

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université M'hamed BOUGARA, Boumerdes
Faculté des Sciences de l'Ingénieur

École Doctorale en Énergétique et Développement Durable



Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de Magister

OPTION

Systèmes Énergétiques Avancés

Étude numérique d'un système de réfrigération à éjecteur

Présenté par : **Abdelhakim LIMANE**

Soutenu le : 25/ 06 /2009

Examineurs :

Madjid HACHEMI	Maître de conférences/A	UMBB/Boumerdes	Président
Pascal STOUFFS	Professeur	Univ.Pau /France	Examineur
Abdelkrim LIAZID	Professeur	ENSET/ Oran	Examineur
Mourad BALISTROU	Maître de conférences/A	UMBB/Boumerdes	Examineur
Mohand TAZEROUT	Professeur	EMNantes /France	Directeur de mémoire

Année Universitaire 2008/2009

Résumé :

Les machines de production de froid conventionnelles ont généralement des effets néfastes pour l'environnement, par l'utilisation d'énergies fossiles responsables des émissions de gaz à effets de serre et par les fuites de fluides frigorigènes de type HFC qui sont inhérentes au fonctionnement de ces systèmes. Pour contrecarrer ces effets, un système de production de froid à éjecteur supersonique dans lequel de la vapeur d'eau sera utilisée comme fluide frigorigène a été étudié et un modèle monodimensionnel du dispositif a été développé, et par la suite, le potentiel de mise en œuvre d'un tel système a été évalué pour un cas industriel qui est la climatisation automobile.

Mots-clés : Cycle frigorifique, éjecteur supersonique, modélisation monodimensionnelle.

Abstract :

The conventional production of cold machine have generally harmful effects for the environment, caused by the use of fossil energies responsible for the gas emissions for greenhouse effects and by the escapes for refrigerants for type HFC which are inherent for operation of these systems. To stop these effects, A system of production of cold with a supersonic ejector in which steam would be used as refrigerant was studied. For this purpose, a mono-dimensional model of the device was developed. The potential of implementation of such a system was evaluated thereafter for an industrial case which is automobile air-conditioning

Key Words : refrigeration cycle, supersonic ejector, monodimensional modelisation

الموجز:

الآلات الإنتاج التقليدية للبرد عموماً آثار سلبية على البيئة ، وهذا لاستخدام الوقود الأحفوري المسؤول عن انبعاث غازات الاحتباس الحراري وتسرب المبردات مثل مركبات الهيدروفلوروكربون ، وهي متصلة في تشغيل هذه النظم. لمواجهة هذه الآثار، نظام إنتاج البرودة بالقاذف السوبر الصوتي الذي يستخدم بخار الماء للتبريد، قد تم دراسته. وتحقيقاً لهذه الغاية، نموذج أحادي البعد من هذا الجهاز. بعد إمكانية تنفيذ هذا النظام، تم تقييم حالة صناعة هي تكييف هواء السيارات.

الكلمات الرئيسية : دورة التبريد ; قاذف السوبر الصوتي ; بعد واحد النمذجة.

REMERCIEMENT

Mes vifs remerciements s'adressent, tout particulièrement, à mon Professeur, Directeur de mémoire, Monsieur TAZEROUT Mohand *École des Mines de Nantes* pour l'aide compétente qu'il m'a apporté, ses conseils très précieux pour structurer ce travail et en améliorer la qualité, pour sa patience et son encouragement tout au long de ce travail.

Je tiens également à exprimer mes profonds remerciements à Monsieur BALISTROU Mourad Responsable de l'école doctorale en énergétiques et développement durable (EDED) *Université de Boumerdès* pour son soutien et sa compréhension, durant ces années d'études.

Je souhaiterais aussi remercier tous ceux qui de loin ou de près m'ont aidé et encouragé.

Enfin et surtout je voudrais remercier, ma mère et mon père décédé, à qui je dédie ce travail.

TABLE DES MATIERES

1. RÉFRIGÉRATION AVEC ÉJECTEUR :	2
1.1 Système de réfrigération avec éjecteur :	2
1.1.1 Le cycle de puissance :	3
1.1.2 Le cycle de réfrigération :	3
1.2 Principe de fonctionnement de l'éjecteur :	3
1.2.1 L'éjecteur supersonique :	3
1.2.2 Avantages et inconvénients de l'éjecteur :	5
2. ETAT D'ART :	6
2.1 L'influence des conditions opératoires:	6
2.1.1 L'effet de la température et de la pression du condenseur :	6
2.1.2 L'effet de la température et de la pression du générateur :	7
2.1.3 L'effet de la température et de la pression de l'évaporateur :	8
2.1.4 L'effet de la surchauffe :	8
2.2 Les pertes de charge dans l'éjecteur :	8
2.3 L'effet de la géométrie de l'éjecteur :	9
2.3.1 L'effet de la géométrie de la tuyère primaire :	9
2.3.2 L'effet de la position de la sortie de tuyère primaire :	10
2.3.3 L'effet de la géométrie de la chambre du mélange :	10
2.4 Les fluides frigorigènes utilisés dans les cycles à éjecteur :	10
2.5 Modélisation du système a éjecteur par la CFD :	12
3. LE MODÈLE MATHÉMATIQUE GOUVERNANT LE SYSTÈME :	13
3.1 Hypothèse du modèle :	13
3.2 Les données disponibles avant la modélisation de l'éjecteur :	14
3.3 Mise en équations :	15
3.3.1 Les données initiales:	15
3.3.2 Zone de détente du fluide entraîné :	15
3.3.3 Zone de détente du fluide moteur :	18
3.3.3.1 Calcul des paramètres au col de la tuyère primaire :	18
3.3.3.2 Calcul des paramètres à la sortie de la tuyère primaire :	22
3.3.3.3 Section à laquelle la condensation apparaît dans la tuyère primaire :	24

3.3.4	Zone de mélange :	24
3.3.4.1	Calcul de la section de la gorge:	24
3.3.4.2	Calcul des paramètres juste après l'onde de choc :	25
3.3.5	Le diffuseur :	27
3.4	La procédure de calcul :	28
3.4.1	Remarque importante :	29
3.5	Fermeture du cycle à éjecteur :	29
3.6	Organigramme du programme informatique de résolution :	30
3.7	Évolutions des paramètres thermodynamiques :	33
3.8	Résultats :	34
3.9	Analyse des résultats :	37
4.	APPLICATION SUR LA CLIMATISATION AUTOMOBILE:	40
4.1	Données techniques :	40
4.2	Température de fonctionnement aux éléments du cycle :	40
4.3	Géométrie des éléments qui constituent le cycle :	41
4.4	Changement de régime :	44
4.5	Le cycle thermodynamique :	45
4.6	Évolution de quelques paramètres thermodynamiques :	45
5.	CONCLUSION :	48
	REFERENCES	50
	ANNEXE	55
A.	ÉQUATIONS D'ÉTATS EMPIRIQUES :	55
	Equations de la region 1 (état liquide) :	55
	Les équations de la région 4 (changement de phase):	57
	Les équations de la region 2 :	58
	Sous région 2a :	62
	Sous région 2b :	64
	Sous région 2c :	66
	Dimensions d'éjecteur supersonique suivant la norme de construction ASHRAE	69
B.	DONNÉES A MODÉLISER POUR UNE CLIMATISATION AUTOMOBILE :	69

LISTE DES FIGURES

Figure	Titre	Pages
Figure 1.1	Système de réfrigération avec éjecteur	4
Figure 1.2	Coupe d'un éjecteur et évolution des vitesses et pression	6
Figure 2.1	Modes d'opération de l'éjecteur	10
Figure 2.2	Détente de fluide frigorigène dans la tuyère primaire	14
Figure 3.1	L'appellation de différentes sections de l'éjecteur.	18
Figure 3.2	procédure de calcul du stratagème à la section Aa2	23
Figure 3.3	procédure de calcul du stratagème de la surchauffe	28
Figure 3.4	Évolution du COP pour les deux configurations d'éjecteurs (à pression constante-à section constante)	42
Figure 3.5	Évolution du COP en fonction de la température à l'évaporateur (sans surchauffe)	43
Figure 3.6	Évolution du rapport d'entraînement en fonction de la Pression de mélange (sans surchauffe)	43
Figure 3.7	Évolution du COP en fonction de la température au condenseur (sans surchauffe)	43
Figure 3.8	Évolution du rapport d'entraînement en fonction de la température au condenseur (sans surchauffe)	44
Figure 3.9	Évolution du nombre de mach avant et après l'onde de choc en fonction de la de la pression de mélange (sans surchauffe)	44
Figure 3.10	Effet de la surchauffe de la vapeur motrice sur le COP	44
Figure 3.11	Effet de la surchauffe de la vapeur motrice sur le rapport d'entraînement	45
Figure 4.1	Évolution de l'aire de la section du col de l'éjecteur en fonction de la surchauffe de la vapeur motrice.	51
Figure 4.2	Évolution de la longueur de l'éjecteur en fonction de la surchauffe de la vapeur motrice	52

Figure 4.3	Évolution de la longueur de l'éjecteur en fonction de la puissance frigorifique	53
Figure 4.4	Cycle thermodynamique d'un cycle à éjecteur destiné à la climatisation automobile	54
Figure 4.5	Évolution de la température de la vapeur au cours de son passage dans l'éjecteur	55
Figure 4.6	Évolution de la pression de la vapeur au cours de son passage dans l'éjecteur	56
Figure 4.7	Évolution du nombre de mach de la vapeur au cours de son passage dans l'éjecteur	56

Symboles	Description	Unités
A	l'aire de section de l'éjecteur	[m ²]
T	température	[K]
P	pression	[Bar]
h	enthalpie massique	[kJ/kg]
s	entropie massique	[J/(kg.K)]
ρ	densité massique	[kg/m]
V	vitesse de l'écoulement	[m/s]
a	vitesse du son	[m/s]
M	nombre de mach	
X	titre de la vapeur	
x	abscisse de position	[m]
M	débit massique	[kg/s]
ω	rapport d'entrainement	
η	rendement isentropique	
W_p	puissance de la pompe	[kW]
Q_c	puissance thermique au condenseur	[kW]
Q_g	puissance thermique au générateur	[kW]
Q_f	puissance frigorifique	[kW]
COP	coefficient de performance pratique	

Indice	Description
0	valeur initiale
1 , g	entrée de la tuyère primaire
2 , e	entrée de la chambre d'aspiration
3 , c	sortie de diffuseur de l'éjecteur
4	sortie du condenseur
5	entrée évaporateur
6	entrée générateur
a1	sortie tuyère primaire
a2	sortie de la chambre d'aspiration
b	sortie de la chambre de mélange
c	juste après l'onde de choc
s	Relatif au processus isentropique
x	Relatif à une position d'abscisse x

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 qui réchauffe la planète, et 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 destiné pour la production de froid dont l'augmentation de la demande est de dix-sept pour cent (17 %) par an [33].

Produire du froid par 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, où 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.

L'objectif principale de cette thèse est de concevoir un algorithme de modélisation d'éjecteur supersonique d'une machine frigorifique dont le fluide frigorigène est de l'eau quelles que soient les conditions de fonctionnement et tenant compte de toutes les irréversibilités.

Cette thèse est composée de quatre (4) parties :

- Le premier chapitre présente en détail le fonctionnement du système global, en particulier l'éjecteur supersonique avec les avantages et les inconvénients d'un tel système.
- Le deuxième chapitre évoque la littérature scientifique où un état de l'art est établi.
- Le troisième chapitre présente le modèle monodimensionnel établi avec l'analyse des résultats obtenus.
- Enfin le dernier (quatrième) chapitre est consacré à une définition des paramètres gouvernant la technologie de production de froid par éjecteur à travers le modèle monodimensionnel établi, et son application pour un cas industriel qui est la climatisation automobile.

Cette partie présente d'une manière générale le fonctionnement d'une machine de production de froid à éjecteur et plus précisément l'éjecteur supersonique.

1. RÉFRIGÉRATION AVEC ÉJECTEUR :

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

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

Un cycle de réfrigération à éjecteurs utilise les rejets thermiques industriels comme source de chaleur dans (*En générale*) la gamme des températures de $+60^{\circ}\text{C}$ à $+400^{\circ}\text{C}$, pour produire du froid à des niveaux de 0°C à $+20^{\circ}\text{C}$.

1.1 Système de réfrigération avec éjecteur :

Le système de réfrigération avec éjecteur comme il est illustré par la Figure 1. Il comporte deux cycles fermés (4-6-1-3-4) et (4-5-2-3-4).

- 1) Le cycle (4-6-1-3-4) constitue le cycle de puissance = La boucle motrice (BM).
- 2) Le cycle (4-5-2-3-4) constitue le cycle de réfrigération = La boucle frigorifique (BF).

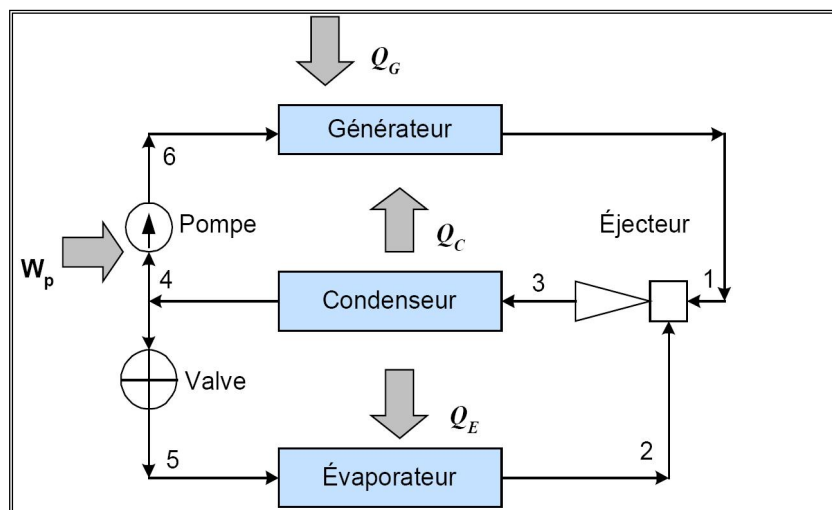


Figure 1.1: Système de réfrigération avec éjecteur

1.1.1 Le cycle de puissance :

Dans le cycle de puissance, l'énergie fournie au générateur sert à évaporer une partie du réfrigérant qui représente le fluide moteur (*primaire*) qui est à haute pression (*de l'état 6 à l'état 1*), traverse ensuite l'éjecteur où il est mélangé à l'autre partie du réfrigérant qui représente le fluide entraîné (*secondaire*), provenant de l'évaporateur et où s'effectue aussi un recouvrement de pression (*de l'état 1 à l'état 3*). Puis la totalité du réfrigérant passe à travers le condenseur où il est condensé jusqu'à l'état liquide (*de l'état 3 à l'état 4*). Ce liquide sera pompé (augmentation de pression) vers le générateur et complète ainsi le cycle (*de l'état 4 à l'état 6*).

1.1.2 Le cycle de réfrigération :

Dans le cycle de réfrigération, une partie du réfrigérant à l'état liquide qui représente le fluide entraîné (*secondaire*) passe à travers une valve de détente pour l'amener à un état de basse pression (*de l'état 4 à l'état 5*). Le réfrigérant entre par la suite dans l'évaporateur où il produit, en s'évaporant, le froid désiré (*de l'état 5 à l'état 2*). Le réfrigérant est mélangé avec l'autre partie dans l'éjecteur où il est comprimé (*de l'état 2 à l'état 3*) et le mélange passe à travers le condenseur où il est condensé jusqu'à l'état liquide et complète ainsi le cycle (*de l'état 3 à l'état 4*).

1.2 Principe de fonctionnement de l'éjecteur :

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

1.2.1 L'éjecteur supersonique :

Un éjecteur supersonique (figure 1.2) reçoit en entrée deux fluides généralement gazeux, mais qui peuvent aussi être liquides ou diphasiques :

- 1) le fluide à haute pression, appelé fluide moteur ou fluide primaire.
- 2) le fluide à basse pression, appelé fluide entraîné ou fluide secondaire.

- Le fluide moteur est accéléré dans un convergent-divergent (*tuyère primaire*), créant une baisse de pression dans la zone de mélange, ce qui a pour effet d'aspirer le fluide secondaire.
- Les deux fluides sont alors mélangés et une onde de choc peut prendre place dans la zone suivante (*la gorge sur la figure 1.2*). Il en résulte une augmentation de la pression du mélange et une baisse de sa vitesse, qui devient subsonique.
- Le diffuseur permet de convertir la vitesse résiduelle en une augmentation de pression.

L'éjecteur réalise ainsi une compression du fluide secondaire au prix d'une baisse d'enthalpie du fluide primaire.

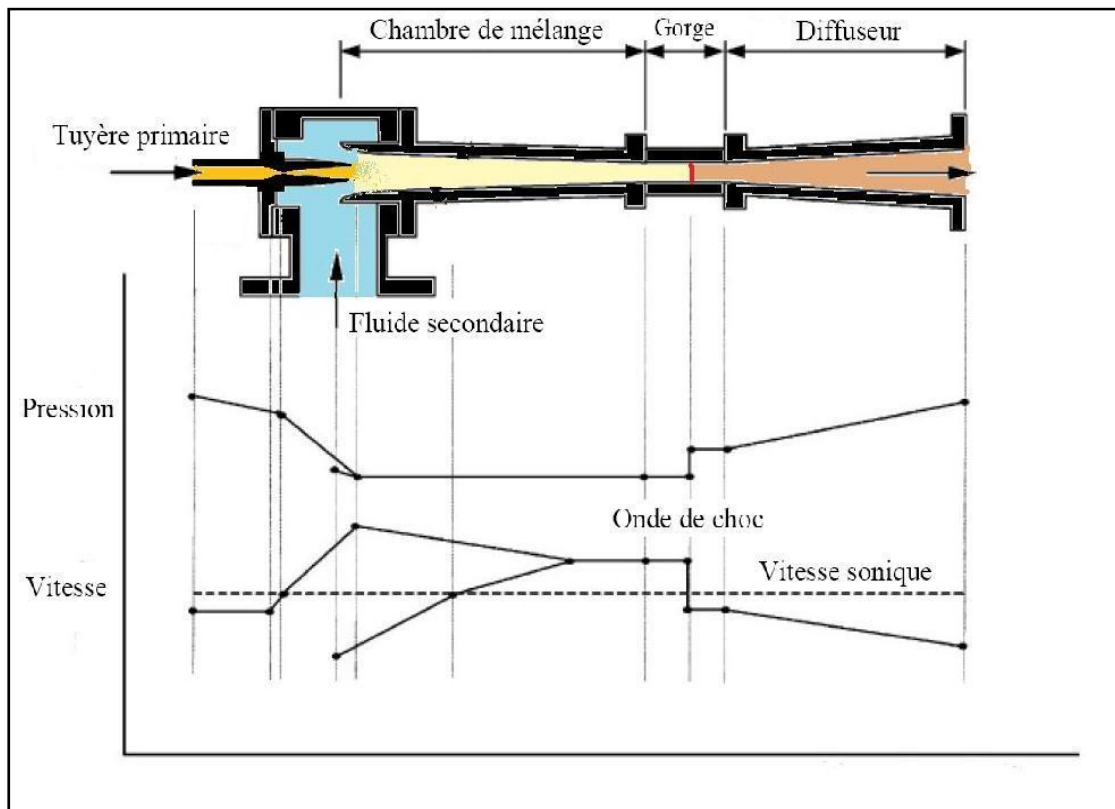


Figure 1.2: Coupe d'un éjecteur et évolution des vitesses et pressions

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

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

1.2.2 Avantages et inconvénients de l'éjecteur :

Le principal avantage que procure l'éjecteur supersonique à 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*) où, 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 à éjecteur a une étanchéité parfaite du cou :
-
- 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.

Signalons à ce propos que l'un des problèmes pratiques rencontrés lors de l'utilisation d'un éjecteur dans un cycle, sont ses performances qui dépendent beaucoup de ces conditions de fonctionnement : le rapport de compression obtenu est bien évidemment fonction du rapport d'entraînement, mais une variation de ce dernier induit une modification de la géométrie optimale de l'éjecteur, qui est bien évidemment impossible à réaliser.

Il s'ensuit qu'un éjecteur s'adapte mal à un fonctionnement hors des conditions de design.

Cette partie présente l'état d'art de l'essentiel des travaux théoriques et expérimentaux trouvés dans la littérature scientifique consultée.

2. ETAT D'ART :

L'éjecteur, qui est le cœur du système de réfrigération à éjecteur, a été inventé par Charles Parsons en 1901 [13], pour éliminer l'air du condenseur de la machine à vapeur. En 1910, Maurice Leblanc l'emploie pour la première fois dans un système de réfrigération à jet de vapeur.

Au commencement, la conception d'éjecteur était principalement basée sur des expériences, jusqu'au (1950) quand Keenan et al [29, 60] ont publié l'une des premières théories analytiques de calcul des performances des éjecteurs, d'écoulement isentropique monodimensionnel, employé couramment pour prévoir les propriétés du fluide le long de l'axe de l'éjecteur basée sur des équations thermodynamiques des gaz parfaits et les lois de conservation de la masse, et de l'énergie, ignorant les pertes dues au transfert et au frottement de chaleur, elle était accompagnée d'une étude expérimentale. Stoecker (1958) [29, 60] a proposé une des premières méthodes de conception itératives d'éjecteur impliquant des données de propriété prises des tables de vapeur.

2.1 L'influence des conditions opératoires:

Chunnanond et, (2004) ; Sriveerakul et autres, 2007 [19, 35, 36, 63] ont montré que la performance d'un éjecteur supersonique représenté par le COP (*coefficient de performance pratique*) décroît avec la montée de la température (*et la pression*) au générateur ou par la diminution de la température (*et la pression*) à l'évaporateur, ou par la montée de la température de changement de phase (*et la pression*) au condenseur et que l'évolution du rapport d'entraînement suit celle du COP (*coefficient de performance pratique*).

2.1.1 L'effet de la température et de la pression du condenseur :

Eames et al [19], Aphornratana et Eames (1997) [19], Chunnanond et Aphornratana (2004) [19, 35, 36] ont suggéré que le rapport d'entraînement est limité par une pression critique au condenseur (*à la sortie de l'éjecteur*). Cette pression critique dépend des conditions opératoires.

Eames et al [19] ont effectué une étude dans laquelle ils présentent l'évolution du rapport d'entraînement en fonction de la pression critique de condensation. Ils ont suggéré que le fonctionnement d'un éjecteur peut être divisé en trois modes :

- Le mode critique ou double étranglement : ($P_c < P_c^*$) pour des pressions de condensation (P_c) inférieures à 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 : ($P_c^* < P_c < P_{c0}$) pour des pressions de condensation (P_c) serrées entre la pression critique (P_c^*) et la pression (P_{c0}), la valeur du rapport d'entraînement diminue avec l'augmentation de la pression de condensation, seul le fluide primaire est étranglé.
- Le mode du mal fonctionnement ou le mode de retour de fluide : ($P_c > P_{c0}$), pour des pressions de condensation (P_c) supérieures à une pression (P_{c0}), le rapport d'entraînement a une valeur négative, les deux fluides ne sont pas étranglés.

Ces résultats ont été confirmés par Chunnanond et Aphornratana (2004) [19, 35] expérimentalement. Ils ont montré 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.

2.1.2 L'effet de la température et de la pression du générateur :

Par une étude expérimentale Sun et al [5] ont montré 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 [3, 19, 35] Disent que l'augmentation du débit du fluide secondaire 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]. (Voir figure.2.1 [3]).

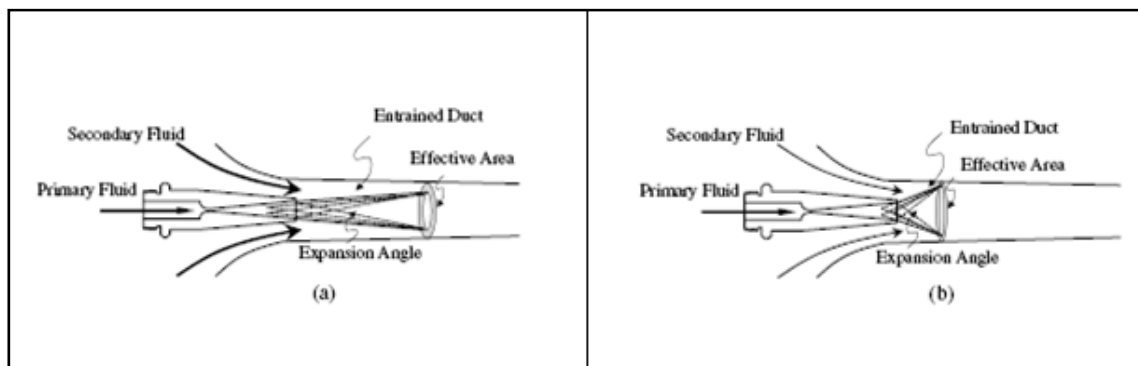


Figure 2.1 : l'effet des conditions opératoires sur le process d'entraînement et du mélange dans la chambre de mélange [3]

Aidoun et 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*) où ils ont constaté que l'augmentation de la pression du fluide à 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.

2.1.3 L'effet de la température et de la pression de l'évaporateur :

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

2.1.4 L'effet de la surchauffe :

Aidoun et Ouzane [73] ont étudié l'influence des surchauffes sur la performance de l'éjecteur. Où ils distinguent deux natures de surchauffes (*surchauffe externe - surchauffe interne*).

- La surchauffe externe représente la surchauffe du fluide primaire et/ou secondaire à l'entrée de l'éjecteur.
- La surchauffe interne est causée par les frottements (fluide-paroi et/ou fluide primaire-fluide secondaire) et par l'onde de choc dans le canal à section constante de l'éjecteur supersonique.

En fonction du fluide frigorigène utilisé, en général une surchauffe de fluide primaire et/ou secondaire est nécessaire pour éviter la condensation lors de la détente dans l'éjecteur.

D'après les résultats expérimentaux de Chunnanond et Aphornratana [19,35] (2004), l'influence de la surchauffe des fluides à l'entrée de l'éjecteur sur le COP du cycle est presque négligeable, et utile pour empêcher la corrosion dans les parois intérieures de l'éjecteur provoquée par la vapeur humide.

2.2 Les pertes de charge dans l'éjecteur :

Afin d'éliminer l'erreur analytique induite par la considération que la vapeur qui traverse l'éjecteur est un gaz parfait, Les propriétés thermodynamiques des gaz réels ont été utilisées dans plusieurs études [13, 14, 15].

Les études de Abdel-Aal et al [15] indiquent que les deux approches (gaz parfait – gaz réel) donnent les mêmes résultats.

Pour rendre les modèles de simulation plus réalistes, l'efficacité isentropique des tuyères et du mélange ont été introduites aussi dans plusieurs travaux [13, 16, 17, 18]. En général les valeurs de ces coefficients isentropiques varient entre 0.8 et 1 [19].

2.3 L'effet de la géométrie de l'éjecteur :

2.3.1 L'effet de la géométrie de la tuyère primaire :

Deux facteurs relatifs à la tuyère influencent la performance d'éjecteur : La conception et la position de la tuyère. Kroll (1947), Engdahl et Holton (1943), Watson (1933) et Henzler (1983) [55,59] ont suggéré que la section convergente devrait être bien arrondie et évasée pour avoir une bonne performance d'éjecteur. Mellanby, (1928), a recommandé une conique avec un angle plus grand que 20° pour éviter la création du choc et des pertes réfutables à l'admission de convergence. Watson (1933), a fait une expérience et a trouvé 25° comme meilleur angle de convergence.

Hill et Hedges (1974) ont étudié l'influence de la conception de la tuyère sur la performance d'éjecteur. Dans leur expérience, deux tuyères de divergence coniques ont été examinées, mais avec des angles de divergence différents. Les diamètres de sortie de la tuyère sont fixes dans les deux cas. Les résultats expérimentaux prouvent que la performance globale d'éjecteur n'a pas été influencée par la conception de la tuyère.

Au début des années 90 plusieurs chercheurs ont réalisé qu'il est nécessaire d'améliorer la performance des éjecteurs afin de les rendre économiquement plus attrayants. De nombreuses investigations expérimentales ont été effectuées pour évaluer l'effet de la géométrie d'éjecteur sur sa performance, telle que :

- l'endroit de sortie de la tuyère par :Aphornratana et Eames, (1997) [19] ; Chunnanond et Aphornratana, (2004) ; Eames et autres, (2007).
- rapport des sections de tuyère de chambre de mélange par :Huang et Chang (1999) ; Sankarlal et Mani, (2007), Chang et Chen, (2000).
- conception de la tuyère par :Chang et Chen (2000) ; Eames (2002) [55] , aussi bien que l'effet du fluide de fonctionnement par :Cizungu et autres (2001) ; Godefroy et autres (2007) ; Hernandez.

Reinke et al (2002) a constaté que plus loin est la sortie de la tuyère, plus le profil de vitesse est uniforme à travers la section transversale. Puisque l'action visqueuse du fluide transfère son énergie cinétique aux environnements, le fluide se déplace plus lentement à mesure que la distance augmente. Le comportement interne de l'éjecteur en particulier dans la section de mélange entre les écoulements primaires et secondaires et également l'effet de la position axiale de la tuyère ont été étudiées par Croft et Lilley (1976).

Eames et al [8] ont étudié l'évolution des performances de système par rapport au rapport de section entre l'aire de la section de sortie sur l'aire de la section de col de la tuyère primaire, ou ils suggèrent que La diminution de ce rapport augmente la performance de l'éjecteur.

Les études d'Eames et al [19], Chaunnonond et Aphornratana [19] et de Aidoun et Ouzzane [73] montrent que l'augmentation du rapport des diamètres (*diamètre du col de tuyère primaire divisé par le diamètre de la tuyère secondaire*) a un effet positif sur les performance (COP) de l'éjecteur mais avec une diminution de la pression critique de condensation.

2.3.2 L'effet de la position de la sortie de tuyère primaire :

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

Les études expérimentales de Eames et al [1], Eames et al [8], Chunnanond et Aphornratana [35] montrent qu'il existe une position optimale qui donne le meilleure COP du cycle de réfrigération. Suivant Nahdi et al [9] cette position (X) varie dans l'intervalle $0.5 < X/D < 2.0$

(D : le diamètre du canal à section constante de la tuyère secondaire).

D'après Chunnanond et Aphornratana [3,35], le déplacement de la tuyère primaire vers la sortie de la chambre du mélange le COP de l'éjecteur augmente.

2.3.3 L'effet de la géométrie de la chambre du mélange :

Suivant [4] existe deux configurations possibles pour la chambre de mélange :

- à section constante.
- à pression constante.

Dans le cas ou le mélange s'effectue à pression constante la forme de la chambre de mélange est un convergent.

Un éjecteur dont la configuration de la chambre de mélange est à pression constante a des performances supérieures que celui dont la configuration de la chambre de mélange à section constante.

2.4 Les fluides frigorigènes utilisés dans les cycles à éjecteur :

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

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

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

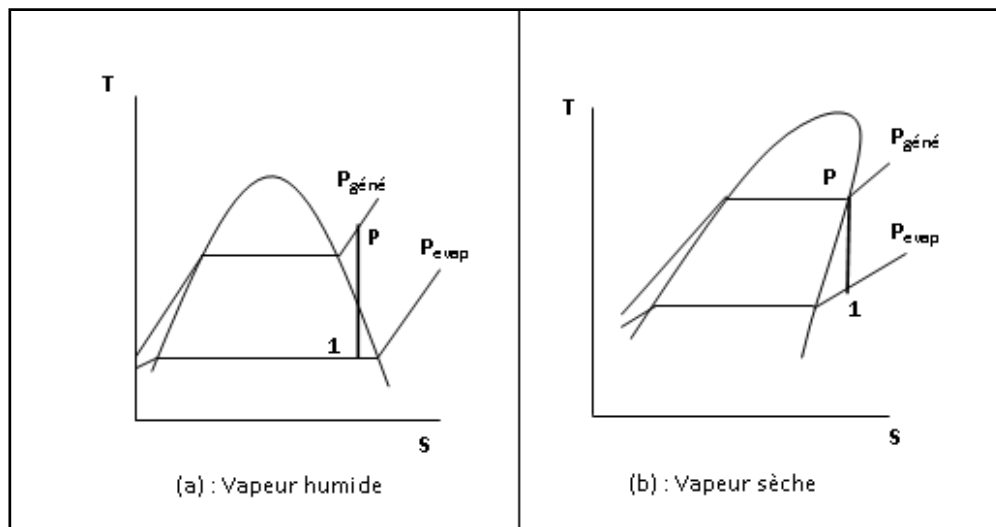


Figure 2.2 : la détente de fluide frigorigène dans la tuyère primaire : (a) fluide avec vapeur humide, (b) fluide avec vapeur sèche

D'après Wimolsiri P. [26], les fluides avec vapeur sèche donnent un meilleur COP par rapport aux fluides à vapeur humide. D'après les études expérimentales de Halton [20], le meilleur COP est obtenu par l'utilisation des fluides de très grande masse moléculaire.

Les fluides halo-carboniques exemples (R142b, R114, R113, R141b) sont très utilisés, ils donnent des valeurs de COP supérieures par rapport aux autres fluides [21, 22, 23, 24]

Afin d'améliorer les performances du cycle de réfrigération à éjecteur, des mélanges des fluides frigorigènes sont utilisés, exemples (R22/RC118, R22/R142b, R22àR134a, R134a/R152a, RC318/R141b) [21, 23]. Les travaux de Sun [22] montrent que le R22 donne le meilleur COP, et le plus faible COP est donné par l'eau, sauf que l'utilisation de R22 est interdite (CFC).

L'ammoniac est largement utilisé comme fluide frigorigène. Rogdakis et Alexis (2000) [25] ont étudié une machine frigorigène fonctionnant avec l'ammoniac. La machine donne un COP entre 0.042 et 0.446.

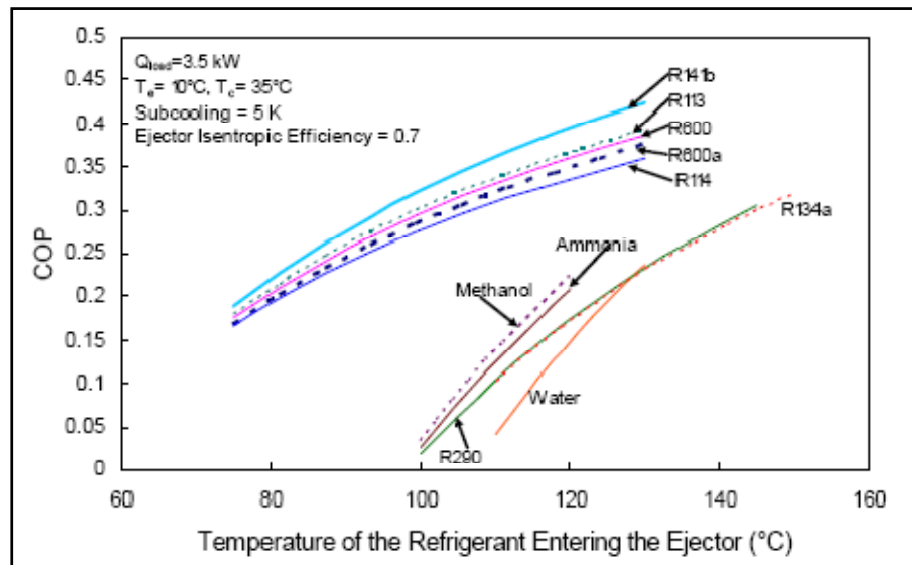


Figure 2.3 : le COP du cycle de réfrigération à éjecteur en fonction de la température de la chaudière pour différents fluides frigorigènes [26]

2.5 Modélisation du système à éjecteur par la CFD :

Beaucoup de travaux de CFD ont été menés à bien pour déterminer les performances des éjecteurs (Riffat et Omer, 2001 ; Ouzzane et Aidoun, 2003 ; Rusly et al., 2005 ; Bartosiewicz et al., 2005, 2006 ; Sriveerakul et al., 2007) [31], mais eux se sont principalement focalisés sur l'éjecteur monophasique (gaz-gaz ou liquide-liquide) excepté l'étude de Kandakure et al. (2005). [31].

Riffat et al. [31,56], a simulé le comportement d'écoulement à l'intérieur de l'éjecteur du système de réfrigération utilisant le méthanol comme réfrigérant. Il a constaté que les résultats de CFD étaient bien conformes aux résultats expérimentaux et peuvent être employés pour prévoir d'autres diverses conditions. Rusly et al. [31,56], a étudié les caractéristiques de l'écoulement de l'éjecteur dans un système de réfrigération en employant le vrai modèle de gaz avec le code FLUENT, et a trouvé de bonnes concordances.

Le travail d'un certain nombre de chercheurs ont prouvé que le CFD est un outil puissant pour prévoir les phénomènes d'intérieur de l'éjecteur aidant à comprendre la relation entre les différents paramètres géométriques de la chambre d'aspiration et de leur effet sur l'entraînement du fluide secondaire.

Les travaux récents sur les éjecteurs se sont concentrés sur l'emploi du réfrigérant transcritique CO_2 où les hautes pressions tiennent compte d'un meilleur rétablissement d'énergie cinétique (Daqing, et al. 2004) [5]. Des investigations détaillées en particulier pour un modèle de mélange de pression constante avec une vapeur surchauffée a été établi.

Nous décrivons dans cette partie, le modèle monodimensionnel de la modélisation de l'éjecteur dont le fluide qui le traverse est l'EAU (R 718)

3. LE MODÈLE MATHÉMATIQUE GOUVERNANT LE SYSTÈME :

Modéliser une machine frigorifique tri thermique dépend essentiellement de la géométrie de l'éjecteur et de l'état thermodynamique des fluides qui le traversent.

Il existe deux types de modélisation mono dimensionnelle d'éjecteur [4] :

- Le modèle dit : **à section constante**: signifie que la section de la chambre de mélange des fluides (*primaire et secondaire*) dans l'éjecteur est constante.
- Le modèle dit : **à pression constante** : signifie que la pression de la chambre de mélange des fluides (*primaire et secondaire*) dans l'éjecteur est constante.

La modélisation des deux modèles est détaillée ci dessous

3.1 Hypothèse du modèle :

Le calcul de l'éjecteur (*modèle dit mono dimensionnel*) repose sur les hypothèses suivantes :

- La détente des fluides primaire et secondaire (*moteur et entraîné*) dans les tuyères d'entrée est supposée adiabatique, avec prise en compte des irréversibilités grâce à un rendement isentropique.
- Lorsque le flux mélangé est supersonique, un choc normal peut prendre place dans la chambre de mélange, ce qui ralentit le fluide et crée une surpression importante.
- Juste après l'onde de choc, le fluide est considéré comme une vapeur pure (pas de phase liquide).
- La compression dans le diffuseur est supposée adiabatique, avec prise en compte des irréversibilités grâce à un rendement isentropique.
- Les propriétés du fluide sont homogènes dans toute la section.

Le modèle décompose l'éjecteur en quatre (4) principales zones :

1. La zone de détente du flux moteur (*fluide primaire*).
2. La zone de détente du flux entraîné (*fluide secondaire*).
3. La zone de mélange, avec choc éventuel.
4. Le diffuseur.

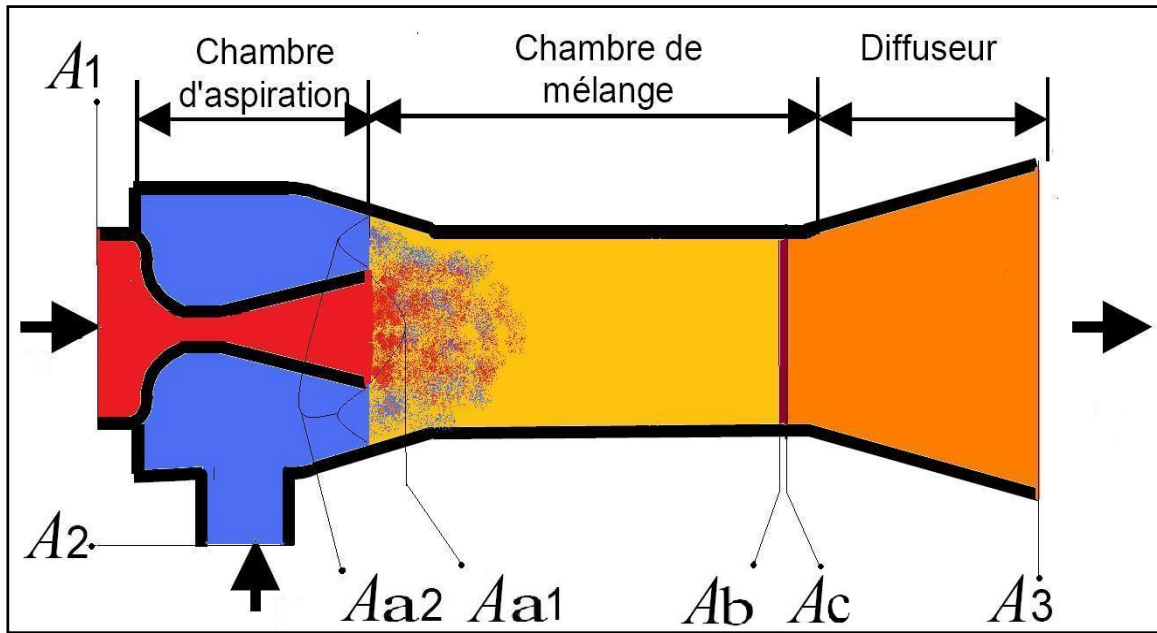


Figure 3-3 : L'appellation de différentes sections de l'éjecteur.

3.2 Les données disponibles avant la modélisation de l'éjecteur :

On dispose :

- d'un débit du fluide frigorigène (*fluide entraîné*), selon la puissance frigorifique de la machine tri thermique,
- D'après la relation : $\dot{m}_2 = \left(\frac{\dot{Q}_e}{h_2 - h_5} \right) \approx \frac{\dot{Q}_e}{\Delta h_{\text{ChangementDePhase}}}$
- de la pression et de la température (P_2, T_2) du fluide frigorigène (*fluide entraîné*) à la section d'entrée la chambre d'aspiration de l'éjecteur, Pression de changement de phase du fluide frigorigène à la température de l'évaporateur (*source chaude*).
- de la pression et de la température (P_1, T_1) du fluide moteur (*fluide primaire*) à la section d'entrée de la tuyère primaire de l'éjecteur. Pression de changement de phase du fluide moteur à la température du générateur (*bouilleur*).
- de la pression (P_3) du fluide total (*moteur+entraîné*) à la section de sortie de l'éjecteur, Pression de changement de phase du fluide total à la température du condenseur (*source froide*).

3.3 Mise en équations :

Les équations du modèle de fonctionnement de l'éjecteur sont basées sur les principes de :

- Conservation de la masse.
- Conservation de la quantité de mouvement
- Conservation de l'énergie.
- Avec les équations de fermetures (*En général, l'équation d'état*).

Ici ce sont des équations empiriques établies par l'association internationale pour les propriétés de l'eau et de la vapeur (IAPWS) lors de sa réunion en Luzerne, Suisse, 26-31 août 2007. [27] (*Vous trouverez tous les détails de ces équations empiriques en ANNEXE*).

3.3.1 Les données initiales:

A partir de la pression ($P_4 = P_3$) et de la température (T_4) fixées en sortie du condenseur, on calcule l'enthalpie massique (h_{03}) de la vapeur saturée à la sortie de l'éjecteur (*section A_3*) initial au calcul.

Grace au principe de conservation d'énergie :

$$\dot{m}_{01} \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) + \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot \left(h_{03} + \frac{V_3^2}{2} \right)$$

$$\text{On calcule le débit initial au calcul : } \dot{m}_{01} = \frac{\left(\left(h_2 + \left(\frac{V_2^2}{2} \right) \right) - \left(h_{03} + \left(\frac{V_3^2}{2} \right) \right) \right)}{\left(\left(h_{03} + \left(\frac{V_3^2}{2} \right) \right) - \left(h_1 + \left(\frac{V_1^2}{2} \right) \right) \right)} \cdot \dot{m}_2 \dots\dots\dots (1)$$

3.3.2 Zone de détente du fluide entraîné :

- A la section A_{a2} (*l'aval de la chambre d'aspiration*): On a un régime sonique ce qui signifie que la vitesse de l'écoulement est égale à la vitesse du son ($V_{a2} = a_{a2}$).
- Du fait de l'impossibilité de prendre le fluide pour un fluide parfait et comme les équations qui modélisent les gaz réels ne donnent pas des résultats satisfaisants, nous avons élaboré un stratagème afin de calculer tous les paramètres aux conditions soniques qui consiste en :

1) Au départ, à limiter un domaine qui comporte la solution (*ce domaine se situe à l'intérieur de la courbe de saturation*) par :

- une pression maximale : $P_{\max}$
- une pression minimale: $P_{\min}$

2) Ensuite, On suppose une pression qui représente la pression sonique (P_{a2}) et qui est égale à la moyenne entre ($P_{\min}, P_{\max}$) : les pressions maximale et minimale.

$$P_{a2} = \left(\frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} \right) \dots \dots \dots (2)$$

Par laquelle on détermine les paramètres thermodynamiques suivants :

- Température (T_{a2}).
 - Enthalpies massiques liquide et vapeur (h_{a2}^l, h_{a2}^g).
 - Entropies massiques liquide et vapeur (s_{a2}^l, s_{a2}^g).
 - Densités massiques liquide et vapeur (ρ_{a2}^l, ρ_{a2}^g).
- ⇒ (Voir ANNEXE)

3) Ensuite, On calcule pour un cas isentropique Enthalpie massique (h_{a2}) comme suit :

Pour un cas isentropique :

$$\left\{ \begin{array}{l} s_{a2}^s = s_2 \\ s_{a2}^s = s_{a2}^l + X_{a2}^s (s_{a2}^g - s_{a2}^l) \end{array} \right. \Rightarrow X_{a2}^s = \frac{s_{a2}^s - s_{a2}^l}{s_{a2}^g - s_{a2}^l} \dots \dots \dots (3)$$

$$\text{D'où : } h_{a2}^s = h_{a2}^l + X_{a2}^s (h_{a2}^g - h_{a2}^l) \dots \dots \dots (4)$$

Grace au rendement isentropique (η_{a2}), on détermine (h_{a2}) l'enthalpie massique:

$$\eta_{a2} = \frac{h_2 - h_{a2}}{h_2 - h_{a2}^s} \Rightarrow h_{a2} = h_2 - \eta_{a2} (h_2 - h_{a2}^s) \dots \dots \dots (5)$$

4) Puis, On calcule la vitesse de l'écoulement (V_{a2}) par la relation :

$$V_{a2} = \sqrt{2(h_2 - h_{a2}) + V_2^2} \dots \dots \dots (6)$$

Ainsi le nombre de mach (M_{a2}) par la relation: $M_{a2} = \left(\frac{V_{a2}}{a_{a2}} \right) \dots\dots\dots (7)$

5) Enfin, On resserre le domaine de résolution par le test suivant :

- **Si** ($X_{a2}^s \geq 1$) le titre est supérieur à un (*or du domaine de résolution*) : On resserre le domaine de résolution de tel sorte que la pression calculée devienne la nouvelle pression maximale du domaine ($P_{\max} = P_{a2}$).
- **Sinon**, on fait le test suivant :
 - Si l'écoulement est supersonique ($M_{a2} \geq 1$) : on resserre le domaine de résolution de tel sorte que la pression calculée devienne la nouvelle pression minimale du domaine ($P_{\min} = P_{a2}$).
 - Sinon, si l'écoulement est subsonique ($M_{a2} \leq 1$) : la pression calculée deviendra la nouvelle pression maximale du domaine ($P_{\max} = P_{a2}$).

On répète toutes ces opérations jusqu'à ce que l'épaisseur du domaine tende vers zéro ($P_{\max} - P_{\min} \sim 0$), ou que la différence entre la vitesse de l'écoulement et la vitesse du son soit égale à une marge d'erreurs.

6) Une fois la convergence est faite, On calcule le reste des paramètres :

- Le titre (X_{a2}) par : $X_{a2} = \frac{h_{a2} - h_{a2}^l}{h_{a2}^g - h_{a2}^l} \dots\dots\dots (8)$

- La section de sortie de la tuyère secondaire (A_{a2}) par :

$$A_{a2} = \left(\frac{\dot{m}_2 \cdot X_{a2}}{\rho_{a2}^g \cdot V_{a2}} \right) + \left(\frac{\dot{m}_2 \cdot (1 - X_{a2})}{\rho_{a2}^l \cdot V_{a2}} \right) \dots\dots\dots (9)$$

La figure (3) résume les étapes suivies dans le stratagème sur un diagramme entropique (T,s) de l'eau.

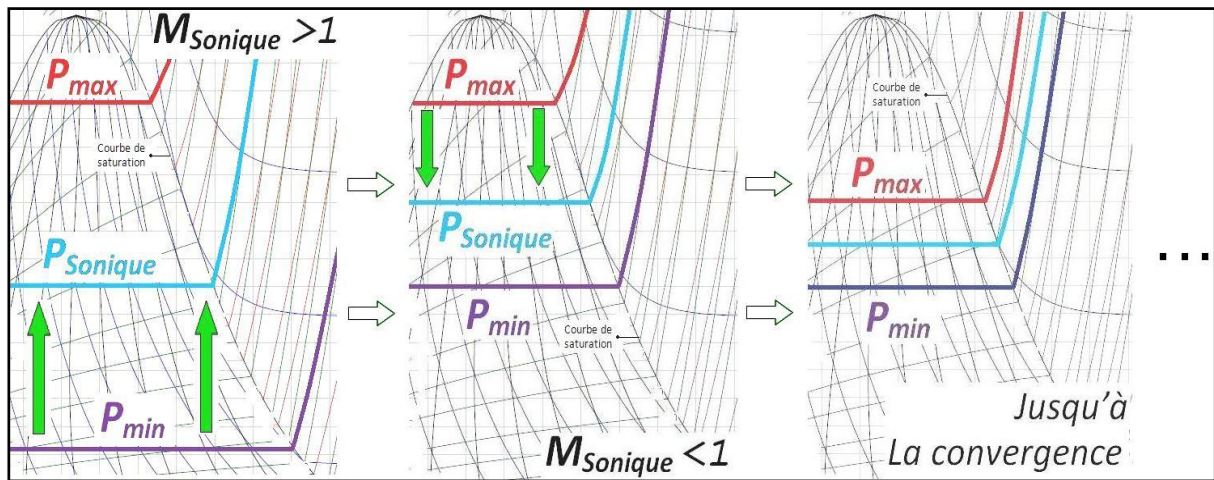


Figure 3.2 : procédure de calcul du stratagème à la section Aa2

3.3.3 Zone de détente du fluide moteur :

3.3.3.1 Calcul des paramètres au col de la tuyère primaire :

- L'état du fluide primaire au col de la tuyère primaire (*vapeur surchauffée, saturée, diphasique*) dépend essentiellement des conditions qui règnent à l'entrée de la tuyère primaire.
- A la section A_{col} (*col de la tuyère primaire*): On a un régime sonique ce qui signifie que la vitesse de l'écoulement est égale à la vitesse du son ($V_{col} = a_{col}$).
- Pour les mêmes raisons qui existent à la section (A_{a2}) (*l'aval de la chambre d'aspiration*), le calcul des paramètres thermodynamiques aux conditions soniques est assuré par un stratagème qui comporte deux (2) parties:
 - Cas où le fluide primaire (*moteur*) est un écoulement diphasique (*liquide-vapeur*) au col : première partie.
 - Cas où le fluide primaire est une vapeur surchauffée au col : deuxième partie.

Première partie :

La première partie du stratagème consiste à chercher la solution à la zone diphasique (*intérieur de la courbe de saturation*), ces étapes sont exactement similaires à celles du stratagème suivies à la section A_{a2} (*l'aval de la chambre d'aspiration*).

Deuxième partie :

La deuxième partie du stratagème ne s'exécute qu'après la convergence de la première partie, (c'est-à-dire que l'épaisseur du domaine tend vers zéro, $P_{\max} - P_{\min} \sim 0$) on a :

- la différence entre la vitesse de l'écoulement et la vitesse du son supérieure à une marge d'erreurs.
- le titre pour le cas de détente isentropique est égal ou supérieur à un, $(X_{col}^s \geq 1)$.

Signifie que la solution se trouve dans la zone où la vapeur est surchauffée.

La deuxième partie consiste en :

1) Au début : à limiter un domaine qui comporte la solution (zone de vapeur surchauffée) par :

- une pression maximale : $P_{\max}$
- une pression minimale qui est égale à la dernière valeur de la pression au col calculée dans la première partie du stratagème: $P_{\min} = P_{col}$

2) Ensuite, On suppose une pression qui représente la pression sonique (P_{col}) égale à la moyenne entre ($P_{\min}, P_{\max}$), les pressions maximale et minimale.

$$P_{col} = \left(\frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} \right) \dots\dots\dots (10)$$

$$\text{Avec laquelle on calculera pour un cas isentropique } s_{col}^s = s_1 \dots\dots\dots (11)$$

les paramètres thermodynamiques suivants :

- Température (T_{col}^s).
 - Enthalpies massiques (h_{col}^s).
- $\Rightarrow$ (Voir ANNEXE)

3) Par la suite, Grace au rendement isentropique (η_{col}), on détermine (h_{col}) l'enthalpie

$$\text{massique: } \eta_{col} = \frac{h_1 - h_{col}}{h_1 - h_{col}^s} \Rightarrow h_{col} = h_1 - \eta_{col} (h_1 - h_{col}^s) \dots\dots\dots (12)$$

4) Par l'enthalpie massique (h_{col}), et La pression (P_{col}), on détermine la température (T_{col}). avec laquelle on calculera les paramètres thermodynamiques suivants :

- Entropie massiques (s_{col}).
 - La densité massique (ρ_{col}).
 - La vitesse du son (a_{col}).
- $\Rightarrow$ (Voir ANNEXE)

5) Puis, On calcule la vitesse de l'écoulement (V_{col}) d'après la relation :

$$V_{col} = \sqrt{2(h_1 - h_{col}) + V_1^2} \dots\dots\dots (13)$$

D'où le nombre de mach (M_{col}) d'après la relation: $M_{col} = \left(\frac{V_{col}}{a_{col}} \right) \dots\dots\dots (14)$

6) Enfin, On resserre le domaine de résolution par le test suivant :

- **Si** l'écoulement est supersonique ($M_{col} \geq 1$) : on resserre le domaine de résolution de telle sorte que la pression calculée devienne la nouvelle pression minimale du domaine ($P_{min} = P_{col}$).
- **Sinon**, si l'écoulement est subsonique ($M_{col} \leq 1$): la pression calculée deviendra la nouvelle pression maximale du domaine ($P_{max} = P_{col}$).

On répète toutes ces opérations jusqu'à ce que l'épaisseur du domaine tende vers zéro $P_{max} - P_{min} \sim 0$, ou que la différence entre la vitesse de l'écoulement et la vitesse du son soit égale à une marge d'erreurs.

7) Une fois la convergence est faite, On calcule la section du col de la tuyère primaire (A_{col})

par : $A_{col} = \frac{\dot{m}_1}{\rho_{col} \cdot V_{col}} \dots\dots\dots (15)$

Cas particulier :

Afin d'éviter un éventuel bouchon au col (*section minimale*) causé par le liquide (*formé par la condensation de la vapeur d'eau due à la chute de pression*) qui se colmate sur les parois du convergent, (*un risque qui concerne surtout les éjecteurs des cycles de réfrigération à faible puissances*), la vapeur d'eau doit avoir une surchauffe suffisante pour éviter d'avoir une condensation tout au long du convergent.

Cette surchauffe doit être réglée de tel sorte que la vapeur d'eau soit en état de saturation (*au moins*) au col afin d'éviter ce problème, en conséquence, connaître la surchauffe minimale du fluide primaire à l'entrée de la tuyère primaire qui assure un titre égal à un, au col ($X_{col} = 1$), est une nécessité évidente.

Pour cela, nous avons aussi, élaboré un stratagème qui consiste en :

- 1) D'abord, À limiter un domaine qui comporte la solution (*zone de vapeur surchauffée*) par :

- une pression maximale (*cas sans surchauffe*) : $P_{\max}$.
- une pression minimale (*cas de surchauffe maximale*) : $P_{\min}$.

- 2) Ensuite, On suppose une pression à laquelle la surchauffe sera réglée de façon que la vapeur d'eau soit en état de saturation au col et égale à la moyenne entre ($P_{\min}, P_{\max}$) les pressions maximale et minimale : $P_1 = \left(\frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} \right)$ (16)

- 3) Puis, On calcule tous les paramètres thermodynamiques au col (*procédure déjà mentionné*)

Par conséquent, le titre (X_{col}) sera exprimé par : $X_{col} = \frac{h_{col} - h_{col}^l}{h_{col}^g - h_{col}^l}$ (17)

- 4) Enfin, On resserre le domaine de résolution par le test suivant :

- **Si** ($X_{col} \geq 1$) le titre est supérieur à un : (*la surchauffe est plus importante qu'il ne le faut*) : On resserre le domaine de résolution de tel sorte que la pression calculée devienne la nouvelle pression minimale du domaine ($P_{\min} = P_{col}$).
- **Sinon**, si ($X_{col} \leq 1$) le titre est inférieur à un : La pression calculée deviendra la nouvelle pression maximale du domaine ($P_{\max} = P_{col}$).

On répète toutes ces opérations jusqu'à ce que l'épaisseur du domaine tende vers zéro ($P_{\max} - P_{\min} \sim 0$) ou que, la différence, ($X_{col} - 1$) soit égale à une marge d'erreurs.

La figure (3.4) résume les étapes suivies dans le stratagème sur un diagramme entropique (T,s) de l'eau.

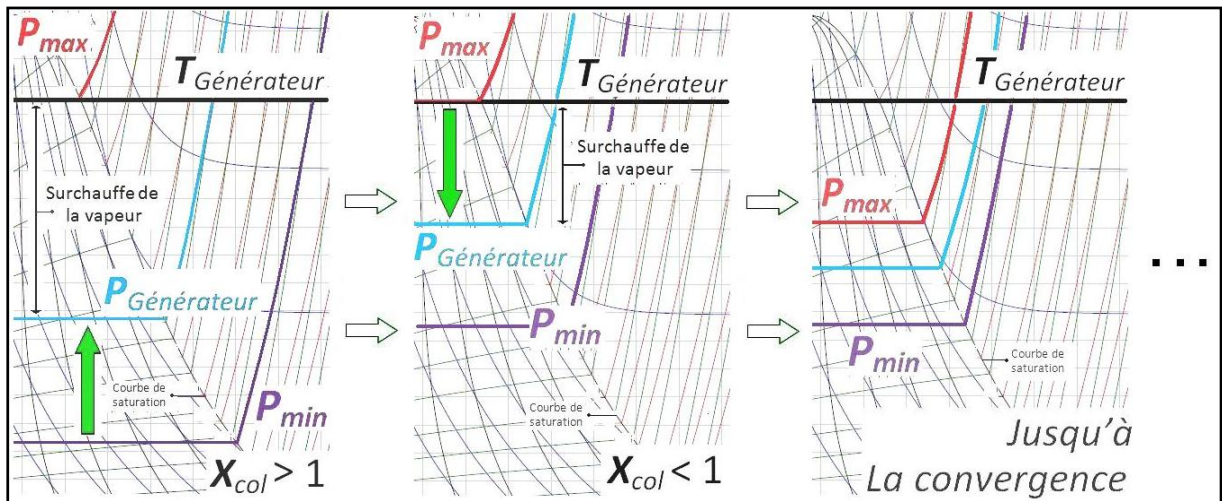


Figure 3.3 : procédure de calcul du stratagème de la surchauffe

3.3.3.2 Calcul des paramètres à la sortie de la tuyère primaire :

- Condition nécessaire pour le fonctionnement de l'éjecteur : les pressions de sortie des deux (*tuyère primaire et chambre d'aspiration*) doivent être très proches :

$$P_{a1} \approx P_{a2} \dots \dots \dots (18)$$

- La forme de la courbe de saturation diffère d'un fluide à un autre, celle de l'eau a une forme qui s'élargit de plus en plus que la valeur de température est faible tout en gardant une forme symétrique.

On a la valeur de l'entropie du fluide secondaire à la sortie de la chambre d'aspiration est supérieure à celle du fluide primaire à la sortie de la tuyère primaire ($s_{a2} \geq s_{a1}$).

Par conséquent, les propriétés thermodynamiques à la sortie de la tuyère primaire représentent un point qui se situe à l'intérieur de la courbe de saturation.

D'où (le point représentant de l'état de la vapeur à la sortie de la tuyère primaire se situe à l'intérieur de la cloche de saturation):

- Température $T_{a1} = T_{a2}$ (19)
- Enthalpies massiques liquide et vapeur $\begin{cases} h_{a1}^l = h_{a2}^l \\ h_{a1}^g = h_{a2}^g \end{cases}$ (20)
- Entropies massiques liquide et vapeur $\begin{cases} s_{a1}^l = s_{a2}^l \\ s_{a1}^g = s_{a2}^g \end{cases}$ (21)
- Densités massiques liquide et vapeur $\begin{cases} \rho_{a1}^l = \rho_{a2}^l \\ \rho_{a1}^g = \rho_{a2}^g \end{cases}$ (22)
- La vitesse du son : $a_{a1} = a_{a2}$ (23)

Les étapes suivies, pour calculer les paramètres à la section de sortie de la tuyère primaire sont :

- 1) Au départ, On calcule le titre (X_{a1}^s) pour le cas isentropique comme suit:

$$\begin{cases} s_{a1}^s = s_{col} \\ s_{a1}^s = s_{a1}^l + X_{a1}^s (s_{a1}^g - s_{a1}^l) \end{cases} \Rightarrow X_{a1}^s = \frac{s_{a1}^s - s_{a1}^l}{s_{a1}^g - s_{a1}^l} \dots\dots\dots (24)$$

- 2) Ensuite, L'enthalpie massique (h_{a1}^s) pour le cas isentropique :

$$h_{a1}^s = h_{a1}^l + X_{a1}^s (h_{a1}^g - h_{a1}^l) \dots\dots\dots (25)$$

- 3) Puis, Grace au (η_{a1}) rendement isentropique on détermine (h_{a1}) l'enthalpie massique:

$$\eta_{a1} = \frac{h_1 - h_{a1}}{h_1 - h_{a1}^s} \Rightarrow h_{a1} = h_1 - \eta_{a1} (h_1 - h_{a1}^s) \dots\dots\dots (26)$$

- 4) Ensuite, La vitesse de l'écoulement (V_{a1}) par le principe de conservation de l'énergie :

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_{a1} + \frac{V_{a1}^2}{2} \Rightarrow V_{a1} = \sqrt{2(h_1 - h_{a1}) + V_1^2} \dots\dots\dots (27)$$

- 5) Puis, le titre (X_{a1}) : $X_{a1} = \frac{h_{a1} - h_{a1}^l}{h_{a1}^g - h_{a1}^l} \dots\dots\dots (28)$

- 6) Enfin, La section de sortie de la tuyère primaire (A_{a1}) par :

$$A_{a1} = \left(\frac{\dot{m}_1 \cdot X_{a1}}{\rho_{a1}^g \cdot V_{a1}} \right) + \left(\frac{\dot{m}_1 \cdot (1 - X_{a1})}{\rho_{a1}^l \cdot V_{a1}} \right) \dots\dots\dots (29)$$

Et le nombre de mach (M_{a1}) par la relation: $M_{a1} = \left(\frac{V_{a1}}{a_{a1}} \right) \dots\dots\dots (30)$

3.3.3.3 Section à laquelle la condensation apparait dans la tuyère primaire :

Pour assurer que la surchauffe choisie de la vapeur à l'entrée de la tuyère primaire soit suffisante et écarter tout risque de bouchon à l'intérieur de l'éjecteur, nous avons élaboré un stratagème qui nous permet de connaître l'aire de la section où commence la condensation dans la tuyère primaire de l'éjecteur.

Les étapes de ce stratagème sont exactement similaires à celles du stratagème suivies pour la détermination de la surchauffe minimale qui permet d'avoir une vapeur d'eau en état de saturation au col.

3.3.4 Zone de mélange :

3.3.4.1 Calcul de la section de la gorge:

➤ Cas d'éjecteur à pression constante :

- La spécificité de l'éjecteur à pression étant : la pression soit constante tout au long de la chambre de mélange d'où : $P_b = P_{a1} = P_{a2} \dots\dots\dots (31)$

Par conséquent : *(le point représentant de l'état de la vapeur à la sortie de la tuyère primaire se situe à l'intérieur de la cloche de saturation):*

$$\blacksquare \text{ Température } T_b = T_{a1} = T_{a2} \dots\dots\dots (32)$$

$$\blacksquare \text{ Enthalpies massiques liquide et vapeur } \begin{cases} h_b^l = h_{a1}^l = h_{a2}^l \\ h_b^g = h_{a1}^g = h_{a2}^g \end{cases} \dots\dots\dots (33)$$

$$\blacksquare \text{ Entropies massiques liquide et vapeur } \begin{cases} s_b^l = s_{a1}^l = s_{a2}^l \\ s_b^g = s_{a1}^g = s_{a2}^g \end{cases} \dots\dots\dots (34)$$

$$\blacksquare \text{ Densités massiques liquide et vapeur } \begin{cases} \rho_b^l = \rho_{a1}^l = \rho_{a2}^l \\ \rho_b^g = \rho_{a1}^g = \rho_{a2}^g \end{cases} \dots\dots\dots (35)$$

$$\blacksquare \text{ La vitesse du son : } a_b = a_{a1} = a_{a2} \dots\dots\dots (36)$$

- Les étapes suivies pour calculer les paramètres thermodynamique à la section de la gorge de l'éjecteur à pression constante juste avant l'onde de choc suivent l'algorithme de la méthode numérique itérative du point fixe, ces étapes sont les suivantes :

1) Tout abord, On donne une valeur initiale au calcul de la section de la gorge de l'éjecteur ($A_b = A_{b0}$).

2) Ensuite, Grace au théorème d'EULER (*conservation de la quantité de mouvement*) :

$$\sum \vec{F} = q_m (\vec{V}_2 - \vec{V}_1) \Rightarrow P_{a1} (A_{a1} + A_{a2}) - P_b \cdot A_b = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) V_b - \dot{m}_1 V_{a1} - \dot{m}_2 V_{a2}$$

On calcule la vitesse de l'écoulement (V_b) :

$$V_b = \frac{1}{(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)} \left((P_{a1} (A_{a1} + A_{a2}) - P_b A_b) + \dot{m}_1 V_{a1} + \dot{m}_2 V_{a2} \right) \dots\dots\dots (37)$$

3) Ensuite, par le principe de conservation de l'énergie, On calcule (h_b) l'enthalpie

$$\text{massique : } h_3 + \frac{V_3^2}{2} = h_b + \frac{V_b^2}{2} \Rightarrow h_b = h_3 + \frac{V_3^2}{2} - \frac{V_b^2}{2} \dots\dots\dots (38)$$

$$4) \text{ Puis, le titre } (X_b) \text{ par : } X_b = \frac{h_b - h_b^l}{h_b^g - h_b^l} \dots\dots\dots (39)$$

5) Ensuite, d'après la relation de conservation du débit on calcule la nouvelle valeur de l'aire (A_b) de la section de la gorge :

$$A_b = \left(\frac{(\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot X_b}{\rho_b^g \cdot V_b} \right) + \left(\frac{(\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot (1 - X_b)}{\rho_b^l \cdot V_b} \right) \dots\dots\dots (40)$$

Enfin, Si la différence entre la section de la gorge calculée avec celle qu'on a initié le calcul, est supérieure à une marge d'erreur on réitère le calcul depuis le début en remplaçant la valeur initiale par celle qui a été calculée dernièrement et ceci, jusqu'à la convergence.

➤ Cas d'éjecteur section constante :

- La spécificité de l'éjecteur à section constante étant : la section de la chambre de mélange des fluides (*primaire et secondaire*) dans l'éjecteur est constante.

$$A_b = A_{a1} + A_{a2} \dots\dots\dots (41)$$

3.3.4.2 Calcul des paramètres juste après l'onde de choc :

- Les étapes suivies pour calculer les paramètres thermodynamique juste après l'onde de choc, suivent aussi l'algorithme de la méthode numérique itérative du point fixe.

- L'utilisation des lois conventionnelles d'onde de choc des gaz parfaits donne des résultats loin de la réalité car :
 - l'existence de la phase liquide.
 - la variation du rapport des capacités thermiques (γ) entre l'avant et l'aval de l'onde de choc.

Faussement le résultat bien que la pression qui règne dans la chambre de mélange de l'éjecteur soit très basse (*on peut assimiler la vapeur d'eau à un gaz parfait pour des pressions inférieures $P \leq 0.1$ bar*).

Pour cela les paramètres thermodynamiques après l'onde de choc sont calculés à partir d'un système d'équations qui comporte la conservation de la masse, la quantité de mouvement et l'énergie, selon les étapes suivantes :

- 1) Au début, On donne une valeur initiale au calcul à (V_c) la vitesse de l'écoulement ($V_c = V_{c0}$).

- 2) Ensuite, Grace au théorème d'EULER (*conservation de la quantité de mouvement*) :

$$\sum \vec{F} = q_m (\vec{V}_2 - \vec{V}_1)$$

- Cas d'éjecteur à pression constante :

$$\text{Théorème D'EULER : } (P_c - P_b).A_b = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2).(V_c - V_b)$$

$$\text{D'où la pression } (P_c) \text{ par : } P_c = P_b - \left(\frac{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}{A_b} \right). (V_c - V_b) \dots\dots\dots (42)$$

- Cas d'éjecteur à Section constante :

$$\text{Théorème D'EULER : } (P_c - P_{a1}).A_b = ((\dot{m}_1 + \dot{m}_2).V_c) - ((\dot{m}_1.V_{a1}) - (\dot{m}_2.V_{a2}))$$

D'où, la pression (P_c) par :

$$P_c = P_b - \left(\frac{(\dot{m}_1.V_{a1}) + (\dot{m}_2.V_{a2}) - ((\dot{m}_1 + \dot{m}_2).V_c)}{A_b} \right) \dots\dots\dots (43)$$

- 3) Ensuite, par le principe de conservation d'énergie on calcule, (h_c) l'enthalpie massique :

$$h_c + \frac{V_c^2}{2} = h_3 + \frac{V_3^2}{2} \Rightarrow h_c = h_3 + \frac{V_3^2}{2} - \frac{V_c^2}{2} \dots\dots\dots (44)$$

4) Après, Par l'enthalpie massique (h_c), et La pression (P_c), on détermine la Température (T_c), par laquelle on calculera les paramètres thermodynamiques suivants :

- Entropie massique (s_c).
- La densité massique (ρ_c).
- La vitesse du son (a_c). $\Rightarrow$ (Voir ANNEXE)
- Le nombre de mach (M_c).

5) Puis, d'après la relation de conservation du débit on calcule la nouvelle valeur de (V_c) la

$$\text{vitesse de l'écoulement: } V_c = \left(\frac{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}{A_b \cdot \rho_c} \right) \dots\dots\dots (45)$$

Enfin, si la différence entre la vitesse de l'écoulement calculée avec laquelle on a initié le calcul, est supérieure à une marge d'erreur on réitère le calcul depuis le début en remplaçant la valeur initiale par celle qui a été calculée dernièrement jusqu'à la convergence.

3.3.5 Le diffuseur :

- Le rôle du diffuseur est d'ajuster (augmenter) la pression du fluide afin d'égaliser celle du changement de phase à la température de sortie du condenseur.

Le calcul des paramètres thermodynamique à la sortie du diffuseur est comme suit :

1) par la pression (P_3) on calcule pour un cas de détente isentropique

$$s_3^s = s_c \dots\dots\dots (46)$$

Les paramètres thermodynamiques suivants :

- Température (T_3^s).
- Enthalpies massiques (h_3^s). $\Rightarrow$ (Voir ANNEXE)

2) Ensuite, Grace au rendement isentropique (η_d), on détermine (h_3) l'enthalpie massique:

$$\eta_d = \frac{h_c - h_3^s}{h_c - h_3} \Rightarrow h_3 = h_c + \left(\frac{h_c - h_3^s}{\eta_d} \right) \dots\dots\dots (47)$$

Ainsi le débit ($\dot{m}_1$) par la relation: $\dot{m}_1 = \frac{\left(\left(h_2 + \left(\frac{V_2^2}{2} \right) \right) - \left(h_3 + \left(\frac{V_3^2}{2} \right) \right) \right)}{\left(\left(h_3 + \left(\frac{V_3^2}{2} \right) \right) - \left(h_1 + \left(\frac{V_1^2}{2} \right) \right) \right)} \cdot \dot{m}_2 \dots\dots\dots (48)$

3) Enfin, Une fois la convergence est atteinte (*voir procédure de calcul*), Par l'enthalpie massique (h_3), et La pression (P_3), on détermine les paramètres thermodynamiques suivants :

- La température (T_3).
 - La densité massique (ρ_3).
- $\Rightarrow$ (Voir ANNEXE)

D'où, on calcule la section de sortie de l'éjecteur (A_3) par:

$$A_3 = \frac{(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)}{\rho_3 \cdot V_3} \dots\dots\dots (49)$$

3.4 La procédure de calcul :

Le processus de calcul suit aussi l'algorithme de la méthode numérique itérative du point fixe

- 1) A partir des données initiales au calcul fixées, en supposant que les paramètres thermodynamiques à la sortie de l'éjecteur, pour le cas où les transformations dans l'éjecteur, sont isentropiques, ce qui revient à dire que le fluide est sous forme de vapeur saturée à la sortie de l'éjecteur, rappelons que cette transformation est impossible (onde de choc, friction, changement de phase,.....).
- 2) On calcule le débit du fluide moteur initial au calcul.
- 3) ensuite on détermine la pression du fluide entraîné à la section de sortie de la tuyère secondaire qui est égale à la pression du fluide moteur à la section de sortie de la tuyère primaire, ainsi, on calcule toutes les autres variables aux sections de sortie des deux tuyères (primaire et secondaire).
- 4) En considérant la pression où la section est constante dans la chambre de mélange on calcule toutes les variables juste avant l'onde de choc puis , après l'onde de choc et on finit à la sortie du diffuseur de l'éjecteur.

Enfin si la différence entre l'enthalpie calculée à la sortie du diffuseur avec celle qu'on a initiée le calcul est supérieure à une marge d'erreur, on réitère le calcul depuis le début en remplaçant les données initiales par celles qui ont été calculées dernièrement jusqu'à la convergence

3.4.1 Remarque importante :

Il y a des cas particuliers où on ne peut pas modéliser un cycle de réfrigération avec un éjecteur avec quelques données (Température et Pression) du générateur (T_1, P_1) , pour produire une quantité de froid à une certaine température. Ceci, même si leurs apparences sont fiables, car elles ne nous permettent pas d'atteindre la pression (P_3) de changement de phase de la vapeur dans le condenseur par le diffuseur, parce que :

À une pression égale à celle du condenseur pression à la sortie de l'éjecteur (P_3) L'enthalpie totale de la vapeur est supérieure à l'enthalpie totale des deux fluides, moteur et entraînée.

$$\dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) + \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) \leq (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot \left(h_3 + \frac{V_3^2}{2} \right)$$

3.5 Fermeture du cycle à éjecteur :

Les puissances des différents organes qui constituent le cycle sont calculées d'après les relations suivantes :

$$\text{Puissance de la pompe : } W_p = \frac{\dot{m}_1 (P_3 - P_1)}{\rho_3}$$

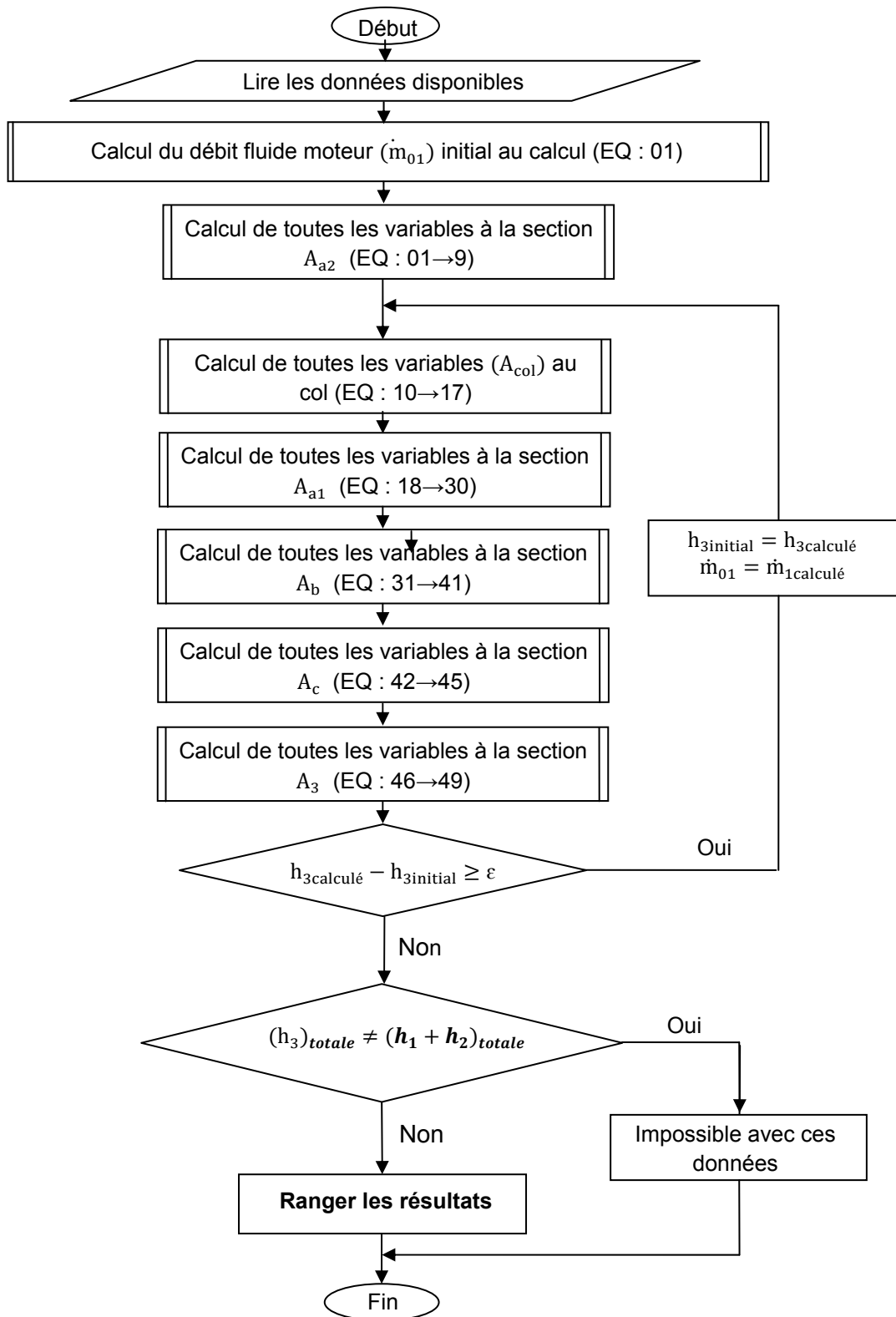
$$\text{Puissance du générateur : } \dot{Q}_c = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) (h_3 - h_4)$$

$$\text{Puissance du condenseur : } \dot{Q}_g = \dot{m}_1 (h_1 - h_6)$$

$$\text{Puissance frigorifique (puissance de l'évaporateur) : } \dot{Q}_f = \dot{Q}_e = \dot{m}_2 (h_2 - h_5)$$

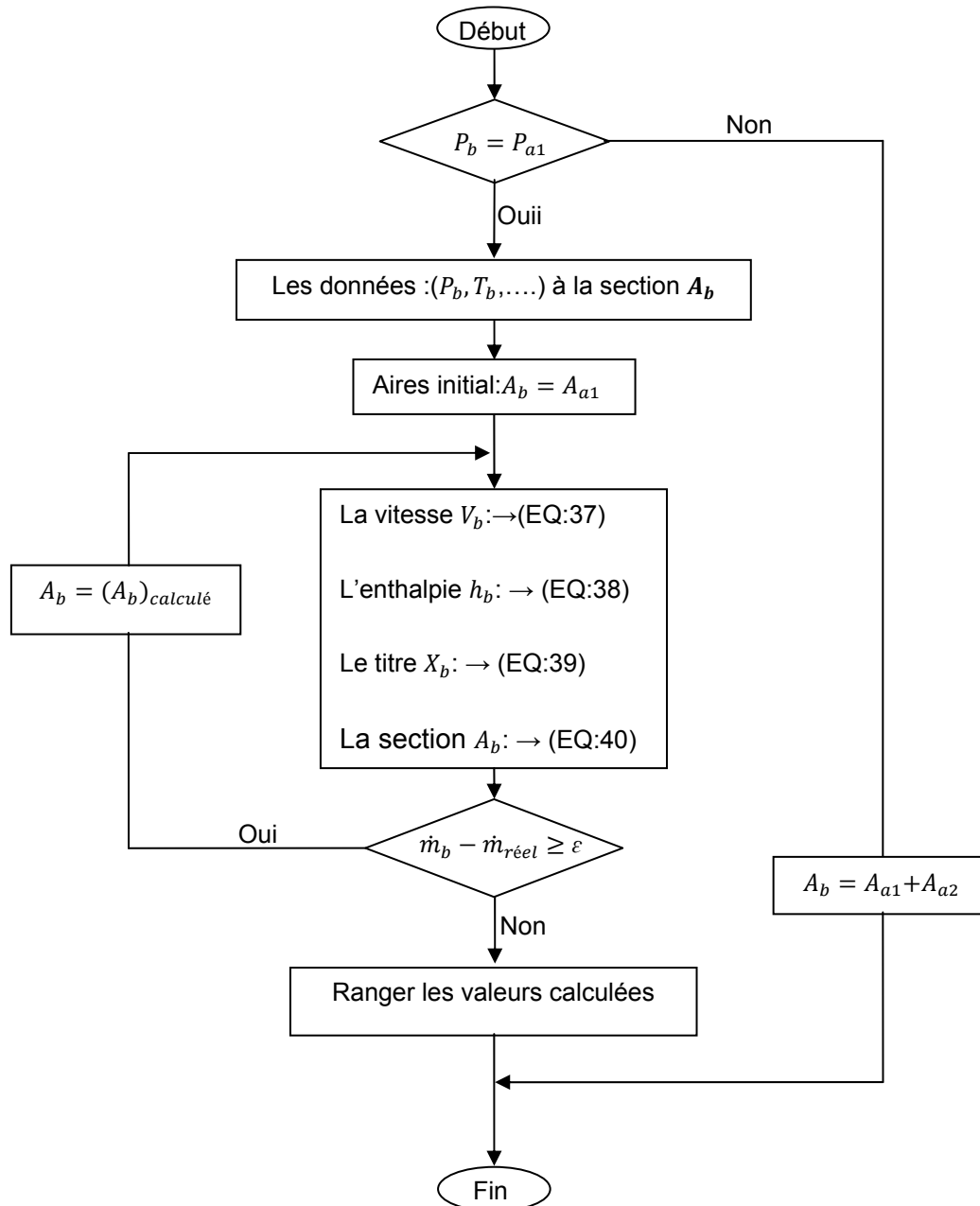
$$\text{Coefficient de Performance pratique : } COP = \frac{\dot{Q}_f}{W_p + \dot{Q}_g}$$

3.6 Organigramme du programme informatique de résolution :



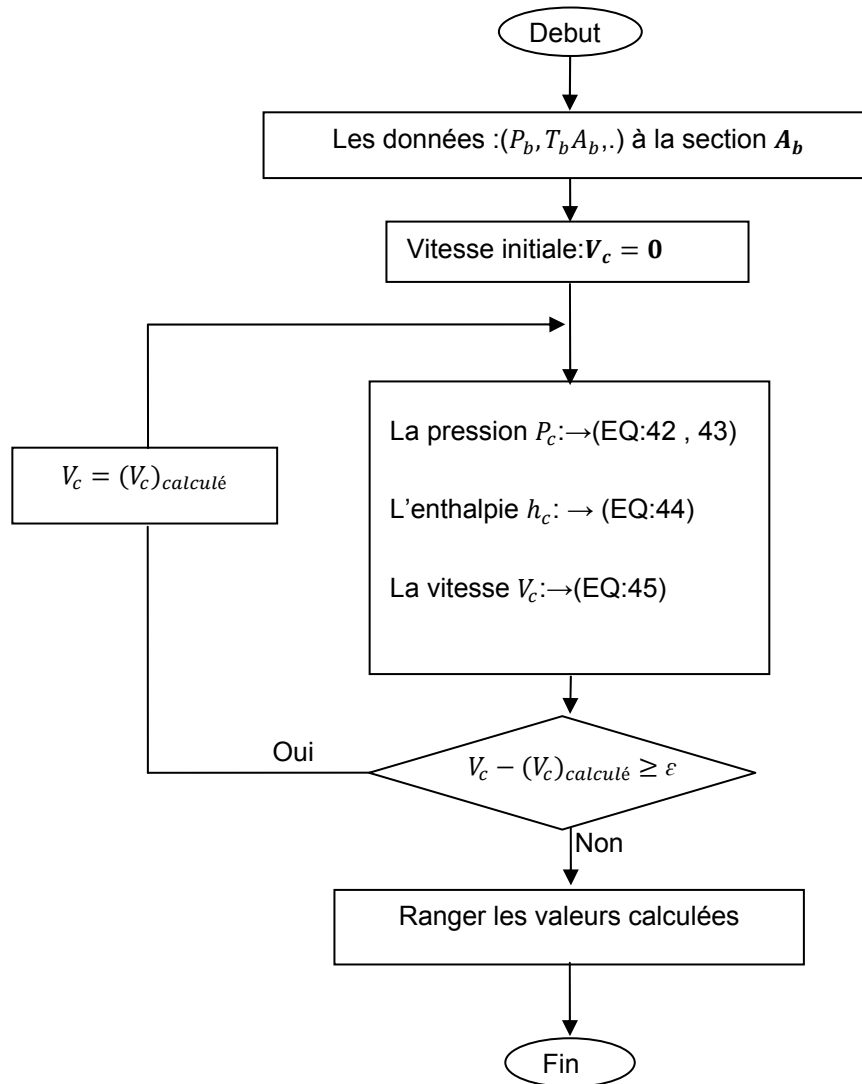
L'organigramme suivant résume les étapes suivies par la méthode numérique itérative du point fixe pour le calcul de la section de la gorge.

Pour le calcul de la section A_b :



L'organigramme suivant résume les étapes suivies par la méthode numérique itérative du point fixe pour le calcul des propriétés juste après l'onde de choc.

Calcul des propriétés à la section A_c :



3.7 Évolutions des paramètres thermodynamiques :

Une fois la géométrie de l'éjecteur à pression constante est définie, nous avons élaboré un algorithme afin d'avoir une idée sur l'évolution des paramètres thermodynamiques (*pression, température.....*) de la vapeur en monodimensionnel au cours de son passage à l'intérieur de l'éjecteur.

- L'évolution à l'intérieur des tuyères primaire et secondaire consiste à :

- 1) A partir d'un nombre d'itération (N) nous définissons le pas de pression avec lequel la détente est simulée.

$$\begin{aligned} - \text{ Pour la tuyère primaire : } dP_{x1} &= \frac{P_1 + P_{a1}}{N} \\ - \text{ Pour la tuyère secondaire : } dP_{x2} &= \frac{P_2 + P_{a2}}{N} \end{aligned}$$

- 2) A partir de la pression (P_{x1}) ou (P_{x2}) nous calculons le reste des paramètres thermodynamiques et l'aire de la section où les étapes suivies sont exactement similaires à celles pour le calcul des paramètres au col de la tuyère primaire avec ces deux parties où:

- **Si** ($P_x \geq P_{sat}$) la pression est supérieure à celle où la condensation apparaît : ce sont les étapes de la deuxième partie qui seront suivies (*cas de vapeur surchauffe*).
- **Sinon**, ce sont les étapes de la première partie qui seront suivies.

- 3) Par l'utilisation de la norme de construction ASHERA, à partir de l'aire de la section et par un simple calcul géométrique, on calcule l'abscisse (x) de cette section.

- 4) Enfin, nous itérons en passant à une autre pression : $P_x = P_x - dP_x$

Jusqu'à atteindre la pression qui règne à la sortie de deux tuyères primaire et secondaire.

- Pour la chambre de mélange :

Malheureusement on ne peut pas simuler un mélange entre deux flux en monodimensionnel. Reste que, pour notre cas, la chambre de mélange soit définie comme étant, la pression, (*par conséquent la température*), ont des valeurs constantes tout au long de sa longueur.

- Pour la gorge de l'éjecteur :

On suppose que l'endroit de l'onde de choc se trouve au milieu

- Pour l'évolution dans le diffuseur :

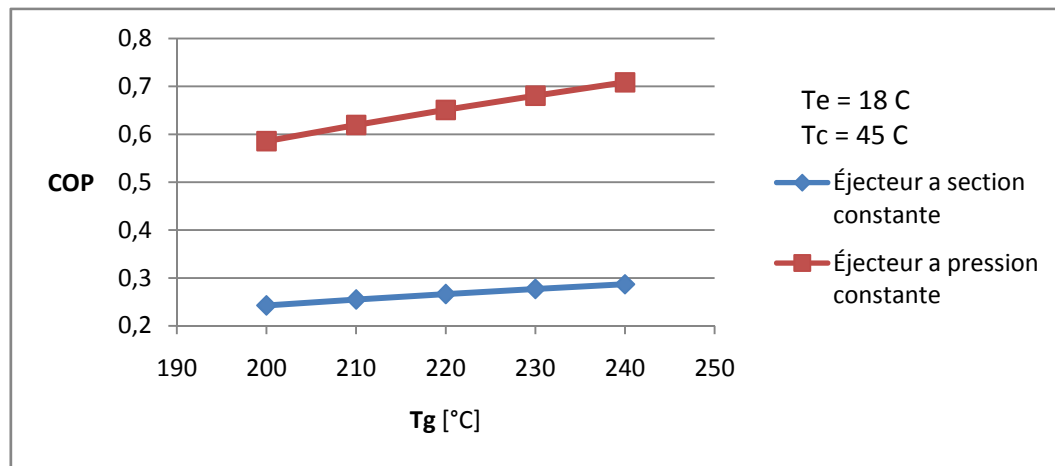
Les étapes suivies sont exactement similaires à celles de l'évolution à l'intérieur des tuyères primaire et secondaire pour le cas où la vapeur est surchauffée, sauf qu'au lieu d'avoir une détente on a une compression avec :

- Le pas de pression : $dP_{xd} = \frac{P_c + P_3}{N}$

- L'itération se passe par le passage à la pression : $P_x = P_x + dP_x$

3.8 Résultats :

Voici quelques courbes tracées à l'aide du modèle monodimensionnel qu'on a établi :



**Figure 3.4: Évolution du COP pour les deux configurations d'éjecteurs
(A pression constante-a section constante)**

- Le reste des graphes sont tracés pour un cycle de production de froid à éjecteur à pression constante (ces performances sont meilleures) avec :

Vitesse à l'Entrée de la Tuyère Primaire [m/s] = 50

Vitesse à l'Entrée de la Chambre d'aspiration [m/s] = 25

Vitesse à la Sortie de l'Éjecteur [m/s] = 50

Rendement isentropique du Convergent de la Tuyère Primaire = 0.92

Rendement isentropique du Divergent de la Tuyère Primaire = 0.88

Rendement isentropique de la Chambre d'aspiration = 0.92

Rendement isentropique du diffuseur = 0.88

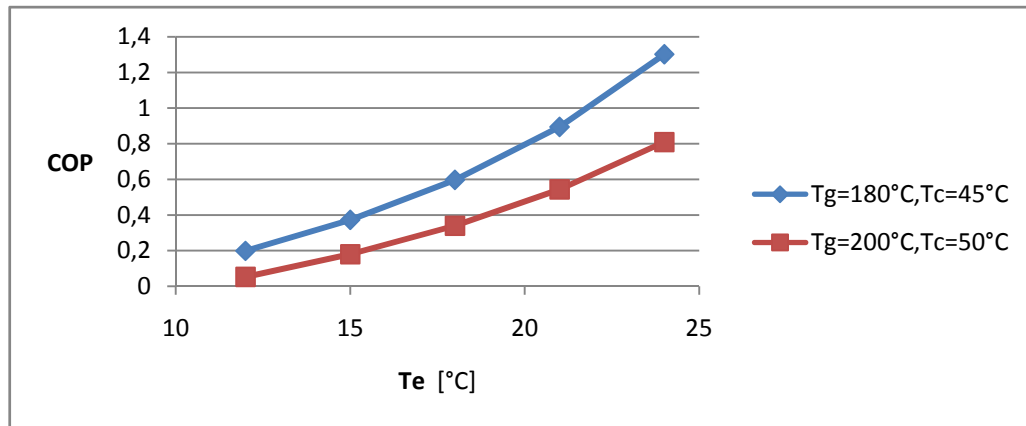


Figure 3.5: Évolution du COP en fonction de la température à l'évaporateur (sans surchauffe)

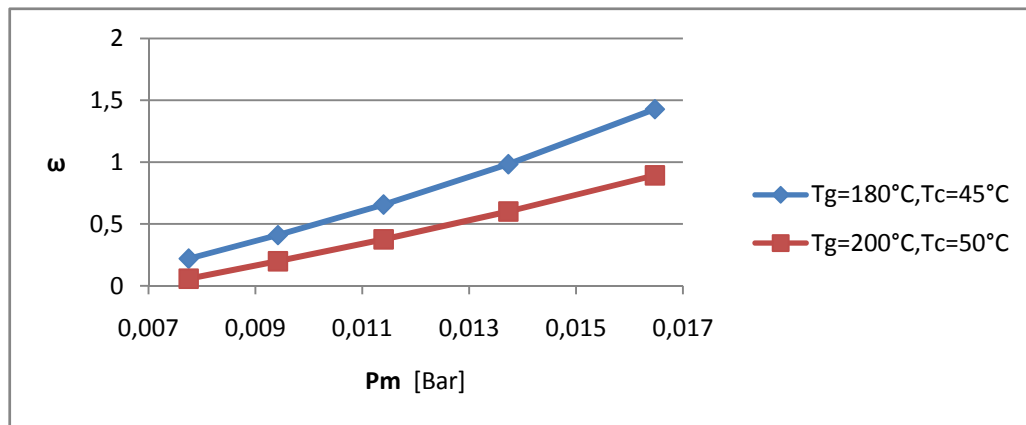


Figure 3.6: Évolution du rapport d'entrainement en fonction de la Pression de mélange

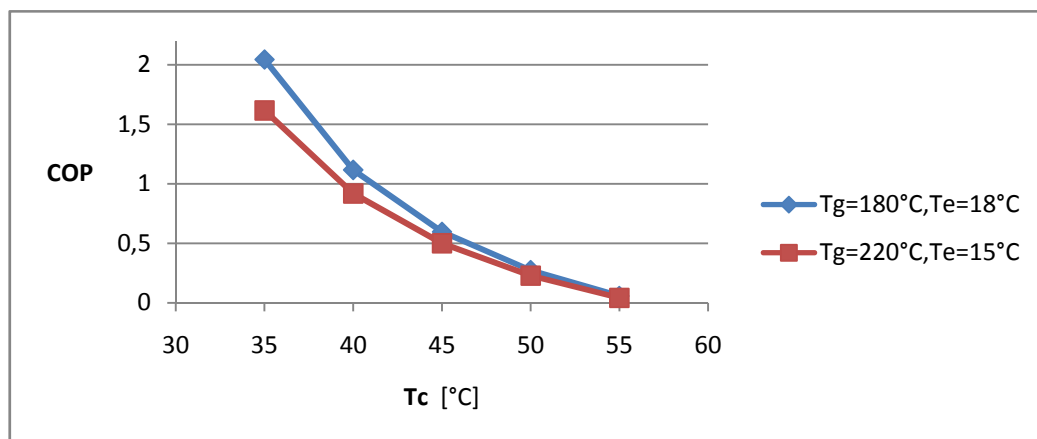


Figure 3.7: Évolution du COP en fonction de la température au condenseur

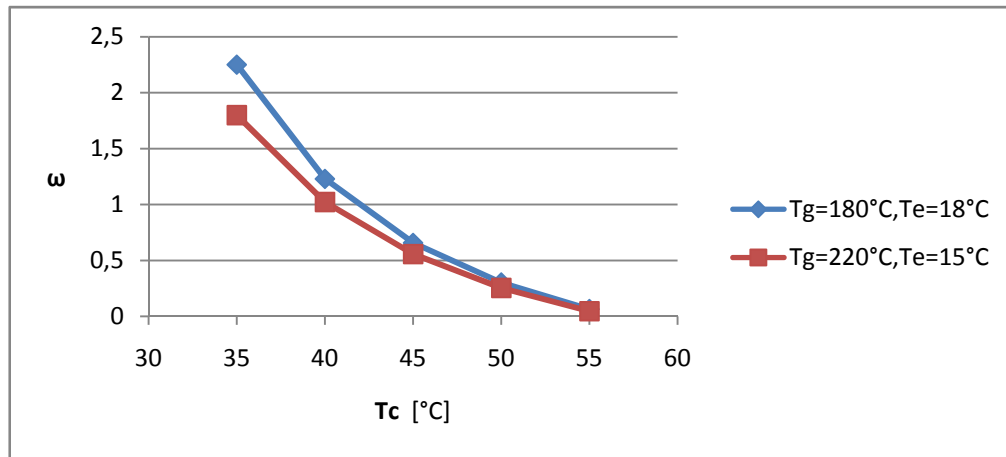


Figure 3.8: Évolution du rapport d'entrainement en fonction de la température au condenseur (sans surchauffe)

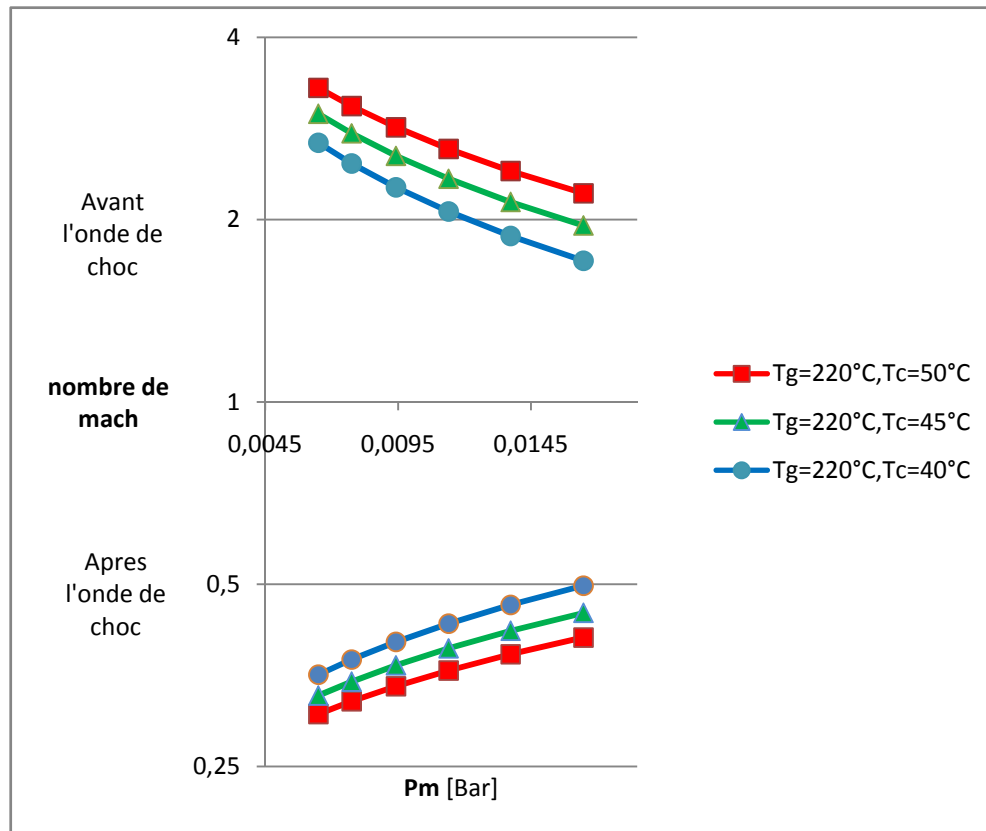


Figure 4.9: Évolution du nombre de mach avant et après l'onde de choc en fonction de la de la pression de mélange (sans surchauffe)

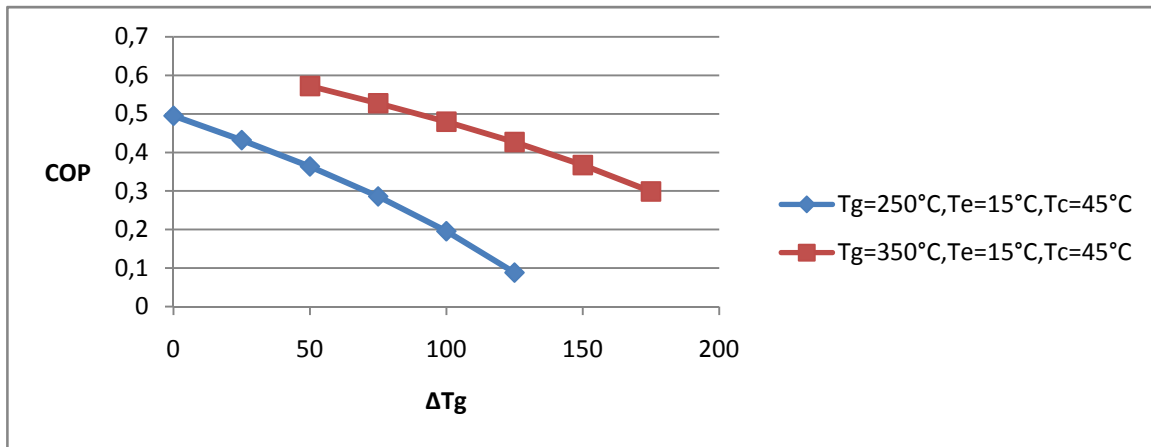


Figure 3.10: Effet de la surchauffe de la vapeur motrice sur le COP

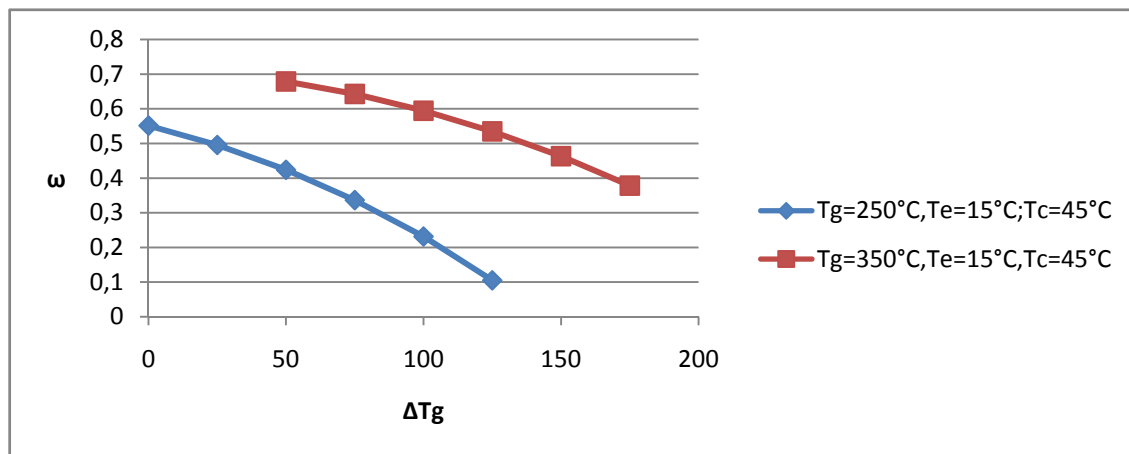


Figure 3.11: Effet de la surchauffe de la vapeur motrice sur le rapport d'entrainement

3.9 Analyse des résultats :

D'un point de vue général l'allure de ces courbes ressemble d'assez près à celles des travaux déjà effectués trouvé dans la littérature scientifique [4, 19, 35, 36, 68].

La figure (3.4) met en évidence la différence de performance entre les cycles de productions de froid fonctionnant à éjecteur modélisé sous les configurations à section constante ou à pression constante, où celle du dernier est supérieure.

- Car les irréversibilités (*production d'entropie*) provoquées par l'onde de choc sont moindres dans le cas d'éjecteur à pression constante, ceci est dû au fait que dans l'éjecteur à section constante le fluide continue sa détente dans la chambre de mélange à section constante d'où l'onde de choc devient plus importante.

D'après la figure (3.5) : on constate que le COP baisse quand la température à l'évaporateur est plus froide ceci s'explique par :

- quand la température de l'évaporateur devient plus froide (*d'où la pression de mélange baisse*), la valeur de l'enthalpie du fluide secondaire baisse d'où, le débit du fluide moteur augmente pour compenser le déficit causé par l'abaissement de la valeur de l'enthalpie du fluide secondaire afin de maintenir la valeur de l'enthalpie du mélange des fluides primaire et secondaire, ceci est constaté par la diminution du rapport d'entraînement sur la figure (3.6)

Les figures (3.7) et (3.8) montrent que le COP et le rapport d'entraînement décroissent quand la température de changement de phase dans le condenseur est importante d'où la pression est aussi importante ceci s'explique par :

- Pour atteindre la pression de changement de phase au condenseur, la valeur débit de fluide moteur doit être plus importante pour que l'enthalpie du mélange des fluides (*primaires et secondaires*) atteigne la valeur nécessaire.

La figure (3.9) montre les évolutions du nombre de mach avant et après l'onde de choc en fonction de la pression de mélange des fluides primaire et secondaire, où on constate que :

- Quand la pression de mélange baisse le nombre de mach avant l'onde de choc augmente : ceci revient au fait que le nombre de mach du fluide primaire à la sortie de la tuyère primaire augmente car il subit plus de détente, d'où le nombre de mach après mélange des fluides (primaire et secondaire) et avant, l'onde de choc augmente aussi.
- Quand la température au condenseur augmente le nombre de mach avant l'onde de choc augmente aussi car le rapport d'entraînement est plus faible d'où les valeurs des vitesses (*de l'écoulement et du son*) des fluides (*primaire et secondaire*) après mélange et avant l'onde de choc, tendent de plus en plus vers celle du fluide primaire à la sortie de la tuyère primaire.

On constate d'après les figures (3.10) et (3.11) que quand la surchauffe de la vapeur motrice à l'entrée de la tuyère primaire de l'éjecteur augmente le COP et le rapport d'entraînement diminue légèrement ceci s'explique par :

- Quand la surchauffe de la vapeur motrice à l'entrée de tuyère primaire augmente, la surchauffe de la vapeur à la sortie de l'éjecteur augmente aussi, d'où pour atteindre la pression de changement de phase au condenseur, la valeur du débit du fluide moteur doit être plus importante pour que l'enthalpie du mélange des fluides (*primaires et secondaires*) atteigne la valeur nécessaire.

*Dans cette partie nous appliquerons et définirons les paramètres gouvernant la technologie de production de froid par éjecteur pour un cas industriel qui est la **climatisation automobile**.*

4. APPLICATION SUR LA CLIMATISATION AUTOMOBILE:

4.1 Données techniques :

En général, la puissance frigorifique nécessaire pour l'abaissement de la température de l'habitacle d'un véhicule automobile [68] est de : $\dot{Q}_e \approx 6 \text{ KW}$

Et pour la maintenir elle [68] est de : $\dot{Q}_e \approx 2 \text{ KW}$

Rappelons que la température de confort à l'intérieur de l'habitacle d'un véhicule automobile est de : $T_{\text{confort}} \approx 22 \text{ }^\circ\text{C}$

La source chaude qui servira à l'alimentation du générateur (*bouilleur*) en énergie est : les gaz d'échappement du moteur dont :

- La température (approximativement) minimale : 350°C
- La puissance minimale disponible (approximativement) est le quart $\left(\frac{1}{4}\right)$ de la puissance chimique délivré par le carburant.

4.2 Température de fonctionnement aux éléments du cycle :

4.2.1 Température au générateur (bouilleur) :

La température et la pression de la vapeur d'eau dans le générateur devrez être un compromis entre plusieurs facteurs.

Afin d'avoir un meilleur rendement pour le transfert thermique au niveau du générateur entre la vapeur d'eau (*fluide moteur*) et les gaz d'échappement, il faut :

- Minimiser au maximum la différence entre la température à la sortie du bouilleur avec celle des gaz d'échappement.
- Avoir la plus basse surchauffe possible de la vapeur d'eau (*fluide moteur*) Mais :

- L'irrégularité de la température des gaz d'échappement.
- les limites de résistance des matériaux qui constituent le générateur pour des grandes valeurs de pressions (80 Bars).
- Le risque d'avoir un bouchon à l'intérieur de l'éjecteur provoqué par la condensation de la vapeur d'eau.

Nous obligent à avoir une vapeur dont la température est moins importante mais avec une plus grande surchauffe.

4.2.2 Température au condenseur :

Le condenseur est Implanté en avant du radiateur de refroidissement moteur (influence sur le refroidissement moteur) qui est une source chaude, pour cela nous devons choisir une température et une pression de changement de phase au condenseur supérieur à celle de l'air ambiant du jour le plus chaud de l'année [30].

4.2.3 Température à l'évaporateur :

Pour notre cas le fluide frigorigène est l'eau, dont les températures de froid pouvant se produire sont supérieures à neuf degrés Celsius ($T_e \approx 10^\circ\text{C}$) dont les principales propriétés :

- Une chaleur latente très importante.
- Une densité massique très faible.

4.3 Géométrie des éléments qui constituent le cycle :

L'un des plus grand défis qui pourra être rencontré pour l'adaptation de la technologie de production de froid à éjecteur dans la climatisation automobile est de mieux utiliser l'espace disponible pour loger les différents éléments qui le constituent.

4.3.1 Générateur (bouilleur) :

Le générateur en plus d'accroître les pertes de charges des gaz d'échappement, il est un élément inédit dans la climatisation automobile.

4.3.2 Condenseur :

La taille du condenseur pour un cycle à éjecteur est multiplié par deux ou plus (*approximativement*) par rapport à celui du cycle conventionnel car :

- La température à l'entrée est plus élevée.
- Le débit de fluide à refroidir (*moteur + entraîné*) est plus élevé.

4.3.3 Évaporateur :

C'est le seul élément qui reste similaire en géométrie à celui du cycle conventionnel sauf qu'à cause d'utiliser l'eau comme fluide frigorigène dans les principales propriétés par rapport aux autres fluides frigorigènes :

- Une chaleur latente très importante.
- Une densité massique très faible.
- Une température de réfrigération supérieure.

Par conséquent, la taille de l'évaporateur est légèrement plus grande pour le cas où le fluide frigorigène est l'eau.

4.3.4 Éjecteur :

a. Aire de la section du col :

A l'aide du modèle monodimensionnel nous avons obtenu les résultats affichés sur les graphes suivants :

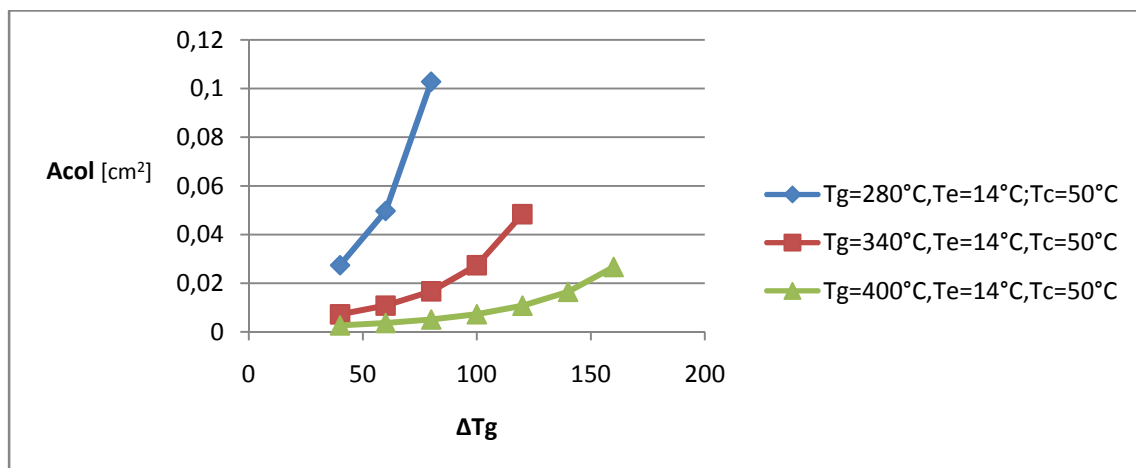


Figure 4.1 : Évolution de l'aire de la section du col de l'éjecteur en fonction de la surchauffe de la vapeur motrice.

On constate d'après ces résultats que l'aire de la section du col de la tuyère primaire (section minimale) est :

- de plus en plus importante que la température de la vapeur en sortie du générateur est moins importante.
- de plus en plus importante que la surchauffe de la vapeur en sortie du générateur est importante.

Ces observations sont d'une importance capitale car : même si le problème de risque de bouchon a été évité, avoir une section au col par exemple inférieure à un millimètre carré ($A_{col} \leq 1 \text{ mm}^2$) génère d'autres problèmes :

- l'effet de dilatation des matériaux qui constituent l'éjecteur risque de changer profondément l'aire de la section du col également tous les paramètres de fonctionnement surtout dans la phase de démarrage, durant le fonctionnement ($T_{col} \approx 0^\circ\text{C}$); avant ($T_{col} \approx T_{\text{ambiante}}$).
- Fabrication difficile.

b. Longueur de l'éjecteur :

Suite à l'utilisation de la norme ASHERA de construction (voir ANNEXE) A l'aide du modèle monodimensionnel nous avons obtenu les résultats affichés sur les graphes suivants :

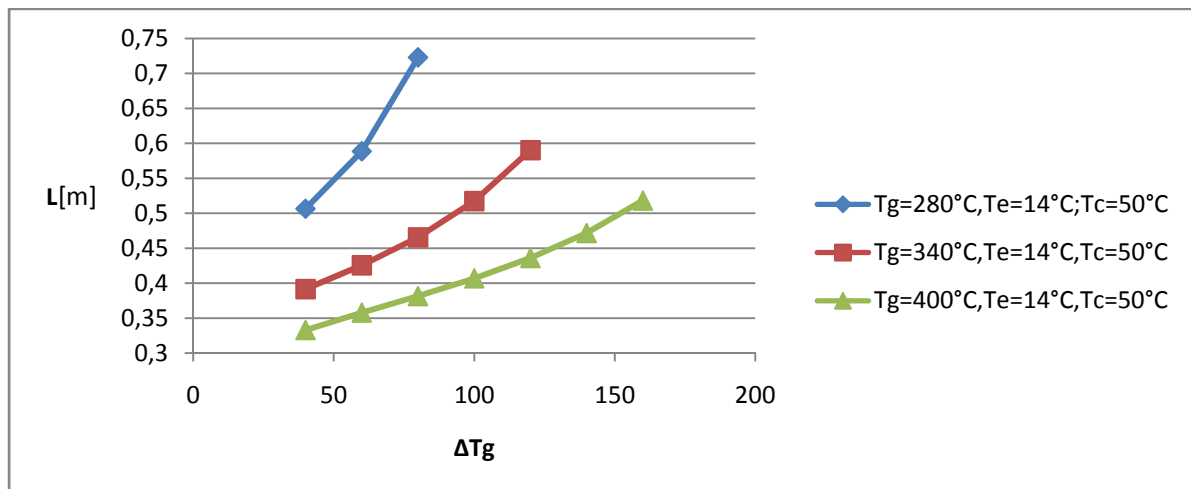


Figure 4.2: Évolution de la longueur de l'éjecteur en fonction de la surchauffe de la vapeur motrice

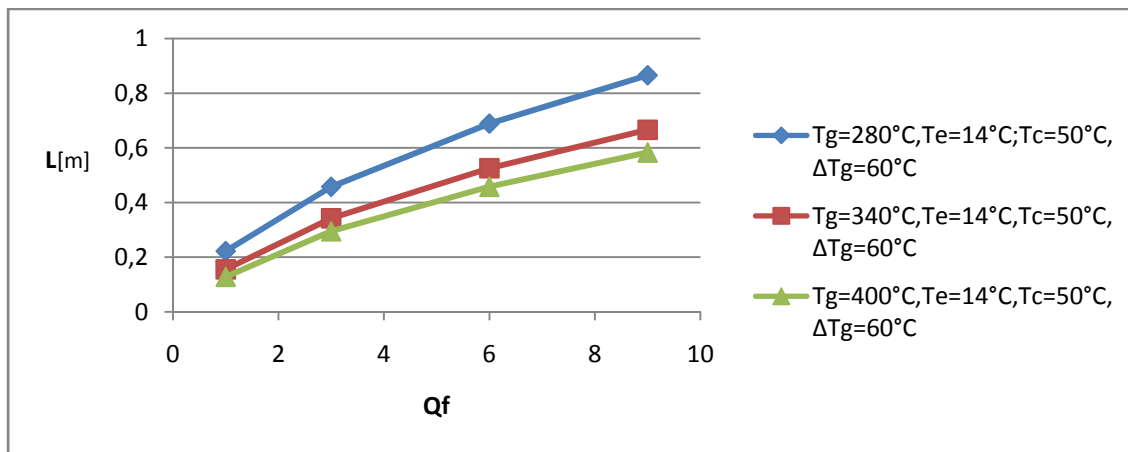


Figure 4.3:Évolution de la longueur de l'éjecteur en fonction de la puissance frigorifique

On voit d'après ces résultats que l'évolution de la longueur de l'éjecteur en fonction de la surchauffe et la température de la vapeur motrice en sortie du générateur suit parfaitement celle de l'aire de la section du col de la tuyère primaire, Et que pour des puissances frigorifiques moins importantes, la longueur de l'éjecteur est moins conséquente, ce qui nous ramène à la solution :

Afin de pouvoir loger l'éjecteur dans un espace très réduit, au lieu de mettre un seul éjecteur au cycle, on met en parallèle deux ou plus.

4.4 Changement de régime :

A cause de l'impossibilité de changement de régime pour une machine frigorifique à éjecteur supersonique, une solution est envisageable pour faire satisfaire les deux régimes de fonctionnement (l'abaissement de la température - le maintien de la température) c'est d'équiper le cycle par deux éjecteurs :

- Le premier sera modélisé pour pouvoir maintenir la température de l'habitable.
- Le deuxième pour l'abaissement de la température de l'habitable.

Où ils fonctionneront à tour de rôle, suivant la demande au cycle.

Conclusion :

Modéliser une machine de production de froid de cycle à éjecteur adapté à la climatisation automobile semble être un compromis entre plusieurs facteurs (géométrique, énergétique et technique...).

4.5 Le cycle thermodynamique :

Suite à cette étude, on a tracé le graphe suivant qui représente un cycle de production de froid à éjecteur destiné à la climatisation automobile.

La totalité des paramètres avec laquelle on a tracé le graphe sont en ANNEXE

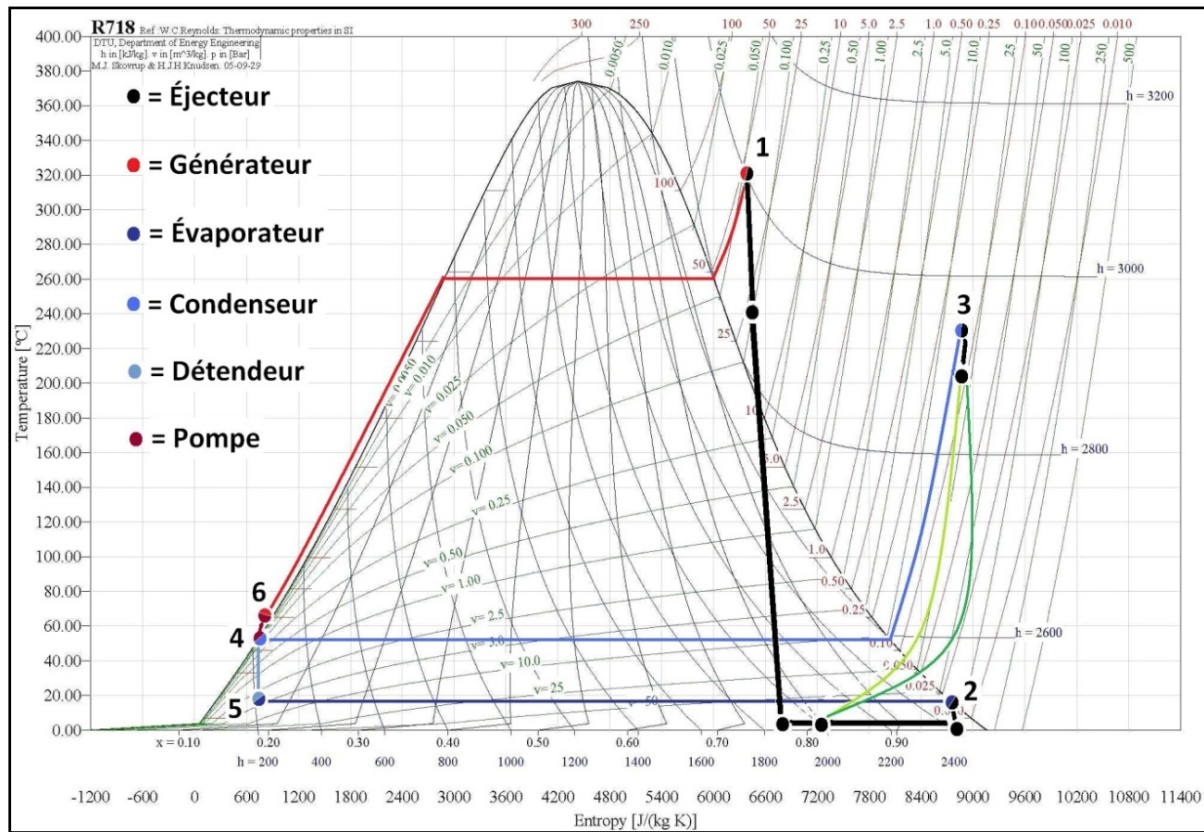


Figure 4.4 : Cycle thermodynamique d'un cycle à éjecteur destiné à la climatisation automobile

4.6 Évolution de quelques paramètres thermodynamiques :

Afin d'avoir une idée sur le comportement et l'évolution de la vapeur au cours de son passage à l'intérieur de l'éjecteur (évolutions de la température, pression et le nombre de mach) Nous avons tracé les graphes suivants.

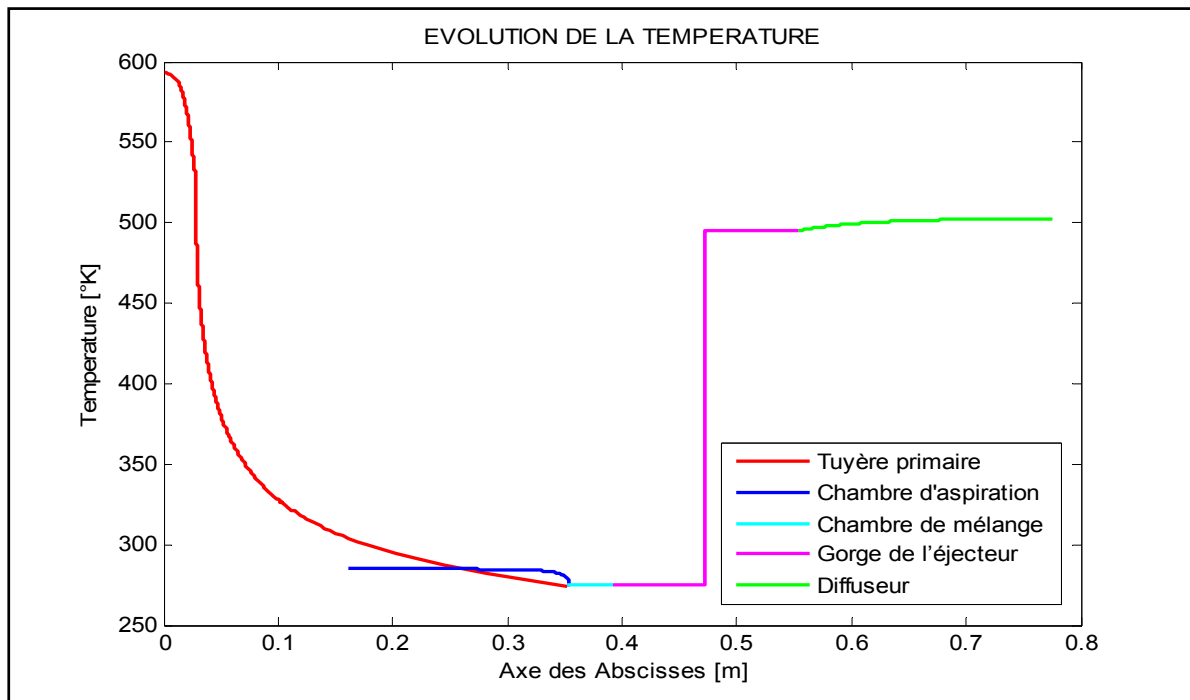


Figure 4.5 : Évolution de la température de la vapeur au cours de son passage dans l'éjecteur

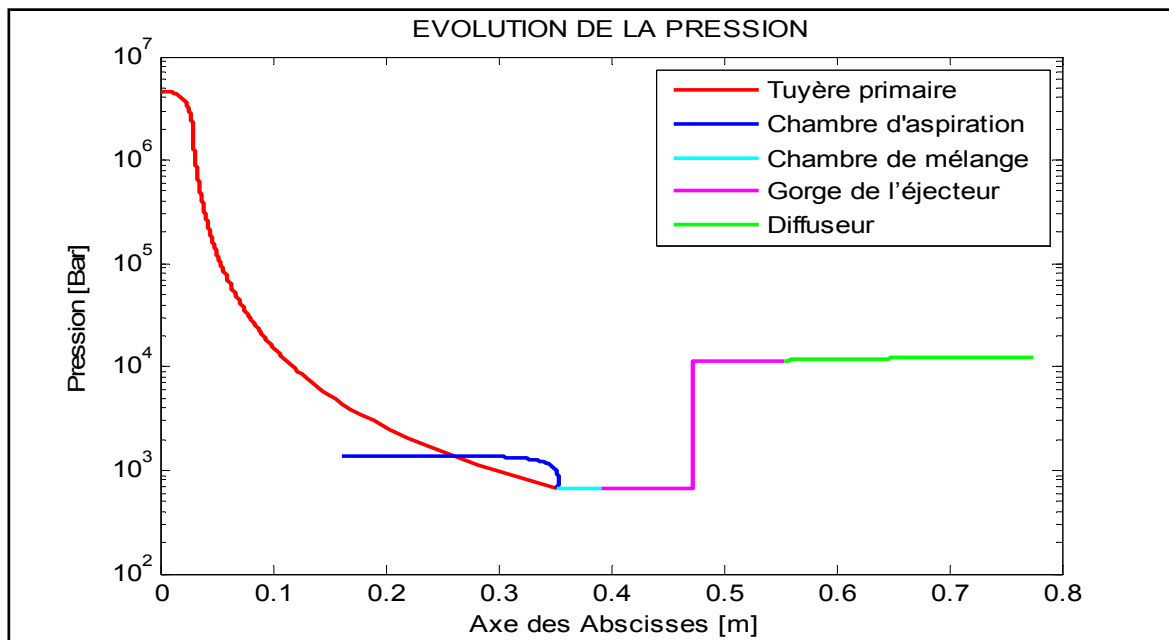


Figure 4.6 : Évolution de la pression de la vapeur au cours de son passage dans l'éjecteur

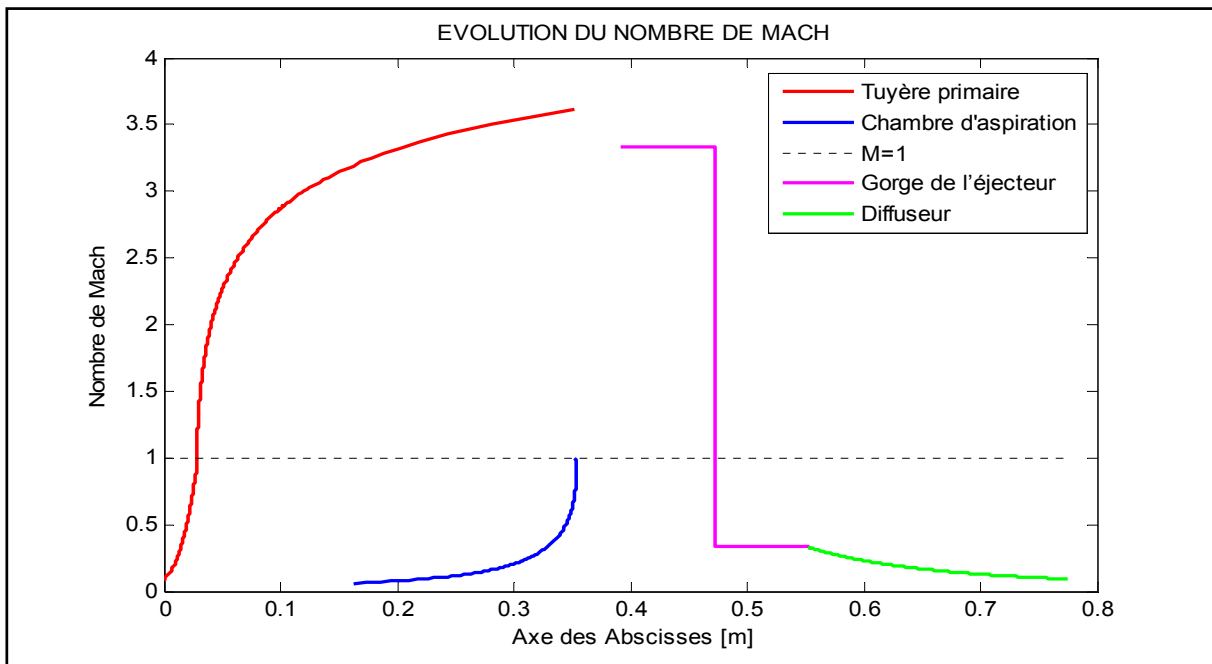


Figure 4.7 : Évolution du nombre de mach de la vapeur au cours de son passage dans l'éjecteur

5. CONCLUSION :

L'objectif que se fixe tout concepteur d'une machine de production de froid est de fournir le froid à la température et la puissance frigorifique désirée, tout en cherchant à avoir la meilleure efficacité possible.

En partant de là, nous avons scindé notre étude en quatre parties principales :

Dans la première partie, nous avons présenté une description générale sur la machine de production de froid tri thermique, en focalisant essentiellement sur l'éjecteur supersonique, dont l'objectif est d'améliorer la compréhension pour permettre une conception d'éjecteur plus aisée et plus rigoureuse.

Dans la deuxième partie, nous avons présenté l'état de l'art ou une synthèse des travaux effectués, trouvés dans les littératures scientifiques qui portent sur le sujet.

Dans la troisième partie, nous avons établi le modèle monodimensionnel basé sur la résolution des équations dynamiques qui régissent l'écoulement pour la modélisation de l'éjecteur supersonique pour deux configurations (à section constante-à pression constante) où on a résolu divers problèmes:

Grâce à plusieurs astuces élaborées, nous avons contrés l'impossibilité de prendre le fluide pour un fluide parfait ou réel, car même les équations qui modélisent les gaz réels ne donnent pas des résultats satisfaisants qu'ils soient pour le calcul des paramètres aux conditions soniques ou pour la modélisation de l'onde de choc droite.

Nous avons aussi traité la problématique de risque de bouchon au col (section minimale) causé par le liquide (formé par la condensation de la vapeur d'eau due à la chute de pression) et cela par la détermination de la surchauffe nécessaire à la vapeur d'eau pour éviter d'avoir une condensation tout au long du convergent.

Suite à l'utilisation de la méthode numérique itérative du point fixe on a réussi à déterminer la section de la gorge de l'éjecteur après le mélange des flux et ainsi, à modéliser l'onde de choc qui aura lieu.

La dernière partie a été consacrée pour la mise en évidence des paramètres gouvernant la technologie de production de froid à éjecteur supersonique pour un cas industriel qui est la climatisation automobile. Nous avons dégagé secteur après secteur les caractéristiques et les facteurs qui permettent à adapter cette technologie à un véhicule automobile.

Comme perspective de demain, nous pouvons suggérer :

Tout d'abord, que cette étude soit complétée et validée par une étude expérimentale.

Par ailleurs : on propose d'adapter le cycle à éjecteur pour deux applications industrielles :

- Combiner le moteur à air chaud (moteur Stirling) avec la machine tri thermique à éjecteur supersonique afin d'améliorer le rendement.

Cette étude nous a permis d'approfondir nos connaissances dans différents domaines, notamment celui des machines frigorifiques et de modélisation numérique, elle nous a, par ailleurs, montré que l'on peut utiliser l'énergie thermique fatale pour produire du froid pour la climatisation.

Dans le domaine de l'automobile, la puissance thermique proviendra de la puissance, généralement perdue dans les gaz d'échappement, dans le domaine industriel, les pertes par chaleur sensible de tous les processus, pourraient alimenter le cycle. Enfin, dans le domaine de la climatisation dans le tertiaire, le solaire servira de source chaude

Les méthodes numériques et l'informatique sont de plus en plus au cœur des nouvelles prouesses techniques dans tout domaine et en particulier dans le domaine de la mécanique des fluides.

Références

- [1]. A. Selvaraju, A. M. (Applied Thermal Engineering 24 (2004) 827–838). *Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants*.
- [2]. AA., K. (1990). The use of an ejector as a refrigerant expander. . *Proceedings of the 1990 USNC/IIR Purdue Refrigeration Conference*, (pp. 10–19.). U.S.A.: West Lafayette, IN
- [3]. André Lallemand, Latra BOUMARAF (2005). Comportement d'un éjecteur dans des conditions de fonctionnement nominales et non nominales. *12èmes Journées Internationales de Thermique*. Tanger.
- [4]. André LALLEMAND , Latra BOUMARAF ,(28 au 30 Août 2007), Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante *213èmes Journées Internationales de Thermique Albi, France*
- [5]. André Lallemand, L. B. (29- 2009). Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a. *Applied Thermal Engineering*, (pp. 265–274).
- [6]. B.J. Huang, J. C. (1999). Petrenko Analyse monodimensionnelle de la performance d'un éjecteur . *International Journal of Refrigeration* , Elsevier Science , 354–364.
- [7]. B.J. Huang, J. C. (1999). Empirical correlation for ejector design . *International Journal of Refrigeration* , 379–388.
- [8]. Bergander, M. J. (2006, July 17-20). Refrigeration cycle with two-phase condensing ejector. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue.
- [9]. *Combustion en écoulement supersonique* - . (2002). Techniques de l'ingénieur .
- [10]. D. LI, A. G. ((2005) ,28). Transcritical CO2 refrigeration cycle with ejectorexpansion device,. *International Journal of Refrigeration* , 766–773.
- [11]. D.W. Sun, I. E. ((1996), 20). performance characteristics of Hcfc-123 ejector réfrigération cycle,. (pp. 871–885.). *Int. J. Energy Res.*
- [12]. Delale, C. S. (1993). *The mathematical theory of thermal choking in nozzle flows*.
- [13]. Denso, Ejector cycle, <http://www.globaldenso.com/en/environment/story/no1/2par.html>.
- [14]. Dinçer, Đ. (2003 ISBN 0471623512). *Refrigeration systems and applications* . ISBN 0471623512, 9780471623519: Edition: 2 Publié par John Wiley and Sons,.
- [15]. Djebedjian, B. S. (Boston 2000). Parametric Investigation of Boost Jet Pump Performance,. *Proceedings of FEDSM, ASME Fluids Engineering Summer Conference* , .
- [16]. E. Ruslya, L. A. (2005). CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system. *International Journal of Refrigeration* , 1092–1101.

- [17]. El-Dessouky, H. H.-N. (2002). Evaluation of Steam Jet Ejectors. *Chem. Eng. Process.*, , 41, 6 .
- [18]. Fouad Khoury, M. H. (1967). *Performance Characteristics of Self-Entrainment Ejectors* . Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.,.
- [19]. Eames I W, Aphornratana S, Haider H. A theoretical and experimental study of a small- scale steam jet refrigerator. *Int J Refrig* 1995; 18(6):378–86.
- [20]. G.K. Alexis, E. R. (20 (2000)). Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system. *Applied Thermal Engineering* 213±226.
- [21]. Groll., D. L. (2006. May). Analysis of an Ejector Expansion Device in a Transcritical CO₂ Air Conditioning System. *Conference on Natural Working Fluids*, . Trondheim: In Proc. of 7th IIR Gustav Lorentzen.
- [22]. Groll., D. L. (2005.). Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. *International Journal of Refrigeration* .
- [23]. Harrell GS, K. A. (1995). Performance tests of a two-phase ejector. ,. *Proceedings of the 30th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, (pp. 49–5). Orlando.
- [24]. Heuydong Kim Youngki Lee, T. S. (1999). Numerical Simulation of the Supersonic Flows in the Second Throat Ejector-Diffuser Systems. *J. of Thermal Science Vol.8, No.4* .
- [25]. http://202.185.100.7/homepage/fluent/html/ug/main_pre.htm. *FLUENT 5 User's Guide*.
- [26]. *Introduction REFPROP 7, National Institute of Standards and Technology*
<http://www.nist.gov/srd/nist23.htm> .
- [27]. International Association for the Properties of Water and Steam (August 2007) Lucerne, Switzerland Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam
- [28]. J. Alberto Dopazo, J. F.-S. (2009)). Theoretical analysis of a CO₂–NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures . *Applied Thermal Engineering scienceDirect* , pp. (1577–1583.
- [29]. J. H. KEENAN, E. P. (1950). An investigation of ejector design by analysis and experiment. . *Journal of Applied Mechanics* (pp. 299-241). <http://www.greenloco.com/GreenLoco%20>
- [30]. <http://pboursin.club.fr/pdgclima.htm>
- [31]. J.K. Vennard, R. S. (1982.). *Elementary Fluid Mechanics*. sixth ed., John Wiley & Sons.
- [32]. Jiangfeng Wang, Y. D. (2009 Elsevier). A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle. *International Journal Refrigeration* .
- [33]. J.M. Abdulateef , K. Sopian, M.A. Alghoul , M.Y. Sulaiman Review on solar-driven ejector refrigeration technologies Solar Energy Research Institute (SERI Selangor, Malaysia Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 (2009) 1338–1349

- [34]. K. Pianthong a, *. W. (2007). *Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique*. Thailand : Department of Mechanical Engineering, Ubon Ratchathani University, Ubon Ratchathani .
- [35]. Kanjanapon Chunnanond, S. A. (2004). Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy* (pp. 129–155). www.elsevier.
- [36]. Kanjanapon Chunnanond, S. A. (2003). An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector. *Elsevier Ltd* .
- [37]. Kazuyasu Matsuo, Y. M.-D. (1999). *Shock train and pseudo-shock phenomena in internal gas loows*. Elsevier Science Ltd. Progress in Aerospace Sciences 35.
- [38]. Kim, H. D. (1999). Navier-Stokes Computations of the Supersonic Ejector- Diffuser System with a Second Throat. *J. Therm. Sci* .
- [39]. Kreith, F. (1998). *The CRC Handbook of Mechanical Engineering*. CRC Press, ISBN 084939418X.
- [40]. L. Yadav, A. W. (2008). *Design aspects of ejectors: Effects of suction chamber geometry* . Mumbai , India : Department of Chemical Engineering, Institute of Chemical Technology, University of Mumbai.
- [41]. Lallemand, R. D. (1995). *Influence de la nature des fluides, purs ou en melanges non-azotropiques, sur les performances d'une machine de climatisation à ejecto-compresseur*. Rev. Int. Froid Volume 18 Num6ro 1.
- [42]. Lapple, C. F. (2007). *Fluid And Particle Mechanics*. Publié par READ BOOKS.
- [43]. Lapple, C. F. (2007). *Fluid And Particle Mechanics*. READ BOOKS, ISBN 1406705918, 9781406705911, 364 pages.
- [44]. Lorentzen G, P. J. (1990;). A new efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. . (pp. 16(1):4–12.). International Journal of Refrigeration.
- [45]. M. Elakdhar, E. N. (2007). *Analysis of a Compression/Ejection Cycle for Domestic Refrigeration* . Ind. Eng. Chem. Res.
- [46]. M. Nakagawa, M. S. (2009). Supersonic two-phase flow of CO₂ through converging– diverging nozzles for the ejector refrigeration cycle., (pp. 1-8).
- [47]. M. Ouzzane, Z. A. (2003). Applied Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design . (pp. 2337–2351). Applied Thermal Engineering .
- [48]. M. Yari, y. a. (2008;). Cycle improvements to ejector-expansion transcritical CO₂ two-stage refrigeration cycle . *international journal of energy research Int J. Energy Res* .
- [49]. Masafumi Nakagawaa, M. S. *Supersonic two-phase flow of CO₂ through converging diverging nozzles for the ejector refrigeration cycle* .

- [50]. Müller, A. a. (2004, 14-16 July). COPS of R718 in comparision with other modern refrigerants. *Proceedings of the First Cappadocia International Mechanical Engineering Symposium*. Cappadocia, Turkey.
- [51]. Myoung Il Kim, O. S. (2007). *Numerical and experimental investigations of gas-liquid dispersion in an Ejector 440-746*, . South Korea : Department of Chemical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon.
- [52]. N. N. Filina, J. G. (1996). *Cryogenic two-phase flow: applications to large-scale systems*. Cambridge University Press.
- [53]. P. A. Domanski. The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander. . (July 1990.). *In Proc. of 1990 USNC/IIR-Refrigeration Conference*, , (pp. 10-19). Purdue .
- [54]. Pijush K. Kundu, I. M. (2008). *Fluid mechanics* . Academic Press.
- [55]. R. Dorantes, C. A. (1996). *Mathematical simulation of a solar ejectorcompression refrigeration system Applied Thermal Engineering Vol. 16*. Pergamon: Copyright 0 1996 Elsevier Science Ltd.
- [56]. R. Porcar, J. P. (1975). Visualisation d'onde de choc dans un éjecteur supersonique. *Volume 14, number 1 Optics communications, France* .
- [57]. Randheer L. Yadav, A. W. (2008). Design aspects of ejectors: Effects of suction chamber geometry *Chemical. Engineering Science* , (pp. 3886 – 3897).
- [58]. Reinke, B. M. (2002). *Flow Inside A Jet-Ejector Pump for Vacuum Applications.*, 44, 3. J. Ind. Inst. Chem. Engrs.
- [59]. S. A. Sherifl, D. Y. (1998). S. V. Iyer, B. S. Davanagere, S Natarajanl and F. Colacino A feasibility study of steam-jet refrigeration. *Int. J. Energy Res.* , 1323 1336.
- [60]. S. B. Riffat, S. a. (2001). CFD Modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid . *International journal of energy research int* , (pp. 115- 128).
- [61]. S. He, Y. L. (2008). Progress of mathematical modeling on ejectors . *Renewable and Sustainable Energy* (pp. 1-20). www.elsevier.
- [62]. Shenyi, W. *Investigation of ejector re-compression absorption refrigeration cycle*. UK 1999: Thèse Doctorale, Université de Nottingham.
- [63]. Speight, J. G. (2003). *perry's standard tables and formulas for chemical engineers*. Publié par McGraw-Hill Professional.
- [64]. Stefan Elbel, P. H. (2008). Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *international journal of refrigeration* .
- [65]. Sun, D. (1998). Evaluation of a combined ejector vapour-compression refrigeration system. *international journal of energy research, John Wiley & Sons*

- [66]. Sun, Y.-M. C.-Y. (1997). Experimental Study of the Performance Characteristics of a Steam-Ejector Refrigeration System . *Experimental Thermal and Fluid Science* (pp. 384-394). New York: Elsevier Science Inc.
- [67]. Szabolcs Varga, A. C. ((2 0 0 9)). Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD, . *a,b international journal of refrigeration scienceDirect* ,pp. 1 –9.
- [68]. TAZEROUT, M. Etude d'un système de réfrigération avec éjecteur application à la thermique moteur.
- [69]. Theodore. Von Karman, H. L. (1958). *Advances in Applied Mechanics* . Elsevier Science & Technology Books, Volume 5 Academic Press,.
- [70]. Watanabe, J. A. (March 2005). Statistical Approach to Calculate Thermodynamic. *International Journal of Thermophysics, Vol. 26, No. 2* .
- [71]. Wongwises, s. D. (2005). Performance of the two- pase ejetcor expansion refrigeration cycle. (pp. V48 pp. 4282-4286). *International journal of Heat and Masse Transfer* .
- [72]. Wimolsiri Pridasawas Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle. Doctoral Thesis. Royal Institute of Technology, KTH Stockholm, Sweden 2006
- [73]. Z. Aidoun, M. Ouzzane. The effect of operating conditions on the performance of a supersonic ejector for refrigeration *International Journal of Refrigeration*, Volume27 Issue 8, December 2004, Pages 974-984
- [74]. Y. Ozaki, H. T. (2004). Regeneration of Expansion Energy by Ejector in CO2 Cycle. . *Conference on Natural Working Fluids*. Glasgow, UK: In Proc. of 6th IIR Gustav Lorentzen (3)

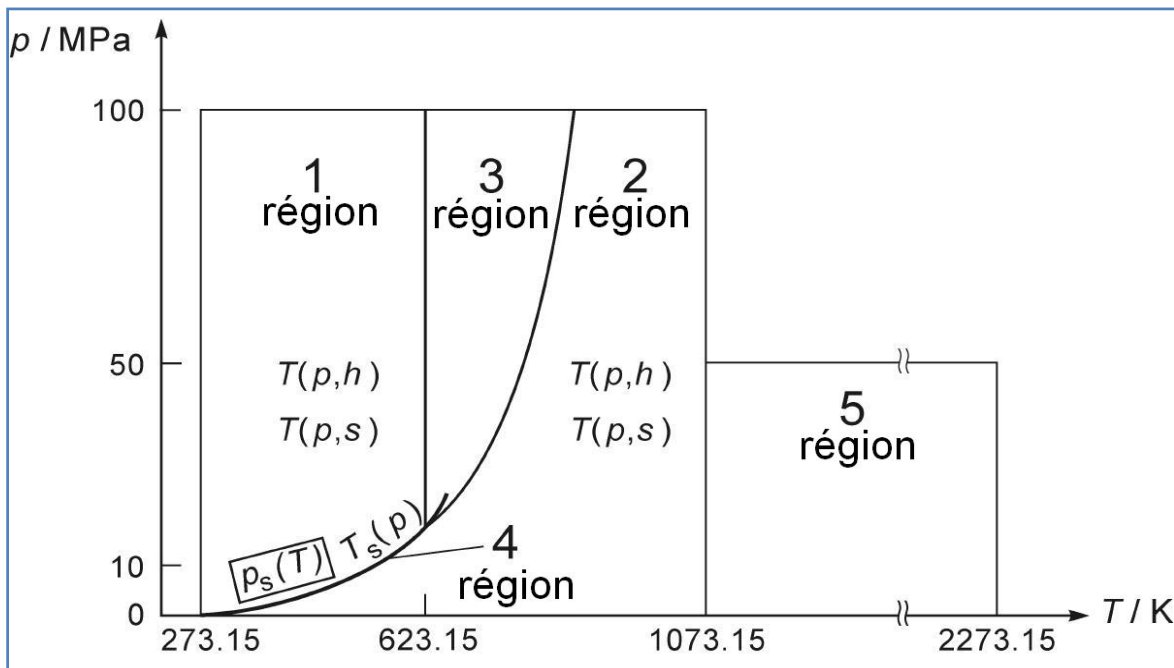
ANNEXE

A. Équations d'états empiriques :

Suite à la réunion de **IAPWS** (*The International Association for the Properties of Water and Steam, Lucerne, Suisse Aout 2007*), des équations empiriques ont été établies et validées pour le calcul des propriétés de l'eau pour ses différents états.

La distribution des différentes régions qui limitent la validité des différentes équations empiriques est représentée sur le diagramme de l'eau (P, T).

Rappelons que les régions qui nous intéressent sont : 1, 2 et 4.



Equations de la region 1 (état liquide) :

Le calcul des propriétés se fait à partir de la température et la pression

$$\text{Densité massique: } \rho = \frac{P}{RT} \left(\frac{1}{\pi \gamma_\pi} \right) \quad \text{Entropie massique: } s = R.(\tau \gamma_\tau - \gamma)$$

Enthalpie massique: $h = R.(\tau.\gamma_\tau)$

$$\text{Vitesse du son: } a = \sqrt{\frac{R.T.\gamma_\pi^2}{\frac{(\gamma_\pi - \tau\gamma_{\pi\tau})^2}{\tau^2\gamma_{\tau\tau}} - \gamma_{\pi\pi}}}$$

Avec :

$$\begin{aligned}\gamma &= \sum_{i=1}^{34} n_i (7, 1 - \pi)^{I_i} (\tau - 1, 222)^{J_i} & \gamma_\pi &= \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7, 1 - \pi)^{I_i - 1} (\tau - 1, 222)^{J_i} \\ \gamma_{\pi\pi} &= \sum_{i=1}^{34} n_i I_i (I_i - 1) (7, 1 - \pi)^{I_i - 2} (\tau - 1, 222)^{J_i} & \gamma_\tau &= \sum_{i=1}^{34} n_i (7, 1 - \pi)^{I_i} J_i (\tau - 1, 222)^{J_i - 1} \\ \gamma_{\tau\tau} &= \sum_{i=1}^{34} n_i (7, 1 - \pi)^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 1, 222)^{J_i - 2} & \gamma_{\pi\tau} &= \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7, 1 - \pi)^{I_i - 1} J_i (\tau - 1, 222)^{J_i - 1}\end{aligned}$$

$$\text{Ou : } \pi = \frac{P}{16,53 \times (10^6)} \quad , \quad \tau = \frac{1386}{T}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la région 1 sont sur le tableau1

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	0	-2	0,146329712 131 67	18	2	3	-0.411 418 453 308 46 x10 ⁻⁵
2	0	-1	-0,84548187169114	19	2	17	-0.726 949 962 975 94 x10 ⁻¹⁵
3	0	0	-0,375636036720 40x10 ⁻¹	20	3	-4	-0.316 796 448 450 54 x10 ⁻⁴
4	0	1	-0.33855169168385 x10 ⁻¹	21	3	0	-0.282 707 979 853 12 x10 ⁻⁵
5	0	2	-0.95791963387872	22	3	6	-0.852 051 281 201 03 x10 ⁻⁹
6	0	3	0.15772038513228	23	4	-5	-0.224 252 819 080 00 x10 ⁻⁵
7	0	4	-0.16616417199501 x10 ⁻¹	24	4	-2	-0.651 712 228 956 01 x10 ⁻⁶
8	0	5	0.18214629983568 x10 ⁻³	25	4	10	-0.143 417 299 379 24 x10 ⁻¹²
9	1	-9	0.28319080123804 x10 ⁻³	26	5	-8	-0.40516996860117 x10 ⁻⁶
10	1	-7	0.60706301565874 x10 ⁻³	27	8	-11	-0.127 343 017 416 41 x10 ⁻⁸
11	1	-1	-0.18990068218419 x10 ⁻¹	28	8	-6	-0.17424871230634 x10 ⁻⁹
12	1	0	-0.32529748770505 x10 ⁻¹	29	21	-29	-0.687 621 312 955 31 x10 ⁻¹⁸

13	1	1	$-0.21841717175414 \times 10^{-1}$	30	23	-31	$0.144\ 783\ 078\ 285\ 21 \times 10^{-19}$
14	1	3	$-0.52838357969930 \times 10^{-4}$	31	29	-38	$0.263\ 357\ 816\ 627\ 95 \times 10^{-22}$
15	2	-3	$-0.47184321073267 \times 10^{-3}$	32	30	-39	$-0.119\ 476\ 226\ 400\ 71 \times 10^{-22}$
16	2	0	$-0.30001780793026 \times 10^{-3}$	33	31	-40	$0.182\ 280\ 945\ 814\ 04 \times 10^{-23}$
17	2	1	$0.47661393906987 \times 10^{-4}$	34	32	-41	$-0.935\ 370\ 872\ 924\ 58 \times 10^{-25}$

Tableau 1

Les équations de la région 4 (changement de phase):

➤ Calcul de la pression de saturation a partir de la temperature de saturation :

$$P = 10^6 \times \left[\frac{2C}{-B + (B^2 - 4AC)^{\frac{1}{2}}} \right]^4$$

Avec: $A = \mathcal{G}^2 + n_1 \mathcal{G} + n_2$; $B = n_3 \mathcal{G}^2 + n_4 \mathcal{G} + n_5$; $C = n_6 \mathcal{G}^2 + n_7 \mathcal{G} + n_8$

Ou : $\mathcal{G} = T + \frac{n_9}{T - n_{10}}$

➤ Calcul de la temperature de saturation a partir de la pression de saturation :

$$T = \frac{n_{10} + D - \left[(n_{10} + D)^2 - 4(n_9 + n_{10}D) \right]^{\frac{1}{2}}}{2}$$

Avec : $D = \frac{2G}{-F - (F^2 - 4EG)^{\frac{1}{2}}}$; $E = \beta^2 + n_3 \beta + n_6$; $F = n_1 \beta^2 + n_4 \beta + n_7$; $G = n_2 \beta^2 + n_5 \beta + n_8$

Ou : $\beta = \left(\frac{P}{10^6} \right)^{\frac{1}{4}}$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la région 4 sont sur le tableau 2

i	n_i	i	n_i
1	$0,116\ 705\ 214\ 527\ 67 \times 10^4$	6	$0.149\ 151\ 086\ 135\ 30 \times 10^2$
2	$-0.724\ 213\ 167\ 032\ 06 \times 10^6$	7	$-0.482\ 326\ 573\ 615\ 91 \times 10^4$
3	$-0.170\ 738\ 469\ 400\ 92 \times 10^2$	8	$0.405\ 113\ 405\ 420\ 57 \times 10^6$
4	$0.120\ 208\ 247\ 024\ 70 \times 10^5$	9	$-0.238\ 555\ 575\ 678\ 49$
5	$-0.323\ 255\ 503\ 223\ 33 \times 10^7$	10	$0.650\ 175\ 348\ 447\ 98 \times 10^3$

Tableau 2

Les équations de la region 2 :

Le calcul des propriétés se fait à partir de la température et la pression

$$\text{Densité massique: } \rho = \frac{P}{RT} \left(\frac{1}{\pi (\gamma_\pi^0 + \gamma_\pi^r)} \right)$$

$$\text{Entropie massique: } s = R \left[\tau (\gamma_\tau^0 + \gamma_\tau^r) - (\gamma^0 + \gamma^r) \right]$$

$$\text{Enthalpie massique: } h = R \cdot \tau (\gamma_\tau^0 + \gamma_\tau^r) \quad \text{Vitesse du son: } a = \sqrt{\frac{R \cdot T \cdot (1 + 2\pi \gamma_\pi^r + (\pi \cdot \gamma_\pi^r)^2)}{(1 - \pi^2 \gamma_{\pi\pi}^r) + \frac{(1 + \pi \gamma_\pi^r - \tau \pi \gamma_{\pi\tau}^r)^2}{\tau^2 (\gamma_{\tau\tau}^0 + \gamma_{\tau\tau}^r)}}$$

Avec :

$$\gamma^0 = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^0 \tau^{J_i^0} \quad \gamma_\pi^0 = \frac{1}{\pi}$$

$$\gamma_{\pi\pi}^0 = -\frac{1}{\pi^2} \quad \gamma_\tau^0 = 0 + \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 \tau^{J_i^0-1}$$

$$\gamma_{\tau\tau}^0 = 0 + \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 (J_i^0 - 1) \tau^{J_i^0-2} \quad \gamma_{\pi\tau}^0 = 0$$

➤ **Cas de vapeur stable(surchauffee) :**

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} (\tau - 0,5)^{J_i} \quad \gamma_\pi^r = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i \pi^{I_i-1} (\tau - 0,5)^{J_i}$$

$$\gamma_{\pi\pi}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i (I_i - 1) \pi^{I_i-2} (\tau - 0,5)^{J_i} \quad \gamma_\tau^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (\tau - 0,5)^{J_i-1}$$

$$\gamma_{\tau\tau}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 0,5)^{J_i-2} \quad \gamma_{\pi\tau}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i \pi^{I_i-1} J_i (\tau - 0,5)^{J_i-1}$$

➤ **Cas de vapeur metastable(courbe de saturation) :**

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{13} n_i \pi^{I_i} (\tau - 0,5)^{J_i} \quad \gamma_\pi^r = \sum_{i=1}^{13} n_i I_i \pi^{I_i-1} (\tau - 0,5)^{J_i}$$

$$\gamma_{\pi\pi}^r = \sum_{i=1}^{13} n_i I_i (I_i - 1) \pi^{I_i-2} (\tau - 0,5)^{J_i} \quad \gamma_\tau^r = \sum_{i=1}^{13} n_i \pi^{I_i} J_i (\tau - 0,5)^{J_i-1}$$

$$\gamma_{\tau\tau}^r = \sum_{i=1}^{13} n_i \pi^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 0,5)^{J_i-2} \quad \gamma_{\pi\tau}^r = \sum_{i=1}^{13} n_i I_i \pi^{I_i-1} J_i (\tau - 0,5)^{J_i-1}$$

Ou : $\pi = \frac{P}{10^6} \quad , \quad \tau = \frac{540}{T}$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la région 2 sont dans les tableaux 3, 4et 5 :

I	J_i^o	n_i^o	i	J_i^o	n_i^o
1 ^a	0	-0.969 276 865 002 17x10 ¹	6	-2	0.142 408 191 714 44 x10 ¹
2 ^a	1	0.100 866 559 680 18 x10 ²	7	-1	-0.438 395 113 194 50 x10 ¹
3	-5	-0.560 879 112 680 18 x10 ⁻²	8	2	-0.284 086 324 607 72
4	-4	0.174 527 380 814 55 x10 ⁻¹	9	3	0.212 684 637 533 07 x10 ⁻¹
5	-3	-0.407 104 982 239 28			

Tableau 3

➤ Cas de vapeur stable(surchauffee) :

l	l_i	J_i	n_i	i	l_i	J_i	n_i
1	1	0	$-0.177\ 317\ 424\ 732\ 13 \times 10^{-2}$	23	7	0	$-0.590\ 595\ 643\ 242\ 70 \times 10^{-17}$
2	1	1	$-0.178\ 348\ 622\ 923\ 58 \times 10^{-1}$	24	7	11	$-0.126\ 218\ 088\ 991\ 01 \times 10^{-5}$
3	1	2	$-0.459\ 960\ 136\ 963\ 65 \times 10^{-1}$	25	7	25	$-0.389\ 468\ 424\ 357\ 39 \times 10^{-1}$
4	1	3	$-0.575\ 812\ 590\ 834\ 32 \times 10^{-1}$	26	8	8	$0.112\ 562\ 113\ 604\ 59 \times 10^{-10}$
5	1	6	$-0.503\ 252\ 787\ 279\ 30 \times 10^{-1}$	27	8	36	$-0.823\ 113\ 408\ 979\ 98 \times 10^{-1}$
6	2	1	$-0.330\ 326\ 416\ 70203 \times 10^{-4}$	28	9	13	$0.198\ 097\ 128\ 020\ 88 \times 10^{-7}$
7	2	2	$-0.189\ 489\ 875\ 163\ 15 \times 10^{-3}$	29	10	4	$0.104\ 069\ 652\ 101\ 74 \times 10^{-18}$
8	2	4	$-0.393\ 927\ 772\ 433\ 55 \times 10^{-2}$	30	10	10	$-0.102\ 347\ 470\ 959\ 29 \times 10^{-12}$
9	2	7	$-0.437\ 972\ 956\ 505\ 73 \times 10^{-1}$	31	10	14	$-0.100\ 181\ 793\ 795\ 11 \times 10^{-8}$
10	2	36	$-0.266\ 745\ 479\ 140\ 87 \times 10^{-4}$	32	16	29	$-0.808\ 829\ 086469\ 85 \times 10^{-10}$
11	3	0	$0.204\ 817\ 376\ 923\ 09 \times 10^{-7}$	33	16	50	$0.106\ 930\ 318\ 794\ 09$
12	3	1	$0.438\ 706\ 672\ 844\ 35 \times 10^{-6}$	34	18	57	$-0.336\ 622\ 505\ 741\ 71$
13	3	3	$-0.322\ 776\ 772\ 385\ 70 \times 10^{-4}$	35	20	20	$0.891\ 858\ 453\ 554\ 21 \times 10^{-24}$
14	3	6	$-0.150\ 339\ 245\ 421\ 48 \times 10^{-2}$	36	20	35	$0.306\ 293\ 168\ 762\ 32 \times 10^{-12}$
15	3	35	$-0.406\ 682\ 535\ 626\ 49 \times 10^{-1}$	37	20	48	$-0.420\ 024\ 676982\ 08 \times 10^{-5}$
16	4	1	$-0.788\ 473\ 095\ 593\ 67 \times 10^{-9}$	38	21	21	$-0.590\ 560\ 296\ 856\ 39 \times 10^{-25}$
17	4	2	$0.127\ 907\ 178\ 522\ 85 \times 10^{-7}$	39	22	53	$0.378\ 269\ 476\ 134\ 57 \times 10^{-5}$
18	4	3	$0.482\ 253\ 727\ 185\ 07 \times 10^{-6}$	40	23	39	$-0.127\ 686\ 089\ 346\ 81 \times 10^{-14}$
19	5	7	$0.229\ 220\ 763\ 376\ 61 \times 10^{-5}$	41	24	26	$0.730\ 876\ 105\ 950\ 61 \times 10^{-28}$
20	6	3	$-0.167\ 147\ 664\ 510\ 61 \times 10^{-10}$	42	24	40	$0.554\ 147\ 153\ 507\ 78 \times 10^{-16}$
21	6	16	$-0.211\ 714\ 723\ 213\ 55 \times 10^{-2}$	43	24	58	$-0.943\ 697\ 072\ 412\ 10 \times 10^{-6}$
22	6	35	$-0.238\ 957\ 419\ 341\ 04 \times 10^2$				

Tableau 4

➤ Cas de vapeur metastable(courbe de saturation) :

i	l_i	J_i	n_i
1	1	0	$-0.733\ 622\ 601\ 865\ 06 \times 10^{-2}$
2	1	2	$-0.882\ 238\ 319\ 431\ 46 \times 10^{-1}$
3	1	5	$-0.723\ 345\ 552\ 132\ 45 \times 10^{-1}$
4	1	11	$-0.408\ 131\ 785\ 344\ 55 \times 10^{-2}$
5	2	1	$0.200\ 978\ 033\ 802\ 07 \times 10^{-2}$
6	2	7	$-0.530\ 459\ 218\ 986\ 42 \times 10^{-1}$
7	2	16	$-0.761\ 904\ 090\ 869\ 70 \times 10^{-2}$
8	3	4	$-0.634\ 980\ 376\ 573\ 13 \times 10^{-2}$
9	3	16	$-0.860\ 430\ 930\ 285\ 88 \times 10^{-1}$
10	4	7	$0.753\ 215\ 815\ 227\ 70 \times 10^{-2}$
11	4	10	$-0.792\ 383\ 754\ 461\ 39 \times 10^{-2}$
12	5	9	$-0.228\ 881\ 607\ 784\ 47 \times 10^{-3}$
13	5	10	$-0.264\ 565\ 014\ 828\ 10 \times 10^{-2}$

Tableau 5

Afin de calculer la température à partir de la pression et l'enthalpie ou de la pression et de l'entropie ,la région 2 est divisée en trois sous régions :

9	1	2	0.624 781 969 358 12 x10 ⁻¹	26	4	12	0.138 657 242 832 26 x10 ⁻¹
10	1	3	-0.173 445 631 081 14 x10 ⁻²	27	4	32	0.235 988 325 565 14 x10 ⁻⁶
11	1	7	-0.200 581 768 620 96 x10 ⁻³	28	4	44	-0.131 052 365 450 54 x10 ⁻⁸
12	1	9	0.271 960 654 737 96 x10 ⁻³	29	5	32	0.739 998 354 747 66 x10 ⁻⁴
13	1	11	-0.455 113 182 858 18 x10 ⁻³	30	5	36	-0.551 966 970 300 60 x10 ⁻⁶
14	1	18	0.309 196 886 047 55 x10 ⁻⁴	31	5	42	0.371 540 859 962 33 x10 ⁻⁷
15	1	44	0.252 266 403 578 72 x10 ⁻⁶	32	6	34	0.191 277 292 396 60 x10 ⁻⁵
16	2	0	-0.617 074 228 683 39 x10 ⁻²	33	6	44	-0.415 351 648 356 34 x10 ⁻⁶
17	2	2	-0.310 780 466 295 83	34	7	28	-0.624 598 551 925 07 x10 ⁻²

Tableau 6

➤ *Température à partir de la pression et l'entropie :*

$$T = \sum_{i=1}^{46} n_i \pi^{I_i} (\sigma - 2)^{J_i} \quad \text{Avec : } \pi = \frac{P}{10^6} \quad \sigma = \frac{s}{2000}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la sous région a2 sont sur le tableau 7 :

<i>I</i>	<i>I_i</i>	<i>J_i</i>	<i>n_i</i>	<i>i</i>	<i>I_i</i>	<i>J_i</i>	<i>n_i</i>
1	-1.5	-24	-0.392 359 838 619 84 x10 ⁻⁶	24	-025	-11	-0.597 806 388 727 18 x10 ⁻⁴
2	-1.5	-23	0.515 265 738 272 70 x10 ⁻⁶	25	-025	-6	-0.704 014 639 268 62 x10 ⁻³
3	-1.5	-19	0.404 824 431 610 48 x10 ⁻⁵	26	025	1	0338 367 841 075 53 x10 ⁻³
4	-1.5	-13	-0.321 937 909 239 02 x10 ⁻³	27	025	4	0.208 627 866 351 87 x10 ⁻²
5	-1.5	-11	0.969 614 242 186 94 x10 ⁻²	28	025	8	0.338 341 726 561 96 x10 ⁻¹
6	-1.5	-10	-0.228 678 463 717 73 x10 ⁻²	29	025	11	-0.431 244 284 148 93 x10 ⁻⁴
7	1.25	-19	-0.449 429 141 243 57 x10 ⁻⁶	30	0.50	0	0.166 537 913 564 12 x10 ⁻⁴
8	1.25	-15	-0.501 183 360 201 66 x10 ⁻⁴	31	0.5	1	-0.139 862 920 558 98 x10 ⁻³
9	1.25	-6	0.356 844 635 600 15	32	0.5	5	-0.788 495 479 998 72
10	-1.0	-26	0.442 353 358 481 90 x10 ⁻⁵	33	0.5	6	0.721 324 117 538 72 x10 ⁻¹

11	-1.0	-21	$-0.136\ 733\ 888\ 117\ 08 \times 10^5$	34	0.5	10	$-0.597\ 548\ 393\ 982\ 83 \times 10^{-2}$
12	-1.0	-17	$0.421\ 632\ 602\ 078\ 64 \times 10^6$	35	0.5	14	$-0.21\ 413\ 589\ 539\ 04 \times 10^{-4}$
13	-1.0	-16	$0.225\ 169\ 258\ 374\ 75 \times 10^5$	36	0.5	16	$0.232\ 270\ 967\ 338\ 71 \times 10^{-6}$
14	-1.0	-9	$0.474\ 421\ 448\ 656\ 46 \times 10^3$	37	0.75	0	$-0.105\ 384\ 635\ 661\ 94 \times 10^{-6}$
15	-1.0	-8	$-0.149\ 311\ 307\ 976\ 47 \times 10^3$	38	0.75	4	$0.207\ 189\ 254\ 965\ 02 \times 10^{-1}$
16	-0.75	-15	$-0.197\ 811\ 263\ 204\ 52 \times 10^6$	39	0.75	9	$-0.721\ 931\ 552\ 604\ 27 \times 10^{-1}$
17	-0.75	-14	$-0.235\ 543\ 994\ 707\ 60 \times 10^5$	40	0.75	17	$0.207\ 498\ 870\ 811\ 20 \times 10^{-6}$
18	-0.5	-26	$-0.190\ 706\ 163\ 020\ 76 \times 10^5$	41	1.0	7	$-0.183\ 406\ 579\ 113\ 79 \times 10^{-1}$
19	-0.5	-13	$0.553\ 756\ 698\ 831\ 64 \times 10^5$	42	1.0	18	$0.290\ 362\ 723\ 486\ 96 \times 10^{-6}$
20	-0.5	-9	$0.382\ 936\ 914\ 373\ 63 \times 10^4$	43	1.25	3	0.210 375 278 963 19
21	-0.5	-7	$-0.603\ 918\ 605\ 805\ 67 \times 10^3$	44	1.25	15	$0.256\ 812\ 397\ 299\ 99 \times 10^{-3}$
22	-0.25	-27	$0.193\ 631\ 026\ 203\ 31 \times 10^4$	45	1.5	5	$-0.127\ 990\ 029337\ 81 \times 10^{-1}$
23	-0.25	-25	$0.426\ 606436\ 986\ 10 \times 10^4$	46	1.5	18	$-0.821\ 981\ 026\ 520\ 18 \times 10^{-5}$

Tableau 7

Sous région 2b :

➤ *Température à partir de la pression et l'enthalpie :*

$$T = \sum_{i=1}^{38} n_i (\pi - 2)^{l_i} (\eta - 2.6)^{J_i} \quad \text{Avec : } \pi = \frac{P}{10^6} \quad ; \quad \eta = \frac{h}{2000 \times 10^3}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la sous région 2b sont sur le tableau 8 :

I	l_i	J_i	n_i	i	l_i	J_i	n_i
1	0	0	$0.148\ 950\ 410\ 795\ 16 \times 10^4$	20	2	40	$0.712\ 803\ 519\ 595\ 51 \times 10^{-4}$
2	0	1	$0.743\ 077\ 983\ 140\ 34 \times 10^3$	21	3	1	$0.110\ 328\ 317\ 899\ 99 \times 10^{-3}$
3	0	2	$-0.977\ 083\ 187\ 978\ 37 \times 10^2$	22	3	2	$0.189\ 552\ 483\ 879\ 02 \times 10^{-3}$
4	0	12	$0.247\ 424\ 647\ 056\ 74 \times 10^1$	23	3	12	$0.308\ 915\ 411\ 605\ 37 \times 10^{-2}$
5	0	18	-0.632 813 200 160 26	24	3	24	$0.135\ 555\ 045\ 549\ 49 \times 10^{-2}$

6	0	24	$0.113\ 859\ 521\ 296\ 58 \times 10^1$	25	4	2	$0.286\ 402\ 374\ 774\ 56 \times 10^{-6}$
7	0	28	-0.478 118 636 486 25	26	4	12	$-0.107\ 798\ 573\ 575\ 12 \times 10^{-4}$
8	0	40	$0.852\ 081\ 234\ 315\ 44 \times 10^{-2}$	27	4	18	$0.764\ 627\ 124\ 548\ 14 \times 10^{-4}$
9	1	0	0.937 471 473 779 32	28	4	24	$0.140\ 523\ 928\ 183\ 16 \times 10^{-4}$
10	1	2	$0.335\ 093\ 556\ 014\ 54 \times 10^1$	29	4	28	$-0.310\ 838\ 143\ 314\ 34 \times 10^{-4}$
11	1	6	$0.338\ 093\ 556\ 014\ 54 \times 10^1$	30	4	40	$-0.103\ 027\ 382\ 121\ 03 \times 10^{-5}$
12	1	12	0.168 445 396 719 04	31	5	18	$0.282\ 172\ 816\ 350\ 40 \times 10^{-6}$
13	1	18	0.738 757 452 366 95	32	5	24	$0.127\ 049\ 022\ 719\ 45 \times 10^{-5}$
14	1	24	-0.171 287 374 361 86	33	5	40	$0.738\ 033\ 534\ 682\ 92 \times 10^{-7}$
15	1	28	0.150 202 731 397 07	34	6	28	$-0.110\ 301\ 392\ 389\ 09 \times 10^{-7}$
16	1	40	$-0.217\ 614\ 142\ 197\ 50 \times 10^{-2}$	35	7	2	$-0.814\ 563\ 652\ 078\ 33 \times 10^{-13}$
17	2	2	$-0.218\ 107\ 553\ 247\ 61 \times 10^{-1}$	36	7	28	$-0.251\ 805\ 456\ 829\ 62 \times 10^{-10}$
18	2	8	-0.108 297 844 036 77	37	9	1	$-0.175\ 652\ 339\ 694\ 07 \times 10^{-17}$
19	2	18	$-0.463\ 333\ 246\ 358\ 12 \times 10^{-1}$	38	9	40	$0.869\ 341\ 563\ 441\ 63 \times 10^{-14}$

Tableau 8

➤ **Température à partir de la pression et l'entropie :**

$$T = \sum_{i=1}^{44} n_i \pi^{l_i} (10 - \sigma)^{J_i} \quad \text{Avec : } \pi = \frac{P}{10^6} \quad ; \quad \sigma = \frac{s}{785.3}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la sous région 2b sont sur le tableau 9 :

i	l_i	J_i	n_i	i	l_i	J_i	n_i
1	-6	0	$0.316\ 876\ 650\ 834\ 97 \times 10^6$	23	0	2	$0.417\ 273\ 471\ 596\ 10 \times 10^2$
2	-6	11	$0.208\ 641\ 758\ 818\ 58 \times 10^2$	24	0	4	$0.219\ 325\ 494\ 345\ 32 \times 10^1$
3	-5	0	$-0.398\ 593\ 998\ 035\ 99 \times 10^6$	25	0	5	$-0.103\ 200\ 500\ 090\ 77 \times 10^1$
4	-5	11	$-0.218\ 160\ 585\ 188\ 77 \times 10^2$	26	0	6	0.358 829 435 167 03
5	-4	0	$0.233\ 697\ 851\ 942\ 42 \times 10^6$	27	0	9	$0.525\ 114\ 537\ 260\ 66 \times 10^{-2}$
6	-4	1	$-0.278\ 417\ 034\ 458\ 17 \times 10^4$	28	1	0	$0.128\ 389\ 164\ 507\ 05 \times 10^2$

7	-4	11	$0.992\,074\,360\,714\,80 \times 10^1$	29	1	1	$-0.286\,424\,372\,193\,81 \times 10^1$
8	-3	0	$-751\,975\,122\,991\,57 \times 10^5$	30	1	2	$0.569\,126\,836\,648\,55$
9	-3	1	$0.297\,086\,059\,511\,58 \times 10^4$	31	1	3	$-0.999\,629\,545\,849\,31 \times 10^{-1}$
10	-3	11	$-0.344\,068\,785\,485\,26 \times 10^1$	32	1	7	$-0.326\,320\,377\,784\,59 \times 10^{-2}$
11	-3	12	$0.388\,155\,642\,491\,15$	33	1	8	$0.233\,209\,225\,767\,23 \times 10^{-3}$
12	-2	0	$0.175\,112\,950\,857\,50 \times 10^5$	34	2	0	$-0.153\,348\,098\,574\,50$
13	-2	1	$-0.142\,371\,128\,544\,49 \times 10^4$	35	2	1	$0.290\,722\,882\,399\,02 \times 10^{-1}$
14	-2	6	$0.109\,438\,033\,641\,67 \times 10^1$	36	2	5	$0.375\,347\,027\,411\,67 \times 10^{-3}$
15	-2	10	$0.899\,716\,193\,084\,95$	37	3	0	$0.172\,966\,917\,024\,11 \times 10^{-2}$
16	-1	0	$-0.337\,597\,400\,989\,58 \times 10^4$	38	3	1	$-0.385\,560\,508\,445\,04 \times 10^{-3}$
17	-1	1	$0.471\,628\,858\,183\,55 \times 10^3$	39	3	3	$-0.350\,177\,122\,926\,08 \times 10^{-4}$
18	-1	5	$-0.191\,882\,419\,936\,79 \times 10^1$	40	4	0	$-0.145\,663\,936\,314\,92 \times 10^{-4}$
19	-1	8	$0.410\,785\,804\,921\,96$	41	4	1	$0.564\,208\,572\,672\,69 \times 10^{-5}$
20	-1	9	$-0.334\,653\,781\,720\,97$	42	5	0	$0.412\,861\,500\,746\,05 \times 10^{-7}$
21	0	0	$0.138\,700\,347\,775\,05 \times 10^4$	43	5	1	$-0.206\,846\,711\,188\,24 \times 10^{-7}$
22	0	1	$-0.406\,633\,261\,958\,38 \times 10^3$	44	5	2	$0.164\,093\,936\,747\,25 \times 10^{-8}$

Tableau 9

Sous région 2c :

➤ *Température à partir de la pression et l'enthalpie :*

$$T = \sum_{i=1}^{23} n_i (\pi + 25)^{l_i} (\eta - 1.8)^{j_i}$$

$$\text{Avec : } \pi = \frac{P}{10^6} \quad \eta = \frac{h}{2000 \times 10^3}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la sous région 2c sont sur le tableau 10 :

i	l_i	J_i	n_i
1	-7	0	$-0.323\ 683\ 985\ 552\ 42 \times 10^{13}$
2	-7	4	$0.732\ 633\ 509\ 021\ 42 \times 10^{13}$
3	-6	0	$0.358\ 250\ 899\ 454\ 47 \times 10^{12}$
4	-6	2	$-0.583\ 401\ 318\ 515\ 90 \times 10^{12}$
5	-5	0	$-0.107\ 830\ 682\ 174\ 70 \times 10^{11}$
6	-5	2	$0.208\ 255\ 445\ 631\ 71 \times 10^{11}$
7	-2	0	$0.610\ 747\ 835\ 645\ 16 \times 10^6$
8	-2	1	$0.859\ 77\ 225\ 355\ 80 \times 10^6$
9	-1	0	$-0.257\ 457\ 236\ 041\ 70 \times 10^5$
10	-1	2	$0.310\ 810\ 884\ 227\ 14 \times 10^5$
11	0	0	$0.120\ 823\ 158\ 659\ 36 \times 10^4$
12	0	1	$0.482\ 197\ 551\ 092\ 55 \times 10^3$
13	1	4	$0.379\ 660\ 012\ 724\ 86 \times 10^1$
14	1	8	$-0.108\ 429\ 848\ 800\ 77 \times 10^2$
15	2	4	$-0.453\ 641\ 726\ 766\ 60 \times 10^{-1}$
16	6	0	$0.145\ 591\ 156\ 586\ 98 \times 10^{-12}$
17	6	1	$0.112\ 615\ 974\ 072\ 30 \times 10^{-11}$
18	6	4	$-0.178\ 049\ 822\ 406\ 86 \times 10^{-10}$
19	6	10	$0.123\ 245\ 796\ 908\ 32 \times 10^{-6}$
20	6	12	$-0.116\ 069\ 211\ 309\ 84 \times 10^{-5}$
21	6	16	$0.278\ 463\ 670\ 885\ 54 \times 10^{-4}$
22	6	20	$-0.592\ 700\ 384\ 741\ 76 \times 10^{-3}$
23	6	22	$0.129\ 185\ 829\ 918\ 78 \times 10^{-2}$

Tableau 10

➤ **Température à partir de la pression et l'entropie :**

$$T = \sum_{i=1}^{30} n_i \pi^{l_i} (2 - \sigma)^{J_i}$$

$$\text{Avec : } \pi = \frac{P}{10^6} \quad \sigma = \frac{s}{2925.1}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la sous région 2c sont portées sur le tableau 11 :

i	l_i	J_i	n_i	i	l_i	J_i	n_i
1	-2	0	0.909 685 010 053 65 x10 ³	16	3	1	-0.145 970 082 847 53 x10 ⁻¹
2	-2	1	0.240 456 670 884 20 x10 ⁴	17	3	5	0.566 311 756 310 27 x10 ⁻²
3	-1	0	-0.591 623 263 871 30 x10 ³	18	4	0	-0.761 558 645 845 77 x10 ⁻⁴
4	0	0	0.541 454 041 280 74 x10 ³	19	4	1	0.224 403 429 193 32 x10 ⁻³
5	0	1	-0.270 983 084 111 92 x10 ³	20	4	4	-0.125 610 950 134 13 x10 ⁻⁴
6	0	2	0.979 765 250 979 26 x10 ³	21	5	0	0.633 231 326 609 34 x10 ⁻⁶
7	0	3	-0.469 667 729 594 35 x10 ³	22	5	1	-0.205 419 896 753 75 x10 ⁻⁵
8	1	0	0.143 992 746 047 23 x10 ²	23	5	2	0.364 053 703 900 82 x10 ⁻⁹
9	1	1	-0.191 042 042 304 29 x10 ²	24	6	0	-0.297 598 977 892 15 x10 ⁻⁸
10	1	3	0.532 991 671 119 71 x10 ¹	25	6	1	0.101 366 185 297 63 x10 ⁻⁷
11	1	4	-0.212 529 753 759 34 x10 ²	26	7	0	0.599 257 196 923 51 x10 ⁻¹¹
12	2	0	-0.311 473 344 137 60	27	7	1	-0.206 778701 051 64 x10 ⁻¹⁰
13	2	1	0.603 348 408 946 23	28	7	3	-0.208 742 781 818 86 x10 ⁻¹⁰
14	2	2	-0.427 648 397 025 09 x10 ⁻¹	29	7	4	0.101 621 668 250 89 x10 ⁻⁹
15	3	0	0.581 855 972 552 59 x10 ⁻²	30	7	5	-0.164 298 282 813 47 x10 ⁻⁹

Tableau 11

Dimensions d'éjecteur supersonique suivant la norme de construction ASHRAE :

1. Les angles du cône de forme arrondie de convergent de la tuyère primaire de 8° - 20° . (**le choix : 9°**)
2. Les angles du cône de divergent de la tuyère primaire de 3° à 12° . (**le choix : 5°**)
3. Les angles de cône de convergent de la tuyère secondaire de 3° à 12° . (**le choix : 8°**)
4. Les angles du cône de mélange sont au sujet de 3 - 8° . (**le choix : 6°**)
5. La longueur de la gorge est en général 3-5 diamètres de la gorge. (**le choix : $4 \times \text{Diamètre}$**)
6. Le diffuseur subsonique est toujours conique dans la forme avec une gamme incluse d'angle de 5 à 12° . (**le choix : 8°**)

B. Données a modéliser pour une climatisation automobile :

Éjecteur à Pression Constante dans la chambre de mélange

- Rendement isentropique du Convergent de la Tuyère Primaire = 0.92
- Rendement isentropique du Divergent de la Tuyère Primaire = 0.88
- Rendement isentropique de la Chambre d'aspiration = 0.92
- Rendement isentropique du Diffuseur = 0.88

- Vitesse à l'Entrée de la Tuyère Primaire [m/s] = 50
- Vitesse à l'Entrée de la Chambre d'aspiration [m/s] = 25
- Vitesse au Col de la Tuyère Primaire [m/s] = 523.4876
- Vitesse à la Sortie de la Tuyère Primaire [m/s] = 1480.2439
- Vitesse à la Sortie de la Chambre d'aspiration [m/s] = 410.1192
- Vitesse Avant l'Onde De Choc [m/s] = 1368.4371
- Vitesse Après l'Onde De Choc [m/s] = 181.0215
- Vitesse à la Sortie de l, Éjecteur [m/s] = 50

- Débit Massique de la Tuyère Primaire [kg/s] = 0.01838
- Débit Massique de la Chambre d'aspiration [kg/s] = 0.0025821

- Section d'Entrée de la Tuyère Primaire [cm²] = 0.19083
- Section du Col de la Tuyère Primaire [cm²] = 0.030657
- Section à laquelle la condensation apparait dans la Tuyère Primaire [cm²] = 0.033803
- Section d'Entrée de la Chambre d'aspiration [cm²] = 97.7161
- Section de Sortie de la Tuyère Primaire [cm²] = 17.59
- Section de Sortie de la Chambre d'aspiration [cm²] = 11.4487
- Section de Sortie des Deux Tuyères Primaire et Secondaire [cm²] = 29.0387
- Section de la Gorge de l'Éjecteur [cm²] = 22.8551
- Section de Sortie de l'Éjecteur [cm²] = 79.3062

- Enthalpie Massique à l'Entrée de la Tuyère Primaire [KJ/kg] = 2995.6258
- Enthalpie Massique a l'Entrée de la Chambre d'aspiration [KJ/kg] = 2522.6123
- Enthalpie Massique au Col de la Tuyère Primaire [KJ/kg] = 2859.8562
- Enthalpie Massique à la Sortie de la Tuyère Primaire [KJ/kg] = 1901.3148
- Enthalpie Massique à la Sortie de la Chambre d'aspiration [KJ/kg] = 2438.826
- Enthalpie Massique Avant Onde De Choc [KJ/kg] = 2002.1837
- Enthalpie Massique Après Onde De Choc [KJ/kg] = 2922.1012
- Enthalpie Massique à la Sortie de l'Éjecteur [KJ/kg] = 2937.2437

- Entropie Massique à l'Entrée de la Tuyère Primaire [J/kg] = 6357.625
- Entropie Massique à l'Entrée de la Chambre d'aspiration [J/kg] = 8855.0133
- Entropie Massique au Col de la Tuyère Primaire [J/kg] = 6380.6566
- Entropie Massique à la Sortie de la Tuyère Primaire [J/kg] = 6924.0875
- Entropie Massique à la Sortie de la Chambre d'aspiration [J/kg] = 8881.546
- Entropie Massique Avant Onde De Choc [J/kg] = 7291.4226
- Entropie Massique Après Onde De Choc [J/kg] = 8925.4358
- Entropie Massique à la Sortie de l'Éjecteur [J/kg] = 8929.0301

- Pression à l'Entrée de la Tuyère Primaire [Bar] = 46.8065
- Pression à l'Entrée de la Chambre d'aspiration [Bar] = 0.01389
- Pression au Col de la Tuyère Primaire [Bar] = 24.3757
- Pression à la Sortie de la Tuyère Primaire [Bar] = 0.0067844
- Pression à la Sortie de la Chambre d'aspiration [Bar] = 0.0067844
- Pression Avant l'Onde De Choc [Bar] = 0.0067844
- Pression Après l'Onde De Choc [Bar] = 0.11569
- Pression à la Sortie de l, Éjecteur [Bar] = 0.1226

- Densité Massique à l'Entrée de la Tuyère Primaire [Kg/m3] = 19.2634
- Densité Massique à l'Entrée de la Chambre d'aspiration [Kg/m3] = 0.01057
- Densité Massique au Col de la Tuyère Primaire [Kg/m3] = 11.4527
- Densité Massique à la Sortie de la Tuyère Primaire [Kg/m3] = 0.007059
- Densité Massique à la Sortie de la Chambre d'aspiration [Kg/m3] = 0.0054994
- Densité Massique Avant Onde De Choc [Kg/m3] = 0.0067023
- Densité Massique Après Onde De Choc [Kg/m3] = 0.050667
- Densité Massique à la Sortie de l'Éjecteur [Kg/m3] = 0.052864

- Température a l'Entrée de la Tuyère Primaire [°C] = 320
- Température à l'Entrée de la Chambre d'aspiration [°C] = 12

- Surchauffe à l'Entrée de la Tuyère Primaire [$^{\circ}\text{C}$] = 60
- Surchauffe à l'Entrée de la Chambre d'aspiration [$^{\circ}\text{C}$] = 0
- Température au Col de la Tuyère Primaire [$^{\circ}\text{C}$] = 241.6521
- Surchauffe au Col [$^{\circ}\text{C}$] = 18.8867
- Température à la Sortie de la Tuyère Primaire [$^{\circ}\text{C}$] = 1.5944
- Température à la Sortie de la Chambre d'aspiration [$^{\circ}\text{C}$] = 1.5944
- Température Avant l'Onde De Choc [$^{\circ}\text{C}$] = 1.5944
- Température Après l'Onde De Choc [$^{\circ}\text{C}$] = 221.9885
- Température à la Sortie de l, Éjecteur [$^{\circ}\text{C}$] = 229.7317
- Température de changement de phase dans le condenseur [$^{\circ}\text{C}$] = 50

- Nombre De Mach à l'Entrée de la Tuyère Primaire [$^{\circ}\text{C}$] = 0.080663
- Nombre De Mach à l'Entrée de la Chambre d'aspiration [$^{\circ}\text{C}$] = 0.059699
- Nombre De Mach à la Sortie de la Tuyère Primaire = 3.6093
- Nombre De Mach Avant l'Onde De Choc = 3.3367
- Nombre De Mach Après l'Onde De Choc = 0.33106
- Nombre De Mach à la Sortie de l'éjecteur = 0.090766

- Le Titre au Col de la Tuyère Primaire = 1
- Le Titre à la Sortie de la Tuyère Primaire = 0.75886
- Le Titre à la Sortie de la Chambre d'aspiration = 0.97407
- Le Titre Avant l'Onde De Choc = 0.79924

- Puissance Frigorifique [kW] = 6
- Puissance du Générateur [kW] = 51.1365
- Puissance du Condenseur [kW] = 57.1958
- Puissance de la Pompe [kW] = 0.08684
- Coefficient De Performance pratique = 0.11713
- Coefficient De Performance théorique = 3.4148

- Le rapport d'entraînement = 0.14049
- Le rapport de compression = 8.8262