
RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département De Génie Mécanique

Projet de fin d'étude

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Thème :

**Analyse d'un Cycle Frigorifique à
Compression de Vapeur muni d'un Éjecteur**

Réaliser par :

Mr : Samir Marouane BENZAOUZ

Encadré par :

Mr : H.BENNOUR

Soutenu publiquement le 16 juin devant un jury composé de :

Président

Pr : M.A.AIT-ALI

Examineur

Mr : M.BOUBAKEUR

Encadreur

Mr : H.BENNOUR

Promotion 2015

À l'âme de mon père.

Remerciements

Pour commencer, je veux adresser mes remerciements à mon encadreur, **Mr H.BENNOUR**, pour sa grande disponibilité et ses encouragements tout au long de mon projet de fin d'étude et la rédaction de ce mémoire.

Je remercie tous les professeurs à qui j'ai eu l'honneur d'être l'étudiant, qui par leurs savoir ont forgés mon cursus universitaire.

Je remercie spécialement tous les membres de ma famille : **Ma mère, Med Cherif, Yasmine, Meriem, Mounia**, qui m'ont accordé leurs soutient tout au long de ces années.

Je remercie tous mes amis : **Hacene, Tariq, Brahim, Farouk, Djalil...**, avec qui j'ai passé des moments inoubliables.

Enfin un grand merci à **Maroua** pour tout ce qu'elle m'a apporté, et à toutes les personnes qui par leurs disponibilités et leurs aides ont permis à ce travail d'aboutir de près ou de loin.

Résumé :

Les systèmes de réfrigérations conventionnelles ont généralement des effets néfastes sur l'environnement et cela par leurs consommations assez importantes d'énergie électrique, ils sont donc responsables avec une part loin d'être négligeable des émissions de gaz à effets de serre. Pour remédier à ce problème, nous proposons un système de réfrigération à éjecteur qui a été étudié, un modèle unidimensionnel du dispositif a été développé, par la suite son efficacité énergétique a été évaluée et cela en fonction des différents paramètres gouvernant le système.

Mots clés : Réfrigération, éjecteur, frigorigène, coefficient de performance.

Abstract :

Conventional refrigeration systems generally contribute to a negative effects to the environment due the high electricity consumption ; so we can consider them responsible in a large margin in global warming. To overcome this problem, an ejector refrigeration system has been studied, and a one-dimensional model of the device has been developed. Subsequently its energy efficiency has been calculated according to different parameters governing the system.

Keywords : Refrigeration, ejector, refrigerant , energy efficiency.

ملخص:

تساهم أنظمة التبريد التقليدية عادة بآثار سلبية على البيئة لاستهلاكها المرتفع للكهرباء، لذلك نستطيع أن نعتبرها مسؤولة بنسبة كبيرة في الاحتباس الحراري. لمعالجة هذه الأضرار نقترح في هذه المذكرة دراسة نظام تبريد بالقاذف. بناء على ذلك تم تطوير نموذج أحادي البعد لهذا الجهاز. أجرينا كذلك تقييم الكفاءة الطاقوية للنظام اعتمادا على مختلف المعايير المسيرة والضابطة له.

الكلمات المفتاحية: التبريد -تبريد بالقاذف – الكفاءة الطاقوية

Table des matières

Introduction générale	11
1 Généralités sur les systèmes frigorifique	15
1.1 Cycle frigorifique à compression de vapeur :	15
1.1.1 Principe de fonctionnement :	15
1.2 Cycle frigorifique à absorption :	17
1.2.1 Avantages et inconvénients :	19
1.3 Fluides frigorigènes :	19
1.4 Fluide frigorigène et environnement	19
1.4.1 Le Protocole de Montréal :	20
1.4.2 Types de frigorigènes :	20
1.4.2.1 Les CFC (chaînes carbonées fluorochlorées) :	20
1.4.2.2 Les HCFC (hydrochlorofluorocarbures) :	21
1.4.2.3 Les HFC (hydrofluorocarbures) :	21
1.4.2.4 Les HC (hydrocarbures) :	21
1.4.2.5 Les composés inorganiques :	22
1.4.3 Indices d'impact :	23
1.4.3.1 Potentiel de destruction de la couche d'ozone (ODP)	23
1.4.3.2 Potentiel de participation au réchauffement clima- tique (GWP)	23
1.4.3.3 Impact de réchauffement total équivalent (TEWI) . .	23
1.4.4 Les tendances futures :	25
1.4.5 Frigorigènes à étudier :	25
1.4.5.1 Le R134a	25
1.4.5.2 Le R290	25
1.4.5.3 Le R600a	26
1.5 Généralités sur les systèmes de réfrigération à éjecteur :	26
1.5.1 Principe de fonctionnement du système frigorifique à éjecteur :	26
1.6 Généralités sur les Éjecteurs	27

1.6.1	Utilisation des éjecteurs :	28
1.6.2	Principe de fonctionnement :	29
1.6.3	Avantages et inconvénients de l'éjecteur :	30
2	Modélisation Mathématique du système de réfrigération à éjecteur	34
2.1	Modélisation du problème :	34
2.2	Hypothèses d'analyse :	36
2.3	Description mathématique du système :	37
2.3.1	Modélisation des échangeurs :	37
2.3.1.1	Modélisation du Générateur :	37
2.3.1.2	Modélisation du Condenseur :	39
2.3.1.3	Modélisation de l'évaporateur :	41
2.3.2	Modélisation du détendeur et de la pompe :	42
2.3.2.1	Modélisation de la Vanne de Détente :	42
2.3.2.2	Modélisation de la Pompe :	42
2.3.3	Modélisation de l'éjecteur :	43
2.3.3.1	Modélisation de l'écoulement secondaire :	43
2.3.3.2	Modélisation de l'écoulement primaire :	44
2.3.3.3	Modélisation du processus de mélange :	45
2.3.3.4	Modélisation du processus de diffusion :	46
2.3.4	Critères de performance :	46
2.4	Procédure de Calcul	47
2.4.1	Données :	47
2.4.2	Algorithme de résolution :	47
3	Résultats et interprétations	54
3.1	Evolution des performances du système avec les paramètres opératoires du cycle	54
3.1.1	Le coefficient de performance (COP) et le facteur d'entraînement (U) évoluent dans le même sens	54
3.1.2	Sensibilité des performances à la nature du fluide frigorigène .	56
3.1.3	Effet d'une variation de la température de la source intermédiaire TC et de celle de la source froide TE sur les performances du système	58
3.1.4	Effet d'une variation de la température de la source chaude TG sur les performances du système	60
	Conclusion Générale	62
	Références bibliographiques	64

Liste des figures

1.1	Représentation schématique du principe d'un cycle frigorifique	16
1.2	Principe d'un cycle de refrigeration à absorption	18
1.3	Schema d'une installation de production de froid solaire	18
1.4	Évolution de la législation suivant le protocole de Montréal pour la Wallonie (Belgique)	20
1.5	Système de réfrigération à éjecteur	27
1.6	Shema d'un systeme de refrigeration a double evaporteur munie d'un detendeur a ejecteur	28
1.7	Schema d'un systeme de réfrigération en cascade munie d'un ejecteur	29
1.8	Schéma d'un éjecteur supersonique	30
1.9	Variation de pression et de vitesse a travers un éjecteur supersonique	31
2.1	Schema du systeme frigorifique tritherme	35
2.2	Diagramme T-S du systeme de refroidissement a ejecteur	36
2.3	Evolution de la temperature dans le generateur	38
2.4	Shema d'un generateur	39
2.5	Evolution des temperatures dans le condenseur	39
2.6	Schema du condenseur	40
2.7	Evolution de la temperature a travers l'evaporatur	41
2.8	schema de l'evaporateur	42
2.9	Representation shematique d'un ejecteur a section de melange constante	43
3.1	Evolution du coefficient de performance (COP) et du facteur d'en- trainement (U) en fonction de la pression du generateur PG	55
3.2	Evolution du coefficient de performance (COP) et du facteur d'entra- inement (U) en fonction de la temerature de la source intermediaire TC	55
3.3	Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la pres- sion du generateur pour trois fluides frigorigenes : le R134a, le R600a et le R290.	57

3.4	Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la pression du generateur pour trois valeurs de la temperature de la source intermediaire	58
3.5	Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la pression du generateur pour trois valeurs de la temperature de la source froide	59
3.6	Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la temperature de la source froide pour trois valeurs de la temperature de la source intermediaire	59
3.7	Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la pression du generateur P_G pour trois valeurs de la temperature de la source chaude T_G	61

Liste des tableaux

1.1	Impact environnemental de differents fluides frigorigenes	24
3.1	Valeurs des grandeurs qui ne dependent pas de P_G mais uniquement de la nature du fluide.	57

Nomenclature

Symboles	Description	Unité
A	Aire de section de l'éjecteur	$[mm^2]$
Cop	Coefficient de performance	
h	Enthalpie massique	$[kJ/kg]$
\dot{m}	Débit massique	$[kg/s]$
P	Pression	$[Pa]$
\dot{Q}	Puissance thermique	$[W]$
S	Entropie massique	$[kJ/kg.k]$
T	Température	$[^{\circ}C]$
U	Facteur d'entraînement	
V	Vitesse d'écoulement	$[m/s]$
\dot{W}_p	Puissance mécanique de la pompe	$[W]$
x	Titre de vapeur	
ρ	Masse volumique	$[kg/m^3]$
η	Rendement	

Indice	Description
1	Sortie du Diffuseur
2	Sortie du Condenseur
3	Entrée du Générateur
4	Entrée de la tuyère primaire
5	Entrée de l'évaporateur
6	Entrée de la tuyère secondaire
7	Entrée de la chambre de mélange
8	Diffuseur
C	Condenseur
E	Évaporateur
G	Générateur
e	relatif au fluide externe
is	Isentropique
s	Secondaire
p	Primaire

Introduction générale

Introduction générale :

Le principe de refroidir un objet ou un espace a été principalement développé et expérimenté vers la fin du 18^e siècle et le début du 19^e. À cette époque, les gens étaient surtout habitués à récolter la glace sous forme naturelle, afin de garder et entreposer leur nourriture pour une période prolongée. Plusieurs compagnies étaient reconnues pour leurs produits d'isolation thermique puisque les préoccupations étaient, d'abord et avant tout, de conserver cette glace plutôt que d'en créer. Durant la première moitié du 19^e siècle, la découverte d'une solution économiquement viable pour créer la réfrigération artificielle a révolutionné plusieurs domaines pour lesquels la glace et le refroidissement étaient une nécessité. De nos jours, les maisons et bâtiments utilisent des systèmes de réfrigération afin de répondre à leurs besoins : l'entreposage de nourriture, la conservation des matières biologiques, le refroidissement de la machinerie, le conditionnement de l'air etc.

Les systèmes de réfrigération et de conditionnement d'air participent avec une part importante à la consommation d'énergie dans le monde d'aujourd'hui ; la part d'énergie électrique dans cette consommation représente en moyenne 15% de la consommation mondiale d'électricité. Les équipements nécessaires pour la réfrigération et le conditionnement d'air présentent un risque majeur dans la vie moderne, car l'énergie qu'il faut dépenser, dans la réalisation de ces équipements est aussi importante que l'énergie que peuvent consommer ces derniers dans les différents types d'applications domestiques ou industrielles.

Le froid, avec les quantités d'énergie importantes qu'il consomme, contribue indirectement à l'émission d'importantes quantités de CO_2 . Plus de 80% de l'impact des systèmes frigorifiques sur le réchauffement climatique est dû à l'utilisation de l'électricité [1].

L'efficacité énergétique, variable selon les installations et les frigorigènes utilisés, est donc un élément essentiel à considérer.

Il est donc désirable de penser à de nouvelles techniques pouvant tirer profit de sources d'énergie propres, qui seraient à la fois efficaces et économiques, telles que l'énergie solaire, la géothermie, et l'énergie résiduelle des effluents industriels.

Dans cet esprit, il est nécessaire de remplacer le moto-compresseur, qui est le principal consommateur d'énergie électrique dans le système, par un procédé qui permettra d'obtenir la compression du gaz en utilisant l'énergie thermique plutôt que l'énergie mécanique. Une telle compression est déjà réalisée dans les systèmes frigorifiques à absorption et peut être réalisé d'une façon différente dans un éjecteur.

En fait, il faut toujours utiliser une pompe dans ces systèmes qui nécessitent donc une énergie électrique, mais cette dernière est bien moindre que celle qui aurait dû être nécessaire si la compression du gaz aurait été réalisée à l'aide d'un moto-compresseur.

L'introduction d'un éjecteur dans un système frigorifique, nécessite l'utilisation de deux boucles de circulation du fluide frigorifique :

- Une boucle motrice où une partie du fluide qui, après avoir subi une pressurisation à l'état liquide qui consomme relativement peu d'énergie mécanique, va transiter par la source d'énergie au contact de laquelle il subit une vaporisation et une surchauffe, ce qui lui permettra ensuite de jouer le rôle de fluide moteur dans l'éjecteur.
- Une boucle frigorifique, où l'autre partie du fluide va exécuter les processus du cycle frigorifique à compression de vapeur classique où la compression sera obtenue grâce à l'énergie cinétique du fluide primaire accéléré dans l'éjecteur.

Dans la présente étude, nous allons analyser une machine frigorifique tritherme (Comprenant un générateur, un condenseur, un évaporateur) avec éjecteur, établir ses performances, et leurs évolutions en fonction d'un certain nombre de paramètres opératoires.

L'étude sera organisée en trois chapitres : Le Chapitre I sera consacré à la présentation des systèmes frigorifiques en général et ceux intégrant un éjecteur en particulier. Les fluides frigorigènes y seront également abordés notamment concernant leurs impacts sur l'environnement.

Au Chapitre II, la machine frigorifique tritherme sera modélisée et la procédure de calcul qui servira de base à nos simulations sera décrite.

Enfin l'exploitation des résultats de nos simulations fera l'objet du chapitre III.

Chapitre I

Chapitre 1

Généralités sur les systèmes frigorifique

Le domaine de la réfrigération recouvre des secteurs d'applications larges, multiples et diversifiés (tant industriels que grand public). C'est également un marché fortement porteur, en progression régulière de 2 à 4 % par an [4].

Le froid, nécessaire à la société moderne pour l'alimentation, la santé et le confort (réfrigération, climatisation...) est majoritairement produit par des systèmes basés sur le principe thermodynamique classique de compression et de détente d'un fluide frigorigène ; les plus connues de ces systèmes sont : le cycle frigorifique à compression de vapeur, et le cycle frigorifique à absorption.

1.1 Cycle frigorifique à compression de vapeur :

Le cycle frigorifique à compression de vapeur comprend une condensation de la vapeur d'un fluide frigorigène suite à une compression, et son évaporation suite à une détente. C'est le procédé le plus répandu pour la production du froid. Ce principe est également employé sur les pompes à chaleur.

1.1.1 Principe de fonctionnement :

Comme le montre la figure (1.1) ci-dessous, le compresseur met en circulation le fluide frigorigène qu'il refoule sous haute pression à l'état de vapeur. Le frigorigène traverse alors le condenseur où il cède de l'énergie à un milieu extérieur et se condense. Le frigorigène à l'état liquide quitte le condenseur et subit une

détente à travers une vanne ou un détendeur, d'où il sort à basse pression en se vaporisant partiellement. Il est alors à sa température la plus basse dans le cycle, et c'est en allant extraire de l'énergie à un environnement extérieur dont l'évaporateur qu'il produit du froid. Il quitte l'évaporateur à l'état vapeur saturé ou légèrement surchauffée pour recommencer un nouveau cycle à partir du compresseur.

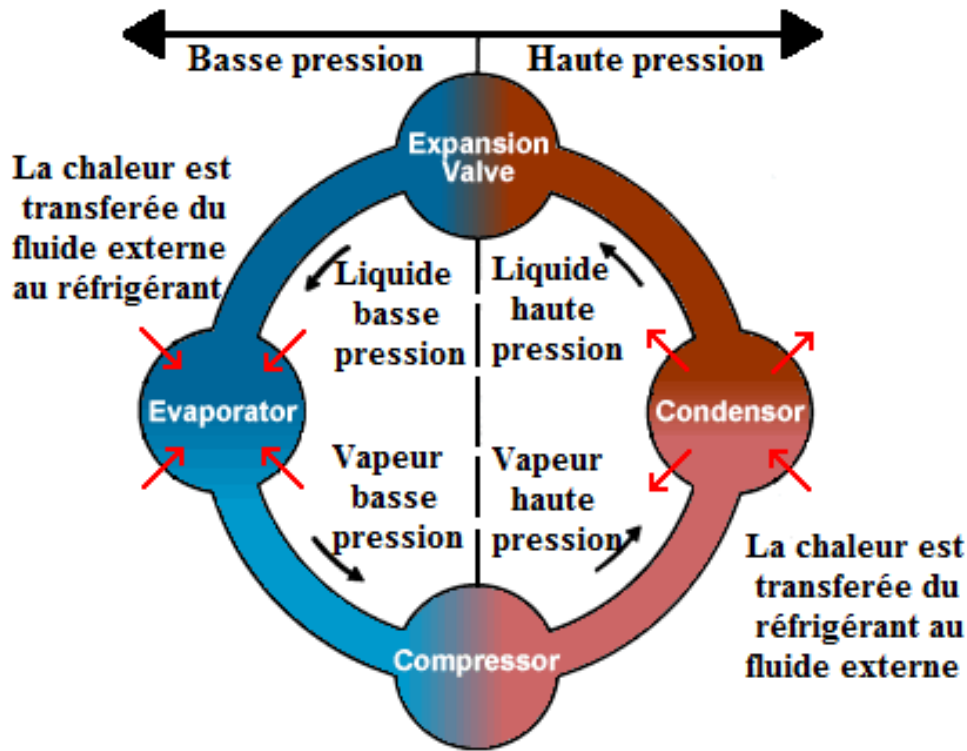


Figure 1.1 – Représentation schématique du principe d'un cycle frigorifique

Remarque

- Du refoulement du compresseur jusqu'à l'entrée du détendeur, nous sommes dans la partie haute pression *HP* du cycle, la pression reste constante aux pertes de charge près dans toute cette partie, seule la température varie dans la partie de-surchauffeur et légèrement si il y à un sous refroidissement du liquide à la sortie du condenseur.

- De la sortie du détendeur jusqu'à l'entrée du compresseur, nous sommes dans la partie basse pression *BP* du cycle, la pression demeure constante aux pertes de charges près. et la température ne varie que si la vapeur est surchauffé dans l'évaporateur.

- A noter qu'un cycle frigorifique doit être totalement anhydre, en d'autres termes ne contenir aucune trace d'eau, car le fluor contenu dans la plupart des frigorigènes risquerait de se dissoudre dans l'eau et former un acide.

- Le compresseur est généralement alimenté en énergie électrique, ce qui fait dépendre le système de la disponibilité de cette dernière. Par ailleurs la consommation en énergie électrique est relativement plus importante que celle des autres systèmes concurrents, notamment le système frigorifique à absorption.

1.2 Cycle frigorifique à absorption :

Le cycle à absorption est un système thermo- frigorifique, qui nécessite essentiellement un apport d'énergie thermique. Il fonctionne de la même manière que le cycle à compression. Seule la compression mécanique est remplacée par une compression thermochimique impliquant une absorption, une pressurisation et une désorption, il met en oeuvre un mélange de deux constituants : le réfrigérant (en général de l'ammoniac) qui va circuler dans l'ensemble condenseur - évaporateur et un solvant (en général de l'eau) qui interagit très fortement avec le réfrigérant. Cette interaction est la cause du phénomène d'absorption du réfrigérant dans le solvant avec lequel il forme une solution liquide. Le mélange riche en fluide frigorigène est chauffé dans le désorbeur. Le fluide frigorigène se vaporise et se sépare de l'absorbant, puis est envoyé vers le condenseur. Dans le condenseur, il redevient liquide et est dirigé vers l'évaporateur, où il est détendu. Là, sa pression baisse, et grâce à l'échangeur de chaleur, il capte la chaleur du médium à réfrigérer et se vaporise. De son côté, le mélange pauvre en fluide frigorigène retourne dans l'absorbeur où il aspire le fluide frigorigène et est renvoyé vers le désorbeur et ainsi le cycle peut recommencer.

Un paramètre clé pour décrire l'efficacité d'une machine à absorption est le coefficient de performance thermique (COP), défini par le rapport entre la chaleur extraite de l'eau glacée et la chaleur motrice du processus : $COP_{thermique} = \frac{Q_{froid}}{Q_{chaud}}$.

Ce paramètre est différent du COP conventionnel d'un groupe de froid à compression mécanique de vapeur, défini par : $COP_{conv} = \frac{Q_{froid}}{W}$. On peut noter que, plus le COP est faible, plus la quantité de chaleur à fournir au système et celle qui doit être évacuée dans le condenseur sont élevées. A l'inverse, une valeur élevée du COP est un avantage permettant de réduire à la fois le besoin en chaleur motrice et la consommation électrique des pompes.

Maintenant, on peut utiliser l'énergie solaire comme source de chaleur dans le

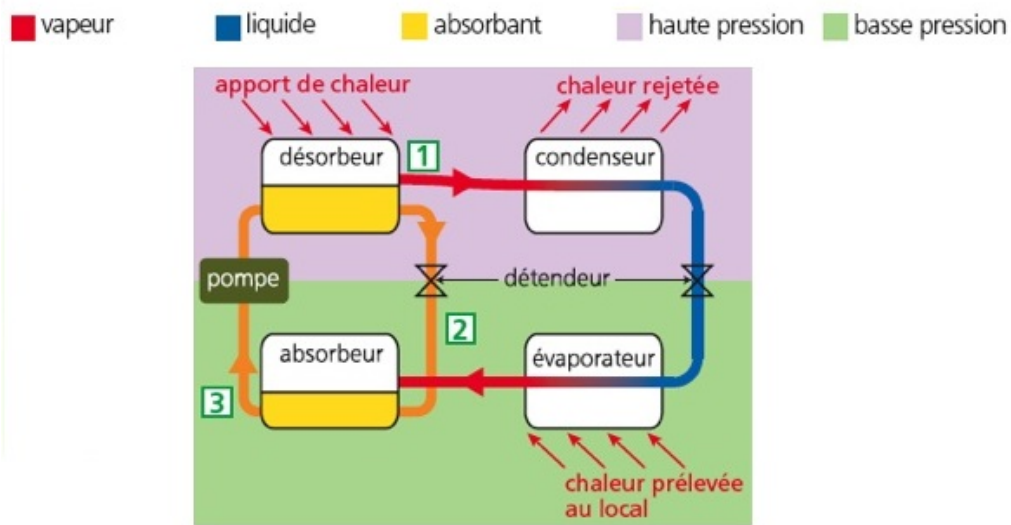


Figure 1.2 – Principe d'un cycle de réfrigération à absorption [19]

cycle à absorption. C'est un concept séduisant. Ces systèmes peuvent être utilisés aussi bien seuls qu'en complément de systèmes classiques de conditionnement d'air ; l'objectif principal étant d'utiliser ces technologies à « émission zéro » pour réduire la consommation énergétique et les émissions de CO_2 .

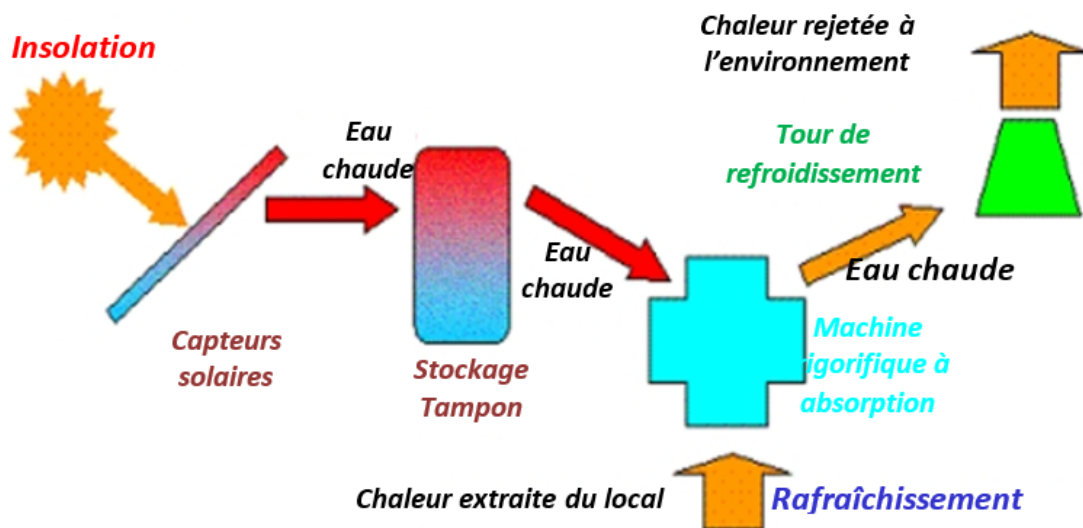


Figure 1.3 – Schema d'une installation de production de froid solaire

1.2.1 Avantages et inconvénients :

Avantages :

- Faible consommation électrique comparativement au cycle à compression de vapeur.
- Possibilité d'être alimenté de diverses sources d'énergies (Collecteur solaire, fumée d'échappement, combustible quelconque).
- Moins bruyant qu'un système à compression de vapeur.

inconvénients :

- Cout de fabrication assez important.
- Dispositif encombrant (grand volume).
- Fonctionnement restreint par la température ambiante (jusqu'à 32°C max dans le cas de l'ammoniac comme frigorigène).
- Nécessite une bonne ventilation arrière en cas d'encastrement.

1.3 Fluides frigorigènes :

Le fluide frigorigène est le carburant d'une installation frigorifique dans laquelle, circulant, il est évaporé, comprimé, condensé et détendu. Il assure un transfert de chaleur d'une source dont la température est en dessous de l'ambiante, vers le milieu environnant et ce en s'évaporant à basse température et en se condensant à haute température.

Il n'existe pas de fluide frigorigène universel idéal. Il convient donc de différencier les domaines d'applications. Il est possible de trouver des solutions judicieuses, répondant à des critères écologique et économique pour pratiquement toutes les situations.

1.4 Fluide frigorigène et environnement

Les impacts négatifs de ces fluides frigorigènes sur l'environnement, qui contribuent à l'appauvrissement de la couche d'ozone et au réchauffement climatique, ont fait l'objet d'un contrôle législatif. La réglementation la plus connue est certainement le protocole de Montréal.

1.4.1 Le Protocole de Montréal :

Ayant eu lieu en 1987, ce grand rassemblement de 24 nations et de la Communauté Économique Européenne décida de supprimer progressivement l'utilisation des fluides frigorigènes les plus dangereux pour l'environnement [6]. La démarche préconisée se veut progressive afin de permettre à chaque pays et industrie d'avoir le temps de prendre ses dispositions. Le Protocole de Montréal est actuellement signé par 191 pays dont l'Algérie, qui d'ailleurs a signé plusieurs conventions relatives à la protection de l'environnement, la plus connue est la convention de Vienne [2]. La figure (1.3) montre l'évolution de la législation suivant le protocole.

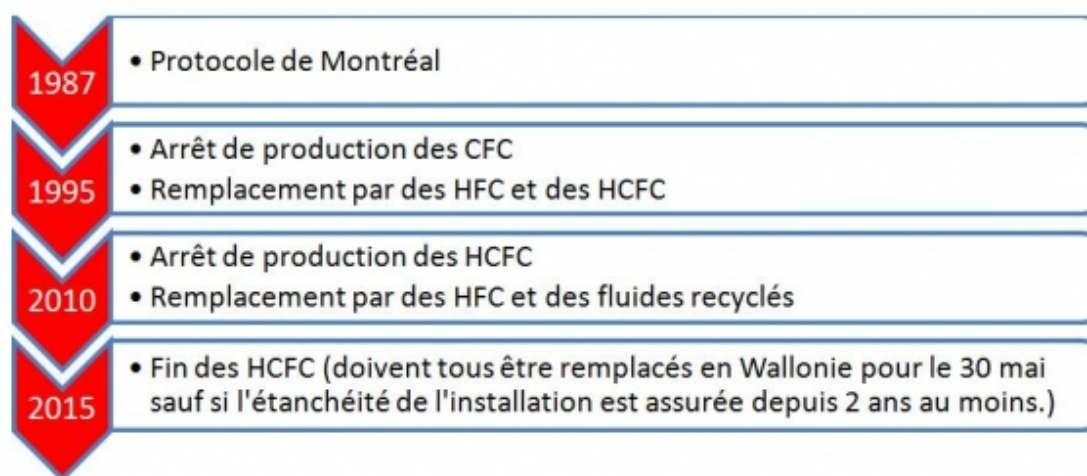


Figure 1.4 – Évolution de la législation suivant le protocole de Montréal pour la Wallonie (Belgique)

1.4.2 Types de frigorigènes :

1.4.2.1 Les CFC (chaînes carbonées fluorochlorées) :

Ce type de fluide, possédant pourtant de bonnes caractéristiques thermodynamiques, est désormais interdit car il est très nocif pour la couche d'ozone.

Étant très stable et pourvu d'une excellente longévité dans l'atmosphère, ce type de fluide peut aisément atteindre la stratosphère. Il est alors décomposé par

l'intermédiaire des rayons ultraviolets et libère ses atomes de chlore qui détruisent ensuite durablement les molécules d'ozone.

1.4.2.2 Les HCFC (hydrochlorofluorocarbures) :

Appelés "fluides de transition" ils ont pris le relais des CFC après leur interdiction. Ils sont beaucoup moins nocifs mais restent toutefois néfastes et destructeur de la couche d'ozone.

Ce type de fluide devra cesser d'être utilisé à partir de 2015, conformément au protocole de Montréal. Jusqu'à cette échéance, toute installation existante devant être rechargée en fluide ne pourra plus l'être qu'avec un substitut ou avec du fluide recyclé. Par ailleurs, plus aucune nouvelle installation utilisant ce type de fluide ne pourra être mise en marche.

Les 2 principaux HCFC utilisés pour les cycles frigorifiques sont le *R22* et le *R123*.

1.4.2.3 Les HFC (hydrofluorocarbures) :

Ces fluides sont les principaux remplaçants des HCFC et les plus utilisés actuellement. Ils ne contiennent pas de chlore et n'ont donc aucun effet direct sur la couche d'ozone. Ils sont par ailleurs ininflammables et non toxiques. Cela dit, ce type de fluide participe quand même à l'effet de serre et il est probable que son usage tende à être légiféré dans les années à venir.

1.4.2.4 Les HC (hydrocarbures) :

Les hydrocarbures sont des composés organiques qui peuvent être utilisés comme fluides frigorigènes. Ils sont relativement inoffensifs pour l'environnement, possèdent de bonnes propriétés thermodynamiques et ne sont pas toxiques.

Néanmoins, ils présentent un inconvénient majeur en termes de sécurité car ils sont inflammables et explosifs. Dans le cas d'installations utilisant un hydrocarbure comme fluide frigorigène, des mesures de sécurité doivent être prises afin de prévenir tout risque d'accident.

Les hydrocarbures utilisés dans le domaine des systèmes frigorifiques sont le propane *R290*, le butane *R600* et l'isobutane *R600a*.

1.4.2.5 Les composés inorganiques :

Les composés inorganiques ont été les premiers à être utilisés comme fluides frigorigènes dans le cadre de la réfrigération [7]. Ils sont actuellement réutilisés car ils sont inoffensifs pour l'environnement. Leur utilisation comporte toutefois elle aussi des inconvénients.

Les fluides frigorigènes inorganiques utilisés sont le CO_2 , l'eau et l'ammoniac.

Le CO_2 :

Présent en quantité, partout dans le monde, du fait des activités humaines, le CO_2 est loin d'être une ressource rare et peut donc être facilement obtenu. Par ailleurs, il ne présente aucun danger pour l'être humain.

Son principale problème est de nature physique, il est lié aux valeurs de sa Pression critique (73,77 bar), et de sa Température critique (30,98°C). Pour l'utiliser avantageusement il faut l'amener à des pressions beaucoup plus importantes que les fluides utilisés habituellement, il doit fonctionner selon un cycle de type "transcritique", ce qui rend nécessaire l'utilisation d'un compresseur spécial. On considère que pour un cycle frigorifique fonctionnant au CO_2 , le COP serait de l'ordre de 25% moins élevé qu'avec un fluide de type HFC sans compter que l'investissement dans un appareillage adapté à son utilisation est plus coûteux.

L'eau :

L'eau est un fluide disponible, non polluant et sans danger. Mais il est impossible de produire du froid avec de l'eau sans fournir de grandes quantités d'énergie, sa température de solidification étant de 0°C dans des conditions de pression normales. Par ailleurs, l'eau possède une masse volumique importante. Cela veut dire que même à une température d'évaporation avoisinant les 5°C, elle risque de nécessiter un évaporateur très grand. Par ailleurs, la basse pression dans ce type de cycle doit être très faible (en dessous de la pression atmosphérique). Par conséquent, en cas de défaut d'étanchéité dans le circuit, au lieu que le fluide fuit à l'extérieur c'est l'air qui va s'inviter dans le circuit.

L'ammoniac :

L'ammoniac est probablement le fluide inorganique le plus utilisé et le plus avantageux. Il possède d'excellentes propriétés thermodynamiques tout en étant disponible et bon marché. Étant un fluide naturel, il n'a aucun impact négatif sur la couche d'ozone et le réchauffement climatique car se décomposant naturellement.

L'inconvénient de ce fluide est sa toxicité. L'emploi de conduites en acier est indispensable car l'ammoniac est très corrosif. Il risque de s'enflammer dans certaines conditions, donc des mesures de sécurité à l'emploi sont indispensables.

Cela dit, l'ammoniac est très facilement soluble dans l'eau. Au contact de celle-ci, il devient totalement inoffensif.

L'ammoniac est régulièrement employé dans les grandes installations industrielles et commence également à l'être dans le secteur résidentiel. Il nécessite néanmoins certaines mesures de sécurité du fait de sa toxicité.

1.4.3 Indices d'impact :

Pour établir l'impact des fluides frigorigènes sur la couche d'ozone et l'effet de serre, trois indices principaux ont été définis :

1.4.3.1 Potentiel de destruction de la couche d'ozone (ODP)

Le *ODP* est un indice qui caractérise la participation de la molécule à l'appauvrissement de la couche d'ozone. On calcule la valeur de cet indice par rapport à une molécule de référence, à savoir soit *R11* ou le *R12* qui ont un *ODP* = 1.

1.4.3.2 Potentiel de participation au réchauffement climatique (GWP)

Le *GWP* est un indice qui caractérise la participation de la molécule à l'effet de serre. On calcule la valeur de cet indice par rapport à une molécule de référence, à savoir le *CO₂*, et pour des durées bien déterminées (20, 100, 500ans). Le *CO₂* à un *GWP* = 1.

1.4.3.3 Impact de réchauffement total équivalent (TEWI)

Le TEWI est un concept qui caractérise l'impact global d'une installation sur le réchauffement planétaire durant sa vie opérationnelle. Cet indice comprend l'effet direct dû aux émissions par fuites dans les installations et l'effet indirect provenant des émissions de *CO₂* dues à la consommation d'énergie requise pour faire fonctionner l'installation. Le TEWI s'exprime en Kg de *CO₂*.

Sa formule de calcul est donnée par :

$$TEWI = [(GWP_{100}).m.f.n] + [E.n.A]$$

Avec :

m : charge en fluide frigorigène. (*kg*)

f : Taux annuel de fuite. (%)

n : durée de vie de l'équipement. (*annee*)

E : consommation annuelle d'énergie. (*kWh/an*)

A : Émission de CO_2 par kWh. (*kg CO2/kWh*)

Examinons différents fluides en fonction de leur impact environnemental présenté dans le tableau (1.1) ci-dessous [3].

Ce tableau met bien en évidence le fait que les HFC sont en sursis comme le prévoit la réglementation européenne par exemple, (réglementation dite F-gaz). Celle-ci prévoit en effet une réduction d'utilisation des gaz fluorés de 79% d'ici 2030 par rapport à ce quelle est actuellement [8].

Table 1.1 – Impact environnemental de differents fluides frigorigenes

	ODP (/R11)	GWP (kg éq.de CO2)		ODP (/R11)	GWP (kg éq.de CO2)
CFC (Interdit)			Mélanges de HCFC		
R11	1	4000	R404a	0	3260
R12	0.8	8500	R407c	0	1530
R502	0.2	5490	R410a	0	1730
HCFC			Mélanges a base de R12		
R22	0.04	1700	R408a	0.7	2650
HFC			Autres corps purs		
R143a	0	1300	Prop/But	0	20
R125	0	2800	Ammoniac	0	<1
R143a	0	3800	CO2	0	1

Aujourd'hui les solutions de remplacement ne sont pourtant pas toujours évidentes. Il faudra s'orienter vers d'autres fluides à faible Potentiel de Réchauffement Global ou vers des fluides naturels.

Cependant, pour ces derniers, il faudra faire face aux contraintes de sécurité associées au CO_2 (haute pression), au propane et au butane (inflammabilité), et à

l'ammoniac (toxicité).

1.4.4 Les tendances futures :

Depuis 1990, les HFC, fluides purement fluorés, règnent dans le domaine de la réfrigération en tant que frigorigènes principaux, dont *R134a* est le plus connu. Malgré tout, ce type de frigorigènes n'est pas idéal sur le plan environnemental. Dès lors, l'utilisation dégressive de ces gaz fluorés est imposée par la réglementation. On devra alors s'orienter vers des fluides à potentiel de réchauffement global faible. Cela passera très certainement par :

- L'élargissement de l'utilisation des fluides toxiques (ammoniac) et inflammables (propane, butane).
- Le développement de nouvelles molécules et de nouveaux mélanges.
- Le retour du CO_2 .

1.4.5 Frigorigènes à étudier :

1.4.5.1 Le R134a

Le 1, 1, 1, 2-tétrafluoroéthane est un hydrocarbure halogène de formule brute $C_2H_2F_4$. Il est utilisé principalement comme fluide frigorigène sous le nom de *R134a*. Composé de la classe des hydrofluorocarbures (HFC), il n'a pas d'impact sur la couche d'ozone, et ainsi donc a été désigné pour remplacer les divers (CFC) dans les systèmes frigorifique, mais on a compris plus tard qu'il contribue grandement à l'effet de serre (GWP très élevé), son utilisation devra donc cesser.

1.4.5.2 Le R290

Le propane est un alcane linéaire de formule C_3H_8 . Le R290, frigorigène de qualité, naturel adapté pour une utilisation dans une gamme d'applications de systèmes frigorifique et de climatisation .

L'utilisation du R290 est en augmentation en raison de son faible impact environnemental et de son excellente performance thermodynamique. Il est non-toxique avec zéro ODP et un très faible GWP. Il assure une longue durée de vie au matériel en contact avec le produit. Le principal inconvénient qu'il possède est son inflammabilité.

1.4.5.3 Le R600a

L'isobutane ou 2-méthylpropane est un hydrocarbure de formule brute C_4H_{10} que l'on trouve sous forme de gaz dans les conditions habituelles de température et de pression. C'est un isomère du butane.

Le R600a, est un frigorigène de qualité, naturel, adapté pour une utilisation dans une gamme d'applications frigorifique. Son utilisation est en augmentation en raison de son faible impact environnemental et d'une excellente performance thermodynamique, il est maintenant le frigorigène de choix dans les réfrigérateurs commerciaux et domestiques. Il est non-toxique avec zéro ODP et un très faible GWP. Le principale inconvénient qu'il possède est son inflammabilité.

1.5 Généralités sur les systèmes de réfrigération à éjecteur :

L'éjecteur, qui est le coeur du système de réfrigération à jet, a été inventé par "Charles Parsons" en 1901 [9] dans le but d'évacuer l'air d'un condenseur de la machine à vapeur. En 1910, un éjecteur a été employé par "Maurice Leblanc" le premier système de réfrigération à éjecteur utilisant la vapeur d'eau [10].

Le cycle de réfrigération à éjecteur est similaire au système conventionnel de réfrigération à compression, sauf que, le compresseur est remplacé par une pompe, un générateur de vapeur et un éjecteur.

Le fluide frigorigène se trouve à l'état de vapeur saturée à la sortie du générateur de vapeur et à un niveau énergétique élevé (Haute pression et Haute Température), pénètre dans l'éjecteur pour entraîner un fluide secondaire issu de l'évaporateur, celui-ci est à l'état de vapeur saturée à faible niveau énergétique (Basse Pression et Basse Température). Le mélange résultant subit une compression grâce à une partie divergente de l'éjecteur pour atteindre une pression intermédiaire égale à celle qui règne dans le condenseur.

1.5.1 Principe de fonctionnement du système frigorifique à éjecteur :

Le système de réfrigération se compose de deux boucles :

- **La boucle frigorifique *BF*** : Appelée aussi cycle de réfrigération, est constituée

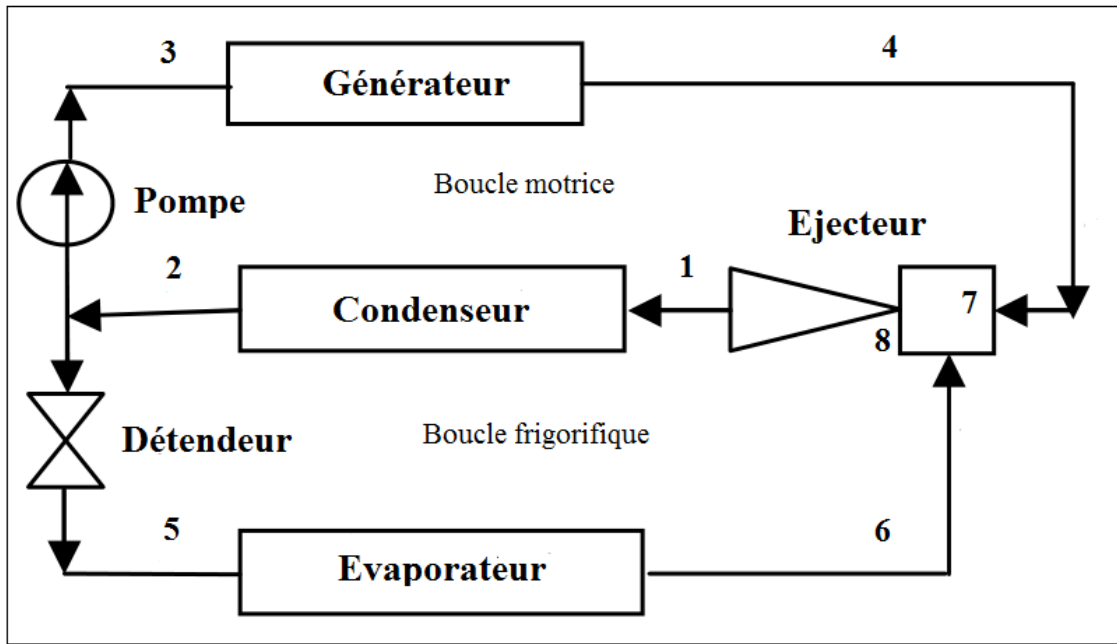


Figure 1.5 – Système de réfrigération à éjecteur

des éléments suivants : l'éjecteur, le condenseur, la vanne de détente et l'évaporateur. Le fluide frigorigène à l'état liquide à la sortie du condenseur (2) subit une détente isenthalpique à travers un détendeur (5) avant d'être acheminé vers l'évaporateur pour la production du froid. A la sortie de l'évaporateur (6), le fluide frigorigène est aspiré par le fluide moteur dans l'éjecteur.

- **La boucle motrice BM** Appelée aussi (cycle de puissance), constituée des éléments suivants : l'éjecteur, le condenseur, la pompe et le générateur. Le générateur produit la vapeur (fluide moteur) (4) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur où elle est accélérée. A la sortie de la tuyère, le fluide moteur entraîne la vapeur issue du circuit secondaire BF , permettant ainsi le mélange des deux fluides. Le mélange est ensuite comprimé jusqu'à l'état (1). Il est enfin acheminé vers le condenseur (1), puis vers le générateur (3) par une pompe.

1.6 Généralités sur les Éjecteurs

Les éjecteurs sont des organes statiques, qui ont pour fonction d'aspirer, de comprimer et de mélanger des gaz, des vapeurs et des liquides. Un éjecteur reçoit en entrée un fluide à haute pression, appelé fluide moteur ou primaire, et un fluide à basse pression, appelé fluide secondaire ou entraîné.

1.6.1 Utilisation des éjecteurs :

La production de froid et le conditionnement d'air consomment 10 à 15 % de l'énergie électrique disponible dans le monde[1]. L'épuisement des ressources de combustibles fossiles et les différents protocoles de protection de l'environnement ont incité les chercheurs d'une part, à développer des systèmes frigorifiques utilisant les rejets thermiques des processus industriels ou une source d'énergie gratuite telle que l'énergie solaire, et d'autre part à proposer des solutions pour augmenter l'efficacité énergétique des systèmes conventionnels à compression de vapeur.

Lors du processus de détente dans un cycle frigorifique à compression de vapeur, une partie importante de l'énergie cinétique due au passage de la haute pression à la basse pression est dissipée dans le fluide. A cet effet, parmi les solutions proposées pour atténuer ces pertes, on citera celle exposée par Liu et al [11] basée sur une idée proposée par Kornhauser [12] en 1990 qui consiste à remplacer le détendeur thermostatique de la machine frigorifique classique par un détendeur à éjecteur (**Figure 1.5**).

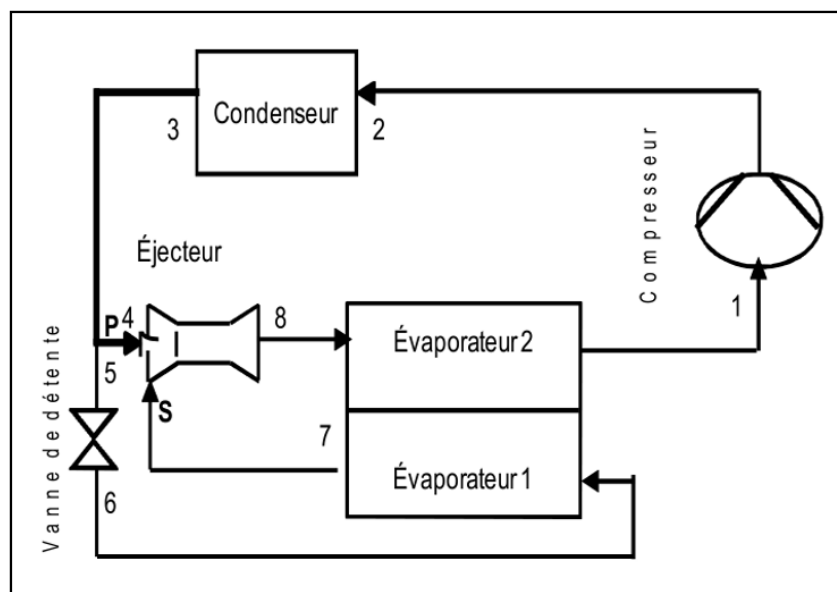


Figure 1.6 – Schéma d'un système de réfrigération à double évaporateur muni d'un détendeur à éjecteur

Cette nouvelle configuration a pour but l'augmentation de la pression d'aspiration du compresseur, ce qui entraîne une diminution du travail consommé par ce dernier et par suite une augmentation du coefficient de performance de la machine

frigorigène par rapport à celui de la machine de base.

Les impacts potentiels des éjecteurs sont énormes puisqu'on peut les utiliser dans une variété d'applications. Ils peuvent être intégrés directement à un système de pompe à chaleur-climatisation-réfrigération en tant que composant interne afin d'accroître l'efficacité du système. Les éjecteurs peuvent également être utilisés dans des systèmes hybrides (en cascade, de sous-refroidissement **Figure 1.6**) en tant que systèmes d'éjecto-compression ou d'éjecto-absorption pour améliorer la performance globale du système.

Les applications des éjecteurs sont nombreuses. Ils peuvent être installés dans des systèmes **CVC** (Chauffage, Climatisation et ventilation) pour des bâtiments, des maisons ou des communautés, et ce, surtout en combinaison avec des systèmes d'énergie renouvelable ou de production distribuée pour des maisons, bâtiments et communautés à consommation énergétique nette zéro ou presque nulle. Les éjecteurs aident l'industrie à réutiliser la chaleur perdue en augmentant le niveau de température de celle-ci et en améliorant la performance d'un système de refroidissement ou de réfrigération.

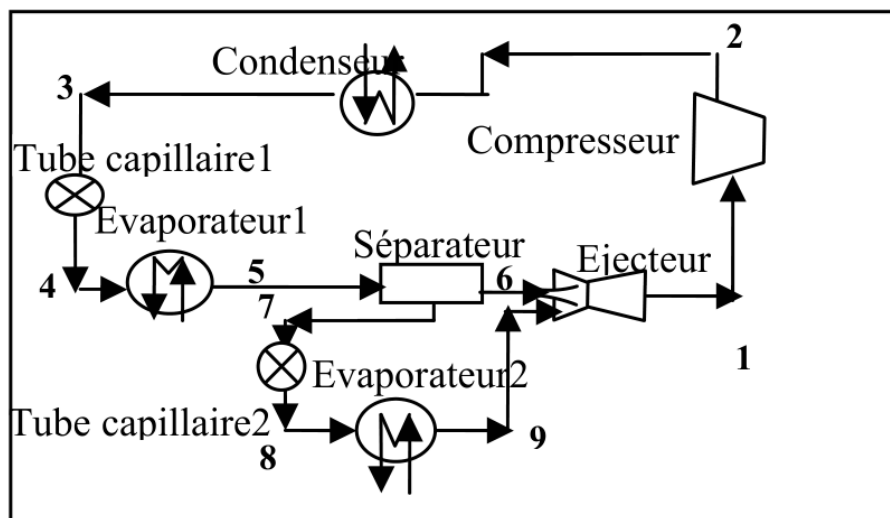


Figure 1.7 – Schéma d'un système de réfrigération en cascade munie d'un éjecteur

1.6.2 Principe de fonctionnement :

Dans le cas d'un éjecteur de type supersonique (**Figure 1.7**), le fluide moteur est accéléré dans un convergent-divergent (Tuyère primaire), créant une baisse de pression dans la zone de mélange, ce qui a pour effet d'aspirer le fluide secondaire.

Les deux fluides sont alors mélangés et une onde de choc peut prendre place au bout de cette zone. Il en résulte une augmentation de la pression du mélange et une baisse de sa vitesse, qui devient subsonique. Le diffuseur permet de convertir la vitesse résiduelle en pression.

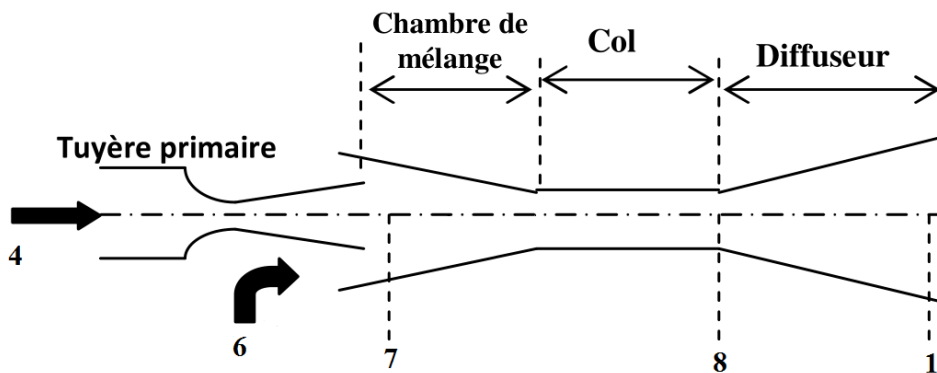


Figure 1.8 – Schéma d'un éjecteur supersonique

L'éjecteur réalise ainsi une compression du fluide secondaire au prix d'une baisse d'enthalpie du fluide primaire. C'est la raison pour laquelle on l'appelle souvent thermocompresseur, et on parle de thermocompression.

La figure (1.8) est une représentation schématique équivalente qui permet de visualiser l'évolution de la pression et de la vitesse des fluides moteur et secondaire à travers l'éjecteur. Le fluide primaire est admis par le point (4), le fluide secondaire par le point (6), la sortie du mélange se fera par le point (1).

1.6.3 Avantages et inconvénients de l'éjecteur :

1. Un des principaux avantages de l'éjecteur est le recyclage d'énergies perdue sous forme de chaleur, ou l'utilisation d'énergies thermiques gratuites.
2. Un éjecteur est un système mécanique très simple ne comprenant aucun composant en rotation ou en mouvement donc il ne demande pratiquement aucun entretien.
3. Grande fiabilité et limitation des coûts supplémentaires. Ces coûts sont ainsi amortis encore plus rapidement.

4. Le système est sécurisé et parfaitement étanche donc :
- Aucune pollution causée par des fuites éventuelles des fluides frigorigènes.
 - Le système peut fonctionner à pression très basse ce qui permet d'utiliser des fluides frigorigènes inédicts comme l'eau.

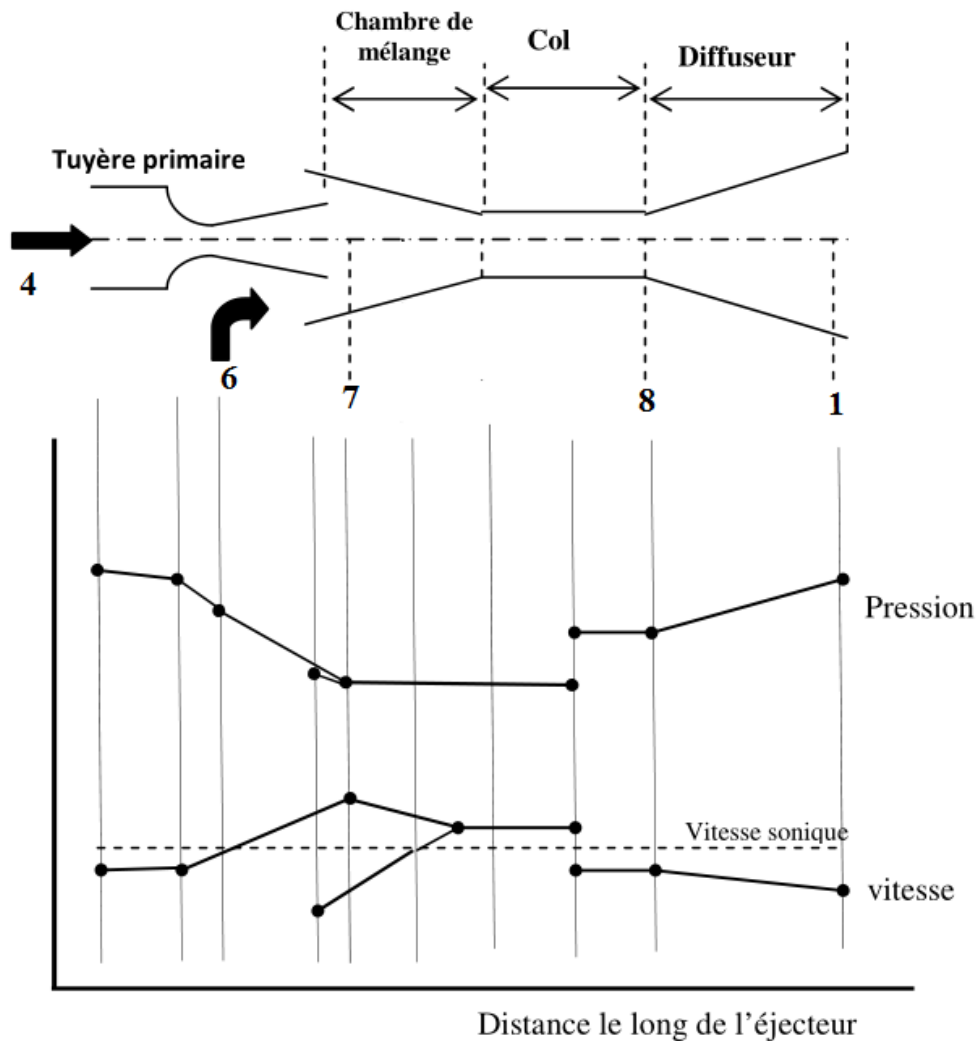


Figure 1.9 – Variation de pression et de vitesse à travers un éjecteur supersonique

Seul inconvénient de l'éjecteur, il ne s'adapte pas au fonctionnement hors conditions de design car sa performance dépend de trois paramètres qui sont eux, mêmes intimement liés :

- Le rapport d'entraînement, défini par le rapport du débit massique secondaire sur le débit massique primaire.
- Le rapport de compression, défini par le rapport de la pression statique à la sortie du diffuseur sur celle du fluide secondaire dans l'évaporateur.

- Le rapport de la section minimale sur la section maximale ou encore du flux primaire sur le flux secondaire.

Chapitre II

Chapitre 2

Modélisation Mathématique du système de réfrigération à éjecteur

Dans ce chapitre nous poserons le modèle mathématique de notre système dans le but d'analyser et d'interpréter les différents phénomènes physiques régnant, nous élaborerons au terme de cette modélisation un algorithme visant la résolution du problème.

2.1 Modélisation du problème :

La performance de l'éjecteur gouverne celle du système global. Elle dépend à son tour de sa géométrie et de l'état thermodynamique des fluides le traversant. La modélisation mathématique du problème sera donc essentiellement centrée sur l'éjecteur.

Dans le cadre de cette étude, nous nous limiterons au modèle d'écoulement unidimensionnel du fluide frigorigène au sein de l'éjecteur. Nous veillerons donc à faire varier les paramètres d'analyse de sorte à n'avoir dans l'éjecteur que la phase vapeur du fluide, sauf dans les tuyères primaire et secondaire, et l'entrée de la chambre de mélange où il pourrait y avoir un peu d'humidité.

Il existe deux types d'approches concernant la zone d'écoulement où se produit le mélange des fluides primaire et secondaire, pour étudier l'éjecteur :

- Une première approche dans laquelle cette zone est considérée comme présentant une section constante. Dans ce cas, il s'agit de déduire les états thermodynamiques du fluide à travers un éjecteur de géométrie donnée.

- Une seconde approche qui suppose une pression de mélange constante et où il s'agit de déduire la géométrie de l'éjecteur pour des conditions thermodynamiques données.

Notre analyse du système frigorifique à éjecteur ayant pour objectif d'établir sa performance en fonction des conditions opératoires, seuls les états thermodynamiques du fluide en relation avec l'éjecteur nous intéressent. C'est pourquoi nous adopterons la première des deux approches décrites ci-dessus.

La figure suivante représente le système de refroidissement à éjecteur, Ce cycle contient les composants suivants : un éjecteur, un condenseur, une pompe, un générateur de vapeur, une vanne de détente et un évaporateur (**Figure 2.1**).

L'éjecteur représente l'organe de compression dans la boucle de réfrigération. Tandis que la pompe combinée au générateur réalise une thermocompression dans la boucle motrice.

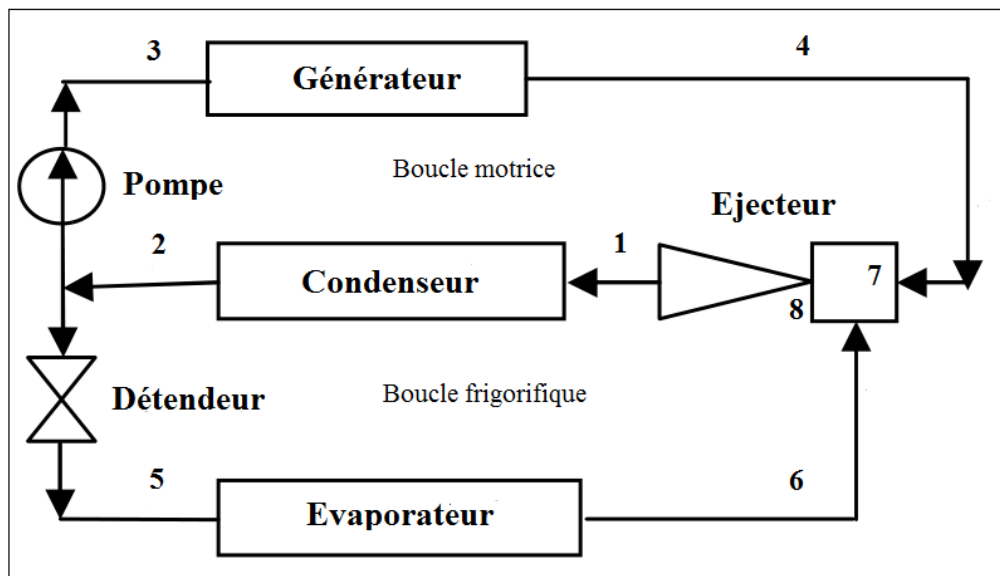


Figure 2.1 – Schema du systeme frigorifique tritherme

La figure (2.2) ci-dessous représente le cycle thermodynamique de notre système.

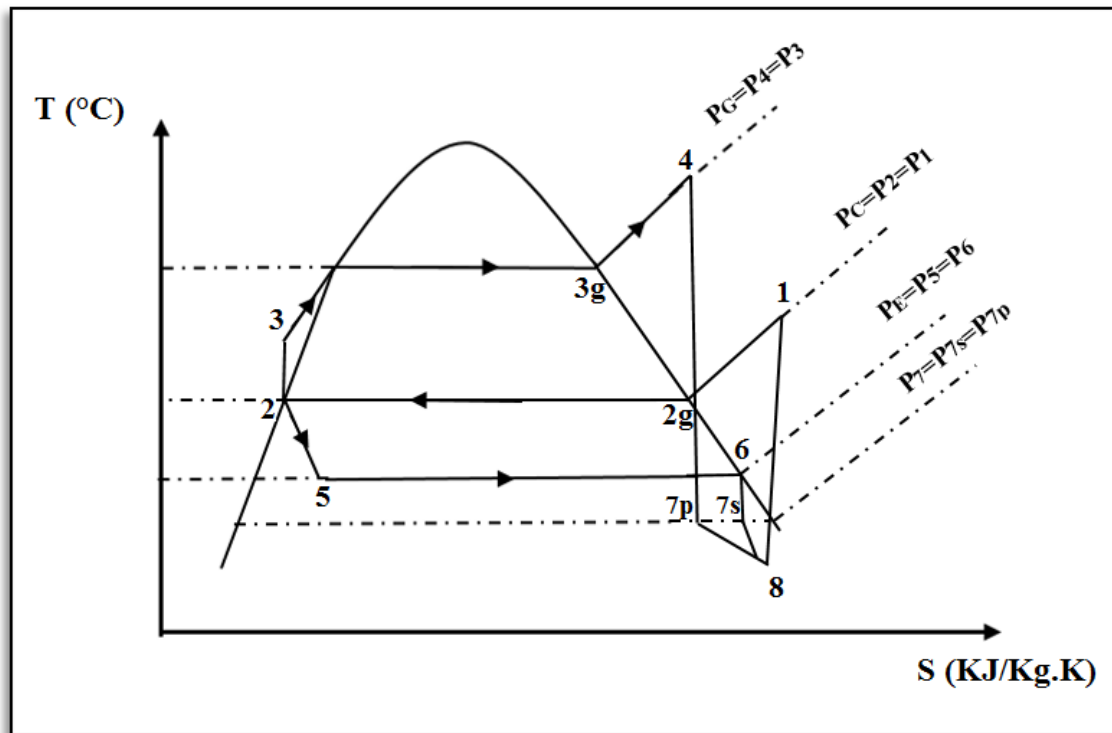


Figure 2.2 – Diagramme T-S du système de refroidissement à éjecteur

2.2 Hypothèses d'analyse :

- En plus du fait que nous considérons des écoulements unidimensionnels à travers l'éjecteur, nous ne nous intéressons ici qu'à des régimes permanents.
- Tous les processus impliquant le fluide frigorigène à travers l'installation sont considérés adiabatiques sauf au niveau des trois échangeurs où le fluide frigorigène échange de la chaleur avec des fluides externes.
- On néglige toute perte de charge à travers l'installation, et particulièrement dans les échangeurs, ce qui nous permet de poser :

$$P_3 = P_4 \quad (2.1)$$

$$P_2 = P_1 \quad (2.2)$$

$$P_5 = P_6 \quad (2.3)$$

- En dehors de l'éjecteur, où on tiendra compte des vitesses du fluide primaire

et du fluide secondaire à l'entrée de la zone de mélange (section A_7) et de celle de l'écoulement résultant à la sortie de la zone de mélange (section A_8), on négligera partout à travers l'installation les effets cinétiques et potentiels.

- La pression du fluide primaire à l'entrée de la zone de mélange est la même que celle du fluide secondaire.

$$P_{7p} = P_{7s} \quad (2.4)$$

- La section de la zone de mélange est constante donc :

$$A_8 = A_{7p} + A_{7s} \quad (2.5)$$

- A la sortie du condenseur (état 2), le fluide frigorigène est dans un état de liquide saturé.

$$x_2 = 0 \quad (2.6)$$

- A la sortie de l'évaporateur (état 6) le réfrigérant est dans un état de vapeur saturée.

$$x_6 = 1 \quad (2.7)$$

2.3 Description mathématique du système :

La modélisation de notre système s'appuie essentiellement sur les bilans de conservation appliqués à des volumes de contrôle représentant les différents composants du système.

2.3.1 Modélisation des échangeurs :

Notre système comprend trois échangeurs assurant le transfert de chaleur entre le fluide frigorigène et un fluide externe. Ces fluides ne sont jamais en contact direct, le transfert de chaleur entre eux s'effectue à travers une paroi de séparation qui constitue la surface d'échange. Nos trois échangeurs sont donc tous des échangeurs à surface.

2.3.1.1 Modélisation du Générateur :

Le générateur est l'équipement de l'installation où l'énergie primaire est fournie au système. Étant donnée les niveaux de température relativement peu élevés qui sont nécessaires dans notre système (90°C à 120°C), cette énergie pourrait être

caloportée jusqu'au générateur au moyen d'un fluide externe qui peut être de l'eau provenant d'un capteur solaire ou les gaz d'échappement d'un moteur ou d'une turbine à gaz, cela permet de valoriser une source à bas niveau exergétique.

Le fluide primaire préalablement pressurisé à l'état liquide dans une pompe qui consomme pour cela peu d'énergie, reçoit l'énergie cédée par le fluide externe et quitte le générateur à l'état de vapeur surchauffée à haute pression et à son niveau de température le plus élevé dans le système.

La figure (1.3) ci-dessous représente schématiquement les profils de température à travers le générateur.

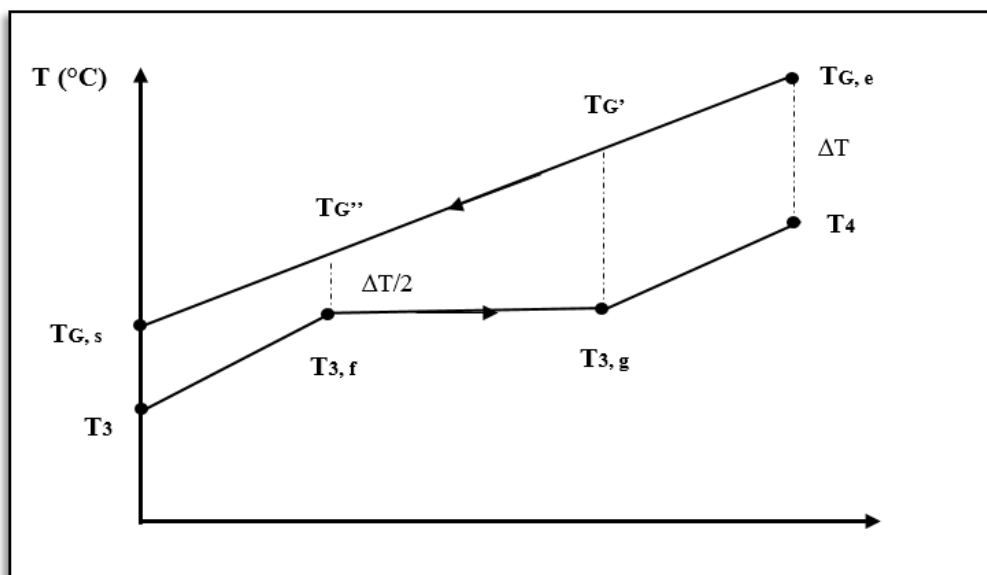


Figure 2.3 – Evolution de la température dans le générateur

Le pincement est défini par l'endroit où la différence de température entre les deux fluides est minimale, ici cet endroit correspond à l'entrée du fluide primaire à la zone d'évaporation. Pour que cette différence minimale de température ne soit pas inférieure à un minimum imposé empiriquement par des conditions économiques, nous fixons la différence de température d'approche ($T_{G,e} - T_4$) à l'entrée du fluide externe à une valeur de $10^\circ C$. Pour une valeur $T_{G,e}$ de température du fluide externe, on aura donc pour une température du frigorigène à la sortie du générateur :

$$T_4 = T_{G,e} - \Delta T \quad (2.8)$$

Le bilan énergétique sur un volume de contrôle comprenant seulement le circuit du fluide frigorigène à travers le générateur, permet de calculer la quantité d'énergie

le milieu de rejet peut être un circuit d'eau plus frais que le fluide frigorigène ou simplement l'air ambiant si il n'est pas trop chaud.

Les profils de températures sont représentés par la figure (1.4).

Pour les même considérations que dans le cas du générateur et la même valeur pour la différence de température d'approche ($T_2 - T_{C,e}$), si l'on se donne une valeur de la température du fluide externe $T_{C,e}$, on peut calculer la température de condensation du fluide frigorigène par :

$$T_2 = T_{C,e} + \Delta T \quad (2.10)$$

Le bilan d'énergie s'appliquant comme dans le cas du générateur pour donner la quantité d'énergie rejetée sous forme de chaleur par le fluide frigorigène au niveau du condenseur :

$$\dot{Q}_c = (\dot{m}_p + \dot{m}_s)(h_1 - h_2) \quad (2.11)$$

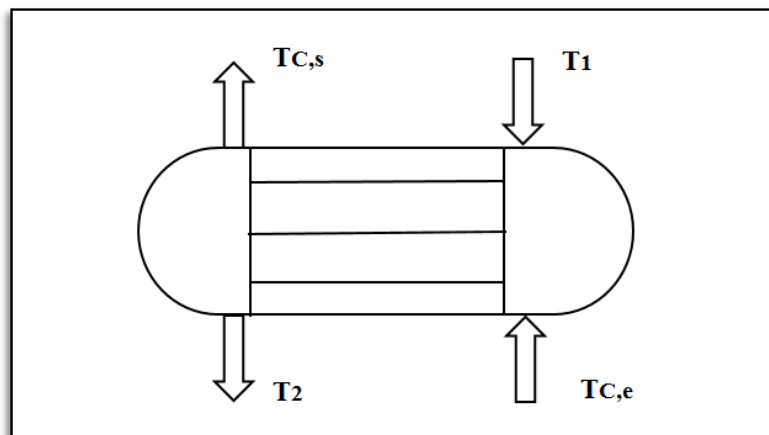


Figure 2.6 – Schema du condenseur

2.3.1.3 Modélisation de l'évaporateur :

Au sein de l'évaporateur, c'est la partie du fluide qui se trouve à l'état de liquide saturé après détente à travers la vanne qui va se transformer en vapeur saturée en puisant de l'énergie dans un fluide externe qui dans ce cas constitue le milieu où le fluide à réfrigérer.

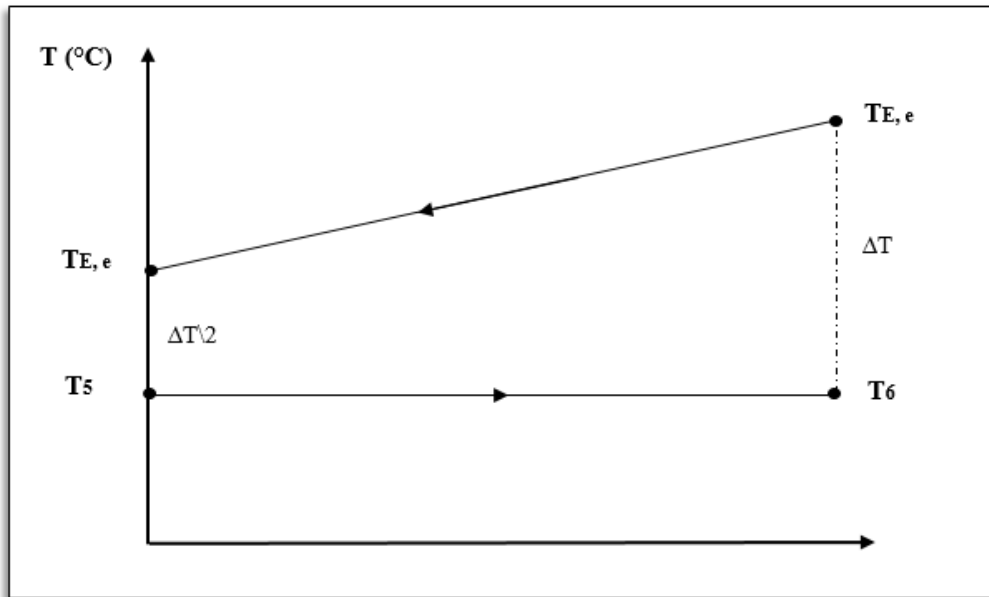


Figure 2.7 – Evolution de la température a travers l'évaporatur

Le profile de température à travers l'évaporateur est représenté schématiquement à la figure (1.5), le circuit du frigorigène à travers l'évaporateur est parcouru par le débit secondaire.

Du même pour les deux échangeurs précédents, si l'on se donne une valeur de la différence de température d'approche ΔT , une valeur de la température du fluide externe $T_{E,e}$, la température de l'évaporateur du fluide frigorigène, s'obtient alors aisément, on aura :

$$T_6 = T_{E,e} - \Delta T \quad (2.12)$$

Le bilan d'énergie permet dans ce cas de calculer l'effet frigorigène du système :

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_s(h_6 - h_5) \quad (2.13)$$

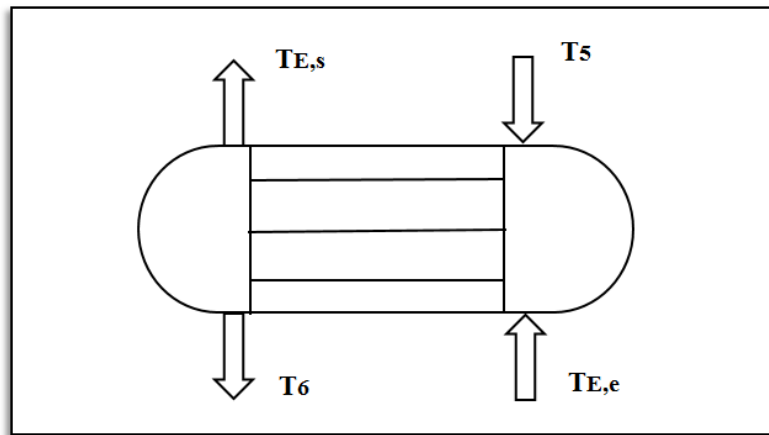


Figure 2.8 – schéma de l'évaporateur

- Rappelons qu'à la sortie (6) de l'évaporateur notre frigorigène est à l'état de vapeur saturée.

2.3.2 Modélisation du détendeur et de la pompe :

2.3.2.1 Modélisation de la Vanne de Détente :

La différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur nécessite d'insérer un dispositif abaisseur de pression dans le circuit frigorifique. C'est le rôle de la vanne de détente, qui va donc abaisser la pression du fluide frigorigène sortant du condenseur à l'aide d'un dispositif d'étranglement.

Le fluide frigorigène se vaporise partiellement au cours de cette détente avant de poursuivre cette vaporisation à pression constante dans l'évaporateur.

La détente se produit sans échange de chaleur ni de travail avec le milieu extérieur, et le processus est considéré entièrement isenthalpique entre la sortie du condenseur (*état 2*) et l'entrée de l'évaporateur (*état 5*), On peut donc écrire :

$$h_2 = h_5 \quad (2.14)$$

2.3.2.2 Modélisation de la Pompe :

La pompe est utilisée ici pour imprimer au fluide primaire (fluide moteur) une pression suffisamment élevée, sans grande consommation d'énergie, afin de parachever grâce à l'énergie qui lui sera fournie au niveau du générateur, le processus

de thermo-compression qui fera de lui un vecteur d'énergie efficace pour alimenter l'éjecteur

La puissance nécessaire à la pompe dans le cas d'un fonctionnement isentropique est donnée par :

$$\dot{W}_p = \dot{m}_p(h_3 - h_2) = \dot{m}_p(P_3 - P_2)/\rho_{2p} \quad (2.15)$$

2.3.3 Modélisation de l'éjecteur :

Étant donné que l'éjecteur admet une section d'entrée du fluide primaire à haute pression, une section d'entrée du fluide secondaire à basse pression, et une section constante de mélange à pression intermédiaire, sa modélisation repose donc essentiellement sur ces trois parties, et sur le processus de diffusion à sa sortie.

La figure suivante est une représentation schématique d'un éjecteur à section de mélange constante, c'est sur ce type d'éjecteur que portera notre étude.

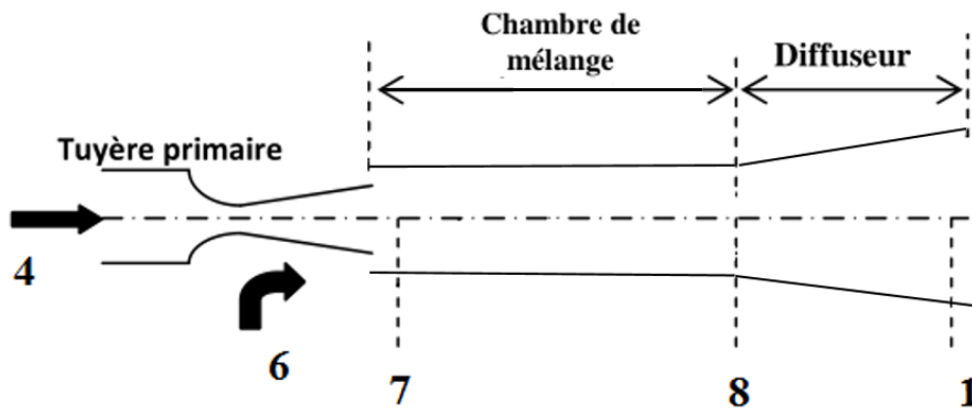


Figure 2.9 – Représentation schématique d'un éjecteur à section de mélange constante

2.3.3.1 Modélisation de l'écoulement secondaire :

En appliquant l'équation de conservation d'énergie pour la détente supposé isentropique de l'écoulement secondaire entre les états 6 et 7s, on peut écrire :

$$h_6 = h_{7s} + \frac{V_{7s}^2}{2} \quad (2.16)$$

en rappelant que l'énergie cinétique au point 6 est négligeable.

Avec :

$$S_{7s} = S_6 \quad (2.17)$$

Pour un effet frigorifique Q_E donné, le débit du fluide frigorigène dans l'écoulement secondaire se calcul a partir de l'équation (1.13) :

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{Q}_E}{h_6 - h_5} \quad (2.18)$$

Dans l'équation (1.16) connaissant S_{7s} à partir de (1.17), nous aurons deux inconnues qui sont P_7 et V_{7s} , la connaissance du débit \dot{m}_s à partir de l'équation (1.18), ci dessus, nous permettra de fermer le modèle mathématique de l'écoulement secondaire en ajoutant a l'équation du bilan d'énergie (1.16) une deuxième équation, soit l'équation de continuité (1.19), et une condition qui consiste a déterminer la pression P_7 de tel sort a minimiser la section A_{7s} .

$$\dot{m}_s = A_{7s} * V_{7s} * \rho_{7s} \quad (2.19)$$

2.3.3.2 Modélisation de l'écoulement primaire :

Comme pour l'écoulement secondaire, on considère que l'écoulement primaire se détend de façon isentropique entre les section (4) et (7p). Au point 7p l'état thermodynamique du fluide est défini par la connaissance des deux paramètres ($P_{7p} = P_{7s} = P_7$) et ($S_{7s} = S_4$).

En rappelant que l'énergie cinétique en (4) est négligeable, le bilan d'énergie s'écrit pour l'écoulement primaire :

$$h_{7p} + \frac{V_{7p}^2}{2} = h_4 \quad (2.20)$$

D'où on peut tirer la valeur de la vitesse V_{7p} .

Au point $(7p)$, l'équation de continuité s'écrit :

$$\dot{m}_p = A_{7p} * V_{7p} * \rho_{7p} \quad (2.21)$$

$\rho_{7p}(P_7, S_{7p} = S_4)$ est la masse volumique du fluide à la sortie de la tuyère.

On définit le facteur d'entraînement U par le rapport du débit secondaire sur le débit primaire :

$$U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.22)$$

Connaissant \dot{m}_s , si le l'on choisit une valeur pour le rapport d'entraînement, on peut calculer le débit de l'écoulement primaire puis déterminer l'air de la section A_{7p} à partir de l'équation de continuité **(1.21)**.

2.3.3.3 Modélisation du processus de mélange :

Le processus de mélange a lieu entre les section (7) et (8) . Rappelons que nous utiliserons l'approche qui impose la condition que ce processus a lieu lors d'un écoulement adiabatique le long d'un tronçon de section constante, on a donc :

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_p + \dot{m}_s \quad (2.23)$$

Pour déterminer la pression P_8 , l'enthalpie h_8 et la vitesse V_8 , nous disposons des trois équations de conservation suivantes :

L'équation de l'énergie :

$$(\dot{m}_p + \dot{m}_s)(h_8 + \frac{V_8^2}{2}) = \dot{m}_p(h_{7p} + \frac{V_{7p}^2}{2}) + \dot{m}_s(h_{7s} + \frac{V_{7s}^2}{2}) \quad (2.24)$$

L'équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$(\dot{m}_p + \dot{m}_s)V_8 - (\dot{m}_s V_{7s} + \dot{m}_p V_{7p}) = (P_7 - P_8)A_8 \quad (2.25)$$

L'équation de continuité :

$$\dot{m}_8 = A_8 * V_8 * \rho_8 \quad (2.26)$$

2.3.3.4 Modélisation du processus de diffusion :

Le processus de diffusion à lieu entre les sections 8 et 1, dans la partie divergente par laquelle se termine l'éjecteur. Nous rappelons que ce processus est considéré comme adiabatique et que l'énergie cinétique du fluide au point 1 est négligeable. Connaissant la pression en ce point le bilant d'énergie nous permet de calculer l'enthalpie du fluide h_1 et de déterminer ainsi son état thermodynamique.

$$h_1 = h_8 + \frac{V_8^2}{2} \quad (2.27)$$

Dans l'hypothèse d'un processus de diffusion isentropique l'enthalpie h_{1s} a la sortie de l'éjecteur se détermine dans ce cas à partir de la connaissance de la pression P_1 et de l'entropie du fluide S_{1s} .

Le rendement isentropique du processus de diffusion se calcul alors à partir de son expression de définition :

$$\eta_s = \frac{h_{1s} - h_8}{h_1 - h_8} \quad (2.28)$$

2.3.4 Critères de performance :

L'efficacité énergétique ou le coefficient de performance est donné par la relation :

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad (2.29)$$

Si on remplace par l'expression des puissances donnée ci-dessus, on obtient une nouvelle relation du coefficient de performance :

$$COP = U \cdot \frac{h_6 - h_5}{h_4 - h_2} \quad (2.30)$$

Avec le facteur d'entraînement de l'éjecteur donné par :

$$U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.31)$$

2.4 Procédure de Calcul

Nous allons décrire la procédure de calcul adoptée lors des simulations exécutées à l'aide du logiciel **MatLab** associé au logiciel **Refprop** qui permettra à Matlab d'utiliser directement les propriétés thermodynamiques des différents fluides considérés dans notre analyse, grâce à une fonction (**Refprop.m**).

2.4.1 Données :

On dispose :

1. De la puissance frigorifique de l'évaporateur, qui nous permettra de déterminer le débit du fluide entraîné (secondaire).
2. Les températures d'entrée des fluides externes au niveau des trois échangeurs ($T_{G,e}$, $T_{C,e}$, $T_{E,e}$).
3. Le pincement au niveau des trois échangeurs.

Variables :

- (a) La pression du générateur (P_G).
- (b) La Température du générateur (T_G).
- (c) La Température de l'évaporateur (T_E).
- (d) La Température du condenseur (T_C).

2.4.2 Algorithme de résolution :

La résolution du problème se fera selon les étapes suivantes :

- **Étape 1** : Nous commençons d'abord par choisir le réfrigérant qu'on veut étudier, les températures d'entrée des fluides externes au niveau des trois échangeurs $T_{G,e}$, $T_{C,e}$, $T_{E,e}$, ainsi que l'effet frigorifique au niveau de l'évaporateur \dot{Q}_E .

- **Étape 2 :** Nous fixons le pincement ΔT et calculons les températures de sortie du frigorigène des différents échangeurs :

$$T_4 = T_{G,e} - \Delta T \quad (2.32)$$

$$T_2 = T_{C,e} + \Delta T \quad (2.33)$$

$$T_6 = T_{E,e} - \Delta T \quad (2.34)$$

Remarque :

Le pincement ($\Delta T = 10$) est le même au niveau des trois échangeurs.

- **Étape 3 :** A partir de T_2 et $x_2 = 0$ (fluide saturé à la sortie du condenseur), et à partir de T_6 et $x_6 = 1$ (vapeur saturée a la sortie de l'évaporateur), nous obtenons grâce au *Refprop* :

- La pression au niveau du condenseur :

$$P_c = P_1 = P_2 = f(T_2, x_2)$$

- L'enthalpie spécifique a la sortie du condenseur, cette enthalpie est la même qu'à l'entrée de l'évaporateur, étant donné que la détente a travers la veine est isenthalpique :

$$h_2 = h_5 = f(T_2, x_2)$$

- La pression au niveau de l'évaporateur :

$$P_E = P_5 = P_6 = f(T_6, x_6)$$

- L'enthalpie spécifique à la sortie de l'évaporateur :

$$h_6 = f(T_6, x_6)$$

- L'entropie spécifique à la sortie de l'évaporateur :

$$S_6 = f(T_6, x_6)$$

Nous calculons ensuite le débit de fluide secondaire \dot{m}_s à l'aide de l'équation (2.18).

– **Étape 4** : Nous choisissons une valeur de P_G , inférieur à la pression de saturation correspondant à T_4 , nous obtenons alors :

- L'enthalpie spécifique sortie à la sortie générateur :

$$h_4 = f(T_4, P_G)$$

- L'entropie spécifique sortie à la sortie générateur :

$$S_4 = f(T_4, P_G)$$

– **Étape 5** : Nous recherchons la valeur de P_{7s} qui minimise la section de la tuyère secondaire à la sortie. A cette effet nous commençons par posé ($P_{7s} = P_6$) et nous effectuons successivement les calculs suivant :

$$h_{7s} = f(P_{7s}, S_{7s})$$

$$\rho_{7s} = f(P_{7s}, S_{7s})$$

$$\Rightarrow V_{7s} = \sqrt{2 * (h_6 - h_{7s})} \quad (2.35)$$

$$\Rightarrow A_{7s} = \frac{\dot{m}_s}{V_{7s} * \rho_{7s}} \quad (2.36)$$

Nous choisissons une deuxième valeur de [$P_{7s} = P_6 - 0.5(kPa)$], et on refait les calculs ci-dessus. On compare l'aire de la section obtenue avec le résultat du premier calcul, si la section est plus petite on refait le calcul en réduisant la pression avec le même pas et on procède ainsi jusqu'à trouvé la pression pour laquelle l'aire de la section A_{7s} sera minimale.

On aura donc après cette procédure :

- La pression à la sortie de la tuyère secondaire P_{7s}
- L'enthalpie spécifique à la sortie de la tuyère secondaire h_{7s}
- La vitesse du fluide secondaire à la sortie tuyère V_{7s}
- L'aire de la section de sortie de la tuyère secondaire A_{7s}

– **Étape 6** : On a ($P_{7p} = P_{7s}$) et ($S_{7p} = S_4$), on peut donc obtenir :

- L'enthalpie spécifique du fluide primaire à la sortie de la tuyère :

$$h_{7p} = f(P_7, S_4)$$

- La masse volumique du fluide primaire à la sortie de la tuyère :

$$\rho_{7p} = f(P_7, S_4)$$

- On calcul la vitesse du fluide primaire à la sortie de la tuyère à partir du bilan d'énergie :

$$\Rightarrow V_{7p} = \sqrt{2 * (h_4 - h_{7p})} \quad (2.37)$$

– **Étape 7** : Nous choisissons une valeur pour le facteur d'entraînement U , puis nous calculons :

- Le débit du fluide primaire :

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{m}_s}{U} \quad (2.38)$$

- L'aire de la section de sortie tuyère primaire, à partir de l'équation de continuité :

$$A_{7p} = \frac{\dot{m}_p}{V_{7p} * \rho_{7p}} \quad (2.39)$$

- Et finalement l'aire de la section de la veine de mélange :

$$A_8 = A_{7p} + A_{7s} \quad (2.40)$$

– **Étape 8** : La pression P_8 doit être inférieure à P_7 , à cause des pertes de charge dans la zone de mélange. Sa valeur doit satisfaire les trois équations de conservation appliquée à la zone de mélange. On choisie une valeur de P_8 :

- De l'équation de quantité de mouvent **(2.25)** :

$$\Rightarrow V_8 = \frac{(P_7 - P_8)A_8 + \dot{m}_p V_{7p} + \dot{m}_s V_{7s}}{\dot{m}} \quad (2.41)$$

- De l'équation de conservation de l'énergie **(2.24)** :

$$\Rightarrow h_8 = \frac{\dot{m}_p(h_{7p} + \frac{V_{7p}^2}{2}) + \dot{m}_s(h_{7s} + \frac{V_{7s}^2}{2})}{\dot{m}} - \frac{V_8^2}{2} \quad (2.42)$$

- De l'équation de continuité **(2.26)** :

$$\Rightarrow \rho_8 = \frac{\dot{m}}{V_8 * A_8} \quad (2.43)$$

- **Test** : On lit (h_8) grâce à la fonction *Refpropm*, on compare avec la valeur donnée par le bilan d'énergie, et on reprend la procédure jusqu'à satisfaire le test.

- **Étape 9** : A partir de l'équation de conservation d'énergie **(2.27)**, on calcule :

- L'enthalpie spécifique du mélange à la sortie du diffuseur :

$$h_1 = h_8 + \frac{V_8^2}{2} \quad (2.44)$$

- On en déduit l'entropie spécifique du mélange à la sortie du diffuseur :

$$S_1 = f(h_1, P_1)$$

- On calcule l'enthalpie spécifique correspondant à une diffusion isentropique :

$$h_{1,is} = f(P_1, S_8)$$

- En suite on calcule le rendement isentropique du diffuseur définie par l'expression :

$$\eta_{is} = \frac{h_{1s} - h_8}{h_1 - h_8} \quad (2.45)$$

- Si on trouve que S_1 est inférieur à S_8 , ce qui donnera une valeur du rendement isentropique négative, on reprend tous les calculs à partir de l'étape (7) en augmentant la valeur du facteur d'entraînement, on poursuit cette procédure jusqu'à ce que la valeur choisie de (U) donne un rendement isentropique raisonnable du diffuseur.

Chapitre III

Chapitre 3

Résultats et interprétations

En procédant comme décrit à la fin du chapitre précédent, nous avons pu produire des résultats qui mettent en évidence l'influence d'un certain nombre de paramètres sur les performances de la machine frigorifique tritherme à éjecteur. Les principaux résultats obtenus seront présentés ci-après graphiquement puis commentés.

3.1 Evolution des performances du système avec les paramètres opératoires du cycle

Les performances du cycle frigorifique tritherme à éjecteur semblent être plus sensibles à la pression du générateur (P_g) qu'à n'importe quel autre paramètre opératoire. Nous allons donc prendre cette pression pour variable principale en fonction de laquelle nous présenterons l'évolution des performances du cycle. Les autres variables seront utilisées comme paramètres sur la plupart des figures qui seront présentées ci-dessous. Il s'agira de la nature du fluide frigorigène, de la température de la source intermédiaire (T_C) (condenseur), de la température de la source froide (T_E) (évaporateur) et de la température de la source chaude (T_G) (générateur). La figure 3-3 où les courbes du coefficient de performance ont été tracées en fonction de P_g pour trois fluides frigorigènes différents, tous les autres résultats seront présentés pour le R-134a. Tous les calculs sont exécutés pour un pincement de 10°C et un effet frigorifique ($Q_E = 5\text{kW}$).

3.1.1 Le coefficient de performance (COP) et le facteur d'entraînement (U) évoluent dans le même sens

La figure (3.1) présente l'évolution du coefficient de performance (COP) et du facteur d'entraînement (U) en fonction de la pression du générateur et la figure

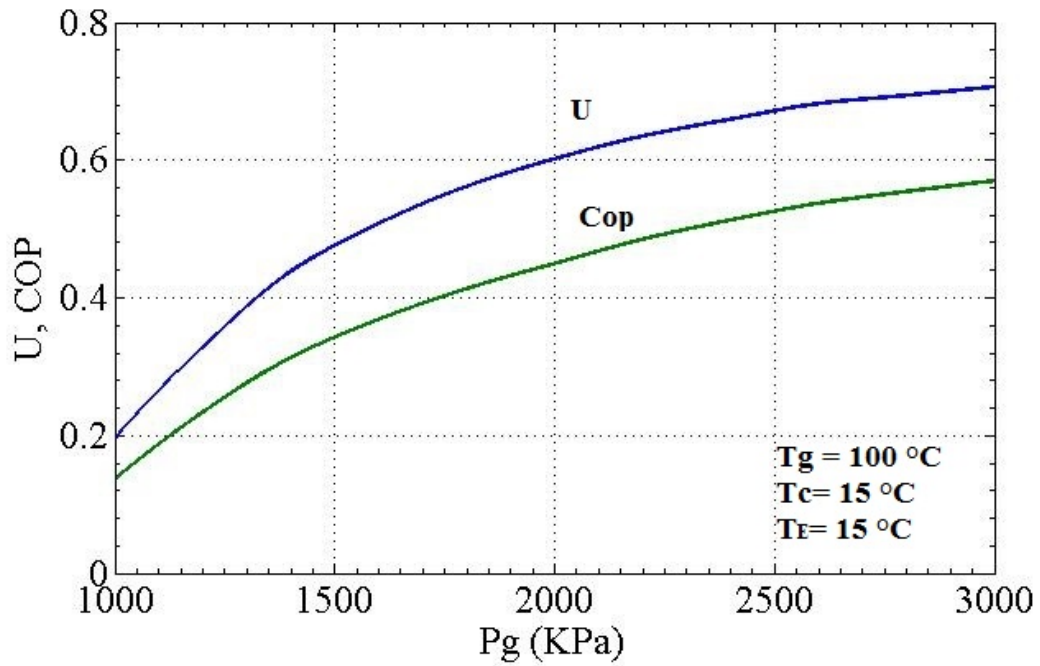


Figure 3.1 – Evolution du coefficient de performance (COP) et du facteur d'entraînement (U) en fonction de la pression du generateur PG

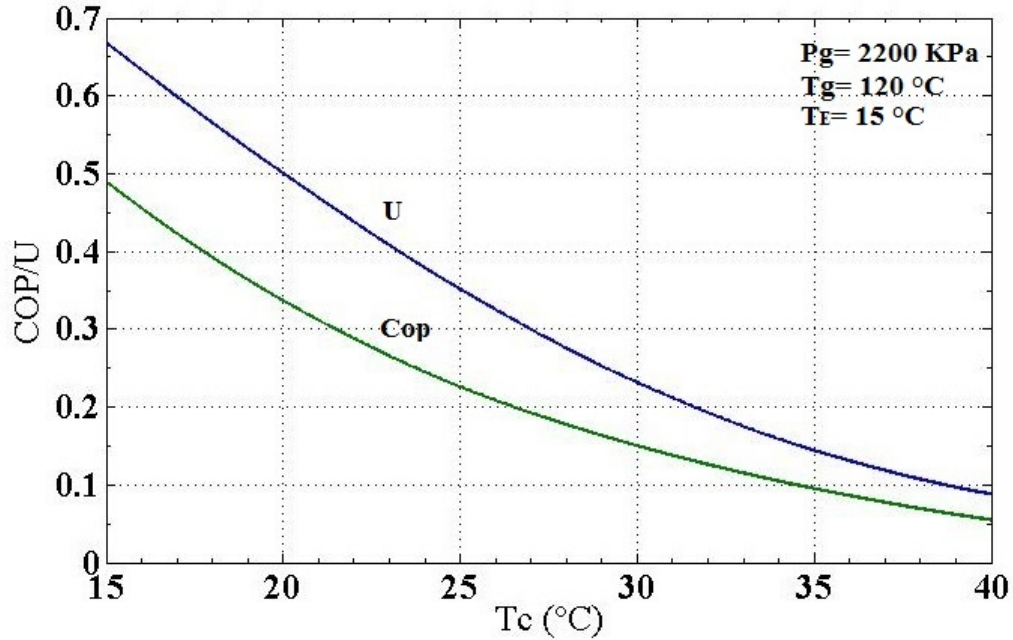


Figure 3.2 – Evolution du coefficient de performance (COP) et du facteur d'entraînement (U) en fonction de la temerature de la source intermediaire TC

(3.2) les présente en fonction de la température de la source intermédiaire (T_C). Les valeurs utilisées pour les autres paramètres sont mentionnées sur chaque figure.

Ces figures montrent que le coefficient de performance et le facteur d'entraînement suivent tous les deux la même allure; ils augmentent avec la pression du générateur et diminuent lorsque la température de la source intermédiaire augmente, le facteur d'entraînement étant toutefois légèrement plus sensible que le coefficient de performance aux variations de ces paramètres. En effet, la courbe du facteur d'entraînement (U) étant toujours située au-dessus de celle du coefficient de performance, les courbes de ces deux indicateurs de performance du système s'écartent légèrement lorsque la pression du générateur augmente, ce qui prouve que (U) monte un peu plus rapidement que (COP), et se rapprochent lorsque (T_C) augmente, preuve que (U) décroît plus rapidement avec (T_C). Lorsque PG augmente, la vitesse de l'écoulement primaire à la sortie de la tuyère sera plus importante, il y aura donc plus d'énergie pour entraîner plus de fluide secondaire qui va générer à son tour plus de froid pour (T_C) et (T_E) données. Lorsque (T_C) augmente, la pression augmente au condenseur, la pression (P_G) étant constante dans ce cas, l'énergie de l'écoulement primaire sera dépensée davantage pour permettre au fluide de monter en pression pour rejoindre le condenseur, il y aura moins d'énergie pour l'entraînement, (U) va donc diminuer et avec lui la quantité de froid produite et par suite le coefficient de performance.

3.1.2 Sensibilité des performances à la nature du fluide frigorigène

Nous avons considéré trois fluides frigorigènes et nous avons exécuté la procédure de calcul décrite au chapitre II pour chacun de ces fluides qui sont : le R-134a ; le R-600a et le R-290. En fixant les températures des sources aux valeurs indiquées sur la figure (3.3) ci-dessous, on pourrait noter que certaines grandeurs calculées en cours de procédure affichent une valeur qui ne dépend pas de la pression du générateur, mais uniquement de la nature du fluide. Le tableau (3.1) liste les valeurs de ces grandeurs pour les trois fluides considérés.

La figure (3.3) ci-après présente l'évolution du coefficient de performance en fonction de la pression du générateur pour les trois fluides considérés.

Table 3.1 – Valeurs des grandeurs qui ne dependent pas de P_G mais uniquement de la nature du fluide.

/	R134a	R290	R600a
$P_{sat}(T_G)$ [kPa]	3247	3765	1614
$P_C = P_1 = P_2$ [kPa]	662.41	948.44	349.14
$P_E = P_5 = P_6$ [kPa]	347.84	548.7	185.77
P_7 [kPa]	206	324	110
m_s [kg/s]	0.0299	0.158	0.0165
A_{7s} [mm ²]	19.8	9.96	27.66

Nous avons déjà pu constater que le coefficient de performance croît avec la pression du générateur dans le cas du R-134a. La figure (3.3) nous permet de conclure que ceci est valable pour tous les fluides frigorigènes. L'allure et le domaine de croissance du coefficient de performance est cependant différente d'un fluide à un autre. On peut voir ainsi que le R-600a présente de loin les meilleures performances, malheureusement son COP ne pourra pas monter au-dessus d'une certaine limite (0.52 sur la figure), car les paramètres critiques de ce fluide sont relativement bas et ne

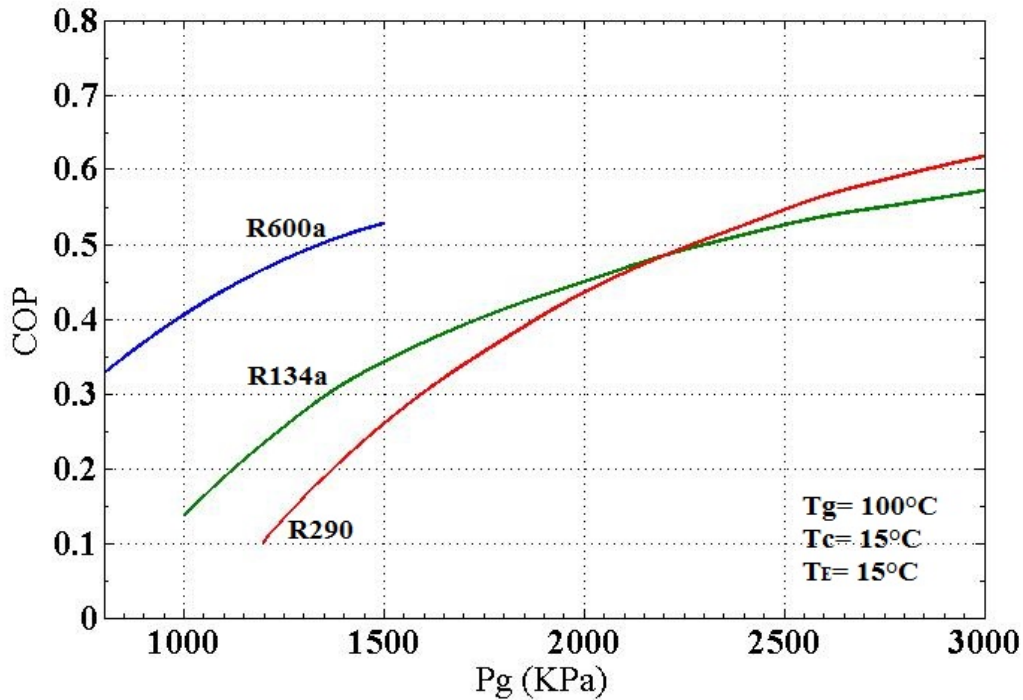


Figure 3.3 – Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la pression du generateur pour trois fluides frigorigenes : le R134a, le R600a et le R290.

permettent pas de l'utiliser au-delà d'une pression de 1.5 MPa. Le R-134a et le R-290 peuvent être employés sur une gamme de pression beaucoup plus large. Cependant, le R-134a qui permet des performances plus intéressantes que le R-290 aux basses pressions, jusqu'à 2 MPa, affiche à pour 3 MPa une valeur du COP de 0.57, à peine plus grande que celle du R-600a à seulement 1.5 MPa ; tandis que le R-290 permet de réaliser un COP de 0.62 à la même pression de 3 MPa.

3.1.3 Effet d'une variation de la température de la source intermédiaire T_C et de celle de la source froide T_E sur les performances du système

L'effet de ces deux températures sur le coefficient de performance est présenté sur les trois figures (3.4) à (3.6) ci-dessous. La première présente l'évolution du coefficient de performance en fonction de la pression du générateur avec T_C comme paramètre. La seconde présente l'évolution du coefficient de performance, toujours en fonction de P_G , avec cette fois-ci la température de la source froide comme paramètre. Enfin, la troisième présente pour une valeur de $P_G = 2.2$ MPa, l'évolution du coefficient de performance en fonction de la température de la source froide, avec la température de la source intermédiaire T_C comme paramètre.

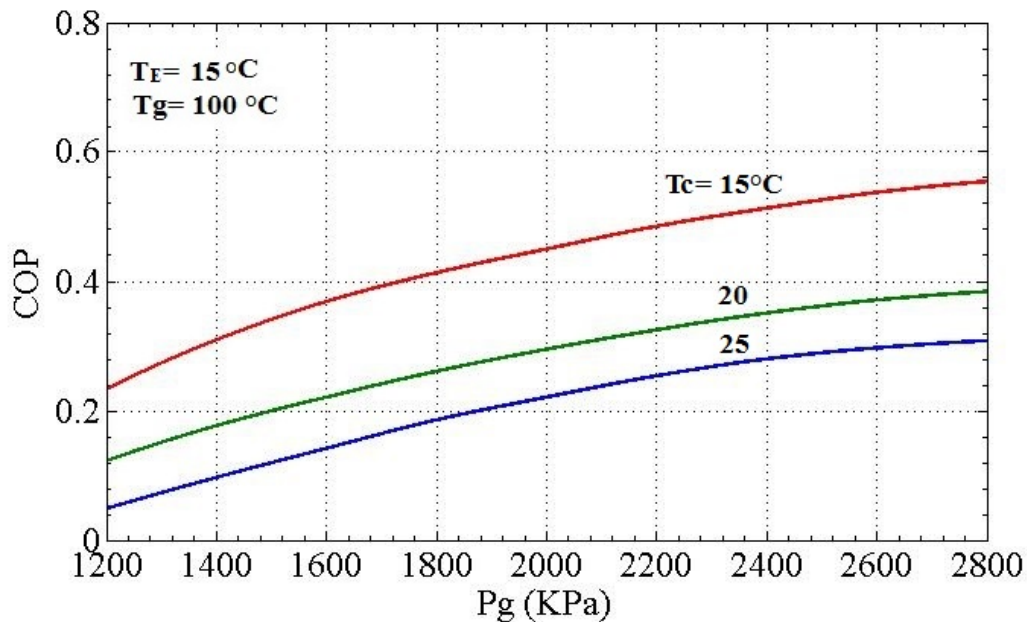


Figure 3.4 – Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la pression du generateur pour trois valeurs de la temperature de la source intermediaire

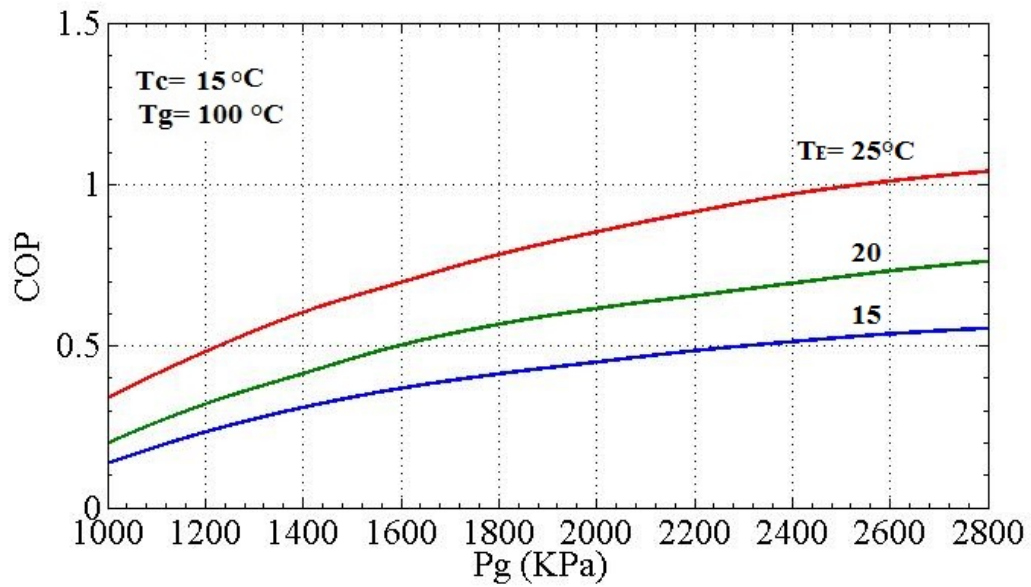


Figure 3.5 – Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la pression du generateur pour trois valeurs de la temperature de la source froide

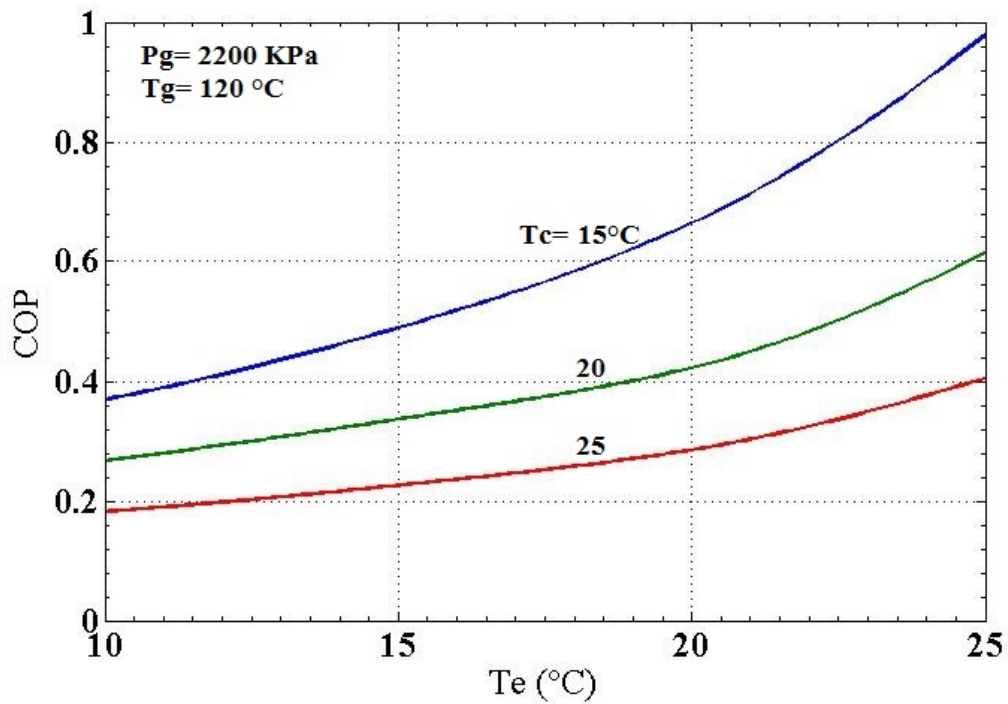


Figure 3.6 – Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la temperature de la source froide pour trois valeurs de la temperature de la source intermediaire

La figure (3.4) et la figure (3.5) montrent que lorsque la température de la source intermédiaire T_C augmente à P_G et T_E constants, le coefficient de performance diminue, comme dans le cas du cycle frigorifique à compression mécanique de vapeur, où le coefficient de performance diminue lorsque la température au condenseur augmente.

La figure (3.5) et la figure (3.6) montrent que lorsque la température de la source froide T_E diminue, autrement dit lorsque nous cherchons à produire du froid à une température plus basse, à P_G et T_C constants, le coefficient de performance diminue, comme dans le cas du cycle frigorifique à compression mécanique de vapeur, où le coefficient de performance diminue lorsque la température à l'évaporateur diminue.

3.1.4 Effet d'une variation de la température de la source chaude TG sur les performances du système

L'effet d'une variation de TG sur le coefficient de performance peut être déduit à partir des courbes de la figure (3.7) ci-dessous, où le (COP) est représenté en fonction de la pression P_G pour trois valeurs de la température de la source chaude T_G . En nous limitons à considérer uniquement des températures pouvant correspondre à des sources difficilement valorisables dans d'autres applications (énergie solaire faisant appel à la technologie solaire la plus simple, et donc la moins coûteuse, les effluents industriels faiblement exégétiques ; ?), nous avons utilisé trois valeurs de la température T_G prises dans un intervalle très serré au voisinage de 100°C. La figure (3.7) montre que la température de la source chaude a très peu d'influence, en tout cas beaucoup moins que la pression du générateur, sur le coefficient de performance du cycle frigorifique tritherme à éjecteur.

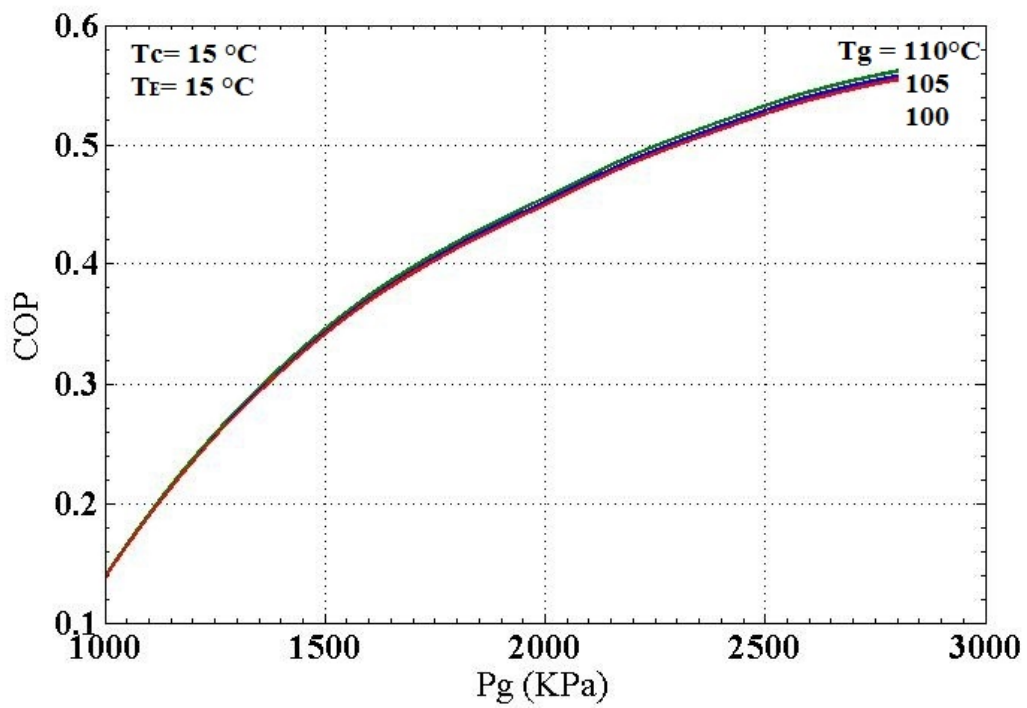


Figure 3.7 – Evolution du coefficient de performance (COP) en fonction de la pression du generateur P_G pour trois valeurs de la temperature de la source chaude T_G .

Conclusion Générale

L'introduction d'un éjecteur dans un cycle frigorifique permet de produire du froid comme dans un cycle à absorption, en accomplissant la compression mécanique dans le domaine liquide à l'aide d'une pompe dont la consommation d'énergie est insignifiante par rapport à celle que nécessiterait la compression d'un gaz pour être amené à la même pression. L'énergie sera fournie au fluide dans le générateur de vapeur, donc sous forme de chaleur, à un niveau de température suffisamment bas qu'on peut parfois récupérer gratuitement cette chaleur, qu'on aurait autrement rejetée. On pourrait également valoriser tous types de sources, ce qui confère à notre cycle à éjecteur une grande flexibilité. L'avantage qu'il a sur le cycle à absorption, c'est qu'il peut utiliser n'importe lequel des frigorigènes destinés au cycle à compression mécanique de vapeur.

Nous avons simulé dans cette étude le fonctionnement d'un cycle frigorifique tri-therme à éjecteur et nous avons relevé que la pression de vaporisation du débit de fluide primaire est le paramètre qui a le plus d'effet sur les performances du cycle. Une augmentation de cette pression entraîne une augmentation en parallèle du facteur d'entraînement, défini par le rapport du débit de fluide secondaire sur celui du fluide primaire, et du coefficient de performance du cycle. Ces performances sont également influencées, mais à un degré moindre, par la température de la source au condenseur et celle de la source froide à l'évaporateur. Comme dans le cycle à compression mécanique de vapeur, les performances augmentent lorsque ces deux températures se rapprochent et diminuent lorsqu'elles s'écartent l'une par rapport à l'autre.

Les valeurs réalisables du coefficient de performance ne sont pas comparables avec celles du cycle à compression mécanique de vapeur. Des valeurs supérieures à 0.6 ne sont possibles qu'avec des pressions génératrices élevées, des températures de condensation relativement basse et/ou des températures de vaporisation relativement élevées. Ces systèmes sont donc plutôt adaptés pour les applications du génie climatique. Il est également utile de rappeler que le coefficient de performance du système à éjecteur est défini relativement à une alimentation en énergie thermique provenant d'une source difficilement valorisable et donc beaucoup moins coûteuse que l'énergie électrique nécessaire au fonctionnement du moto-compresseur du cycle à compression mécanique.

Dans un contexte marqué par le souci de préserver les sources d'énergie nobles à chaque fois que cela s'avère possible, et par la recherche à limiter au minimum le passage par la combustion pour réaliser un objectif énergétique ou frigorifique, le cycle tritherme à éjecteur s'impose comme une solution très efficace dans certains processus de refroidissement et certaines applications du froid.

Références bibliographiques

- [1] Communiqué présenté par Didier Coulomb, INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION Novembre 2006.
- [2] Décret exécutif n° 07-207 du 30 juin 2007 réglementant l'usage des substances qui appauvrissent la couche d'ozone.
- [3] 4^{eme} rapport de l'IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change).
- [4] Christian MULLER, Guillaume BRUMPTER, Lhassan ELOUAD, Jean-Baptiste POLMARD, 10 juillet 2014, Technique de l'ingénieur.
- [5] NIST Standard Reference Database 23. NIST Thermodynamics and transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures, REFPROP, Version (8.0).
- [6] (PNUE) Programme des Nations Unies pour la protection de l'Environnement.
- [7] Aperçu sur l'Histoire de la Production du Froid, INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION.
- [8] Règlement européen CE 517/2014, réglementation sur les gaz fluorés (F-gaz).
- [9] Denso, Ejector cycle, www.globaldenso.com/en/environment/story/no1/2par.html.
- [10] L.Kairouani,M.Elakhdar,E.Nehdi,N.Bouaziz. Utilisation d'éjecteurs dans un système frigorifique à plusieurs évaporateurs afin d'améliorer la performance. International Journal Of Refrigeration 32 (2009).
- [11] J.P. Liu, J.P. Chen et Z.J. Chen, Thermodynamic analysis on transcritical R744 vapor-compression/ejection hybrid refrigeration cycle, Preliminary proceedings of the fifth IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at Guangzhou, Guangzhou, China, Pages 184-188, 2002.
- [12] A.A. Kornhauser, The use of an ejector as a refrigerant expander, Proceedings of the 1990 USNC/IIR-Purdue refrigeration conference, Purdue university, West Lafayette, IN, USA, Pages 10-19, 1990.

[13] L. Boumaraf et A. Lallemand, Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimensioning and off- dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a. Appl. Thermal. Eng., Volume 29, pages 265-274, 2009.

[14] LU LT., «Etudes théorique et expérimentale de la production de froid par machine tritherme à éjecteur de fluide frigorigène». Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique, Grenoble. France (1986).

[15] Mouna Elakdhar, Ezzeddine Nehdi, Lakdar Kairouani. Développement d'un cycle hybride de réfrigération à compression/éjection. Congrès Français de Thermique, SFT 2007, Île des Embiez, 29 mai-1 juin 2007.

[16] Latra BOUMARAF, André LALLEMAND. COMPORTEMENT D'UN EJEC-TEUR DANS DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT NOMINALES ET NON NOMINALES. 12èmes Journées Internationales de Thermique.

[17] Latra BOUMARAF, Philippe HABERSCHILL, André LALLEMAND. Augmentation de l'efficacité d'une machine frigorifique à compression utilisant le fluide frigorigène R134a et son substitut HFO 1234yf. 16èmes Journées Internationales de Thermique (JITH 2013) Marrakech (Maroc), du 13 au 15 Novembre 2013.

[18] Dahmani, Galanis, Aidoun, On the performance of ejector réfrigération systems Proceedings. WSEAS Conférence on Energy and Environment, Cambridge, Février 2010 UK.

[19] RAEE Agence régionale de l'énergie et de l'environnement en Rhône-Alpes.