

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ DE BATNA

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGÉNIEUR
DÉPARTEMENT DE MÉCANIQUE

MÉMOIRE
Pour Obtenir le Diplôme
De
MAGISTÈRE
EN
Génie Mécanique

OPTION : Energétique

Présenté PAR

Benbia Leila

Ejecteur à vapeur d'eau pour la réfrigération : Etude, simulation et dimensionnement.

Mémoire soutenu le

Devant le jury d'examen

Dr. Benbia makhoulf	Maître de conférences	Rapporteur	Université de Batna
Pr. Si Ameer Mohamed	professeur	President	Université de Batna
Pr. Rahal samir	professeur	Examineur	Université de Batna
Dr.Moumni Nouredine	Maître de conférences	Examineur	Université de Biskra

ANNEE UNIVERSITAIRE 2012 / 2013

Remerciements

Je tiens à remercier mon directeur de recherche

monsieur Benbia pour avoir accepté de

diriger mon travail et pour tous ses conseils judicieux.

Je remercie également tous les enseignants de l'institut de génie

mécanique et chefs de département

Enfin je remercie tous ceux qui ont participé de près ou de loin à

l'élaboration de ce mémoire.

Dedicace

Je dédie ce travail a :

- ❖ **Mon très cher père**
- ❖ **Ma très chère mère**
- ❖ **Mon mari**
- ❖ **Mon fils idriss**
- ❖ **Mes frères et sœurs**
- ❖ **Tous mes amis**
- ❖ **Toute ma famille**

- ❖ **A mon encadrant docteur Benbia**

Nomenclature	
Introduction générale	1.2
Chapitre I : généralités et étude bibliographique	3
Introduction :	3
1.1- historique sur les cycles de réfrigération	3
1. 2- Caractéristiques du cycle a éjecteur	3
1. 3- système conventionnelle de réfrigération solaire á éjecteur	3
1. 4- les constituants du cycle de réfrigération avec un éjecteur	3
a)- générateur	4
b)- condenseur	5
c)- évaporateur	5
d)- l'éjecteur	5
1.5- le fonctionnement de l'éjecteur	5
1.6- les performances de cycles	6
1.6.1- la performance du système a éjecteur	6
1.6.2- les caractéristiques et performance	7
1.7- effets des divers paramètres de chaque unité sur le fonctionnement de :	8
1.7.1- condenseur	8
1. 7.1.1 -la pression	8
1.7.1.2- la géométrie	10
1.8- les avantages et inconvénients de l'éjecteur :	11
1.9- fluides de travail	11
1.10- les systèmes solaires de réfrigération a éjecteur	13
1.11-Conclusion	14
Chapitre II : formulation mathématique du problème	
Introduction	14
2.1- Ecoulement compressible	14
2.2- Ecoulement adiabatique	14

2.3- Nombre de mach	15
2.4- description du système considère	15
2.5- présentation du domaine d'étude	16
2.6- équation et modèles mathématiques des écoulements dans ces dispositifs.	17
2.6.1- résumé des équations gouvernant de la dynamique des fluides et commentaires	17
2.6.1.1. Les équations générales	17
2.6.1.1.1- équation de Navier-Stokes	17
a)- l'équation de continuité ou équation de bilan de masse b)- l'équation de bilan de la quantité de mouvement c)- l'équation de bilan de l'énergie	18
2.7-conclusion	18
Chapitre III : Apprentissage de l'utilisation du logiciel fluent et gambit	
Introduction	20
3.1- Méthode des volumes finis	20
3.2- Notices d'utilisation de <i>Gambit</i> et de <i>fluent</i>	21
3.2.1- Utilisation de <i>Gambit</i>	21
3.2.2- Présentation du code <i>fluent</i>	21
3.2.3- <i>fluent</i> peut modéliser les phénomènes suivants	21
3.3- Démarche numérique du solveur	22
3.3.1-L'étapes principales de simulation sous <i>fluent</i>	22
3.4-Conclusion	25
Chapitre IV : Résultats et interprétations :	
Introduction	26
4.1-plan d'étude	27
4.1.1-L'effet de pression de fonctionnement	
4.1.2- L'effet des géométries de l'éjecteur :	
4.1.2.1-l'effet de la géométries de la tuyère primaire :	
4.1.2.1.1-L'effet de diamètre de gorge : (X en mm)	29
4.1.2.1.2- L'effet de la longueur de la gorge (Lg ₁ en mm).	

4.1.2.1. 3- L'effet de la position (NXP) de la sortie de la tuyère primaire :	
4.1.2.2- l'effet de la géométrie de la chambre de mélange :	
4.1.2.2.1- l'effet du diamètre de la chambre de mélange (Z en mm).	29
4.1.2.3-L'effet de la géométrie de la tuyère secondaire :	
4.1.2.3.1- L'effet de la longueur de la gorge (L_{g2} en mm)	29
4.1.2.3.2-L'effet du diamètre de la gorge de la tuyère secondaire (D_{g2} en mm) :	
4.1.2.3.3- L'effet de la géométrie de l'éjecteur sur le ratio d'entraînement (R_m)	
4.1.3- L'effet des conditions de d'exploitation :	
4.1.3.1- L'effet de la température du générateur sur le coefficient de la performance (COP) :	
4.1.3.2 - L'effet de la température de l'évaporateur sur le coefficient de la performance (COP) :	29
4.1.3.3- L'effet de la pression du condenseur sur le coefficient de la performance (COP) :	
4.1.2.1.1-L'effets de diamètre de la gorge de la tuyère primaire : (X : mm).	29
4.1.2.1.1a. Mis en place de la géométrie et du modèle CFD de l'éjecteur	30
4.1.2.1.1b- Présentation des champs et des profils des pressions Fig. (4.5et4.7) et des vitesses Fig. (4.6et 4.8) du long de la tuyère primaire en fonction de la position de sa sortie X :	31
4.1.2.1.1c- Analyse des résultats	31
4.1.2.1.2-L'effet de la longueur de la gorge de la tuyère primaire [L (mm)]:	31
4.1.2.1.2a- Présentations des champs et des profils de pression Fig. (4.9et 4.11) et la vitesse Fig. (4.10et 4.12) de la tuyère primaire en fonction de la position de sa sortie X :	32
4.1.2.1.2b-Analyse des résultats :	33
4.1.2.3.2-L'effet du diamètre de la gorge de la tuyère secondaire (D_{g2} mm) :	
	39
4.1.2.3.2a- Présentations des champs et des profils de pression Fig. (4.21et 4.23) et la vitesse Fig. (4.22et 4.24) de la tuyère primaire en fonction de la position de sa sortie X :	
4.1.2.3.2b-Analyse des résultats :	
4.1.2.1. 3-L'effet de la position (NXP) de la sortie de tuyère primaire :	33
4.1.2.2.1-L'effet du diamètre de la chambre de mélange (Z mm):	34

4.1.2.2.1a- Présentations des champs est des profils de pression Fig. (4.15 et 4.17) et de vitesse Fig. (4.16et 4.18) de la tuyère primaire et de la tuyère secondaire.	35
4.1.2.2.1b- Analyse des résultats :	36
4.1.2.3- L'effet de la géométrie de la tuyère secondaire :	
4.1.2.3.1- L'effet de la longueur de la gorge (lg_2 : mm) :	37
4.1.2.3.1a. Présentations des champs des profils de pressions Fig. (4.19et21) et les vitesses Fig. (4.22et20) de la tuyère primaire et la tuyère secondaire :	37
4.1.2.3.1b-Analyse des résultats :	38
4.1.2.3.2- L'effet des géométries de l'éjecteur sur le ratio d'entraînement (R_m):	39
4.1.2.3.2a-Analyse des resultat :	40
4.1.3-L'effet des conditions de d'exploitation :	41
4.1.3.1- L'effet de la température de générateur sur le coefficient de la performance (COP) .	41
4.1.3.1a-Validation des résultats :	41
4.1.3.2-L'effet de la température de l'évaporateur sur le coefficient de la performance (COP).	42
4.1.3.3- L'effet de la pression du condenseur sur le coefficient de la performance (COP) :	42
4.1.4-Conclusion :	43
Conclusion générale	45

Liste des figures :

Figure 1-1 : système de réfrigération avec éjecteur

Figure 1-2 : Les processus du système à éjecteur avec ça courbe (P, h) Correspondante [17].

Figure 1-3 : Coupe d'un éjecteur et évolutions des vitesses et pressions

Figure 1-4 : Modes opérationnels d'un éjecteur [12].

Figure 1-5 : La performance d'un réfrigérateur à éjecteur basé sur données expérimentales Fournies par Aphornratana [25].

Figure 1-6 : Effet des températures de fonctionnement sur la performance d'un réfrigérateur à éjecteur basée sur des données fournies par Aphornratana [25].

Figure 1-7 : La performance d'un réfrigérateur a éjecteur de la vapeur basée sur données fournies par Aphornratana [25].

Figure I.8 : Configurations des cycles solaires à éjecteur. (I.8a) Cycle idéal ;(I.8b) un cycle pour le système solaire et un autre pour le système de réfrigération

Figure 2.1 : Coupe d'un éjecteur

Figure 4.1 : Schéma de l'éjecteur

Figure 4.2 : Evolution du rapport d'entraînement en fonction de la pression du générateur

Figure 4.3- rapport d'entraînement (expérimentale)

Figure 4.4 -maillage de la tuyère primaire et la tuyère secondaire

Figure 4.5-Distribution du champ de pression

Figure 4.6- Distribution du champ de vitesse

Figure 4.7-profil de pressions pour X= [de 0 á 83] mm

Figure 4.8- profil des vitesses pour X= [de 0 á 83] m

Figure 4.9-la distribution du champ de pression

Figure 4.10- la distribution du champ de vitesse

Figure. 4.11-profil de pression pour $X=$ [de 0 à 83] mm

Figure. 4.12-profil de vitesse pour $X=$ [de 0 à 83] mm

Figure. 4.13- Effet de la position de la tuyere primaire par rapport a l'entrée de la tuyere secondaire (NXP)

Figure 4.14 : Effet de la position de la tuyere primaire par rapport a l'entrée de la tuyere secondaire (NXP) (Expérimentales)

Figure 4.15 : Distribution du champ de vitesse

Figure 4.16 : Distribution du champ de pression

Figure 4.17 : profils de pression pour $X=$ [50 a 350] mm

Figure 4.18 : profils de vitesse pour $X=$ [50 a350] mm

Figure 4.19 : Distribution du champ de pression

Figure 4.20 : Distribution du champ de vitesse

Figure 4.21 : profils de pression pour $X=$ [de50 a 350] mm

Figure 4.22 : profils de vitesse pour $X=$ [de50 a 50] mm

Fig4.23- Distribution du champ de pression

Fig4.24- Distribution du champ de vitesse

Fig4.25- profils de pression pour $X=$ [de 55a 450] mm

Fig4.26 - profils de vitesse] pour $X=$ [de5 0 a450] mm

Figure 4.27 : Evolution du ratio d'entraînement en fonction de la pression du condenseur.

Figure 4.28 : Evolution du ratio d'entraînement (Expérimentale) en fonction de la pression du condenseur.

Figure 4.29 : Evolution du COP en fonction de la pression au condenseur
($T_e = 10^\circ\text{C}$; $T_c = 35^\circ\text{C}$),

Figure 4.30: Evolution du COP en fonction de la pression au condenseur
($T_e = 10^\circ\text{C}$; $T_c = 35^\circ\text{C}$), expérimentale

Figure 4.31 : Evolution du COP en fonction de la pression de générateur
($T_c=35^\circ\text{C}$, $t_g=120^\circ\text{C}$)

Figure 4.32: Evolution du COP en fonction de la pression de générateur
($T_c=35^\circ\text{C}$, $t_g=120^\circ\text{C}$)(Expérimentale).

Nomenclature :

<i>CFD</i>	(Computational Fluid Mecanics)
X	Diamètre de la gorge de la tuyère primaire [mm]
Lg ₁	Longueur de la gorge de la tuyère primaire [mm]
Y	Diamètre du diffuseur [mm]
C	Longueur de la tuyère primaire [mm]
D	Diamètre de la tuyère primaire [mm]
Z	Diamètre de la chambre de mélange [mm]
B (Dg ₂):	Diamètre de la gorge de la tuyère secondaire [mm]
Lg ₂	Longueur de la gorge de la tuyère secondaire [mm]
<i>T_P</i>	température de générateur. [°C]
<i>T_S</i>	température de l'évaporateur. [°C]
<i>T_c</i>	température de condenseur. [°C]
<i>P_C</i>	Pression du condenseur [pascal]
<i>P_g</i>	Pression de générateur [pascal]
COP	coefficient de la performance
NXP	La place de la sortie de la tuyère primaire [mm]
Rm	Le rapport d'entraînement
ODP	Ozone déplétion potentiel relative to R11
GWP	Global warming potential.
HCFC	Hydro chlorofluorocarbons
CFC	Hydrofluorocarbons.
<i>m₂</i>	débit massique sortant de l'évaporateur. [Kg/s]
<i>m₁</i>	débit massique sortant du rebouilleur. [Kg/s]
<i>ρ</i>	La masse volumique du fluide [<i>kg · m⁻³</i>]

$\vec{v}(v_1, v_2, v_3)$	désigne la vitesse eulérienne d'une particule fluide [$m \cdot s^{-1}$]
$\overline{\tau} = (\tau_{i,j})_{i,j}$	le tenseur des contraintes visqueuses [pa]
\vec{f}	désigne la résultante des forces massiques s'exerçant dans le fluide [$N \cdot kg^{-1}$]
e	l'énergie totale par unité de masse [$j \cdot kg^{-1}$]
\vec{q}	le flux de chaleur perdu par conduction thermique [$j \cdot m^{-2} s^{-1}$]
r	représente la perte de chaleur volumique due au rayonnement [$j \cdot m^{-3} s^{-1}$]
$w_p = \dot{m}_1 (p_3 - p_1) / \rho_3$	Puissance de la pompe
$\dot{Q}_c = (m_1 + m_2) (h_3 - h_4)$	Puissance du générateur
$Q_g = m_1 (h_1 - h_6)$	Puissance du condenseur
$Q_f = Q_e = m_2 (h_2 - h_5)$	Puissance frigorifique (puissance de l'évaporateur)
$Cop = \frac{Q_f}{w_p + Q_g}$	Coefficient de performance pratique :

Introduction :

L'un des plus grands défis que le monde rencontre aujourd'hui est de réduire les émissions des différents processus industriels responsables de l'effet de serre et de l'épuisement des énergies fossiles.

Le domaine de production de froid n'échappe pas à la règle surtout si on se rappelle que quinze pour cent (15%) de la production mondiale de l'électricité est destinée à la production du froid dont l'augmentation de la demande est de dix-sept pour cent (17%) par an [33].

Produire du froid avec une machine frigorifique tri thermique dont l'organe principal est un éjecteur supersonique, semble une solution prometteuse par le fait qu'elle utilise des énergies dites gratuites et non nocives comme l'énergie solaire ou par l'utilisation des rejets thermiques des différents procédés industriels comme source d'énergie.

Dans une telle machine frigorifique, l'éjecteur tient le rôle de compresseur, ou il est le siège des écoulements compressibles supersoniques parfois diphasiques (apparition de la condensation), avec l'apparition d'un éventuel choc droit qui rend l'écoulement subsonique.

La plupart des procédés industriels génèrent des rejets énergétiques qui sont disponibles à un coût très bas et dans certains cas ces procédés ont aussi des besoins en réfrigération. On pourrait donc envisager de satisfaire ces besoins à partir d'un système de réfrigération qui se base sur la technologie de l'éjecteur et qui utilisera les rejets thermiques comme source d'énergie à température modérée.

La technologie de réfrigération avec éjecteur est plus attractive que la technologie conventionnelle à compression car elle est moins coûteuse.

Les éjecteurs, appelés également appareils à éjecteur ou encore trompes sont des appareils statiques destinés à aspirer, mélanger des gaz, des vapeurs ou des liquides et à la détente d'un fluide primaire. Ce dernier peut être gazeux, en régime subsonique ou supersonique, ou liquide (en régime incompressible), et apporte l'énergie nécessaire à l'entraînement du fluide secondaire.

L'objectif principal de cette thèse est de simuler un éjecteur d'un point de vue mécanique des fluides ou *CFD* (Computational Fluid Mechanics). Simulation paramétrique dont le but est de dimensionner l'éjecteur en question et éventuellement confirmer la théorie avancée par :

T. Sriveerakul, S. Aphornratana et al. [1]. La vapeur d'eau a été utilisée comme fluide primaire et secondaire, car elle est très respectueuse de l'environnement, d'une part et pour des motifs de comparaison avec des résultats expérimentaux, d'autre part.

Cette thèse est composée de quatre (4) parties :

- Le premier chapitre, bibliographique, présente en détail le fonctionnement du cycle de réfrigération, particulièrement celui à éjecteur avec les avantages et les inconvénients d'un tel système.
- Le deuxième chapitre présente la formulation mathématique du problème. Nous commencerons par des définitions concernant l'écoulement, suivi d'une description du système considéré, d'une présentation du domaine d'étude, et enfin d'un bref rappel des équations générales régissant l'écoulement compressible.
- Le troisième chapitre présente succinctement la théorie derrière les codes de calcul CFD et leur agencement (*fluent version 6.2*), qui utilise la méthode des volumes finis. Nous présentons les détails de la méthodologie de résolution du problème avec ce code.
- Enfin le dernier (quatrième) chapitre présente l'effet de la géométrie de l'éjecteur : (l'effet de la géométrie de la tuyère primaire, l'effet de la position de la sortie de la tuyère primaire et l'effet de la géométrie de la chambre de mélange). On y présente aussi l'influence des conditions opératoires (l'effet de la température et de la pression du condenseur, l'effet de la température et de la pression du générateur, l'effet de la température et de la pression de l'évaporateur).

Introduction :

Le contenu de ce chapitre décrit les généralités des caractéristiques, les performances d'un système de réfrigération à éjecteur et l'effet des divers paramètres des unités principales du cycle (évaporateur, condenseur et générateur) sur le fonctionnement de l'éjecteur. L'influence de la géométrie de l'éjecteur lui-même a été abordée.

1.1. Historique sur le cycle à éjecteur :

Le cycle de refroidissement à éjecteur a été développé la première fois par Le Blanc et Parson dès 1900 [5]. Populaire au début des années 30 pour les dispositifs de climatisation des grands bâtiments [21], ce système a été remplacé avec un système plus favorable de compression de vapeur. Ce dernier ayant un coefficient de performance (COP) nettement supérieur, une flexibilité et une compacité dans la fabrication et l'opération. Mais ce système a un impact négatif sur l'environnement.

Depuis les années 80, à cause de la nocivité aussi bien des énergies fossiles que de l'aspect destructif des CFC, l'industrie de réfrigération commence à se tourner vers de nouveaux procédés dont les cycles à éjecteur.

1.2- Caractéristiques du cycle à éjecteur :

Le cycle à éjecteur est semblable au cycle à compression de vapeur, sauf que le compresseur est remplacé par une pompe d'alimentation, un rebouilleur et un éjecteur. Ce cycle a récemment attiré l'attention, du fait de sa simplicité de construction, de la facilité de son entretien (il y a peu de pièces mobiles), et sa capacité à utiliser des énergies thermiques perdues ou des énergies renouvelables (solaire, géothermiques...etc..).

1.3- Système conventionnel de réfrigération solaire à éjecteur :

Diverses sources thermiques peuvent être utilisées (notamment celles redondantes d'autres unités), notre intérêt s'est porté vers l'énergie thermique solaire. Dans le fonctionnement d'un tel système, un réfrigérant liquide est vaporisé à une haute pression dans le rebouilleur (ou générateur) ou dans le panneau solaire. Cette vapeur va ainsi alimenter l'éjecteur dans lequel une vapeur à basse pression, provenant de l'évaporateur, est entraînée. Le mélange est comprimé à une pression intermédiaire égale à celle du condenseur. Le liquide saturé est retourné vers l'évaporateur par l'intermédiaire d'une vanne de détente et vers le rebouilleur à l'aide d'une pompe d'alimentation. La [fig.1-2] [17] illustre le fonctionnement de ce système avec un diagramme (p,h).

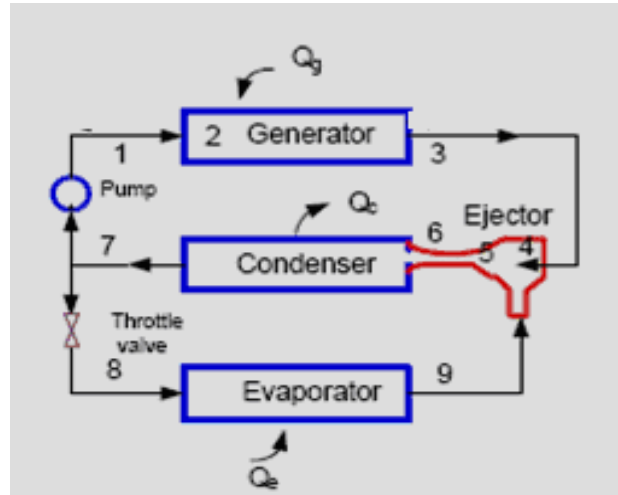


Fig. 1-1 : système de réfrigération avec éjecteur

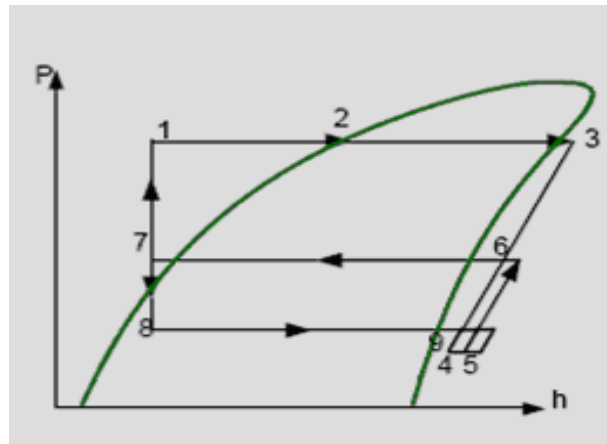


Fig. 1-2: Les processus du système à éjecteur avec ça courbe (P, h)
Correspondante [17].

1.4- Les constituants du cycle de réfrigération avec éjecteur :

Le système de réfrigération avec éjecteur est illustré sur la [fig.1-1].

a)- Le générateur :

Dans le cycle de réfrigération avec éjecteur une quantité d'énergie Q_g est fournie au générateur pour évaporer le réfrigérant qui est à haute pression à l'état (2).

La vapeur à l'état (3), qui représente le fluide primaire, traverse l'éjecteur où elle est mélangée à la vapeur à l'état (9) qui représente le fluide secondaire, provenant de l'évaporateur.

Le mélange des deux vapeurs se fait dans la section du diffuseur où s'effectue un recouvrement de pression. [Fig.1.2]

b)- Le condenseur :

La vapeur à l'état (6) passe à travers le condenseur à haute pression où elle est condensée jusqu'à l'état liquide.

A la sortie du condenseur, le fluide réfrigérant est à l'état liquide et à haute pression est ensuite pompé vers le générateur. [Fig. 1.2].

c)- L'évaporateur :

Dans le cycle de réfrigération, le réfrigérant liquide à l'état (7) passe à travers une vanne de détente à un état de basse pression l'état (8).

Le réfrigérant entre par la suite dans l'évaporateur où il produit, en s'évaporant, le froid désiré Q_e .

Le réfrigérant à l'état mélange liquide vapeur (8) se vaporise dans l'évaporateur, état (9) puis est mélangé avec le fluide primaire dans l'éjecteur où il est comprimé.

Le mélange vapeur à l'état (6) passe à travers le condenseur où il se condense jusqu'à l'état liquide (7) et complète ainsi le cycle de réfrigération. [fig.1.2].

d)- éjecteur :

Un éjecteur de vapeur consiste en quatre parties principales qui sont l'éjecteur primaire (ou convergent divergent primaire), la chambre de mélange, la gorge et l'éjecteur secondaire (ou convergent divergent secondaire).

Les processus du système de réfrigération à éjecteur sont représentés sur un diagramme (P, h), [Fig.1.2].

1.5 -Le fonctionnement de l'éjecteur : [fig.1-3]

Dans l'éjecteur, le débit à haute pression du générateur (p) s'accélère dans la tuyère primaire cotée convergente de l'éjecteur (i). Ceci crée une basse pression à la sortie du coté divergente de cette tuyère (ii). Cette pression est inférieure à la pression de l'évaporateur (s).

Le résultat est un entraînement de la vapeur à partir de l'évaporateur. Dans la zone de mélange (iii), à la fin de la section convergente, les deux débits sont mélangés. Après cette opération, la vitesse du mélange devient supersonique. Un choc se produit le long de la zone à surface constante entre les deux sections (iv) et (vi): ceci pour équilibrer la différence de pression du générateur et de l'évaporateur. Après le choc, la vitesse du mélange devient subsonique, dans le diffuseur secondaire, alors la pression augmente pour s'adapter avec la pression du condenseur. (vii).

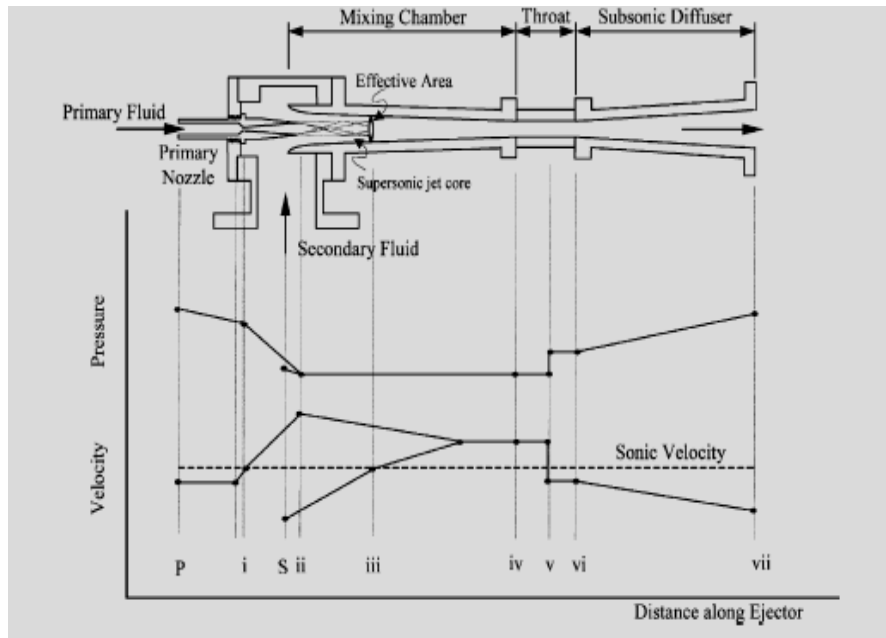


Fig.1-3: Coupe d'un éjecteur et évolutions des vitesses et pressions

1.6- Les performances de cycle :

1.6.1. Performance du système à éjecteur :

La performance d'un éjecteur est déterminé par son rapport d'entraînement R_m , défini par :

$$R_m = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \dots\dots\dots (1.1)$$

Où :

\dot{m}_e : est le débit provenant de l'évaporateur et \dot{m}_g celui venant du générateur.

La performance de l'éjecteur peut être divisée selon trois modes d'opération, basé sur la pression du condenseur (P_c):

a) – Le mode critique (**double choc**) quand $P_c \leq P_{c^*}$ (P_{c^*} : pression critique : une caractéristique due à la géométrie de l'éjecteur) où les deux écoulements principal (provenant du rebouilleur) et entraîné (provenant de l'évaporateur) subissent un double choc et le rapport d'entraînement (R_m) est constant.

b) - Le mode sub critique ($P_{c^*} < P_c < P_{c0}$) où seulement l'écoulement principal subit un choc et le rapport d'entraînement R_m augmente linéairement avec la pression du condenseur P_c .

c) - Le mode de mauvais fonctionnement (écoulement inversé) quand $P_c = P_{c0}$ où les deux écoulements (principal et secondaire) n'ont pas subi de choc, alors l'écoulement est inversé.

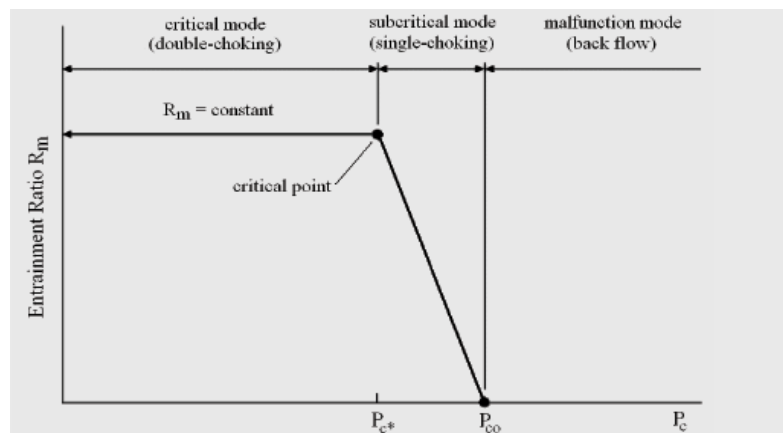


Fig.1-4: Modes opérationnels d'un éjecteur [12].

1.6.2- Les caractéristiques et les performances :

Les performances d'un système de réfrigération à éjecteur sont directement dépendantes de l'efficacité de l'éjecteur utilisé. Le rapport d'entraînement est une fonction des conditions d'exploitation et des géométries de l'éjecteur.

La courbe de performance (COP) d'un système typique pour un générateur donné et en fonction des pressions dans le condenseur est montrée sur la [fig.1-5]. La [fig.1-6] montre

le COP en fonction de la pression dans le condenseur pour diverses températures dans le générateur et dans l'évaporateur [14.19]

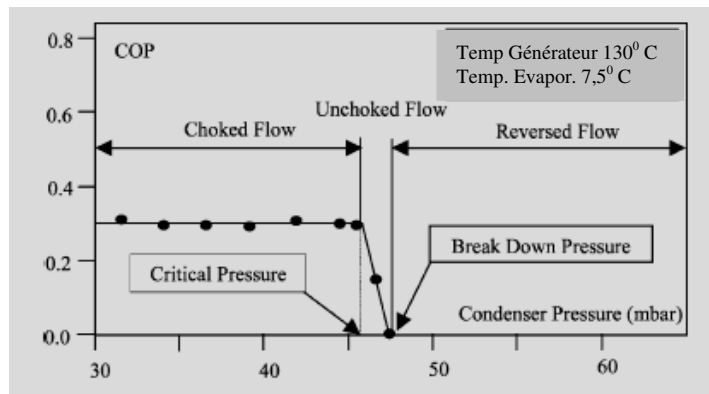


Fig.1-5- La performance d'un réfrigérateur à éjecteur basé sur données expérimentales

Fournies par Aphornratana [25].

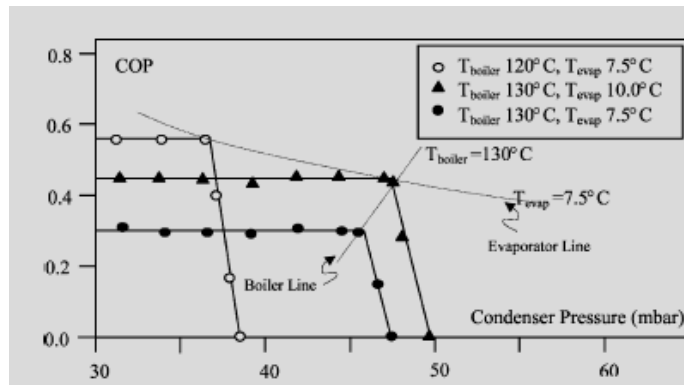


Fig.1-6-Effet des températures de fonctionnement sur la performance d'un réfrigérateur à éjecteur basée sur des données fournies par Aphornratana [25].

Dans la [fig.1-5] on distingue trois régions :

- Région où le courant est inversé dans la chambre de mélange, i.e. le courant provenant normalement de l'évaporateur vers l'éjecteur est inversé en courant provenant de l'éjecteur vers l'évaporateur.
- Région où le courant ne subit pas de choc dans la chambre de mélange. Cette région est délimitée par la pression minimale dans le condenseur où le courant est inversé et la pression maximale correspondant à un maximum de COP (pression critique de l'éjecteur).

- Région où le courant subit un choc dans la chambre de mélange et l'éjecteur fonctionne normalement. Dans cette dernière zone le COP et le rapport d'entraînement restent constants [14]. Ceci est supposé être du au choc subi dans la chambre de mélange. [13]

1.7 – L'effet des divers paramètres de chaque unité sur le fonctionnement de l'éjecteur :

1.7.1- Le condenseur:

1.7.1.1- La pression :

C'est en fait la position du choc qui donnera un effet positif (courant non inversé) ou négatif (courant inversé) à l'éjecteur. Quand la pression dans le condenseur est augmentée le choc se déplace vers le diffuseur supersonique (éjecteur primaire). Par contre si elle est diminuée ce choc se déplace vers le diffuseur subsonique (éjecteur secondaire) [14, 19]. Dans le cas du courant inversé le choc interfère avec le processus de mélange des deux courants et le courant secondaire n'est plus choqué et n'est plus entraîné. Ceci diminue rapidement le rapport d'entraînement et le COP. [fig.1.3]

A noter que le débit du courant secondaire ne dépend nullement de la pression du condenseur dans la région des pressions inférieures à la pression critique. La pression critique quant à elle dépend de la quantité de mouvement et de la pression du mélange fluide primaire et fluide secondaire. La pression du mélange est égale à la pression au niveau de l'évaporateur. Comme le courant secondaire provenant de l'évaporateur rentre avec une vitesse basse, la quantité de mouvement du mélange est donc celle du courant primaire. En fait, pour augmenter la pression critique il faudrait augmenter les pressions du générateur et de l'évaporateur.

D'autre part une diminution de la pression du générateur tend à diminuer le débit du courant primaire et à augmenter le débit du courant secondaire parce que la section de la chambre de mélange reste constante. Ceci augmente aussi bien le COP que la capacité de refroidissement. Mais en contre partie une diminution de la pression du générateur diminue la vitesse du mélange et entraîne une diminution de la pression critique.

L'effet d'une augmentation de la pression de l'évaporateur, qui est la pression en amont de l'éjecteur, augmentera la pression critique. Le second effet sera une augmentation du débit au travers de la chambre de mélange. Ce qui aura donc comme

conséquences un meilleur COP et une meilleure capacité de réfrigération. La pression dans l'évaporateur étant sujette à celle du courant primaire y fera accroître la température d'évaporation.

Au vu de ce qui a été dit précédemment il est recommandé [14, 19..] de faire fonctionner ce type de cycle, pour un éjecteur et un fluide de travail donnés, aux conditions de la pression critique. La [fig.1-7] en est un exemple expérimental pratique [25].

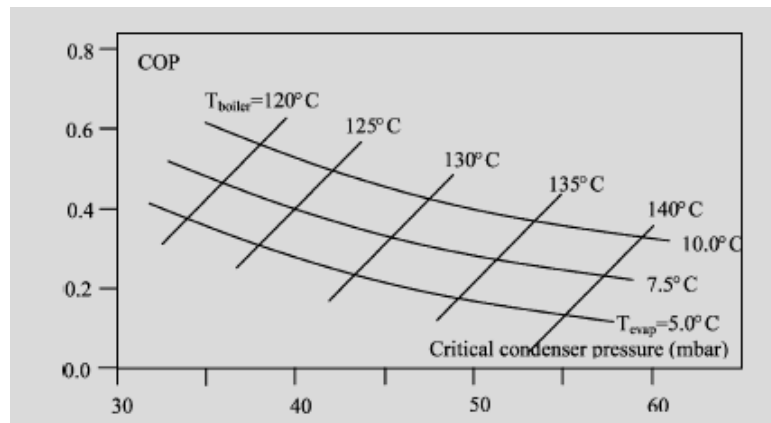


Fig.1-7

La performance d'un réfrigérateur à éjecteur de la vapeur basée sur données fournies par Aphornratana [25].

1.7.1.2- La géométrie :

Les paramètres d'état au niveau des unités d'opération ont, comme nous venons de le voir, un effet certain sur les caractéristiques de fonctionnement d'un cycle de réfrigération à éjecteur. Les paramètres géométriques de l'éjecteur sont d'autres causes qui peuvent affecter le fonctionnement de l'éjecteur [5, 17, ...].

Il a été constaté que les performances de l'éjecteur dépendaient notamment de la position de la tuyère primaire par rapport à l'entrée de la tuyère secondaire[20]. Son retrait de la chambre de mélange augmentait les capacités de refroidissement, le COP, au dépend de la pressionn critique. D'autre part la position optimale est sujette non seulement aux autres paramètres géométriques mais aussi aux paramètres de fonctionnement de l'éjecteur. En fait ceci veut dire qu'a chaque système il y a une position optimale de la tuyère primaire.

Quant au diamètre de la gorge de la tuyère primaire, sa diminution a le même effet qu'une diminution de la pression du générateur [17, 18..]. Tandis que son diamètre de sortie n'avait aucun effet [17].

Une longueur et un diamètre accrues de la chambre de mélange favorisent la pression critique (son augmentation).

Une diminution du diamètre et une augmentation de la longueur de la gorge de la tuyère secondaire favorisent aussi la pression critique.

En fait dans le guide de conception proposé par ESDU [67] il est clairement démontré qu'il est pratiquement impossible d'avoir une géométrie fixée d'un éjecteur qui puisse fonctionner à son optimum pour des paramètres de fonctionnement autres que ceux avec lesquels ce désign a été fait.

Des solutions à ce problème ont été proposées notamment celles utilisant plusieurs éjecteurs placés en parallèle [22, 23, ...]. Cette configuration permet d'utiliser l'éjecteur le plus approprié aux conditions du moment (conditions météorologiques).

D'autres chercheurs [5] proposèrent une configuration en série de plusieurs éjecteurs. Celle-ci étant appropriée lorsqu'il y a une large différence dans les températures du générateur et donc dans le rapport de compression i.e. le rapport entre la pression dans le condenseur et celle dans l'évaporateur. Le modèle proposé par [69] pour le désign d'un système en série de deux éjecteurs améliorerait le rapport de compression de 15% tout en maintenant un rapport d'entraînement fixé.

1.8- Les avantages et inconvénients de l'éjecteur :

Le principal avantage que procure l'éjecteur supersonique a un cycle de production de froid est : au lieu d'utiliser les énergies nobles (énergie électrique, énergie cinétique.....), il utilise des énergies thermiques gratuites ou non nocives (énergie solaire) ou, il recycle les énergies perdues en forme de chaleur.

Un éjecteur supersonique est un système mécanique très simple sans pièce en mouvement, par conséquent il ne demande pas d'entretien ou une maintenance coûteuse (pas de lubrification ou de friction.....), aussi :

- La fabrication d'une machine de réfrigération avec éjecteur supersonique est très simple.
- Grande sécurité d'emplois.
- Le système a éjecteur à une étanchéité parfaite :
 - ✓ Les fluides frigorigènes utilisés ne causent pas de pollution à l'environnement.
 - ✓ Le système de réfrigération peut fonctionner à des niveaux de pression très basses ce qui permet l'utilisation de fluides frigorigènes inédits comme par exemple l'eau.

1.9- Fluides de travail :

Les performances des cycles a éjecteur sont fortement dépendant des caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène. Nous exposons ci après les diverses caractéristiques que devrait avoir un fluide de travail.

- Sa chaleur spécifique devrait être assez élevée pour avoir une grande chaleur latente de vaporisation et permettre des débits minimaux par unité de capacité de réfrigération.
- Avoir une température d'évaporation relativement basse et donc une pression de saturation au niveau du générateur basse afin d'éviter l'utilisation de matériaux de construction lourds ou spéciaux et onéreux.
- Lors du choix du fluide une attention particulière devrait être prêtée à : sa stabilité chimique, sa toxicité, ses caractéristiques explosives, sa corrosivité, son respect de l'environnement et son prix.
- Ses propriétés de transport i.e. la viscosité et le coefficient de transfert thermique devront être favorables.
- Une masse molaire élevée du fluide frigorigène devrait être considérée car elle avantage un meilleur COP et un meilleur rapport d'entraînement. Les dimensions de l'éjecteur sont comparativement plus grandes [72].
- Suivant la nature du fluide une détente entre la pression dans le générateur et celle dans l'évaporateur peut aboutir à un état sec (vapeur surchauffée) ou humide (mélange liquide vapeur saturé). Ce dernier état pouvant nuire au bon fonctionnement mécanique de l'éjecteur. Néanmoins ce problème peut être

résolu par l'adjonction d'un surchauffeur sur la ligne entre le générateur et le l'éjecteur.

Théoriquement, en tenant compte de ces diverses recommandations, l'eau serait un très bon candidat comme fluide frigorigène. Certains inconvénients doivent cependant être mentionnés. La température d'utilisation est limitée à des valeurs supérieures à zéro degré centigrade. De même que le système doit être sous vide. Quant à la pression critique de l'éjecteur, l'utilisation de l'eau nécessite des pressions relativement basses au niveau du condenseur, l'eau comme moyen de condensation est donc une nécessité.

Diverses expériences [71, 15, 6, 23] utilisant des CFC, des HCFC et des HFC comme fluides de travail démontrent leurs avantages quant à l'utilisation d'énergie de qualité inférieure (ayant des températures de l'ordre de 60°C). Sun [72], étudia expérimentalement des cycles utilisant successivement de l'eau, du R11, R12, R13, R21, R123, R142b, R134a, R52a, RC318 et du R500 et trouva que le R12 a les meilleures performances techniques que sont le rapport d'entraînement et le COP. Du fait que le R12 soit un CFC (mauvais GWP et ODP) il est potentiellement écarté. D'autres études de simulation menées par Cinzungu et al. [38] comparèrent le comportement de fluides plus respectueux de la nature (R123, R134a, R152 et R717) et trouvèrent un avantage du R134a et le R512a pour des températures du générateur de 70-85°C. Pour des températures de l'ordre de 90°C l'ammoniac est meilleur.

En conclusion, il est clair que l'utilisation de ces derniers fluides, les HCFC, présente plus d'avantages que lorsqu'on utilise de l'eau. Ils permettent notamment de produire du froid à des températures inférieures à 0°C, ne nécessite que de l'énergie de basse qualité au niveau du générateur (des collecteurs solaires simples, ou les pots d'échappement dans le cas des voitures), et des températures relativement hautes au niveau du condenseur (l'air pouvant servir comme fluide de refroidissement).

1.10- Les systèmes solaires de réfrigération à éjecteur :

L'intérêt principal des systèmes à éjecteurs est leur capacité à utiliser de l'énergie à basses températures telle que l'énergie solaire ou de l'énergie normalement perdue (celle des installations de production d'électricité par exemple). Ce sont les systèmes de climatisation solaires plutôt que les systèmes de réfrigération qui sont les plus adaptés à cette technologie.

Ceci est dû au fait que la demande en froid climatique est généralement proportionnelle à l'énergie solaire captée au niveau du générateur.

Plusieurs procédés de climatisation peuvent être envisagés, le plus simple étant le cycle idéal représenté en [fig. 8a]. L'inconvénient de ce procédé mono boucle étant le risque de fuite accru d'une part et les difficultés de conception et de régulation de débit de la pompe car celle-ci devra tenir compte aussi bien de la demande en froid au niveau de l'évaporateur que de l'énergie apportée au niveau du collecteur solaire qui elle dépendra des facteurs climatiques [78]. En pratique deux cycles sont utilisés : un cycle pour le système solaire et un autre pour le système de réfrigération [fig. 8b]. Ce dernier procédé nécessitant l'ajout d'un échangeur de chaleur et de deux pompes. L'avantage étant la possibilité d'avoir deux fluides différents.

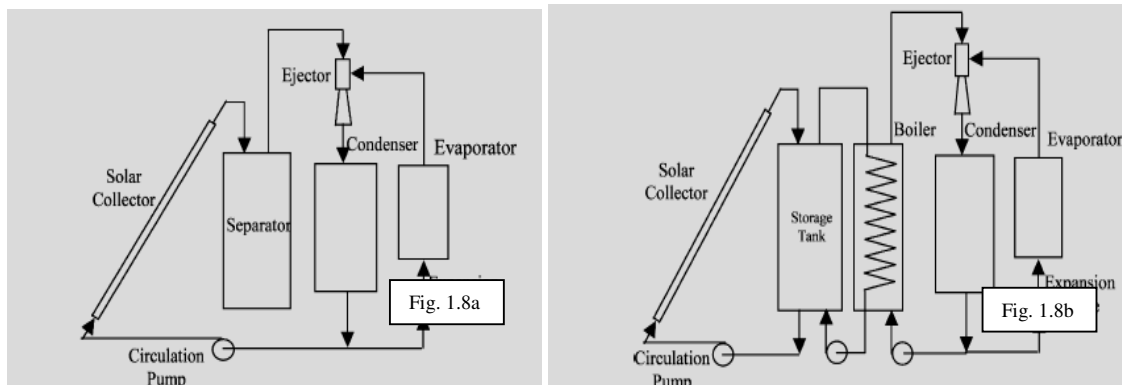


Fig. I.8. Configurations des cycles solaires à éjecteur. (I.8a) Cycle idéal ;(I.8b) un cycle pour le système solaire et un autre pour le système de réfrigération

1.11-Conclusion

Les systèmes de refroidissement solaires dépendent fortement de beaucoup de paramètres (rayonnement solaire, la température ambiante, la charge de refroidissement), une restriction sévère pour le refroidissement solaire en général et le système à éjecteur en particulier est la température à laquelle se fait le rejet de chaleur. Les températures du milieu de rejet de chaleur doivent être maintenues aussi basses que possible afin de maintenir une opération stable et une haute performance, alors il faut chercher des bons milieux de rejet de chaleur comme : les lacs, fleuves, la mer ou même les tours de refroidissement. Les meilleurs endroits de refroidissement solaires sont donc situés près d'un rayonnement solaire suffisant et un bon milieu de rejet de chaleur.

Divers genres de fluide de travail peuvent être utilisés dans ce cycle ; chaque fluide donne un COP différent. Le choix d'un fluide de travail concerne plusieurs paramètres comme (caractéristiques physiques et thermodynamiques) et d'autres paramètres tel que la stabilité chimique, l'impacte sur l'environnement, l'inflammabilité, et la toxicité.

Le cycle de réfrigération à éjecteur exige un développement de divers cotés, particulièrement la conception de l'éjecteur. Les conditions climatiques, la température du condenseur, et la température du générateur, changent constamment, alors tous ceci signifie le besoin du développement dans la conception des éjecteurs avec des dimensions réglables et aussi un système de contrôle adaptable.

Introduction

Dans ce chapitre l'objectif est de présenter la formulation mathématique du problème. Nous commencerons par des définitions concernant l'écoulement, suivi d'une description du système considéré, d'une présentation du domaine d'étude, et enfin d'un bref rappel des équations générales régissant l'écoulement compressible.

2.1-Écoulement compressible :

L'écoulement compressible est un écoulement des fluides dans lequel le volume spécifique dépend de la pression.

L'écoulement d'un fluide est dit incompressible lorsque l'on peut négliger ses variations de masse volumique au cours du temps. Cette hypothèse est vérifiée lorsque le nombre de Mach Ma est faible. En général, on considère l'écoulement incompressible lorsque $Ma < 0.3$. Dans le cas contraire, c'est-à-dire pour un écoulement compressible, on adjoint pour compléter le système d'équation, une équation d'état du fluide, de la forme:

$$f(p, \rho, T) = 0 \dots\dots\dots (2.1)$$

Pour un gaz parfait, cette équation d'état s'écrit :

$$p = \rho \frac{R}{M} T \dots\dots\dots (2.2)$$

Où :

R : désigne la constante des gaz parfaits et M la masse molaire du fluide

Etant donné que la variation de la masse volumique ne peut pas être négligée la variation de T et P sera considérable. Donc, il y aura quatre variables indépendantes, notamment la pression, la température, la masse volumique et la vitesse de l'écoulement. Deux nouvelles variables, température et masse volumique sont introduites et deux nouvelles équations doivent être utilisées pour une solution complète. Celles ci sont l'équation de l'énergie et l'équation d'état.

2.2- Ecoulement adiabatique :

On peut remarquer en effet qu'un apport ou un enlèvement de chaleur à travers la paroi d'un tube de courant modifierait l'écoulement le long de ce tube, il se produirait des variations de

température accompagnées de variations simultanées de masse volumique, de pression et par la suite de vitesse.

Parfois il est possible de simplifier le problème en supposant qu'aucune transmission de chaleur ne se produit à travers les parois du tube, c'est à dire en supposant l'écoulement adiabatique.

2.3- Nombre de mach :

Le nombre de mach est un nombre sans dimension, noté M, qui exprime le rapport de la vitesse locale d'un fluide à la vitesse du son dans ce même fluide. Par extension lorsqu'un objet solide est en mouvement par rapport à un fluide, on peut associer à cet objet un nombre de mach en considérant la vitesse relative de l'écoulement autour de l'objet. On dit ainsi d'un objet, qu'il se déplace á mach 1 si sa vitesse est égale a celle du son, á mach 2 si sa vitesse correspond á deux fois la vitesse du son, et ainsi de suite.

$$M = \frac{u}{a} \dots\dots\dots (2.3)$$

2.4- Description du système considéré : [Fig. 2 -1]

L'étude porte sur une configuration d'un éjecteur de géométrie complexe composé de quatre éléments constitutifs principaux (tuyère primaire, la chambre de mélange, la gorge et l'éjecteur secondaire). On modélisera un écoulement compressible dans les cas suivants :

Cas 1:

Fixer tous les paramètres géométriques de l'éjecteur primaire et changer le diamètre de la gorge de ce dernier dans le but d'optimiser le diamètre de la gorge de la tuyère primaire (le paramètre d'optimisation étant le champ de vitesse).

Cas 2:

Fixer le diamètre de la gorge de la tuyère primaire optimisé de l'éjecteur primaire et changer la longueur de la gorge de la tuyère primaire pour optimiser le champ de vitesse.

Cas 3:

Fixer tous les paramètres géométriques optimisés (le diamètre et la longueur de la gorge de la tuyère primaire) et optimiser le diamètre de la chambre de mélange; le paramètre d'optimisation restant toujours le champ de vitesse.

Cas 4:

Fixer tous les paramètres géométriques de la tuyère primaire ainsi que le diamètre de la chambre de mélange et optimiser la longueur de la gorge de la tuyère secondaire ; ceci en fonction du champ de vitesse.

Cas 5:

Fixer tous les paramètres géométriques optimums des tuyères primaire, secondaire et de la chambre de mélange et optimiser le diamètre de la gorge de la tuyère secondaire, toujours en fonction du champ de vitesse.

Cas 6:**a)-L'influence des conditions opératoires :**

6.1- L'effet de pressions de fonctionnement :

6.2 -L'effet des géométries de l'éjecteur :

6.2.1 -L'effet de la géométrie de la tuyère primaire :

6.2.1.1-L'effet de diamètre de gorge : (X : mm).

6.2.1.2- L'effet de la longueur de la gorge (Lg1 : mm).

6.2.1.3 - L'effet de la position (NXP) de la sortie de la tuyère primaire :

6.2.2-L'effet de la géométrie de la chambre de mélange :

6.2.2.1- L'effet du diamètre de la chambre de mélange (Z : mm).

6.2.3- L'effet de la géométrie de la tuyère secondaire :

6.2.3.1- L'effet de la longueur de la gorge (Lg2 : mm).

6.2.3.2- L'effet de la géométrie de l'éjecteur sur le ratio d'entraînement (Rm):

b)-L'effet des conditions de d'exploitation :

6.3- L'effet de la Température du générateur sur le coefficient de la performance (COP) :

6.4 - L'effet de la Température de l'évaporateur sur le coefficient de la performance (COP) :

6.5- L'effet de la pression du condenseur sur le coefficient de la performance (COP) :

Ci après, avec Fluent l'optimisation de tous ces paramètres :

2.5-Présentation du domaine d'étude :

Le domaine d'étude est une géométrie bidimensionnelle. La géométrie de base est constituée de 4 parties, comme le montre la [Fig. 2 -1]:

- 1- La tuyère primaire,
- 2- la chambre de mélange,
- 3- la gorge à diamètre constant,
- 4- le diffuseur subsonique.

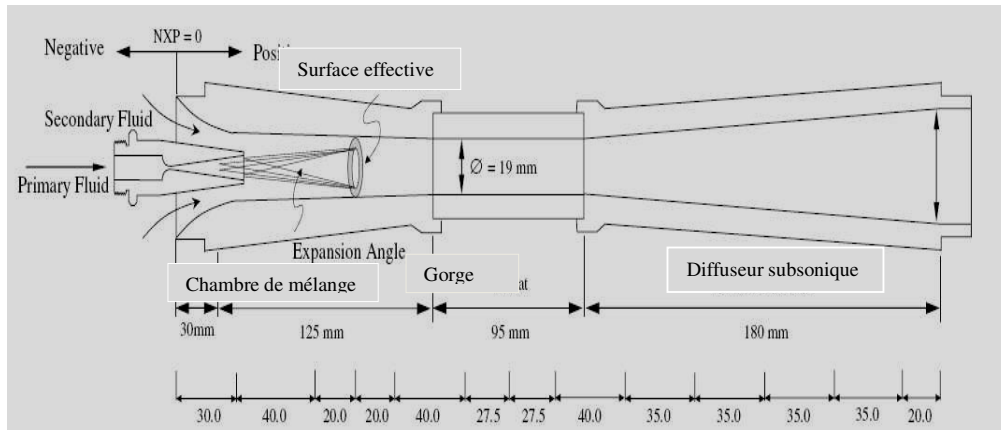


Figure 2.1 : Coupe d'un éjecteur

L'éjecteur [fig. 2 -1] reçoit en entrée deux fluides :

- Le fluide à haute pression, appelé fluide primaire.
- Le fluide à basse pression, appelé fluide secondaire.

Le fluide primaire est accéléré dans un convergent - divergent (tuyère primaire), créant une baisse de pression dans la zone de mélange, ce qui a pour effet d'aspirer le fluide secondaire. Les deux fluides sont alors mélangés et une onde de choc peut prendre place dans la zone suivante (gorge sur la fig2-1). Il en résulte une augmentation de la pression du mélange et une baisse de sa vitesse, qui devient subsonique. Le diffuseur subsonique permet de convertir la vitesse résiduelle en augmentation de pression.

2.6- Équations et modèles mathématiques des écoulements dans ces dispositifs :

2.6.1- Résumé des équations gouvernant la dynamique des fluides et commentaires :

Toute la *CFD* (Computational Fluid Dynamics), sous une forme ou sous une autre, est fondé sur les principes régissant les équations de la dynamique des fluides: les équations de la continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

Ces équations parlent de physique. Ce sont les énoncés mathématiques de trois principes de la physique fondamentale à partir desquels toute la dynamique des fluides est basée:

1. La masse est conservée.
2. Deuxième loi de Newton, $F = ma$.
3. L'énergie est conservée.

2.6.2- Les équations générales :

D'une manière générale la résolution des problèmes de mécanique des fluides s'effectue toujours à partir des mêmes principes fondamentaux de conservation et dont nous allons donner l'expression particulière dans le cas des fluides compressibles.

2.6.2.1- Equation de Navier - stokes :

En mécanique des fluides les équations de *N-S* sont des équations aux dérivées partielles non linéaires qui décrivent le mouvement des fluides newtoniens visqueux dans l'approximation des milieux continus.

Elles modélisent par exemple les mouvements de l'air de l'atmosphère, les courants océaniques, l'écoulement de l'eau dans un tuyau, et de nombreux autres phénomènes d'écoulement des fluides.

Les équations de Navier -stokes s'écrivent donc sous forme vectorielle compacte :

$$\frac{D\vec{q}}{Dt} = \vec{f} - \frac{1}{\rho} \overline{\text{grad}} p + \nu \Delta \vec{q} \dots\dots\dots (2.4)$$

b)-équation de continuité ou équation de bilan de la masse

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \vec{\nabla} \cdot \vec{q} = 0 \dots\dots\dots (2.5)$$

c) équation de bilan de la quantité de mouvement :

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \vec{q} \cdot \vec{\nabla} \dots\dots\dots (2.6)$$

d)-équation de bilan de l'énergie :

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \text{div}[(\rho e + p)\vec{v}] = \text{div}(\overline{\vec{\tau}} \cdot \vec{v}) + \rho \vec{f} \cdot \vec{v} - \text{div}(\vec{q}) + r \dots\dots\dots (2.7)$$

Dans ces équations :

L'énergie totale peut se décomposer en énergie interne u et en énergie cinétique selon

$$e = u + \frac{1}{2} \vec{v} \cdot \vec{v} = u + \frac{1}{2} v^2 \dots\dots\dots (2.8)$$

2.7 Conclusion :

Les axiomes fondamentaux de la dynamique des fluides étant des lois de conservations, comme la conservation des masses, la conservation de la quantité de mouvement (plus connue sous le nom de la seconde loi de Newton) et la conservation de l'énergie, ont été présentées succinctement.

Ces axiomes fondamentaux sont résumés dans l'équation fondamentale de Navier Stokes qui est une équation différentielle non linéaire décrivant les mouvements des fluides. Cette équation lorsqu'elle n'est pas simplifiée n'a pas de solutions analytiques et n'est donc utile que pour des simulations numériques. Des modèles commerciaux pour la résolution de cette équation pour des problèmes de géométrie, de nature du fluide, de transfert de chaleur...etc. très complexe, existent. Parmi ces logiciels on citera *COMSOL*, *ANSYS*, Autodesk Simulation *CFD*, *FLUENT* ...etc. C'est ce dernier que nous avons utilisé dans notre étude.

Introduction :

Les calculs numériques ont été menés à l'aide du code de calcul (*fluent*) version 6.2, qui utilise la méthode des volumes finis. Nous présentons les détails de la méthodologie de résolution du problème avec ce code dont l'utilisation nous a pris énormément de temps.

3.1- Méthode des volumes finis :

En analyse numérique, la méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles, comme la méthode des différences finies et celle des éléments finis.

Contrairement à la méthode des différences finies qui met en jeu des approximations des dérivées, la méthode des volumes finis et des éléments finis exploite des approximations d'intégrales. Toutefois, la méthode des volumes finis se base directement sur la forme dite forte de l'équation à résoudre, alors que la méthode des éléments finis se fonde sur une formulation variationnelle de l'équation (on parle aussi de formulation faible).

L'équation aux dérivées partielles est résolue de manière approchée à l'aide d'un maillage constitué de volumes finis qui sont des petits volumes disjoints (en 3D, des surfaces en 2D, des segments en 1D) dont la réunion constitue le domaine d'étude. Les volumes finis peuvent être construits autour de points d'un maillage initial, mais ce n'est pas une nécessité.

Les méthodes des volumes finis ont été initialement mises au point pour des lois de conservation hyperbolique, mais des développements récents permettent à présent de les utiliser pour des équations elliptiques et paraboliques.

Ces équations aux dérivées partielles contiennent des termes de divergence. En utilisant le théorème de « flux- divergence », les intégrales de volume d'un terme de divergence sont transformées en intégrales de surface et ces termes de flux sont ensuite évalués aux interfaces entre les volumes finis. On utilise une fonction de flux numérique pour élaborer une approximation des flux aux interfaces. Puisque le flux entrant dans un volume donné est égal au flux sortant du volume adjacent, ces méthodes sont conservatives, donc parfaitement adaptées à la résolution de lois de conservation.

Un autre avantage de la méthode des volumes finis est qu'elle est facilement utilisable avec des maillages non- structurés car, en matière de discrétisation des lois de conservation, sa formulation ne tient aucun compte de la complexité du maillage. En revanche, les caractéristiques géométriques du maillage peuvent jouer un rôle prépondérant lorsque des flux diffusifs entrent en jeu.

3.2- Notices d'utilisation de Gambit et de fluent :

Le logiciel Gambit est un pré processeur 2D/3D; qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (Computational Fluide Dynamiques). Il génère des fichiers *.msh pour Fluent. Fluent est un logiciel qui résout par la méthode des volumes finis des problèmes de mécanique des fluides et de transferts thermiques.

Gambit regroupe trois fonctions : définition de la géométrie du problème (par construction si la géométrie est simple ou bien import de la géométrie CAO), le maillage et sa vérification, la définition des frontières (types de conditions aux limites) et définitions des domaines.

3.2.1- Utilisation de Gambit :

Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler suivant le bon vouloir de l'utilisateur.

3.2.2- Présentation du code fluent :

Fluent est un logiciel puissant pour le calcul en thermo- fluide et en situation de géométries complexes.

Fluent est écrit dans le langage de programmation **C** et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par le langage. Toutes les fonctions exigées pour calculer une solution et pour montrer les résultats sont accessibles dans *Fluent* par une interface interactive pilotée par menu. L'interface utilisateur est écrite dans une langue appelée *Scheme* un dialecte de *LISP* l'utilisateur peut adapter et augmenter l'interface selon ses besoins en écrivant des macros et des fonctions de menu.

Fluent est donc un code de CFD utilisé pour traiter la dynamique des écoulements, notamment lorsque celle-ci est couplée à un transfert de chaleur. L'approche générale consiste à déterminer les champs de vitesses d'un fluide au moyen de *Fluent* et de les utiliser sous forme de conditions aux limites pour le calcul des champs de température dans le système thermique considéré. Des itérations supplémentaires peuvent éventuellement être menées pour traiter avec précision les couplages entre les variables dynamiques et thermiques.

3.2.3- Fluent peut modéliser les phénomènes suivants :

- Ecoulement dans des géométries 2D ou 3D en utilisant des maillages adaptatifs non structurés
- Ecoulement incompressible ou compressible
- Analyse stationnaire ou in stationnaire
- Ecoulement non visqueux, laminaire ou turbulent
- Ecoulement newtonien ou non newtonien
- Transferts de chaleur par convection, naturelle ou forcée
- Transferts de chaleur couplée conduction/convection
- Transfert de chaleur par rayonnement
- Ecoulement à travers les matériaux poreux
- Modèles pour turbine 1D/échange de chaleur
- Ecoulements diphasique, incluant la cavitation.

3.3- Démarche numérique du solveur :

La procédure de simulation par le logiciel *Fluent* s'effectue suivant les étapes ci-dessous qui décrivent les différents paramètres de la solution.

3.3.1-L'étapes Principales de simulation sous *Fluent* :

On choisit la version de *Fluent* qu'on va lancer suivant que le problème soit en 2D ou en 3D.

Dans la version « ddp » chaque nombre à virgule flottante est représenté avec deux fois plus de mémoire, on améliore alors non seulement la précision, mais aussi l'intervalle des grandeurs représentées.

3.3.1.1- Ouverture de fichier :

Il est impossible de créer la géométrie des pièces sur *Fluent*, toutes les géométries doivent donc être définies sur d'autres logiciels appelés pré processeurs. Pour charger une géométrie, deux possibilités se présentent: La première est d'importer un fichier conçu à l'aide d'un logiciel de CAO, tel que Gambit (dans notre cas), qui sera transformé en fichier .msh par fluent. La deuxième est de lire un fichier .msh existant.

3.3.1.2- Vérification de l'espace de travail :

Avant de commencer toute étude, *Fluent* vérifie le maillage. (*Grid -> Check*).

On doit ensuite afficher le maillage. (*Display -> Grid*).

Sur le graphique, celui-ci peut être manipulé de facons diverses. (*Zoom, dézoom...*).

3.3.1.3- Définition de la modélisation :

Le premier choix offert dans le menu de *Fluent* est le choix du solveur :

(*Define -> Models -> Solver*)

Les possibilités offertes par fluent pour définir le type du solveur sont : Implicite couplé, explicite couplé, ou implicite avec ségrégation (*segregated*).

Les solveurs couplés sont recommandés si une forte interdépendance existe entre la masse volumique, l'énergie, les quantités de mouvements, écoulement compressible a haute vitesse ou les écoulements réactifs. En général, le solveur implicite couplé (*Coupled implicit*) est recommandé par rapport au solveur explicite couplé (*Coupled explicit*). Il est à noter que le temps nécessaire pour le solveur implicite est deux fois plus rapide et il nécessite une capacité mémoire deux fois plus grande que celle du solveur explicite couplé (*Coupled explicit*) ou (*segregated implicit*). Il faut noter aussi que, le solveur (*Coupled explicit*) doit être utilisé uniquement pour les écoulements instationnaires. Par contre, le solveur (*segregated implicit*) est préférable dans tous les autres cas, car l'approche segregated offre de la flexibilité dans le traitement de la solution et nécessite moins de mémoire que le solveur (*Coupled explicit*).

Le second choix dans *Fluent* est celui du modèle énergétique :

(*Define -> Models -> Energy*)

Cette fenêtre permet d'autoriser les transferts de chaleur pour trouver les distributions de température en découplant l'équation d'énergie de celle de continuité.

Le troisième choix est celui de la viscosité du fluide

(*Define -> Models -> Viscous*)

Cette fenêtre permet de définir la viscosité du fluide. Le modèle laminaire est le modèle par défaut. On ne le change donc que rarement.

Ensuite on définit la nature du fluide de travail

(*Define -> Materials*)

Cette fenêtre permet de définir la nature du fluide en écoulement. Par défaut le fluide est de l'air. Si on désire utiliser un autre fluide, il faut le charger à partir d'une base de données en cliquant sur *Database*.

Viennent ensuite les opérations suivantes :

(*Define -> Operating Conditions*)

Cette fenêtre permet de définir la pression de référence si on a besoin de pressions absolues (Dans le cas d'un fluide compressible, il est préférable de prendre $P=0$ Pa et de rentrer la pression du fluide dans les conditions aux limites).

(*Define -> Boundary Conditions*)

Cette fenêtre permet de définir les conditions aux limites associées au modèle.

Pressure-far-field permet de définir les conditions à l'infini (vitesse, direction, pression et température du fluide).

La définition des conditions aux limites passe par plusieurs étapes dont, l'aspect géométrique, les variables (pression, température, débit et vitesses entre autres). Une mauvaise définition des conditions aux limites peut fausser grandement les résultats.

Conditions aux limites disponibles dans la version utilisée de *Fluent*:

Dans cette version les conditions aux limites sont présentées sous forme de choix :

- Conditions aux limites pour les faces externes (*external faces*). Ces dernières se subdivisent en :
 - (*General: Pressure inlet, Pressure outlet*) où, comme spécifié il est nécessaire d'entrer la pression d'entrée et celle de sortie.
 - (*Incompressible: Velocity inlet, Outflow*) ici ce sont les vitesses qui doivent être entrées.
 - (*Compressible flows: Mass flow inlet, Pressure far-field*)
 - (*Special: Inlet vent, outlet vent, intake fan, exhaust fan*)
 - (*Other: Wall, Symmetry, Periodic, Axis*)

Beaucoup de choix sont proposés par *Fluent* quant au réglage des données des conditions aux limites :

Elles peuvent être explicitement affectées, sauvegardées dans un fichier, lues à partir d'un fichier, définies par des fonctions écrites par l'utilisateur (UDFs).

L'entrée des vitesses peut se faire de diverses manières:

On peut notamment la spécifier par sa magnitude normale à la frontière, ses composantes, ou sa magnitude et sa direction. Par défaut le profil de vitesse est uniforme.

Pour les écoulements incompressibles, la pression statique s'ajuste afin de correspondre à celle de la vitesse demandée, et les propriétés globales (stagnation) varient aussi. A remarquer que si une vitesse négative est spécifiée *Fluent* la suppose comme condition de sortie.

L'entrée des pressions peut aussi se faire de diverses manières:

Dans le cas compressible on doit spécifier dans (*Pressure Inlet*) : La pression relative totale (*Gauge Total Pressure*) qui est la pression de stagnation relative, la pression relative statique (*Static Gauge Pressure : Supersonic/Initial Gauge Pressure*), cette dernière entrée n'étant prise en considération que si l'écoulement est supersonique et qu'il soit initialisé à partir de cette frontière sinon ignorée. Une température totale est aussi entrée dans cette fenêtre, celle-ci servant de température statique dans le cas où l'écoulement est incompressible, de même qu'une direction et des effets de turbulences peuvent être entrés.

Exploitation des résultats :

Plot -> XY Plot

Cette commande permet de tracer différentes courbes (pression, vitesse,...).

Display -> Contours

Cette fenêtre permet d'afficher des cartes de répartition d'iso valeurs (pressions, vitesses...)

3.4 : Conclusion

L'utilisation du programme commercial *Fluent* (plutôt que le développement d'un programme en Fortran par exemple) a été fondamentalement dictée par la géométrie relativement complexe de l'éjecteur. Toujours est-il que l'introduction et l'utilisation de ce programme de CFD a été relativement difficile.

Introduction :

Le but de cette étude est de simuler un éjecteur d'un point de vue mécanique des fluides ou *CFD* (Computational Fluid Mecanics). L'éjecteur est une unité d'opération très utilisée dans le domaine du génie chimique, notamment pour créer du vide (par exemple dans la distillation sous vide). De plus, suite aux problèmes de pollution de l'environnement dus à l'utilisation des énergies fossiles et à l'utilisation des fréons classiques. Les cycles de réfrigération à éjecteur commencent à faire leur apparition pour pallier à ces problèmes.

La complexité mathématique due à la résolution des équations sus-indiquées (chapitre3) et à cause de la géométrie relativement compliquée de ce dispositif, l'écriture d'un code de simulation *CFD* n'est pas envisageable. L'utilisation d'un programme commercial s'est d'elle même imposée. Fluent a donc été choisi pour, au travers de la simulation, de dimensionner un éjecteur. Ceci en divisant cette unité d'opération en quatre sections caractéristiques comme indiqué sur la figure (4.1):

- La tuyère primaire,
- La chambre de mélange,
- La gorge et,
- Le diffuseur.

La procédure de conception (dimensionnement) globale est relativement identique pour chacune de ces sections sauf que la dimension à simuler et à optimiser est soit une longueur soit un diamètre.

4.1 - La géométrie de l'éjecteur (tuyère primaire):

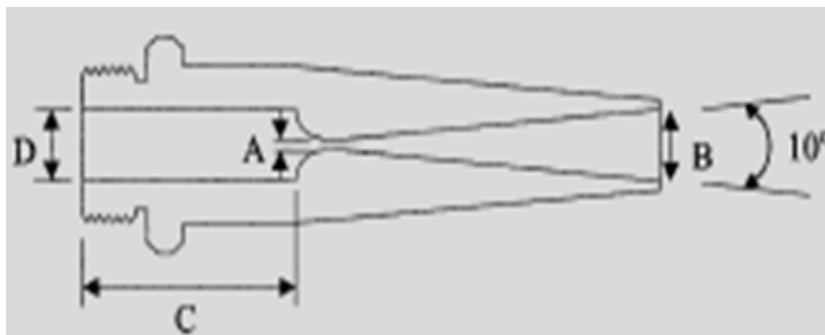


Fig.4-1. Schéma de l'éjecteur primaire

A : Diamètre de la gorge.

B : Diamètre du diffuseur.

D : Diamètre de la tuyère.

C : longueur de la tuyère.

4.2-Dimensions à simuler:

- Le diamètre A de la gorge de la tuyère primaire,
- La longueur de la gorge L_{g1} ,
- La position de cette tuyère par rapport à la chambre de mélange NXP.

Les différentes valeurs des dimensions géométriques de cette section sont indiquées dans le tableau suivant :

Cas de figure	Diamètre de La gorge	Diamètre du diffuseur	Longueur de la tuyère primaire	Diamètre de la tuyère primaire
	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)
1	2	8	25.7	7.75
2	1.75	8	25.7	7.75
3	0.5	8	25.7	7.75

Tableau 4.1 : Les variations géométriques de la tuyère primaire :

4.3-Plan d'étude :**4.3.1 -L'effet de la géométrie de la tuyère primaire:**

- 4.3.1.1-L'effet de diamètre de gorge (D_{g1} en mm).
- 4.3.1.2- L'effet de la longueur de la gorge (L_{g1} en mm).
- 4.3.1. 3- L'effet de la position (NXP) de la sortie de tuyère primaire :

4.3.2-L'effet de la géométrie de la chambre de mélange :

- 4.3.2.1- L'effet du diamètre de la chambre de mélange (Z en mm).

4.3.3- L'effet de la géométrie de la tuyère secondaire :

- 4.3.3.1- L'effet du diamètre de gorge (D_{g2} en mm).
- 4.3.3.2- L'effet de la longueur de la gorge (L_{g2} en mm).

4.3.4-L'effet des conditions de d'exploitation :

- 4.3.4.1- L'effet de la température du générateur sur le coefficient de la performance (COP) :
- 4.3.4.2 -L'effet de la température de l'évaporateur sur le coefficient de la performance (COP) :

4.3.5- L'effet de la géométrie de l'éjecteur sur le ratio d'entraînement (R_m):

Ci après, avec Fluent l'optimisation de tous ces paramètres :

4.3.1 -L'effet des géométries de la tuyère primaire:

- 4.3.1.1 –**L'effets de diamètre de la gorge de la tuyère primaire : (D_{g1} en mm).**

Fixer tous les paramètres géométriques de l'éjecteur primaire et changer le diamètre de la gorge de ce dernier dans le but d'optimiser le diamètre de la gorge de la tuyère primaire (le paramètre d'optimisation étant le champ de vitesse). Les dimensions des paramètres B, C et D sont maintenues constantes car déjà optimisé dans l'expérimentation de Eames et al. [2] et Aphornratana et Eames [4], et servira donc de moyen de comparaison de notre simulation.

Dans Gambit un maillage régulier et simple a été utilisé pour l'entrer de cette tuyère.

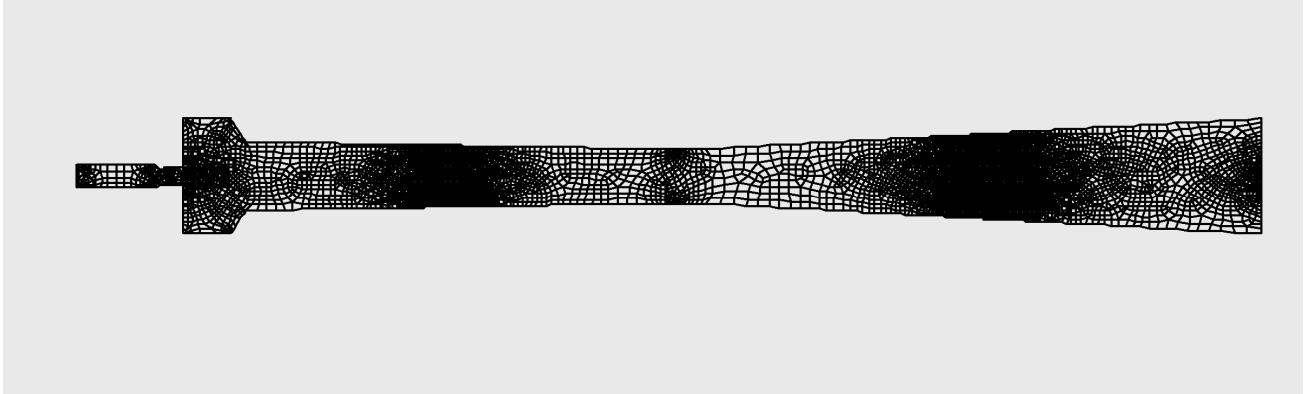


Fig.4.2 -maillage de la tuyère primaire et la tuyère secondaire

4.3.1.1a- Présentation des champs et des profils des pressions Fig. (4.3 et4.5) et des vitesses Fig. (4.4et 4.6) du long de la tuyère primaire en fonction de la position de sa sortie X :

Les figures (Fig.4.3 ; Fig.4.4) présentent la distribution du champ des pressions et de vitesses de l'éjecteur, le courant à haute pression provenant du générateur s'accélère dans la tuyère primaire coté convergent de l'éjecteur. Ceci crée une basse pression à la sortie, coté divergent de cette tuyère (coté chambre de mélange). Cette pression est inférieure à la pression de l'évaporateur. Par contre la vitesse évolue inversement à la pression, ceci des deux cotés de la gorge. On notera de même que dans la gorge ces deux paramètre restent pratiquement constants.

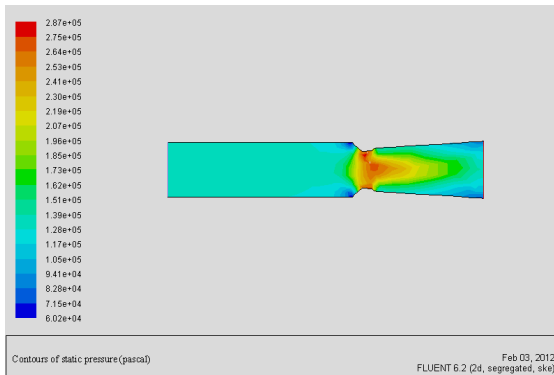


Fig.4.3-Distribution du champ de pression

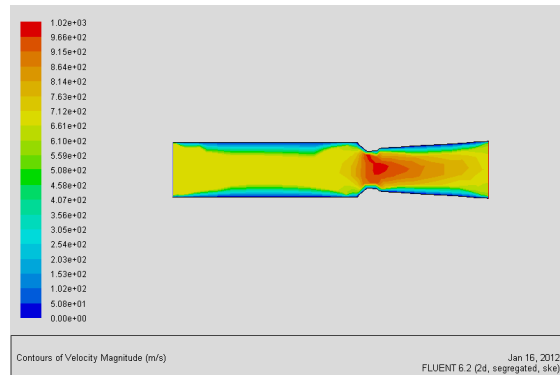


Fig.4.4- Distribution du champ de vitesse

Des profils [fig. 4.5 et 4.6] des mêmes paramètres sont présentés ci-après. Ils reflètent les tendances décrites ci-dessus.

De plus, pour la gorge $X = 0$ à 43.9mm , on remarquera une chute brusque de la pression (et une augmentation brusque de la vitesse) au niveau de son entrée, une stabilisation puis une augmentation graduée de la pression (qui correspond à une diminution relativement brusque de la vitesse).

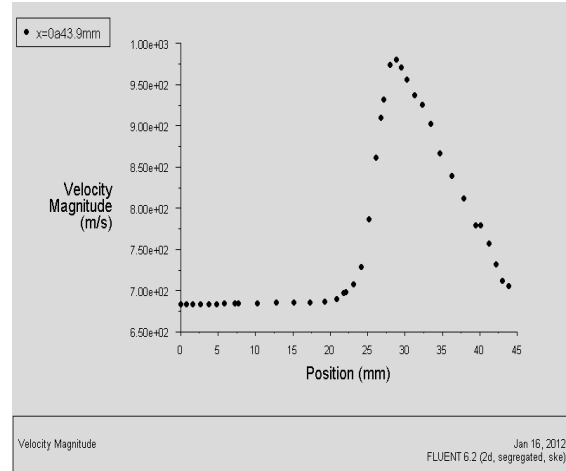
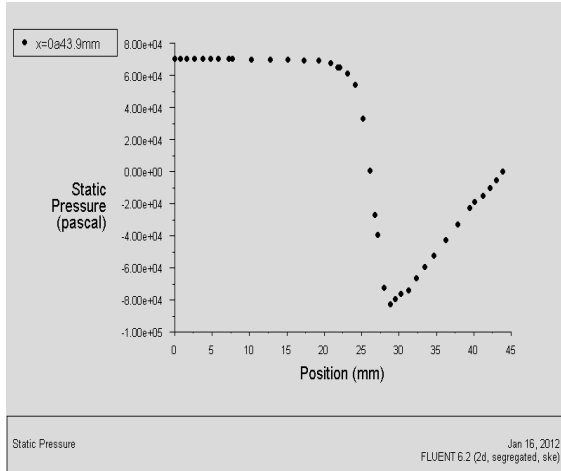


Fig.4.5- profil de pressions pour $X = [de 0 \text{ à } 43.9] \text{ mm}$ Fig.4.6- profil des vitesses pour $X = [de 0 \text{ à } 43.9] \text{ mm}$

L'objectif de cette première simulation a été l'optimisation du diamètre de la gorge. Diverses valeurs de $A = (2\text{mm}, 1,75\text{mm}, 0,5\text{mm})$ ont été affectées à celle-ci et une même procédure que la précédente a été suivie. Le résultat de comparaison quant à lui est présenté sur la Tab.4.2.

4.3.1.1b - Analyse des résultats :

Les résultats obtenus dans cette étude, on présente dans le tableau suivant :

Tuyère primaire	Diamètre de la gorge (mm)	La vitesse (m/s)	La pression (pa)
1	2	1.00 e^3	7.40 e^4
2	1.75	1.03 e^3	7.50 e^4
3	0.5	9.55 e^2	8.40 e^4

Tab.4.2 : Effets du diamètre de la gorge de la tuyère primaire.

Dans ce tableau on a calculé la variation de vitesse dans l'éjecteur primaire en fonction des différents diamètres de la gorge. Le diamètre qui donne l'optimum de la vitesse est $A=1.75\text{mm}$.

4.3.1.2-L'effet de la longueur de la tuyère primaire (L_{g1} en mm):

L'objectif est à diamètre de la gorge de la tuyère primaire optimisé, d'obtenir la longueur de la gorge de la tuyère primaire pour une vitesse maximale.

Les différentes valeurs des dimensions géométriques de cette section sont indiquées dans le tableau suivant :

Les dimensions de la tuyère primaire					
Cas de figure	Diamètre de la gorge	Diamètre du diffuseur	Longueur	Diamètre	Longueur de la gorge
N	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	L_{g1} (mm)
1	1.75	8.00	25.7	7.75	11.9
2	1.75	8.00	25.7	7.75	5.95
3	1.75	8.00	25.7	7.75	3.96
4	1.75	8.00	25.7	7.75	2.97
5	1.75	8.00	25.7	7.75	2.38
6	1.75	8.00	25.7	7.75	1.98
7	1.75	8.00	25.7	7.75	1.48
8	1.75	8.00	25.7	7.75	1.19

Tableau 4.3: Les variations géométriques de la tuyère primaire

4.3.1.2a - Présentations des champs et des profils de pression Fig. (4.7et 4.9) et la vitesse Fig.(4.8et 4.10) de la tuyère primaire en fonction de la position de sa sortie X :

Les figures (Fig.4.7 et Fig.4.8) présentent la distribution du champ des pressions, et vitesses de l'éjecteur

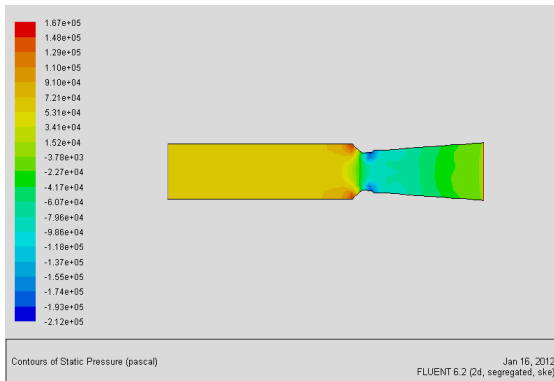


Fig4.7-la distribution du champ de pression

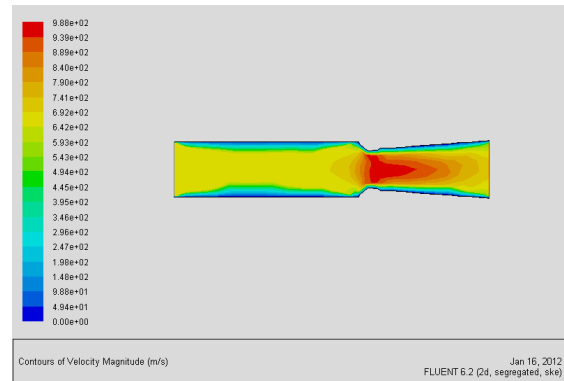


Fig4.8- la distribution du champ de vitesse

Parmi les résultats obtenus dans cette étude, on présente ci-dessous les profils de pression absolue dans la tuyère primaire avec un diamètre de la gorge $D_{g1}=1.75$ mm et la longueur de la gorge $L_{g1}=1.98$ mm.

Comme précédemment une optimisation de la longueur de la gorge de la tuyère primaire a été réalisée par rapport a la vitesse du fluide. Les résultats sont présentés sur la table Tab.4.3.

L’effet de cette longueur n’est pas vraiment déterminant, cependant le maximum de vitesse se situe pour des longueurs entre $Lg1=1,7$ et 2mm .

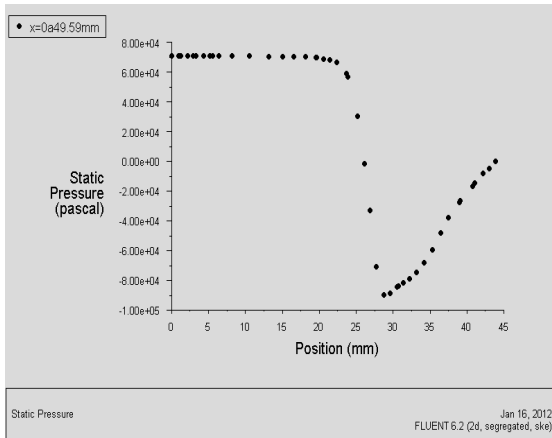


Fig4.9-profil de pression pour $X= [de 0 \text{ à } 59] \text{ mm}$

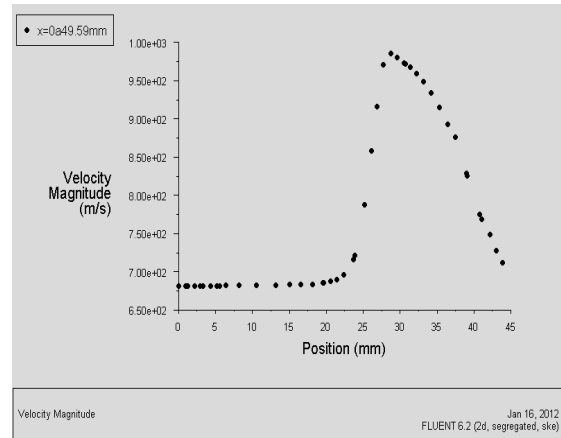


Fig4.10-profil de vitesse pour $X= [de 0 \text{ à } 59] \text{ mm}$.

4.3.1.2b -Analyse des résultats :

Cas de figure	Diamètre de la gorge (mm)	Longueur de la gorge (mm)	Les vitesses (m/s)	Les pressions (pascal)
1	1.75	11.9	$1.30e^2$	$3.00 e^5$
2	1.75	5.95	$1.29 e^3$	$2.50 e^5$
3	1.75	3.96	$1.30 e^3$	$2.40 e^5$
4	1.75	2.97	$1.29 e^3$	$2.25 e^5$
6	1.75	1.98	$1.39 e^3$	$2.21 e^5$
7	1.75	1.7	$1.38 e^3$	$2.22 e^5$
8	1.75	1.4	$1.30 e^3$	$2.22 e^5$
9	1.75	1.19	$1.30 e^3$	$2.30 e^5$

Tab : 4.4-Effets de la longueur de la gorge de la tuyère primaire.

Ce tableau présente la variation des vitesses dans l’éjecteur primaire en fonction de différentes longueurs de la gorge de la tuyère primaire.

Le diamètre qui donne l'optimum de la vitesse est $A=1.75\text{mm}$.

A diamètre de la gorge constant et á mesure que la longueur de la gorge de la tuyere primaire augmente, la vitesse du fluide diminue. On remarque que la pression reste presque constante.

4.3.1.3-L'effet de la position (NXP) de la sortie de tuyère primaire :

La position de sortie de la tuyère primaire est définie comme la distance entre la sortie tuyère primaire et l'entrée de la chambre de mélange.

L'effet de la position de la tuyère primaire sur la performance du système est donné dans la figure (4.11)

Dans la fig. (4.11) ce NXP = - 10 mm une position optimal de la tuyère primaire par rapport à l'entrée de la tuyère secondaire. Le COP peut être augmenté par :

- qui avance la place de la sortie de la tuyère primaire vers l'entrée de la chambre de mélange.

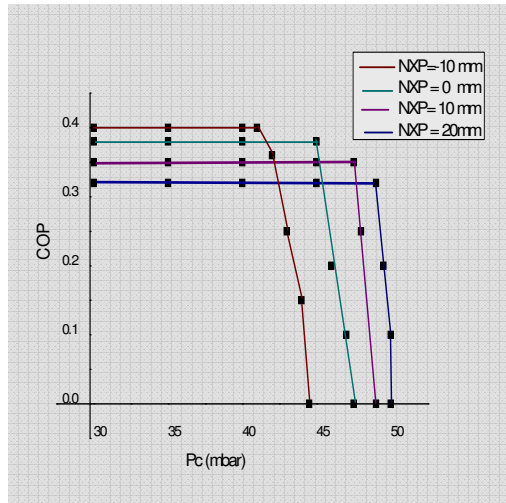


Fig. 4.13- Effet de la position de la tuyère primaire par rapport à l'entrée de la chambre de mélange (NXP)

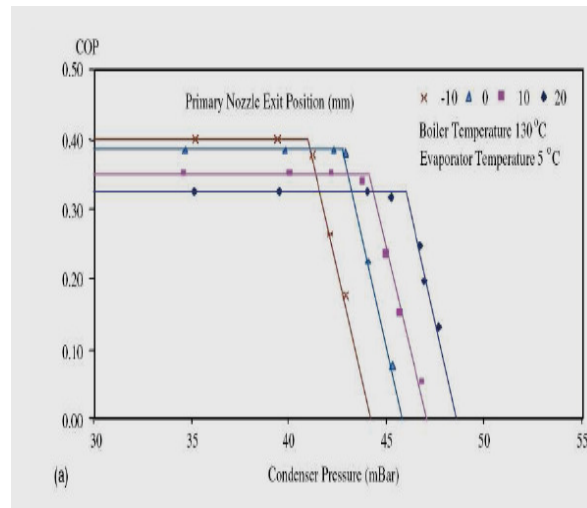


Fig.4.14- Effet de la position de la tuyère primaire par rapport à l'entrée de la chambre de mélange (NXP) (Expérimentales)

Les études expérimentales de Eames et al [1] ; Eames al [8], Chunnanond et Aphonratana [35] montrent qu'il existe une position optimale qui donne le meilleure COP du cycle de réfrigération. Suivant Nahdi et al [9] cette position [NXP] variant dans l'intervalle -10 jusqu'à 20mm présente un optimum à -10 mm.

D'après Chunnanond et Aphonratana [35], le déplacement de la tuyère vers la sortie de la chambre du mélange le COP de l'éjecteur augmente.

4.2.2.1-L'effet du diamètre de la chambre de mélange (Z en mm):

L'objectif est, à diamètre de la gorge de la tuyère primaire et à longueur de la gorge de la optimisées, d'obtenir le diamètre de la chambre de mélange pour une vitesse maximale.

Dans cette partie nous sommes concernés par la seconde section de l'éjecteur : la chambre de mélange (Mixing Chamber), comme montré sur la fig. (4.12)

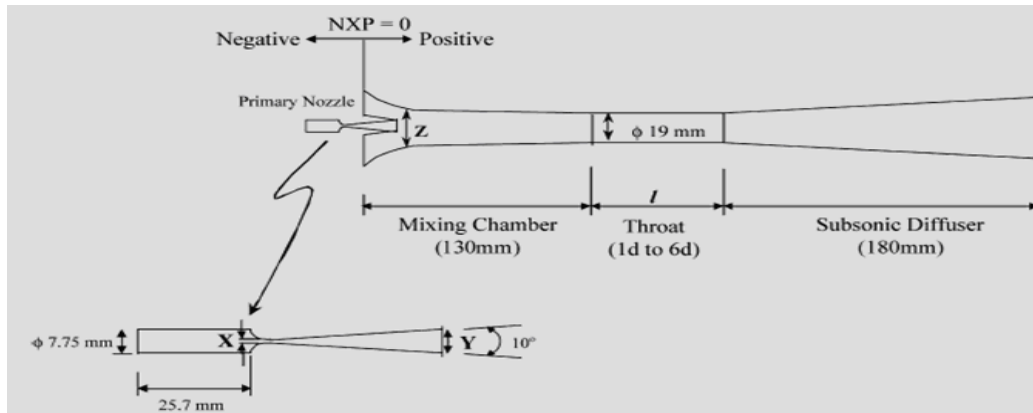


Fig. 4.12-schéma de l'éjecteur

Les géométries de ces parties sont présentées sur la table Tab : 4.5, où figurent aussi les paramètres optimisés de la tuyère primaire obtenus précédemment. La simulation nécessitant des paramètres de la tuyère secondaire, non encore optimisés, une plage assez large de valeurs de sa longueur Lg_2 et de son diamètre Dg_2 ont été utilisées.

Géométrie de la tuyère primaire						Diamètre de la chambre de mélange	Géométrie de la gorge de la tuyère secondaire	
N	X (mm)	Y (mm)	C (mm)	D (mm)	Lg_1 (mm)	Z (mm)	Lg_2 (mm)	Dg_2 (mm)
1	1.75	8.00	25.7	7.75	1.98	24.00	19.00	1d
2	1.75	8.00	25.7	7.75	1.98	19.00	57.00	3d
3	1.75	8.00	25.7	7.75	1.98	29.00	95.00	5d

Tableau : 4.5: Les variations géométriques de la chambre de mélange.

4.2.2.1a- Présentations des champs est des profils de pression Fig. (4.14 et 4.15) et de vitesse Fig. (4.13et 4.16) de la tuyère primaire et de la tuyère secondaire.

Les figures (Fig.4.13; Fig.4.14) démontre les contours des pressions et des vitesses d'un éjecteur à vapeur, lorsque le diamètre d'entrée de sa chambre de mélange est varié. Les études sont faites à une pression en aval de 30 mbar. Il est évidant que, lorsque l'éjecteur est assemblé avec le conduit de mélange convergents de type de diamètre de la chambre de mélange, $Z=24\text{mm}$ et $Z=29\text{mm}$

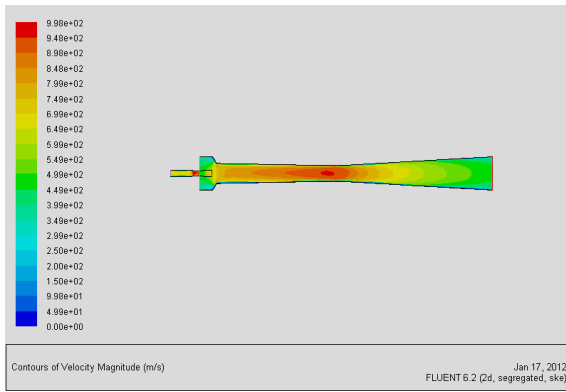


Fig.4.13- Distribution du champ de vitesse

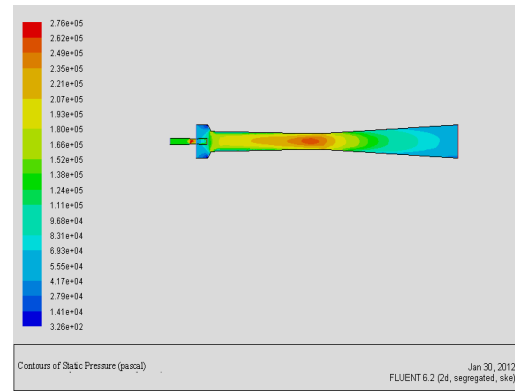


Fig.4.14- Distribution du champ de pression

Ci-après les résultats obtenus pour les profils de pressions absolues et les profils des vitesses de la tuyère secondaire à différents diamètres de la chambre de mélange ($Z=29$ mm ; 19mm ; 24mm) avec la longueur et le diamètre de la gorge secondaire fixés ($Lg2=19$ mm ; $Dg2=1d$ mm.) :

La figure (4.15) montrent les profils de pressions absolues et la figure (4.16) ceux des vitesses. Les distances repérées X s'étendant de l'entrée de l'éjecteur jusqu'à la sortie de la gorge de la tuyère secondaire, suivant la direction de l'écoulement principal respectivement pour $X = 55-460$ mm.

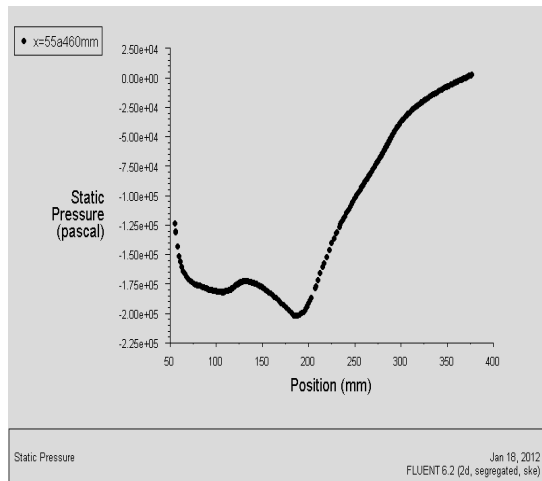


Fig.4.15- profils de pression pour [X=50 a 350] mm

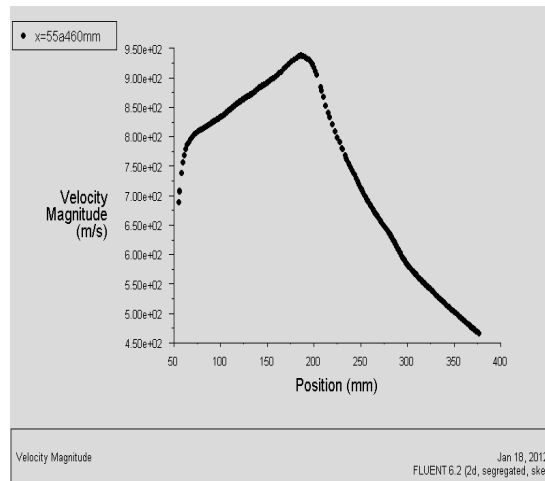


Fig.4.16- profils de vitesse pour [X=50 a 350] mm.

4.2.2.1b- Analyse des résultats :

Les figures (4.15et 4. 16) montrent les effets du diamètre de la chambre de mélange. Quand le fluide primaire est accéléré dans un convergent-divergent (tuyère primaire), il se crée 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 est une onde de choc peut prendre place dans la zone suivante (la gorge de la tuyère secondaire) (voir les figures 4.15 et 4.16) il en résulte une augmentation de la pression (fig4.15) du mélange et une baisse de sa vitesse (fig4.16), qui de vient subsonique.

Le mélange supersonique subit un choc normal dans la chambre de mélange, ce qui ralentit le fluide et crée une surpression importante. Le diffuseur permet de convertir la vitesse résiduelle en une augmentation de pression.

Cas de figure	Diamètre de la chambre de mélange Z (mm)	Diamètre de la gorge Dg2 (mm)	Longueur de la gorge Lg2 (mm)	La vitesse (m/s)	La pression (Mpa)
2	19	1d	19	4.55 e ¹	4.00 e ³
1	24	1d	19	4.78 e ²	1.00 e ⁴
3	29	1d	19	4.40 e ²	5.00 e ³

Tab:4.6-Effets du diamètre de la chambre de mélange.

Ce tableau présente la variation de vitesse dans l'éjecteur secondaire en fonction du diamètre de la chambre de mélange. Le maximum se situe à Z =24mm. On notera :

- la vitesse du fluide augmente avec l'augmentation du diamètre de la chambre de mélange.
- l'optimum des vitesses se trouve dans le cas2.

4.3.3- L'effet de la géométrie de la tuyère secondaire :

4.3.3.1- L'effet de la longueur de la gorge (lg2mm) :

L'objectif est à diamètre de la gorge de la tuyère primaire, diamètre de la chambre de mélange et longueur de la gorge de la tuyère primaire optimisés, obtenir la longueur de la gorge de la tuyère secondaire pour une vitesse maximale.

Les différentes valeurs des dimensions géométriques de cette section sont indiquées dans le tableau suivant :

Géométrie de la tuyère première						Diamètre la chambre de mélange	La gorge	
N	X (mm)	Y (mm)	C (mm)	D (mm)	Lg ₁ (mm)	Z (mm)	Lg ₂ (mm)	Dg ₂ (mm)
1	1.75	8.00	25.7	7.75	1.98	24.00	19.00	1d
2	1.75	8.00	25.7	7.75	1.98	24.00	57.00	1d
3	1.75	8.00	25.7	7.75	1.98	24.00	95.00	1d

Tab.4.7 : La variation de la géométrie de la tuyère primaire et la tuyère secondaire

4.3.3.1a-Présentations des champs et des profils des pressions Fig. (4.17et19) et les vitesses Fig. (4.18et20) de la tuyère primaire et la tuyère secondaire :

Les figures (Fig.4.17et Fig.4.18) présentent la distribution du champ de pressions et de vitesses de l'éjecteur. Lorsque la longueur de la section de la gorge de l'éjecteur est variée (19mm ; 57mm et 95mm).On constate qu'il n'y a pratiquement aucun effet de cette longueur sur le comportement de la tuyère.

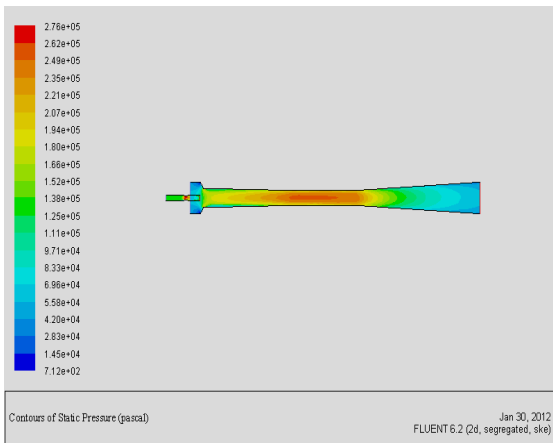


Fig4.17-Distribution du champ de pression

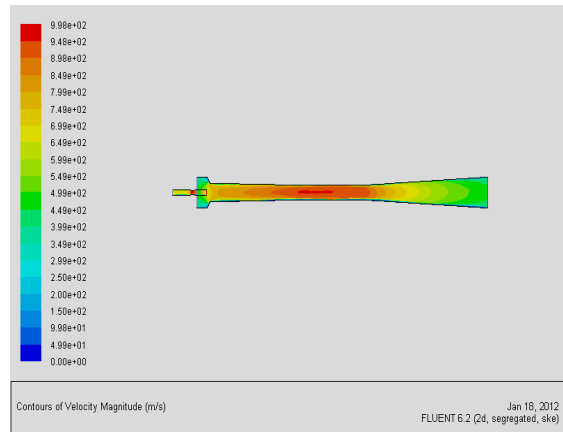


Fig4.18- Distribution du champ de vitesse

Les résultats obtenus dans cette étude, son présentés ci-dessous sous forme des profils où l'objectif est l'optimisation de la longueur de la tuyère secondaire.

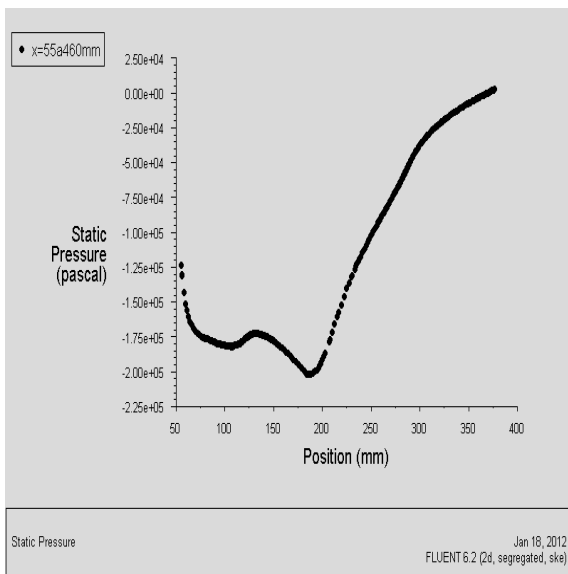


Fig4.19-profils de pression pour X= [de 50 a 460] mm

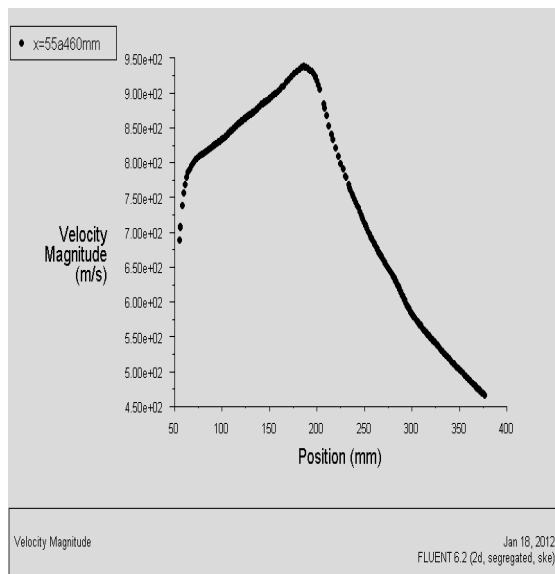


Fig4.20-profils de vitesse pour X= [de 50 a 50] mm

Analyse des résultats :

N	Diamètre de la chambre de mélange Z (mm)	Diamètre de la gorge Dg ₂ (mm)	Longueur de la gorge Lg ₂ (mm)	Les vitesses (m/s)
1	24	1d	19	1.72 ^e 2
2	24	1d	57	2.77 ^e 2
3	24	1d	95	2.79^e2

Tab 4.8-. Effets de la longueur de la gorge de la tuyère secondaire

Dans ce tableau on a calculée la variation de vitesse dans l'éjecteur secondaire en fonction la longueur de la gorge Lg₂ (mm). Et on remarqué d'après ce tableau que la vitesse du fluide augment avec l'augmentation la longueur de la gorge secondaire Lg₂ (mm). Et on remarqué que l'optimum vitesse avec la longueur de la gorge secondaire Lg₂ =95mm et v=2.79^e2 [m/s]

4.3.3.2-L'effet du diamètre de la gorge de la tuyère secondaire (Dg2mm) :

L'objectif est à diamètre de la gorge de la tuyère primaire, le diamètre de la chambre de mélange, la longueur de la gorge de la tuyère primaire optimise et la longueur de la gorge de la tuyère secondaire obtenir le diamètre de la gorge de la tuyère secondaire pour une vitesse maximale.

Les différentes valeurs des dimensions géométriques de cette section sont indiquées dans le tableau suivant :

Géométries de la tuyère primaire						Diamètre de la chambre de mélange	la gorge de la tuyère secondaire	
N	X(mm)	Y(mm)	C(mm)	D(mm)	Lg1(mm)	Z (mm)	Lg2 (mm)	Dg2 (mm)
1	1.75	8.00	25.7	7.75	1.98	24.00	95.00	1d
2	1.75	8.00	25.7	7.75	1.98	24.00	95.00	3d
3	1.75	8.00	25.7	7.75	1.98	24.00	95.00	5d

Tab : 4.9: Les variations géométries de la tuyère primaire et la tuyère secondaire.

4.3.3.2a- Présentations des champs est des profils de pression Fig. (4.21 et4.23), vitesse Fig. (4.22 et 4.24) de la tuyère primaire et la tuyère secondaire :

Les figures (Fig.4.21et Fig.4.22) présentent la distribution du champ des pressions et de vitesses de l'éjecteur secondaire, et remarques dans la longe de la gorge de l'éjecteur secondaire un variation de la pression et la vitesse ce qui produite une choc de fluide se trouve au milieu.

Quant la pression du mélange baisse par contre dans la diffuseuse est d'ajuster (augment) la pression du fluide.

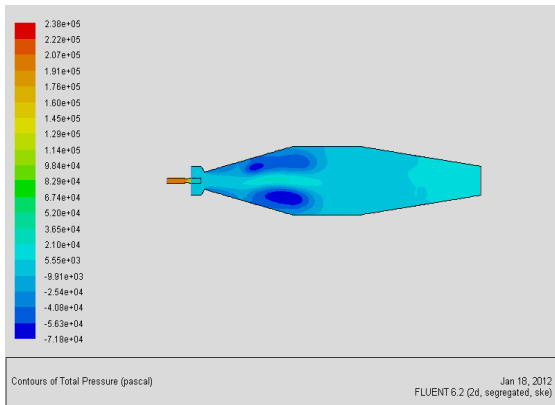


Fig4.21- Distribution du champ de pression

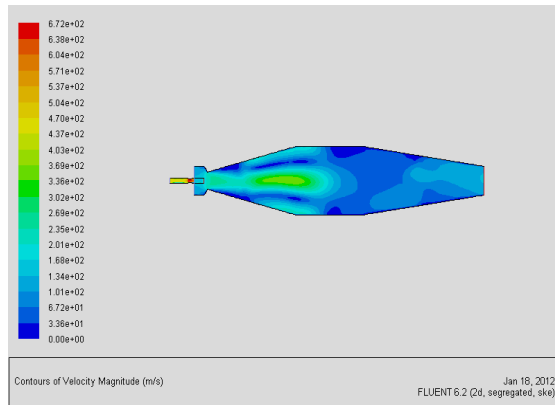


Fig4.22- Distribution du champ de vitesse

les résultats obtenus dans cette étude, on présente ci-dessous les profils de pression absolue dans le tuyère secondaire d'un Diamètre de la chambre des mélanges ($Z=24\text{mm}$) et différents diamètre de la gorge secondaire ($Dg_2=19\text{mm}$; 57mm ; 95mm).

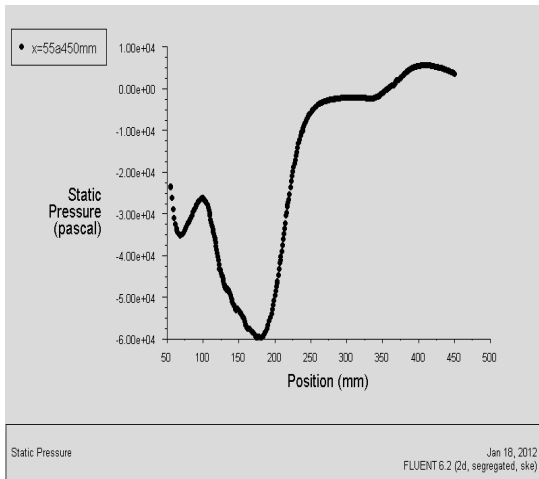


Fig4.23- profils de pression pour X= [de 55a 450] mm

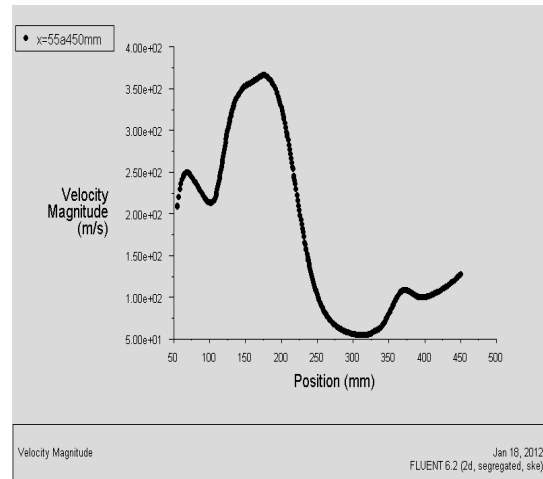


Fig4.24- profils de vitesse pour X= [de 55 a450] mm

4.3.3.2b - Analyse des résultats :

Les figures [4.29 et 4.30] montre les effets de diamètre de la gorge de la tuyère secondaire. Quand le diamètre de la gorge de l'éjecteur secondaire est varié (19mm ; 57mm et 95mm).

Il est trouves une onde de choc peut prendre place dans la zone suivante (la gorge du secondaire tuyère) et après de cette choc il en résulte une augmentation de la pression du mélange et une baisse de sa vitesse, qui de vient subsonique.

Quant le diamètre très grande le fluide il plus choc.

Cas de la fig.	Diamètre de la chambre de mélange Z (mm)	Diamètre de la gorge Dg2 (mm)	Longueur de la gorge Lg2 (mm)	La vitesse (m/s)	La pression (pas)
1	24	1d	95	2.30 e ¹	4.00 e ³
2	24	3d	95	3.23 e ²	1.00 e ⁴
3	24	5d	95	1.90 e ²	6.00 e ³

Tab : 4.10 : Effets le diamètre de la gorge de la tuyère secondaire

Dans ce tableau on a calculée la variation de vitesse dans l'éjecteur secondaire en fonction de diamètre de la gorge secondaire Dg_2 (mm). Et on remarqué d'après ce tableau que la vitesse du fluide augment avec l'augmentation Diamètre de la gorge secondaire Dg_2 (mm). Et on remarqué que l'optimum vitesse avec le diamètre de la gorge secondaire $Dg_2 = 95\text{mm}$ et $V = 6.67 \text{ e}^1$ [m/s]

Conclusion :

Comme indiqué par *T. Sriveerakul, S. Aphornratana* et al. [ref]. deux séries de chocs obliques ont été trouvées dans la simulation. La première série a été trouvée immédiatement après la sortie du fluide primaire de la tuyère primaire qui commence à se mélanger avec l'écoulement du fluide secondaire. La deuxième série de chocs obliques a été trouvé au début de la section du diffuseur à la suite d'un écoulement mixte non uniforme. Un important effet de compression est causé par cette deuxième série de chocs obliques. Ce dernier choc est certainement contraire au choc normal unique, proposé par d'autres chercheurs. C'est probablement parce que cette étude a utilisé une pression relativement inférieure du fluide primaire (température de saturation de la chaudière de 120-140 °C), tandis que les autres chercheurs ont utilisés des fluides primaires à haute pression (Température de saturation de la chaudière de 160 à 220).

4.3.4-L'effet des conditions de d'exploitation :

4.3.4.1-Validation des résultats :

4.3.4.1.1- L'effet de la température de générateur sur le coefficient de la performance

(COP) :

Par étude expérimentale Sun et al [5] ont montre qu'il existe une température optimale du générateur qui maximise le COP (coefficient de performance pratique) pour chaque température de l'évaporateur.

Chunnanond et Aphornratana [35,3] disent que l'augmentation du débit du fluide secondaires ou la diminution du débit du fluide primaire, implique une réduction d'angle d'expansion du fluide

primaire dans la chambre de mélange, par conséquent la position de l'étranglement du fluide secondaire recule vers la sortie de l'éjecteur [3].

Aidoun et al Ouzzane [73] ont fait une étude sur l'influence de la température du générateur sur du mélange des deux fluides [fluide primaire et le fluide secondaire) ou ils ont constaté que l'augmentation de la pression du fluide a la sortie de tuyère primaire, (ce qui diminue la force d'entraînement pour l'aspiration du fluide secondaire), provoque une diminution du COP (coefficient de performance pratique) du système.

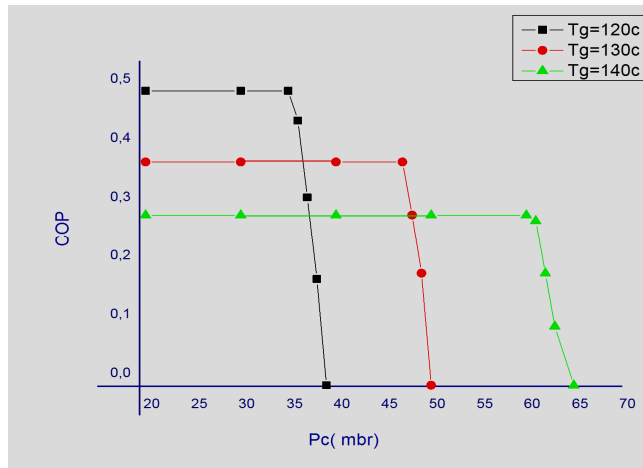


Fig. 4.25- Evolution du COP en fonction de la pression au condenseur ($T_e = 10^\circ\text{C}$; $T_c = 35^\circ\text{C}$),

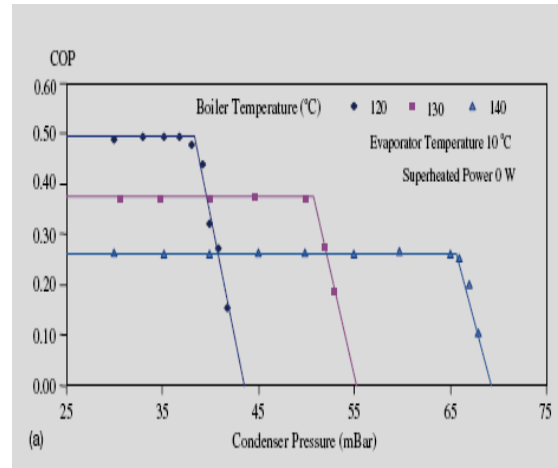


Fig4.26-performance Expérimentale

Ce graphe [Fig. (4.25)] présente la variation du COP du système en fonction de la pression du condenseur quand la condition du générateur a été changée avec une température de fonctionnement de l'évaporateur fixe.

D'après la figure (4.31) on constaté que La performance du système (COP) augmente pour diminue la pression du condenseur. Dans ce graphe Ont montre qu'il existe une température optimale du générateur (120°C) qui maximise le COP.

4.3.4.2 –L'effet de la Température de l'évaporateur sur le coefficient du performance (COP) :

Chunnanond K.et Aphonratana S. [19,35] et Aphonratana S. [7] ont analyse l'influence de la température de l'évaporateur sur la performance du cycle de réfrigération a éjecteur. Quant la pression (ou la température) de l'évaporateur augmente, le COP du système et la pression critique de la condensation augmentent.

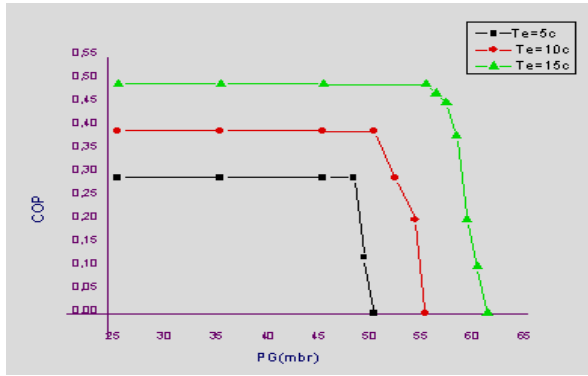


Fig. 4.27 - Evolution du COP en fonction de la pression de générateur ($T_c=35^\circ\text{C}$, $t_g=120^\circ\text{C}$)

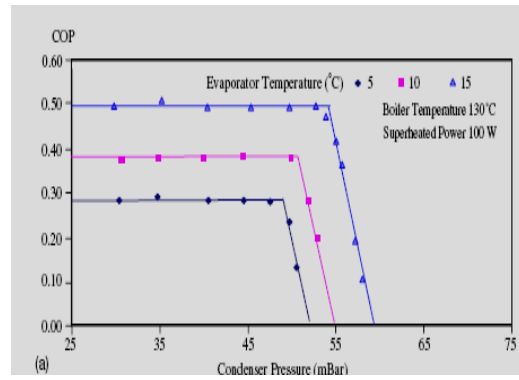


Fig.4.28- performance Expérimentale

D'après la figure (4.27) en remarques que la pression (ou la température) de l'évaporateur augmente, le COP du système et la pression critique de la condensation augmentent. Et la pression du générateur augmente en remarque dans ce graphe

4.3.4.3- L'effet de la pression du condenseur sur le coefficient de la performance (COP) :

Eames et al [19], Aphornratana et Eames (1997) [19], Chunnanond et Aphornratana (2004) [19,35] ont suggère que le rapporte d'entraînement est limite par une pression critique au condenseur (a la sortie de l'éjecteur) cette pression critique dépend des conditions opératoire.

Eames et al [19], ont effectue une étude dans la quelle ils pressentent l'évolution du rapport d'entraînement en fonction de la pression critique de condensation suggère que le fonctionnement d'un éjecteur peut être divise en trois mode :

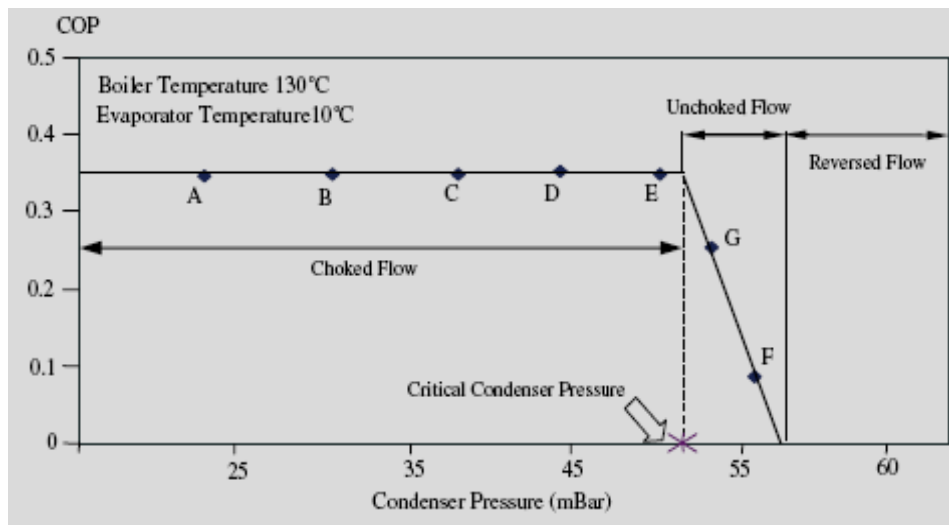


Fig29

- Le mode critique ou double étranglement : ($P_c \leq P_{c^*}$) pour des pression de condensation (p_c) inférieure a la pression critique de condensation (P_{c^*}), le rapport d'entraînement garde la même valeur constante, les fluides primaire et secondaire sont étranglés.
- Le mode subcritique : ($P_{c^*} \leq P_c \leq p_{c0}$) pour des pressions de condensation (p_c) serres entre la pression critique (P_{c^*}), et la pression (p_{c0}), la valeur du rapport d'entraînement diminué avec l'augmentation de la pression de condensation seul le fluide primaire est étrangle.
- Le mode du mal fonctionnement ou le mode de retour de fluide : ($p_c > p_{c0}$) pour des pression de condensation (p_c) supérieures a une pression(p_{c0}),le rapport d'entraînement a une valeur négative, les deux fluides ne sont pas étranglés.

Ces résultats ont été confirmes par Chunnanond et Aphornratana (2004) [19,35] expérimentalement .ils ont montre que la pression critique de condensation augmente avec l'augmentation de la température du générateur, et l'augmentation de cette pression réduit le coefficient de performance (COP) du cycle.

4.3.5- L'effet des géométries de l'éjecteur sur le ratio d'entraînement (Rm):

Pour étudier l'effet des géométries de l'éjecteur sur sa performance, 3 paramètres d'intérêt concernant les géométries ont été (1) les géométries de la tuyère primaire, (2) les géométries de la chambre de mélange, et (3) les géométries de la section gorge de l'éjecteur. Pour étudier l'influence de chaque paramètre, l'éjecteur a été modélisé avec les différentes parties de ces composants. Pendant la simulation, les conditions d'exploitation en amont ont été fixées, à savoir, la température de saturation du fluide primaire á 130 C° .et la température de saturation du fluide secondaire de 5 C° . noter aussi que les comparaisons des structures d'écoulement dans cette section ont été faites quand les éjecteurs ont été opérés en mode écoulement choqué ou à la pression en aval de 30 mbar, comme indiqué dans les Fig. 4.30

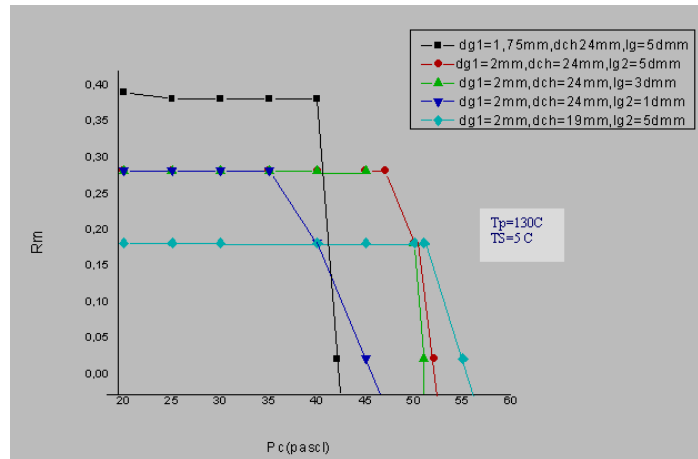


Fig. 4.30 - Evolution du ratio d'entraînement en fonction de la pression du condenseur.

R_m : rapport d'entraînement est définie par :
$$R_m = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g}$$

Dans la figure 4.30 on voit que lorsque l'éjecteur est équipé d'une petite tuyère primaire (A=1.75mm), le rapport d'entraînement de l'éjecteur peut être augmenté. Toutefois, l'éjecteur doit être exploité à une pression critique inférieure..

Analyse des resultat

Les influences des paramètres étudiés sur la caractéristique de la performance d'un éjecteur de la vapeur sont présentées dans la Table suivante :

paramètre	action	caractéristique de la performance
1-éjecteur pressions d'exploitation		Le rapport d'entraînement [Rm]
Pression du primaire fluide	↑	↓
Pression du secondaire fluide	↑	↑
2-La géométrie de l'éjecteur		
Diamètre de la gorge de la tuyère primaire	↑	↓
Diamètre de la chambre de mélange	↑	↓
La longueur de la gorge	↑	↓

Table 4.11: Effet d'opérer des pressions et les géométries d'éjecteur sur la performance d'éjecteur de la vapeur

A partir de ce tableau, on peut constater qu'aussi bien le rapport d'entraînement que la pression critique peuvent être variés en ajustant simultanément 3 paramètres, qui sont (1) la pression de saturation du fluide primaire, (2) la pression de saturation du fluide secondaire, et (3) la dimension de la tuyère primaire. Cependant, lors du réglage de la pression de saturation du fluide primaire et la taille de la tuyère primaire, le rapport d'entraînement et la pression critique ne peuvent pas être augmentés en même temps. Le seul ajustement qui peut augmenter à la fois les paramètres de performance simultanément, la condition la plus désirée, est l'augmentation de la température de saturation du fluide secondaire. Malheureusement, ce but vient avec le sacrifice de la température de réfrigération.

Conclusion générale :

Le travail d'un certain nombre de chercheurs prouve que la CFD est un outil puissant de prévision des phénomènes se passant à l'intérieur de l'éjecteur. Ceci aide à comprendre la relation entre les différents paramètres aussi bien géométriques (ou de dimensionnement) que ceux de fonctionnement (température, pression, vitesse ...etc) de toutes les parties de l'éjecteur et de leur influence sur l'entraînement du fluide secondaire, et donc sur le COP du cycle à éjecteur.

En simulant donc avec Fluent un éjecteur fonctionnant avec de l'eau comme frigorigène nous avons utilisé ce programme comme outil de design. Nous avons commencé par optimiser géométriquement l'éjecteur en fonction du rapport d'entraînement ; Ceci pour les diverses dimensions du dispositif (position de la tuyère primaire par rapport à l'entrée de la chambre de mélange, les deux diamètres des gorges ainsi que leurs longueurs, de même que le diamètre de la chambre de mélange). Le pourcentage d'erreur maximal entre l'expérimental et le simulé est de l'ordre de 2.4%. Ce résultat nous a donc permis de valider le programme commercial Fluent comme outil d'analyse de ce type de dispositif.

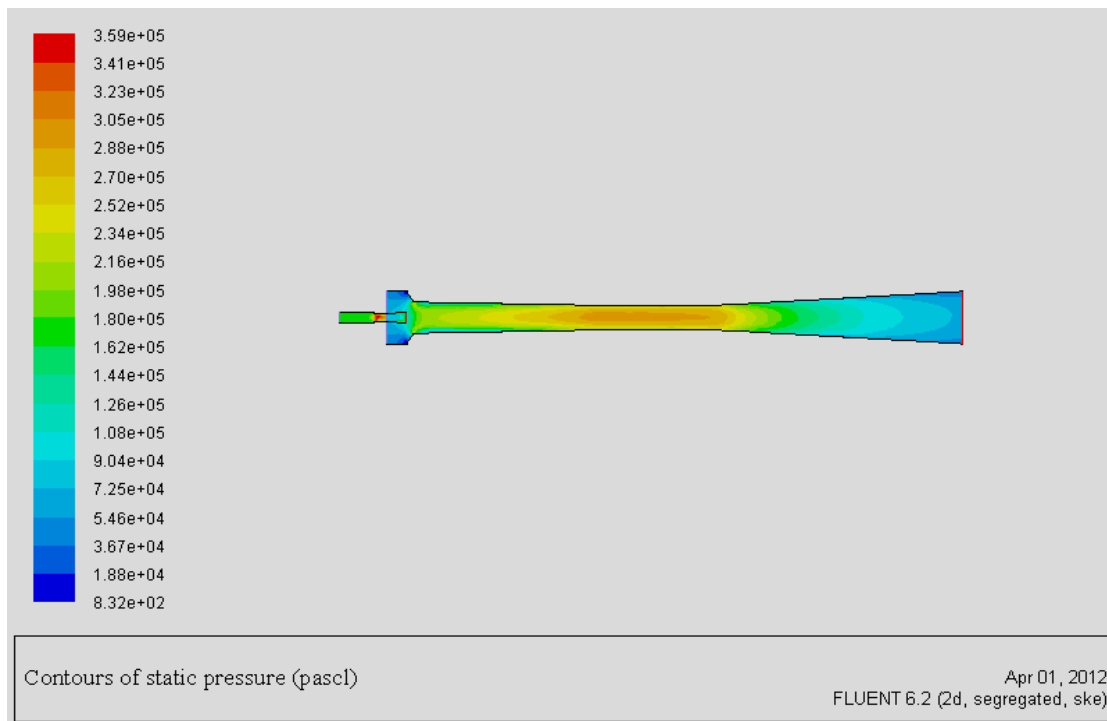
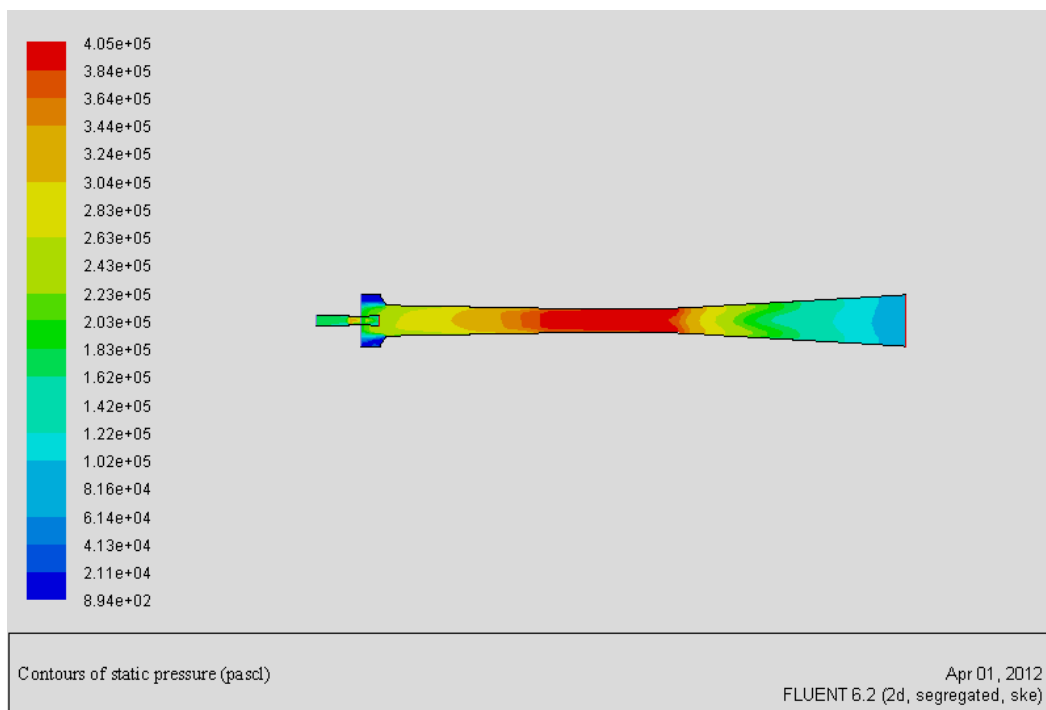
Avec ces dimensions optimisées, nous avons varié les pressions au niveau du condenseur, nous avons d'abord vérifié le phénomène d'inversion d'écoulement au dessus de la pression critique propre à l'éjecteur et à la nature du frigorigène. Nous avons comparé cette pression simulée avec la pression expérimentale, d'une part et avec la pression critique d'autre part, cette comparaison montre que la pression critique expérimentale est de 35.5mbr tandis qu'elle n'est que de 32mbr pour Fluent soit une erreur de l'ordre de 9,85%. On ne fera que le constat d'une erreur relativement élevée.

Pour conclure, cette étude a permis de mieux comprendre et de savoir comment des logiciels de simulation numérique commerciaux tels que Fluent fonctionnent. D'en mesurer la relative efficacité et précision ; surtout lorsque des formes relativement compliquées, comme celle de l'éjecteur, sont à étudier. Ceci par comparaison à l'autre voie plus compliquée de développement d'un programme personnel d'analyse.

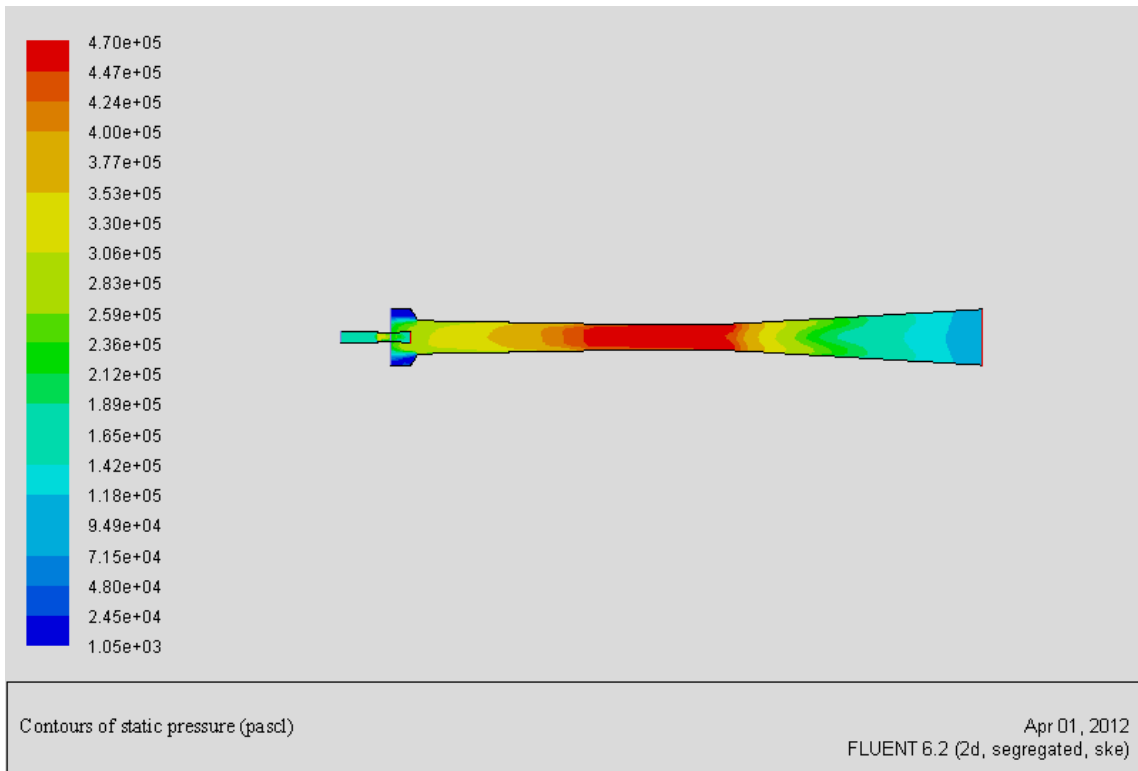
Nous nous sommes contenté, d'utiliser comme fluide de travail de l'eau, pour, comme expliquer, des raisons de comparaison avec des résultats expérimentaux. Et du fait de la haute température de congélation de l'eau (0°C), elle ne peut être utilisée que pour des systèmes de climatisation. Cependant vu l'importance que prend cette technologie des systèmes de

refroidissement par éjecteur il serait intéressant d'utiliser d'autres fluides frigorigènes qui présenteraient de meilleures performances pour d'autres applications.

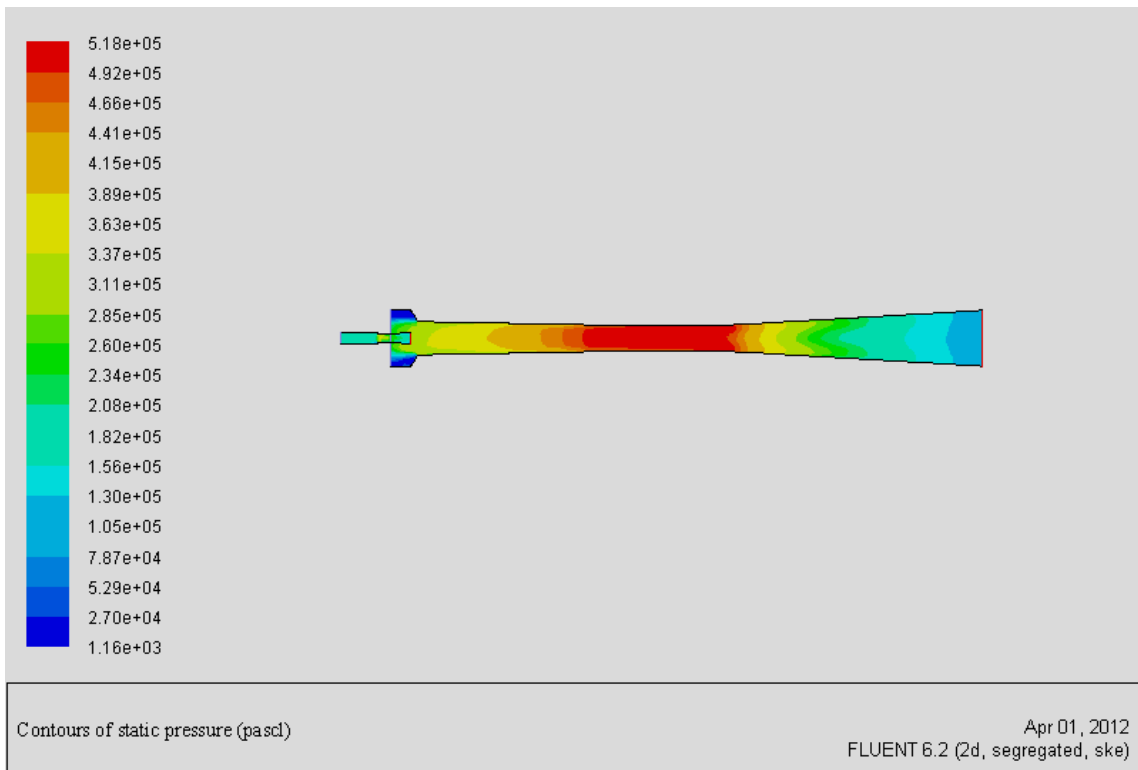
De même, de par la simplicité de l'éjecteur il serait intéressant de voir son comportement en tant que dispositif de détente à la place d'une vanne de détente isenthalpique classique qui présente beaucoup d'irrégularités qui influent directement sur le COP des divers cycles.

L'effet des pressions :Cas1 : $T_p = 130c$; $T_s = 10c$; $P_c = 30mbr$ Cas2: $T_p = 130c$; $T_s = 10c$; $P_c = 40mbr$ 

Cas3: $T_p = 130c$; $T_s = 10c$; $P_c = 46mbr$



Cas4: $T_p = 130c$; $T_s = 10c$; $P_c = 50mbr$



- [1] Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries
T. Sriveerakul, S. Aphornratana *, K. Chunnanond
- [5] Steam-jet refrigeration equipment, ch. 13. In: ASHRAE equipment handbook 1983: 13.1–13.6.
- [6] Al-Khalidy N. Performance of solar refrigerant ejector refrigerating machine. ASHRAE Trans 1997; 103(1):56–64.
- [25] Aphornratana S. Theoretical and experimental investigation of a combine ejector-absorption refrigerator. PhD thesis, University of Sheffield, UK; 1994.
- [14] Huang BJ, Jiang CB, Hu FL. Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system. Trans ASME 1985; 107:792–802.
- [13] Mondays JT, Bagster DF. A new theory applied to steamjet refrigeration. Ind Eng ChemProcess Des Dev 1977; 16(4):442–9.
- [17] Eames IW, Wu S, Worall M, Aphornratana S. An experimental investigation of steam ejectors for application in jet-pump refrigerators powered by low-grade heat. Proc Instn Mech Eng a 1999; 213:351–61.
- [19] Chen YM, Sun CY. Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system. Exp Fluid Sci 1997; 15:384–94.
- [20] Keenan JH, Neumann EP, Lustwerk F. An investigation of ejector design by analysis and experiment. ASME J Appl MechTrans 1950; 72:299–309.
- [18] Chunnanond K, Aphornratana S. An experimental investigation of steam-ejector refrigerator, the analysis of pressure profile along ejector. In: The Asia-Pacific Conference on Sustainable Energy and Environment Technologies; 2003, pp.184–8.

[36] Hoggarth ML. The design and performance of high-pressure injector as gas jet booster. *Proc Instn Mech Eng* 1970; 185(56-71):755–66.

[43] Keenan JH, Neumann EP. A simple air ejector. *ASME J Appl MechTrans* 1942; 64:75–81.

[61] Chen SL, Yen JY, Huang MC. An experimental investigation of ejector performance based upon different refrigerants. *ASHRAE Trans* 1998; 104(part 2):153–60.

[67] ESDU, Ejector and jet pump, data item 86030, London: ESDU International Ltd; 1985.

[22] Sokolov M, Hershgal D. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 2. Design procedures. *Int J Refrig* 1990; 13:357–63.

[23] Sokolov M, Hershgal D. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 3. Experimental results. *Int J Refrig* 1990; 14:24–31.

[52] Sokolov MO. Operational envelope and performance curves for a compression-enhanced ejector refrigeration system. *ASHRAE Trans* 1991; 17(part 2):394–402.

[69] Grazzini G, Mariani A. A simple program to design a multi-stage jet pump for refrigeration cycles. *Energy Conver Mngmnt* 1998; 39(16-18):1827–34.

[72] Sun DW. Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle, operating with various refrigerants. *Energy Conver Mngmnt* 1999; 40:873–84.

[71] Aphornratana S, Chungpaibulpatana S, Srihirin P. Experimental investigation of an ejector refrigerator: effect of mixing chamber geometry on system performance. *Int J Energy Res* 2001; 25:397–411.

[15] Huang BJ, Chang JM. Empirical correlation of ejector design. *Int J Refrig* 1999; 22:379–88.

[53] Sun DW, Eames IW. Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles. *Int J Energy Res* 1996; 20(10):871–85.

[77] Dorantes R, Estrada CA, Pilatowsky I. Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system. *Appl Therm Engng* 1996; 16(8-9):669–75.

[19] Chen YM, Sun CY. Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system. *Exp Fluid Sci* 1997; 15:384–94.

[7] Rogdakis ED, Alexis GK. Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system. *Appl Therm Engng* 2000; 20:213–26.

[38] Cizungu K, Mani A, Groll M. Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluid. *Appl Therm Engng* 2001; 21:585–98.

[78] Al-Khalidy N. Experimental investigation of solar concentrators in a refrigerant ejector refrigeration machine. *Int J Energy Res* 1997; 21:1123–31.

[9] Gouri Dhatt, Gilbert touzot, Une présentation de la méthode des éléments finis, les presses de l'université laval québec 1981