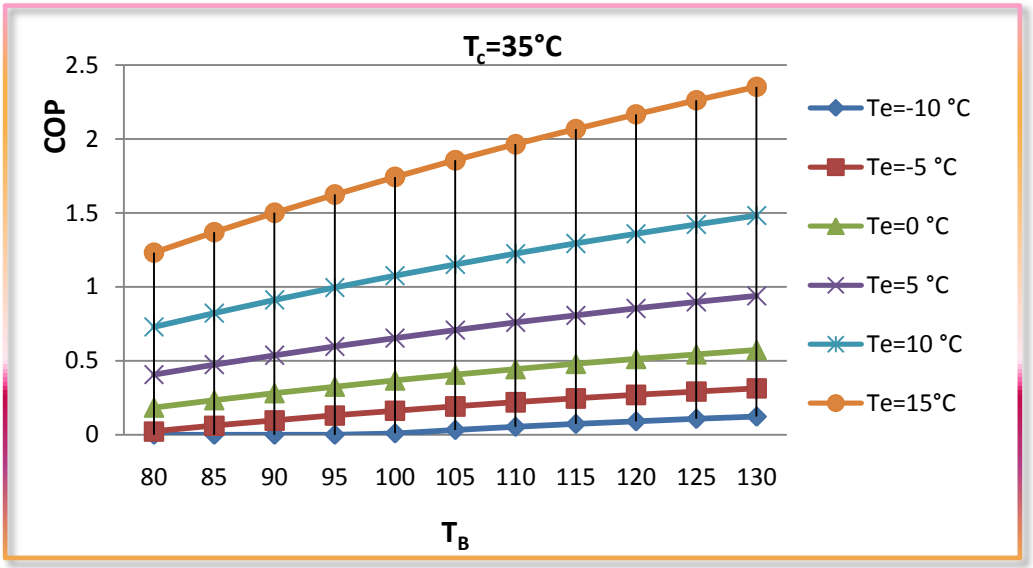


Figure III.4 – Variation du COP de la machine avec la température de la source chaude pour T_C = 35°C.

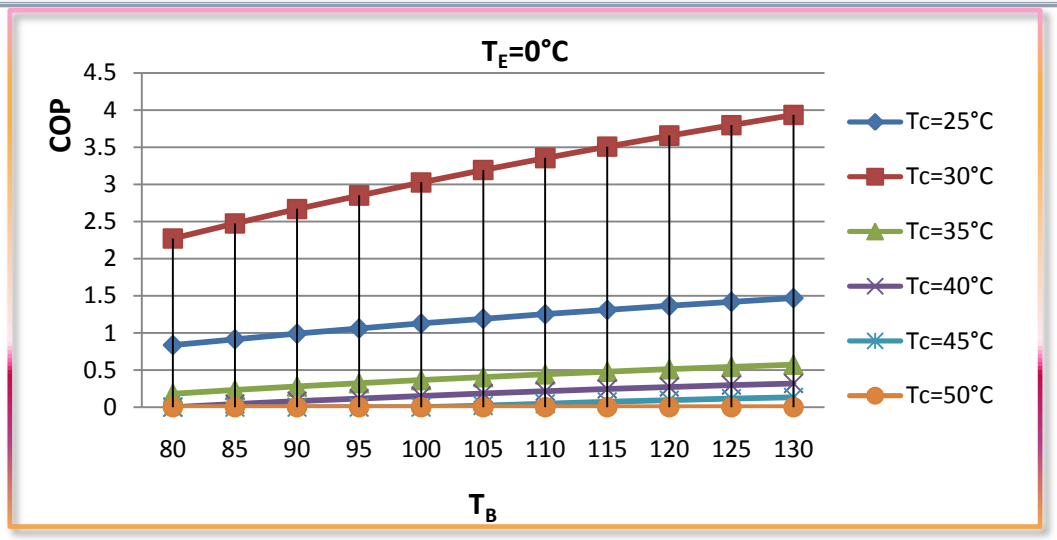


Figure III.5 – Variation du COP de la machine avec la température de la source chaude pour T_E = 0°C.

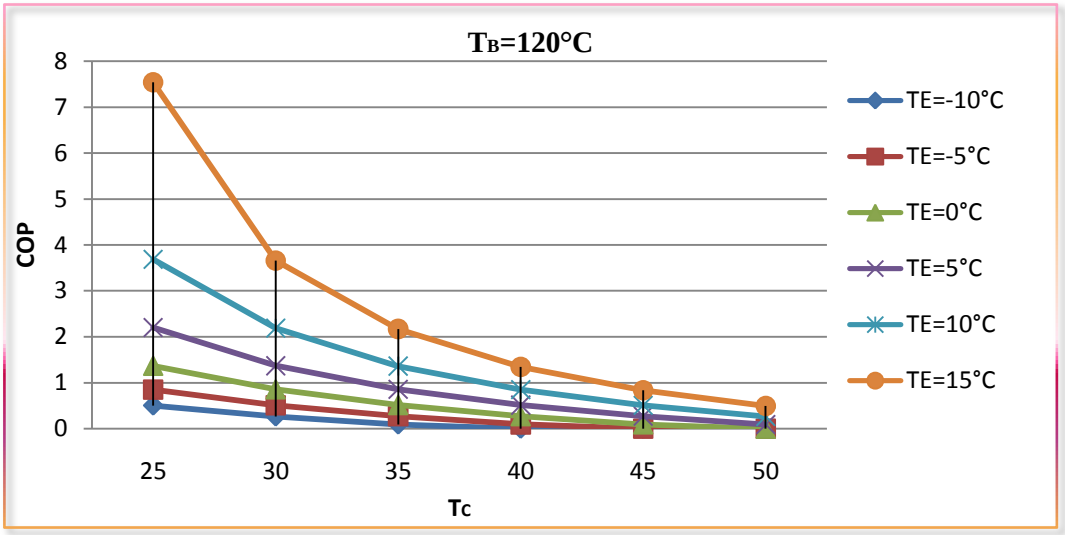


Figure III.6 – Variation du COP de la machine avec la température de la source chaude pour T_B = 120°C.

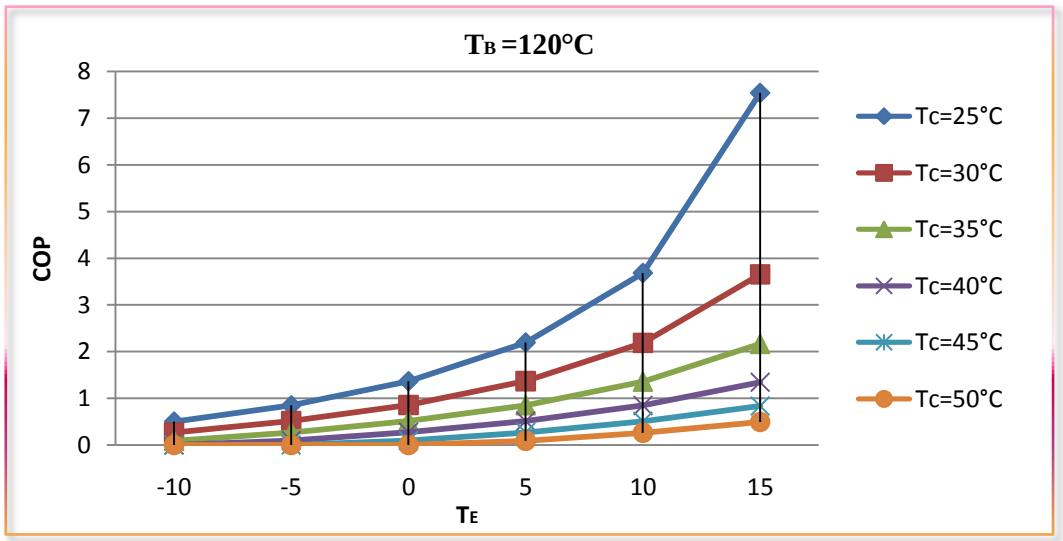


Figure III.7 – Variation du COP de la machine avec la température de la source froide pour T_B = 120°C.

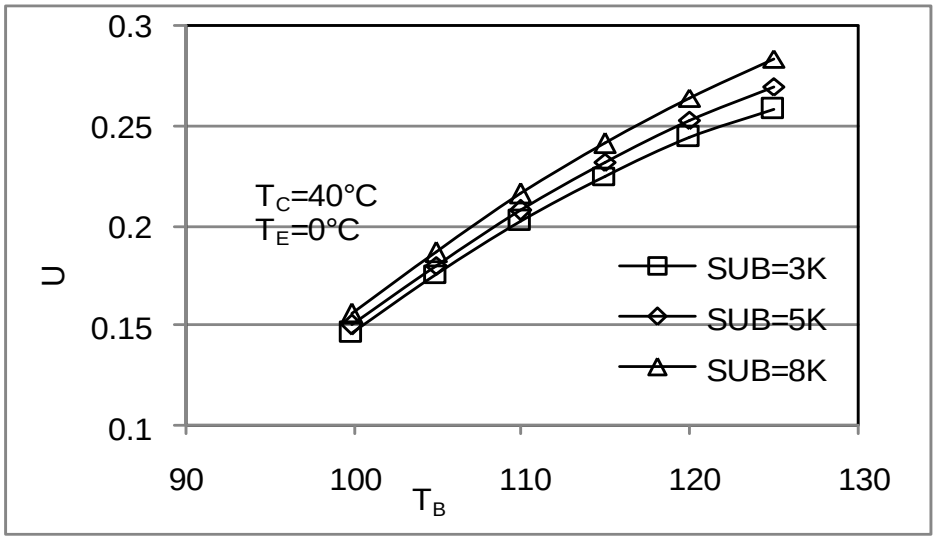


Figure III.8 – Variation du U de la machine avec la température T_B pour T_C = 40°C et T_E = 0°C.

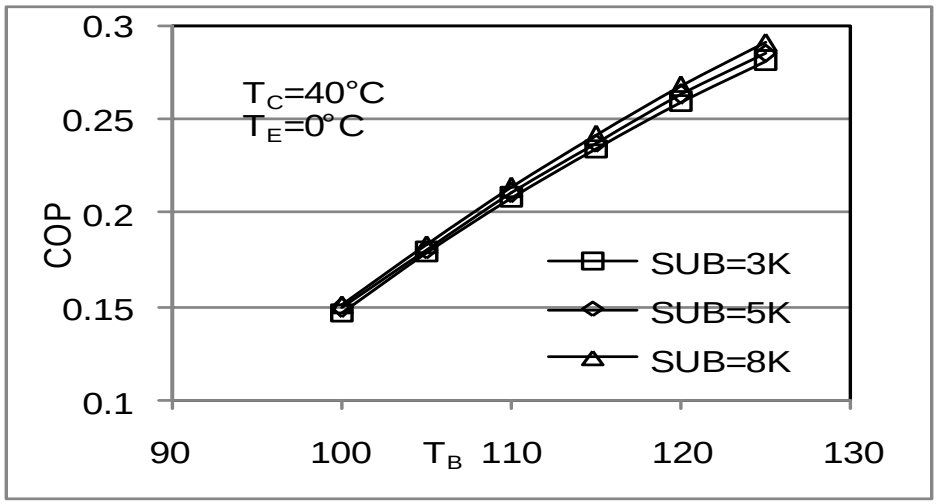


Figure III.9 – Variation du COP de la machine avec la température T_B pour T_C = 40°C et T_E = 0°C.

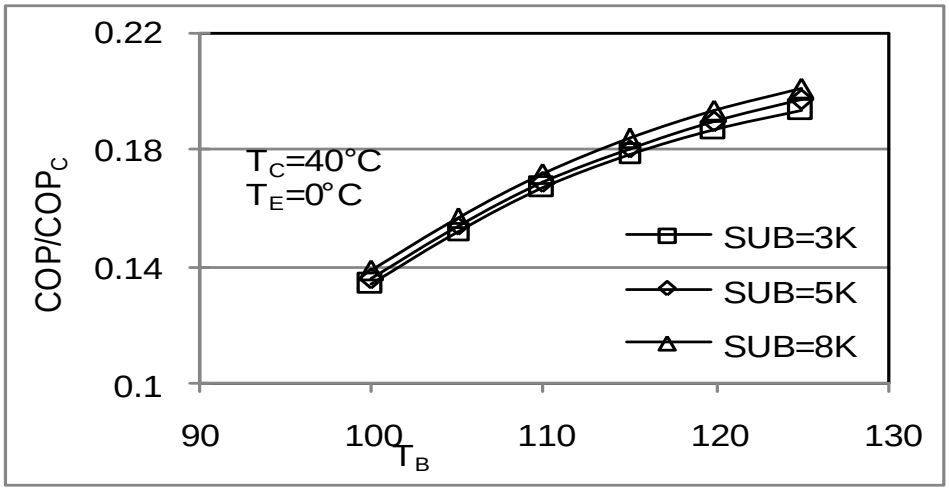


Figure III.10 – Variation du COP/COPc avec la température T_B pour T_C = 40°C et T_E = 0°C.

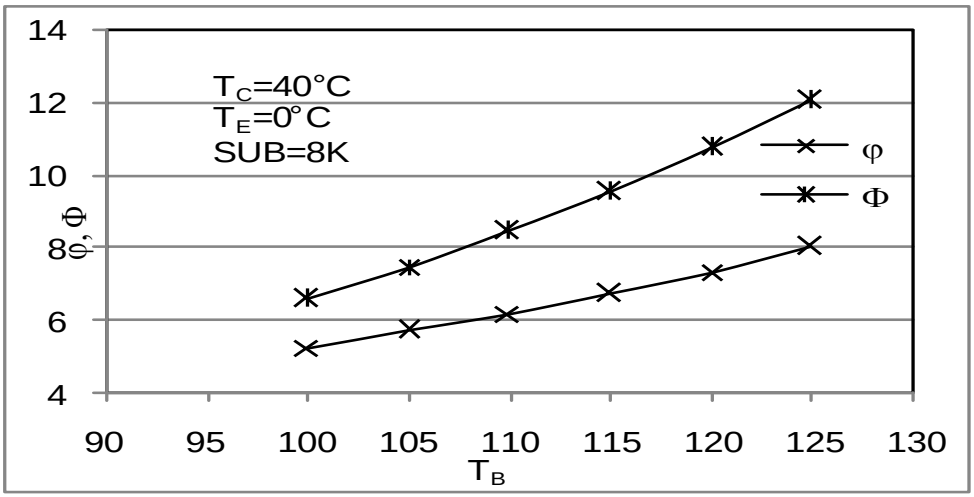


Figure III.11 – Variation du φ et ϕ de la machine avec T_B pour T_C = 40°C, T_E = 0°C et SUB = 8k.

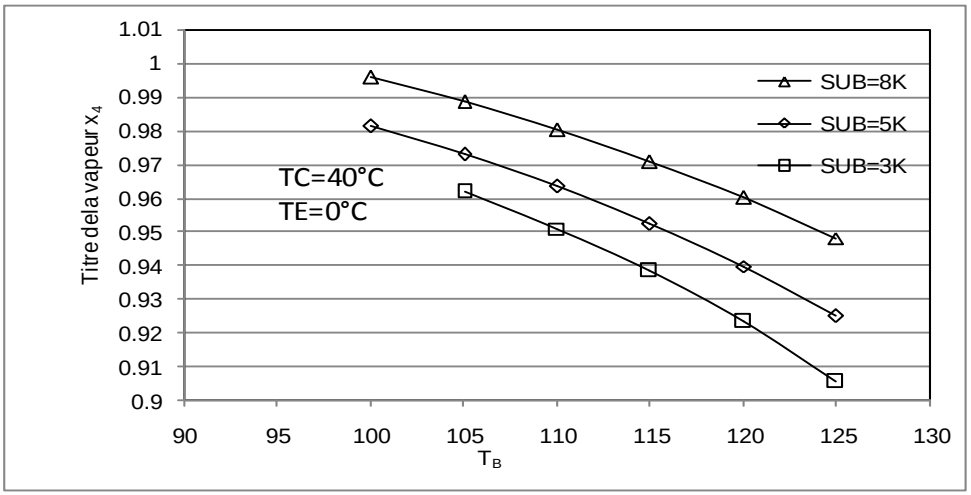


Figure III.12 – Variation du titre de la vapeur à la sortie d'éjecteur avec T_B pour T_C = 40°C, T_E = 0°C.

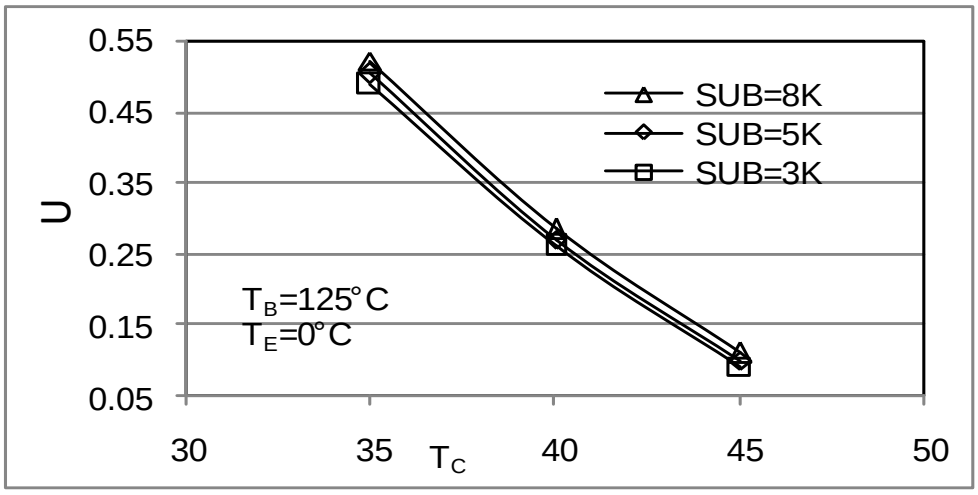


Figure III.13 – Variation du U de la machine avec la température T_C pour T_B = 125°C et T_E = 0°C.

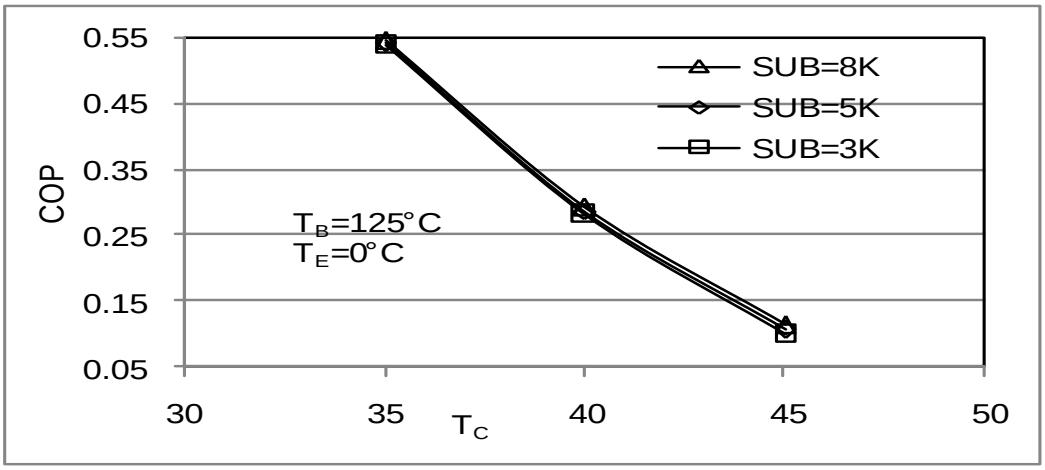


Figure III.14 – Variation du COP de la machine avec la température T_C pour T_B = 125°C et T_E = 0°C.

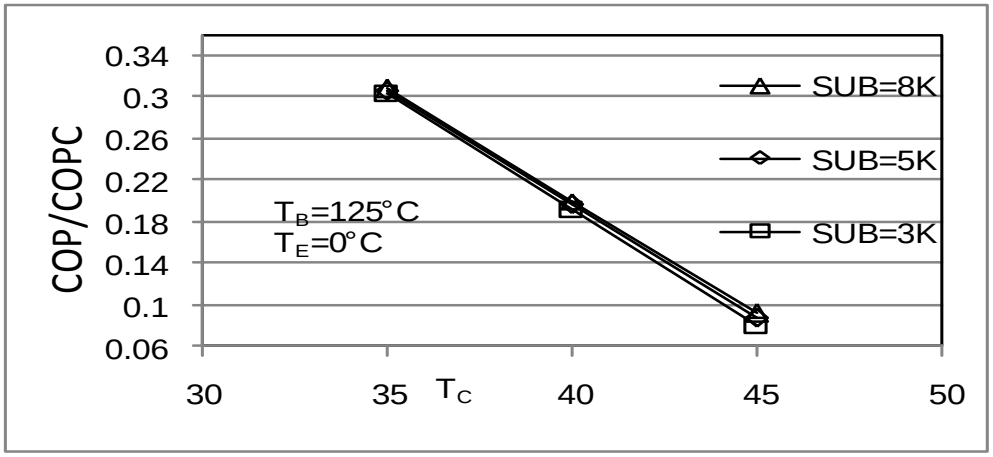


Figure III.15 – Variation du COP/COPc de la machine avec la température T_C pour T_B = 125°C et T_E = 0°C.

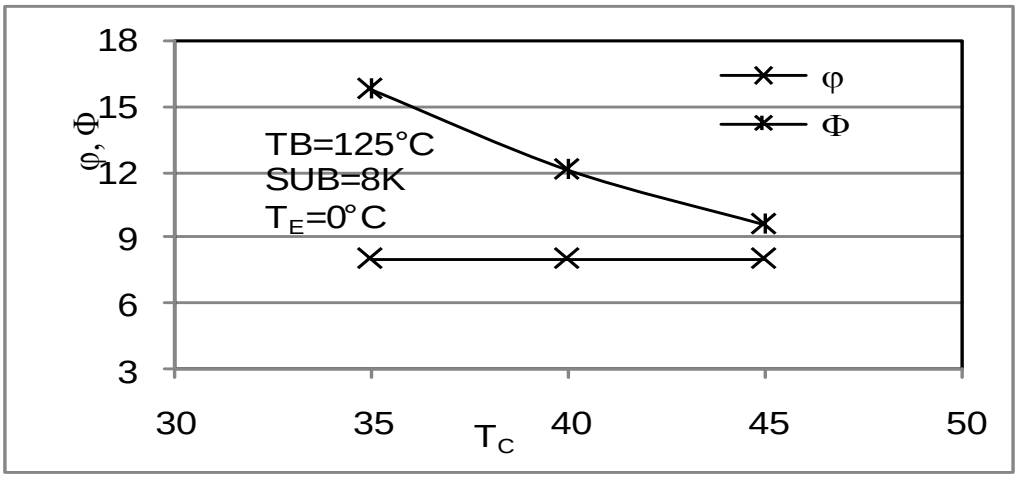
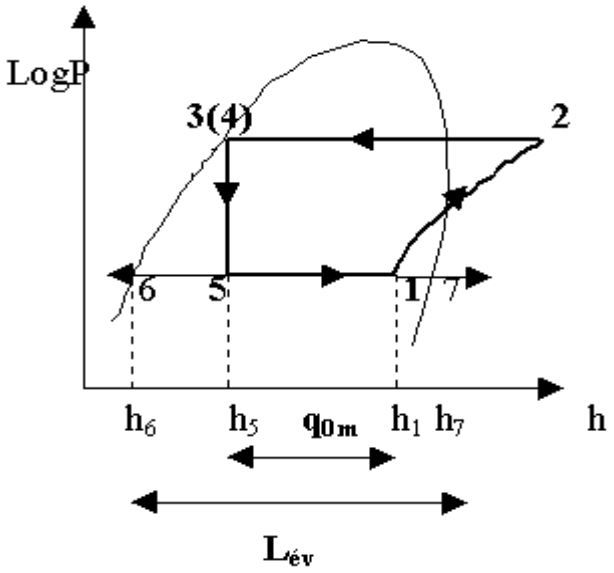


Figure III.16 – Variation du φ et ϕ de la machine avec T_C pour T_B = 125°C, T_E = 0°C et SUB = 8k.

On peut noter : la forte décroissance de COP avec la croissance de la température de condensation pour des températures à l'évaporateur et au générateur fixées, sa forte décroissance avec la croissance de la température d'évaporation pour des températures au condenseur et au bouilleur bien déterminées et sa faible croissance avec la croissance de la température au générateur pour des températures d'évaporation et condensation fixées. Aussi on peut remarquer la croissance du facteur d'entrainement avec l'augmentation de la valeur de la surchauffe.

Le but d'une machine frigo est de produire du froid (c.à.d des frigories) par extraction des calories à la source froide, en évaporant un fluide frigorigène et d'abaisser la température de cette source selon l'usage (frigo ou congélateur, chambre froide).
En termes d'économie d'énergie et de rentabilité, on cherche donc à optimiser la production de froid avec une dépense de travail w consommé minimum, soit donc à avoir un COP élevé.
D'après la définition du COP de la machine frigorifique, il faut donc augmenter la production frigo massique $q_m = h_1 - h_5$, représentée par le segment $[h_5h_1]$ sur la Figure. III.17.



- on cherche donc à augmenter q_{0m} , c.à.d la longueur du segment $(h_1 - h_5)$

- on a donc intérêt à utiliser au maximum la chaleur latente d'évaporation $(h_7 - h_6)$

Figure III.17 – Cycle de Mollier de la machine MF.

L'augmentation de la quantité de froid produite q_{0m} est alors obtenue (voir Fig. III.17) :

- en déplaçant le point 1 vers la droite, grâce à **une surchauffe** du fluide
- en déplaçant le point 5 vers la gauche, grâce à **un sous-refroidissement** du fluide

1) Sous-Refroidissement du liquide

Le fluide frigorigène à l'état liquide à la sortie du condenseur (point 3) est sous-refroidi (c.à.d. on abaisse sa température en déplaçant le point 3 vers la gauche), ceci est réalisé :

- soit, dans le condenseur lui-même en augmentant ses dimensions (c.à.d. sa surface d'échange)
- soit, dans une bouteille d'accumulation placée à la sortie du condenseur
- soit, dans un échangeur interne situé entre le condenseur et l'évaporateur

On peut procéder soit à un seul sous-refroidissement (de 3-4) ou à deux sous-refroidissements successifs (de 3-4 et ensuite de 4-4'), voir la Fig. III.18 : en déplaçant le point 3 vers la gauche, on déplace automatiquement le point 5 vers la gauche et on augmente ainsi la partie de la chaleur latente non exploitée.

2) Surchauffe de la vapeur

Le fluide frigorigène à l'état de vapeur humide est surchauffé (c.à.d on élève sa température en déplaçant le point 1 vers la droite), ceci est réalisé (voir Fig. III.19) :

- soit, dans **l'évaporateur** lui-même en augmentant ses dimensions
- soit, dans **une bouteille anti-coups liquide** (BACL) placée à la sortie de l'évaporateur
- soit, dans **un échangeur interne** situé entre les deux échangeurs

En déplaçant le point 1 vers la droite, on augmente également la portion de chaleur latente d'évaporation non utilisée.

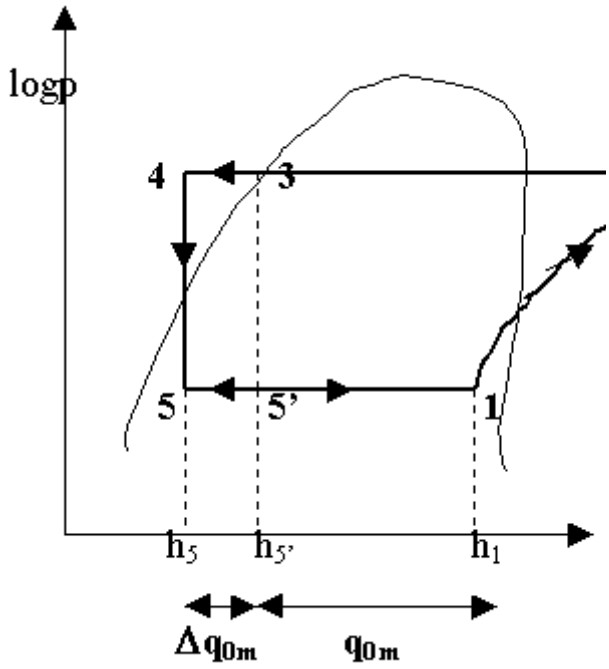


Figure III.18 : Sous-refroidissement du liquide.

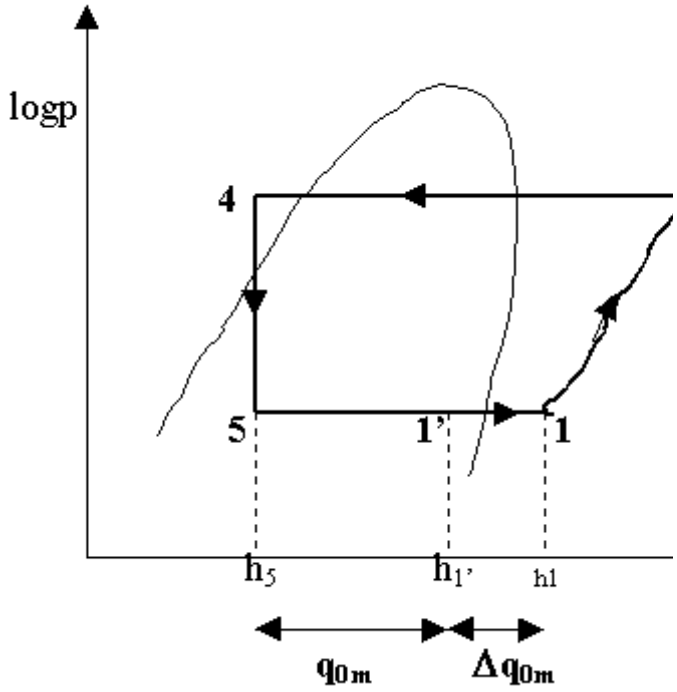


Figure III.19 : Surchauffe de la vapeur.

En procédant à des sous-refroidissements et à des surchauffes dans les installations frigorifiques, on augmente donc le froid produit dans l'évaporateur et le segment q_{0m} s'approche de la chaleur latente d'évaporation : on extrait alors plus de calories à la source froide en exploitant au maximum la chaleur libérée par l'évaporation du fluide.

On constate aussi que la caractéristique adimensionnelle U en régime optimal ne dépend pratiquement pas des valeurs de T_C et de T_B. Par contre, le COP est très sensible aux variations de T_C car l'augmentation de T_C entraîne une augmentation de T_{Bopt} et finalement une augmentation de Δh_B et w_p et une diminution de Δh_E, se qui provoque une diminution de l'efficacité frigorifique.
Il est à signaler que les performances de la machine augmentent plus vite avec l'augmentation de la température de la source froide qu'avec celle de la source chaude.

III.7. Conclusion :

On peut en conclure que, pour augmenter les performances de la machine à température de source froide constante, il vaut mieux s'il est possible de diminuer la température de la source intermédiaire, que d'augmenter la température de la source chaude.



Chapitre IV :

Performances d'une Machine Frigorifique Solaire à Ejecto-Compression

Afin de simuler le comportement de l'ammoniac (R717) en écoulement diphasique à travers l'éjecteur d'une machine solaire tritherme à éjecto-compression destinée à la climatisation fonctionnant avec l'énergie solaire à basse ou moyenne température, un modèle de son fonctionnement en régime optimal basé 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 sont calculées à l'aide du logiciel REFPROP. Le facteur d'entrainement U et les paramètres géométriques φ et Φ de l'éjecteur fonctionnant en régime optimal de transition caractérisé par la formation d'un col sonique du jet du fluide secondaire avant son mélangeage avec celui du fluide primaire sont calculés ainsi que le coefficient de performance COPsc de la machine à éjecto-compresseur solaire. L'influence des niveaux de températures au générateur, au condenseur et à l'évaporateur sur ces paramètres est aussi analysée. Enfin, une comparaison du COPsc de la machine à éjecto-compresseur solaire (Solar Ejector Cooling System) en fonction des différents types de collecteurs solaires commercialement disponibles dans les conditions météorologiques de Skikda (Algérie) a été faite.

IV.1. INTRODUCTION

Le président de la république Mr Abdelaziz Bouteflika, a présidé le 30 novembre 2003, la réunion du conseil des ministres dont l'un des ordres du jour était :

Avant projet de loi relatif à la promotion des énergies renouvelables dans le cadre du développement durable.

Le conseil des ministres a examiné et approuvé l'avant-projet de loi relatif à la promotion des énergies renouvelables dans le cadre du développement durable.

L'avant-projet de loi est soutenu par la volonté partagée par notre pays avec la communauté internationale de limiter la production de gaz à effet de serre et d'assurer la pénétration des énergies renouvelables, de manière progressive et solidaire, dans le modèle de consommation énergétique.

Ainsi, il se fixe pour objectif de développer et de promouvoir de nouvelles ressources d'énergies propres renouvelables, non polluantes et non dangereuses pour l'environnement.

Dans cette perspective, la démarche préconisée vise, plus particulièrement à :

- la valorisation de nos gisements en énergies renouvelables, notamment solaire et éolienne non encore exploités avec pour objectif de porter la quote-part de ces énergies à 10 % du bilan énergétique national d'ici à l'horizon 2020.

- la limitation du gaspillage des combustibles fossiles pour affecter les ressources ainsi économisées à des applications spécifiques à forte valeur ajoutée ou à l'exportation afi n d'augmenter les ressources en devises du pays,

- la réduction de la pollution environnementale et au lance- ment de programmes ambitieux d'installations de conversion d'énergies renouvelables. Ces actions devant se traduire d'une part par une réduction dans l'atmosphère des gaz polluants et, d'autre part, par une production de biogaz à partir des déchets urbains et industriels.

Il est souligné que le dispositif offre l'ancrage juridique et l'opportunité à nos chercheurs, ingénieurs et techniciens de s'investir dans la recherche et le développement des énergies nouvelles et valoriser ainsi le potentiel scientifique et technologique du pays.

*A*utrement, l'utilisation de l'énergie solaire dans les pays ensoleillés est un moyen efficace pour pallier au manque d'énergie surtout dans les zones rurales où il est parfois difficile et coûteux de les alimenter avec le réseau électrique conventionnel. Par ailleurs, l'Algérie est un pays où le potentiel solaire est très important, l'ensoleillement annuel est toujours supérieur à 20 000 kJ par m² de surface de captation. Il est donc important d'exploiter cette ressource naturelle dans le domaine de la production de froid notamment dans la machine à éjecto-compresseur en vue de la climatisation en raison de sa simplicité de conception et de mise en œuvre [58], [60].

L'optimisation de cette machine passe par celle de son éjecteur. Pour cela, un modèle monodimensionnel basé sur les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie a été mis au point [59]. Il prend en compte le fait que l'optimum de fonctionnement a lieu en régime de transition [61], [62] caractérisé par la formation d'un col sonique de l'écoulement secondaire à l'entrée de la chambre de mélange. Ce modèle est appliqué à l'ammoniac (substitut potentiel des fluides HCFC) dans un écoulement diphasique à travers l'éjecteur et cela pour des températures de fonctionnement de référence du bouilleur (générateur), du condenseur et de l'évaporateur fixées à T_B=120°C, T_C=35°C et T_E=0°C respectivement et pour une puissance frigorifique de 10 kW. Les caractéristiques thermodynamiques du fluide R717 en phase liquide et vapeur ont été déterminées à l'aide du logiciel REFPROP.

Le facteur d'entraînement U et les paramètres géométriques φ et Φ de l'éjecteur fonctionnant en régime optimal sont calculés ainsi que le coefficient de performance COP du cycle frigorifique de la machine. L'influence des niveaux de températures au générateur, au condenseur et à l'évaporateur sur ces paramètres est aussi étudiée.

Enfin, une comparaison du COP global de la machine à éjecto-compresseur solaire COP_{SECS} en fonction des différents types de collecteurs solaires commercialement disponible (commercialisés), pour les conditions météorologiques et géophysiques de la région de Skikda (Algérie) a été faite.

IV.2. L'ENERGIE SOLAIRE

On ne peut pas garanti une prévision exacte de la valeur de l'éclairement solaire I_G sur un récepteur donné pour un lieu donné et à une instant donnée car on ne peut pas prévoir exactement les conditions physiques qui règnent dans l'atmosphère autour du point considéré.

IV.2.1. Introduction

IV.2.1.1. Le contexte

L'augmentation brutale du prix du pétrole survenue en 1973 a conduit une première fois l'homme à s'intéresser à des sources d'énergie renouvelables au premier rang desquelles l'énergie solaire. Les principales caractéristiques de l'énergie solaire ayant suscité l'intérêt qu'on lui a porté à l'époque étaient sa gratuité, sa disponibilité sur une grande partie du globe terrestre et l'absence de risque d'épuisement connu par les sources d'énergie fossile.

On s'est vite aperçu que l'énergie solaire, contrairement à une idée répandue, n'est pas tout à fait gratuite : son utilisation nécessite un investissement de départ souvent plus lourd que pour les sources d'énergie conventionnelles et nombre d'installations solaires sont aujourd'hui à l'arrêt faute d'avoir prévu un budget pour la maintenance des équipements.

Toutefois, sans être totalement gratuite, l'énergie solaire présente des coûts de fonctionnement réduits et offre dans certains cas une alternative économiquement rentable par rapport aux sources d'énergie conventionnelles.

Le développement de l'utilisation de l'énergie solaire sera lié non seulement à ses avantages économiques (qui grandiront au fur et à mesure que les réserves d'énergie fossile diminueront) mais surtout à des considérations liées à la protection de l'environnement : pas de rejets polluants (fumées contenant du CO_2 et des NO_x par les centrales thermiques), pas de danger radioactif et de déchets encombrants (centrales nucléaires), possibilité de limitation de l'emploi des CFC (production de froid solaire par adsorption).

IV.2.1.2. Notion d'astronomie solaire

Coordonnes terrestres :

En première approximation notre planète peut être considéré comme une sphère tournant sur elle-même autour de l'axe des pôles et autour du soleil.

L'équateur correspondant à la section diamétral de cette sphère par un plan perpendiculaire à l'axe des poêles (plan équatorial) alors que les pôles sont définis par l'intersection de cet axe de rotation avec la surface de la terre, le rayon moyen du pseudo sphère est de 6367 km.

Touts points de surface de terre est repéré par ses coordonnées géographiques : la latitude, la longitude et l'altitude.

- **La latitude** d'un lieu : **φ** correspond à l'angle que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu avec le plan équatorial. L'équateur terrestre est donc caractérise par une latitude 0°. Par convention on affecte le signe (+) à tous les lieux de l'hémisphère nord et le signe (-) à tous les lieux de l'hémisphère sud.

$$(\text{pôle Sud}) - 90° \leq \varphi \geq +90° (\text{pôle North})$$

- **La longitude** d'un lieu : **λ** correspond à l'angle que fait le plan méridien passant par ce lieu avec un plan méridien origine qui a été choisi le plan passant par l'observatoire de Greenwich. Par convention on affecte du signe (+) les méridiens situés à l'est de ce méridien, et du signe (-) les méridiens situés à l'ouest.

$$-180° \leq \lambda \geq +180°$$

- **L'altitude** d'un lieu : **z** correspond à la distance verticale entre ce point et une surface de référence théorique appelée « Géoïde » figurant le niveau de la mer exprimé en m.

IV.2.1.3. Aperçu de la ressource

Le soleil est une sphère gazeuse non homogène composée presque totalement d'hydrogène on peut distinguer trois régions principale : l'**Intérieur** « où se crée l'énergie par réactions thermonucléaires sous une température de l'ordre de 10^7°C », la **Photosphère** « qui est très mince environ 300 km et qui est responsable presque de la totalité des rayonnements qui nous recevant » et la **Chromosphère** « qui est un couronne solaire presque transparente », on peut considère que le soleil rayonne comme un corps noir à 5800°K.

Vue de la terre le soleil appareil comme un disque dont le diamètre angulaire moyen est environ 32' (0.5°), par diverses méthodes on a évalué son rayon à 695 500 km donc son diamètre est de 1391 000 km (100 fois celui de la Terre), sa masse est de l'ordre de 2.10^{30} kg.

Toute l'énergie du Soleil provient de réactions thermonucléaires qui s'y produisent. Elles transforment à chaque seconde 564.10^6 tonnes d'hydrogène et 560.10^6 tonnes d'Hélium, la différence de 4 millions de tonnes est dissipée sous forme d'énergie ($E = mc^2$), ce qui représente une énergie totale de 36.10^{22} kW. La Terre étant à une distance de $150 .10^6$ km du Soleil, elle reçoit une énergie de $1{,}8.10^{17}$ W.

La valeur du flux de rayonnement solaire I reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit à environ 80 km d'altitude) varie au cours de l'année avec la distance Terre/Soleil.

Sa valeur moyenne I_0 est appelée la constante solaire, la mesure de cette constante donne les estimations suivants : $I_0 = 1381 \quad (W.m^{-2})$ à l'année 1950, $I_0 = 1353 \quad (W.m^{-2})$ à l'année 1960 ; la valeur la plus probable actuellement relevé est : $I_0 = 1367 \quad (W.m^{-2}) \pm 6$.

En première approximation, on peut calculer la valeur de I en fonction du numéro du jour de l'année j par :

$$I = I_0[1 + 0.033 \cos(0.984\, j)] \quad (W/m^2)$$

On trouvera sur la figure IV.1 la répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère.

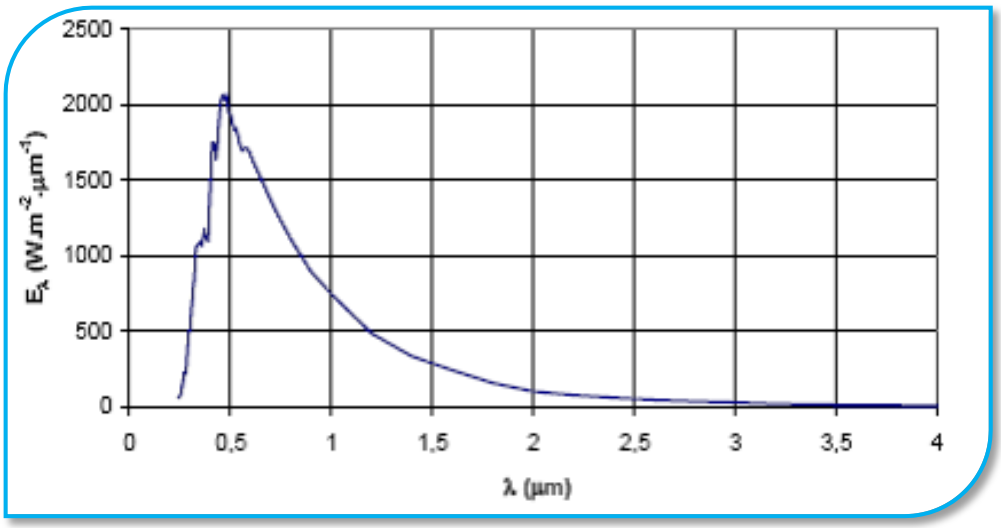


Figure IV.1 : Répartition spectrale du rayonnement solaire hors

La loi de Planck permet de tracer les courbes isothermes représentant les variations du rayonnement solaire en fonction de la longueur d'onde pour diverses températures.

$$\lambda = \frac{2897}{T} \quad (\mu m) \quad \text{et} \quad E_{\lambda T} = 0.410 \left(\frac{T}{10}\right)^5 \quad (w.m^{-3})$$

L'intégration de la formule de Planck pour toutes les longueurs d'ondes donne l'émittance totale d'un corps noirs qui n'est plus fonction que de la température T on obtient la loi de Stefan-Boltzmann :

$E_T = \sigma T^4 \quad (W\,m^{-2})$ avec : $\sigma = 5{,}675.10^{-8} \quad (W\,m^{-2}\,K^{-4})$.

On notera que 98% du rayonnement solaire est émis dans des longueurs d'onde inférieures à 4 µm le maximum étant situé dans le spectre visible. Par contre, un corps noir à 373 K (100°C) a son émission maximale vers λ = 8 µm dans l'IR.

En première approximation, le rayonnement solaire peut être assimilé au rayonnement d'un corps noir à une température de 5777 K.

IV.2.2. Aspects géométriques

Nous allons nous intéresser ici aux aspects géométriques du rayonnement solaire intercepté par la Terre dans le but ultérieur de calculer le flux reçu par un plan incliné placé à la surface de la Terre et orienté dans une direction fixée. La connaissance de ce flux est la base du dimensionnement de tout système solaire.

IV.2.2.1. Mouvements de la Terre

La trajectoire de la Terre autour du Soleil est une ellipse dont le Soleil est l'un des foyers. Le plan de cette ellipse est appelé l'***écliptique***. L'excentricité de cette ellipse est faible ce qui fait que la distance Terre / Soleil ne varie que de ± 1,7% par rapport à la distance moyenne qui est de 149 675 10^6 km. La Terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Le plan perpendiculaire à l'axe des pôles et passant par le centre de la Terre est appelé l'***équateur***. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique : l'équateur et l'écliptique font entre eux un angle appelé ***inclinaison*** et qui vaut 23°27'. Les mouvements de la Terre autour de son axe et autour du Soleil sont schématisés sur la figure IV.2.

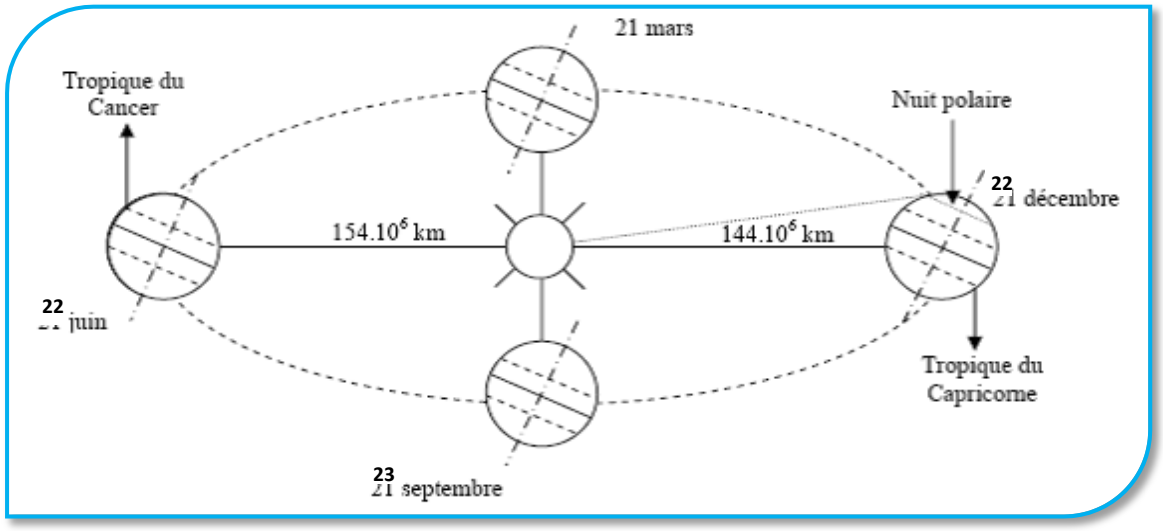


Figure IV.2 : Schématisation des mouvements de la Terre autour du

On appelle ***déclinaison*** du soleil δ l'angle formé par la direction du Soleil avec le plan équatorial. Elle varie au cours de l'année entre -23,45° et +23,45°. Elle est nulle aux équinoxes (21 mars et 23 septembre), maximale au solstice d'été (22 juin) et minimale au solstice d'hiver (22 décembre). La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation :

$$\sin\delta = 0.398\sin[0.986\,(j-82)] \qquad \text{donc} \quad \delta = 23.45\sin(0.986\,(j-284))$$

Où j est le numéro du jour de l'année (le quantième jour de l'année).

IV.2.2.2. Mouvement apparent du Soleil

Le mouvement apparent du Soleil vu par un observateur fixe en un point de latitude φ au nord de l'équateur est représenté sur la figure IV.3

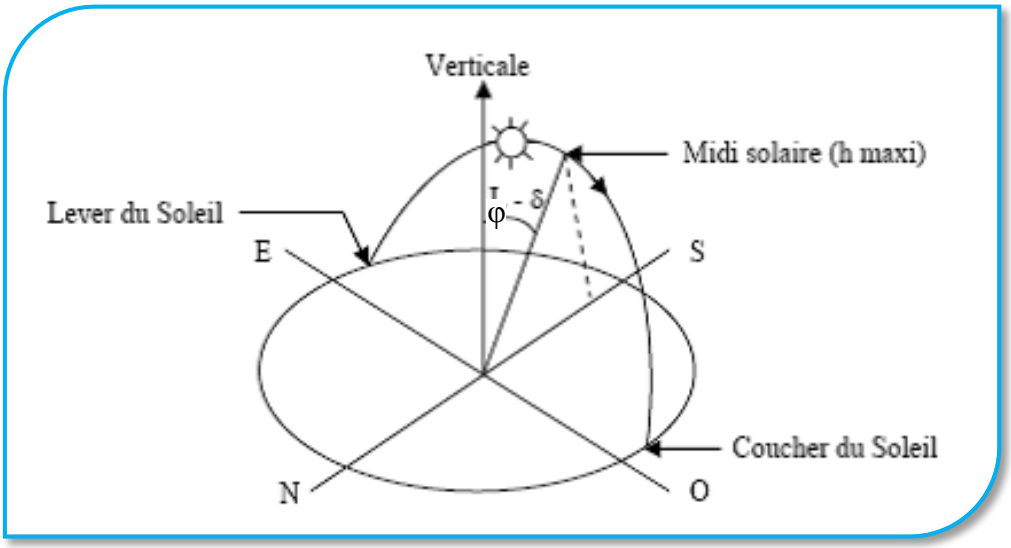


Figure IV.3 : Mouvement apparent du Soleil observé d'un point de latitude

Au midi solaire, l'angle que fait la direction du Soleil avec la verticale du lieu est égal à φ – δ.

La durée du jour est de 12h aux équinoxes, elle est inférieure à 12h entre le 23 septembre et le 21 mars, supérieure à 12h entre le 21 mars et le 23 septembre.

Le repérage du Soleil s'effectue par l'intermédiaire des trois angles :

- ***L'azimut de la normale au plan α*** : c'est l'angle que fait la direction de la projection du Soleil sur le plan horizontal avec la direction Sud, cet angle étant orienté positivement vers l'Ouest.
- ***L'azimut du soleil ψ*** : c'est l'angle compris entre le méridien du lieu et le plan vertical passant par le soleil, l'azimut est mesuré à partir su sud et compté (+) vers l'ouest et (-) vers l'est, et donné par :

$$\cos \Psi = \frac{\sin \varphi \ . \cos \delta \ . \cos AH - \cos \varphi \ . \ \sin \delta}{\cos h}$$

- ***La hauteur h du Soleil*** : c'est l'angle que fait la direction du Soleil avec sa projection sur un plan horizontal et donnée par :

$$\sin \ h = \sin \ \varphi \ . \ \sin \ \delta + \cos \varphi \ . \cos \ \delta \ . \ \cos AH$$

h peut varier durant le jour de 0° à 90°.

Ces deux derniers angles sont représentés sur la figure IV.4.

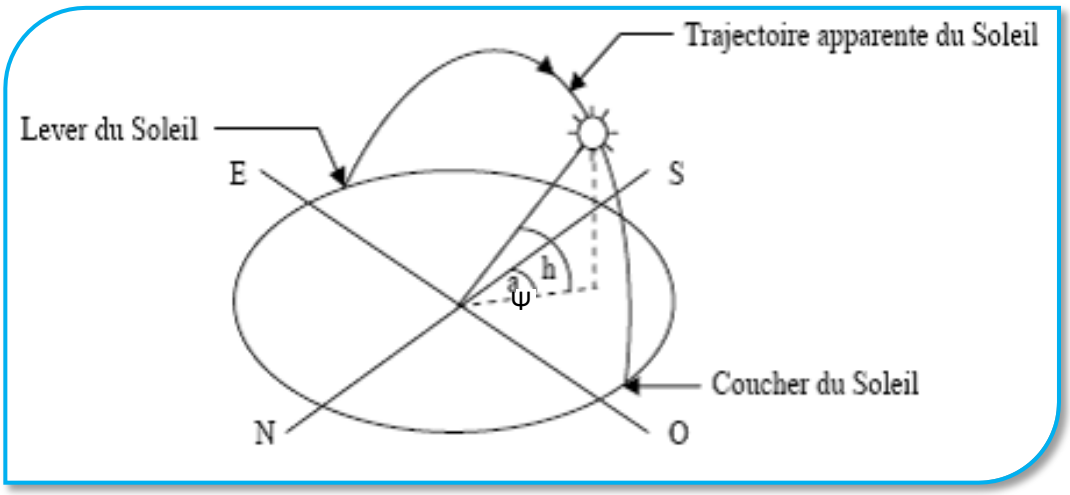


Figure IV.4 : Repérage de la position du Soleil.

Ces angles sont fonction de :

- La latitude φ du lieu
- La date j (numéro du jour de l'année)
- L'heure solaire TSV (temps solaire vrai) dans la journée.

La latitude φ et la date j servent à déterminer la trajectoire du Soleil dans le ciel et l'heure TSV donne la position instantanée sur cette trajectoire.

On définit le jour comme le temps mis par la Terre pour effectuer un tour sur elle-même. Un jour a été divisé en 24h et on a défini l'heure solaire TSV en fixant TSV = 12h lorsque la hauteur du Soleil est maximale (le Soleil est à son « zénith »).

On définit également l'angle horaire du soleil AH : l'arc de trajectoire solaire compris entre le plan qui passe par le soleil et le plan méridien du lieu, donné par la relation :

$$AH = 15\ (TSV - 12) \qquad \text{en d°}$$

AH est compté positivement l'après-midi.

$$TSV = TSM + \Delta t$$

$$TSM = TU + \lambda/15$$

TU : le temps universel c'est le temps de Greenwich (Greenwich Mean Time GMT)

TSM : le temps solaire moyen.

Δt : c'est l'écart entre le TSM au méridien du lieu et le TSV, déterminé par la position réelle du soleil est désigné par le terme équation du temps.

IV.2.2.3. Heures et temps

IV.2.2.3.1. Durée du jour

Le module AH_l de l'angle horaire au lever du Soleil s'obtient en écrivant sin(h) = 0, ce qui conduit à :

$$\cos AH_l = (-\operatorname{tg}\delta \ . \ \operatorname{tg}\varphi)$$

L'heure solaire au lever du Soleil a donc pour valeur :

$$TSV_l = 12 - \frac{AH_l}{15} \qquad \text{(heure)}$$

L'angle horaire AH_c au coucher du Soleil est l'opposé de l'angle horaire à son lever, nous avons donc $AH_c = - AH_l$ et la durée du jour vaut :

$$SS_0 = \frac{2}{15} \operatorname{ar\,cos}(-\operatorname{tg}\delta \ . \ \operatorname{tg}\varphi) \qquad \text{(heure)}$$

IV.2.2.3.2. Relation entre temps légal et temps solaire

Les relations se rapportant au mouvement du Soleil utilisent le temps solaire TSV qui diffère généralement du temps légal TL (heure des montres c'est fixé par décret pour chaque pays) du lieu considéré. Cette différence est liée à :

- La différence (fixée par chaque pays) entre l'heure légale TL et l'heure civile TCF du fuseau horaire dans lequel il se trouve :

$$C = TL - TCF$$

L'heure civile TCF du fuseau horaire est égale au temps universel TU (temps solaire du méridien de Greenwich « Greenwich Mean Time GMT ») augmenté de la valeur du décalage horaire que l'on trouvera sur la figure IV.5.

On a pour l'Algérie : $TL = TU + 1$

- La variation de la vitesse de la Terre sur sa trajectoire autour du Soleil qui introduit un terme correctif appelé équation du temps et noté Δt :

$$\Delta t = 9.9 \sin[2\,(0.986\,j + 100)] - 7.7 \sin(0.986\,j - 2) \qquad \text{(en mn)}$$

- La différence de longitude λ entre le lieu considéré et le lieu servant de référence au temps légal (en général le centre du fuseau).

Le temps solaire TSV se calcule finalement par la formule :

$$TSV = TL - C + \frac{\lambda}{15} + \Delta t$$

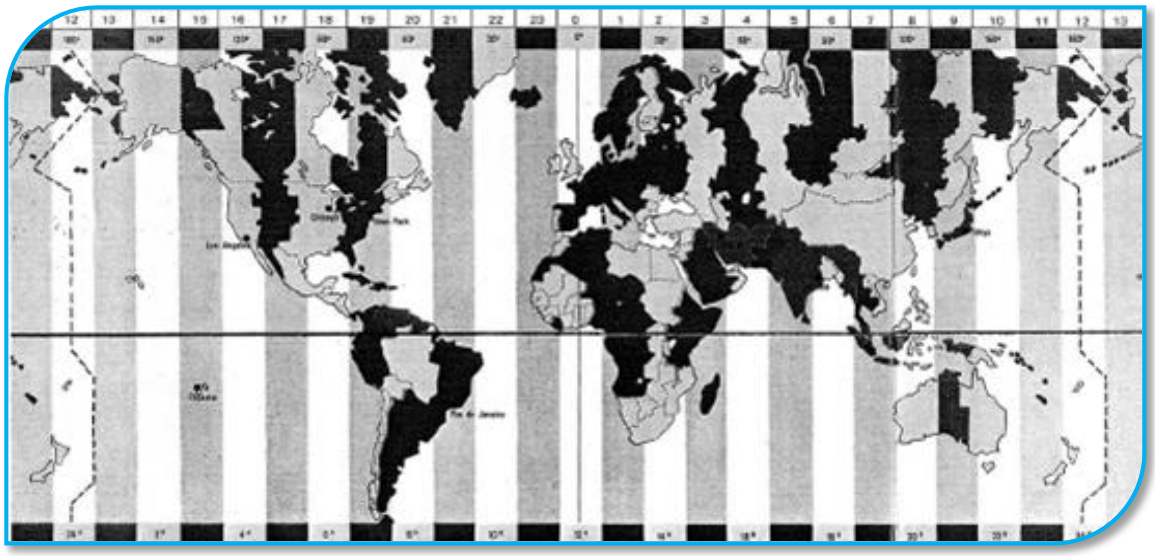


Figure IV.5 : Décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich.

Finalement l'angle horaire du soleil AH devient :

$$AH = 15\left(TL - C + \frac{\lambda}{15} + \Delta t - 12\right) \qquad (\text{en d°})$$

Pour l'Algérie : $AH = 15\left(TL - 1 + \frac{\lambda}{15} + \Delta t - 12\right)$ (en d°)

La correction maximale due à l'équation du temps est de l'ordre de 16 mn, on ne peut pas tenir en compte en première approximation. On trouvera les variations annuelles de la déclinaison et de l'équation du temps sur la figure IV.6.

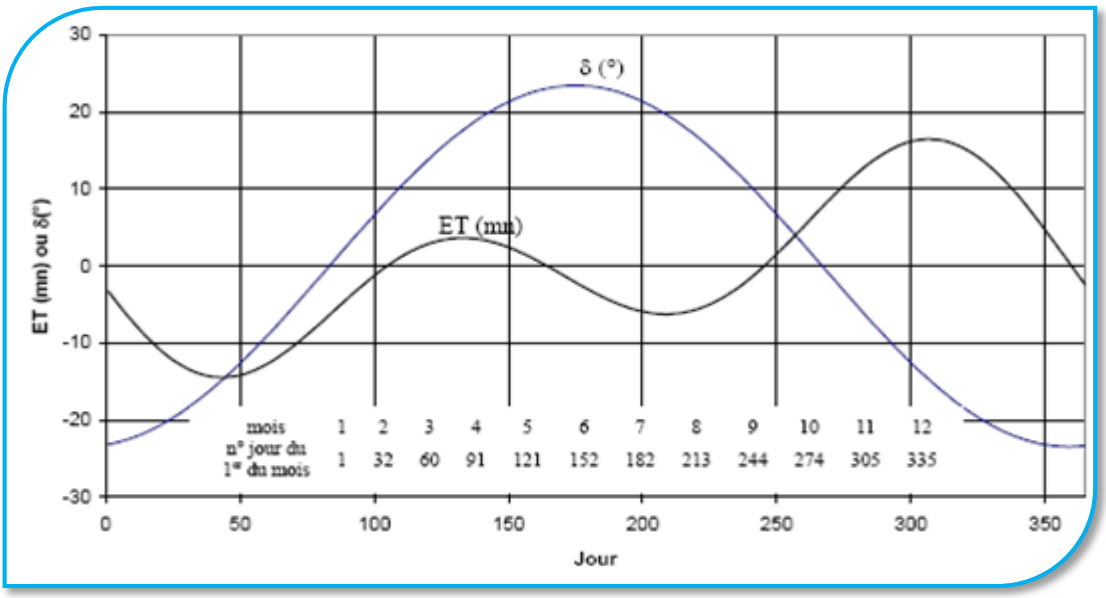


Figure IV.6 : Equation du temps Δt et déclinaison δ en fonction du jour de l'année.

IV.2.2.4. Durée et taux d'ensoleillement

IV.2.2.4.1. Durée d'ensoleillement

Selon les conditions atmosphériques, le ciel peut être plus ou moins couvert de nuages au cours d'une journée. Ceux-ci occultent le Soleil, totalement ou partiellement, empêchant ainsi le rayonnement d'atteindre directement le sol. On dit que la nébulosité est plus ou moins importante selon qu'il y a beaucoup ou peu de nuages.

On appelle durée effective d'ensoleillement ou insolation SS le temps pendant lequel, au cours d'une journée, le rayonnement solaire direct a atteint le sol du lieu considéré. On appelle rayonnement direct le rayonnement qui atteint la surface terrestre sans avoir subi de déviation depuis son émission par le Soleil.

IV.2.2.4.2. Taux d'ensoleillement

Par ciel clair sans nuages, le sol reçoit le rayonnement solaire direct pendant toute la durée du jour, ou plus précisément pendant la durée maximale d'ensoleillement SS_0. On appelle taux d'ensoleillement ou taux d'insolation le rapport entre la durée effective et la durée maximale d'ensoleillement. :

$$\sigma = SS/SS_0$$

La durée maximale d'ensoleillement SS_0 pour un site dégagé peut être prise égale à la durée du jour calculée par la formule :

$$SS_0 = \frac{2}{15} \arccos(-\operatorname{tg}\delta \cdot \operatorname{tg}\varphi) \qquad \text{(heure)}$$

IV.2.3. Aspects énergétiques

IV.2.3.1. L'atmosphère terrestre

IV.2.3.1.1. Composition

L'atmosphère est constituée de plusieurs couches de caractéristiques différentes, ce sont :

- La troposphère, entre le sol et 15 km d'altitude.
- La stratosphère entre 15 et 80 km d'altitude.
- L'ionosphère entre 80 et 200 km d'altitude.

Les caractéristiques absorbantes de l'atmosphère sont déterminées par la présence de :

- CO_2 (0,03%)
- Vapeur d'eau : en quantité variable caractérisé par l'épaisseur d'eau condensable qui est l'épaisseur d'eau que l'on obtiendrait en condensant toute la vapeur d'eau contenue dans l'atmosphère.
- Ozone O_3 située entre 10 et 30 km d'altitude.
- Aérosols : grains de sable, poussières, fumées…

On trouvera sur la figure IV.7 la répartition spectrale du rayonnement solaire au niveau du sol terrestre avec indication des gaz partiellement opaques qui filtrent ce rayonnement selon la longueur d'onde.

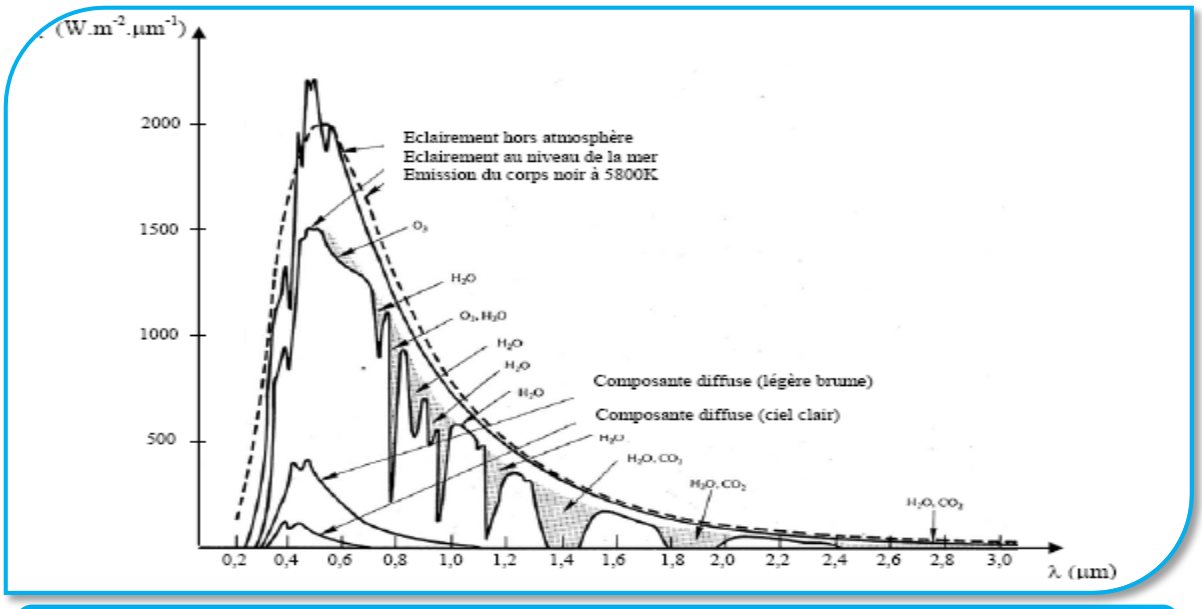


Figure IV.7 : Répartition spectrale du rayonnement solaire au niveau du sol terrestre.

IV.2.3.1.2. Rayonnement du ciel et de l'atmosphère

Les gaz non transparents de l'atmosphère (CO_2, O_3, H_2O) émettent vers la Terre un rayonnement dans les principales bandes suivantes :

- vers 14,7 µm pour le CO_2.
- Entre 5 et 7 µm et entre 14 et 20 µm pour la vapeur d'eau.
- Vers 9,6 µm pour O_3.

Ainsi que le montre la figure IV.8, il s'agit d'un rayonnement émis dans les grandes longueurs d'onde (> 3µm) contrairement au rayonnement solaire émis dans des longueurs d'ondes inférieures à 3 µm.

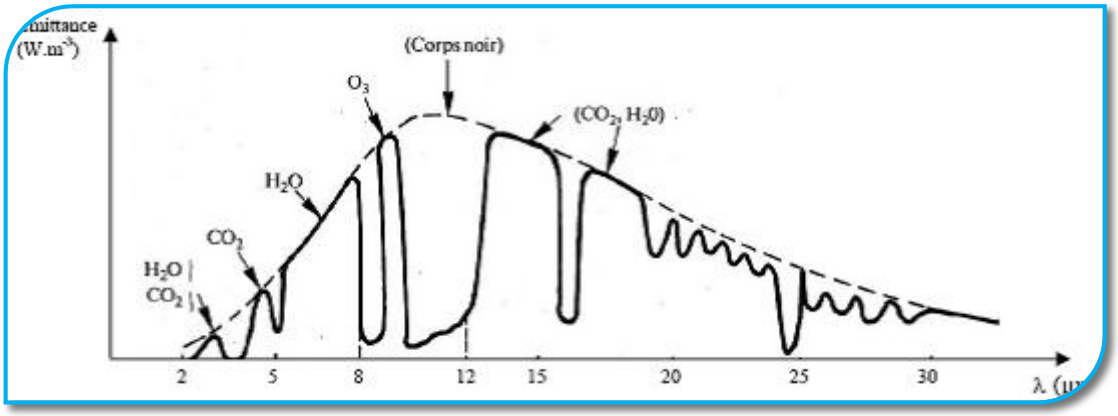


Figure IV.8 : Spectre du rayonnement atmosphérique.

Le flux W rayonné par le ciel et l'atmosphère vers la Terre peut être calculé par :

$$E = \sigma T_{ciel}^4 = \sigma \varepsilon_a T_a^4$$

Où T_{ciel} ou ε_a sont donnés par l'une des corrélations suivantes :

$$T_{ciel} = T_a - 12$$

$$\varepsilon_a = 1 - 0.261 \exp[-7.77\ 10^{-4}(T_a - 273)^2]$$

Où : T_a Température de l'air en K

IV.2.3.2. Rayonnement solaire au sol

IV.2.3.2.1. Notations

Comme nous l'avons évoqué précédemment, l'atmosphère ne transmet pas au sol la totalité du rayonnement solaire qu'elle reçoit :

- Le ***rayonnement direct*** est celui qui traverse l'atmosphère sans subir de modifications.
- Le ***rayonnement diffus*** est la part du rayonnement solaire diffusé par les particules solides ou liquides en suspension dans l'atmosphère. Il n'a pas de direction privilégiée.
- Le ***rayonnement global*** est la somme du rayonnement direct et diffus.

Les notations utilisées pour les composantes du rayonnement solaire sur une surface horizontale sont données dans le tableau IV.1.

Le rayonnement direct reçu par une surface orientée en permanence vers le Soleil et qui reçoit donc le rayonnement solaire sous une incidence normale est désigné par I.

Irradiation solaire	Directe	S	G = S + D
Energie reçue pendant une certaine durée	Diffuse	D	
W/m².durée ou kWh/m².durée	Globale	G	
Eclairement solaire	Directe	I_S^*	$I_G^* = I_S^* + I_D^*$
Flux instantané	Diffuse	I_D^*	
W/m²	Globale	I_G^*	

Tableau IV.1 : Rayonnement solaire sur un plan horizontal : notations utilisées.

Nous désignerons par :

- I : l'énergie reçue (irradiation) en $W.m^{-2}.durée^{-1}$ ou $kWh.m^{-2}.durée^{-1}$.
- I^* : le flux reçu (éclairement) en $W.m^{-2}$.

Nous avons la relation :

$$I_S^* = I_b^*.\cos\theta \qquad (W/m^2)$$

IV.2.3.2.2. Rayonnement direct

Eclairement I_S^*

L'éclairement solaire direct I_S^* sur un plan horizontal peut être déterminé de plusieurs manières en fonction des données disponibles :

- Par mesure de I_G^* et I_D^*, on en déduit

  $I_S^* = I_G^* - I_D^* \qquad (W/m^2).$

- A partir de la mesure des irradiations journalières globales G et diffuse D sur un plan horizontal, on en déduit S = G – D et I_S^* par la fonction de répartition suivante :

$$I_S^* = \frac{\pi}{24}[a + b\cos(AH)]\frac{\cos AH - \cos AH_l}{\sin AH_l - \frac{\pi\, AH_l}{180}\cos AH_l}\, S \qquad (W/m^2)$$

Où : $a = 0{,}409 + 0{,}502 \sin (AH_l - 60°)$

$b = 0{,}661 - 0{,}477 \sin (AH_l - 60°)$

- A partir de la mesure de l'irradiation journalière globale G, on évalue l'irradiation journalière diffuse D par la corrélation de Collares-Pereira et Rabl:

$$D = 0.99\ G \qquad K_T \le 0.17$$

$$D = (1.188 - 2.272K_T + 9.473K_T^2 - 21.865K_T^3 + 14.648K_T^4)G \qquad 0.17 < K_T \le 0.75$$

$$D = (-0.54\ K_T + 0.632)G \qquad 0.75 < K_T \le 0.80$$

$$D = 0.2\ G \qquad K_T \ge 0.80$$

$$\text{Où} \qquad K_T = G/G_0$$

G_0 étant l'irradiation journalière sur un plan horizontal placé au-dessus de l'atmosphère calculable par :

$$G_0 = 3.795\ 10^4 \cos\lambda \cos\delta \left[\sin AH_l - \frac{\pi AH_l}{180}\cos AH_l\right]$$

Où AH_l est en degré et G_0 en $kJ.m^{-2}$.

On calcule ensuite S = G – D et on est ramené au cas précédent.

- A partir de la connaissance de la moyenne mensuelle de l'irradiation globale journalière G, on calcule l'irradiation diffuse journalière moyenne D par la corrélation de Collares-Pereira et Rabl :

$$D = \{0.775 + 0.00606(AH_l - 90) - [0.505 + 0.00455(AH_l - 90)]\cos(115K_T - 103)\}G$$

- A partir de la mesure du taux d'ensoleillement σ , on évalue G par :

$$G = G_0[0.29\cos\lambda + 0.52\sigma]$$

Et on est ramené au cas précédent.

- On ne dispose d'aucune mesure : on peut évaluer le rayonnement direct sur un plan perpendiculaire au rayonnement solaire par des relations directes.

$$I_S^* = I_b^*.\cos\theta \qquad (W/m^2)$$

Avec :

$$\cos\theta = \cos h\ .\sin\beta\ .\cos\ (\psi - \alpha) + \sin h\ .\cos\beta$$

Où :

θ : l'angle que fait le normal de capteur avec la direction du soleil ;

h : hauteur solaire ;

β : angle d'inclinaison du capteur sur le plan horizontal ;

α : azimut de la normale au plan ;

ψ : l'azimut du soleil.

$$I_b^* = I_0^*.\,e^{-m\bar{\delta}} \qquad (W/m^2)$$

I_b^* : Éclairement direct perpendiculaire au plan.

I_0^* : Éclairement extraterrestre.

Cette formule est pratiquement difficile à évaluer dû au paramètre $\bar{\delta}$ (densité optique).

En pratique on utilise des formules empiriques déduites des mesures du rayonnement direct, qui ne dépendent que de la hauteur du soleil, du coefficient de trouble β_0 estimé d'après l'aspect du ciel.

Dans les conditions de climats tempérés on utilise les formules suivantes :

- Ciel très pur (bleu foncé) :

$$I_b^* = 1300.\exp\left[\frac{-1}{6.\sin(h+2)}\right] \qquad (W/m^2)$$

- Ciel moyen (bleu clair) :

$$I_b^* = 1230.\exp\left[\frac{-1}{4.\sin(h+2)}\right] \qquad (W/m^2)$$

- Ciel pollué (bleu laiteux) :

$$I_b^* = 1200.\exp\left[\frac{-1}{2{,}5\,.\sin(h+2)}\right] \qquad (W/m^2)$$

h : la hauteur solaire en d°, h peut varier durant le jour de 0° à 90°.

KASTEN donne une relation pour le calcul du rayonnement direct en fonction de m (le trajet optique ou la masse d'air) et de TL (trouble atmosphérique). Elle est assez précise :

$$I_b^* = I_0^*.\exp\left[\frac{-m.T_L}{0{,}9\,m + 9.4}\right] \qquad (W/m^2)$$

Où : $m = \frac{1}{\sin\ h}\ (1 - 0.1\ z)$ (z est l'altitude en km)

Cette expression simplifier la fonction de m est acceptable pour h > 10°.

La durée du jour est donnée par :

$$SS_0 = \frac{2}{15}\ \text{ar}\cos\ (-\text{tg}\ \delta\ .\ \text{tg}\ \varphi) \qquad (\text{heure})$$

$$I_0^* = \gamma.I_0 \qquad (W/m^2)$$

γ : correction par la distance terre soleil, les variations annuelle de la distance terre soleil sont dû au fête que la trajectoire de la terre autour du soleil est ellipse (l'***écliptique***) non une cercle, il se traduit par correction du rayonnement hors de l'atmosphère, le coefficient de correction γ à été déterminé à partir de la position de la terre sur son orbite en fonction de (j).

$$\gamma = 1 + 0.034cos\left[\frac{360}{365}(j-3)\right] \quad et \quad I_0 = 1367 \quad (W/m^2)$$

j : le quantième jour de l'année.

I_0 : constante solaire représente la quantité s'énergie reçue du soleil par un plan exposé normalement au rayon solaire à la limite de l'atmosphère.

T_L : le facteur de trouble atmosphérique ou le facteur de trouble de Linke.

IV.2.3.2.3. Rayonnement diffus

Eclairement I_D^*

L'éclairement solaire diffus I_D^* sur un plan provenant du ciel (neiges) (I_c^*) et sol (I_s^*), peut être déterminé de plusieurs manières en fonction des données disponibles :

- Par mesure directe :

$$I_D^* = I_s^* + I_c^* \qquad (W/m^2)$$

Diffus du ciel :

$$I_c^* = \frac{I_0^*}{25} . (\sin h)^{0.5} . (T_L - 0.5 - (\sin h)^{0.5}) . \cos^2\left(\frac{\beta}{2}\right) \qquad (W/m^2)$$

Pour $2 \leq T_L \geq 6$

Sinon : $I_c^* = b.(\sin h)^{0.4} \qquad (W/m^2)$

Avec : b = 87 ; pour un ciel très pur ;

b = 125 ; pour un ciel moyen ;

b = 187 ; pour un ciel pollué.

Diffus du sol :

$$I_s^* = 0.9\,\overline{R}\,I_G \exp\left(\frac{-4}{T_L}\right) \qquad (W/m^2)$$

Où $\overline{R}$: est l'albédo qui représente la friction de l'énergie incident diffusée par le sol.

Pour un Corps noirs $\rightarrow \overline{R} = 0$

Pour une Neige fraiche $\rightarrow \overline{R} = 0.8$ à 0.9

Pour une Prairie $\rightarrow \overline{R} = 0.15$ à 0.3

- A partir de la mesure de l'irradiation journalière diffuse D sur un plan horizontal, on déduit :

$$I_D^* = \frac{\pi}{24}[a + b\cos(AH)]\frac{\cos AH - \cos AH_l}{\sin AH_l - \frac{\pi\, AH_l}{180}\cos AH_l}\, D \qquad (W/m^2)$$

- A partir de la mesure de l'irradiation globale G sur un plan horizontal : on évalue D et on est ramené au cas précédent.
- A partir de la mesure du taux d'ensoleillement σ, on évalue G et on est ramené au cas précédent.
- Par utilisation de la corrélation suivante en l'absence de toute mesure :

$$I_D^* = 54.8\sqrt{\sin h}\ [T_L - 0.5 - \sin h]$$

Finalement :

Le rayonnement global pour un récepteur incliné quelconque pour un ciel quelconque. :

$$I_G(\alpha,\beta) = I_S(\alpha,\beta) + I_c(\alpha,\beta) + \overline{R}\, I_G \sin^2\left(\frac{\beta}{2}\right) \qquad (W/m^2)$$

Il existe d'autres modèles de calcul des composantes du rayonnement solaire :

1. Modèle de régression :
   a. Modèle de régression linéaire :

D'après ANGSTRÖM :

$$G = G_{max}\ (a\sigma + b) \qquad (Wh\ /\ Jm^2)$$

G : irradiation global sur une surface horizontale ;

G_{max} : irradiation global sur une surface horizontale pour une journée clair (beau temps) "même lieu et même déclinaison" ;

a, b : coefficients dépendent du site ;

$\sigma = SS / SS_0$ où :

SS : durée d'apparition réelle du soleil pour la même journée ;

SS_0 : durée d'apparition théorique du soleil pour la même journée.

D'après PAGE:

$$G = G_0\ (a'\sigma + b') \qquad (Wh\ /\ Jm^2)$$

G_0 : irradiation global quotidienne horizontal hors atmosphère.

Pour le Maghreb : a' = 0.44 et b' = 0.25

   b. Modèle de régression non linéaire :

D'après BRICHAMBANT :

$$\frac{G}{G_{max}} = (a\sigma + b)^{0.5} + c \qquad (Wh\ /\ Jm^2)$$

D'après SCHUPO :

$$\frac{G}{G_{max}} = a + (1+a).\left(\sigma.\frac{(\sigma+1)}{2}\right)^{0.5} \qquad (Wh\ /\ Jm^2)$$

2. Modèles analytiques :

L'O.M.M propose pour un beau temps :

- Eclairement direct normal :

$$I_S = (1390 - 31\,T_L)\exp\left(\frac{-T_L}{12.6\sin(h+2)}\right) \qquad (w/m^2)$$

- Eclairement diffus sur une surface horizontale :

$$I_D = 383\exp\left(\frac{-4}{T_L}\right)(\sin h)^{\frac{T_L+5.7}{30}} \qquad (w/m^2)$$

- Eclairement global sur une surface horizontale :

$$I_G = (1297 - 57\,T_L)(\sin h)^{\frac{T_L+36}{33}} \qquad (w/m^2)$$

Ces formules citées ci-dessus donnent les valeurs de l'éclairement instantané direct, diffus et global. Elles permettent théoriquement d'évalues l'irradiation (énergie reçue) sur une surface par simple intégration en fonction du temps. La précision des résultats est liée à une bonne appréciation du trouble de limite.

Trouble atmosphérique :

Nous venons de constater que chaque composante de l'atmosphère agit sur le rayonnement solaire par les phénomènes d'absorption et de diffusion. Linke à regroupé ces diverses estimation, dans un seul coefficient appelé trouble de Link ou trouble atmosphérique T_L. Nous avons plusieurs formules pour le calcul de T_L en fonction des paramètres que l'on peut mesurer :

$T_L = 2.5 + 16\,\beta_0 + 0.5\ln(\omega)$

$T_L = 1.6 + 16\,\beta_0 + 0.5\ln(tv)$

$T_L = (24 / \ln(v)) - 2.4$

$T_L = 2.2 + 0.5\ln(tv)$

Où : ω : l'épaisseur d'eau condensable en cm. $\omega = 0.17\,tv$

tv : la tension de vapeur d'eau en kpa

v : la visibilité au sol en km.

β_0 : le trouble fondamental ou trouble d'Angström lié à la quantité d'aérosol présenté dans la couleur du ciel.

couleur du ciel	bleu foncé	bleu pur	bleu moyen	bleu pôle	bleu laiteux	bleu châtie
β_0	0.02	0.04	0.06	0.1	0.2	≥ 0.35

Une autre expression de T_L proposé est la suivante :

$T_L = T_0 + \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_4$

Avec :

$T_0 = 3.3$;

$\Delta T_1 = 0.35\ z$ ou z est l'altitude du lieu en km ;

$\Delta T_2 = 0.5 \ln (tv) - 1.1$

ΔT_3 : est donné en fonction de la couleur du ciel c'est-à-dire en fonction du coefficient de trouble d'Angström β_0, et déterminé d'après le tableau suivant :

couleur du ciel	bleu foncé	bleu pur	bleu moyen	bleu pôle	bleu laiteux	bleu châtie
β_0	0.02	0.04	0.06	0.1	0.2	≥ 0.35
ΔT_3	-0.8	-0.3	0	0.7	2.1	≥ 4

ΔT_4 : est donné en fonction de la hauteur du soleil comme dans le tableau suivant :

h en d°	8	15	30	45	≥ 60
sin h	0.14	0.25	0.5	0.71	≥ 0.85
ΔT_4	-0.6	-0.3	0	0.1	0.3

T_L est généralement compris entre 2 et 5.

IV.2.3.3. Variations types du rayonnement

IV.2.3.3.1. Annuelle

La valeur de l'irradiation globale annuelle sur un plan horizontal dépend fortement de la latitude comme le montre la carte de l'ensoleillement sur la figure IV.9.

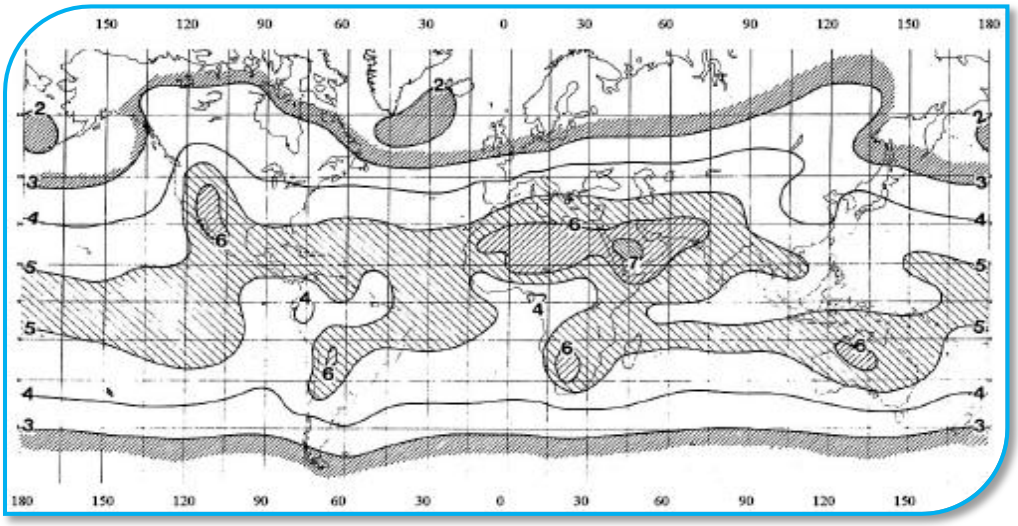


Figure IV.9 : Irradiation globale moyenne en $kWh.m^{-2}.j^{-1}$.

La valeur mensuelle moyenne de l'irradiation globale sur un plan horizontal subit également des variations plus ou moins importantes au cours de l'année ainsi que l'indiquent les données du tableau IV.2.

	Mois											
Lieu	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Bangui	4,50	5,16	5,81	5,67	5,44	4,76	4,45	4,63	5,08	5,26	4,64	4,35
Dakar	5,2	5,93	6,99	7,02	6,95	6,51	5,78	5,10	5,40	5,50	5,00	4,87
Le Caire	3,36	4,40	5,83	6,76	7,2	7,58	7,43	6,96	6,13	4,86	3,58	3,08
Ouagadougou	5,61	6,36	6,28	6,31	6,22	6,06	5,81	5,47	5,94	5,83	5,75	5,19

Tableau IV.2 : Valeurs mensuelles moyennes des irradiations journalières (en $kWh.m^{-2}.i^{-1}$) en différents lieux.

La valeur du flux est élevée et sa valeur minimale est relativement importante en zone tropicale ce qui peut permettre d'envisager des systèmes solaires autonomes sans stockage d'énergie sur une longue période. En dehors de la zone tropicale, les écarts de la valeur de l'irradiation entre le mois le plus ensoleillé et le mois le moins ensoleillé sont importants et il faudra prévoir soit un stockage d'énergie soit une énergie d'appoint pour couvrir un besoin énergétique donné (séchage de produits, production d'eau chaude sanitaire, pompage d'eau,…).

IV.2.3.3.2. Mensuelle

En zone tropicale, l'irradiation globale journalière moyenne I_G sur un plan horizontal varie peu en saison sèche alors qu'elle subit des variations importantes en saison pluvieuse ainsi que le montrent les valeurs de la région de Skikda dans le tableau IV.3.

Jour	01/07/2007	10/07/2007	20/07/2007	31/07/2007
I_G (Wh/m²j)	1080	1060	1040	1020

Tableau IV.3 : Valeur de I_G ($W.m^{-2}$) à Skikda en juillet 2007.

Ceci pose le problème de la sécurité de fonctionnement des systèmes solaires : si l'on veut assurer une couverture complète des besoins chaque jour de l'année, il faut un système de stockage d'énergie permettant de pallier à une période de non-ensoleillement limitée à 2 jours en zone tropicale sèche. Dans les autres zones où les périodes d'ensoleillement peuvent être de plus longue durée, il faut obligatoirement utiliser une autre source d'énergie en appoint. Exemple : chauffe-eau électro-solaire où l'eau est chauffée dans un capteur solaire et par une résistance électrique si la température atteinte est insuffisante.

IV.2.3.3.3. Journalière

L'éclairement solaire reçu par un capteur varie typiquement de la manière représentée sur la figure IV.10 au cours d'une journée non-perturbée : nul la nuit, il augmente dès le lever du jour pour atteindre un maximum au midi solaire avant de décroître de nouveau jusqu'à s'annuler à la tombée de la nuit.

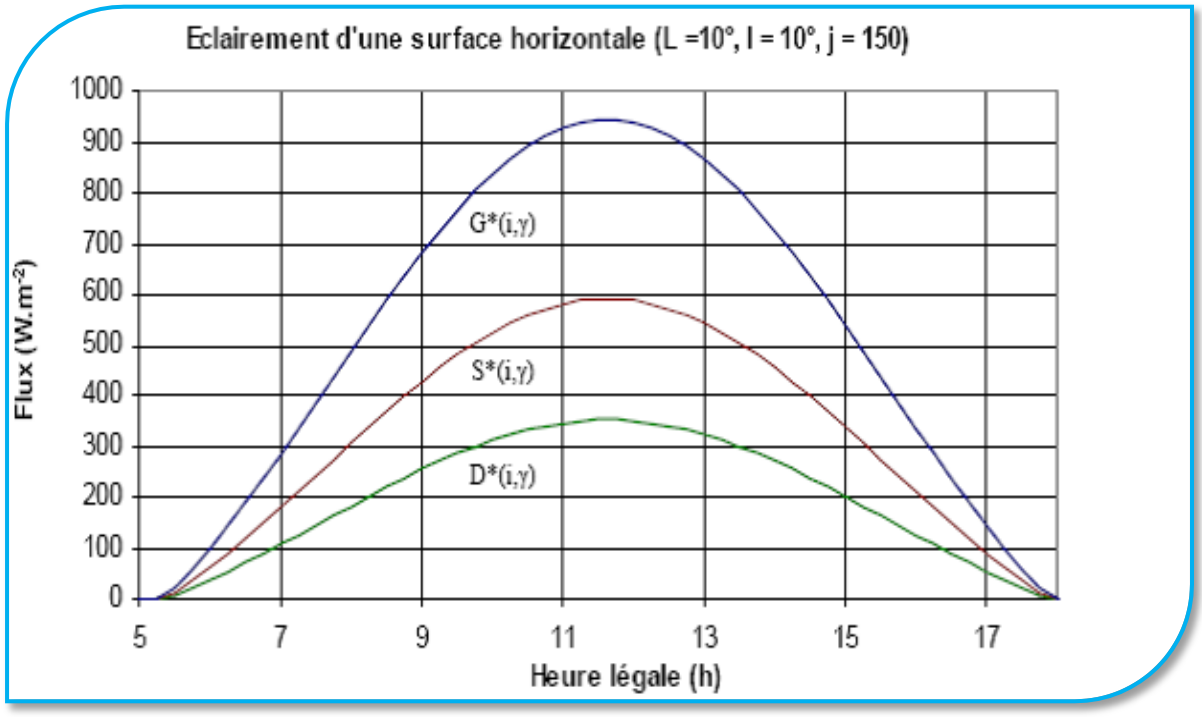


Figure IV.10 : Variation type de l'éclairement solaire au cours d'une journée non-perturbée.

L'utilisation de l'énergie solaire est donc bien adaptée aux applications dont les besoins coïncident avec les heures d'ensoleillement maximum. Dans la plupart des cas, il existe un décalage qui nécessite un stockage pour satisfaire les besoins de la période de non-ensoleillement : ballon d'eau chaude associée à un capteur solaire pour les besoins en eau chaude en début de matinée, château d'eau associé à une pompe solaire pour les besoins nocturnes en eau.

UNE METHODE PROPOSE PAR L'OMM POUR CALCULER LA TEMPERATURE AMBIANTE :

$$T_a = \left(\frac{\frac{1}{4} I_0 (1 - \overline{R})}{\sigma} \right)^{1/4}$$

$\overline{R}$: C'est l'albédo.

I_0 : C'est le constant solaire et $\sigma = 5.7 \times 10^{-8}$ W.m^{-2} K^{-4} est le constant de Stefan. Le facteur 1/4 vient parce que la radiation entrante sur le côté de la Terre faisant face au Soleil est l'intégrale de compagnies S cos θ Sur l'hémisphère, tandis que la radiation sortante est uniforme sur la sphère entière (par définition quand il est employé pour définir une température moyenne efficace).

IV.3. L'ENERGIE SOLAIRE THERMIQUE

Les technologies solaires à concentration permettent de transformer le rayonnement solaire en chaleur à un niveau de température situé entre 200°C et 2000°C, avec un rendement supérieur à 70%. Cette chaleur primaire peut ensuite être utilisée dans des procédés de transformation ou de synthèse de matériaux ou bien être convertie en vecteur énergétique comme l'électricité ou l'hydrogène. La ressource est ici le rayonnement solaire direct, qui représente entre 50% et 90% de la totalité du rayonnement solaire. La partie diffuse n'est en effet pas collectée par les dispositifs à concentration. Plus abondante dans une zone géographique appelée communément la ceinture solaire indiquée sur la figure IV.11, la ressource en rayonnement solaire direct est considérable à l'échelle planétaire.



Figure IV.11 – La ceinture solaire, régions du globe pour lesquelles l'ensoleillement direct moven annuel excède 2000 kWh/m^2/an.

Un calcul simple montre qu'en appliquant un rendement de conversion énergétique de 10%, une surface de collecteurs de 550000 km^2 (soit la superficie de l'Algérie) recevant un ensoleillement direct annuel moyen de 2200 kWh/m^2/an fournirait à elle seule 10,4 Gtep/an, c'est-à-dire l'équivalent des besoins mondiaux en énergie. Les régions désertiques du globe (Sahara, sud-ouest des Etats-Unis d'Amérique, Australie, Afrique du Sud) recevant jusqu'à 2900 kWh/m^2/an de rayonnement direct fournissent largement la surface nécessaire à une production massive d'énergie par les technologies à concentration.

Il est donc pertinent d'envisager que ces technologies contribuent à moyen ou long terme à offrir une véritable alternative à la consommation de ressources fossiles.

Si elle ne règle pas le problème de l'indépendance énergétique des pays à forte consommation, l'énergie solaire concentrée permet de s'affranchir des fluctuations mal maîtrisées du marché des ressources fossiles. L'indépendance énergétique est alors ramenée à un problème de transport des vecteurs énergétiques, à l'image de ce que représente aujourd'hui le problème de l'acheminement des combustibles fossiles vers les lieux de consommation ou de transformation. Pour les populations non connectées au réseau de distribution d'électricité, la mise en œuvre de dispositifs décentralisés de production d'énergie à faible puissance par les technologies solaires à concentration représente un enjeu capital. Avec un rendement annuel moyen voisin de 18%, les paraboles de 50 à 80 m^2 équipées de moteurs Stirling placés au foyer et directement alimentés par la chaleur solaire fournissent dans ce cadre d'application une réponse appropriée, souple, plus propre en regard des émissions de CO_2 et plus efficace que les dispositifs photovoltaïques.

IV.4. LES CAPTEURS SOLAIRES

Le solaire thermique actif permet de récupérer la chaleur du rayonnement solaire au sein d'un fluide, parfois de l'air, le plus souvent de l'eau, par la mise en œuvre de capteurs solaires. Ces techniques peuvent assurer la production d'eau chaude sanitaire ou d'eau distillée, le chauffage des piscines et des habitations ainsi que le séchage de céréales, par exemple.

Il existe plusieurs types de capteurs solaires thermiques dont nous allons évoquer les principaux.

Un capteur solaire est composé des éléments suivants :

- Le corps opaque qui absorbe le rayonnement solaire en s'échauffant.
- Un système de refroidissement par le fluide caloporteur.
- Un isolant thermique pour les faces non exposées au soleil.
- Une couverture transparente (face avant, exposée au rayonnement) qui assure l'effet de serre
- Subsidiairement un coffrage étanche à l'eau et un système de support mécanique de l'ensemble.

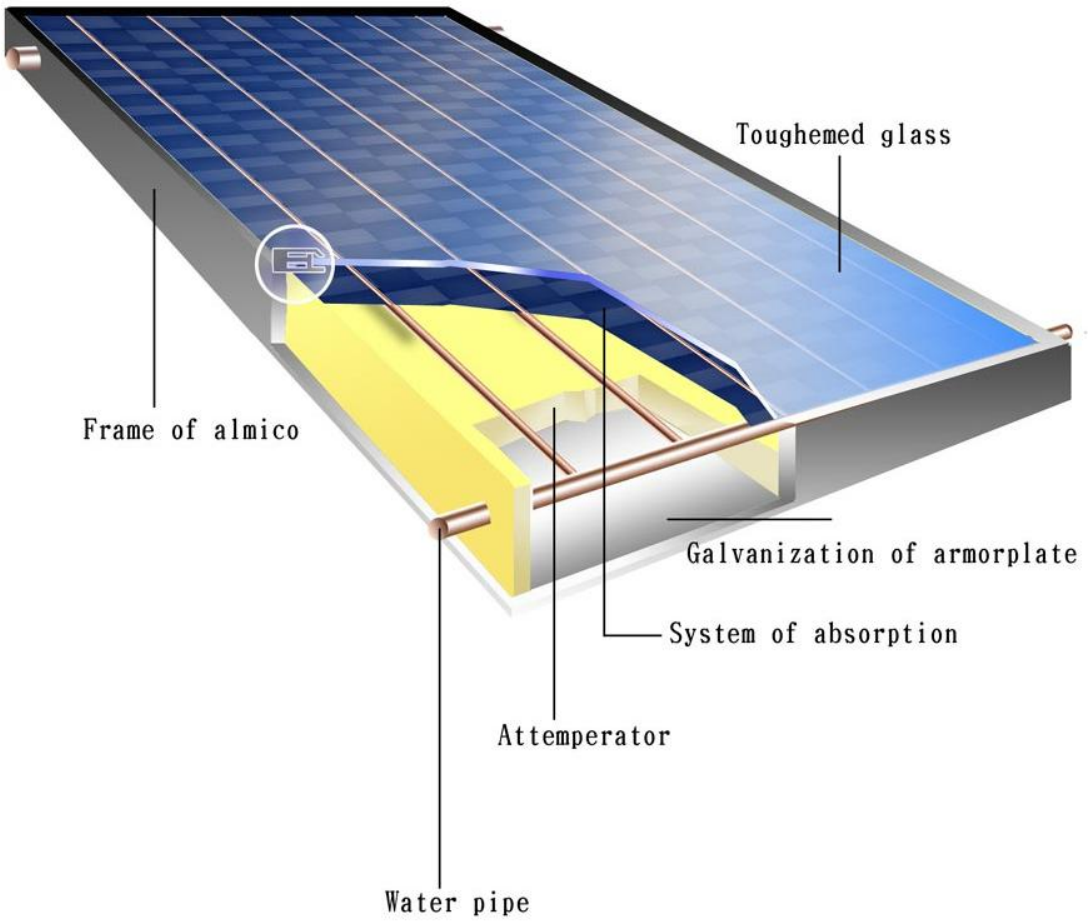


Figure IV.12 : Schéma d'un capteur solaire.

IV.4.1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air,..).

Le principe de fonctionnement est simple; un liquide circule entre un capteur exposé au soleil, et un ballon de stockage. Dans le ballon, le liquide traverse un échangeur thermique et cède sa chaleur à l'eau chaude sanitaire.

Plus précisément le capteur est composé d'une plaque et des tubes métalliques noirs absorbent l'énergie solaire. Cette énergie réchauffe le liquide antigel qui véhicule les calories. Ces composants sont placés sous un vitrage, dans un caisson rigide, isolé thermiquement.

L'échangeur est un serpentin plongé dans le ballon de stockage. Le dispositif est complété par des éléments de régulation et de sécurité et par un circulateur, pompe qui met le liquide en mouvement.

Une énergie d'appoint prend automatiquement le relais de l'énergie solaire, lorsque c'est nécessaire. Cet appoint assure la disponibilité de l'eau, quelles que soient les conditions d'ensoleillement. Les calories solaires du liquide sont transmises par conduction à l'eau sanitaire contenue dans le ballon de stockage.

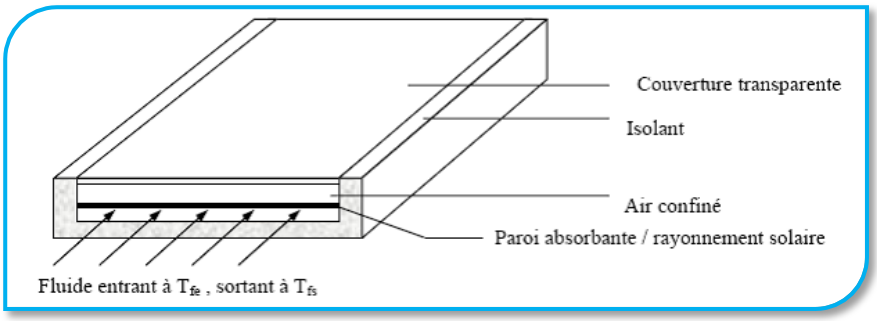


Figure IV.13 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan.

IV.4.2. LES DIFFERENTS TYPES DES CAPTEURS SOLAIRES A CIRCULATION DE LIQUIDE

Les capteurs à circulation de liquide utilisent les rayons solaires afin de chauffer un liquide qui circule à travers un «circuit solaire». Le fluide à l'intérieur du circuit solaire peut être de l'eau, un mélange d'antigel, un fluide thermique, etc. Le circuit solaire transfère l'énergie thermique provenant des capteurs à un réservoir de stockage thermique. Le type de capteurs dont vous avez besoin dépend de la température de l'eau chaude que vous désirez, ainsi que du climat local. Les capteurs solaires à circulation de liquide les plus répandus sont :

Plans de types vitrés

Plans sans vitrage

Sous vide et aussi Capteur intégré A concentration

IV.4.2.1. Capteurs plans de types vitrés

Les capteurs plans de types vitrés sont très répandus et ils existent sous forme de capteurs à circulation de liquide et sous forme de capteurs à air. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée où la température désirée se situe entre 30 et 100 °C, et/ou à des applications qui nécessitent de la chaleur au cours des mois d'hiver.

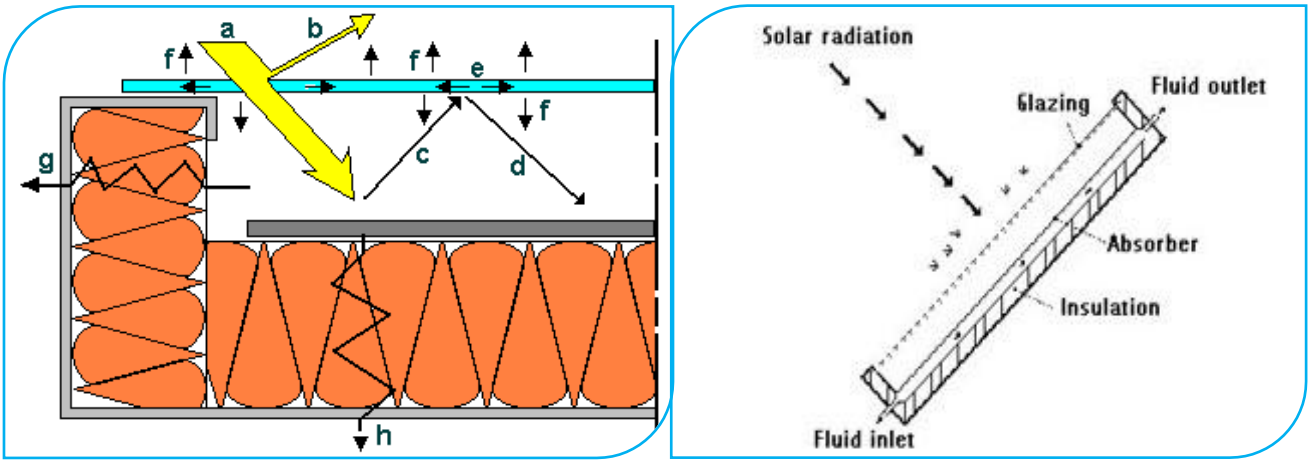


Figure IV.14 : Schéma d'un Capteur plan de type vitré.

Solar radiation = Rayonnement solaire ; Glazing = Vitrage ;
Fluid outlet = Sortie du fluide caloporteur ; Absorber = Absorbeur ;
Insulation = Isolant ; Fluid inlet = Entrée du fluide

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

Fonctionnement

On a affaire au processus dit de l'effet de serre. Les rayons du soleil (d'une longueur d'onde visible, ~0.5 µm) traversent la couverture transparente supérieure, en verre ou en plastique, puis frappent l'absorbeur. Celui-ci étant noir, il absorbe la majeure partie de la lumière reçue et par conséquent il se chauffe. En physique, tout corps chaud émet du rayonnement.

Aux températures usuelles, celui-ci se trouve dans le domaine de l'infrarouge (~9µm). A cette longueur d'onde, le verre est parfaitement opaque et réfléchit donc tout cet infrarouge. La chaleur reste ainsi prisonnière du capteur. Un liquide caloporteur circule dans un tuyau dans le capteur r et conduit la chaleur emprisonnée vers le consommateur.

Avantages

- Prix avantageux.
- Fiabilité.
- Longue durée de vie.
- Efficacité énergétique.
- Intégration sur les toits.

Inconvénients

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

IV.4.2.2. Les capteurs plans non vitrés

Comme ce capteur n'a pas d'isolation, il ne peut pas fonctionner à haute température. Il est donc recommandé pour des températures de service inférieures à 40°C, ce qui fait de lui le candidat idéal pour le préchauffage de l'eau sanitaire et le chauffage d'une piscine.

Fonctionnement

Ces capteurs sont composés d'un simple absorbeur nu, non isolé et non vitré. Puisqu'on l'utilise à une température proche de la température ambiante, ses pertes thermiques sont faibles et son rendement est bon. C'est pourquoi on peut se passer du vitrage.

Ce type de capteur a été développé vers 1980 par Energie Solaire SA. Il est maintenant disponible chez tous les autres revendeurs de solaire également. Il est formé d'une double tôle d'acier inoxydable dont les formes carrées embouties assurent une irrigation totale de la surface par le liquide caloporteur. On utilise un revêtement absorbant sélectif pour maximiser le rendement.

Ces capteurs peuvent former eux-mêmes le toit d'une maison ou sa façade. Pour le préchauffage de l'eau chaude sanitaire, on utilise un mélange antigel comme liquide caloporteur avec un échangeur de chaleur. De cette manière, on évite le besoin d'une vidange hivernale.

Avantages

- Prix le plus bas de tous.
- Fiabilité.
- Plus de 20 ans de durée de vie.
- Rendement élevé pour des températures inférieures à 40°C.
- L'absorbeur peut constituer lui-même le toit des bâtiments.
- L'épaisseur du capteur n'est que de 2.5 cm.
- Bon capteur pour les pays du sud et méditerranéens.

Inconvénient

- Ne convient qu'à basse température, donc en Europe, seulement pour le préchauffage de l'eau sanitaire et le chauffage de piscine.

Rendement

On a pu constater suite à des tests que les bons rendements aux basses températures diminuent fortement avec la température. Il faut donc choisir la température de service aussi basse que possible, car en plus, les capteurs à basse température sont meilleur marché que les autres.

En dernier lieu, pour le choix d'un capteur solaire, il s'agit aussi de comparer la durée de vie en plus du prix d'achat et de l'efficacité énergétique. Celle-ci dépend notamment des matériaux utilisés, de la qualité et de leur durabilité.

IV.4.2.3. Capteurs sous vide

Les capteurs sous vide sont parmi les plus efficaces et parmi les types les plus coûteux de capteurs solaires. Comme il utilise le vide comme isolation thermique, il possède un très bon rendement à haute température. Il est recommandé pour des températures de service supérieures à 90°C, ce qui convient pour la production d'eau chaude pour l'industrie ou pour le fonctionnement en régions très froides, notamment en montagne. Il est environ deux fois plus cher qu'un capteur plan vitré.



Figure IV.15 : Schéma d'un Capteur sous vide.

Les capteurs sous vide possèdent un absorbeur sélectif afin de récupérer les rayons du soleil qui se situe dans le tube sous vide. Ils perdent peu de chaleur, même dans les régions froides.

Fonctionnement

Le capteur est constitué de plusieurs tubes en verre dans lesquels sont placés les absorbeurs. Ils sont montés en série. Les tubes sont mis dans un vide d'air qui permet de réduire les pertes thermiques par convection et par conduction. Le capteur est composé d'un récipient rempli d'une certaine

quantité de fluide volatile qui fonctionne comme milieu caloporteur à chaque fois que le fluide s'évapore et se condense.

Plus précisément, le rayonnement du soleil fait évaporer le fréon qui se charge de chaleur latente, laquelle est transmise au liquide caloporteur lors de sa condensation. Il existe également des capteurs à tubes évacués qui fonctionnent plus simplement en circuit direct.

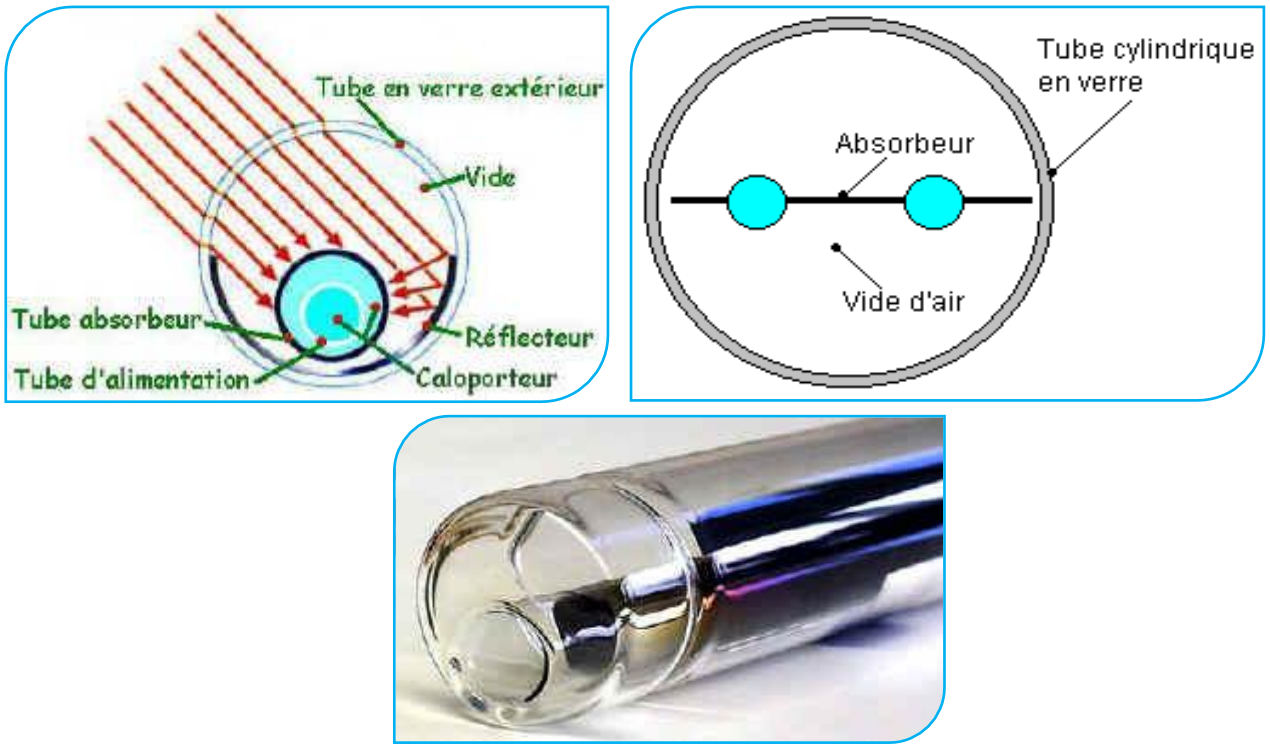


Figure IV.16 : Coupe d'un tube évacué.

Avantages

- Convient pour les hautes températures.
- Rendement élevé même pour des températures avoisinant les 100°C.
- Facile à installer, il faut juste deux barres de neige sur le toit.
- Grâce au vide du capteur, la pollution et l'humidité ne peuvent pas dégrader l'absorbeur.

Inconvénients

- Durée de vie limitée, car les tubes ne sont pas étanches à long terme.
- Prix assez élevé.
- Mauvaise intégration dans le paysage.
- Les tubes sont fragiles.

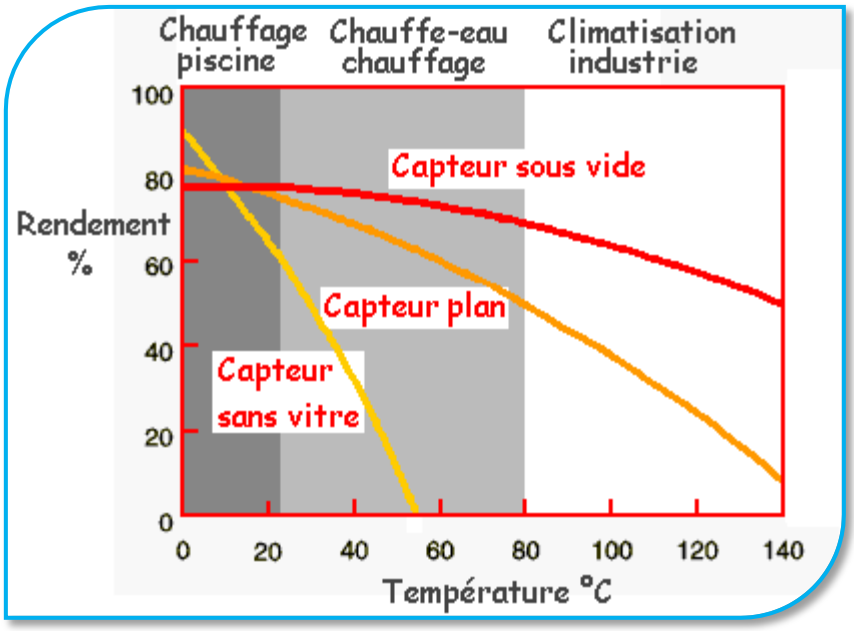


Figure IV.17 : Graphique schématique montrant les performances comparées des différents types de capteurs solaires thermiques.

IV.4.2.4. Capteurs solaires à concentration

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

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

Il existe quatre principaux types de capteurs à concentration :

- Réflecteur cylindro-parabolique
- Réflecteur parabolique
- Centrale à tour
- Capteurs solaires à concentration

IV.4.2.5. Capteurs solaires intégrés

Il y a une centaine d'années, les réservoirs à eau qui étaient peints en noir servaient de simple chauffage solaire pour l'eau des résidences. Aujourd'hui leur marché principal concerne le chauffage de l'eau des résidences dans les pays chauds.

Les capteurs intégrés modernes possèdent un vitrage qui est semblable à celui utilisé sur les capteurs plans et/ou un réflecteur afin de concentrer l'énergie solaire à la surface du réservoir. Comme le réservoir de stockage et l'absorbeur solaire agissent en tant qu'unité simple, il n'est pas nécessaire d'avoir d'autres composantes. Pour une même surface, les systèmes de capteur intégré sont moins chers que les capteurs plans de types vitrés, mais ils fournissent moins d'énergie au cours d'une année.

IV.5. PERFORMANCES DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE SOLAIRE A EJECTO-COMPRESSION :

La figure IV.18 représente schématiquement le circuit de la machine de réfrigération à éjecto compresseur solaire « SECS » le plus simple qui soit, à un seul étage d'éjecteur. Il est formé de deux systèmes :

- Système solaire « SC ».
- Système de réfrigération à éjection « ECS ».Il est formé de deux boucles :

1. la boucle frigorifique.
2. la boucle motrice.

Le rayonnement solaire transformé par le capteur plan en énergie thermique sert à générer dans le générateur de la vapeur à haute température et haute pression appelée fluide primaire ou moteur (P) qui se détend dans la tuyère primaire de l'éjecteur.

A la sortie, le fluide primaire à grande vitesse entraîne le fluide secondaire (S) provenant de l'évaporateur. Ensuite, les flux primaire et secondaire se mélangent dans la chambre de mélange. Une première augmentation de pression due à la formation d'une onde de choc à lieu dans la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur. A la sortie de ce dernier, le mélange se condense dans un condenseur. Une partie du condensât passe dans l'évaporateur à travers un détendeur pour produire l'effet frigorifique tandis que le reste du liquide retourne au générateur par l'intermédiaire d'une pompe de circulation.

Pour la provision en chaleur de SECS nous avons choisi trois types de collecteurs solaires commercialement disponibles A, B et C et ce dans le but de comparer leurs performances [6].

Le type A est un capteur solaire plan avec un seul vitrage spécialement conçue avec une surface sélective et moins cher. Le type B est le classique capteur plan vitré avec une surface sélective.

La différence entre les capteurs de type B et de type A est dans le design de couche d'isolation.

Le type A utilise 10 cm de couche d'air (isolation) sous la couverture de verre. Le type C est un capteur sous vide. Les rendements de ces différents capteurs sont donnés par l'expression générale suivante :

$$\eta_{sc} = 0.80 - C_i \frac{(T_i - T_a)}{I_G}$$

Avec C_i = 3.5, 5.7 et 2 m² / WK respectivement pour les types A, B et C, T_i et T_a sont les températures d'entré dans le capteur et l'ambiant respectivement, où $T_i = T_g + 10$

I_G est le rayonnement solaire total incident reçu sur la surface du capteur solaire évalué par la méthode de l'office mondial de la météorologie (OMM) :

$$I_G = (1297 - 57\,T_L)(\sin h)^{\frac{T_L+36}{33}} \left(\frac{w}{m^2}\right)$$

T_L : est le trouble de Linke et h c'est l'hauteur solaire, ces deux paramètres dépend des plusieurs conditions et paramètres (la latitude, la longitude, l'altitude, la quantième journée dans l'année, l'heure, la couleur du ciel, l'inclinaison…)

Le coefficient de performance globale de la machine solaire: $COP_{SECS} = COP_{ECS}$ x η_{SC}

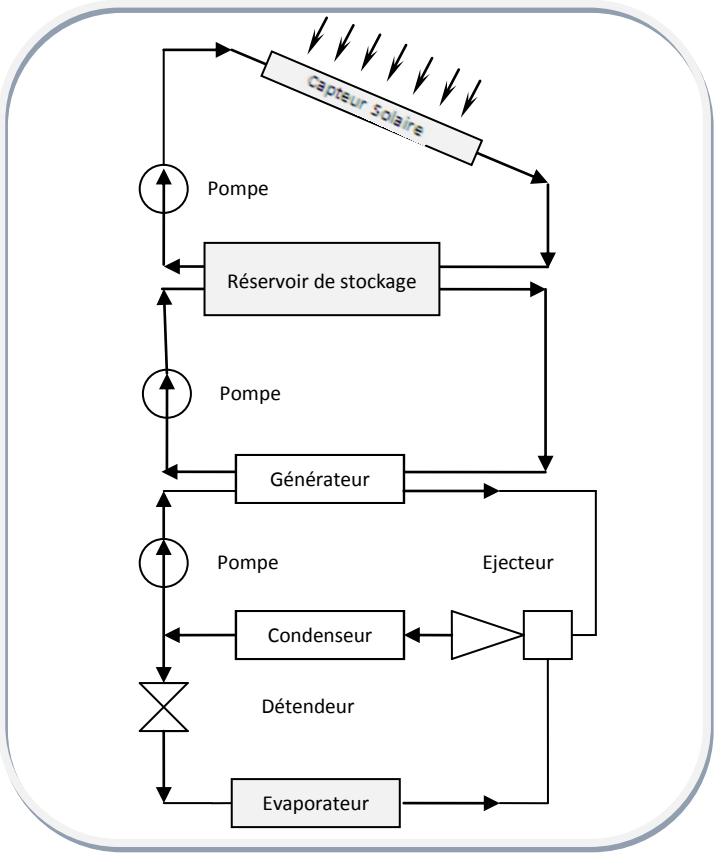


Figure IV.18 – Schéma de la machine solaire tritherme à éjecto-compression.

L'éclairement solaire reçu par un capteur varie typiquement de la manière représentée sur les figures (IV.19 et IV.20) au cours d'une journée non perturbée, il augmente dès le lever du jour pour atteindre un maximum au midi solaire avant de décroître de nouveau jusqu'à s'annuler à la tombée de la nuit. L'utilisation de l'énergie solaire est donc bien adaptée aux applications dont les besoins coïncident avec les heures d'ensoleillement maximum. Dans la plupart des cas, il existe un décalage qui nécessite un stockage pour satisfaire les besoins de la période de non-ensoleillement : ballon d'eau chaude associée à un capteur solaire pour les besoins en eau chaude en début de matinée, château d'eau associé à une pompe solaire pour les besoins nocturnes en eau chaude.

L'énergie solaire thermique est transportée au générateur par chauffage moyenne. La température d'admission du collecteur solaire a été assumée 10°C plus élevée que la température de production de l'ECS (température de la source chaude). La radiation solaire incident est assumée à I_G= 892 W et la température ambiante à T_a = 26°C (Les conditions géophysiques du Skikda le 10/09/2007).

Ainsi, le coefficient de performance COPsc de la machine à éjecto-compresseur solaire peut être calculé pour des températures du générateur T_B, du condenseur T_C et de l'évaporateur T_E données.

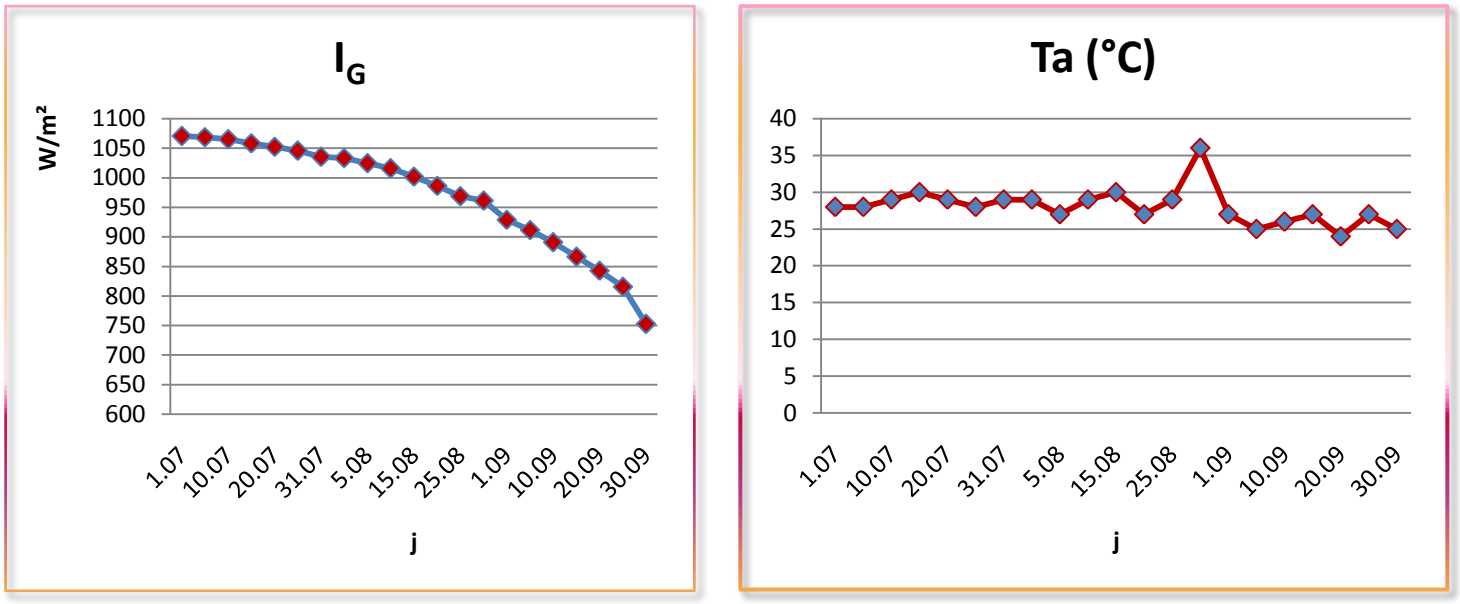


Figure IV.19 – Schéma de la variation de l'éclairement globale et la température ambiante pendant 03 mois pour SKIKDA.

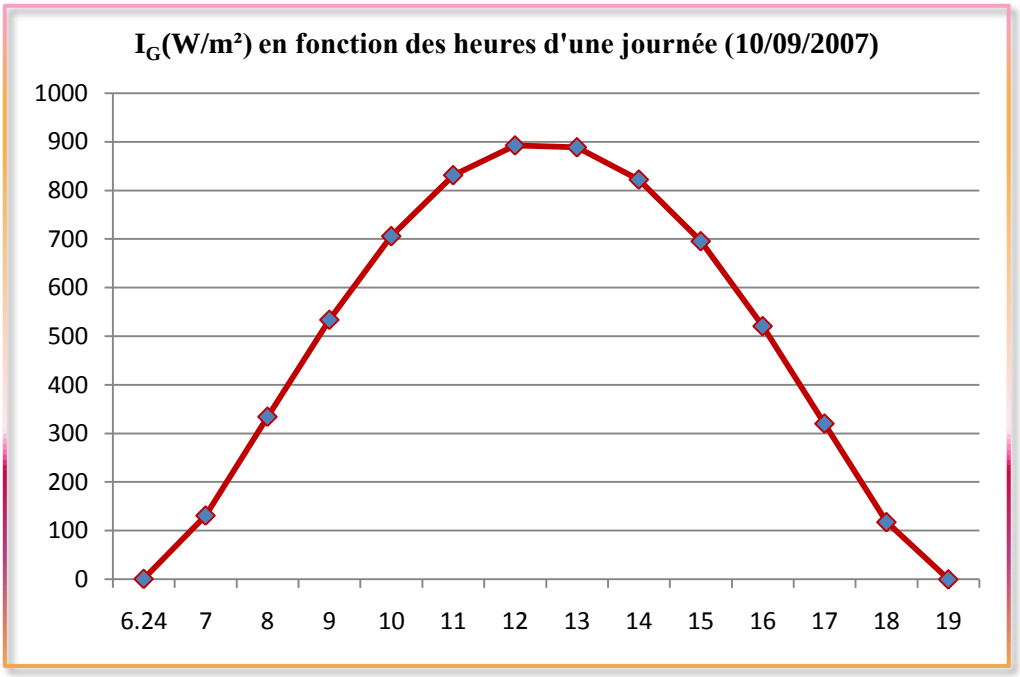


Figure IV.20 – Schéma de la variation de l'éclairement journalier le 10/09/2007 pour SKIKDA.

Les résultats obtenus avec les trois types de collecteurs solaires A, B et C sont présentés respectivement sur les figures (IV.21, IV.22 et IV.23) où nous constatons qu'en régime de fonctionnement optimal le COP_{SECS} varie automatiquement comme le COP_{ECS} en fonction des températures du générateur, du condenseur et de l'évaporateur et une comparaison entre les trois types du collecteurs solaires montre que pour les collecteurs de type flat plat (type A et type B), le η_{sc} fait peu de différence (0.43 contre 0.39) mais le COP_{SECS} fait une plus grande différence (0.44 contre 0.31). Par contre le η_{sc} et le COPsc sont plus élevés (0.54 et 0.52, respectivement) pour une SECS employant le collecteur solaire type C mais le coût du tube à vide est très élevé. On constate alors que les SECS employant le collecteur solaire type A sont les plus optimums.

Le coût d'installation total du système de collecteur solaire est estimé dans le tableau. IV.4 qui montre aussi les températures de génération optimums, le COP_{SECS} optimum et l'efficacité du capteur solaire η_{sc} pour les applications de climatisation de notre machine à une capacité de réfrigération fixée10 kW.

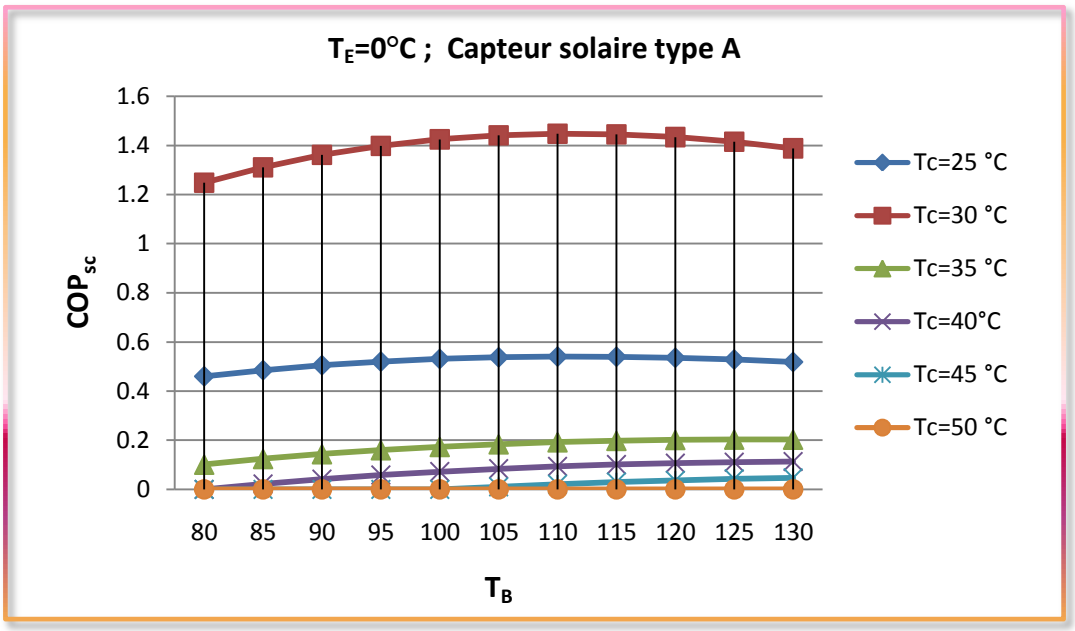


Figure IV.21 – Schéma de la variation du COPsc de la machine avec T_B pour T_E = 0°C pour différents T_C (capteur type A).

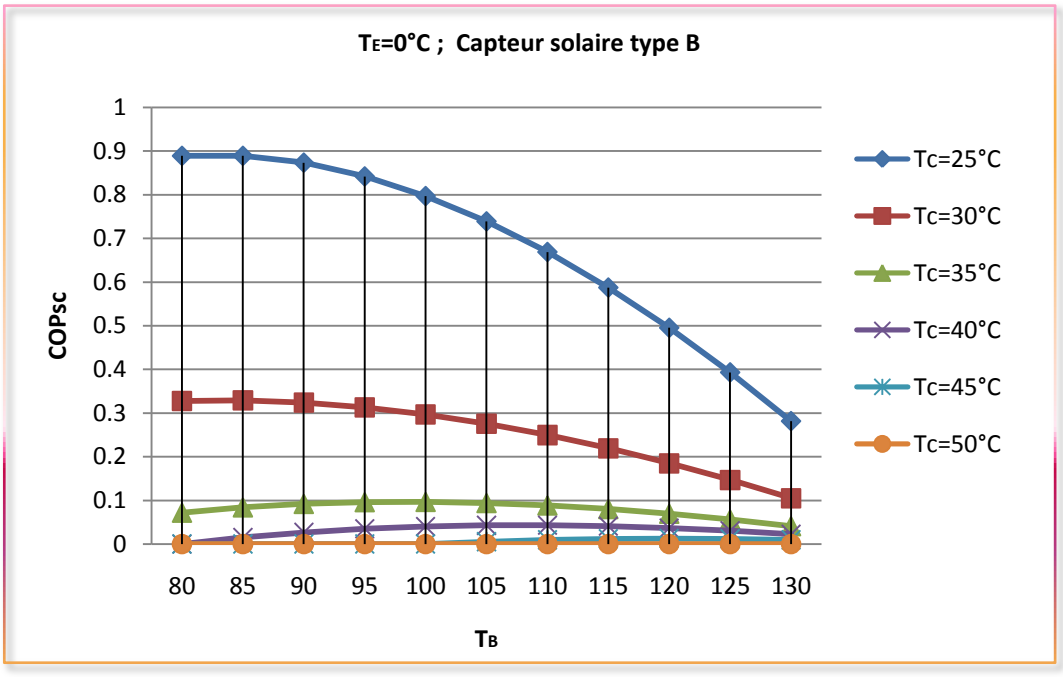


Figure IV.22 – Schéma de la variation du COPsc de la machine avec T_B pour T_E = 0°C pour différents T_C (capteur type B).

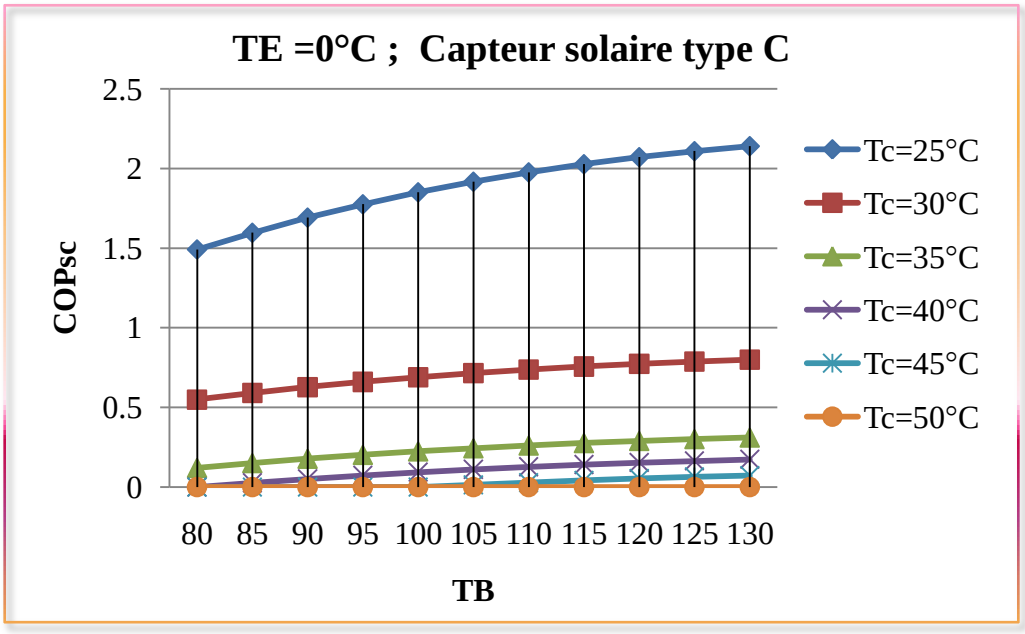


Figure IV.23 – Schéma de la variation du COPsc de la machine avec T_B pour T_E = 0°C pour différents T_C (capteur type C).

type du capteur solaire	A	B	C
capacité de réfrigération (kW)	10	10	10
température d'évaporateur Te (°C)	0	0	0
température de condenseur Tc (°C)	35	35	35
l'optimum température de génération Tb (°C)	115	100	125
l'optimum COPsc	0.200971443	0.09668557	0.30226838
l'efficacité du capteur solaire ηsc	0.391928251	0.2632287	0.55560538
l'optimum COP	0.512776108	0.36730635	0.54403429
la surface du capteur solaire Asc (m²)	75	119	51
Système solaire coûte Cs, USD	10200	14399	24735
Prix de système solaire, USD/m²	136	121	485

Tableau IV.4 – Quelques références de notre Système de réfrigération solaire à éjecto-compression.

IV.6. CONCLUSION

Le modèle présenté permet de calculer le coefficient de performance d'une machine tritherme à éjecto-compresseur solaire à partir du facteur d'entraînement de l'éjecteur et du rendement du collecteur solaire et cela en mode de fonctionnement critique de son éjecteur caractérisé par une vitesse sonique du fluide entraîné à l'entrée de la chambre de mélange. Il permet aussi de calculer les paramètres géométriques importants de l'éjecteur φ et Φ. 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 source froide constante, il vaut mieux diminuer la température de la source intermédiaire, que 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 les SECS employant le collecteur solaire type A sont les plus optimums.

Conclusion Générale

CONCLUSION GENERALE

Le travail présenté est un contribution è l'étude tant théorique qu'expérimentale des machines trithermes à éjecto-compression. Il concerne plus particulièrement :

- ❑ mise au point d'un programme de calcul des performances d'une Machine solaire tritherme à éjecto-compresseur tout en connaissant :

La puissance frigorifique, les températures du trois sources de chaleur et les conditions géophysiques du l'endroit du capteur solaire.

- ❑ 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 source froide constante, il vaut mieux diminuer la température de la source intermédiaire, que chercher à augmenter la température de la source chaude.
- ▪ les performances du système augmentent relativement modestement avec l'augmentation de la température de la source chaude.
- ▪ les SECS employant le collecteur solaire type C donnent des meilleurs résultats mais étant donné le coût de ce dernier qui est élevé, on peut dire que le capteur solaire de type A conduit au x résultats optimums du point de vue rapport qualité / prix.

List des Figures

LIST DES FIGURES

Figure 1 : Ferdinand Carré (1824-1894). 7

Figure 2 : Charles Tellier (1828-1913). 7

Figure 3 : Le Frigorifique. 8

Figure 4 : Refroidissement d'une sphère de gaz liquéfié. 10

Figure 5 : Cuve frigorifique datant de 1932. 11

Figure 6 : Schéma de principe d'une chaîne de récupération. 19

Figure I.1 : Organigramme des diverses familles de systèmes frigorifiques. 22

Figure I.2 : Un réfrigérateur ditherme. 23

Figure I.3 : Un réfrigérateur tritherme. 24

Figure 1.4 : Schéma de la production de froid par association de machines dithermes. 25

Figure I.5 : Schéma d'une machine tritherme, à source de température intermédiaire, S_2, commune au moteur et au générateur. 26

Figure I.6 : Efficacité frigorifique d'une machine frigorifique tritherme idéale en fonction des niveaux de températures des sources. 27

Figure I.7 : Variation des coefficients a = T_2/T_3 ($T_2 – T_3$) et b = T_2/T_1 (T_1 - T_2) en fonction de T_2 - T_3 ou de T_1 -T_2 à T_2 = constante. 28

Figure I.8 : Schémas illustrant la difficulté de choix de la température d'une source chaude : (a) dans le cas d'une chaudière, (b) dans le cas d'un capteur solaire. 29

Figure 1.9 : Schéma d'une machine tritherme directe. 30

Figure I.10 : Variation du facteur de Carnot en fonction de la température de la source thermique T et pour trois valeurs de la température de l'atmosphère T_0. 31

Figure I.11 : Schéma d'une machine frigorifique solaire à double cycle de Rankine couplés. 35

Figure I.12 : Performances d'une machine à double cycle de Rankine couplés en fonction des températures des sources. 35

Figure I.13 : Machine thermodynamique électrogène solaire à cycle de Rankine de 10kW, qui alimente une machine frigorifique classique à compresseur. 35

Figure I.14 : a)Schéma de fonctionnement d'une machine frigorifique à piston libre à double effet. b) cycle thermodynamique pression - enthalpie. 36

Figure I.15 : Efficacité frigorifique et puissance frigorifique d'une machine frigorifique à Piston libre, fonctionnant avec du R114 en fonction des températures des sources. 37

Figure I.16 : Schéma d'une machine tritherme à absorption. 38

LIST DES FIGURES

Figure I.17 : Efficacité frigorifique en fonction de ta température de ta source chaude pour différents systèmes à absorption. 39

Figure I.18 : Rendement exergétique en fonction de la température de la source chaude pour différents systèmes à absorption. 39

Figure I.19 : Machine tritherme à adsorption par système à zéolithes, l'eau étant le fluide frigorigène . 41

Figure I.20 : Système thermofrigorifique à éjecto-compression. 49

Figure I.21 : Schéma et notations utilisées d'un éjecto-compresseur composé de deux tuyères : une motrice ou primaire et une secondaire. 50

Figure I.22 : Classification des écoulements dans la tuyère motrice : Schéma de la tuyère ; (b) Distribution des pressions axiales ; (c) Distribution axiale des vitesses. 52

Figure 1.23 : Différents régimes d'écoulement dans la tuyère secondaire : a) régime supersonique ; b) régime supersonique saturé ou de transition ; c) régime mixte. 54

Figure II.1 : Efficacité frigorifique, ε, en fonction des températures au bouilleur et à l'évaporateur pour le R12. 57

Figure II.2 : Efficacité frigorifique, ε, en fonction de la pression au condenseur P_C, à P_B et P_E constantes, pour le R11. 57

Figure II.3 : Efficacité frigorifique, ε, d'une machine à éjecto-compression au R11, en fonction de la différence de températures entre le condenseur et l'évaporateur. 58

Figure II.4 : Evolution de ε, U et Q_E, pour une machine à éjecto-compression sans et avec récupération. 59

Figure II.5 : Courbes expérimentales pour le R113 fournissant ε optimale en fonction de la température de condensation critique. 60

Figure II.6 : Influence du rapport géométrique Φ et de T_B sur l'efficacité frigorifique, ε, à T_C et T_E constantes pour le R11. 60

Figure II.7 : Efficacité frigorifique, ε, en fonction de T_E à T_C constante, pour trois fluides : R11, R113 et R114, à Φ = 9.87. 61

Figure III.1 : Schéma de la machine tritherme à éjecto-compression. 81

Figure III.2 : Schéma de l'éjecteur. 83

Figure III.3 : Schéma de l'Organigramme de la résolution du système. 93

LIST DES FIGURES

Figure III.4 : Variation du COP de la machine avec T_B pour T_C = 35°C. 94

Figure III.5 : Variation du COP de la machine avec T_B pour T_E = 0°C. 95

Figure III.6 : Variation du COP de la machine avec T_B pour T_B = 120°C. 95

Figure III.7 : Variation du COP de la machine avec T_E pour T_B = 120°C. 95

Figure III.8 : Variation du U de la machine avec T_B pour T_C = 40°C et T_E = 0°C. 96

Figure III.9 :Variation du COP de la machine avec T_B pour T_C = 40°C et T_E = 0°C. 96

Figure III.10 :Variation du COP/COPc avec T_B pour T_C = 40°C et T_E = 0°C. 96

Figure III.11 : Variation du φ et ϕ avec T_B pour T_C = 40°C, T_E = 0°C et SUB = 8k. 97

Figure III.12 : Variation du titre à la sortie d'éjecteur avec T_B pour T_C = 40°C, T_E = 0°C. 97

Figure III.13 : Variation du U avec la température T_C pour T_B = 125°C et T_E = 0°C. 97

Figure III.14 : Variation du COP avec la température T_C pour T_B = 125°C et T_E = 0°C. 98

Figure III.15 : Variation du COP/COPc avec T_C pour T_B = 125°C et T_E = 0°C. 98

Figure III.16 : Variation du φ et ϕ avec T_C pour T_B = 125°C, T_E = 0°C et SUB = 8k. 98

Figure III.17 : Cycle de Mollier de la machine MF. 99

Figure III.18 : Sous-refroidissement du liquide. 101

Figure III.19 : Surchauffe de la vapeur. 101

Figure IV.1 : Répartition spectrale du rayonnement solaire hors atmosphère. 106

Figure IV.2 : Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil. 107

Figure IV.3 : Mouvement apparent du Soleil observé d'un point de latitude φ. 108

Figure IV.4 : Repérage de la position du Soleil. 109

Figure IV.5 : Décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich.. 111

Figure IV.6 : Equation du temps Δt et déclinaison δ en fonction du jour de l'année. 111

Figure IV.7 : Répartition spectrale du rayonnement solaire au niveau du sol terrestre. 113

Figure IV.8 : Spectre du rayonnement atmosphérique. 114

Figure IV.9 : Irradiation globale moyenne en $kWh.m^{-2}.j^{-1}$. 121

Figure IV.10 : Variation type de l'éclairement solaire au cours d'une journée non-perturbée. 123

Figure IV.11 : La ceinture solaire, régions du globe pour lesquelles l'ensoleillement direct moyen annuel excède 2000 kWh/m^2/an. 124

Figure IV.12 : Schéma d'un capteur solaire. 126

Figure IV.13 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan. 127

Figure IV.14 : Schéma d'un Capteur plan de type vitré. 128

LIST DES FIGURES

Figure IV.15 : Schéma d'un Capteur sous vide. 130

Figure IV.16 : Coupe d'un tube évacué. 131

Figure IV.17 : Graphique schématique montrant les performances comparées des différents types de capteurs solaires thermiques. 132

Figure IV.18 : Schéma de la machine solaire tritherme à éjecto-compression. 134

Figure IV.19 : Schéma de la variation de l'éclairement globale et la température ambiante pendant 03 mois pour la ville de SKIKDA. 135

Figure IV.20 : Schéma de la variation de l'éclairement journalier le 10/09/2007 pour la ville de SKIKDA. 136

Figure IV.21 : Schéma de la variation du COPsc de la machine avec T_B pour T_E = 0°C pour différents T_C (capteur type A). 137

Figure IV.22 : Schéma de la variation du COPsc de la machine avec T_B pour T_E = 0°C pour différents T_C (capteur type B). 137

Figure IV.23 : Schéma de la variation du COPsc de la machine avec T_B pour T_E = 0°C pour différents T_C (capteur type C). 138

List des Tableaux

LIST DES TABLEAUX

Tableau II.1 : Performances des machines frigorifiques trithermes à éjecto-compression construites depuis 1960. 63

Tableau II.2 : Des exemples de dénomination. 66

Tableau II.3 : Les températures d'ébullition à la pression atmosphérique. 71

Tableau IV.1 : Rayonnement solaire sur un plan horizontal : notations utilisées. 115

Tableau IV.2 : Valeurs mensuelles moyennes des irradiations journalières en différents lieux. 122

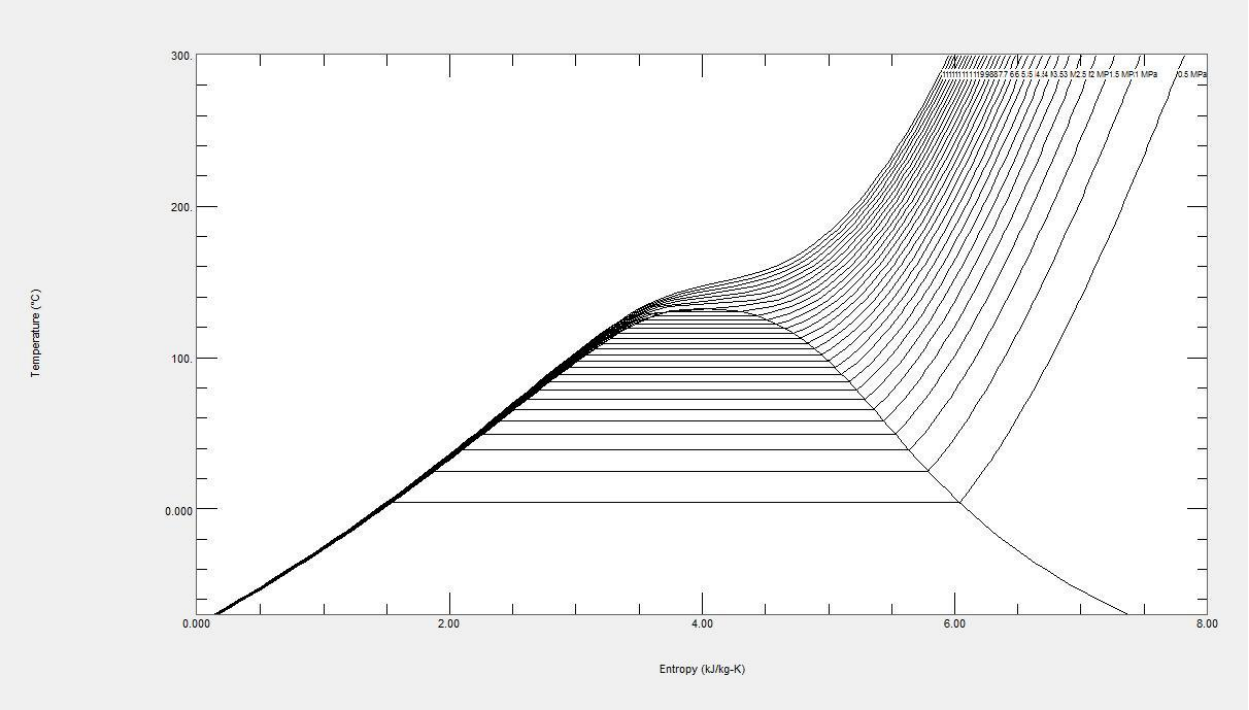
Tableau IV.3 : Valeur de I_G (W. m^{-2}) à Skikda en juillet 2007. 122

Tableau IV.4 – Quelques références de notre Système de réfrigération solaire à éjecto-compression. 138

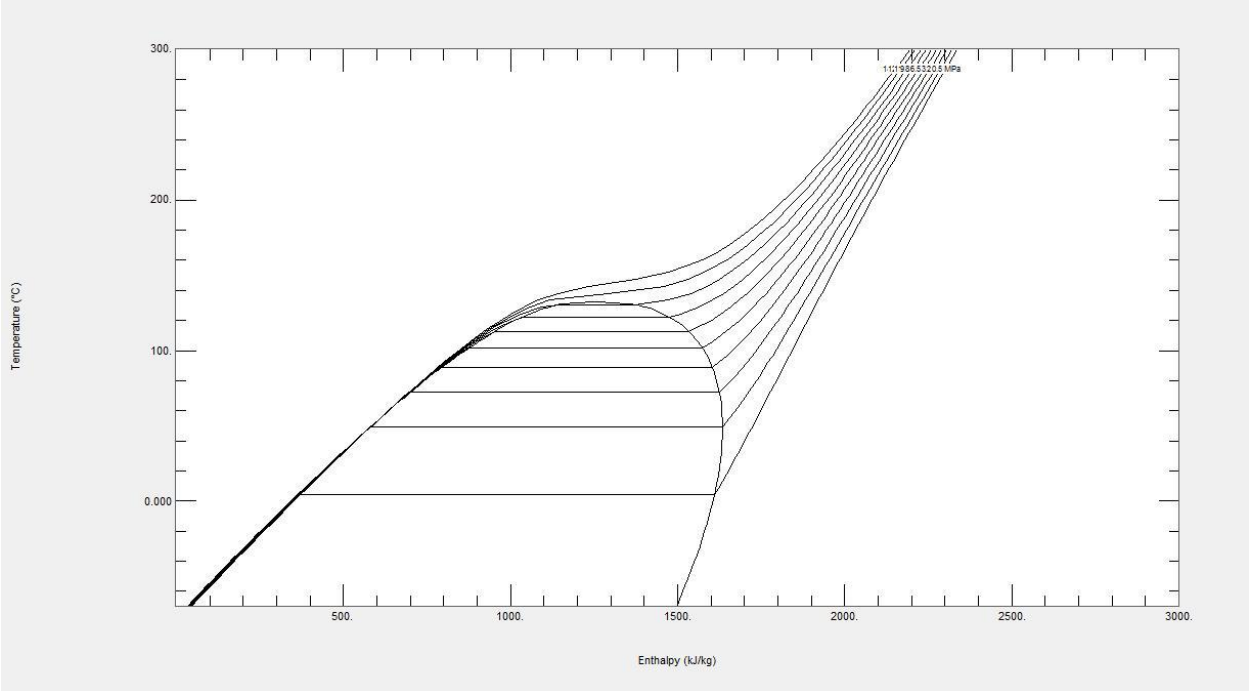


Annexe

ANNEXE

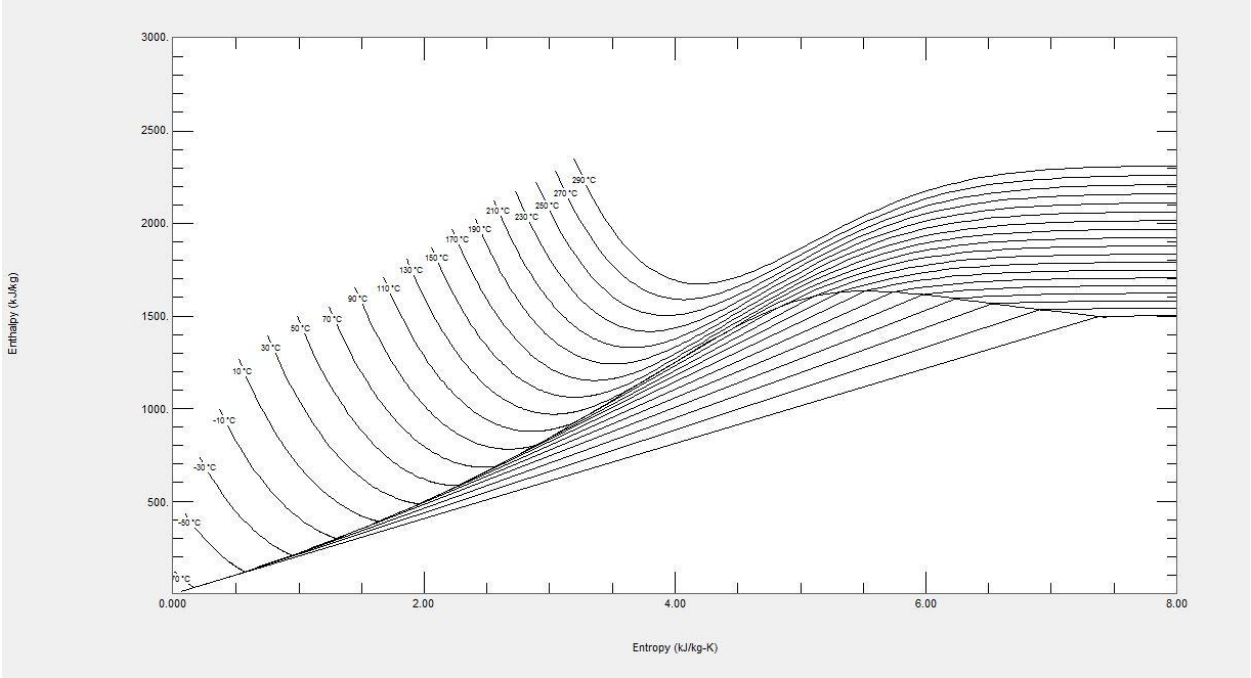


Le diagramme Ts de l'Ammoniac

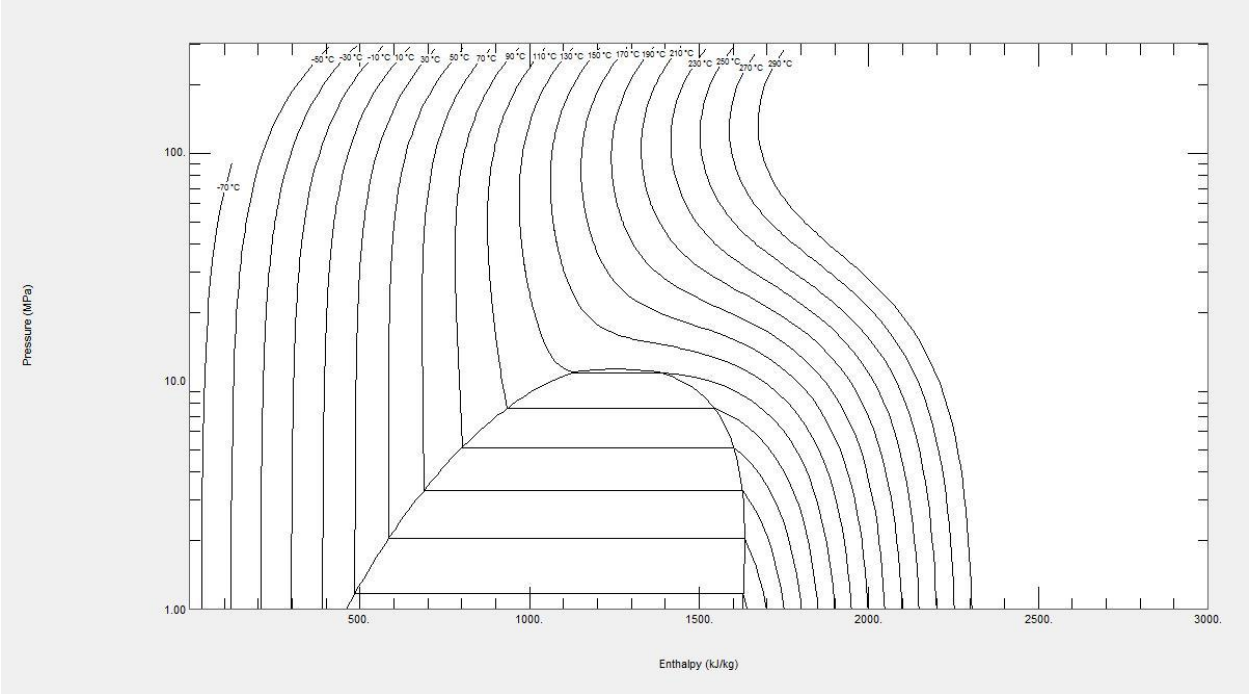


Le diagramme Th de l'Ammoniac

ANNEXE



Le diagramme hs de l'Ammoniac



Le diagramme Ph de l'Ammoniac

ANNEXE

Prescriptions concernant les fluides frigorigènes

Prescriptions en vigueur sur l'environnement (sommaire)

- Interdiction des CFC dans les nouveaux appareils et installations depuis 1994
- Interdiction des HCFC dans les nouveaux appareils et installations depuis 2002; appareils ménagers et climatisations des voitures depuis 1996

Prescriptions prévues (sommaire)

- Interdiction des fluides frigorigènes stables dans l'air (perfluorocarbures et HFC) dans:
  - ✓ les réfrigérateurs et les congélateurs ménagers à partir de 2004 ;
  - ✓ les déshumidificateurs et les installations de climatisation à partir de 2005 ;
  - ✓ les dispositifs de climatisation des voitures à partir de 2008.
- Autorisation cantonale pour les installations stationnaires renfermant > 3 kg de fluides frigorigènes stables dans l'air; examen de la nécessité d'utiliser des fluides frigorigènes stables dans l'air d'après l'état de la technique.
- Cahier d'entretien pour toutes les installations avec > 3 kg de fluide frigorigène.
- Contrôle d'étanchéité pour les installations avec > 3 kg de fluide frigorigène appauvrissant la couche d'ozone ou stable dans l'atmosphère.

Des instructions pratiques seront élaborées avec les professionnels du froid et les cantons pour les trois derniers points.

LES REFERENCES

[1] **BONNIN, J.** Energétique des systèmes trithermes. Entropie, 1980, N°94, p.40-50.

[2] **BONNIN, J., WILBUR, P.J. et KARAKI, S.** Réfrigération solaire, éditions S.C.M., Paris, 1980, 86p.

[3] **BOREL, L.** Thermodynamique et énergétique. Lausanne : Presses Polytechniques Romandes, 1984, 692p.

[4] **CONAN, J.** Mécanique et chaleur : théorie des machines frigorifiques. Techniques de l'ingénieur, édité par Jacques DEBAENE. Paris : Les Techniques de l'Ingénieurs, vol. B2 II, 8-1976.

[5] **DUMINIL, M.** Machines thermofrigorifiques : Classification. Les Techniques de l'Ingénieurs, vol. BE 9 734, p.1-4

[6] **G.K. Alexis, E.K. Karayiannis.** A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athens area. Renewable Energy 30 (2005) 1457–1469

[7] **Huang BS, Chang JM, Petrenko VA, Zhunk KB**. A solar ejector cooling system using refrigerant R141b. Sol Energy 1998 ; 64(4–6): 6–223.

[8] **H. Kursad Ersoy, Sakir Yalcin, Rafet Yapici, Muammer Ozgoren.** Performance of a solar ejector cooling-system in the southern region of Turkey. Applied Energy 84 (2007) 971–983.

[9] **Wimolsiri Pridasawas, Per Lundqvist.** A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with isobutane as a refrigerant. International Journal of Refrigeration xx (2007) 1-11.

[10] **B. J. HUANG†, V. A. PETRENKO, I. YA. SAMOFATOV and N. A. SHCHETININA.** Collector selection for solar ejector cooling system. Solar Energy Vol. 71, No. 4, pp. 269–274, 2001.

[11] **B. J. HUANG , J. M. CHANG, V. A. PETRENKO and K. B. ZHUK.** A solar ejector cooling system using refrigerant R141b. Solar Energy Vol. 64, Nos 4–6, pp. 223–226, 1998.

[12] **R.J.DORANTES.R.** Performance théorique et expérimentales d'une machine frigorifique tritherme à éjecto-compression. Thèse doctorat (1992).

[13] **SPURGEON, E.E.** Test resultants for Rankine engine power vapor compression air condition for 366 k heat source. 11intersociety Energy conversion engineering conference proceeding, September 12-17, vol.11, Nevada, USA.1976, p.1169-1173.

[14] **PRIGMORE, D. et BOUGARD, J**. Cooling with the sun's heat. Design considerations and test data for Rankine cycle prototype. Solar Energy, 1975, vol. 17, p.1-6.

[15] **MOREAU, P. Y. et LALLEMAND, A**. Free piston Rankine cycle engine application to cooling for waste heat. CLIMA2000, Sarajevo, Yugoslavia, Août 27-Septembre 1,1989, 6 p.

LES REFERENCES

[16] **VOKAER, D.et BOUGARD, J.** Machine frigorifique solaire autonome à cycle de Rankine. Institut international du froid, commissions E1,E2, Jérusalem (Israël), 1982-3, p.1-6.

[17] **BALAT, M.** Etude comparative de quelques réfrigérateurs solaires utilisant une réaction chimique entre un solide et un gaz. Revue Physique appliquée, 1989, N°24, p.671-698.

[18] **BOUGARD, J**. Applications de l'énergie solaire dans le froid et le conditionnement d'air. International journal of refrigeration, septembre-novembre 1983, vol. 6, N°5-6, p.319-328.

[19] **RENZ, M. et STEIMLE, F.** Comparison of thermodynamic properties of working fluids for absorption systems. Institut international du froid, commissions E1, E2, Jérusalem (Israël), 1982-3, p.61-67.

[20] **GUILLEMINOT, J.J., et MEUNIER, F.** Etude expérimentale d'une glacière solaire utilisant le cycle zéolithe 13xeau. Revue générale de thermique.1981, N° 239, p.825-834.

[21] **GRENIER, Ph., GUILLEMINOT, J.J., MESTER, M., MEUNIER, F. et PONS, M.** Entrepôt frigorifique solaire à cycle zéolithe-eau. Journée internationale de transferts héliothermique, Monastir, Tunisie, 1983.

[22] **PONS, M. et GRENIER, Ph.** Solar ice maker working with activated carbon-methanol adsorbent-adsorbate pair. Congrés de l'international solar energy society, Montréal, juin 1985.

[23] **DUMINIL, M.** Machines thermofrigorifiques : Systèmes à éjection et à absorption. Techniques de l'Ingénieurs, vol. BE 9 735, p.1-24.

[24] Le nouveau cycle frigorifique fermé Guarini à évaporation et compression par l'emploi de l'éjecteur comme aspirateur et thermo-compresseur. Association française du froid. Revue générale du froid, 1929, vol. 10, N°3, p.81-91.

[25] **PALIWODA, A.** Experimental study on low grade heat and solar energy operated halocarbon vapour jet refrigeration systems. Bulletin de l'institut international du froid, 1968, N°4, p. 1003-1035.

[26] **WHITNEY, L.F.** The mercury ejector refrigerator. Refrigerating engineering, September 1932, vol. 26, p. 143-146.

[27] **KALUSTIAN, P.** Analysis of the ejector cycle. Refrigerating engineering, October 1934, vol. 28, p.188-193.

[28] **BOESTER, F.C.** Heating and ventilating, février 1940, vol.38.

[29] **JORDAN, J.D.** Firm leaflet. Rapport, general household utilities Co., Chicago, 1937.

[30] **MARTYNOVSKY, W.S.** Use of waste heat for refrigeration. Kholodilnaya Tekhnika, 1953, vol.30, N°1, janvier-mars 1953, p.60.

[31] **ZHADAN, S.**Z. Experimental investigation of freon ejectors. Bulletin de l'institut international du froid, Annexe 1960, vol.3, p. 169-174.

[32] **KAKABAEV, A. et DAVTELOV,A.** A freon ejectors solar cooler. Geliotekhnika, 1966, vol. 2, N°5, p. 42-48.

[33] **MIZRAHI, J., SOLOMIANSKY, M., ZISNER, T. et RESNICK, W.** Ejector refrigeration Freon low temperature energy sources. Bull. Res. Counc. Of Israel, 1957, vol. 6c, p. 1-8.

[34] **ARORA, C.P.** Prospects of using refrigerant ejectors. Journal of Refrigeration, 1964, N° 6, p. 117-121.

[35] **ACKERMANN, B**. Refrigerant stream jet ejectors working as booster compressors. XII Congrès International du Froid, Madrid, 1967, p. 1213-1223.

[36] **CAVALLINI, A., LOVISION, G. et TRAPANESE, G.** Experimental research on a fluorinated hydrocarbon jet refrigerant plant. XII Congrès International du Froid, Madrid, 1967, p. 1225-1237.

[37] **DEL NUNZIO, B.** Experimentalle Entersuchungen uber Kuhlsysteme mit Stahlkompressin, die mit organischen Kaltemittein Arbeiten. Kaltetechnik-Klimatisierung, Jahrgang Heft, 3/1971, vol. 23, p. 73-79.

[38] **ZAKHAROV, Y.U., ANDREEV, L.M., LEKHMUS, A.A. et RASHEVSKI, I.A.** étude expérimentale d'une machine frigorifique à éjection (en russe). Kholodilnaja Teknika, mars 1971, N° 3, p. 16-19.

[39] **HAMNER, R.** An investigation of an ejector compression refrigeration cycle and its applications to heating, cooling and energy conservation. Thése de Docteur en phylosophie, Université d'Alabama, 1978, 155p.

[40] **CRRIEU, G., CORNIER, G. et PESCHE, D.** Refroidissement d'un fermenteur par un système à éjecto-compression. XV Congrès International du Froid, Venise, 1979, Comptes rendus, vol. II, p. 945-949.

[41] **CHOU, S.K.** Le froid solaire par éjecteur. Thèse de Docteur Ingénieur : Ecole Nationale des Arts et Métiers, paris, 1980, 121 p.

[42] **HOLMES, R.M. et ZEREN, F.** Development of jet pump solar cooling system. Texas, dept. of Mech. Eng., Texas University, Rapport TENRAC/EDF – 088, mai 1983.

[43] **HUANG, B.J., JIANG, C.B. et HU,F.L.** Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system. Transactions of the ASME, juillet 1985, vol. 107, p. 792-802.

[44] **LU, L. T.** Etudes théorique et expérimentale de la production de froid par machine tritherme à éjecteur de fluide frigorigène. Thèse de Doctorat : Institut National polytechnique de Grenoble, 1986, 237p.

[45] **NADHI, E.** Etude parametrique experimentale des caracteristiques du systeme tritherme a ejecteur. These de Doctorat. :Institut National des Sciences Appliquees de Lyon, 1989, 178,p.

[46] **B.J. Huang, et al.** A solar ejector cooling system using refrigerant R141b, Solar Energy 64 (4e6) (1998) 223-226.

[47] **I.W. Eames, S. Aphornratana, H. Haider.** A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator, Int J Refrigeration 18 (6) (1995) 378-386.

[48] **G. Grazzini, A. Rocchetti.** Numerical optimisation of a two- stage ejector refrigeration plant, Int J Refrigeration 25 (2002) 621-633.

[49] **R. Dorante's, C.A. Estrada, I. Pilatowsky.** Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system, Appl Therm Eng 16 (8/9) (1996) 669-675.

[50] **M. Sokolov, D. Hershgal.** Optimal coupling and feasibility of a solar-powered year-round ejector air conditioner, Solar Energy 50 (6) (1993) 507-516.

[51] **N. Al-Khalidy.** Experimental investigation of solar concentrating collectors in a refrigerant ejector refrigeration machine, Int J Energy Res 21 (12) (1997) 1123-1131.

[52] **N. Al-Khalidy.** An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113, Int J Refrigeration 21 (8) (1998) 617-625.

[53] **K. Cizungu, A. Mani, M. Groll.** Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids, Appl Therm Eng 21 (2001) 585-598.

[54] **Sokolov M, Hershgal D.** Optimal coupling and feasibility of a solar-powered year-round ejector air conditioner. Solar Energy 1993;50:507–16.

[55] **Sokolov M, Hershgal D.** Solar-powered compression-enhanced ejector air conditioner. Solar Energy 1993;51:183–94.

[56] **Huang BJ, Chang JM, Petrenko VA, Zhuk KB.** A solar ejector cooling-system using refrigerant R-141b. Solar Energy 1998;64:223–6.

[57] **Alexis GK, Karayiannis EK.** A solar ejector cooling-system using refrigerant R-134a in the Athens area. Renew Energy 2005;80:1457–69.

[58] **BOUMARAF L., LALLEMAND A.**, «Performance of a jet cooling system using refrigerants mixtures». International Journal of Refrigeration. Vol 22, 580-589 (1999).

[59] **BOUMARAF L., LALLEMAND A.**, «Optimal design of an ejector in air conditioning system operating with various refrigerants» 2nd International Conference on Applied Thermodynamics. Istanbul-Turkey, pp 353-359, 18-20 may 2005.

[60] **DORANTÈS R., LALLEMAND A.**, «Prediction of performance of a jet cooling system operating with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures». International Journal of Refrigeration. Vol 18, 21-30 (1995).

[61] **LU LT.**, «Etudes théorique et expérimentale de la production de froid par machine tritherme à éjecteur de fluide frigorigène». Thèse de doctorat, Institut national polytechnique, Grenoble. France (1986).

[62] **LALLEMAND A, DORANTÈS R., STAADER J.** «Performances d'une machine à éjecteur à deux fluides de masses molaires différentes».19th International Congress of Refrigeration, La Haye – Pays Bas. B1-pp 123-130, 20-25 août 1995.

[63] **BOUMARAF L., LALLEMAND A.**, «Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles a pression constante et a section constante». 13ème Journées Internationales de Thermique, Albi-France. Vol 1-pp.371-375, 28-30 août 2007.

[64] **INTERNET.**