



N° d'ordre : 01/Clim/2023

N° de série : 25/DS/2023

THESE

En vue de l'obtention du diplôme de DOCTORAT EN SCIENCES

Filière : Génie Climatique

Spécialité : Génie Climatique

Présentée par :

DERGHOUT Zoheir

Directeur de thèse : *Pr. GOMRI Rabah*

Thème

**Contribution à l'étude d'une machine frigorifique à éjection avec
l'utilisation d'un micro-échangeur lors de l'évaporation et de la
condensation, conception du système et modélisation**

Thèse soutenue le : 08/05/2023

Devant le jury composé de :

M. ZID Said	Professeur,	Université Frères Mentouri Constantine 1	Président
M. GOMRI Rabah	Professeur,	Université Frères Mentouri Constantine 1	Rapporteur/Encadreur
M. BOUKHEIT Nahman	Professeur,	Université Frères Mentouri Constantine 1	Examineur
Mme ROUAG Djamilia	Professeur,	Université Salah Boubnider Constantine 3	Examineur
M. CHIBA Younes	Professeur,	Université Yahia Farès Médéa	Examineur

Remerciements

Tout d'abord, je tiens à remercier Allah le Tout-Puissant de m'avoir donné la force et le courage de mener à bien ce travail. Je remercie infiniment mes parents, qui m'ont encouragé, poussé et aidé à arriver à ce stade de ma formation.

Un remerciement chaleureux à mon encadreur le Prof. Rabah GOMRI pour son soutien et collaboration pour que la thèse soit soutenue.

Un remerciement à mon ancien encadreur le Pr. M.S ROUABAH, que je lui exprime ma gratitude.

Un remerciement aussi au Pr Y. KHETIB, mon premier encadreur qui a proposé le thème de la thèse.

Ma plus grande gratitude va aussi vers le Dr M. OUZZANE d'une part pour son accueil, ses conseils et son suivi et d'autre part au Prof. Luis LAMARCHE pour son amabilité et son soutien assidu au sein du laboratoire Génie Thermique, ÉTS (Montréal, Canada).

Un remerciement aussi au Dr Khaled AMEUR, Dr Messaoud BADACHE et tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué au développement de ce travail.

Un remerciement aux membres du jury, Pr ZID Said, Pr Djamila ROUAG, Pr Nahman BOUKHEIT et Pr Younes CHIBA, c'est un grand honneur de les avoir comme expert pour évaluer cette thèse et nous faire profiter de leurs expériences et directives.

Je ne peux clôturer ces remerciements sans citer tous les membres du laboratoire Énergie et Environnement de l'UC3 (Constantine, Algérie). Un grand merci à vous aussi mes proches et chers amis pour avoir été présents dans les moments les plus difficiles.

Sommaire

Sommaire	ii
Liste des Figures	iv
Nomenclature	vii
Introduction générale	1
Chapitre I : Recherche bibliographique	3
I.1 : Introduction	3
I.2: Travaux sur les modèles théorique de l'éjecteur	4
I.2.1: Modèle 1D (monodimensionnel)	4
I.2.2: Modèle CFD (Computational Fluid Dynamics)	4
I.3 : Travaux sur les applications de l'éjecteur	5
I.3.1 : Applications de pompe à chaleur	5
I.3.2 : Cycle a éjecteur utilisant l'énergie solaire	14
I.4 : Utilisation des micro-échangeurs	21
I.4.1 : Introduction	21
I.4.2 : La charge du fluide frigorigène	22
Chapitre II : Modèle de l'éjecteur	25
II.1 : Introduction	25
II.2 : Théorie de la tuyère convergente	25
II.2.1. Utilisation les lois des gaz parfaits	25
II.2.2 : L'utilisation des gaz réels	29
II.3 : Procédure de calcul	30
II.3.1 : Mode design	30
Chapitre III : Étude du cycle à éjecteur solaire	38
III.1 : Introduction	38
III.2 : La performance du cycle à éjecteur	39
III.3 : Les capteurs solaires	40

Chapitre IV : Résultats et discussion	42
IV.1: Introduction	42
IV.2 : La performance d'un éjecteur	42
IV.3 : Les températures maximales obtenues à la sortie de l'éjecteur	43
IV.4 : L'application du cycle a éjecteur pour la réfrigération	44
IV.5 : la performance globale du cycle a éjecteur solaire	54
IV.6 : Source d'énergie solaire	54
IV.7 : La performance du cycle a éjecteur solaire	57
IV.8 : Conclusion	59
 Conclusion générale	 69
 Références	 63
 Annexe	

Liste des figures

Figure I.1	Résultats du paramétrie et off-design du R11	06
Figure I.2	Performance de la pompe à chaleur a éjecteur en mode de chauffage	06
Figure I.3	Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour plusieurs efficacités du	07
Figure I.4	L'effet de la section primaire sur le coefficient de performance	07
Figure I.5	Variation du COP en fonction de la température du bouilleur	08
Figure I.6	Influence de la température de condenseur sur le COP	09
Figure I.7	Influence de la température de l'évaporateur sur le COP	09
Figure I.8	Modèle prévu d'écoulement de l'ammoniac au centre de l'éjecteur	10
Figure I.9	Schéma de la pompe à chaleur avec échangeur de chaleur vertical	11
Figure I.10	Variation du coût annuel total en fonction de la zone climatique	11
Figure I.11	Variation du COP en fonction de la zone climatique	12
Figure I.12	Variation de la longueur de l'échangeur de chaleur en fonction de la capacité du système	12
Figure I.13	Schéma du banc expérimental utilisé par Xu et all	13
Figure I.14	Variation de la haute pression en fonction de la température à la sortie du refroidisseur de gaz	13
Figure I.15	Machine à éjecteur solaire	14
Figure I.16	Efficacités des capteurs pour différent débits d'huile	14
Figure I.17	Efficacités des capteurs pour différent débits d'huile	15
Figure I.18	COP du système complet en fonction de la température du bouilleur	15
Figure I.19	Schéma du système a éjecteur solaire	16
Figure I.20	Variation horaire de l'énergie thermique utile du capteur et les températures ambiantes durant les mois de mai et de septembre à Athènes	17
Figure I.21	Performance du système éjecteur solaire pour trois types de panneaux solaires plats (le réfrigérant R717)	18
Figure I.22	Variation de la capacité de réfrigération en fonction de la section du col pour différentes températures du bouilleur	19
Figure I.23	Variation du COP du system complet pendant une journée	20
Figure I.24	Efficacité des capteurs solaires en fonction de sa température moyenne	20

Figure I.25	Effet de la position de la sortie de la tuyère primaire sur le COP	21
Figure I 26	Micro-condenseur	22
Figure I 27	Charge de fluide frigorigène en gramme	23
Figure I-28	Comparaison de la capacité frigorifique	23
Figure I 29	Comparaison de la performance frigorifique	24
Figure II.1	Différentes parties de l'éjecteur	25
Figure II.2	Schéma des différents régimes d'écoulement	28
Figure II.3	Schéma des différentes parties de l'éjecteur	29
Figure II.4	Schéma de la tuyère primaire	30
Figure II.5	Schéma du convergent de la tuyère primaire	30
Figure II.6	Schéma du col de la tuyère primaire	31
Figure II.7	Schéma du divergent de la tuyère primaire	31
Figure II.8	Organigramme pour le calcul des paramètres géométriques	32
Figure II.9	Onde de choc droite	34
Figure II.10	Organigramme pour déterminer les paramètres de la tuyère primaire	36
Figure II.11	Organigramme pour déterminer les paramètres dans le diffuseur	37
Figure III.1	Schéma du système de réfrigération a éjecteur	38
Figure III.2	Représentation du cycle thermodynamique de l'éjecteur	38
Figure III.3	Schéma de la machine frigorifique solaire à éjecto-compression	39
Figure III.4	Montage des différents composants du système solaire dans le logiciel TRNSYS	41
Figure IV.1	Performance du cycle de réfrigération à éjecteur pour les trois fluides	43
Figure IV.2	Les températures maximales atteintes à la sortie de l'éjecteur	44
Figure IV.3	La température maximale de condensation pour des températures de réfrigération	45
Figure IV.4	La pression maximale de condensation pour le mode réfrigération	45
Figure IV.5	La performance du système a éjecteur pour le mode réfrigération	46
Figure IV.6	La variation de la pression dans la tuyère secondaire	47
Figure IV.7	La variation de la température de condensation en fonction de la	47

	surchauffe au niveau du bouilleur	
Figure IV.8	La variation de la pression en fonction de la convergente de la tuyère primaire	48
Figure IV.9	La variation de la pression en fonction de la longueur du divergent de la tuyère primaire	48
Figure IV.10	La variation de la vitesse en fonction de la divergente de la tuyère primaire	49
Figure IV.11	La convergente de la tuyère primaire	49
Figure IV.12	La variation du nombre de Mach au long de la convergente de la tuyère primaire	50
Figure IV.13	La variation du nombre de Mach au long de la divergente de la tuyère primaire	50
Figure IV.14	La variation de la pression dans la tuyère primaire	51
Figure IV.15	La variation de la pression dans le convergent de la chambre de mélange	51
Figure IV.16	La variation de la pression dans le diffuseur	52
Figure IV.17	La variation de la pression à travers la chambre de mélange et le diffuseur	52
Figure IV.18	La variation de la température à travers la chambre de mélange et le diffuseur	53
Figure IV.19	La variation du nombre de Mach après le Mélange	53
Figure IV.20	Schéma d'un cycle de réfrigération a l'éjecteur	54
Figure IV.21	Rayonnement solaire à Adrar	55
Figure IV.22	Variation mensuelle de la température à Adrar	55
Figure IV.23	La durée d'ensoleillement mensuelle à Adrar	56
Figure IV.24	Gain d'énergie utile d'été pour un panneau solaire plat à l'Adrar	56
Figure IV.25	Gain d'énergie utile d'été par panneau solaire parabolique à l'Adrar	57
Figure IV.26	Variation du COP_s en fonction de la température de l'évaporateur pour R134a, R11 et R717	58
Figure IV.27	Variation du COP_s en fonction de la température du bouilleur pour R134a, R11 et R717	58
Figure IV.28	Variation du COP_s en fonction de la température du condenseur pour R11, 134a and R717	59

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
A	Surface	m ²
c	Col	-
CFC	Chloro-Fluoro-Carbone	-
COP	Coefficient de performance	-
COPs	Coefficient de performance global	-
d	Diamètre	m
GWP	Global warming potencial	-
I	Rayonnement solaire	kWh/m ²
M	Nombre de Mach	-
m ₁	Masse du fluide primaire	kg
m ₂	Masse du fluide secondaire	kg
ODP	Ozone Depletion Potencial	-
P	Pression	kPa
T _b	Température du bouilleur	°C
T _c	Température du condenseur	°C
T _e	Température de l'évaporateur	°C
U	Taud d'entraînement	W/m°C
V	Vitesse	m/s
V	Volume	m ³
V _{son}	Vitesse du son	m/s
XL	Longueur de la tuyère	m

Symboles grec

γ	Rapport des capacités thermiques	-
η_{is}	Rendement isentropique	-
η_{sc}	Rendement du capteur solaire	-
λ	La conductivité thermique	w/m.°C
ρ	La masse volumique	Kg/m ³

Indices

1	Tuyère primaire	-
2	Tuyère secondaire	-
corr	Corrigé	-
dn	Après	-
e	Entrée	-
est	Estime	-
m	Mélange	-
s	Sortie	-
up	Avant	-
*	La position du col	-

Introduction Générale

Introduction générale

L'un des problèmes qui touchent la terre ces dernières années, c'est le réchauffement climatique et le dégagement du CO₂, et comme l'Algérie a dépassé le taux maximum d'évacuation du CO₂ toléré [1], on a besoin des systèmes énergétiques moins polluant, et de réduire au maximum l'utilisation de l'électricité surtout qu'on connaît que plus de 95% de l'électricité produite c'est à travers les centrales thermiques [2]. Ainsi, la climatisation pendant la période estivale surtout au sud Algérien est devenu un casse-tête pour les citoyens et le gouvernement à cause de la surcharge du réseau électrique. Depuis des années, il y a eu un développement rapide et remarquable qui a entraîné une forte demande en électricité en particulier pour les systèmes de climatisation [3], selon les estimations mondiales, les systèmes de réfrigérations représentent 15% de la consommation mondiale d'électricité [4]. En Algérie, la majeure partie de cette énergie est produite par des centrales thermiques [5] qui émettent des gaz à effet de serre et utilisent des combustibles fossiles (gaz ou mazout), donc la mise en place d'un système de climatisation autonome utilisant l'énergie gratuite dégagée par le processus industriel ou produite par voie solaire est devenu une tâche très importante. La solution, c'est d'utiliser les systèmes de climatisation à éjecteur qui utilise l'énergie thermique gratuite évacuée par le processus industriel ou l'énergie capté par les panneaux solaires pour la production du froid dans un climat assez chaud. Le compresseur du système de réfrigération à compression mécanique est le principal responsable de la plus grande partie de la consommation d'énergie électrique [6].

La présente recherche porte sur l'étude d'une machine tritherme utilisant le principe de l'éjecteur pour produire du froid à partir de l'énergie solaire. Elle porte un intérêt particulier à l'influence des températures des trois sources et à la nature des fluides utilisés dans ce système. Dans cette partie trois fluides frigorigènes : le R145fa, R142b et R134a ont été utilisés. Pour l'étude de l'influence du rayonnement solaire sur le coefficient de performance de l'ensemble du système (COPs), trois fluides frigorigènes le R11, R717 et R134a ont été utilisés.

L'introduction du système de climatisation à éjecteur en Algérie adapté au climat local sera un grand pas en faveur de la politique énergétique de notre pays. Notre objectif est la conception d'une machine de climatisation à éjecteur avec une efficacité énergétique acceptable par l'élimination de la surchauffe à la sortie de la tuyère primaire pour réduire la

chaleur dégagée par le condenseur, donc économiser sur la surface d'échange thermique du condenseur. Profiter de l'énergie thermique perdue par les usines ou même les centrales thermiques pour la transformer en froid et aussi l'utilisation de l'énergie solaire pour alimenter le bouilleur. L'éjecteur est un dispositif immobile destiné à aspirer et mélanger les gaz pour les comprimer pour atteindre la pression de condensation. La technologie de refroidissement par éjecteur est intéressante par rapport à la technologie de compression mécanique classique, car elle est simple, moins coûteuse et sa consommation d'énergie est négligeable (seulement la consommation de la pompe).

La thèse comportant les résultats de cette recherche est constituée d'une introduction générale, de quatre chapitres et une conclusion générale. Dans le premier chapitre, une recherche bibliographique sur les travaux antérieurs et un aperçu sur l'historique sur l'évolution des études sur le cycle à éjecteur ou sur l'éjecteur seul ont été présentés. Le chapitre deux est consacré à l'étude de l'éjecteur et surtout à l'effet de la variation des différents paramètres telle que la pression et la température sur chaque partie de l'éjecteur. Aussi, un code de calcul pour le dimensionnement de l'éjecteur et un deuxième code pour la simulation et le calcul des caractéristiques thermo-physiques liées à chaque point de l'éjecteur, avec une dimension (paramètres géométriques) bien définies dès le début ont été élaborés. Ces codes de calcul intègrent et exploitent la base de données REFPROP pour calculer les paramètres des fluides utilisés. Le troisième chapitre est réservé à l'étude d'un cycle frigorifique complet est à investiguer le sous système du capteur solaire éjecteur. Quant au quatrième chapitre, il regroupe les résultats et commentaires relatifs à l'utilisation du cycle à éjecteur dans la région d'Adrar avec une source d'énergie propre et gratuite, qui est l'énergie solaire ; surtout que la région d'Adrar possède un potentiel énorme de cette énergie et elle est classée parmi les régions les plus ensoleillées au monde avec une irradiation solaire qui dépasse les 1200w/m^2 .

Une conclusion générale clôture cette thèse ou les principaux résultats obtenus sont résumés. Enfin, 43 références bibliographiques ont été utilisées dans cette thèse de doctorat.

Chapitre I

Recherche bibliographique

Chapitre I : Recherche bibliographique

I.1 Introduction

Henry Giffard a inventé l'injecteur de type à condensation en 1858, pompant de l'eau sous forme liquide dans le réservoir des chaudières des machines à vapeur. Depuis leurs inventions, les éjecteurs ont été étudiés d'une manière intensive pour un grand nombre d'applications différentes. Dans le passé, les éjecteurs ont principalement été utilisés dans des différents cycles pour la réfrigération ou autres applications [7]. En 1910, Leblanc a introduit un cycle ayant un éjecteur à jet de vapeur, sa configuration a permis de produire un effet de réfrigération utilisant des sources d'énergie de faible qualité. Comme la vapeur était largement disponible à cette époque, les systèmes de réfrigération à jet de vapeur sont devenus populaires pour conditionner l'air des grands bâtiments et des wagons de chemin de fer. De nos jours, de tels cycles sont souvent utilisés pour capter la chaleur solaire ou d'autres sources de chaleur à basse température, c'est très similaire à ce que de nombreux systèmes de réfrigération d'absorption tentent d'atteindre.

Le brevet de Gay en 1931 [8] décrit comment un éjecteur biphasé peut être utilisé pour améliorer les performances des systèmes de réfrigération en réduisant les pertes d'étranglement inhérentes à la soupape d'expansion.

Dans ce chapitre, une étude antérieure a été faite sur les différents travaux sur le fonctionnement de l'éjecteur et l'influence des paramètres géométriques ou l'influence des propriétés thermo physique des fluides sur l'efficacité de l'éjecteur. D'autres travaux concentrés sur la performance du cycle de réfrigération complet. Des recherches sur les systèmes hybrides ou combinés, l'éjecteur représentent un élément essentiel pour le fonctionnement de ces types de cycle. Cependant, la plupart des études expérimentales qui ont été effectuées au cours des deux dernières décennies sont encore insuffisantes, si on les compare avec les études par simulation. La nécessité des études et des travaux expérimentaux à grande échelle sont primordiaux pour sortir avec une bonne compréhension des applications réelles [9].

I.2 Travaux sur les modèles théorique de l'éjecteur :

I.2.1 Modèle 1D (monodimensionnel):

le premier modèle monodimensionnel (1D) qui a vu la lumière c'est en 1950 par Kenan et Neumann [10] afin de dimensionner et calculer la performance de l'éjecteur avec l'utilisation des équations de continuité, de conservation de l'énergie et de la conservation de la quantité de mouvement ; ce modèle a été amélioré par Munday et Bagster en 1977 [11] avec l'introduction d'une nouvelle théorie de telle sorte éviter le mélange juste après la sortie de la tuyère primaire mais ce mélange se fait à l'entrée du divergent du diffuseur. En 1995 Eames et al. [12] a proposé un système à éjecteur avec une capacité de réfrigération réduite pour élever la performance qui est la handicap majeur de ce type système de réfrigération pour avoir le choc du fluide secondaire dans la chambre de mélange de l'éjecteur parce qu'il joue un rôle important dans la performance du système. Huang et al. [13] ont fait une investigation sur la fiabilité du modèle monodimensionnel (1D) a un mélange des fluides primaire et secondaire a compression constante avec le test de 11 fluides différents a conclu que l'analyse unidimensionnelle utilisant les coefficients empiriques peut prédire la performance des éjecteurs de façon précise. Ouzzane et Aidoun [14] ont proposé un modèle 1D de l'éjecteur, une simulation détaillé et validée avec des résultats expérimentaux pour un mélange du fluide primaire avec le fluide secondaire à pression constante, afin de simuler la performance de l'ERS avec une base de données intégrée (REFPROP) pour le calcul des propriétés thermos-physique des réfrigérants, ainsi Zhu et al. [15] ont soumis un model qui permet d'avoir des résultats similaire aux expériences de Huang et al. [13] ; ils ont réalisé l'évaluation de la performance précise sur l'intervalle entier de l'étude avec l'utilisation d'un calcul itérative avec les conditions aux limites proposées et en tenant compte de la contre pression afin de contrôler l'éjecteur à temps réel.

I.2.2 Modèle CFD (Computational Fluid Dynamics):

L'utilisation des méthodes numériques non seulement ont réduit le temps des calculs mais elles ont aussi permis de bien comprendre les phénomènes physiques à l'intérieur de l'éjecteur et qui représentent un outil d'analyse de la performance avant la conception. Le travail de Riffat et al. [16] avait pour but d'optimiser la performance du système à éjecteur par la

prévision de la structure du débit et de la distribution de la pression à travers l'éjecteur à l'aide du CFD ; ils ont testé plusieurs fluides et différentes géométries.

I.3 Travaux sur les applications de l'éjecteur

I.3.1 Applications de pompe à chaleur

Parmi les applications les plus importantes du cycle à éjection, c'est l'utilisation comme une pompe à chaleur. Plusieurs travaux sur cette application, commençant par Hsu et al. en 1984 [17] ont étudié la performance de la pompe à chaleur à éjecteur pour trois fluides frigorigènes de type CFC (chlorofluorocarbone) R11, R13 et R14, les paramètres géométriques utilisés sont les paramètres optimaux. Les résultats montrent des valeurs supérieures à l'unité surtout que les cycles à éjecteur utilisés pour la réfrigération possèdent en général des valeurs de coefficient de performance COP inférieures à l'unité. Ce système représente un alternatif compétitif soit pour le chauffage par résistance électrique et même par rapport au chauffage au gaz.

Chen et al. [9] ont proposé un système à éjecteur utilisant un bouilleur à basse température (environ 93°C) dont l'objectif est d'assurer le chauffage et le conditionnement d'air du bâtiment. Les chercheurs ont ainsi utilisé les théories de l'éjecteur existantes pour estimer la performance de la pompe à chaleur à éjecteur pour différentes conditions de fonctionnement. Les paramètres géométriques sont aussi examinés et les fluides frigorigènes testés sont : R11, R113 et R114. Durant la période de ce travail (soit en 1987), les CFC étaient les plus utilisés, les valeurs du coefficient de performance COP pour une pompe à chaleur à éjection étaient alors de 0.3 pour le mode de réfrigération et 1.3 pour le mode de chauffage à une température du bouilleur de 93.3°C ; de plus, les températures de condensation et d'évaporation étaient respectivement de 34.3°C et de 10°C. Le fluide frigorigène utilisé c'était le fréon R11. Le montage d'un deuxième étage (pompe à chaleur bi-étagée) avec deux éjecteurs et un récupérateur d'énergie au niveau des échangeurs de chaleur donnaient une amélioration de 24% sur le coefficient de performance COP. Les paramètres hors conception ont été aussi étudiés.

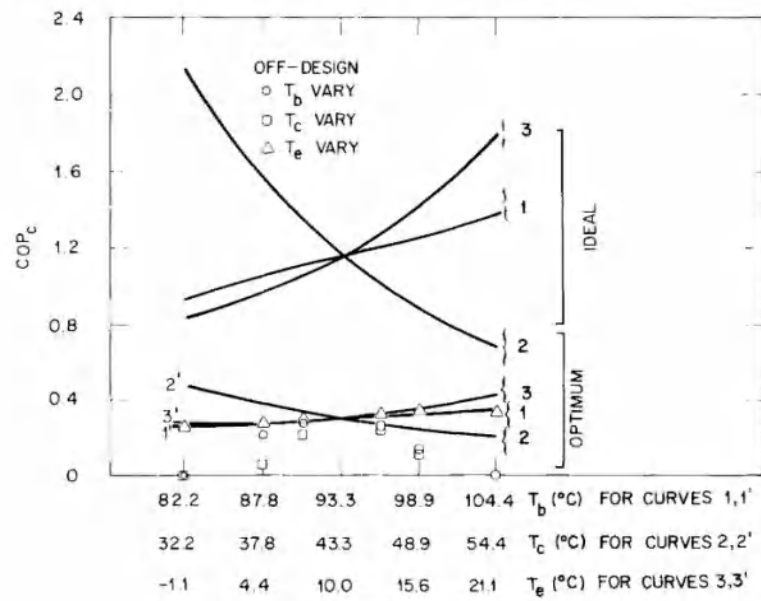


Figure I.1: Résultats du paramétrie et hors conception du R11 [9]

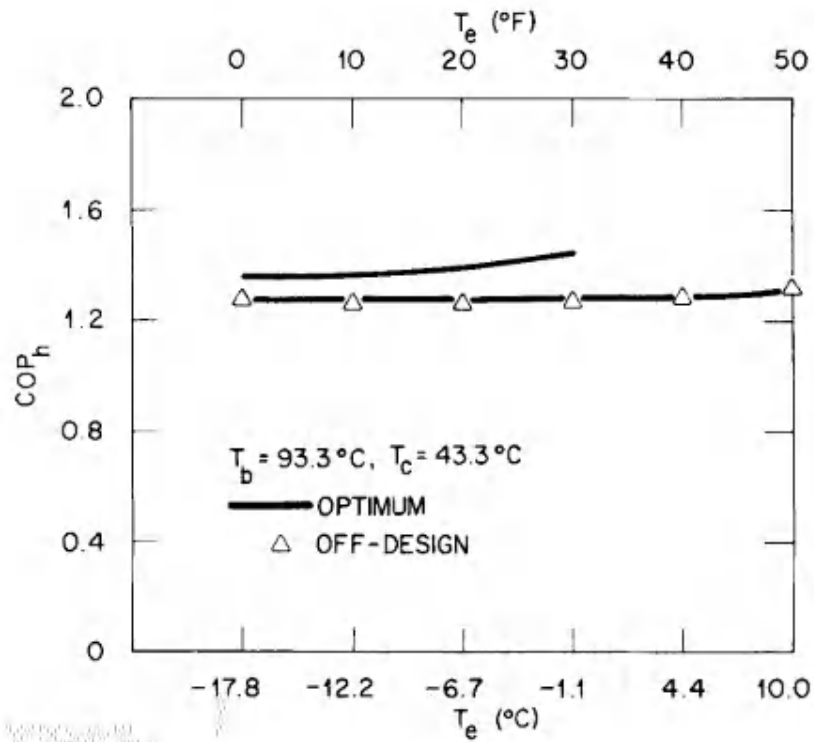


Figure I.2: Performance de la pompe à chaleur a éjecteur en mode de chauffage [9]

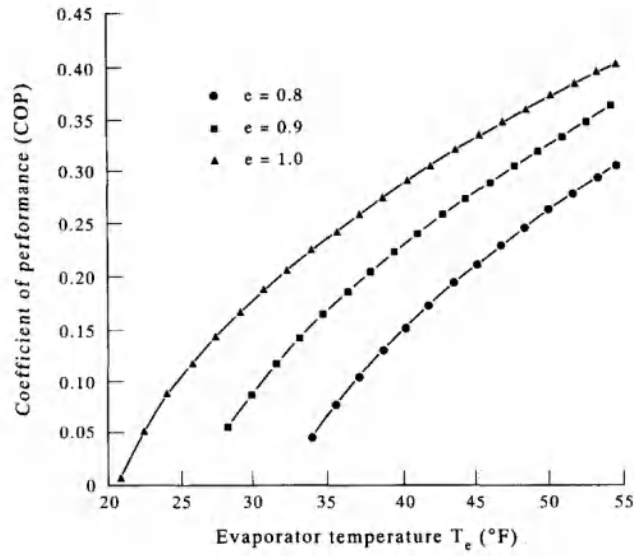


Figure I.3: Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour plusieurs efficacités du col du diffuseur [19]

Lu et al. en 1993 [18] ont fait une analyse de la géométrie de l'éjecteur utilisé pour le fonctionnement d'une pompe à chaleur. Le but c'est d'élaborer une nouvelle équation en fonction d'une seule variable qui est la pression initiale à partir d'un système non linéaire. L'idée c'est de regrouper toutes les équations dans une seule équation pour le calcul de la géométrie de l'éjecteur. Une analyse du coefficient de performance en fonction des températures des trois sources thermiques (évaporateur, condenseur et bouilleur) pour différentes géométries a été faite (Figure I.4).

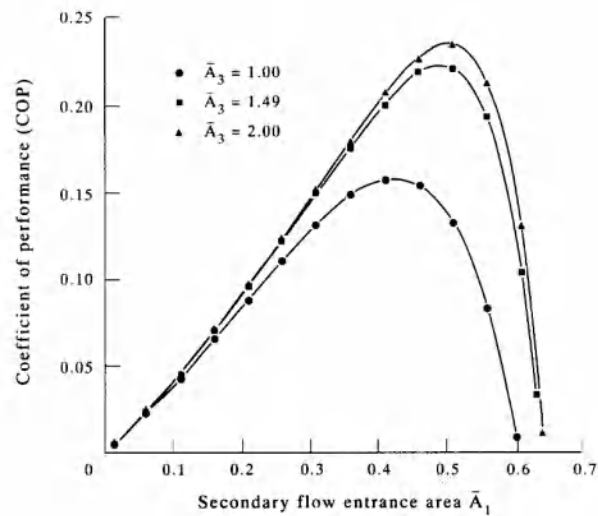


Figure I.4: Effet de la section primaire sur le coefficient de performance [18]

La courbe donne une valeur optimale de la section d'entrée du flux primaire pour chaque section de la tuyère secondaire. L'importance de calculer cette section optimale c'est d'avoir la meilleure performance. La même chose pour l'influence des températures des trois sources thermiques, commençant par le bouilleur, il y a toujours une valeur optimale de la température du bouilleur pour chaque efficacité de la tuyère primaire (Figure I.5). Le coefficient de performance augmente avec l'augmentation de la température du bouilleur et avec l'augmentation de l'efficacité de la tuyère primaire, bien sûr jusqu'à la valeur optimale.

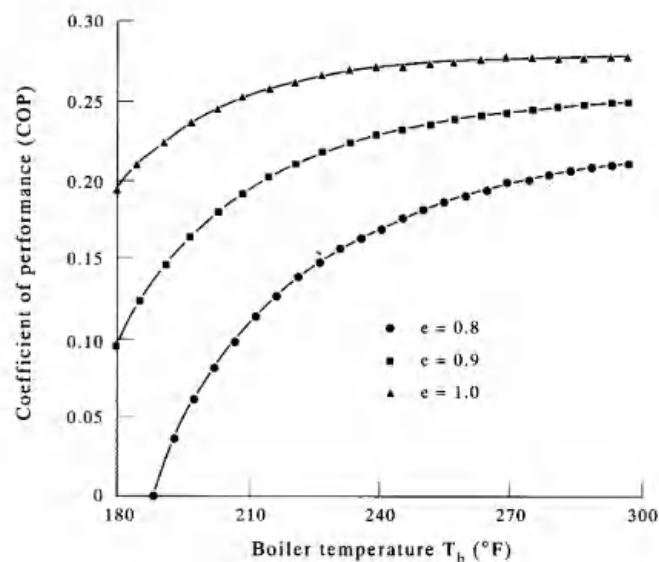


Figure I.5: Variation du COP en fonction de la température du bouilleur [18]

La variation du coefficient de performance est inversement proportionnelle par rapport à la température du condenseur (Figure I.6), il commence avec des valeurs presque égales à 0.4 pour des températures à partir de 65°F (environ 18°C) pour différentes efficacités de la tuyère primaire (0.8, 0.9 et 1).

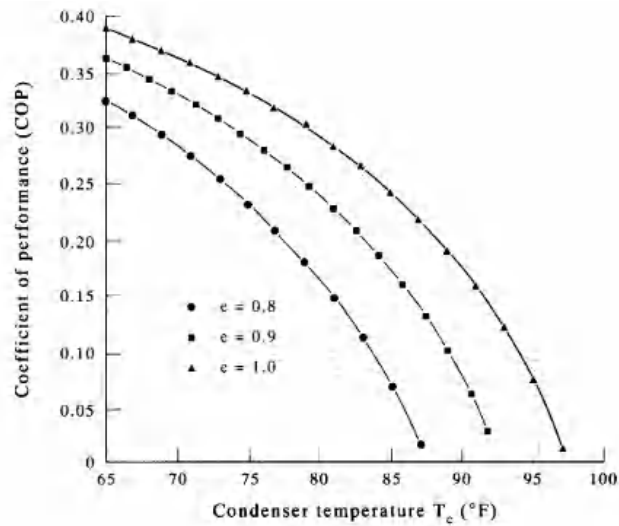


Figure I.6: Influence de la température du condenseur sur le COP [18]

Les valeurs du coefficient de performance prennent des valeurs acceptables par rapport aux valeurs ordinaires du COP de ce type du cycle frigorifique pour des températures d'évaporation positives (Figure I.7), donc pour les applications de conditionnement d'air et la conservation des fruits, mais pas pour les applications de congélation.

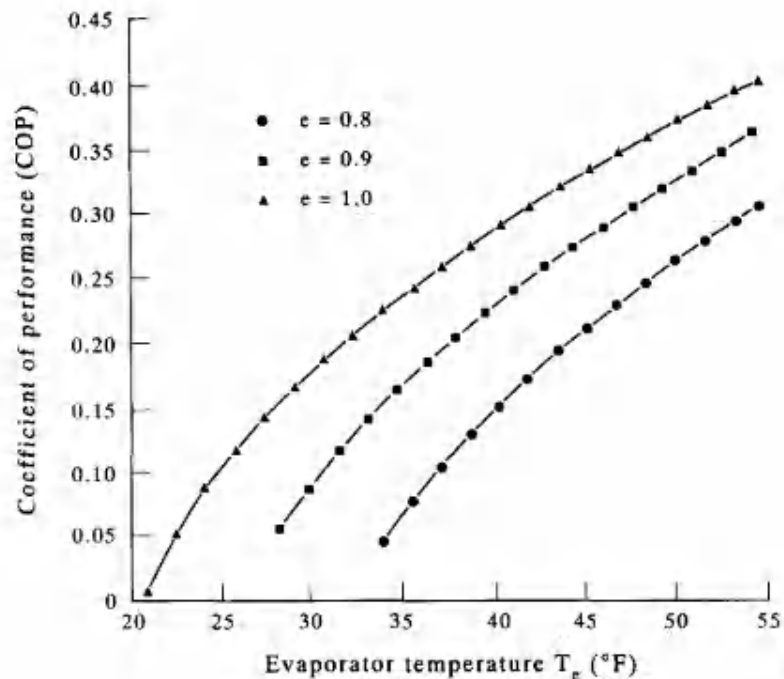


Figure I.7: Influence de la température de l'évaporateur sur le COP [18]

Riffat et al. [16] en 1996 ont fait une étude numérique (CFD) sur la prédiction de la performance de l'éjecteur (Figure I.8) pour le fonctionnement d'une pompe à chaleur utilisant plusieurs types de fluides frigorigènes (ammoniac, R134a et le propane). Les résultats montrent une variation du coefficient de performance suivant le type de réfrigérant et aussi suivant la géométrie du diffuseur et sa position.

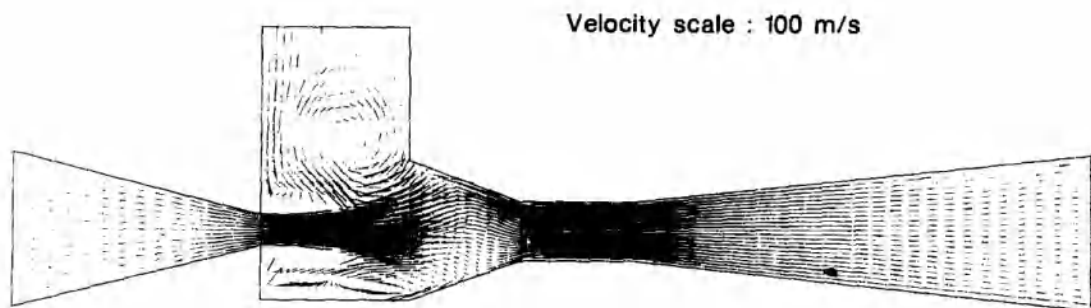


Figure I.8: Modèle prévu d'écoulement de l'ammoniac au centre de l'éjecteur [16]

En 2010, Sanaye et al. [19] ont étudié l'optimisation d'une pompe à chaleur verticale avec l'utilisation d'un éjecteur comme compresseur thermique et un échangeur de chaleur vertical fermé (Figure I.9). L'objectif principal c'est de minimiser le coût annuel total des deux modes, du chauffage et de la climatisation, pour des différentes zones climatiques. L'optimisation tient en compte les paramètres de conception, les conditions climatiques, la nature du sol et le nombre de forages.

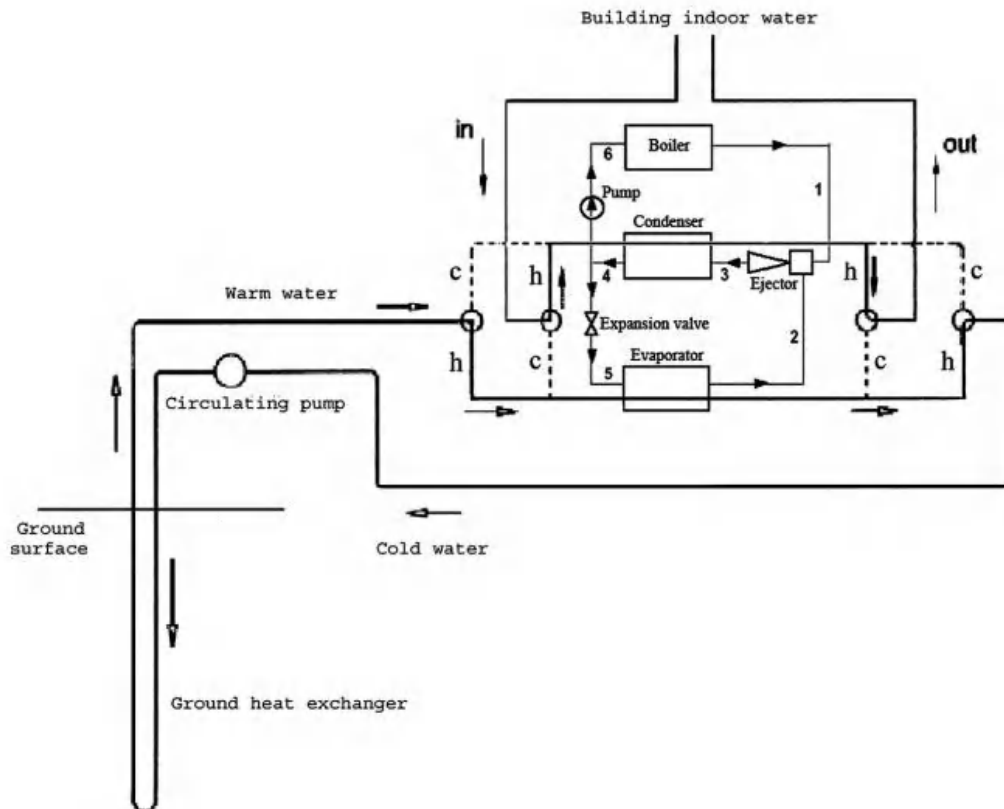


Figure I.9: Schéma de la pompe à chaleur avec échangeur de chaleur vertical [19]

Suivant la Figure I.10, la région climatique joue un rôle important sur le coût annuel total. Donc, le choix de la région d'installation de la pompe à chaleur est primordial.

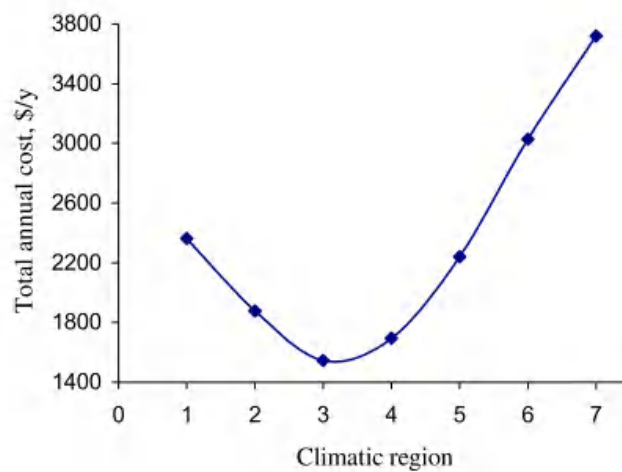


Figure I.10: Variation du coût annuel total en fonction de la zone climatique [19]

D'un autre côté, le coefficient de performance de la pompe à chaleur à éjecteur en mode chauffage est largement supérieur par rapport aux valeurs de ce coefficient en mode climatisation. La différence peut atteindre parfois les 250% (Figure I.11).

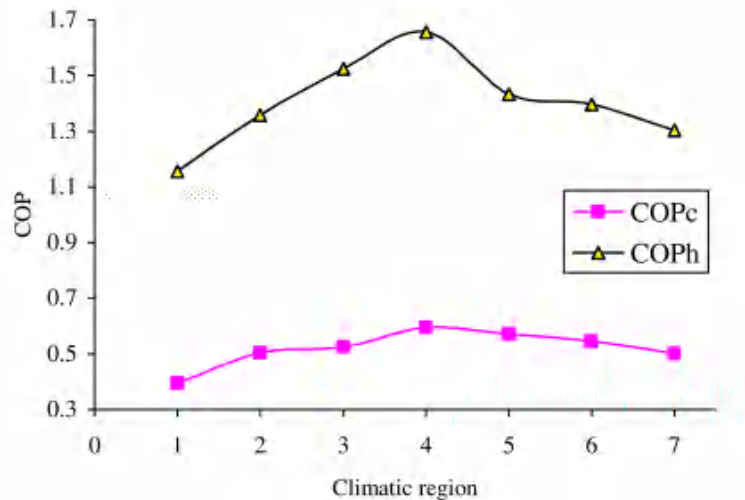


Figure I.11: Variation du COP en fonction de la zone climatique [19]

La Figure I.12 montre une augmentation proportionnelle et presque linéaire de la longueur de l'échangeur en fonction de la capacité du système demandé.

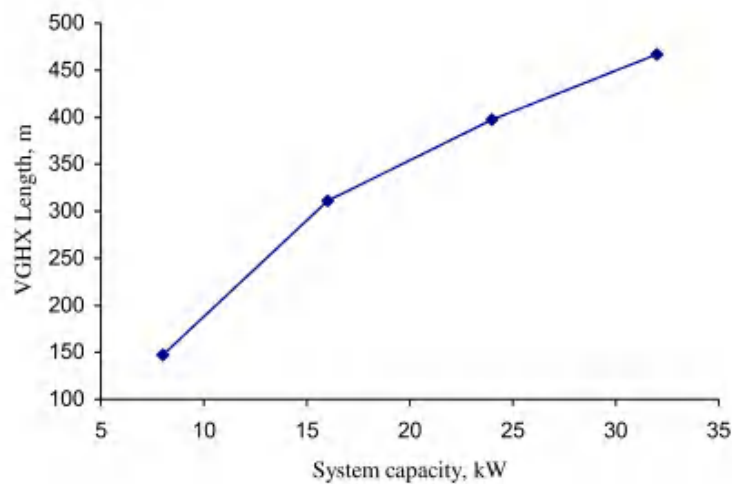
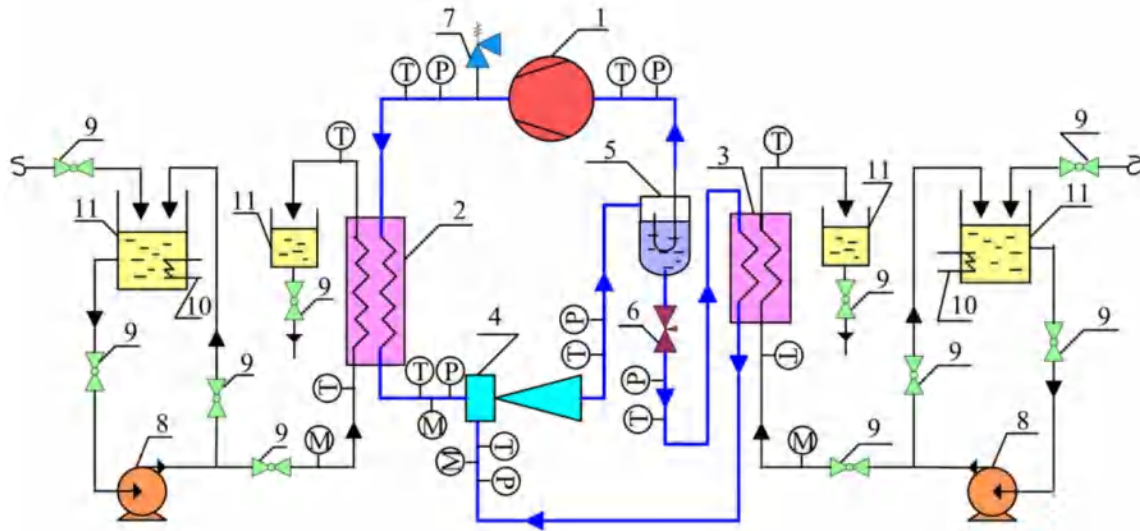


Figure I.12: Variation de la longueur de l'échangeur de chaleur en fonction de la capacité du système [19]

En 2012 Xu et al. [20] ont étudié une pompe à chaleur à éjecteur modifiée utilisant le CO₂ comme fluide frigorigène avec la possibilité de changer la section du col de la tuyère primaire. Un banc d'essai expérimental a été monté (Figure I.13), une analyse de l'influence de la pression « côté haute pression » sur l'efficacité de système a été réalisée.



1. compresseur, 2. Refroidisseur du gaz, 3. Évaporateur, 4. Éjecteur, 5. Séparateur liquide-vapeur, 6. Détendeur, 7. Soupape de surpression, 8. Pompe, 9. Soupape à Bille, 10. Chauffage électrique, 11. Réservoir d'eau

Figure I.13: Schéma du banc expérimental utilisé par Xu et al. [20]

Figure I.14 montre la variation de la haute pression en fonction de la température à la sortie du refroidisseur de gaz.

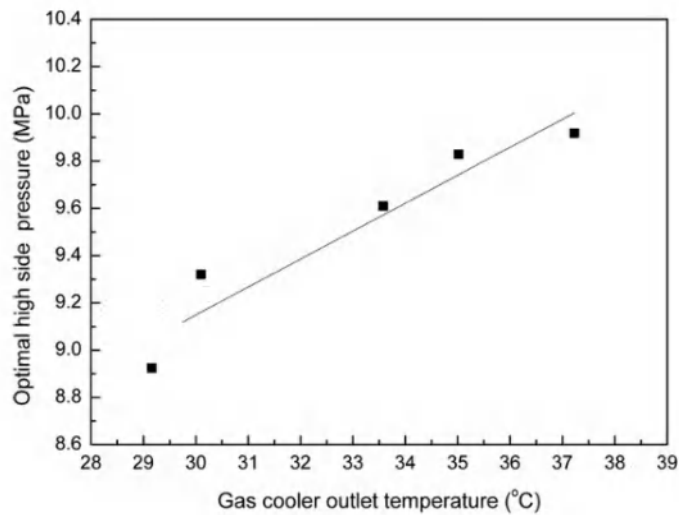


Figure I.14: Variation de la haute pression en fonction de la température à la sortie du refroidisseur de gaz [20]

I.3.2 Cycle a éjecteur utilisant l'énergie solaire

AL-Khalidy [23] a fait une étude expérimentale sur l'énergie délivrée par le capteur solaire et l'efficacité de ce dernier dans un cycle de réfrigération à éjecteur utilisant le R113 comme fluide frigorigène (Figure I.15). Le capteur solaire utilisé dans l'étude est un capteur à huile et son efficacité maximale est presque de 18%. Le système a été utilisé pour les deux modes : réfrigération et chauffage.

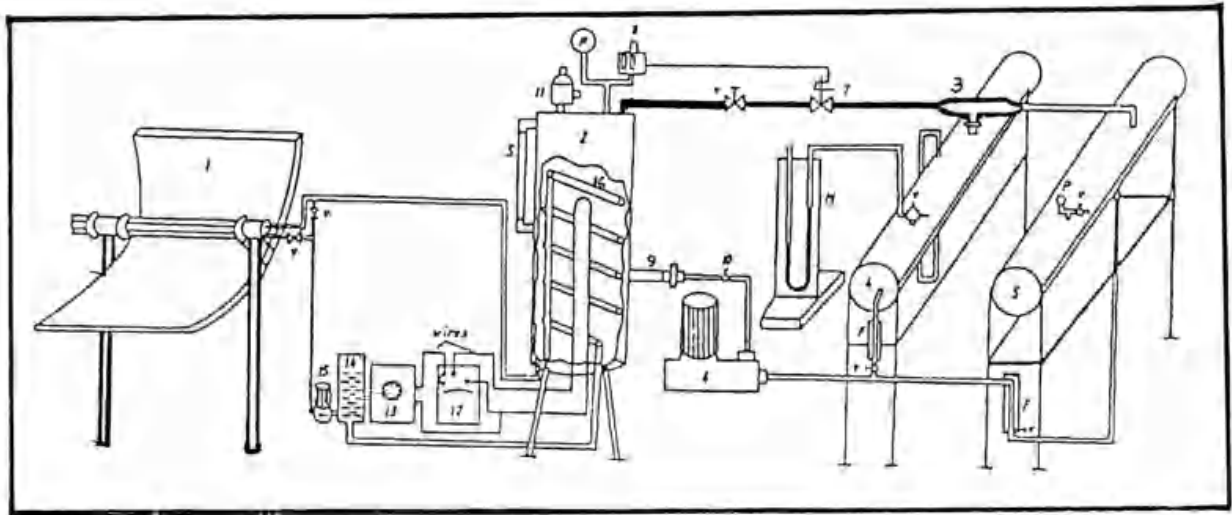


Figure I.15: Machine a éjecteur solaire [21]

La Figure I.16 montre l'efficacité des capteurs pour différent débits d'huile [23].

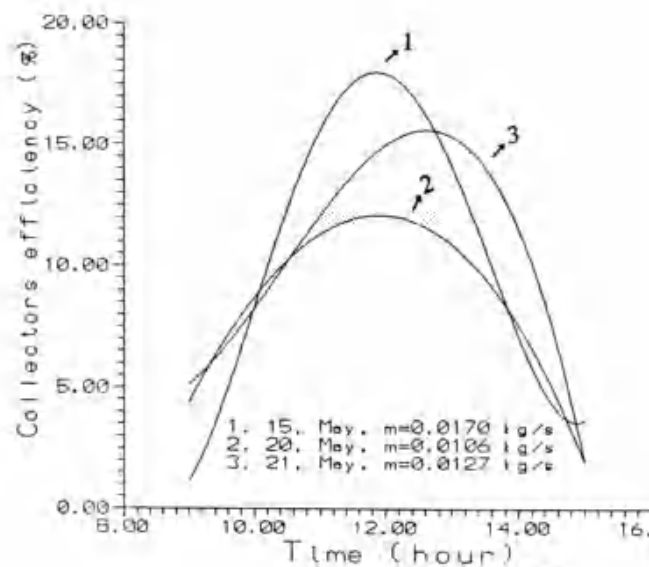


Figure I.16: Efficacités des capteurs solaires pour différent débits d'huile [21]

Huang et al. [22] ont proposé aussi un modèle d'un cycle à éjecteur solaire avec l'utilisation du fluide frigorigène R141b (Figure I.17). Les résultats ont révélé un coefficient de performance égale à 0.5 par voie expérimentale à simple étage pour des températures du bouilleur, d'évaporation et de condensation égales respectivement à 8°C, 90°C et 28°C (Figure I.18). Pour une irradiation solaire égale à 700 W/m², les températures du générateur et de l'évaporateur peuvent atteindre 95°C et 8°C respectivement. Le COPs du système complet est égal à 0.22.

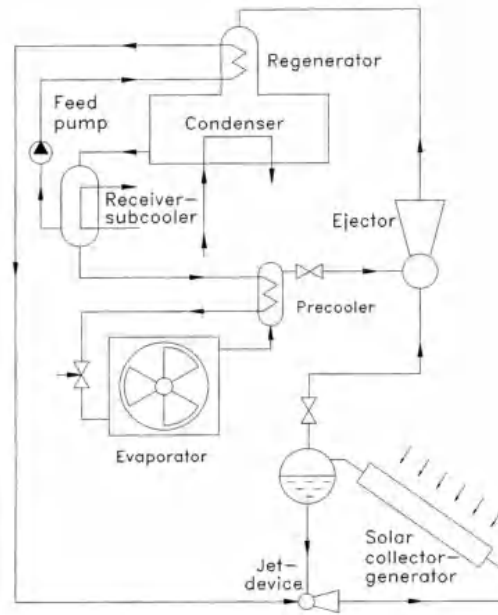


Figure I.17: Efficacités des capteurs solaires pour différents débits d'huile [22]

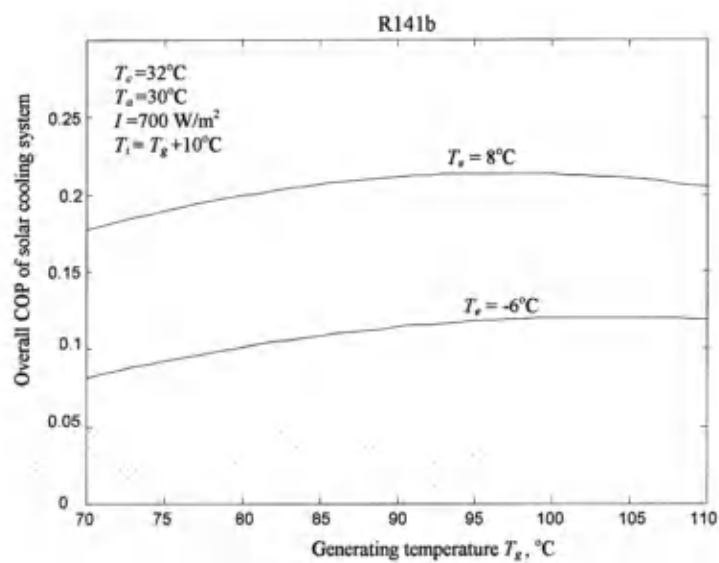


Figure I.18: COP du système complet en fonction de la température du bouilleur [22]

En 2005, Alexis et al. [23] ont mené une étude sur une machine à éjecteur solaire pour l'utiliser dans le domaine du froid (Figure I.19). Le fluide frigorigène utilisé est le HFC R134a. Les conditions extérieures tirées d'une base de données climatique pour des statistiques allant de 1952 à 1962 pour la ville d'Athènes (Grèce). Le système fonctionne par un collecteur solaire. La période de simulation est pour 5 mois, allant de mai à septembre. Les résultats montrent des valeurs du coefficient de performance COP entre 0.035 et 0.199 en mode de réfrigération pour les conditions de travail suivantes : la température du générateur entre 82 et 92°C, la température du condenseur entre 32 et 40°C et la température de l'évaporateur entre -10°C et 0°C. Le coefficient du système complet (COPs) varié de 0.014 à 0.101 pour les mêmes conditions de travail. La radiation solaire était entre 536 et 838 W/m² pendant le mois de juillet (Figure I.20).

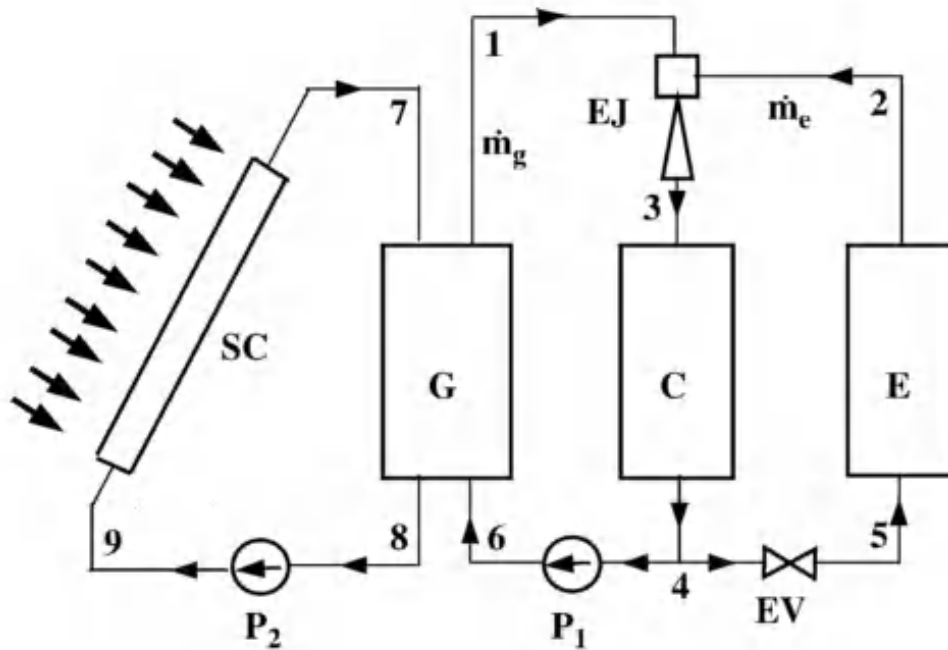


Figure I.19: Schéma du système à éjecteur solaire [23]

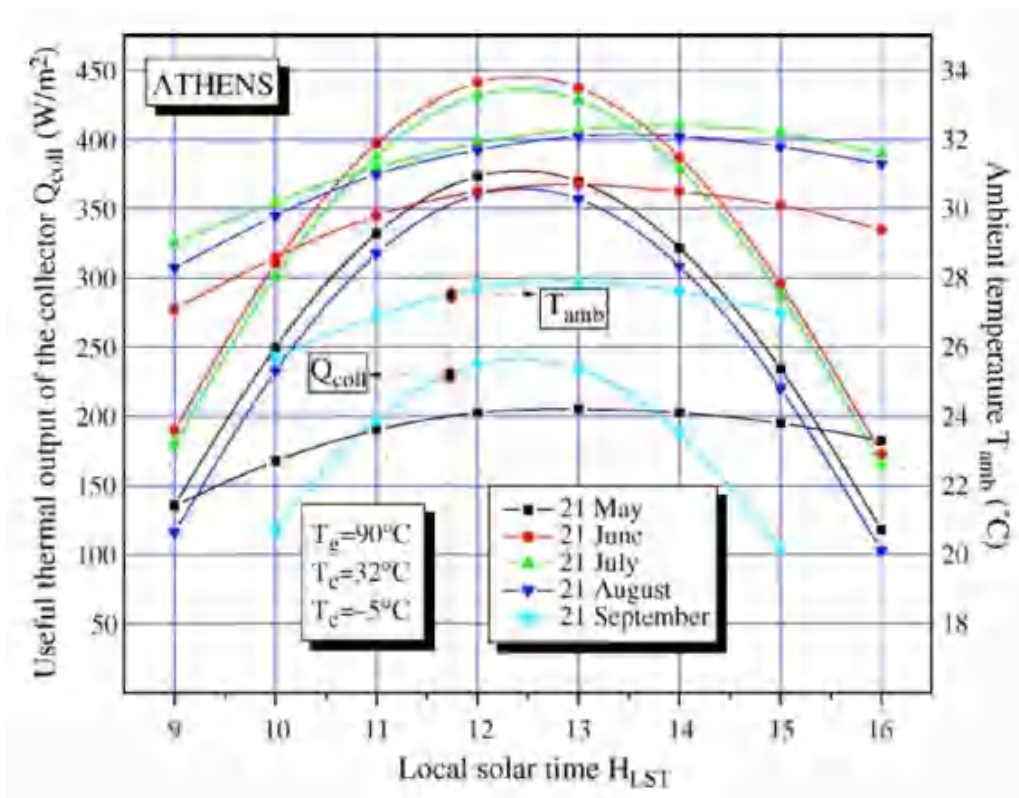


Figure I.20: Variation horaire de l'énergie thermique utile du capteur et les températures ambiantes durant les mois de mai et septembre à Athènes [23]

Une étude sur un système de conditionnement d'air à éjecteur alimenté par l'énergie solaire où il a été testé plusieurs fluides compatibles avec l'environnement a été menée en 2008 par Nehdi et al. [24]. Le calcul a été effectué par les corrélations empiriques et les caractéristiques thermodynamiques des fluides frigorigènes ont été calculé par le logiciel RERPROP version 7. Selon cette étude (Figure I.21), le fluide R717 (ammoniac) donne les meilleures valeurs du coefficient de performance COP. La température du bouilleur est égale à 90°C, la température du condenseur est 35°C et une température d'évaporation égale à 15°C, le COP est de l'ordre de 0,408. Avec l'utilisation des conditions météorologiques de la ville de Tunis, trois types de collecteurs solaires sont testés pendant six mois à partir du mois d'avril jusqu'à septembre, de 8h du matin jusqu'à 17h. Le coefficient du système complet du cycle à éjecteur (capteur solaire + machine frigorifique à éjecteur) varié de 0.21 jusqu'à 0.28, et l'exergie varie entre 0.14 et 0.19 pour les mêmes conditions de travail. Les radiations solaires entre varient entre 351 et 875W/m² en mois de juillet.

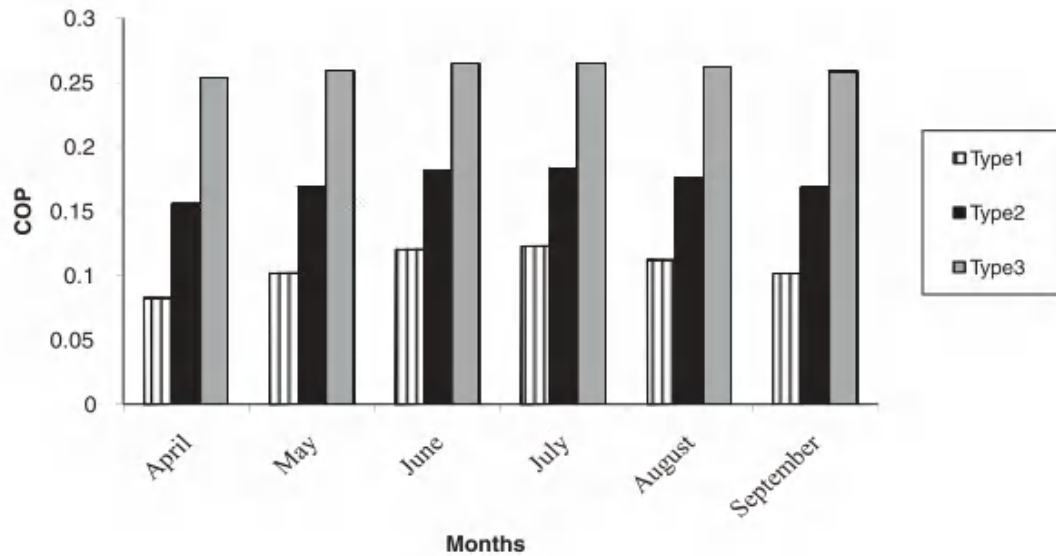


Figure I.21: Performance du système éjecteur solaire pour trois types de panneaux solaires plats (le réfrigérant R717) [24]

En 2009, Varga et al. [25] ont étudié les conditions minimales pour avoir une efficacité acceptable de la machine frigorifique à éjecteur. Ils ont calculé les paramètres de conception pour produire 5 kW de froid. L'étude concernait tout le système installé, c'est-à-dire le cycle à éjecteur et les panneaux solaires, et était basée sur la théorie de l'éjecteur monodimensionnel avec un mélange à pression constante entre le fluide primaire et le fluide secondaire au niveau de la chambre de mélange de l'éjecteur. L'eau constituait le fluide frigorigène et les résultats obtenus ont révélé que les températures optimales pour obtenir des valeurs du coefficient de performance COP acceptable sont (Figure I.22):

- La température du bouilleur ne doit inférieure à 90°C,
- La température de l'évaporateur ne soit pas inférieure à 10°C
- La température du condenseur ne dépasse pas les 35°C.

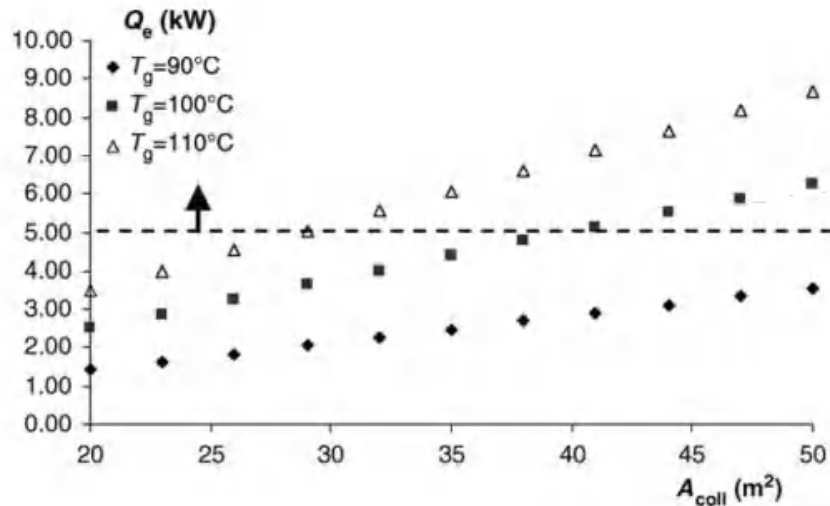


Figure I.22: Variation de la capacité de réfrigération en fonction de la section du col pour différents températures du bouilleur [25]

En 2008, Guo et Chen [26] ont fait une modélisation du système de réfrigération à éjecteur, alimenté par voie solaire, pour une application de la climatisation d'un bureau dans un bâtiment à Shanghai en chine. Un modèle dynamique a été proposé pour investiguer la performance du cycle de réfrigération. Le système fonctionne avec le fluide frigorigène 134a. La base de données météorologique locale a été utilisée pour offrir les températures extérieures et l'irradiation solaire entre 9 am et 5 pm. Le coefficient de performance COP et la fraction solaire moyenne sont 0.48 et 0.82 respectivement au moment où les conditions de fonctionnement sont : 85°C pour le bouilleur, 8°C pour l'évaporateur et une température du condenseur varié avec la température extérieure (Figure I.23). Ce système peut économiser jusqu'à 80% d'énergie électrique par rapport au système classique à compression mécanique utilisée pour le même local. Donc ce système est un bon alternatif pour les systèmes à compression mécanique de conditionnement d'air afin de conserver l'énergie au niveau des bâtiments administratifs.

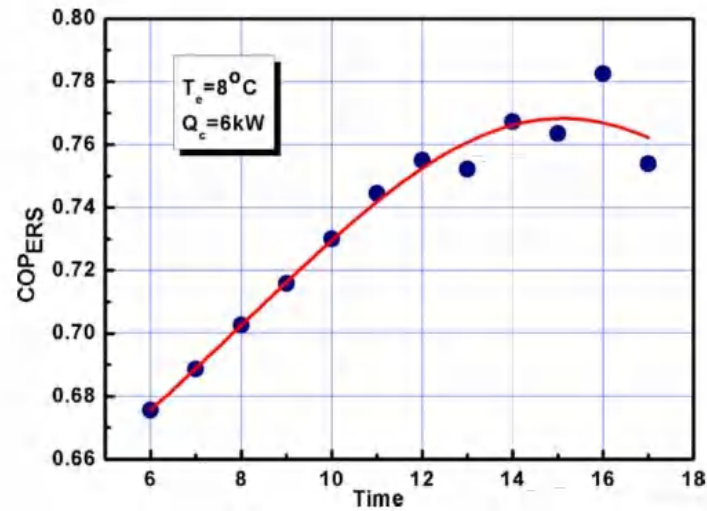


Figure I.23: Variation du COP du system complet pendant une journée [26]

Meyer et al. [27] ont fait une étude sur le cycle de réfrigération à éjection solaire, mais cette fois-ci, les auteurs se sont concentrés beaucoup plus sur les paramètres géométriques et leurs influences sur le coefficient de performance COP (Figure I.24).

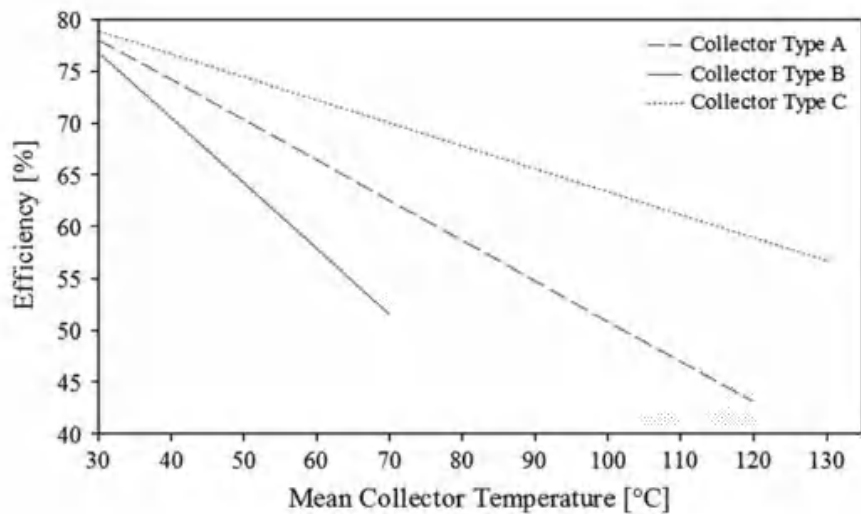


Figure I.24: Efficacité des capteurs solaire en fonction de sa température moyenne [27]

Le bouilleur fonctionne sur un intervalle de température entre 85 et 140°C, la température de l'évaporateur entre 5°C et 10°C et la température du condenseur entre 15 et 35°C, les chercheurs ont trouvé que l'augmentation du diamètre du col de la tuyère primaire provoque une diminution de la température du bouilleur minimal. Le choix du type du capteur solaire est lié directement avec l'irradiation solaire disponible (Figure I.25).

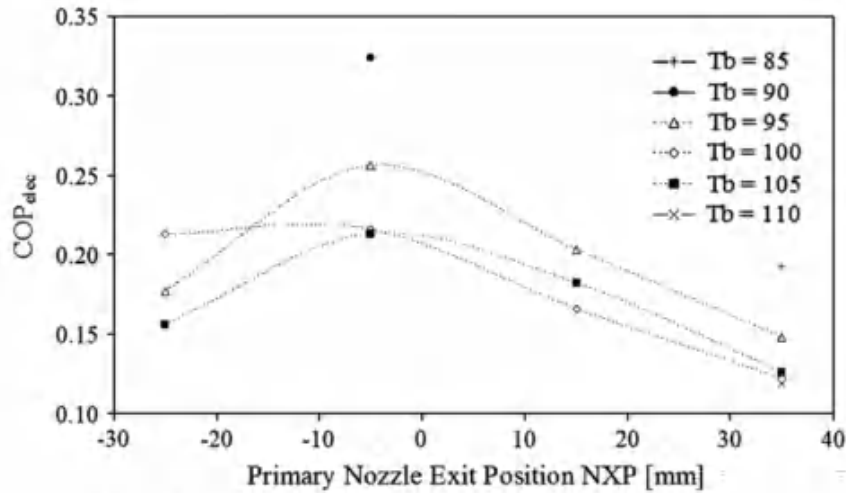


Figure I.25: Effet de la position de la sortie de la tuyère primaire sur le COP [27]

I.4 Utilisation des micro-échangeurs

I.4.1 Introduction

Ces dernières années, les micro-échangeurs sont devenus un sujet de recherche pour plusieurs applications, à cause de leur haut coefficient d'échange thermique, qui est plus élevé par rapport à celui des échangeurs conventionnels ($\approx 9 \text{ kW.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) [28]. De plus, ils offrent la possibilité d'être intégrés dans des endroits compacts et encombrants et leur efficacité joue un rôle important dans l'amélioration de la performance des machines frigorifiques avec une augmentation du rapport surface/volume (de l'ordre de $15\,000 \text{ m}^2.\text{m}^{-3}$). Aussi, on enregistre un accroissement de la quantité de chaleur absorbée au niveau de l'évaporateur et une grande quantité de chaleur cédée par le condenseur provoquant une dissipation thermique qui peut atteindre $20\,000 \text{ W.m}^{-3}$ [29]. Parmi leurs avantages on compte aussi la faible quantité du fluide utilisé qui permet d'économiser sur la quantité du réfrigérant et par la suite préserver l'environnement. Il était important de se concentrer sur le rendement thermique des micro-échangeurs, car les pertes de pression sont récupérées par la pompe qui peut être alimentée par un panneau photovoltaïque (petite puissance), et le bouilleur qui fonctionne avec une énergie propre et gratuite (l'énergie solaire). Dans un premier temps les mini canaux sont utilisés dans le domaine de la réfrigération, mais l'utilisation des micro-échangeurs thermiques restent un domaine à investiguer car les études abordant ce sujet restent insuffisantes.

Shukla et al. [28] ont monté un banc d'essai pour faire une comparaison entre un micro-condenseur et un condenseur ordinaire pour la même surface d'échange. Les résultats révèlent une augmentation du coefficient de performance de 4.5% à 6% avec l'utilisation des micro-condenseurs (Figure I.26) par rapport aux condenseurs classiques (macro-condenseurs).



Figure I.26: Micro-condenseur [28]

I.4.2 La charge du fluide frigorigène

En général, la performance d'un échangeur de chaleur est mesurée par sa résistance l'énergie passant à travers l'échangeur de chaleur.

La capacité de réfrigération est presque la même pour les deux types d'échangeurs (classique et mini-échangeur), mais la chaleur sensible absorbé est plus grande que la chaleur latente (changement de phase) pour les deux types d'échangeurs de chaleur.

Suivant l'étude du Bricard et al. [31] (Figure I.27), la charge du fluide frigorigène pour les micro-échangeurs est minime par rapport aux échangeurs classiques, donc des économies sur le coût total de l'installation et favorable et plus inoffensif pour l'environnement.

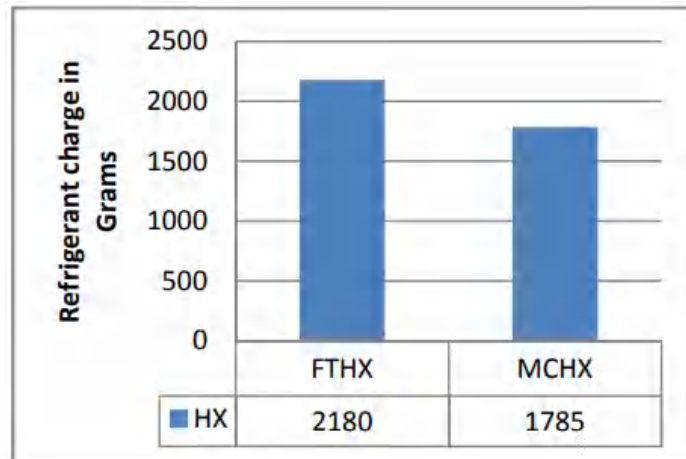


Figure I.27: Charge de fluide frigorigène en gramme [31]

La puissance frigorifique des micro-échangeurs est largement élevée par rapport à celle des macro-échangeurs et même par rapport à celle des mini-échangeurs. Ainsi, l'utilisation des micro-échangeurs est la plus adaptée dans les systèmes de réfrigération (Figure I.28).

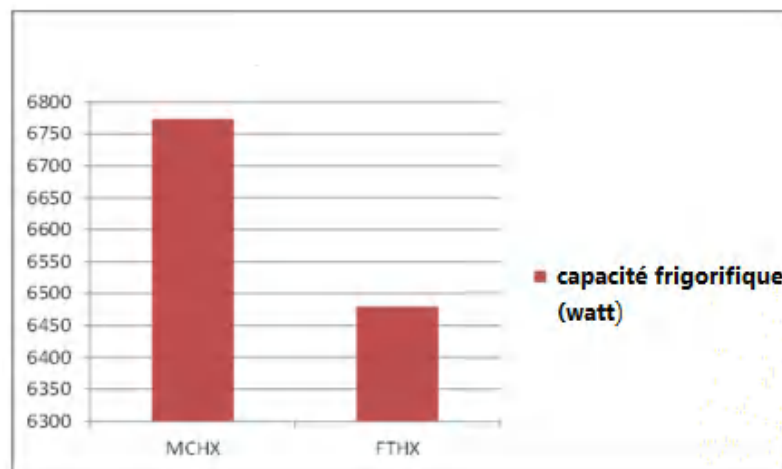


Figure I.28: Comparaison de la capacité frigorifique [32]

La Figure I.29 montre une comparaison de la performance frigorifique, on remarque une augmentation remarquable du coefficient de performance lors de l'utilisation d'un micro-échangeur et cela est directement lié à l'efficacité de l'évaporateur et à l'énergie thermique produite par le bouilleur. Par conséquent, l'utilisation d'un micro-évaporateur influe et directement sur la performance du cycle et augmente la valeur du coefficient de performance du cycle à éjecteur (COP), et le coefficient de performance du cycle complet (COPS).

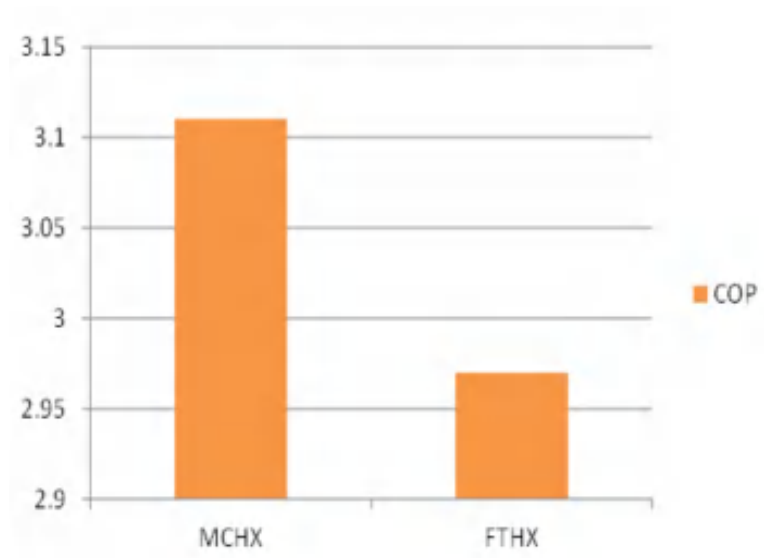


Figure I.29: Comparaison de la performance frigorifique [33]

Chapitre II

Modèle de l'éjecteur

Chapitre II : Modèle de l'éjecteur

II.1 Introduction

L'éjecteur est l'élément principal du cycle à éjecteur, car il remplace le compresseur dans les systèmes classiques à compression de vapeur, l'éjecteur est une pièce immobile, son rôle est de comprimer la vapeur issue de l'évaporateur jusqu'à la pression de condensation. En général, l'éjecteur contient quatre parties principales : la tuyère primaire, la tuyère secondaire, la chambre de mélange et le diffuseur.

Ce chapitre a pour but de donner les différentes équations utilisées pour le dimensionnement des différentes parties de l'éjecteur et aussi les étapes de calcul pour les deux modes : design (dimensionnement) et la simulation des différents paramètres thermo-physiques du fluide frigorigène dans chaque élément de l'éjecteur.

II.2 Théorie de la tuyère convergente

II.2.1. Utilisation des lois des gaz parfaits

La Figure II.1 représente les différentes parties de l'éjecteur à modéliser.

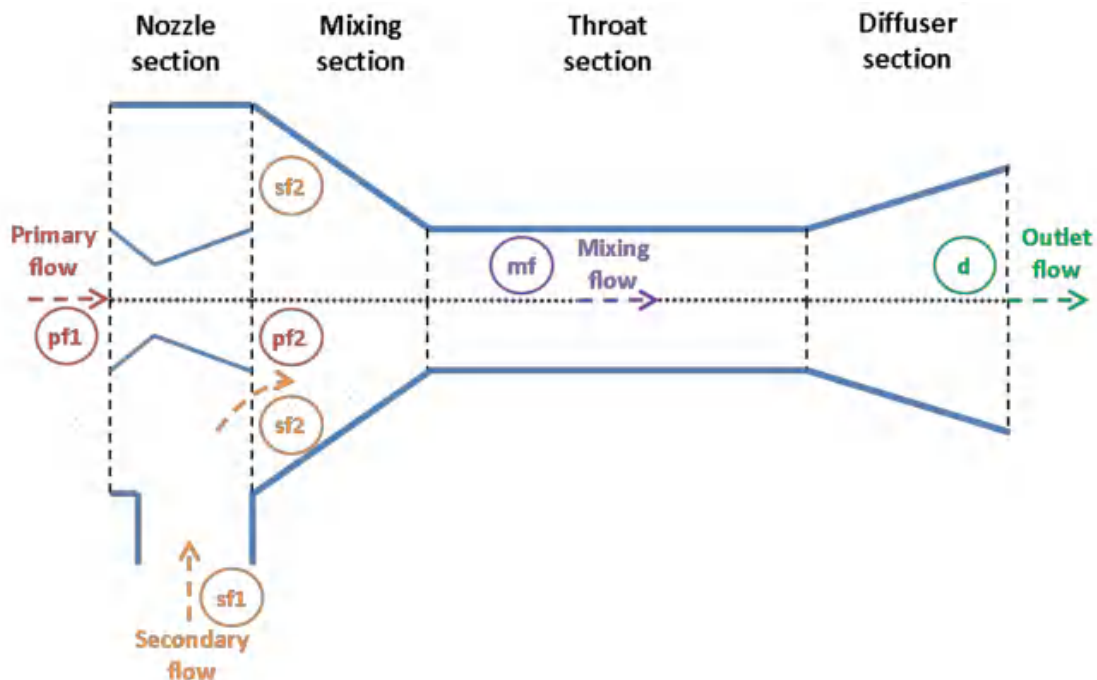


Figure II.1: Différent parties de l'éjecteur [34]

Équation de continuité :

$$m = \rho_a V A_a = \rho_b V a_b \quad (2.1)$$

Équation de la conservation de la quantité de mouvement :

$$P_a A_a + m_a V_a + \int_{A_a}^{A_b} P dA = P_b A_b + m_b V_b \quad (2.2)$$

Équation de la conservation d'énergie :

$$h_a + \frac{V_a^2}{2} = h_b + \frac{V_b^2}{2} \quad (2.3)$$

Loi des gaz parfaits

$$\frac{P}{\rho} = RT \quad (2.4)$$

R, c'est la constante des gaz parfait (J/kg.K). R est relié à la masse moléculaire par relation :

$$R = \frac{R}{W} \quad (2.5)$$

W, c'est la masse moléculaire (kg/kmol)

Nombre de Mach :

Le nombre de Mach est un nombre adimensionnel très important pour les écoulements compressibles et surtout pour les écoulements supersoniques, le nombre de Mach est défini comme le rapport entre la vitesse du fluide et la vitesse locale du son :

$$M = \frac{\text{vitesse locale du fluide}}{\text{vitesse locale du son}} = \frac{V}{c} \quad (2.6)$$

La vitesse du son local à une température donnée,

$$c = \sqrt{\gamma RT} \quad (2.7)$$

Détente isentropique des gaz parfait :

L'équation (2.8) représente l'écoulement isentropique d'un gaz parfait

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = \text{constant} \quad (2.8)$$

Les équations de base utilisées sont :

- L'équation de la continuité,
- L'équation de la conservation de l'énergie,
- Le deuxième principe de la thermodynamique,
- L'équation d'état,

Ainsi que certains paramètres comme la pression locale, la température et la densité qui sont peuvent être reliés avec les valeurs d'arrêt par la fonction d'écoulement isentropique cité ci-dessus. Les paramètres d'arrêt sont fixes pour les écoulements isentropiques stables.

$$\text{Pression : } \frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.9)$$

$$\text{Température : } \frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (2.10)$$

$$\text{Densité : } \frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (2.11)$$

Avec l'utilisation de la définition de la condition critique, on obtient la relation (2.12) :

$$\dot{m} = \frac{A_c P_0}{T_0} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (2.12)$$

Comportement du débit dans la tuyère :

Les équations de continuité et de conservation de la quantité de mouvement pour un écoulement isentropique sont :

$$\frac{dP}{\rho} + d\left(\frac{V^2}{2}\right) = 0 \quad (2.13)$$

$$\rho VA = \text{constante} \quad (2.14)$$

A partir des deux équations précédentes, la relation entre la variation de la section de passage et la variation de la vitesse peut être écrite sous la forme :

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V} (1 - M^2) \quad (2.15)$$

Lorsque $M < 1$ (écoulement subsonique), une augmentation de la section cause une diminution de la vitesse et une augmentation de la pression. Pour un écoulement supersonique ($M > 1$), un diffuseur supersonique doit être un convergent. La Figure II.2 montre les différents régimes d'écoulement.

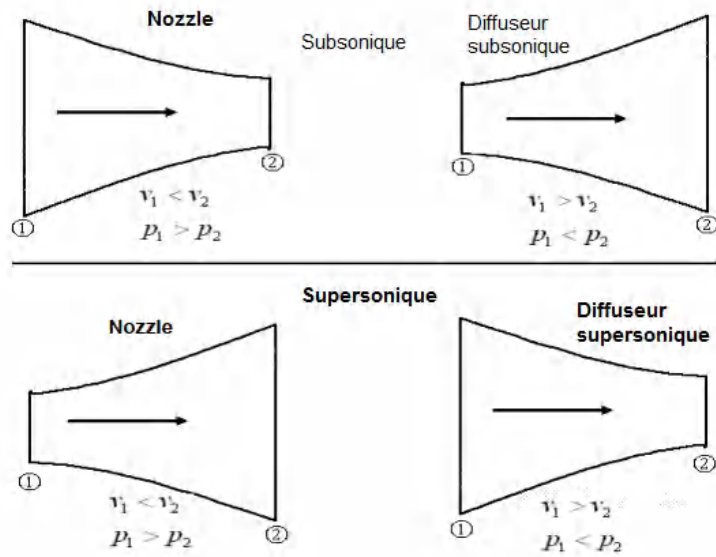


Figure II.2 : Schéma des différents régimes d'écoulement

Dimensionnement de la tuyère :

La première partie dimensionnée de l'éjecteur, c'est la tuyère primaire qui est convergente divergente et qui a pour but de produire un écoulement supersonique à la sortie du divergent. Le nombre de Mach est fixé lorsque le rapport des sections critiques est déterminé. Avec l'utilisation des équations de la conservation de la masse, l'équation (2.7), l'équation (2.10) et l'équation (2.11) permettent d'extraire la relation entre le rapport des sections et le nombre de Mach qui s'écrit comme suit :

$$\frac{A_e}{A_*} = \frac{1}{M} \left(\frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2}} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2.16)$$

Quand la section du col de la tuyère primaire A_c est égale à A^* , toutes les autres propriétés à la sortie sont reliées aux caractéristiques de stagnation (état d'arrêt), ensuite on peut calculer les propriétés T_e , P_e , ρ_e et A_e de l'écoulement isentropique dans le divergent de la tuyère primaire. La géométrie de la tuyère primaire est la première partie à dimensionner en se basant sur la connaissance des paramètres de stagnation (T et P) à son entrée et les paramètres attendus à sa sortie (similaire à celle de la sortie de la tuyère secondaire), connaissant le débit massique nécessaire du fluide avec ses caractéristiques. A l'aide du rapport des capacités thermiques à pression constante et à volume constant ($C_p/C_v = \gamma$), et pour un nombre de

Mach attendu, on peut calculer les diamètres du col et celui de la sortie de la tuyère primaire. Le calcul de la géométrie de la tuyère primaire est accompli par le calcul des caractéristiques du fluide à sa sortie par le biais des équations (2.9), (2.10) et (2.11).

II.2.2 Utilisation des gaz réels

Dans cette partie on va utiliser les équations des gaz réels pour définir les caractéristiques thermo-physiques des fluides choisis. Le calcul s'effectue dans un programme Fortran à l'aide de la base de données REFPROP. Soit pour le mode design ou le mode simulation, cette démarche permette d'éviter l'utilisation des logiciels externes pour gagner du temps et faciliter l'exportation des résultats afin de tracer les courbes et les interpréter.

La Figure II.3 représente les différentes parties de l'éjecteur, commençant par la tuyère primaire, la tuyère secondaire, la chambre de mélange et le diffuseur. Les différents symboles des paramètres de la géométrie comme le diamètre et la longueur sont mentionnés aussi. Les paramètres thermo physiques comme la pression et la température au niveau de chaque point dans l'éjecteur sont mentionnés. Ce modèle s'appelle l'éjecteur à pression constante, car le mélange du fluide primaire et secondaire s'effectue à pression constante dans la chambre de mélange.

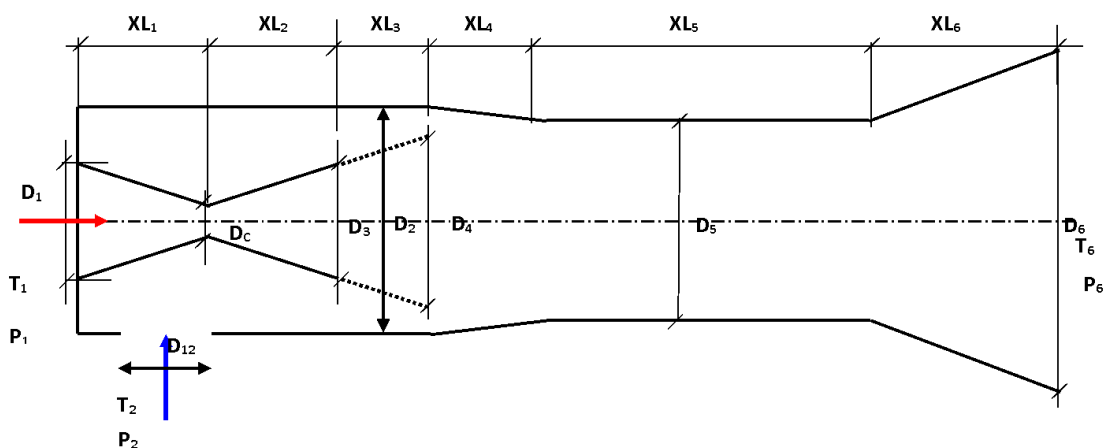


Figure II.3: Différentes parties de l'éjecteur

II.3 Procédure de calcul

II.3.1 Mode design

Dans le mode design, les paramètres thermo-physiques du fluide de travail à l'entrée de la tuyère primaire et la tuyère secondaire sont connus, donc il ne reste que le dimensionnement de l'éjecteur afin que le fluide primaire aspire le fluide secondaire pour obtenir un mélange homogène. Le but, c'est d'avoir à la sortie de l'éjecteur la pression la plus élevée possible. La Figure II.4 représente le schéma de la tuyère primaire.

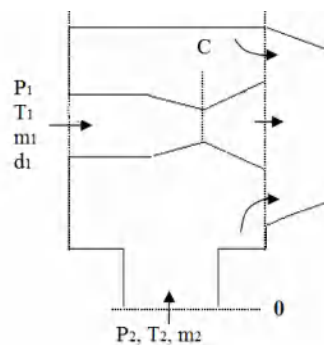


Figure II.4: Schéma de la tuyère primaire

Convergent Primaire :

La Figure II.5 représente le schéma du convergent de la tuyère primaire.

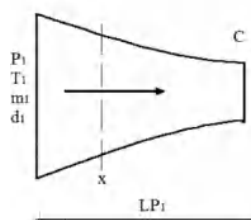


Figure II.5: Schéma du convergent de la tuyère primaire

À l'entrée de la tuyère primaire, on a les paramètres d'arrêt ou initiale P_1 , T_1 et le débit massique m_1 . Connaissant au minimum deux paramètres, on peut calculer les autres caractéristiques thermo-physiques du fluide choisi. On a aussi la valeur du nombre de Mach au col qui est égal à l'unité. Pour tenir compte des frottements, on prend une valeur du rendement isentropique égale à 0.9.

Utilisant l'équation de la conservation de l'énergie (2.17), le calcul s'effectue point par point jusqu'au col de la tuyère primaire.

$$m_1 \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) = m_1 \left(h_x + \frac{V_x^2}{2} \right) = \text{constant} \quad (2.17)$$

Convergent secondaire:

La Figure II.6 représente le schéma du col de la tuyère primaire.

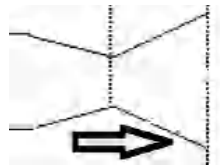


Figure II.6: Schéma du col de la tuyère primaire

Pour le calcul de la tuyère secondaire, on applique la même procédure de calcul que la tuyère primaire convergente, respectant le modèle de l'éjecteur choisi (Figure II.1 de l'éjecteur à pression constante).

Primaire divergent :

La Figure II.7 représente le schéma du col de la tuyère primaire.

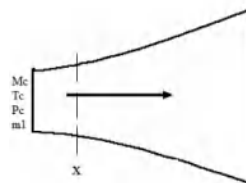


Figure II.7: Schéma du divergent de la tuyère primaire

$$P_5 = P_1, S_5 = S_1, \dot{m}_5 = \dot{m}_1 \quad (2.18)$$

$$\text{Point } x : S_x = S_1, x = M_c + P_{as}, P = P_c - P_{as} \text{ (estimée)} \quad (2.19)$$

On garde le rendement isentropique constant ($\eta = 0.9$), utilisant l'équation de la conservation de l'énergie et connaissant les paramètres thermo-physiques au col de la tuyère primaire, on peut calculer les caractéristiques des différents points entre le col et la sortie de la tuyère primaire à condition que la pression soit égale à celle à la sortie de la tuyère secondaire (modèle à pression constante).

La convergence :

Pour la convergence du programme, il faut que la pression à la sortie de la tuyère primaire et la pression à la sortie la tuyère secondaire soit similaire. La longueur du divergent de la tuyère primaire est égale à la longueur du convergent de la tuyère secondaire. Bien sûr, la détermination du diamètre de la tuyère secondaire est primordiale (Figure II.8).

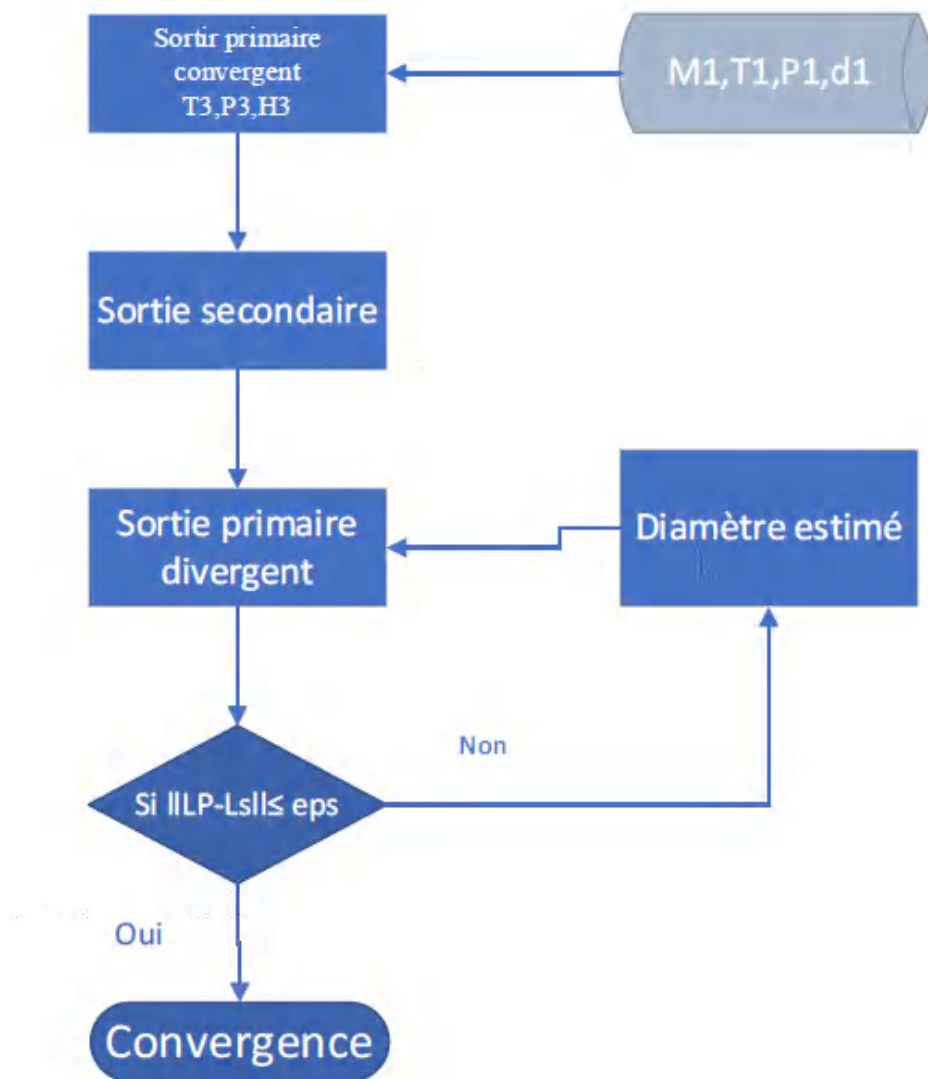


Figure II.8 : Organigramme pour le calcul des paramètres géométriques

Le mélange :

La pression du mélange (le modèle à pression constante) :

$$P_m = P_{S1} = P_{S2} \quad (2.20)$$

$$\dot{m}_m = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (2.21)$$

Equation de la conservation de quantité de mouvement :

$$Q_{mm} = Q_{mp} + Q_{ms} \quad (2.22)$$

$$Q_m = \dot{m}_m V_m + P_m A_m \rightarrow V_m \quad (2.23)$$

Avec $P_4 = P_5$

$$Q_m = m \cdot V_m + P_m A_m \rightarrow V_m \quad (2.24)$$

Conservation de l'énergie :

$$E_m = E_p + E_s = \dot{m}_1 \left(h_5 + \frac{v_5^2}{2} \right) + \dot{m}_2 \left(h_4 + \frac{v_4^2}{2} \right) \rightarrow h_m = \dot{m}_1 \left(h_m + \frac{v_m^2}{2} \right) \quad (2.25)$$

$$\begin{cases} P_m \\ h_m \end{cases} \text{ Nist} \rightarrow \begin{cases} T_m \\ \rho_m \\ v_{son_m} \end{cases} \rightarrow M_m = \frac{v_m}{v_{son_m}} \quad (2.26)$$

Vérification de ρ_m :

$$\dot{m}_m = \rho_m V_m A_m \rightarrow \rho_m \quad (2.27)$$

$$\rho_m(Nist) = \rho_m \text{ (conservation de la masse)}$$

(2.28)

Le diffuseur :

On utilise les mêmes étapes que la partie convergente, mais cette fois-ci il y a une diminution du nombre de Mach et une augmentation de la pression.

L'onde de choc :

La Figure II.9 représente le schéma de l'onde de choc droite.

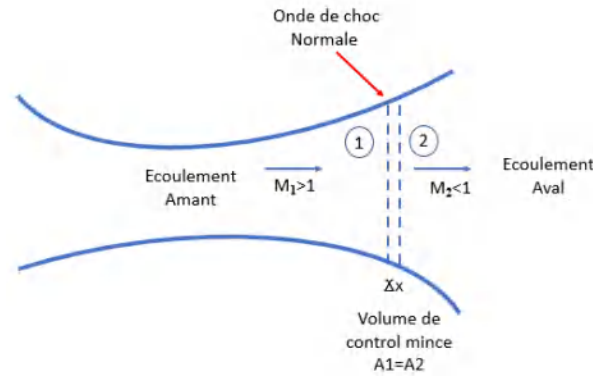


Figure II.9: Onde de choc droite

L'équation de la conservation de l'énergie :

$$h_{up} + \frac{v_{up}^2}{2} = h_{dn} + \frac{v_{dn}^2}{2} \quad (2.29)$$

L'équation de la conservation de la masse :

$$\dot{m}_m = \dot{m}_{up} = \dot{m}_{dn} = \rho_{dn} V_{dn} A_{dn} \quad (2.30)$$

$$\text{Avec } A_{up} = A_{dn} \quad (2.31)$$

L'équation de la conservation de la quantité de mouvement pour le diffuseur :

$$\rho_{up} V_{up} + P_{up} = \rho_{dn} V_{dn} + P_{dn} \quad (2.32)$$

Procédure du calcul :

1. Estimation de la pression après l'onde de choc
2. Estimation de la vitesse après l'onde de choc
3. Calcul de l'enthalpie après l'onde de choc

$$(h_{dn}) = h_m + \frac{1}{2}(V_{up}^2 - V_{dn}^2) \quad (2.33)$$

$$\begin{cases} P_{es} \\ V_{es} \end{cases} \text{ Nist} \rightarrow \rho, V, S, T, V_{son} \quad (2.34)$$

4. Calcul de la vitesse corrigé

$$V_{corr} = \frac{\dot{m}_m}{\rho A} \quad (2.35)$$

5. Test de la convergence

$$|V_{corr} - V_{est}| \quad (2.36)$$

$$\text{Si oui } \mathbf{V_{corr}} = \mathbf{V_{est}M} = \frac{\mathbf{V_{corr}}}{\mathbf{V_{son}}} \text{ si non go to 3} \quad (2.37)$$

6. Calcul de la pression corrigé à partir de l'équation de la conservation de mouvement

$$\mathbf{P_{corr}} = \rho_{up}\mathbf{V_{up}^2} + \mathbf{P_{up}} - \rho_{dn}\mathbf{V_{dn}^2} \quad (2.38)$$

7. Test de la convergence

$$|\mathbf{P_{corr}} - \mathbf{P_{est}}| \quad (2.39)$$

$$\text{Si ne converge pas } \mathbf{P_{dn}} = \mathbf{P_{corr}} \text{ goto 2} \quad (2.40)$$

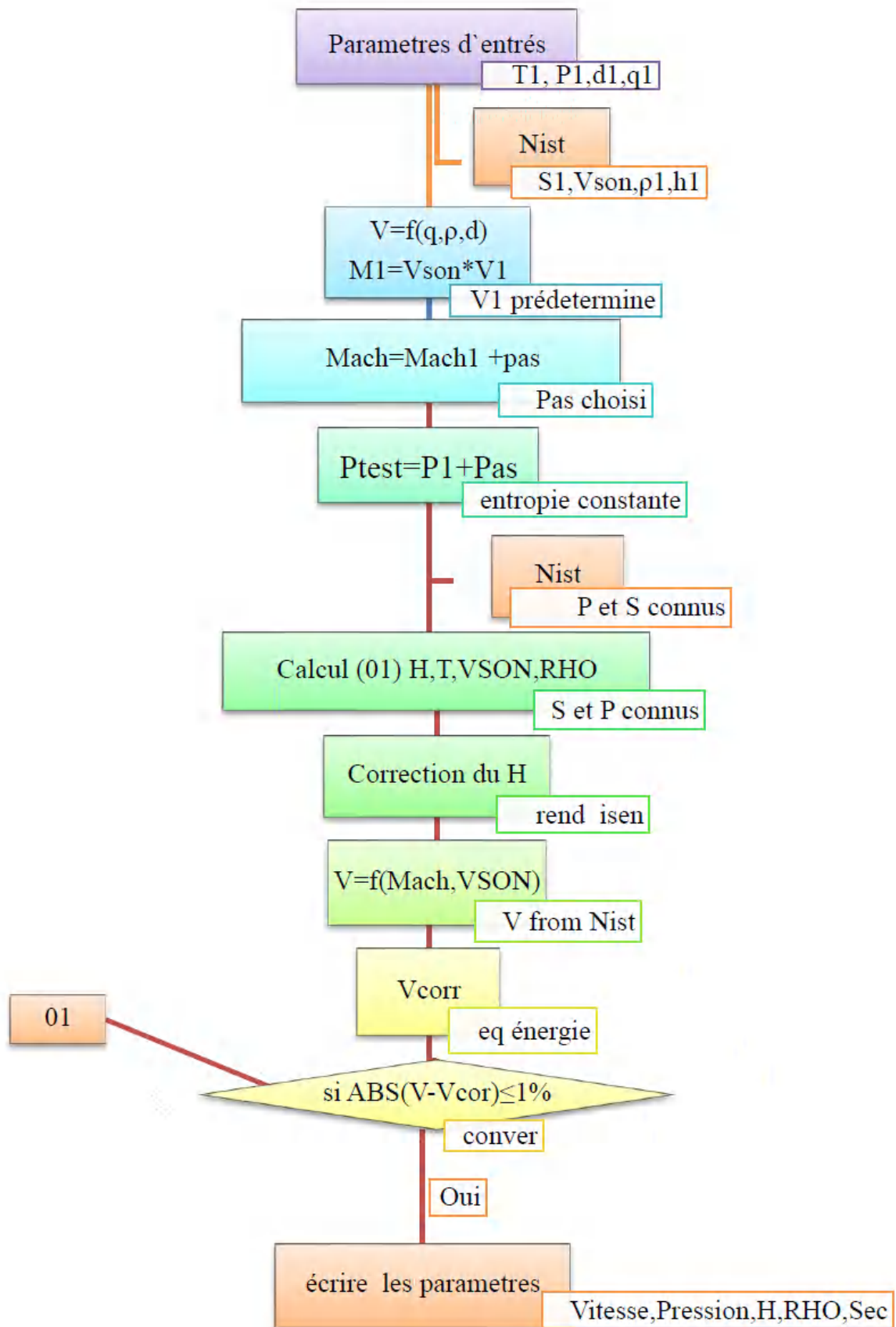


Figure II.10: Organigramme pour déterminer les paramètres de la tuyère primaire

Le diffuseur :

On applique les mêmes procédures de calcul que le divergent de la tuyère primaire et avec le même nombre des paramètres. Le nombre de Mach diminue après le choc et la pression augmente, car l'écoulement est subsonique (Figure II.11).

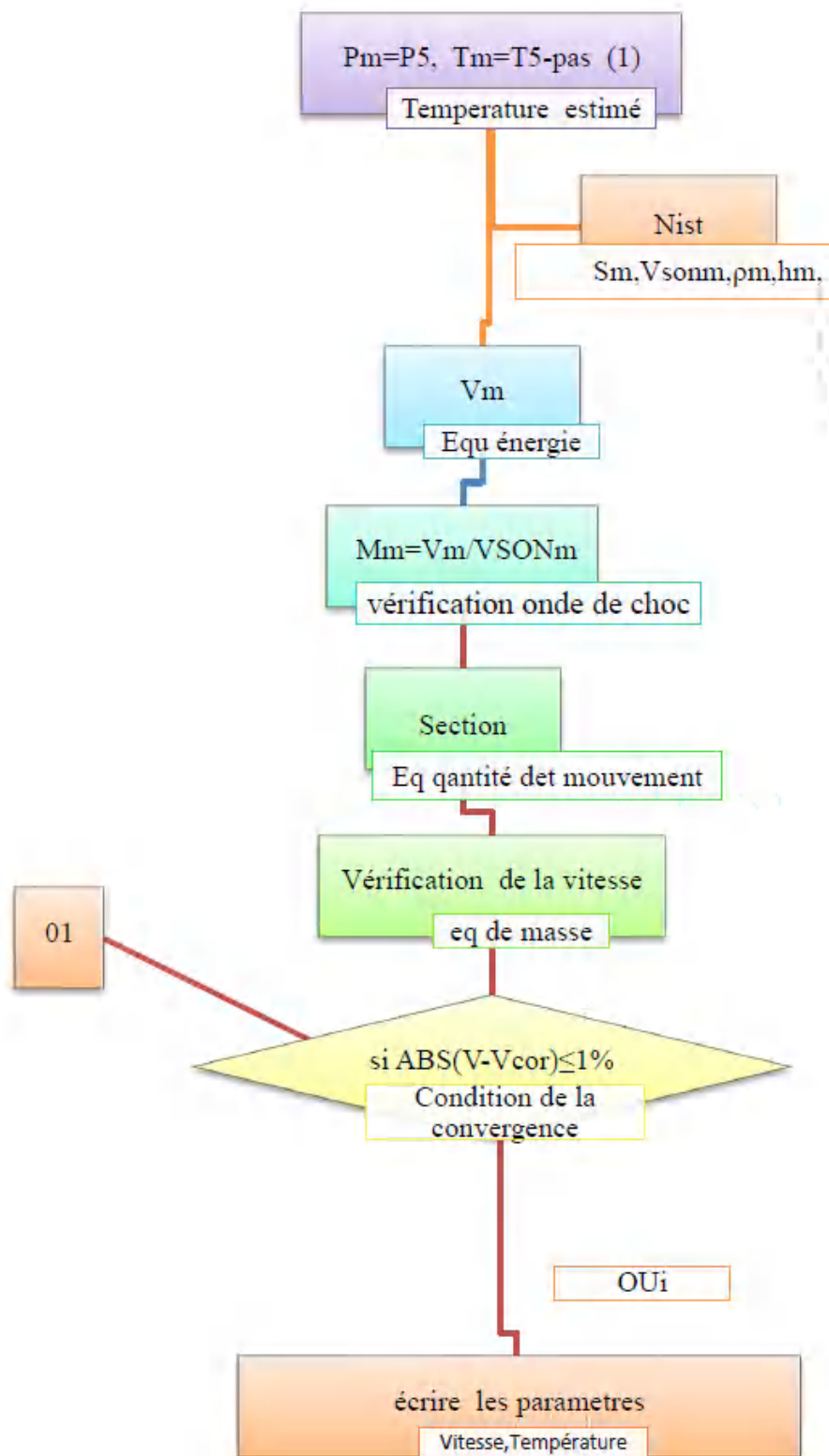


Figure II -11: Organigramme pour déterminer les paramètres dans le diffuseur

Chapitre III

Etude du cycle à éjecteur solaire

Chapitre III : Etude du cycle a éjecteur solaire

III.1 Introduction

L'étude d'un cycle de réfrigération à éjecteur complet consiste à investiguer le cycle frigorifique et le sous-système capteur solaire (Figure III.1 et Figure III.2). Le choix des différentes composantes de l'installation frigorifique et surtout le type du capteur solaire joue un rôle fondamental sur l'efficacité du système. Une étude a été effectuée sur la possibilité d'utilisation de ce type de systèmes dans des différentes situations et pour des applications variées.

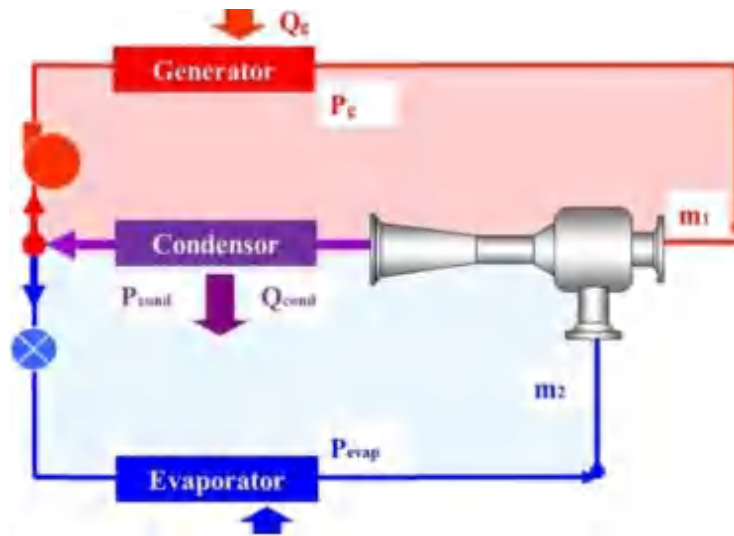


Figure III.1: Schéma du système de réfrigération à éjecteur [35]

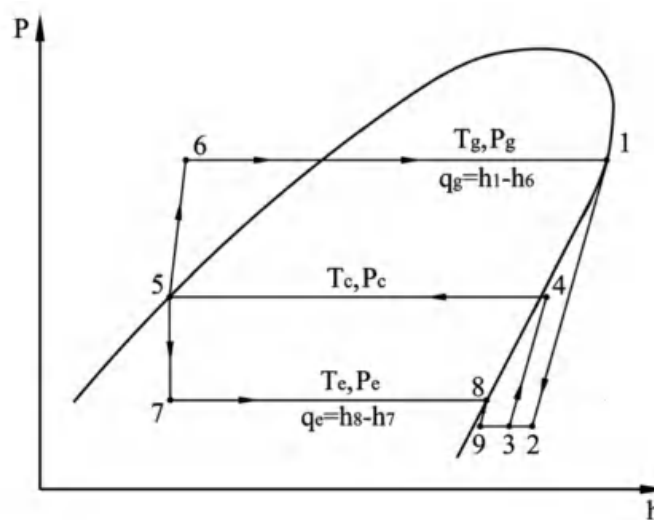


Figure III.2: Représentation du cycle thermodynamique
du système de réfrigération à éjecteur [36]

III.2 La performance du cycle à éjecteur

Le principal paramètre a étudié pour le cycle à éjecteur est le coefficient de performance qui représente le rapport entre le froid produit au niveau de l'évaporateur (l'enceinte à refroidir) et la puissance à fournir au bouilleur. Ce rapport est lié au taux d'entraînement optimal qui représente un rapport entre le débit du fluide primaire et le débit du fluide secondaire. Il y a des corrélations expérimentales qui donnent ce rapport en fonction des pressions des trois sources thermiques (l'évaporateur, le condenseur et le bouilleur) comme la corrélation utilisée par Dorantes [37]. Dans le présent travail on applique une méthode itérative pour calculer le taux d'entraînement, tenant en compte le model à pression constante, c'est-à-dire les pressions à la sorties des deux tuyères primaire et secondaire pour avoir un bon mélange, soit pour le mode design, soit pour le mode simulation. Ce taux d'entraînement a une influence significative sur la performance du cycle frigorifique à éjecteur [37].

$$U_{opt} = 3.32 \left[\frac{1}{r} \left(1 - \frac{1.21}{\varepsilon} \right) \right] \quad (3.1)$$

Le coefficient de performance du système frigorifique à éjecteur est donné par la relation suivante :

$$COP = U \cdot \frac{Q_{ev}}{Q_b} \quad (3.2)$$

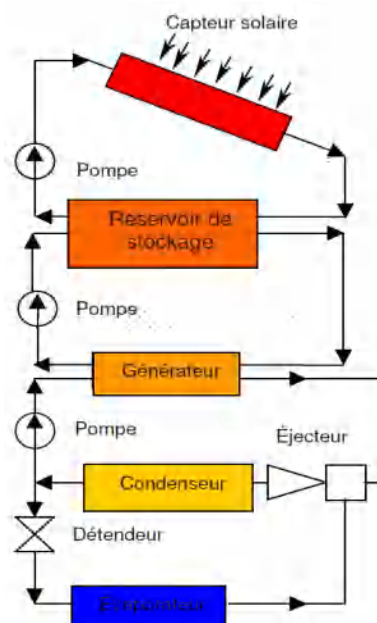


Figure III.3 : Schéma de la machine frigorifique solaire à éjecto-compression [38]

Le système à éjecteur solaire est composé du cycle frigorifique à éjecteur et le sous-système solaire (capteur solaire et réservoir de stockage et les différents accessoires). La performance du système global COPs est le produit du coefficient de performance du système frigorifique à éjecteur COP et le rendement du capteur solaire η_{SC} .

$$COPs = COP \cdot \eta_{SC} \quad (3.3)$$

Pour étudier l'influence du type du capteur solaire sur la performance globale du système de réfrigération à éjecteur, on a utilisé les types de la bibliothèque du logiciel de simulation dynamique TRNSYS pour sa pertinence dans la présentation de plusieurs types. De plus, avec ce logiciel, il devient possible d'effectuer des simulations de la variation horaire de l'énergie captée au cours de l'année, et aussi la possibilité de choisir le lieu par l'introduction d'un fichier météo du lieu concerné.

III.3 Les capteurs solaires

Type 73 Capteur solaire plan :

Ce composant modélise les performances thermiques d'un capteur solaire plan. Le réseau des collecteurs total peut être constitué des collecteurs connectés en série et en parallèle. Les performances thermiques de l'ensemble du réseau de capteurs sont déterminées par le nombre de modules en série et les caractéristiques de chacun d'eux. Ce modèle prévoit les analyses théoriques d'un capteur plan. Celui en régime permanent Hottel-Whillier est utilisé pour évaluer les performances thermiques [39].

Type 74 Capteur solaire parabolique à concentration :

Ce composant modélise les performances thermiques d'un capteur solaire parabolique à concentration [40].

Fichier météo Type 15-6 :

À l'aide du logiciel METEONORM, on a la possibilité de générer un fichier météo compatible avec le logiciel TRNSYS pour la région d'Adrar. Les bases de données de ce logiciel nous permettront de tracer la courbe de la variation de l'énergie utile délivrée par le

panneau solaire et même la variation horaire des différents paramètres météorologiques pendant toute l'année.

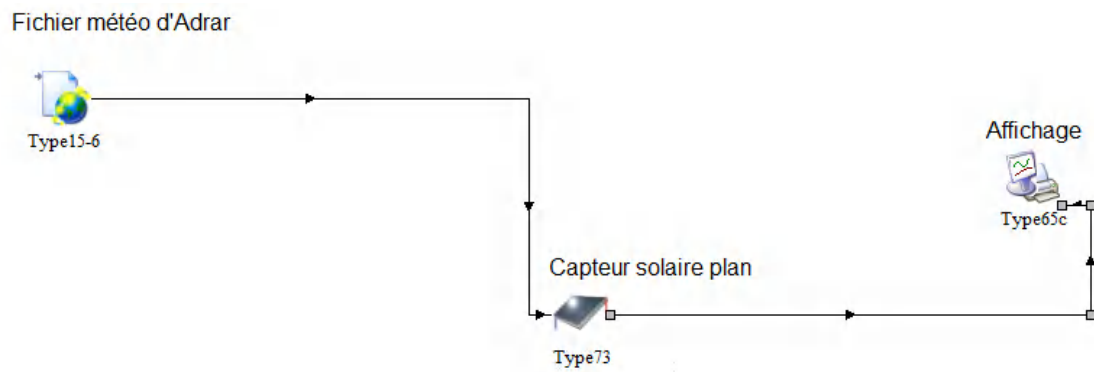


Figure III.4 : Montage des différents composants du système solaire dans le logiciel TRNSYS

Chapitre IV

Résultats & Discussion

Chapitre IV : Résultats & Discussion

IV.1 Introduction

Ce chapitre résume les principaux résultats obtenus, comme la variation des températures ambiantes, le rayonnement solaire à Adrar, et enfin le coefficient de performance du système global. L'étude a été faite pour trois réfrigérants (R134a, R11, R717) sous différentes conditions extérieures (température du condenseur) et pour des applications variées (variation de la température de l'évaporateur), et enfin en fonction de la température de la source de production de l'énergie thermique (bouilleur). Cette dernière est en toute évidence liée au rayonnement solaire à Adrar pour la période estivale.

IV.2 La performance d'un éjecteur

Le taux d'entraînement est calculé par itération afin d'avoir des pressions homogènes (primaire et secondaire) à l'entrée de la chambre de mélange on utilisant la température à la sortie du bouilleur et la température à l'entrée de la tuyère secondaire, c'est-à-dire la température à la sortie de l'enceinte à refroidir (température de l'évaporateur). A l'aide d'un sous-programme de calcul des paramètres thermo-physiques du fluide choisi, on peut retirer les valeurs de l'enthalpie aux différents points nécessaires pour calculer le coefficient de performance COP du cycle à éjecteur (Figure IV.1).

Le fluide R142b est meilleur en comparaison avec les deux autres fluides en l'occurrence le R134a et le R145fa pour les mêmes conditions de fonctionnement. Le fluide R245fa donne des valeurs du coefficient de performance plus faibles par rapport aux deux autres fluides frigorigènes le R134a et le R145fa, et ce, en raison de la forme du diagramme enthalpique de chaque fluide et plus précisément de la largeur de la courbe de saturation qui influe directement sur la différence de l'enthalpie à l'entrée et à la sortie des échangeurs (l'évaporateur et le bouilleur). Un autre paramètre influe aussi sur la performance du cycle, concerne les valeurs des pressions qui correspondent aux températures de fonctionnement de chaque fluide ; ce phénomène impacte le taux d'entraînement.

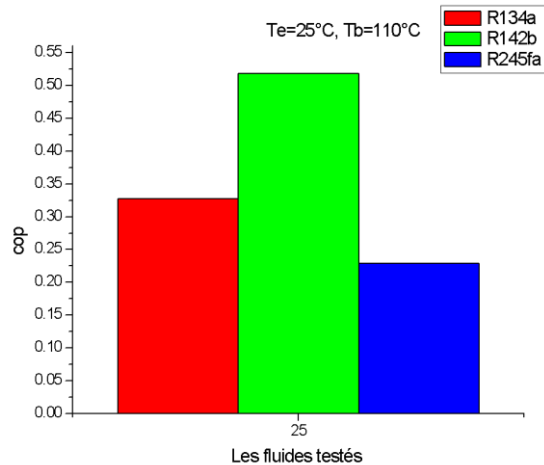


Figure IV.1 : Performance du cycle de réfrigération à éjecteur pour les trois fluides

IV.3 Les températures maximales obtenues à la sortie de l'éjecteur

La température et la pression obtenues à la sortie de l'éjecteur sont des paramètres importants, car c'est dans le milieu extérieur que la chaleur doit être rejetée (la température de condensation). Les températures élevées donnent la possibilité d'utiliser ce type de système de réfrigération, surtout dans les régions où le climat est chaud et aride. Les températures au Sahara (au Sud algérien par exemple) parfois dépassent les 50°C, donc ce paramètre est primordial, même dans le cas où le condenseur est mal protégé contre les rayons solaires ; la prise en compte de ce dernier paramètre est recommandée.

Les températures maximales enregistrées à la sortie de l'éjecteur sont presque similaires pour les trois fluides et varient généralement entre 75°C et 80°C (une différence maximale entre eux de 6% pour le mode de conditionnement d'air), la température de l'évaporateur atteint 25°C (Figure IV.2). Les résultats montrent que le cycle à éjecteur peut fonctionner à des températures élevées et dans les climats les plus chauds, surtout dans le désert algérien où les températures parfois dépassent les 50°C.

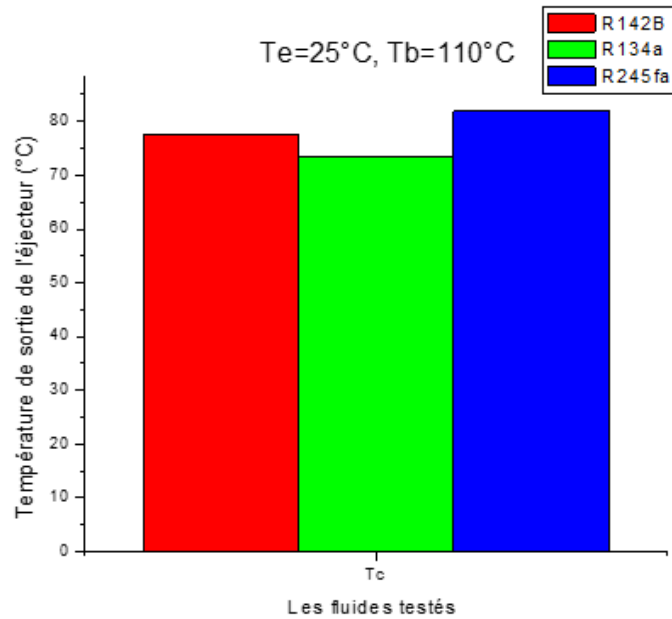


Figure IV.2: Températures maximales atteintes à la sortie de l'éjecteur

IV.4 L'application du cycle a éjecteur pour la réfrigération

Même avec des températures de l'évaporateur de l'ordre de 10°C, c'est-à-dire la température de conservation des fruits saisonnière, on peut atteindre des températures de condensation (qui représente les températures du milieu extérieur) de l'ordre de 70°C pour les fluides R134a et R142b et dépasse 80°C pour le fluide R245fa (Figure IV.3). Cela encourage l'utilisation du cycle frigorifique à éjecteur dans les régions les plus chaudes comme le sud Algérien. Donc, il est possible d'appliquer ce système pour les régions chaudes comme Adrar, Aïn Salah et Beni-Abbes soit pour la climatisation et le conditionnement d'air soit pour la conservation des denrées alimentaires.

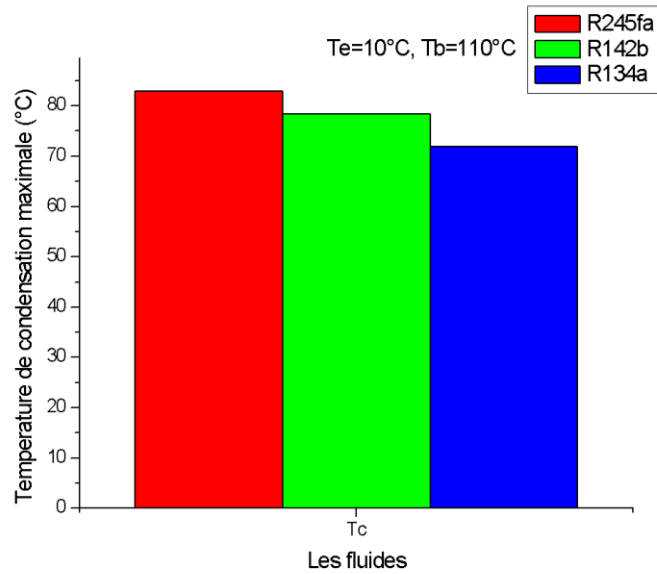


Figure IV.3: Température maximale de condensation pour des températures de réfrigération

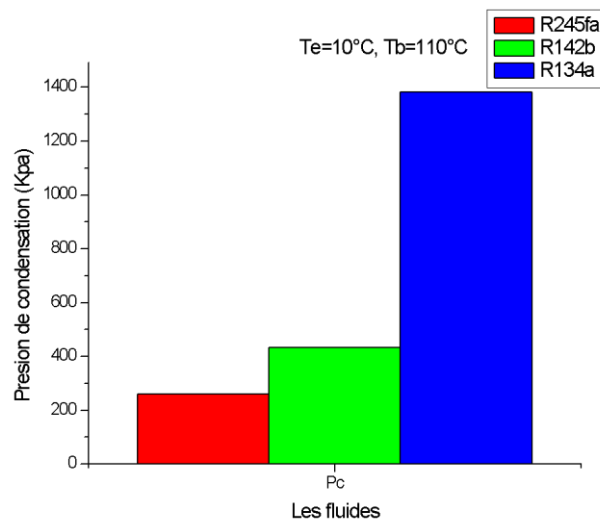


Figure IV.4: Pression maximale de condensation pour le mode réfrigération

La pression de condensation ou bien la pression à la sortie du diffuseur correspondant à la température à l'entrée du condenseur, cette pression diffère d'un fluide à un autre. Le plus important, c'est la valeur de la température de condensation, puisqu'une température de condensation élevée donne la possibilité d'utiliser la machine frigorifique à éjection dans les régions les plus chaudes. Le fluide frigorigène R245fa donne les pressions les plus basses (inférieure à 300 kPa), même le fluide R142b donne des valeurs acceptables (inférieure à 500

kPa), cependant la pression à la sortie de l'éjecteur pour le fluide R134a est plus élevée, qui dépassent les 1300 kPa, et qui influe sur la durée de vie de l'installation négativement. Donc, le meilleur choix, c'est les deux fluides R245fa et R142b à cause de leurs faibles pressions de condensation et les températures de condensation les plus élevées (Figure IV.4).

Le coefficient de performance (COP) joue un rôle primordial pour le choix du fluide frigorigène utilisé, surtout que l'handicap majeur d'un cycle à éjecteur, c'est leur faible coefficient de performance par rapport au cycle à compression mécanique classique. Les fluides R134a et R142b donnent des COP acceptables (dépassant la valeur de 0.30), en revanche le coefficient de performance du fluide R245fa ne dépasse pas la valeur de 0.15 pour une température d'évaporateur de 10°C (Figure IV.5). De ce fait, il est possible d'exploiter la machine à éjection avec l'utilisation soit du fluide frigorigène R134a ou le fluide R142b pour la conservation des denrées alimentaires comme les fruits saisonniers.

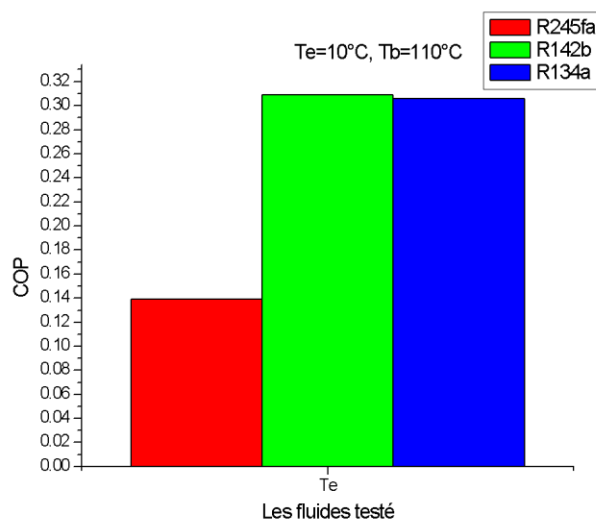


Figure IV.5: La performance du système à éjecteur pour le mode réfrigération

Le rôle de la tuyère secondaire, c'est d'obtenir une pression égale à la pression à la sortie de la tuyère primaire pour avoir un mélange homogène au niveau de la chambre de mélange. Une diminution de la pression dans la tuyère secondaire, environ de 40%, surtout dans la deuxième moitié de la tuyère secondaire a été obtenu. Cette variation nous donne une idée de la distribution de la pression dans cette tuyère et nous permette de calculer les dimensions de la tuyère secondaire (Figure IV.6).

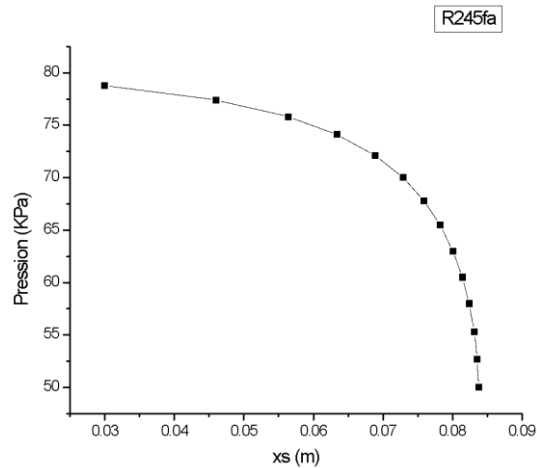


Figure IV.6 : Variation de la pression dans la tuyère secondaire

La surchauffe dans le bouilleur aide à atteindre des températures de condensation plus élevées, donc la possibilité d'utiliser le cycle à éjection dans les régions les plus chaudes, et par conséquent d'élargir le marché de vente de ce type des machines frigorifiques (Figure IV.7). On remarque que la surchauffe entre 25°C et 30°C donne la possibilité d'atteindre des températures supérieures à 90°C, en conséquence la possibilité d'utiliser le cycle à éjecteur comme une pompe à chaleur (la température d'évaporation est 10°C), et même de l'employer dans les processus industriels.

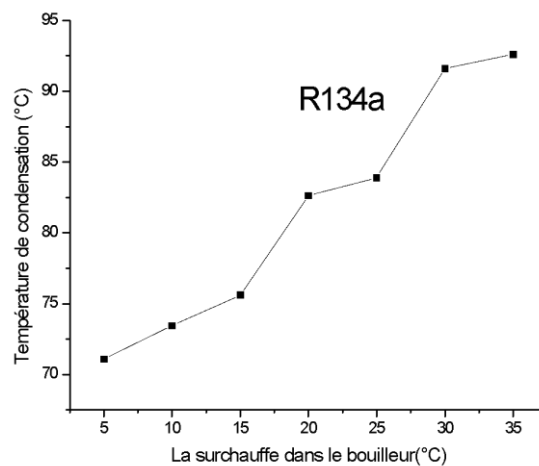


Figure IV.7: Variation de la température de condensation en fonction de la surchauffe au niveau du bouilleur

La tuyère primaire joue un rôle important pour réduire la pression du fluide venant du bouilleur 'jusqu'à une valeur égale à la pression à la sortie de la tuyère secondaire venant de l'évaporateur. Cette pièce simple et immobile se compose de deux parties, convergentes et divergentes. Le convergent diminue la pression de 35% par rapport la pression à la sortie du bouilleur, Figure IV.8. Cette diminution est remarquable et significative d'autant plus que la pression du bouilleur est égale à environ 1200 kPa.

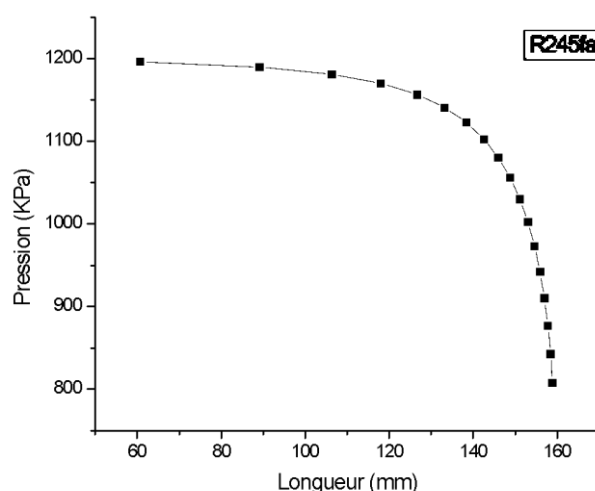


Figure IV.8: Variation de la pression en fonction de la convergente de la tuyère primaire

Le divergent de la tuyère primaire accomplit le travail du convergent de la même tuyère, mais d'une façon plus efficace, une diminution plus de 90% de la pression initiale (l'entrée du divergent de la tuyère primaire). Il y a aussi une augmentation de la vitesse d'entraînement du fluide secondaire (Figure IV.9).

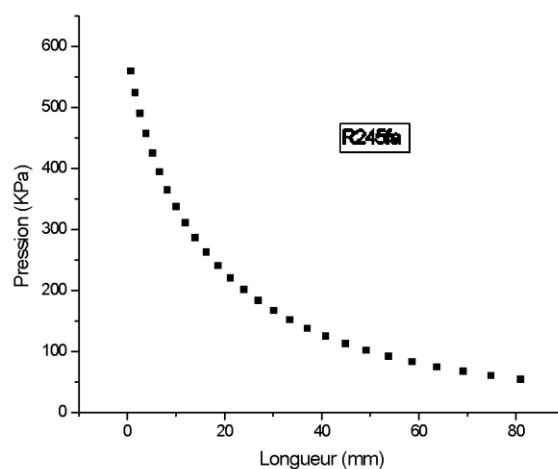


Figure IV.9: Variation de la pression en fonction de la longueur du divergent de la tuyère primaire

Le divergent de la tuyère primaire permet d'augmenter de 66% la vitesse du fluide primaire. Le but de cette augmentation, c'est d'entraîner le fluide secondaire pour obtenir un écoulement supersonique afin d'atteindre une onde de choc droite (Figure IV.10). L'onde de choc permet d'augmenter la pression du fluide jusqu'à la pression de condensation.

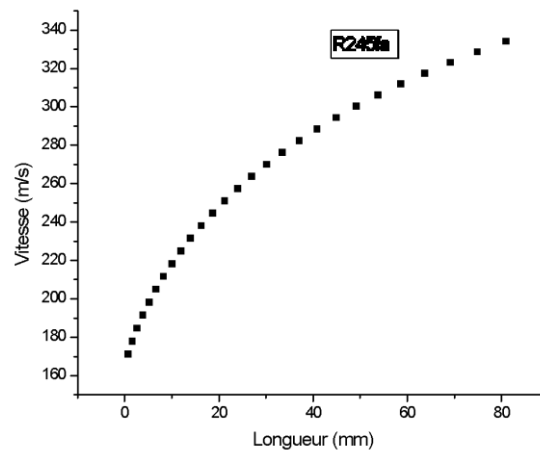


Figure IV.10: Variation de la vitesse en fonction de la divergente de la tuyère primaire

L'augmentation de la vitesse au niveau de la tuyère primaire est très importante, car elle permet d'entraîner le fluide secondaire à l'entrée de la chambre de mélange (Figure IV.11). La première augmentation de la vitesse s'effectue dans le convergent de cette tuyère, la vitesse augmente de 266% par rapport la vitesse initiale sortante du bouilleur. L'augmentation de vitesse est très importante, mais l'écoulement est subsonique à travers cette tuyère jusqu'au col de cette tuyère, le nombre de Mach est égal à l'unité au niveau du col.

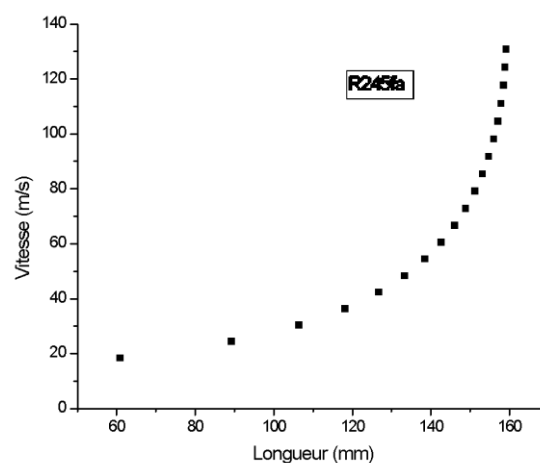


Figure IV.11: Convergente de la tuyère primaire

Le nombre de Mach augmente d'une façon remarquable dans le convergent de la tuyère primaire (Figure IV.12), d'une vitesse presque nulle jusqu'au col où le nombre de Mach est égale à l'unité. Cette première augmentation est nécessaire pour que le fluide continue à augmenter sa vitesse et par conséquent l'augmentation du nombre du Mach dans le divergent de la tuyère primaire.

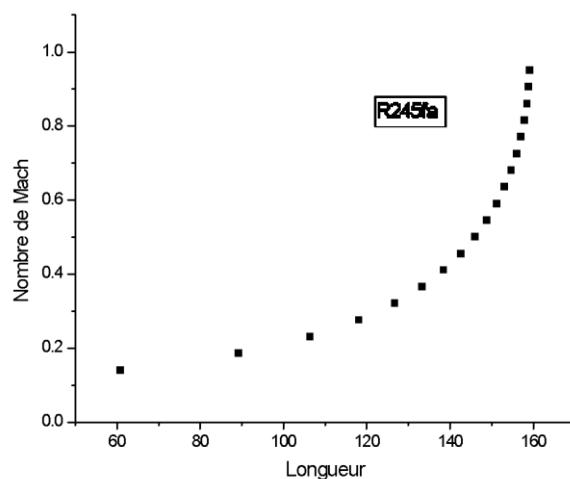


Figure IV.12: Variation du nombre de Mach au long de la convergente de la tuyère primaire

Le fluide primaire continue d'augmenter sa vitesse et bien sûr aussi son nombre de Mach sans atteindre le point de l'onde de choc, car l'objectif, c'est d'entraîner le fluide secondaire venant de la tuyère secondaire (Figure IV.13). Cette augmentation est remarquable surtout dans les vingt premiers millimètres du divergent de la tuyère primaire. Tous ces phénomènes s'effectuent dans une petite pièce immobile d'environ 220 mm (pour une production du froid de 10 kW).

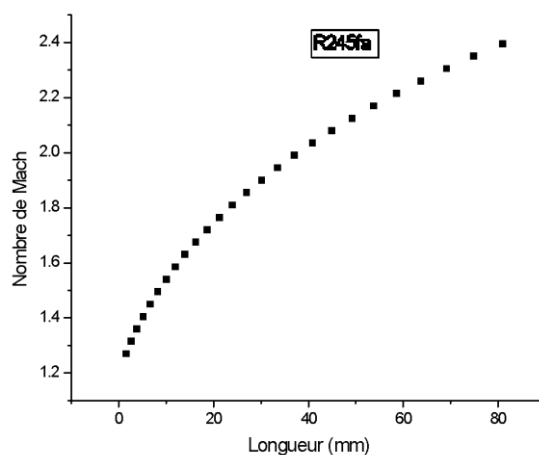


Figure IV.13: Variation du nombre de Mach le long de la divergente de la tuyère primaire

La Figure IV.14 montrent la variation de la pression le long de toute la tuyère primaire, on remarque que la diminution de la pression est de 800 kPa dans la deuxième partie de cette tuyère (le divergent), donc elle est plus importante par rapport à la diminution dans la première partie de la même tuyère (seulement une diminution de 300 kPa). Le mode design permet de déterminer les paramètres géométriques (les diamètres et les longueurs des différentes parties). Donc, ce calcul est une étape indispensable pour le dimensionnement de l'éjecteur.

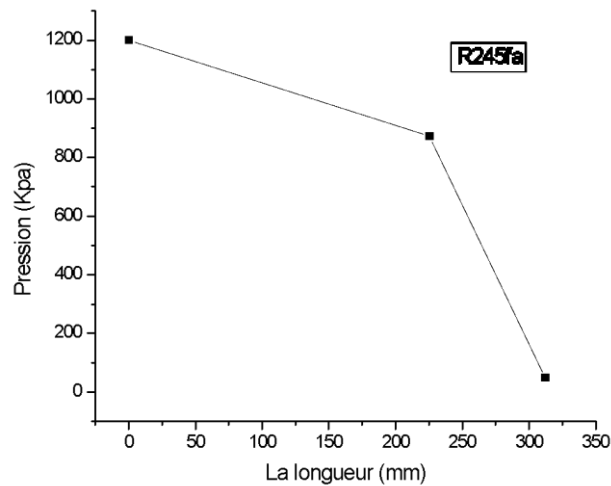


Figure IV.14: Variation de la pression dans la tuyère primaire

La Figure IV.15 montre la variation de la pression le long du divergent de la chambre de mélange. Une augmentation de la pression est bien claire, ça contribue à augmenter la pression après l'onde de choc d'une façon importante afin d'atteindre la pression de condensation à la sortie de l'éjecteur.

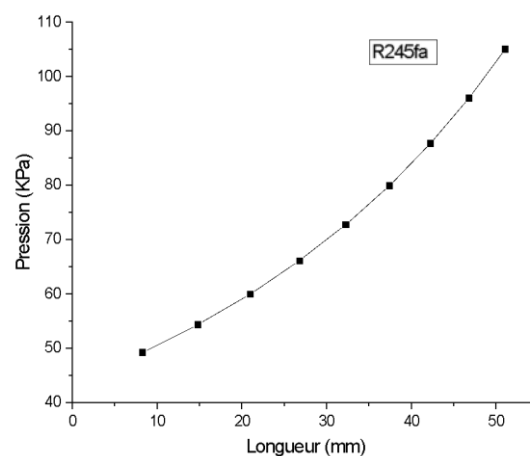


Figure IV.15: Variation de la pression dans le convergent de la chambre de mélange

Même dans le diffuseur (Figure IV.16), la pression du fluide frigorigène continu à augmenter après l'onde de choc (une augmentation de 30 kPa) et ça améliore le rendement de la machine frigorifique à éjecteur et permet au cycle de fonctionner dans les conditions les plus défavorables (les plus chaudes).

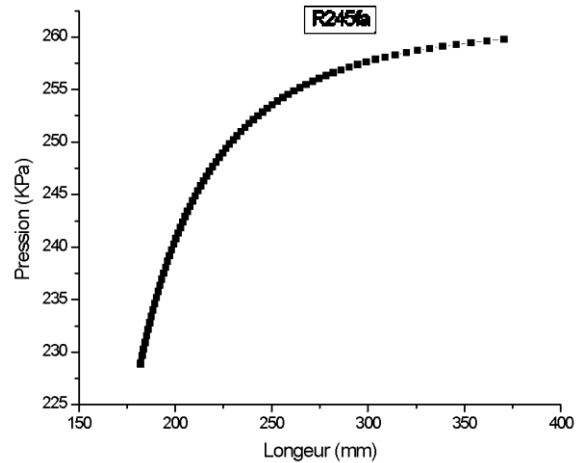


Figure IV.16: Variation de la pression dans le diffuseur

La Figure IV-17 représente l'augmentation de la pression du mélange des fluides primaire et secondaire dans les trois parties : - le convergent de chambre de mélange, - la section constante et le diffuseur.

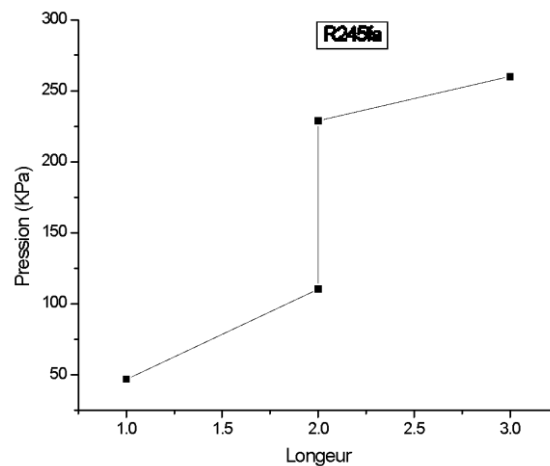


Figure IV.17: Variation de la pression à travers la chambre de mélange et le diffuseur

La Figure IV-18 représente l'augmentation de la température du mélange des fluides primaire et secondaire dans les trois parties : - le convergent de chambre de mélange, - la section constante et le diffuseur.

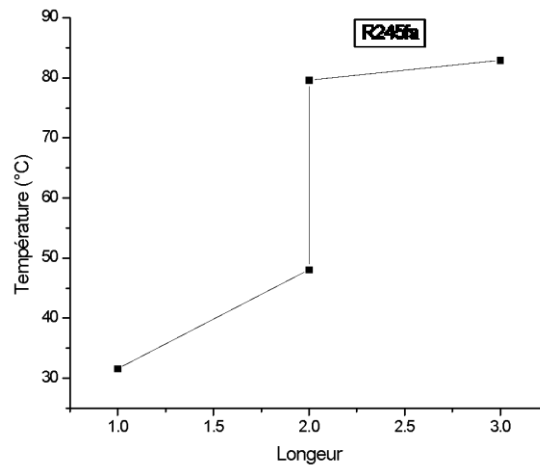


Figure IV.18: Variation de la température à travers la chambre de mélange et le diffuseur

La Figure IV.19 montre la variation du nombre de Mach après le Mélange. Une montée progressive de la température du mélange dans les trois parties est enregistrée mais l'accroissement de la température à cause de l'onde de choc reste plus important et représente trois quarts de l'augmentation totale de la température.

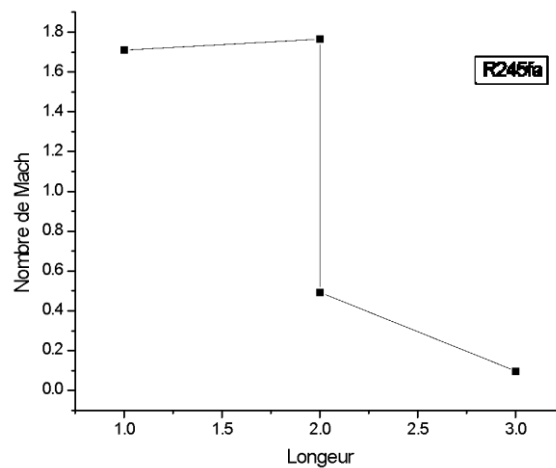


Figure IV.19: Variation du nombre de Mach après le Mélange

L'écoulement dans le convergent de la chambre du mélange est supersonique afin d'atteindre les conditions de l'onde de choc. Ce phénomène principal dans la chambre de mélange permet d'augmenter la pression d'une façon significative pour arracher la pression de condensation.

IV.5 Performance globale du cycle a éjecteur solaire

Le cycle à éjecteur solaire contient le cycle de réfrigération à éjecteur plus le sous système de production de l'énergie thermique à travers l'énergie solaire avec l'installation des panneaux solaires plans ou cylindro-paraboliques (Figure IV.20).

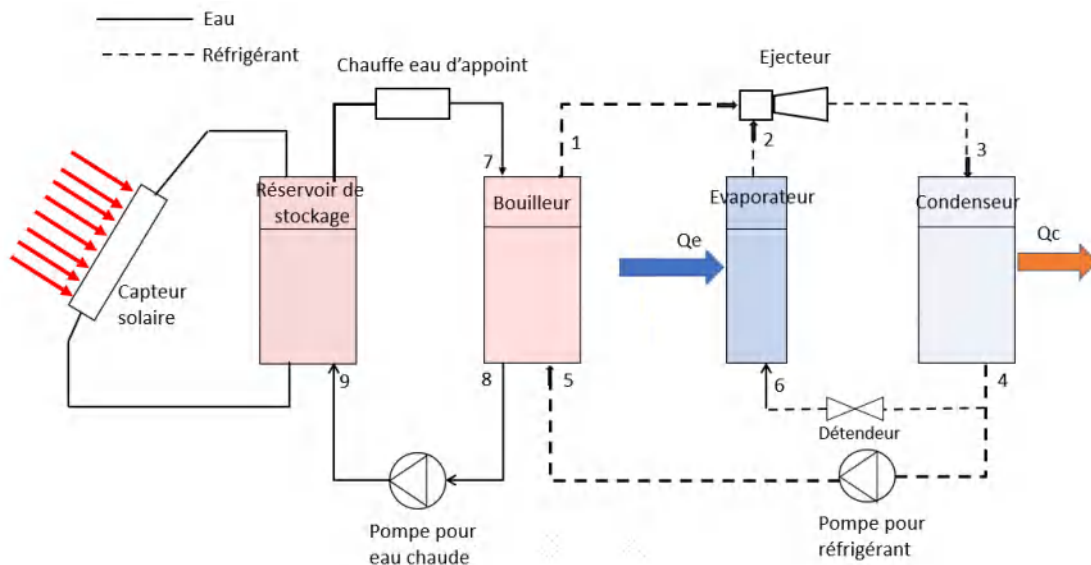


Figure IV.20 : Schéma d'un cycle de réfrigération à éjecteur [41]

IV.6 Source d'énergie solaire

Adrar, situé au sud-ouest de l'Algérie (latitude (20 ° 13'-31 ° 40'N) et longitude (5 ° 46'W - 2 ° 15'E), est caractérisée par une intensité de rayonnement solaire global supérieure à 2200 kWh/m²/an [42], une durée d'ensoleillement comprise entre 8h et 14h pour toutes les saisons. Utilisant la base de données du logiciel METEONORM version 7 a été utilisée pour obtenir les résultats donnés ci-dessous.

La Figure IV.21 permet de déduire que le rayonnement solaire mensuel à Adrar est très intéressant, donc il vaut mieux exploiter cette énergie gratuite avec l'utilisation des capteurs solaires efficace comme source d'énergie thermique. L'alimentation du système de réfrigération à éjecteur est assurée par les panneaux solaires soit pendant la période estivale pour la climatisation ou bien pour la réfrigération pendant tous les jours de l'année. Les

valeurs du rayonnement mensuel sont supérieures à 120 kWh/m² du mois de mars jusqu'à septembre.

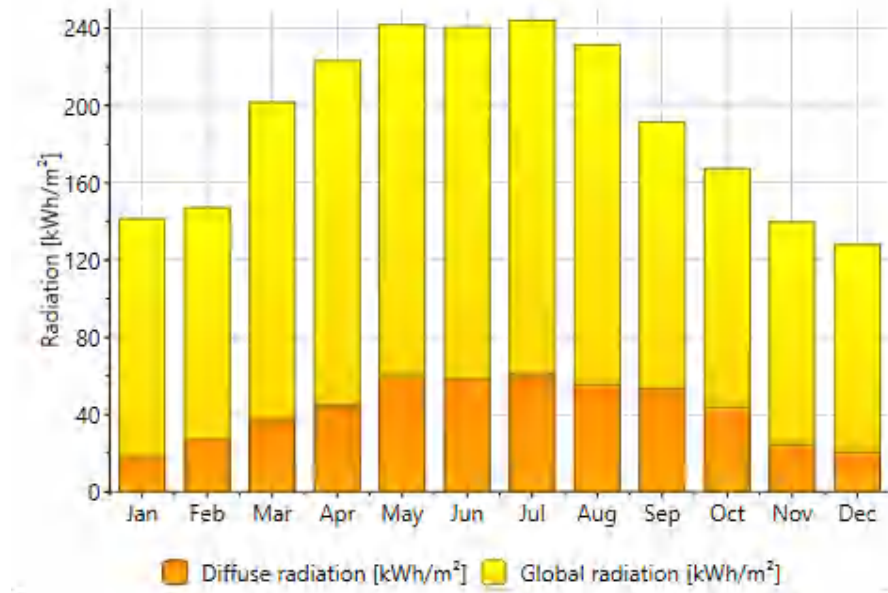


Figure IV.21: Rayonnement solaire à Adrar

Les températures à Adrar sont très élevées surtout en été ; en juillet par exemple, la température est supérieure à 45 °C. Pour cette raison, un système de réfrigération économe et efficace est nécessaire (Figure IV.22).

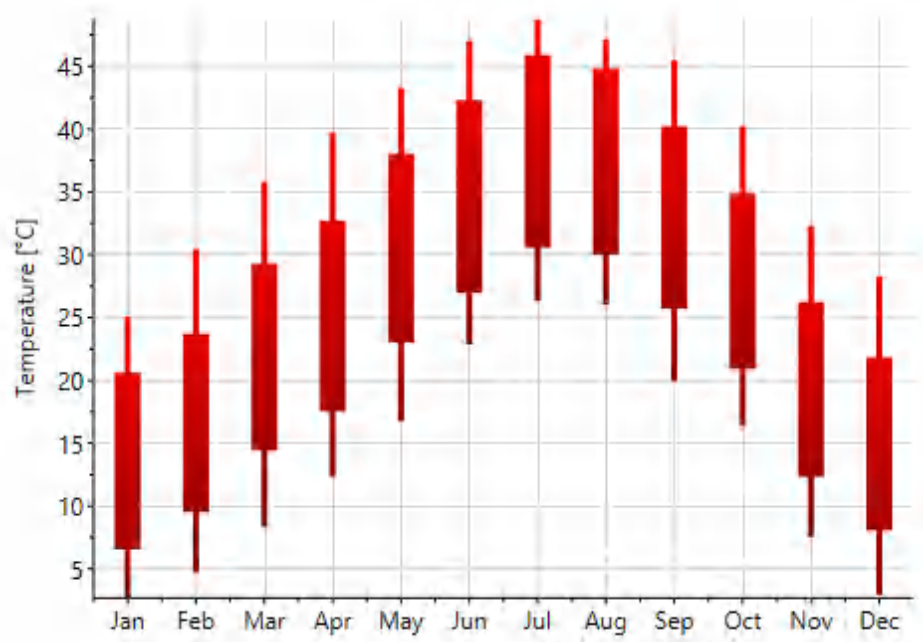


Figure IV.22: Variation mensuelle de la température à Adrar

Suivant la Figure IV.23, la durée d'ensoleillement à l'Adrar est importante en toutes saisons de janvier à décembre (10 à 14 heures). Ceci est très utile pour recevoir d'énormes quantités de rayonnement solaire et l'utiliser pour alimenter le bouilleur.

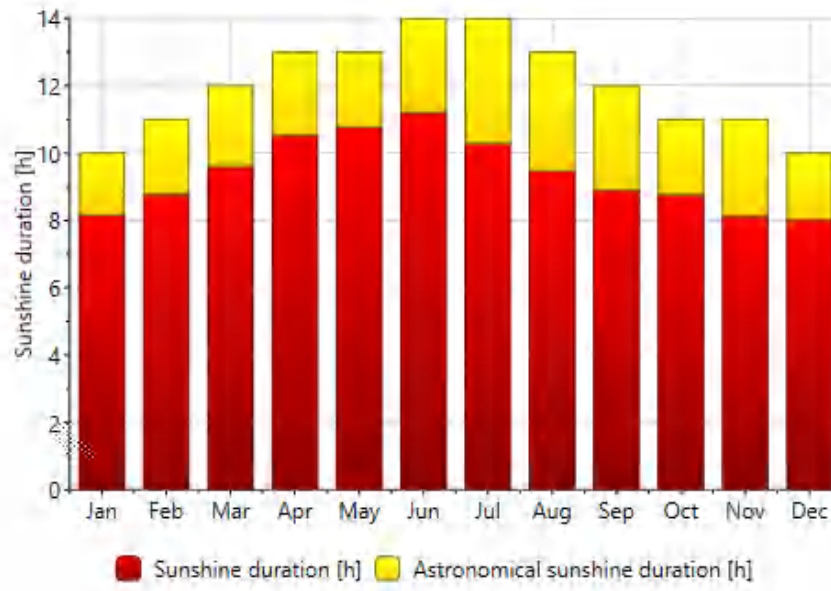


Figure IV.23: Durée d'ensoleillement mensuelle à Adrar

Utilisant le logiciel de simulation dynamique TRNSYS, version 17 et la base de donnée METEONORM pour les données climatiques, en sélectionnant deux types de collecteurs, plan et parabolique, la variation de gain d'énergie utile pendant l'été pour les deux types des panneaux solaires est illustrée dans les Figures IV.24 et IV.25.

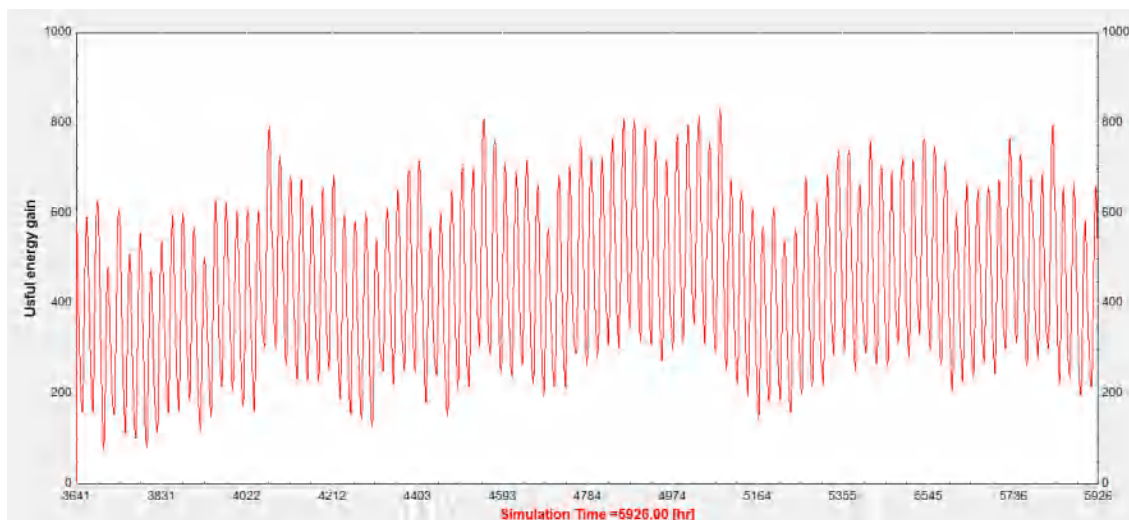


Figure IV.24: Gain d'énergie utile d'été pour un panneau solaire plat à l'Adrar

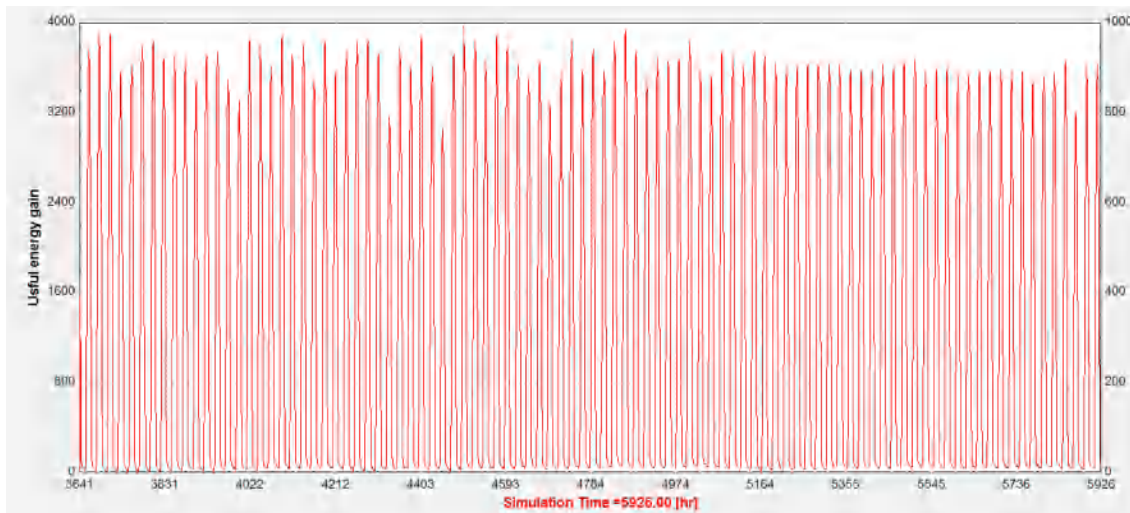


Figure IV.25: Gain d'énergie utile d'été par panneau solaire parabolique à l'Adrar

La comparaison entre les deux graphes (Figures IV.24 et IV.25) permette de conclure que le gain d'énergie utile pour le panneau parabolique est bien supérieur à celui du panneau plan (environ cinq fois). Donc, il serait plus adéquat d'utiliser le panneau solaire parabolique, si on a de la place suffisante pour ce type de capteur.

IV.7 La performance du cycle a éjecteur solaire

La Figure IV.26 indique la variation du coefficient de performance global du système a éjection (COP_s) en fonction de la température de l'évaporateur T_E , on constate que l'augmentation du coefficient de performance COP_s est proportionnelle à l'augmentation de la température de l'évaporateur T_E . Le rendement du capteur solaire reste constant pendant la variation de la température d'évaporateur T_E . Au-dessous du 17°C (mode réfrigération), le fluide R134a donne les meilleures valeurs de performance, mais au-dessus de cette valeur (mode climatisation), le CFC R11 est le fluide le plus performant parmi les frigorigènes testés.

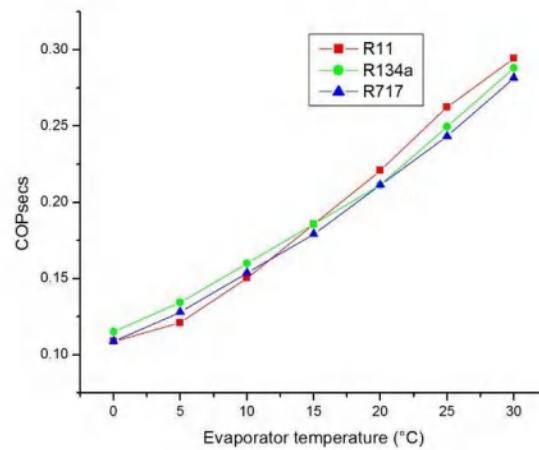


Figure IV.26: Variation du COPs en fonction de la température de l'évaporateur pour R134a, R11 et R717

D'après le diagramme de la Figure IV.27, qui indique la variation du COPs en fonction de la température du bouilleur T_B , on constate que le COPs augmente avec l'augmentation de la température du bouilleur T_B pour les trois fluides frigorigènes.

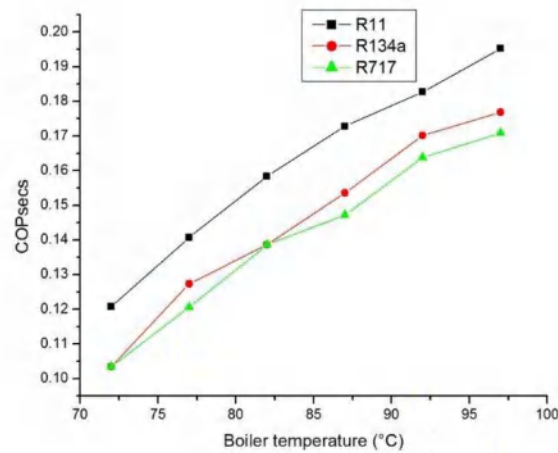


Figure IV.27: Variation du COPs en fonction de la température du bouilleur pour R134a, R11 et R717

La Figure IV.28 représente la variation du coefficient de performance globale (cycle frigorifique + capteur solaire) COPs en fonction de la température du condenseur T_C . Il est clair que l'augmentation de T_C entraîne une diminution de la valeur du COPs.

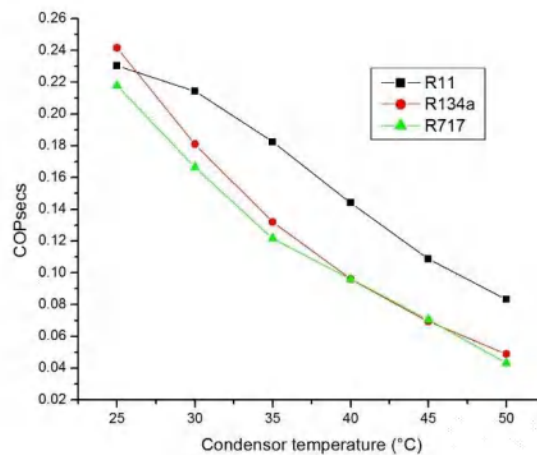


Figure IV.28: Variation du COPs en fonction de la température du condenseur pour R11, 134a and R717

Dans cette étude, un capteur solaire thermique avec des tubes sous vide est choisi, malgré son coût très élevé, car il permet d'optimiser les valeurs de la fraction solaire.

On constate, que dans des conditions de fonctionnement optimales, le coefficient de performance du système global COPs varie proportionnellement avec la variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur, de la température du condenseur et aussi de la température du bouilleur.

IV.7 Conclusion

A partir de ces travaux, on constate que le coefficient de performance du système global (cycle d'éjection avec le sous-système solaire) est inférieur au coefficient de performance de la réfrigération ordinaire (sans l'utilisation de l'énergie solaire) dans les mêmes conditions par rapport à d'autres travaux précédant.

L'opportunité d'utilisation du système de réfrigération à éjecteur solaire en climat chaud et aride comme Adrar en Algérie est investiguée, et les valeurs du coefficient de performance sont acceptables pendant la période estivale chaude quand les températures extérieures sont très élevées surtout en mois de juillet et août où les températures sont supérieures à 44 °C.

Les valeurs du coefficient de performance global COPs sont meilleures par rapport à d'autres études dans d'autres villes comme l'étude de Bellos et al. à Athènes [43] en raison des

valeurs élevées du rayonnement solaire à Adrar (parmi les régions les plus ensoleillées au monde).

L'utilisation de l'énergie solaire est donc bien adaptée aux applications dont les besoins coïncident avec les heures d'ensoleillement maximales. Dans la plupart des cas, il y a un décalage qui nécessite un stockage pour répondre aux besoins de la période sans ensoleillement. Un réservoir de stockage associé à un capteur solaire est nécessaire pour les besoins de réfrigération pendant la nuit ou les jours nuageux spécialement pour le mode réfrigération en hiver (Adrar est rarement nuageux en été).

Conclusion Générale

Conclusion générale

Les conclusions les plus pertinentes tirées à partir de cette étude sont :

Un code de calcul complet en FORTRAN pour calculer les paramètres géométriques de l'éjecteur a été élaboré.

Un autre code de simulation écrit en FORTRAN aussi a été finalisé, pour le calcul des paramètres thermo-physiques de l'éjecteur avec des paramètres géométriques définies dès le début, utilisant les équations des gaz réels et la base des données REFPROP pour les fluides frigorigènes suivants : R134a, R142b et R245fa. Ces deux codes ont été validés par des résultats expérimentaux au niveau du centre de recherche Hydro-Québec à Shawinigan dans le cadre du projet VERPUR, le fluide testé est le R245fa.

Ces deux codes nous permettent de dimensionner l'éjecteur et d'étudier la variation des différents paramètres thermo physiques du fluide dans l'éjecteur avec un pas très petit, d'ordre de $Mach=0.05$, afin d'avoir une bonne compréhension du fonctionnement de l'éjecteur et l'importance de chaque partie de ce petit compresseur thermique.

L'utilisation des trois réfrigérants (R11, R134a et R717) comme fluide de travail dans un cycle à éjecteur solaire pour une température du bouilleur (T_b) variant entre $70^{\circ}C$ et $90^{\circ}C$, une température du condenseur (T_c) variant de $15^{\circ}C$ à $45^{\circ}C$ qui représente la température ambiante extérieure, et une température d'évaporateur (T_e) variant de $7^{\circ}C$ à $25^{\circ}C$, qui représente la température ambiante intérieure a été étudié. L'étude tient en compte du mode réfrigération et du mode conditionnement d'air. Dans chaque cas nous gardons les températures des deux sources constantes et on varie la température de la troisième source.

Les résultats obtenus montrent que le coefficient de performance du système global (cycle d'éjection avec le sous-système solaire, COPs) est inférieur au coefficient de performance de la réfrigération ordinaire (sans l'utilisation de l'énergie solaire) dans les mêmes conditions par rapport à d'autres travaux précédant.

Le COP_s est lié directement au rendement des capteurs solaires η_{SC} , pour cette raison, il est préférable d'utiliser un système de capteur solaire à haute performance (par exemple des capteurs cylindro-parabolique ou à tubes sous vide).

Le CFC R11 donne le meilleur coefficient de performance, mais il est nocif pour l'environnement, provoque le réchauffement climatique et l'appauvrissement de la couche d'ozone, il est utilisé uniquement à titre de comparaison, car c'est un ancien réfrigérant (c'est le fluide frigorigène de référence pour le calcul de l'ODP).

Le HFC R134a donne également un meilleur coefficient de performance que le fluide naturel le R717, et c'est un véritable alternatif en tant que fluide de transition pour de multiples applications. Pour cette raison, il est recommandé d'utiliser le réfrigérant HFC R134a pour les systèmes de réfrigération à éjecteur solaire, en particulier pour les applications domestiques.

Il est préférable de l'utiliser le réfrigérant naturel R717 pour des applications industrielles, car il est toxique à certaines concentrations et aussi à cause de sa température critique élevée, donc la possibilité d'atteindre de hautes températures au niveau du bouilleur qui nous permettrons d'obtenir des puissances énormes et une performance modérée, et aussi la possibilité d'utiliser des capteurs solaires sous vide ou cylindro-parabolique.

L'opportunité d'utiliser un système de réfrigération à éjecteur solaire en climat chaud et aride comme Adrar en Algérie est investiguée ; les valeurs du coefficient de performance obtenues sont acceptables pendant la période estivale chaude quand les températures extérieures sont très élevées surtout en mois de juillet et août où les températures sont supérieures à 44 °C.

Les valeurs du coefficient de performance global COPs sont meilleures par rapport à d'autres études dans d'autres villes comme l'étude de Bellos et al. à Athènes [46] en raison des valeurs élevées du rayonnement solaire à Adrar (parmi les régions les plus ensoleillées au monde).

L'utilisation de l'énergie solaire est donc bien adaptée aux applications dont les besoins coïncident avec les heures d'ensoleillement maximales. Dans la plupart des cas, il y a un décalage qui nécessite un stockage pour répondre aux besoins de la période sans ensoleillement. Un réservoir de stockage associé à un capteur solaire est nécessaire pour les besoins de réfrigération pendant la nuit ou les jours nuageux spécialement pour le mode réfrigération en hiver (Adrar est rarement nuageux en été).

Références

Références

- [1] “Emissions de CO₂ (kt) - Algeria | Data.”
<https://donnees.banquemondiale.org/indicateur/EN.ATM.CO2E.KT?contextual=emissions-by-gas&locations=DZ> (accessed Dec. 28, 2020).
- [2] R. Direction énergie, “Ministère de l’énergie, Algérie,” *Direction énergie renouvelable*, 2020.
<https://www.energy.gov.dz/?article=resultats-attendus> (accessed Oct. 10, 2022).
- [3] R. Tang, S. Wang, K. Shan, and H. Cheung, “Optimal control strategy of central air-conditioning systems of buildings at morning start period for enhanced energy efficiency and peak demand limiting,” *Energy*, vol. 151, pp. 771–781, 2018.
Doi: 10.1016/j.energy.2018.03.032.
- [4] Didier COULOMB, “Refrigeration Main Challenges,” *International Institute of Refrigeration (IIR)*. <https://energy-learning.com/index.php/opinion/78-what-s-new/108-refrigeration-main-challenges> (accessed Jun. 27, 2020).
- [5] B. Hichem, “Les sources d’énergie renouvelables dans la production d’électricité : Les évolutions mondiales (2000-2010) et le cas de l’Algérie,” *Les Cah. Du Cread*, vol. 113, no. 0, pp. 31–56, 2015.
- [6] T. Hovgaard, L. F. . Larsen, M. J. Skovrup, and J. Jørgensen, Power consumption in refrigeration systems - Modeling for optimization. International Symposium on Advanced Control of Industrial Processes (ADCONIP), 2011.
- [7] S. B. Riffat, L. Jiang, and G. Gan, “Recent development in ejector technology—a review,” *Int. J. Ambient Energy*, vol. 26, no. 1, pp. 13–26, 2005.
Doi: 10.1080/01430750.2005.9674967.
- [8] N. H. Gay, “Refrigerating system.” Google Patents, Dec. 15, 1931. [Online]. Available: <https://www.google.pn/patents/US1836318>
- [9] F. C. Chen and C. -T Hsu, “Performance of ejector heat pumps,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 11, no. 2, pp. 289–300, 1987
Doi: 10.1002/er.4440110210.

- [10] B. Elhub and M. A. A. AZIZ, "Review of ejector design parameters and geometry for refrigeration and air conditioning application," *Comput. Appl. Environ. Sci. Renew. Energy*, pp. 13–15, 2014.
- [11] J. T. Monday and D. F. Bagster, "A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration," *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, vol. 16, no. 4, pp. 442–449, 1977.
Doi: 10.1021/i260064a003.
- [12] I. W. Eames, S. Aphornratana, and H. Haider, "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator," no. 6, pp. 378–386, 1995.
- [13] M.-C. Huang and S. L. Chen, "An experimental investigation of ejector performance characteristics in a jet refrigeration system," *J. Chinese Inst. Chem. Eng.*, vol. 27, no. 2, pp. 91–100, 1996.
- [14] M. Ouzzane and Z. Aidoun, "Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 18, pp. 2337–2351, 2003.
Doi: 10.1016/S1359-4311(03)00208-4.
- [15] Y. Zhu, W. Cai, C. Wen, and Y. Li, "Fuel ejector design and simulation model for anodic recirculation SOFC system," *J. Power Sources*, vol. 173, no. 1, pp. 437–449, 2007.
Doi: 10.1016/j.jpowsour.2007.08.036.
- [16] S. B. Riffat, "Computational Fluid Dynamics Applied to Ejector Heat Pumps," 1996.
- [17] C. Hsu, "Investigation of an ejector heat pump by analytical methods", vol. 85. 1984.
[Online]. Available: <http://adsabs.harvard.edu/abs/1984STIN...8513189H>
- [18] K. T. Lu, H. S. Kou, and T. H. Lan, "Geometrically and thermally non-optimum ejector heat pump analysis," *Energy Convers. Manag.*, vol. 34, no. 12, pp. 1287–1297, 1993
Doi: 10.1016/0196-8904(93)90125-T.
- [19] S. Sanaye and B. Niroomand, "Vertical ground coupled steam ejector heat pump; Thermal-economic modeling and optimization," *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 7, pp. 1562–1576, 2011,
Doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.03.004.
- [20] X. X. Xu, G. M. Chen, L. M. Tang, and Z. J. Zhu, "Experimental investigation on performance of transcritical CO₂ heat pump system with ejector under optimum high-side pressure," *Energy*, vol. 44, no. 1, pp. 870–877, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.04.062.

- [21] N. Al-khalidy, "Experimental investigation of solar concentrating collectors in a refrigerant ejector refrigeration machine," vol. 21, no. July 1996, pp. 1123–1131, 1997.
- [22] B. J. Huang, J. M. Chang, V. A. Petrenko, and K. B. Zhuk, "A solar ejector cooling system using refrigerant R141b," *Sol. Energy*, vol. 64, no. 4–6, pp. 223–226, 1998, Doi: 10.1016/S0038-092X(98)00082-6.
- [23] G. K. Alexis and E. K. Karayiannis, "A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athens area," *Renew. Energy*, vol. 30, no. 9, pp. 1457–1469, 2005. Doi: 10.1016/j.renene.2004.11.004.
- [24] E. Nehdi, L. Kairouani, and M. Elakhdar, "A solar ejector air-conditioning system using environment-friendly working fluids," *Int. J. Energy Res.*, vol. 32, no. 13, pp. 1194–1201, Apr. 2008. doi: 10.1002/er.1413.
- [25] S. Varga, A. C. Oliveira, and B. Diaconu, "Analysis of a solar-assisted ejector cooling system for air conditioning," *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 4, no. 1, pp. 2–8, 2009. Doi: 10.1093/ijlct/ctn001.
- [26] J. Guo and H. G. Shen, "Modeling solar-driven ejector refrigeration system offering air conditioning for office buildings," vol. 41, pp. 175–181, 2009. Doi: 10.1016/j.enbuild.2008.07.016.
- [27] A. J. Meyer, T. M. Harms, and R. T. Dobson, "Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat," *Renew. Energy*, vol. 34, no. 1, pp. 297–306, 2009. Doi: 10.1016/j.renene.2008.03.020.
- [28] S. P. Shukla, "Performance Comparison of Microchannel Heat Exchanger With Fin Tube Heat Exchanger for Split Air," vol. 1, no. 4, pp. 1–7, 2013.
- [29] J. R. García-Cascales, F. Illán-Gómez, F. Hidalgo-Mompeán, F. A. Ramírez-Rivera, and M. A. Ramírez-Basalo, "Comparaison de performance d'une pompe à chaleur air/eau utilisant un serpentin à minicanaux comme évaporateur en remplacement d'un échangeur de chaleur à tube à ailettes," *Int. J. Refrig.*, vol. 74, pp. 558–573, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.11.018.

- [30] M. Kruzel, T. Bohdal, and M. Sikora, "Heat transfer and pressure drop during refrigerants condensation in compact heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 161, p. 120283, 2020.
Doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120283.
- [31] A. Bricard, L. Meysenc, S. Raë, and C. Schaeffer, "Concept and design of two-phase micro-exchange for the cooling of power electronic components," *Rev. Gen. Therm.*, vol. 36, no. 2, pp. 149–156, 1997.
Doi: 10.1016/s0035-3159(99)80059-2.
- [32] A. Bricard, C. Gillot, C. Perret, and C. Schaeffer, "Micro-échangeurs intégrés à des composants de puissance," *Mec. Ind.*, vol. 2, no. 5, pp. 435–442, 2001.
Doi: 10.1016/S1296-2139(01)01127-7.
- [33] R. B. Shaha and M. T. S. M. Pune, "Survey on Micro Channel Heat Exchanger for Air Conditioning Applications," Vol. 05, pp. 204–207, 2020.
- [34] E. Bellos and C. Tzivanidis, "Optimum design of a solar ejector refrigeration system for various operating scenarios," *Energy Convers. Manag.*, vol. 154, no. August, pp. 11–24, 2017.
Doi: 10.1016/j.enconman.2017.10.057.
- [35] M. Falsafioon, Z. Aidoun, and M. Poirier, "A Numerical and Experimental Study of Ejector Internal Flow Structure and Geometry Modification for Maximized Performance," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 280, no. 1, 2017.
doi: 10.1088/1757-899X/280/1/012011.
- [36] V. O. Petrenko and O. S. Volovyk, "Theoretical study and design of a low-grade heat-driven pilot ejector refrigeration machine operating with butane and isobutane and intended for cooling of gas transported in a gas-main pipeline", *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 7, pp. 1699-1706, 2011.
Doi: 10.1016/j.ijrefrig.2011.01.016.
- [37] R. Dorantes, "Performances théoriques et expérimentales d'une machine frigorifique tritherme à ejecto-compression. Influence de la nature du fluide de travail. Analyses énergétique et exergetique." Doctoral Dissertation, INSA of Lyon, France, 1992.

- [38] L. Boumaraf and A. Lallemand, “Performances d’une machine tritherme à éjecteur utilisant des mélanges de fluides frigorigènes,” *Int. J. Refrig.*, vol. 22, no. 7, pp. 580–589, 1999.
Doi: 10.1016/S0140-7007(99)00016-X.
- [39] J. W. Thornton, S. A. Klein, and W. A. Beckman, “Developments to the TRNSYS,” *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 117, pp. 123–127, 1995.
- [40] University of Wisconsin Solar Energy Laboratory, *TRNSYS, a transient simulation program*. Madison, Wis. : The Laboratory, 1975, [Online]. Available:
<https://search.library.wisc.edu/catalog/999800551102121>
- [41] J. M. Abdulateef, K. Sopian, M. A. Alghoul, and M. Y. Sulaiman, “Review on solar-driven ejector refrigeration technologies,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 13, no. 6–7, pp. 1338–1349, 2009.
Doi: 10.1016/j.rser.2008.08.012.
- [42] N. I. B. K. Bouchouicha, M. Bellaoui, “Cartography of Global solar radiation over Adrar,” *Int. Conf. Green Energy Environ. Eng. GEEE’14 Its*, no. July, pp. 1–6, 2010.
- [43] E. Bellos, I. C. Theodosiou, L. Vellios, and C. Tzivanidis, “Investigation of a novel solar-driven refrigeration system with ejector,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 8, pp. 284–295, 2018,
Doi: 10.1016/j.tsep.2018.09.005.

Annexe

Diagrammes des réfrigérants utilisés

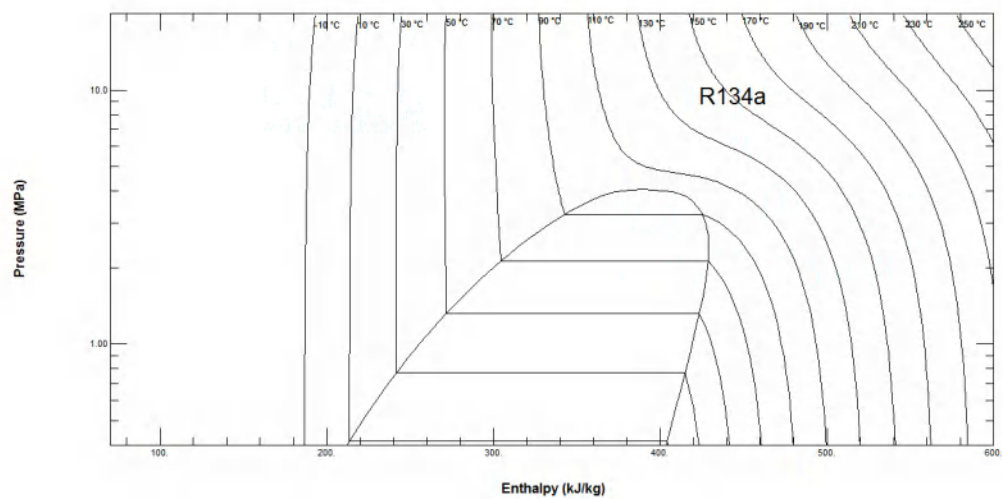


Figure 1 : Diagramme enthalpique du R134a

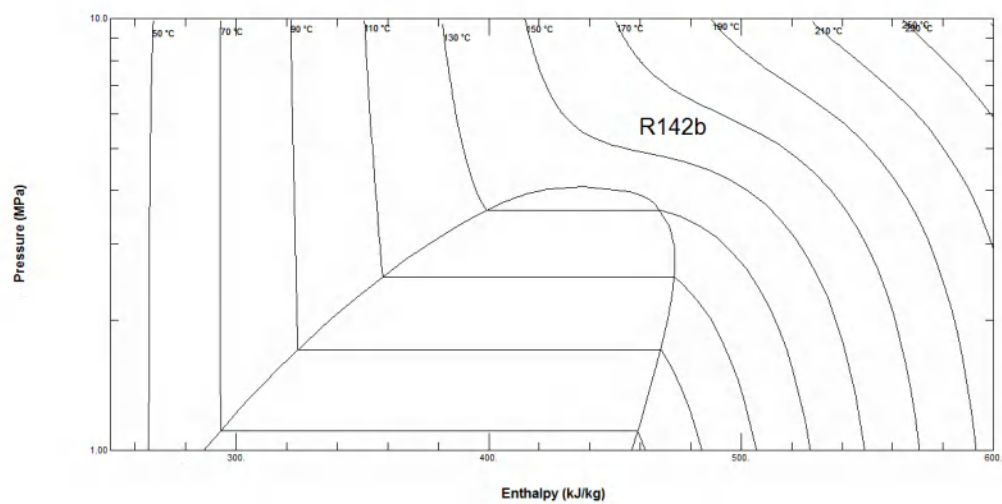


Figure 2 : Diagramme enthalpique du R142b

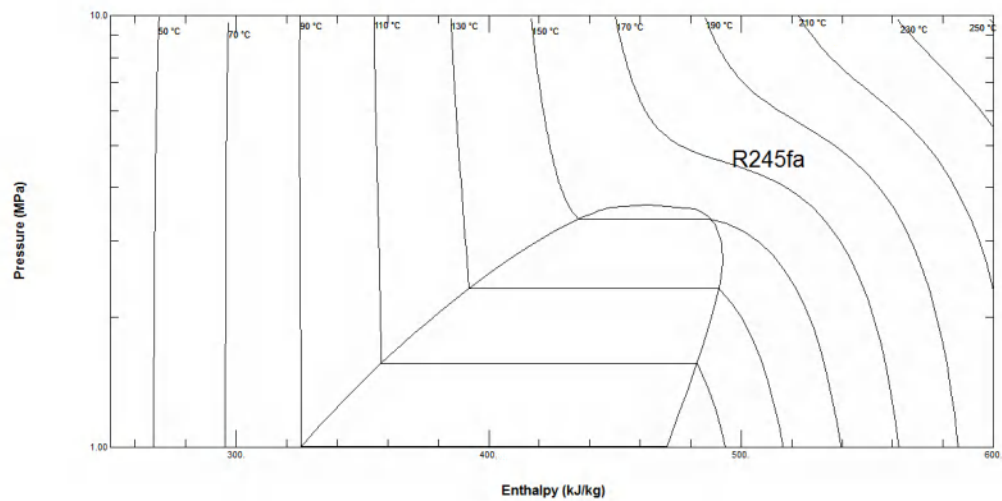


Figure 3 : Diagramme enthalpique du R245fa

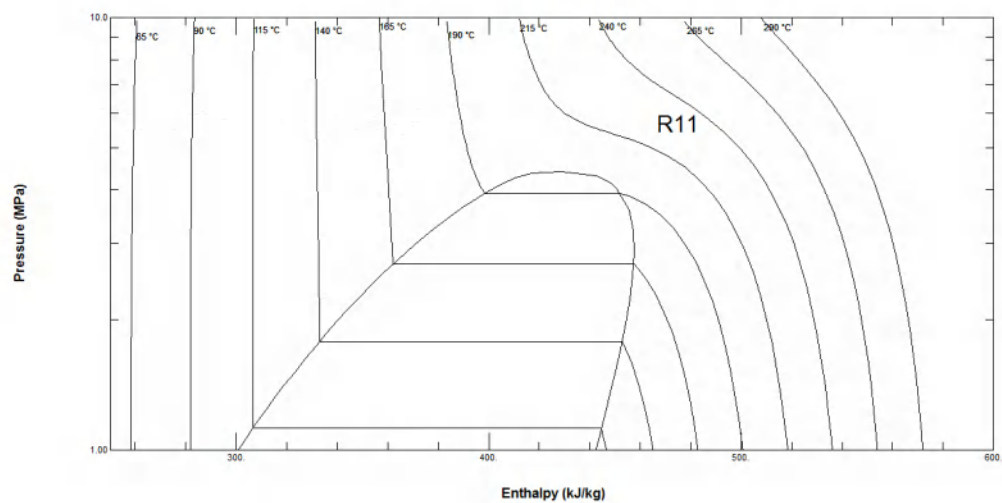


Figure 4 : Diagramme enthalpique du R11

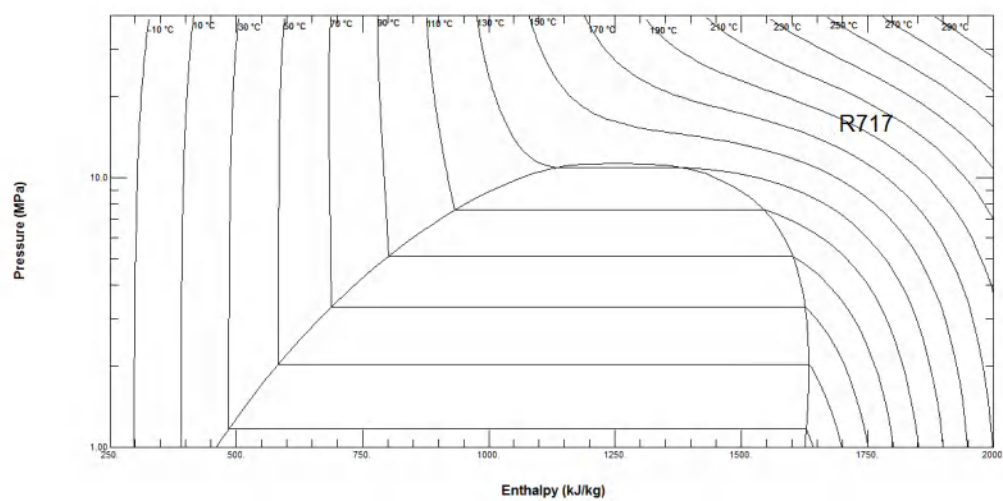


Figure 5 : Diagramme enthalpique du R717

Résumés

- **Français**
- **Anglais**
- **Arabe**

Résumé

Cette thèse est une étude d'une machine frigorifique à éjection de vapeur. L'étude consiste à développer un programme permettant le dimensionnement de l'éjecteur tenant compte des données caractéristiques des trois sources de chaleur (l'évaporateur, le condenseur et le bouilleur). Les résultats obtenus sont validés par des travaux expérimentaux réalisés dans le cadre du projet de recherche « VERPUR » (entre CanmetÉNERGIE et Hydro-Québec, Canada). Ensuite, on a élaboré un programme de calcul en mode simulation pour connaître les limites de ce cycle frigorifique et définir les caractéristiques de chaque point dans l'éjecteur pour une géométrie bien précise. Une étude de l'influence des températures des trois sources d'énergies sur l'efficacité globale du cycle à éjecteur après avoir vu l'influence du type du capteur solaire sur cette efficacité est aussi effectuée.

Mots clés : Machine frigorifique ; Éjecteur ; Coefficient de performance ; Capteur solaire ; Fluide frigorigène ; Onde de choc.

Abstract

This thesis is a study of a vapor ejection refrigerating machine. The study consists in developing a program allowing the sizing of the ejector taking into account the characteristic data of the three heat sources (the evaporator, the condenser and the boiler). The results obtained are validated by experimental work carried out as part of the "VERPUR" research project (between CanmetENERGY and Hydro-Québec, Canada). Then, we developed a calculation program in simulation mode to know the limits of this refrigeration cycle and define the characteristics of each point in the ejector for a specific geometry. A study of the influence of the temperatures of the three energy sources on the overall efficiency of the ejector cycle after seeing the influence of the type of solar collector on this efficiency is also carried out.

Keywords: Refrigerating machine; Ejector; Coefficient of performance; Solar panel; Refrigerant; Shock wave.

ملخص :

هذه الأطروحة عبارة عن دراسة لألة التبريد بطرد البخار. تتمثل الدراسة في تطوير برنامج يسمح بحساب قياسات القاذف مع مراعاة البيانات المميزة لمصادر الحرارة الثلاثة (المبخر والمكثف والمرجل). تم التحقق من صحة النتائج التي تم الحصول عليها من خلال العمل التجريبي الذي تم إجراؤه كجزء من مشروع بحث "VERPUR" بين (CanmetENERGY و Hydro-Québec ، كندا). تم تطوير برنامج حساب في وضع المحاكاة لمعرفة حدود دورة التبريد هذه وتحديد خصائص كل نقطة في القاذف في الهندسة المعينة. كما تم إجراء دراسة لتأثير درجات حرارة مصادر الطاقة الثلاثة على الكفاءة الكلية لدورة القاذف بعد دراسة تأثير نوع المجمع الشمسي على هذه الكفاءة.

الكلمات المفتاحية : آلة التبريد ، قاذف البخار ، معامل الأداء ، الألواح الشمسية ، مائع التبريد ، الموجة الصادمة.