

N° d'ordre:
Série:

République algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Mentouri Constantine
Faculté des Sciences de l'Ingénieur
Département de Génie Climatique

Mémoire

Présentée pour l'obtention du diplôme de magister
En Génie Climatique

Option : Thermique du bâtiment et réfrigération

PAR

Derghout Zoheir

Theme

**INVESTIGATION DU CYCLE DE REFRIGERATION A EJECTO-
COMPRESSION ET SES APPLICATIONS DANS LE FROID, LE
CHAUD ET L'ENERGIE**

Devant le jury :

Président : A. Belhamri. Professeur Univ. Mentouri Constantine
Rapporteur : Y. Khetib. MC. Univ. Mentouri Constantine
Examineurs : M.Kadja. Professeur Univ. Mentouri Constantine
: S. Zid. MC. Univ. Mentouri Constantine

Soutenue le : 20 /11/200

Dédicace

à la douceur de mes parents

REMERCIEMENTS

Mes remerciements vont tout particulièrement à mon encadreur Monsieur **Khetib Yacine**, Maître de conférences au département de Génie climatique de l'Université de Mentouri Constantine.

- Monsieur **BELHAMRI. A**, professeur à l'Université .Constantine.
 - Monsieur **KADJA. M**, professeur à l'Université .Constantine.
 - Monsieur **ZID. S**. Maître de conférences à l'Université de Constantine
- D'avoir accepté d'être dans mon jury de soutenance.

Je remercie aussi tout personne qui m'a aidé de loin ou de près, particulièrement à ma famille et à mes amis

Je désire à la fin exprimer mes reconnaissances les plus particulières à tous les enseignants de post graduation.

Table des matières

Nomenclature

Introduction	14
Chapitre 1 : Description d'une installation frigorifique à éjection	16
1.1.- Différents éléments de la machine	17
1.2- Critères de choix des fluides de travail	20
1.3- Principe de fonctionnement de la machine frigorifique	21
Chapitre 2 : Etudes et travaux antérieurs	23
2.1 Introduction	24
2.2 Performances des machines frigorifiques trithermes à éjecto compression	24
2.3. Fluides de travail utilisés	35
2.4. Etude et caractérisation de l'éjecteur	38
Chapitre 3 : analyse de l'éjecteur	41
3.1 Description de l'éjecteur	42
3.2 Analyse de l'écoulement dans la chambre de Mélange	43
3.3 Description du modèle de l'écoulement dans la tuyère primaire	44
3.4 Organigramme du calcul des caractéristiques des fluides	47
3.5 Les ondes de choc dans la chambre de mélange	49
3.6 Relations du modèle complet tuyère motrice et la chambre de mélange	55
3.7 Exemple de calcul	58
3.8 Validation du modèle	61
3.8.1 La variation du rapport des sections critiques en fonction de la température du bouilleur :	61

3.8.2. La variation du rapport des sections critiques en fonction de la température du condenseur :	62
3.9 Résultats et discussions	63
3.9.1. Variation du U_{opt} en fonction de la température du bouilleur	63
3.9.2. Variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température de l'évaporateur	69
3.10 Conclusion	74
Chapitre 4 analyses du cycle	76
4.1 : Description du cycle à éjection	77
4.2 Coefficient de performance d'une machine frigorifique à éjecto-compréhension	80
4.3 : Résultats et discussion	82
4.3.1. Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur.	82
4.3.2. Variation du COP en fonction de la température du bouilleur.	87
4.3.3. Variation du COP en fonction de la température du condenseur.	93
4.4 Conclusion	98
Chapitre 5 : choix des fluides et applications	99
5.1. Introduction	100
5.2. Classification des fluides	100
5.3. Le choix parmi les fluides frigorigènes étudiés	105
5.4 Résultats et discussions	108
5.4.1. Influence de la température du bouilleur	108
5.4.2. Influence de la température de l'évaporateur	110
5.4.3 Influence de la température du condenseur :	111
5.5. Conclusion	113

Chapitre 6 : conclusions et recommandations	114
Annexe A	116
Annexe B	132
Annexe C	145

INTRODUCTION

La grande majorité des machines à produire du froid sont actuellement les machines à compression de vapeur. Elles ont fait l'objet, au cours des dernières années de très nombreuses études du fait de leur impact sur l'environnement (destruction de la couche d'ozone et effet de serre). Ces études ont porté sur la recherche de nouveaux fluides frigorigènes "respectueux" de l'environnement (caractéristiques thermodynamiques et de transport) et sur l'adaptation des technologies d'échangeurs de chaleur. Parallèlement, les modélisations se sont développées afin de mieux concevoir les machines et d'optimiser leur fonctionnement. Les études sur les fluides dits "naturels" sont nombreuses, en particulier celles qui sont relatives à l'emploi des hydrocarbures, CO₂ et l'ammoniac. Les hydrocarbures et le R717 commencent à être utilisés dans le domaine du froid mais nécessitent de nombreuses améliorations pour être compétitifs vis-à-vis des réfrigérants HCFC ou HFC: au niveau du développement du matériel lié à la production de froid mais aussi au niveau des connaissances des propriétés physiques des gaz. La nécessité de la minimisation des charges en fluide dans les machines a conduit à développer des études sur le comportement des systèmes tritherme ne connaissent pas le même développement que les machines à compression, leur intérêt suscite toujours des recherches, notamment du fait de leur grande souplesse d'emploi théorique en matière de niveaux de température et de récupération énergétique. Le champ d'étude est encore vaste. Il faut noter que ces machines semblent davantage adaptées aux moyennes et aux grandes puissances.

Si pour les pays en développement le manque de technologie et de ressources constitue le problème essentiel, pour les pays développés ce sont les rejets thermiques de la chaîne de transformation de l'énergie fossile qui constituent un problème important du point de vue écologique et économique. Ces rejets thermiques, qui sortent des usines à des températures comprises entre 60 et 200°C, sont encore très peu récupérés, alors qu'ils représentent un potentiel énergétique non négligeable pouvant être récupéré, par exemple, pour produire du froid.

Les besoins en froid dans les domaines alimentaires d'une part, la disponibilité des ressources thermiques soit d'origine solaire dans les pays en développement, soit provenant des rejets thermiques à bas niveau de températures dans les pays industrialisés, d'autre part, incitent les thermodynamiciens à étudier les systèmes de production frigorifique utilisant directement de l'énergie thermique. Le moyen qui permet de réaliser cette opération réside dans l'emploi de

machines frigorifiques trithermes, appelées aussi machines thermodynamiques à trois sources de température dans lesquelles la source chaude peut être alimentée par le soleil ou par des rejets thermiques, le froid est produit à la source froide et la chaleur résiduelle cédée au milieu ambiant constitue la troisième source.

Le travail présenté ci après est relatif à l'étude d'une machine tritherme employant le principe de l'éjecto-compression. Il s'inscrit donc dans le cadre de la recherche de systèmes améliorés pour la production du froid à partir d'énergie thermique gratuite. On s'intéresse plus spécialement à l'influence des températures des trois sources et la nature des fluides utilisés dans ce système.

Dans le premier chapitre nous décrivons la description générale de l'installation à éjecto-compression et les différentes parties qui constituent cette installation.

Au chapitre II nous faisons une étude bibliographique du système à éjecteur. Elle est basée principalement sur l'importance de la nature du fluide utilisé et sur le niveau du taux d'entraînement de l'éjecteur.

Le troisième chapitre a pour but de faire une étude sur le comportement de l'écoulement du fluide primaire (fluide motrice) et secondaire (frigorifique) et l'écoulement dans la chambre de mélanges, ainsi la relation entre les différents paramètres géométriques et thermodynamiques pour avoir le fonctionnement optimale de l'éjecteur, et nous analysons aussi la variation du taux d'entraînement optimale en fonction des températures des trois sources (l'évaporateur, condenseur, bouilleur).

Une étude sur la variation du COP en fonction des températures des sources et les influences du taux d'entraînement et le rapport des différences d'enthalpies $\Delta h_e/\Delta h_b$, sont détaillés dans le chapitre IV.

Dans le cinquième chapitre une comparaison entre les efficacités frigorifiques du système en fonction de la nature du fluide a été faite ainsi que le choix du meilleur fluide de travail pour chaque application.

Chapitre I

Description de l'installation frigorifique à ejecto-compression

Chapitre I :

Description de l'installation frigorifique à ejecto-compression

1.1. Différents éléments de la machine :

La machine frigorifique à éjecto-compresseur comporte quatre éléments principaux (bouilleur, éjecteur, condenseur, et l'évaporateur). Une machine à éjecto-compresseur en circuit fermé se compose de deux boucles : l'une motrice, l'autre frigorifique. Précisons tout d'abord qu'une telle machine utilise un compresseur statique, dénommé éjecteur, qui utilise comme énergie motrice de la vapeur du fluide primaire.

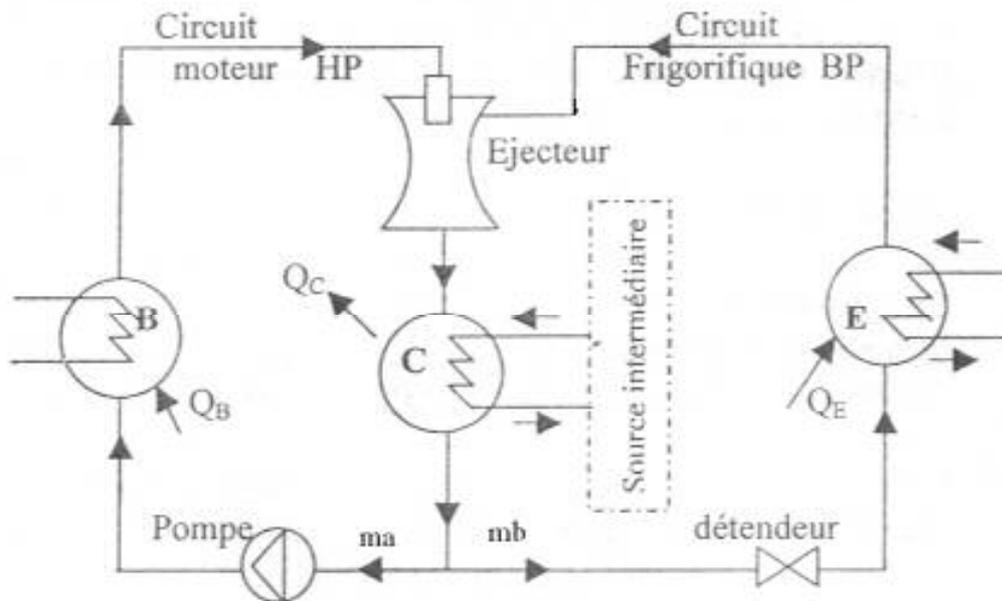


Figure 1.1 : Schéma simplifié d'une machine frigorifique tritherme à éjecto- compresseur

1.1.1. Bouilleur :

La solution contenant le fluide primaire (ou moteur) reçoit la quantité de chaleur Q_B cédée par le bouilleur à une température T_B ce qui provoque la vaporisation du fluide. La boucle motrice comprend la pompe qui comprime le liquide puisé du condenseur et assure la circulation du débit moteur (m_a) jusqu'à l'éjecteur.

1.1.2. Condenseur :

Il est analogue à celui des machines à compression de vapeur ; la chaleur substituée au cours d'un cycle frigorifique au milieu à refroidir est évacuée dans un condenseur par un agent de refroidissement. Son rôle est de refroidir le mélange à sa sortie de l'éjecteur à une température T_C et une pression P_C , d'évacuer la quantité de chaleur puisée au niveau de l'évaporateur dans le milieu à refroidir. Donc, la condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_C à la température T_C .

L'échange de chaleur s'effectue entre le fluide frigorigène et un fluide de refroidissement qui peut être liquide (eau en général) ou gazeux (air). On notera que le phénomène de condensation s'effectuant à température constante, seule la température du fluide de refroidissement varie.

1.1.3. Evaporateur :

L'évaporateur est un échangeur de chaleur dans lequel la transmission de chaleur s'effectue du milieu à refroidir vers le fluide de refroidissement circulant dans le circuit frigorifique. Le milieu à refroidir peut être soit un fluide gazeux, soit un fluide liquide. Le fluide de refroidissement quant à lui est toujours un fluide liquide qui est un fluide frigorigène.

A la sortie du condenseur, le liquide subit une détente à travers le détendeur puis s'évapore en prenant la chaleur Q_E au fluide ou à l'enceinte à refroidir. La température d'évaporation T_E et la pression la plus basse P_E , sont fixées par la température de la source froide.

1.1.4. Ejecteur :

L'éjecteur est l'élément essentiel du système tritherme à éjecto-compresseur. Il est composé d'une tuyère motrice et d'une tuyère secondaire en trois parties, partie convergente, chambre de mélange, partie divergente du diffuseur. L'éjecteur est l'élément où s'effectue le mélange des deux fluides (primaire et secondaire). C'est aussi un compresseur statique qui sert à augmenter la pression, donc, c'est un élément moteur de la machine dans laquelle le fluide moteur aspire le fluide de la boucle frigorifique. La partie active de l'éjecteur consiste en un

système de deux tuyères coaxiales liées par un collecteur d'aspiration.

Le fluide moteur sous pression est admis à l'entrée de la tuyère primaire, arrivé dans le collecteur, il entraîne le fluide secondaire issu de l'évaporateur. Les deux courants fluides pénètrent ensuite dans la seconde tuyère où après mélange, ils sont comprimés dans le diffuseur jusqu'à la pression du condenseur.

Un éjecteur a le grand avantage d'être d'un prix de revient sensiblement inférieur à celui d'une pompe classique, de ne posséder aucune pièce en mouvement donc d'être d'un entretien quasi nul, et de bien résister à la corrosion ou aux attaques de gaz agressifs.

Donc un éjecteur est un dispositif élevant la vitesse d'un fluide dans une section étranglée pour y créer une dépression et y attirer un autre fluide. La tuyère primaire réalise la conversion de l'enthalpie en énergie cinétique. Dans le diffuseur l'énergie cinétique du mélange est convertie en énergie de pression.

La figure (1.2) montre la présence de deux tuyères, une motrice et l'autre secondaire, cette dernière se compose de trois parties : une partie convergente, une partie de section constante cylindrique ou rectangulaire (chambre de mélange ou mélangeur) et une partie divergente (le diffuseur subsonique).

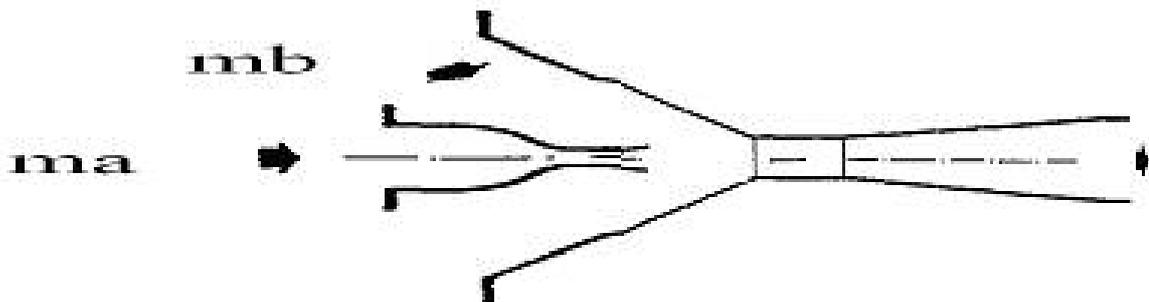


Figure 1.2 : Schéma d'un éjecto-compresseur composé par deux tuyères : une motrice ou primaire et une secondaire

La figure (1.2) montre le schéma de principe d'un éjecteur à gaz et à mélangeur convergent - divergent. Le principe de base du fonctionnement est que : l'entraînement du flux secondaire se fait toujours par échange de quantité de mouvement jusqu'à l'obtention d'une veine de vitesse pratiquement uniforme et en général supersonique.

L'énergie cinétique de cette veine se transforme en pression dans le convergent supersonique qui réduit la vitesse jusqu'à un nombre de Mach voisin de l'unité au col, puis dans le diffuseur final subsonique. Ce type de géométrie permet de diminuer les pertes par frottement et donc améliorer le rendement.

A l'entrée du diffuseur, une onde de choc peut naître provoquant, d'une part la diminution de la vitesse du fluide qui passe brusquement d'une valeur supersonique à une valeur subsonique, et d'autre part l'intensification brusque du processus de compression du fluide qui se produit dans le divergent (le fluide est alors fortement comprimé par ce choc) jusqu'à la pression de sortie de l'éjecteur, c'est-à-dire, jusqu'à celle du condenseur.

Les fluides suffisamment mélangés en sortie de la chambre de mélange, traversent la partie divergente de la tuyère secondaire (diffuseur subsonique), dans laquelle l'énergie cinétique continue à être convertie en énergie de pression. Donc, le mélange qui s'effectue dans la deuxième tuyère, aura pour conséquence la transformation de l'énergie cinétique et engendrera l'augmentation de la pression.

1.2. Critères de choix des fluides de travail :

L'amélioration du fonctionnement du système peut être obtenue par la recherche d'un fluide optimal. La sélection du meilleur fluide de travail dans un système thermodynamique quelconque a toujours été un problème important en génie thermique, car chaque système a ses propres besoins. Le cas d'un système frigorifique à éjecto-compresseur n'est pas une exception. Donc, le choix de la paire de fluides à utiliser dans cette machine frigorifique à éjecto-compresseur, pour optimiser son fonctionnement, est une tâche qui n'est pas toujours facile pour Les caractéristiques demandées au fluide de travail voir chapitre V

1.3. Principe de fonctionnement de la machine frigorifique :

Le but de ce paragraphe est de présenter le principe de fonctionnement de la machine frigorifique tritherme à éjecto-compresseur.

La vapeur motrice provenant d'une buse d'alimentation pénètre dans la tuyère de détente d'un éjecteur et aspire la vapeur en provenance de l'évaporateur. La première partie de l'éjecteur étant de forme convergente, la vitesse de la vapeur s'accroît tandis que simultanément sa

pression diminue.

La vapeur de fluide frigorigène se trouve donc aspirée par la vapeur du fluide primaire, le mélange pénétrant ensuite dans la partie divergente de l'éjecteur ; là, la vitesse du mélange diminue tandis que la pression augmente jusqu'à atteindre la pression de condensation. Dans cette installation, le moto-compresseur est remplacé par l'éjecteur qui va réaliser le processus de compression en utilisant l'énergie cinétique du fluide moteur pour aspirer, entraîner et comprimer le fluide secondaire.

Le fonctionnement de toute l'installation commence par la partie liquide du fluide qui, comprimé par une pompe, est envoyé au bouilleur où il prendra la chaleur pour être vaporisé. Cette vapeur se détend à haute pression et température, dans la tuyère primaire, avant d'aspirer et entraîner la vapeur issue de l'évaporateur.

Le mélange des fluides comprimés sera envoyé au condenseur, pour la liquéfaction, avec le dégagement de chaleur pour former le cycle moteur. L'autre partie commence par la détente dans le détendeur puis traverse l'évaporateur pour s'évaporer en créant l'effet frigorigène. Ce fluide sera aspiré par le fluide primaire pour être entraîné vers le condenseur, pour clôturer le cycle secondaire ou frigorigène. Donc les condensats qui se sont formés dans le condenseur sont renvoyés pour partie à la chaudière de production de vapeur vive par l'intermédiaire d'une pompe et pour partie vers l'évaporateur.

On remarque que dans ce système, la pompe est le seul appareil qui a des parties en mouvement. Dans l'appareil à jet de vapeur (ou éjecteur de vapeur), il y a compression mécanique et l'on peut donc classer ce type de machine dans la catégorie de celles fonctionnant sur le principe du cycle frigorigène à compression ; mais comme l'énergie (que l'on pourrait appeler par analogie d'entraînement) utilisée est la chaleur, le cycle idéal de référence est un cycle double de CARNOT.

La figure (1.2) simplifiée représente le principe de fonctionnement du système : la partie (m_a) du fluide en phase liquide issue du condenseur est comprimée par la pompe qui élève la pression de P_C à P_B . Puis, ce fluide prend de la chaleur au bouilleur, se vaporise.

Le mélange de deux fluides pénètre dans le condenseur à la pression P_C . Le cycle primaire du système (appelé cycle moteur ou cycle chaud) est ainsi terminé. L'autre partie (m_B) du fluide, issue du condenseur, traverse le détendeur où sa pression diminue de P_C à P_E

Puis, le liquide va s'évaporer dans l'évaporateur pour être ensuite aspiré par le jet primaire. Le mélange comprimé retourne au condenseur. Le cycle secondaire (ou cycle froid) est bouclé.

Chapitre II

Etudes et travaux antérieurs

Chapitre II études et travaux antérieurs

2.1 Introduction

Les études sur le système à éjecto-compresseur ont fait l'objet d'un grand nombre de publications. Dans ce chapitre, nous recensons les enseignements acquis au cours de la recherche bibliographique. Les travaux présentés concernent des études aussi bien expérimentales que théoriques sur les éjecteurs, et en particulier ceux à finalité frigorifique. Dans les études théoriques, différentes approches ont été examinées, empiriques ou phénoménologiques, numériques ou analytiques, globales ou détaillées. Ces différentes voies, explorées en vue de l'amélioration des performances, ont fait apparaître trois groupes de paramètres qui déterminent le système à éjecteur à savoir, la nature du fluide, les conditions thermodynamiques de fonctionnement et les paramètres géométriques.

2.2. Performances des machines frigorifiques trithermes à éjecto compression

En 1838 le français PELLETTAN fait un travail pour comprimer la vapeur d'eau avec un éjecteur au moyen d'une vapeur vive. La première tentative d'utiliser un éjecteur comme compresseur et de l'eau comme fluide frigorigène était en 1910 par LEBLANS qui a transformé l'idée de l'anglais CHARLES PARSONS qui prit un brevet dans ce sujet au début du 20^{ème} siècle en pratique, en utilisant un cycle ouvert de thermo compression. En 1929, EMILE GUARINI a déposé un brevet concernant un nouveau cycle frigorifique fermé à évaporation utilisant un éjecteur comme aspirateur du fluide de la boucle secondaire et thermo compresseur.

Dans les années 30 de nombreuses applications du système à éjecto- compression sont effectuées dans le domaine industriel et dans la climatisation en utilisant l'eau comme fluide de travail. Toutefois l'eau présente un inconvénient de se congeler à la température au dessous de 0°C, donc on ne pouvait pas produire des températures en dessous de 0° C, un autre inconvénient est que l'eau présente des faibles performances. Ainsi des substances volatiles comme le NH₃, le chlorure de méthyle, le dioxyde de soufre et même le mercure, ont été testés.

Ensuite après quelques années, KALUSTIAN propose l'utilisation comme fluides frigorigènes dans ce type d'installation les hydrocarbures halogénés. Le R113 est le premier fluide de ce type qui est utilisé techniquement par BOESTER et JORDAN. MARTYNOVSKY et AL ont trouvés que l'efficacité frigorifique est dans les environ de 11% avec ce fluide. Des essais similaires ont été réalisés avec le R12 par ZHADAN (1) et KAKABAEV (2) qui ont obtenu des efficacités frigorifiques de l'ordre de 30% pour des températures d'évaporation comprises entre 5 et 15°C. En même temps plusieurs auteurs comme MIZRAHI (3) et ARORA et ACKERMAN ont fait des analyses thermodynamiques de système complet, pour tester des fluides et trouver les meilleurs qui donnerait des performances importantes en fonction des conditions opératoires imposées. Dans une étude théorique sur le système MIZRAHI (3) a trouvé que les fluides comme le propane, le R22, le R12 présentent des meilleurs performances, dans le cas de l'utilisation d'une source chaude à basse température aux environ de 60°C. ARORA (d'après 9), également à partir d'une analyse théorique du système, fait un classement des fluides de travail selon leur efficacité frigorifique dans les mêmes conditions de calcul : R11, R12, R13, R14. Jusqu'ici les études effectuées concernant l'optimisation du système n'ont pas donné une clarification, car on trouve parfois des résultats contradictoires. Enfin les travaux de PALIWODA (4) et CAVALLINI (d'après 9), ont donné une meilleure compréhension du système : pour une machine frigorifique à éjecto-compression, ils intègre dans des analyses les niveaux de températures, la géométrie de l'éjecteur, et la qualité du fluide. Avec le R12, il existe une température optimale T_{Bopt} du bouilleur à T_C et T_E constantes (figure2.1), qui donne l'efficacité frigorifique maximale ε_f . Ainsi, pour $T_B = 71.5^\circ\text{C}$, $T_C=25^\circ\text{C}$ et $T_E =0^\circ\text{C}$, il a obtenu une valeur maximale de ε_f égale à 0.24.

Avec les mêmes niveaux de températures que ceux utilisées pour le R12, pour le R11 mais avec une géométrie de l'éjecteur différente, la valeur de ε_f n'atteint que 0.16. Ensuite CAVALLINI et DEL NUNZIO, observent qu'il y a une valeur optimale de la pression de condensation, appelée " pression critique du condenseur " P_C^* en dessous de cette pression, ε_f reste constante si P_B et P_E ne changent pas. Par contre, au dessus de P_C^* , les valeurs de ε_f diminuent très rapidement (figure2.2)

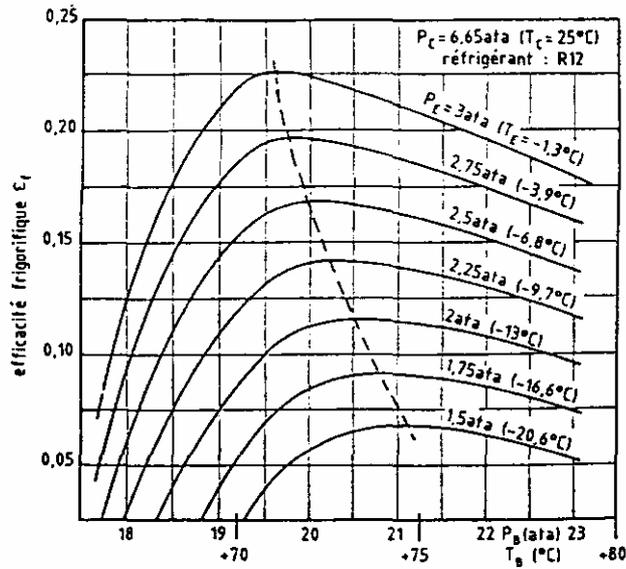


Figure 2.1 : efficacité frigorifique, en fonction des températures au bouilleur et à l'évaporateur pour le R12, d'après CAVALLINI

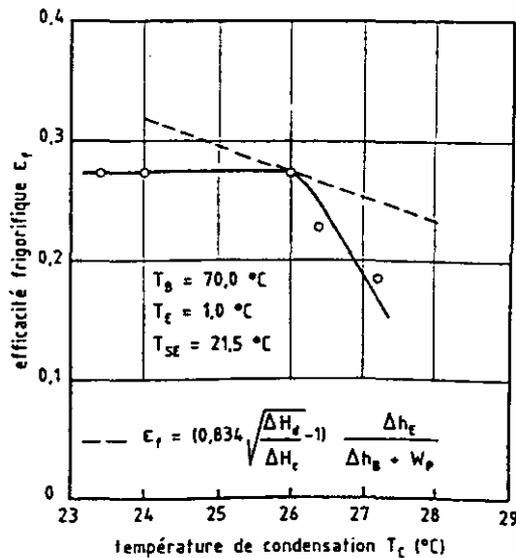


Figure 2.2 : efficacité frigorifique, en fonction de la pression au condenseur P_C à P_B et P_E constantes pour le R11, d'après CAVALLINI

En utilisant le R11, comme fluide de travail PALIWODA (4), dans une étude expérimentale sur les caractéristiques thermodynamiques du système, et sur l'optimisation de la géométrie de l'éjecteur, obtient pour T_B entre 60 et 90°C, T_C entre 30 et 40°C et T_E entre 0 et 5°C, une efficacité frigorifique comprise entre 0.10 et 0.17, soit un rendement exérgétique, aux environ de 15% (figure2.3).

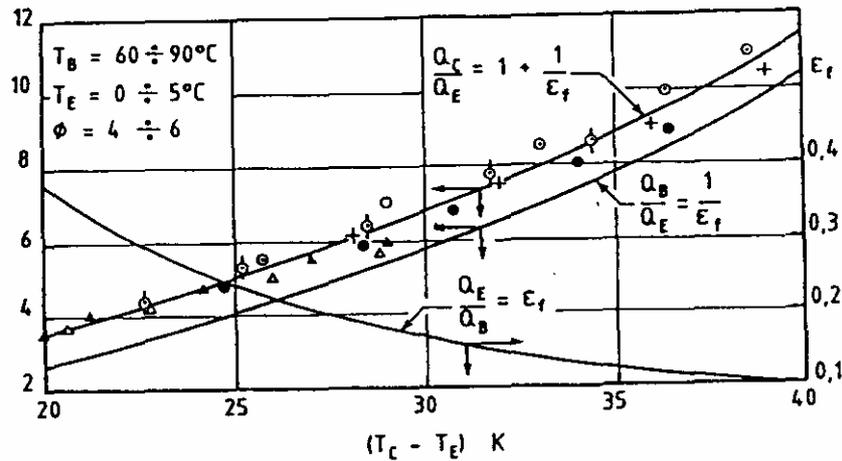


Figure 2.3: Efficacité frigorifique, d'une installation à éjecteur au R11, en fonction de la différence de températures entre le condenseur et l'évaporateur, d'après (4)

Pour améliorer le cycle thermodynamique, ZAKHAROV (d'après 9) introduit dans son installation expérimentale un récupérateur de la chaleur pour préchauffer le fluide primaire avant l'entrée dans le bouilleur avec la vapeur du fluide mélangé à la sortie du l'éjecteur en utilisant le R12 comme fluide de travail dans les deux boucle. Les résultats obtenus sont satisfaisants car, il arrive d'augmenter l'efficacité frigorifique de 0.33 à 0.42 par rapport au système sans récupérateur, dans les conditions suivantes $T_B = 140\text{ °C}$, $T_C = 28\text{ à }37\text{ °C}$ et $T_E = 7\text{ °C}$ (figure 2.4).

HAMNER (5), avec le R11 dans les conditions suivantes: $T_B = 105\text{ °C}$, $T_C = 37\text{ °C}$ et $T_E = 11\text{ °C}$, il obtient l'efficacité frigorifique $= 0.28$ et un rendement exergetique $\eta_{ex} = 7.65\%$, ces résultats sont très proches des autres publiés avant (CAVALINI, 4). Dans les années 70, malgré l'ensemble des auteurs utilisés les fluides organiques dans le système à ejecto-compresseur, CORRIEU et AL (d'après 9) reprennent l'étude du système utilisant l'eau comme fluide de travail pour refroidir un fermenteur, avec deux éjecteurs incorporés en série et de la vapeur vive. Dans les conditions suivantes: $T_B = 160\text{ °C}$, $T_C = 100\text{ °C}$ et $T_E = 30\text{ °C}$, ils obtient l'efficacité frigorifique $\varepsilon = 0.03$ et un rendement exergetique de 5%.

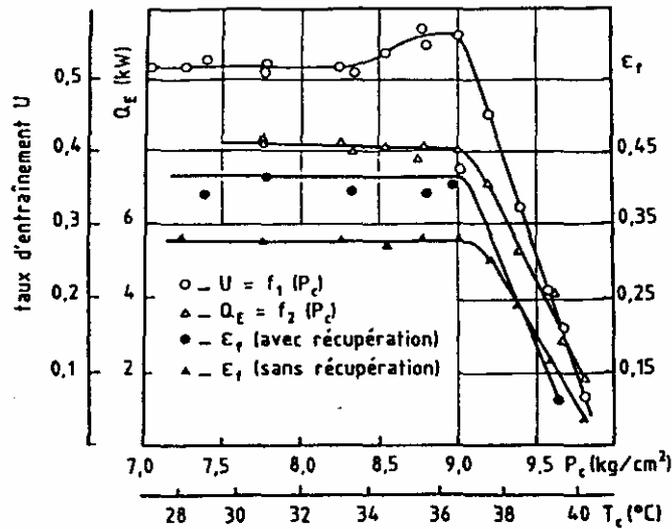


Figure 2.4: Evolution de ε_f et U et Q_E , pour une machine à éjecteur sans et avec récupérateur, ZAKAROV (d'après 9)

Dans les années 80, CHOU a fait une étude expérimentale et théorique sur une machine à éjecto-compression avec le R11. Cette étude est basée principalement sur l'éjecteur afin de définir et de trouver ces dimensions optimales. Toutefois, du point de vue expérimentale, les performances obtenus ont été très modestes: l'efficacité frigorifique est de 0.15 et un rendement exégétique de 7.4% pour : $T_B = 70^\circ\text{C}$, $T_C = 25^\circ\text{C}$ et $T_E = 7^\circ\text{C}$. Ensuite dans les mêmes années R.M HOLMES et ZEREN (d'après 9) ont construit une installation à éjecto compression très intéressante utilise comme source au bouilleur l'énergie solaire le fluide frigorigène étant le R12. Avec les niveaux de températures utilisés: $T_B = 65.5^\circ\text{C}$, $T_C = 26.5^\circ\text{C}$ et $T_E = 7.3^\circ\text{C}$, ils obtiennent une efficacité frigorifique de 0.24 et un rendement exégétique de 14.4%. Cette performance est inférieure par rapports aux autres trouvés avant (4) (3), CAVAZLINI (d'après 9). En faisant une attention sur la dynamique de l'écoulement du fluide secondaire à l'entrée de la chambre de mélange dans l'éjecteur, HUANG et AL (6) ont fait une étude expérimentale d'un système à éjecto-compression, d'après HUANG, ce phénomène joue un rôle très important dans la performance du système, et avec d'autres auteurs (7) observent qu'il existe une température du condenseur optimale, appelée «température critique du condenseur », à laquelle correspond l'efficacité frigorifique maximale, pour T_B et T_E constantes. Dans ce point de fonctionnement, l'efficacité frigorifique atteinte 0.26, concernant une installation comporte un récupérateur de chaleur à la sortie de l'éjecteur et un réchauffeur à la sortie de l'évaporateur, dans les conditions suivantes:

$T_B = 65\text{ °C}$, $T_C = 37\text{ °C}$ et $T_E = 14.9\text{ °C}$ (figure 2.5), le rendement exérgétique est de 24%. Dans les mêmes conditions, cette installation sans le récupérateur et le réchauffeur, $\varepsilon_f = 0.22$ et $\eta_{ex} = 20\%$.

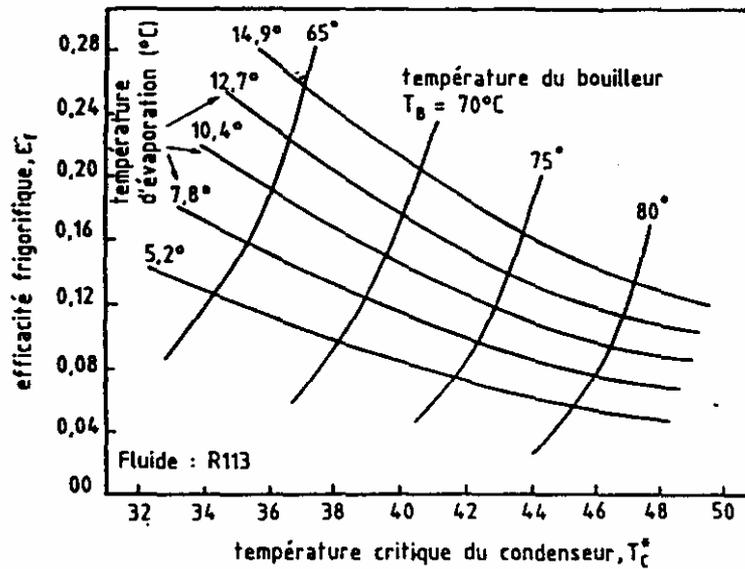


Figure 2.5: Courbes expérimentales pour le R113 fournissent température de condensation critique, HUANG ((d'après 9)

En 1986 dans un laboratoire de l'institut national des sciences appliquées de LYON, L.T.LU (7), a fait des études théoriques et expérimentales sur une installation frigorifique à éjecto compression utilisant le R11 comme fluide de travail. Il arrive à un résultat très important donnant une motivation particulière pour la continuation des recherches concernant ce type d'installation. Ce résultat indique que les meilleures performances sont atteintes quand l'éjecteur fonctionne en régime de transition. De plus, il a déterminé la géométrie optimale de l'éjecteur, notamment le rapport Φ en fonction des températures du fluide frigorigène. La figure 2.6 représente l'influence du rapport géométrique Φ et la température du bouilleur sur l'efficacité frigorifique, pour des températures de condenseur et de l'évaporateur particulières. Ainsi, LU a retrouvé les résultats obtenus par les auteurs précédents qui avaient mis en évidence l'existence d'un optimum de fonctionnement aérothermodynamique. Pour les niveaux de températures suivants: $T_B = 85\text{ °C}$, $T_C = 27.7\text{ °C}$ et $T_E = 8.8\text{ °C}$ a $\Phi = 7.84$, l'efficacité frigorifique est de 0.4 et $\eta_{ex} = 17\%$. Ce résultat est comparable à ceux obtenus par CAVALLINI et HUANG.

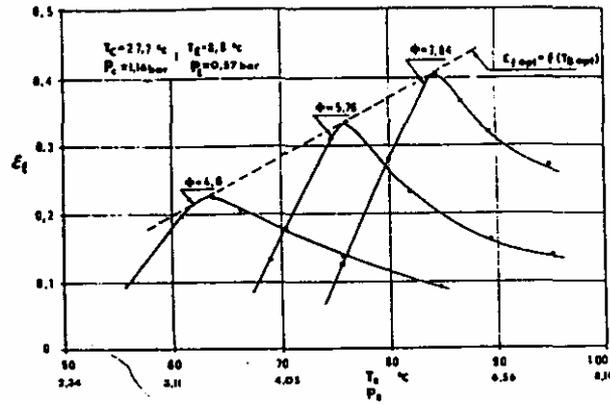


Figure 2.6: Influence du rapport géométrique Φ et de T_B sur l'efficacité frigorifique, ε_f à T_C et T_E constantes pour le R11 d'après (7)

NAHDI (8), a poursuivi le travail de LU dans le même laboratoire, son étude a été orientée dans le but de déterminer une grille d'analyse de la sensibilité des performances, par rapport aux paramètres fondamentaux, d'étudier l'influence de la nature des fluides CFC soit purs soit en mélanges, sur les performances. Par exemple pour une géométrie fixée $\Phi = 9.87$ l'efficacité frigorifique obtenue avec le R11 est sensiblement identique avec celle obtenue avec le R114, mais avec le R113 est inférieur par rapport aux deux fluides précédents, tout cela est représenté dans la figure 2.7. Ainsi, NAHDI (8) est arrivé à ce que le R114 ait besoin d'une température de source chaude un peu plus élevée que celle du R11 et du R113. Pour $T_B = 110^\circ\text{C}$, $T_C = 35^\circ\text{C}$ et $T_E = 10^\circ\text{C}$, l'efficacité frigorifique est de 0.34 et le rendement exergétique est de 15%. Avec le mélange zéotropique 0.8 R11-0.2 R114, Il a obtenu une efficacité de 0.32 dans les conditions suivantes: $T_B = 72^\circ\text{C}$, $T_C = 30^\circ\text{C}$ et $T_E = 10^\circ\text{C}$.

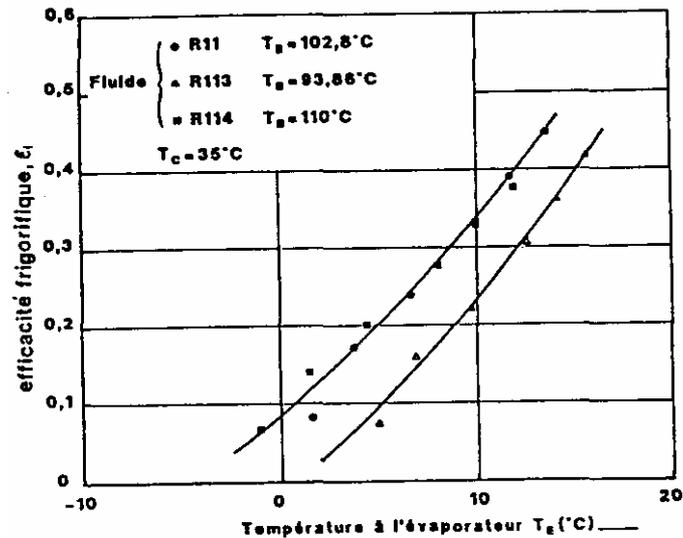


Figure 2.7: Efficacité frigorifique, en fonction de T_E à T_C constante, pour trois fluides: R11, R113 et R114, $\Phi = 9.87$, d'après (8)

Dans le même laboratoire de l'institut national des sciences appliquées de lion et exactement en 1992, une installation à éjecto compression a été construite par DORANTES RODRIGUEZ (9), pour but d'effectuer une étude expérimentale, qui est basée sur l'influence des températures des sources extérieures sur les performances: le taux d'entraînement et l'efficacité frigorifique avec le R113 comme fluide de travail tandis que la géométrie est fixée (figure2.8). Ainsi la détermination des performances de l'installation en utilisant deux fluides de masses molaires différentes, à l'injection et à l'aspiration de l'éjecteur avec les mélanges zéotropiques tels que: R11-R114, R113 -R142b. DORANTES (9), aussi a fait une étude théorique concernant la recherche d'un fluide pur apte à la climatisation avec ce type d'installation qui donne des meilleures performances en éliminant les CFC a cause de leurs risques sur la couche d'ozone. Il a testé dix fluides, par exemple: avec le R141b, l'efficacité frigorifique est la plus élevée par rapport aux autres fluide testés $\epsilon=0.21$. La dernière étude du DORANTES (9) est une comparaison entre ce système et les autres systèmes trithermes, par exemple l'efficacité frigorifique peut atteindre la valeur de 0.6 dans les installation à absorption par contre avec les installations à éjecteur n'a pas dépassé 0.3. Dans le tableau 2.1, on va récapituler les résultats obtenus des travaux effectués jusqu'à nos jours. On peut conclure que les efficacités frigorifiques ne dépassent pas la valeur de 0.4. Les températures du bouilleur sont entre 60 et 110°C et rarement dépassent cette limite; pour la température de condensation, ces niveaux sont comprises entre 25 et 35°C et ceux de la source froide sont

comprises entre -10 et 20°C, ces installations sont destinés à la climatisation solaires, pour la production du froid, mais la plupart sont restées à l'échelle de laboratoire.

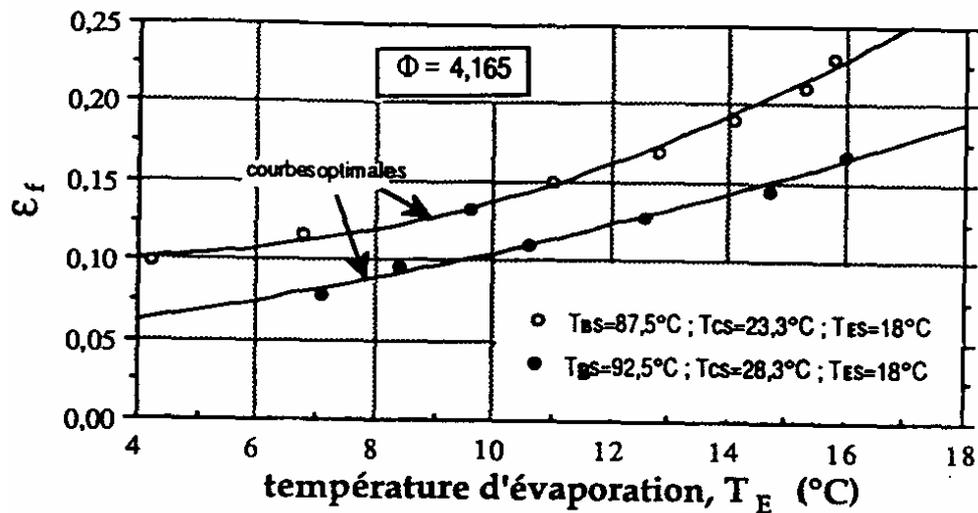


Figure 2.8: Influence de la variation de T_E sur l'efficacité frigorifique ε_f en régime optimal d'après (9)

AUTEURS	année	T_B (°C)	T_C (°C)	T_E (°C)	FLUIDE	U	Q_E (kW)	ε_f (%)	η_{ex}	Type de source chaude
ZHADAN	1960	70	26	-20	R12	0.4	-	5.2	7.4	artificielle
	„	„	„	-5	„	0.34	-	14.0	12.6	„
	„	„	t,	5	„	0.4	-	16.0	9.4	„
KAKABAEV	1966	70 à 74	31 à 32	14.7 à 18..5	RI2	0.31 à 0.5	0.95 à 1.2	28 à 45	12.3 à 19.7	Solaire
CAVALLINI	1967	73	25	-13	R12	-	-	13.0	13.7	„
	„	70.5	„	-1.3	„	-	-	22.5	16.4	„
	„	81	„	-10	R11	-	-	13	21.4	„
	„	„	„	0	„	-	-	37	10 à 14	„

PALIWODA	1968	60 à 90	30 135	0 à 5	R11	0.25 à 0.4	-	17 à 25	17 à 18.5	„
DEL NUNZJO	1971	70 à 74	26	1	R11	-	-	25 à 27	18.5	„
	„	75	35		„	-	-	14	15.1	„
	„	85		„	„	-	-	19.0	16.9	„
ZAKUAROV	1971	140	28 à 37	7	RI2	0.28	5.7	33.0	11.5	„
	„	„		„	„	0.37	7.3	42.0	14.6	„
	„	„	37	0	„	0.3	3.3	20.0	10.9	„
HAMNER	1978	87 à 108	29 à 30.5	9.4 à 12. 5	R11	0.18 à 0.3	0.4 à 0.9	14 à 24	6 à 7.4	„
CORRIEU	1979	160	100	32	H20	0.33	7	3.0	4.8	Vapeur vive
	„	160		„	„	0.14	„	„	„	
CHOU	1980	70	29	4	R11	-	-	15	11.3	artificielle
HOLMES	1983	65.5	27	7	R12	-	-	24.0	15.0	„
HUANG	1985	65	35	7.8	R113	0.19	1.25	16.0	17.5	„
	„	„	36.5	12.7	„	0.24	1.8	22.0	21.7	„
LU	1986	65	27.7	8.8	R11	0.27	-	23.0	14.0	„
	„	85	„	„	„	0.47	-	40.0	16.8	„
	„	65	„	3.5	„	0.17	-	15.0	11.9	„
	„	85	„	„	„	03	-	26.0	14.2	„
NAHDI	1989	103	35	10	R11	0.4	-	34.0	16.6	„
	„	110	„	„	R114	0.47	-	„	15.3	„
	„	94	„	„	R113	0.32	-	23.0	12.6	„

	„	72	30	„	0.8R11- 0.2R114	0.32	-	27.5	26.2	„
DORENTES	1992	76 à 83	31	10	R113	0.13 à 0.15	-	0.11 à 0.13	-	„
	„	„	„	8	„	0.11 à 0.13	-	0.09 à 0.11	-	„
	„	90	24	12	„	-	-	0.14 à 0.17	-	„
	„	„	„	15.5	„			0.20 à 0.22	-	„
Selvaraju et Mani	2003	62 à 85	25 à 35	5	R134a, R290...	0.05 à 0.5	-	0.03 à 0.4	-	„

Tableau 2.1 : performances des machines frigorifiques à éjecteur construites depuis 1960

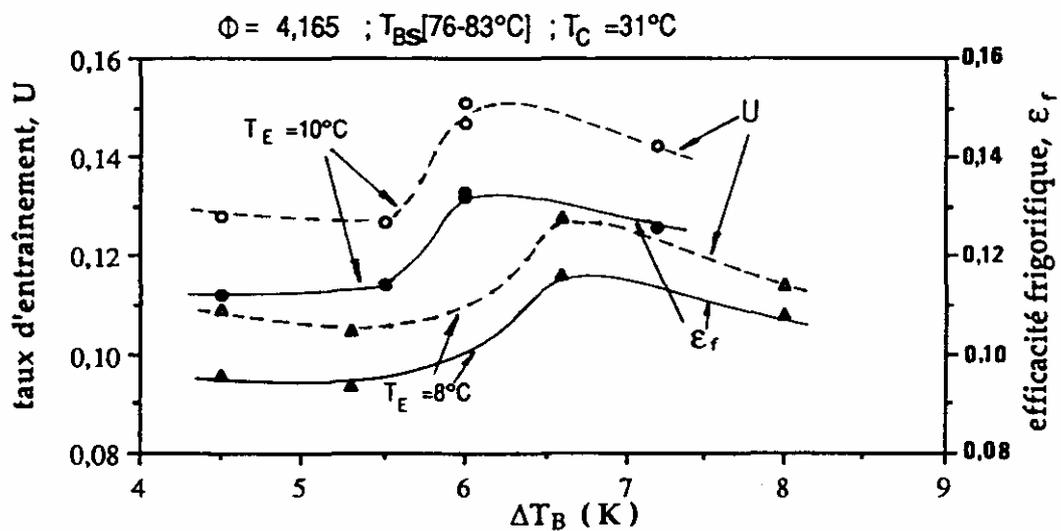


Figure 2.9: Influence de la surchauffe du fluide primaire ΔT_B sur l'efficacité frigorifique ϵ_f , et le taux d'entraînement pour deux valeurs de T_E et une valeur de T_C d'après (9)

2.3. Fluides de travail utilisés

Chaque fluide frigorigène a ses caractéristiques thermodynamiques et chaque système thermodynamique a ses propres besoins. Donc le fluide choisi doit répondre aux caractéristiques demandées par le système à éjecto-compression (voir chapitre V)

Les fluides plus utilisés jusqu'à la fin du dernier siècle sont les hydrocarbures halogénés CFC ou l'eau, à cause de ses caractéristiques qui répondent au besoin de ce type d'installation. Comme le montre le tableau 2.2, le R11 et le R12 donnent les meilleures performances. Certains auteurs comme MIZRAIU et AL (d'après 9), montrent dans une étude théorique, qu'on peut utiliser d'autres types des fluides comme le propane qui a donné la meilleure performance de point de vue de l'efficacité frigorifique ou le rendement exérgétique. Dans cette étude les deux auteurs ont testé la performance de plusieurs fluides frigorigènes dans les conditions suivantes: $T_B = 60^\circ\text{C}$, $T_C = 30^\circ\text{C}$ et $T_E = -15^\circ\text{C}$. L'efficacité est calculé selon l'équation (2.2) et le taux d'entraînement avec la corrélation de WORK et MILER (5) :

$$U = \left[3.7 \left(\frac{P_E}{P_C} \right) - 0.507 \right] \left(\frac{P_C}{P_B} \right)^{0.85} \quad (2.1)$$

Tandis que le rapport des enthalpies $\Delta h_E/\Delta h_B$ a été déterminé en considérant de la vapeur saturée à la sortie du bouilleur et de l'évaporateur et du liquide saturé à la sortie du condenseur. Les résultats obtenus par MIIZRAHI (d'après 9) sont représentés dans le tableau 2.2. Il a montré que les meilleures performances sont atteintes avec le propane et les mauvais avec le R11.

En se basant sur un cycle idéal de système à éjecto-compression, dans lequel le mélange des fluides primaire et secondaire s'effectue réversiblement et la détente du fluide Primaire et la compression du fluide secondaire sont isentropiques, PALIWODA a fait une étude théorique en comparant les performances en fonction des différents fluides de travail avec le taux d'entraînement maximale donné par la relation suivante:

$$U_{\max} = \frac{\Delta h_d}{\Delta h_c} - 1 \quad (2.2)$$

Où Δh_d est le travail fourni par le fluide primaire lors de la détente isentropique, et Δh_c est le

travail de compression du fluide secondaire. Tandis que l'efficacité frigorifique maximale est donnée par l'expression suivante:

$$\varepsilon_{\max} = U_{\max} \cdot \frac{\Delta h_E}{\Delta h_B} \quad (2.3)$$

Fluide	P _E (bars)	P _C (bars)	P _B (bars)	Δh _E (kJ/kg)	Δh _B (kJ/kg)	Δh _E /Δh _B	U	ε _f (%)	η _{ex} (%)
Propane	2.89	10.73	21.01	282.37	346.28	0.815	0.275	22.4	43.4
R22	2.96	12.02	24.3	161.0	180.2	0.89	0.223	19.9	38.5
R12	1.83	7.43	15.17	118.69	147.6	08	0.219	17.6	43.1
— Méthyle- chloride	1.46	6.53	13.76	349.35	378.89	0.92	0.168	15.5	30.0
Isobutane	0.9	4.1	8.74	435.64	490.07	0.89	0.162	14.4	27.9
NH3	2.36	11.66	26.66	1102.5	1150.8	0.96	0.12	11.5	22.3
n-butane	0.565	2.87	6.38	298.6	394.6	0.76	0.111	8.4	16.3
S02	0.814	4.58	10.93	328.6	320.2	1.03	0.072	7.4	14.3
R119	0.466	2.53	5.84	100.16	143.27	0.7	0.086	6.0	11.6
R21	0.36	2.15	5.22	2.7.76	244.25	0.85	0.053	4.5	8.7
R11	0.2	1.26	3.13	157.0	194.12	0.81	0.04	3.2	6.2

Tableau 2.2: comparaison des performances d'une installation à éjecto-compression selon les fluides utilisés d'après (3)

Avec les deux formules précédentes, dans les conditions suivantes: T_B = 80°C, T_C = 30°C et T_E = 0°C, PALIWODA a calculé les performances de l'installation pour plusieurs fluides de travail qui sont récapitulés dans le tableau 2.3. On remarque que les meilleures performances sont atteintes dans le cas le fluide est le NH₃, R11 ou le R21. Les résultats obtenus par PALIWODA sont en désaccord avec celles de MIZRAHI, malgré les conditions de calcul

presque identiques, ceci est dû à la différence entre les deux expressions du taux d'entraînement. Donc la détermination correctement du taux d'entraînement est une condition nécessaire, il faut introduire les conditions opératoires de l'éjecteur et le fluide utiliser dans le calcul de U.

fluide	U_{max}	$\varepsilon_{f\ max} (\%)$	$\eta_{ex}(\%)$
R11	1.33	107	83
R12	1.18	97	75.2
R21	1.27	109	84.5
R22	0.98	94	72.9
R113	1.47	105	81.4
R114	1.41	96	74.5
Propane	1.12	94	723
R3I8C	1.47	90	69.8
NH3	1.09	107	83

Tableau 2.3 : Performances théoriques d'une installation à éjecteur idéale, d'après (4)

NAHDI (8), dans son étude théorique a comparé les CFC purs afin de les classer selon le domaine d'application. Il a testé le R11, le R12, le R113, le R114, en concluant que le taux d'entraînement accroît dans l'ordre R113, R11, R114.

Dans la première étude expérimentale de DORANTES (9) a utilisé comme fluide de travail le R113 pour déterminer les performances en fonction de l'évolution des températures des sources Dans la deuxième, il a utilisé deux fluides binaires de masses molaires différentes à l'injection et à l'aspiration de l'éjecteur, ce sont le R11-R114 et R113-R142b. Par contre dans son étude théorique, il a comparé les performances obtenues avec le système utilisant des CFC classiques à celles qu'il fournirait avec des substituts. DORANTES a montré que, dans l'ordre, c'est le R141b, puis le R123 et le R318c qui donnent des meilleurs résultats pour les

niveaux de température sources suivants: $T_B = 90$ à 105°C , $T_C = 25^\circ\text{C}$ et $T_E = 10$ à 20°C . Les résultats obtenus sont représentés dans le tableau 2.4.

fluide	T_B ($^\circ\text{C}$)	T_C ($^\circ\text{C}$)	T_E ($^\circ\text{C}$)	P_B (bar)	P_C (bar)	P_E (bar)	ξ	r	U	ε_f
R22	60	35	10	24.3	13.5	6.8	1.8	2.0	0.073	0.08
R152a	64	„	„	16.7	8.14	3.96	2.04	2.1	0.102	0.109
R114	80	„	„	9.25	2.9	1.28	3.2	2.73	0.144	0.146
R11	70	„	„	4.0	1.5	.6	2.74	2.44	0.145	0.148
R133a	75	„	„	8.6	2.84	1.18	3.03	2.4	0.177	0.18
RI34a	75	„	„	23.6	8.87	4.15	2.66	2.14	0.183	0.185
R142b	75	„	„	12.6	4.55	2.08	2.77	2.19	0.184	0.197
R318c	80	„	„	13.55	4.28	1.88	3.16	2.27	0.208	0.2
R141b	80	„	„	4.2	1.13	0.47	4.2	2.4	0.22	0.21
R123	80	„	„	4.9	1.3	0.51	3.77	2.55	0.2	0.2

Tableau 2.4 : performances en fonction de la nature de fluide d'après (9)

2.4. Etude et caractérisation de l'éjecteur

Les études théoriques ou pratiques concernant l'éjecteur effectué dans le passé sont généralement des études sur l'écoulement du fluide, la recherche d'une géométrie optimale soit la détermination du taux d'entraînement, U, et du rendement isentropique.

Taux d'entraînement et rendement isentropique utilisant un fluide unique

La détermination du taux d'entraînement U des éjecteurs supersonique est une tâche très

compliquée. Au début, lorsque le fluide de travail est de la vapeur d'eau, les chercheurs ont basés sur la relation suivante:

$$U = f\left(\frac{\Delta h_d}{\Delta h_c}\right) \quad (2.4)$$

Où Δh_d et Δh_c sont les variations d'enthalpie massique, à entropie constante, lors détente et de la compression des deux fluides primaire et secondaire respectivement. Cette relation a été appliquée pour d'autres substances, comme les CFC et l'ammoniac. PALIWODA a utilisé l'inverse des rapports des enthalpies de la relation (2.4) (figure 2.9). DEL NUNZIO, en utilisant la relation (2.4) et le R11 comme fluide de travail a trouvé la corrélation expérimentale suivante:

$$U = 0.834 \sqrt{\frac{\Delta h_d}{\Delta h_c} - 1} \quad (2.5)$$

PALIWODA analyse aussi le rôle des températures d'arrêt T'_0 et T_0 des fluides primaire et secondaire sur les performances de l'éjecteur, car dans le cas d'utilisation des fluides condensables comme les CFC, l'état thermodynamique, soit humide, soit saturé, soit surchauffé, est lié à sa température et à sa pression; pour cette raison, il estime que s'il est vraie que la variation de $\sqrt{\theta}$ a une faible influence sur le taux d'entraînement, une surchauffe de 20°K de la vapeur injectée, apporte un bénéfice quant à la stabilité du fluide primaire, afin d'éviter des chocs de condensation dans l'éjecteur. Cette approche n'est pas partagé avec LU (7), qui dans son étude expérimentale est arrivé q'une surchauffe du fluide primaire à la sortie de bouilleur ΔT_B , comprise entre 5 et 10°K permet à l'éjecteur d'atteindre une valeur de U maximale, en utilisant le R11 comme fluide de travail, tandis que pour le fluide secondaire ne nécessite pas une surchauffe ΔT_E pour arriver à un meilleur taux d'entraînement.

DORENT.ES a obtenu la formule définitive de taux d'entraînement U_{opt} en régime de transition quelque soit la taille de l'éjecteur:

$$U_{\text{opt}} = \left(\frac{1}{r} - 0.23 \right) \left(\frac{1}{0.45 \xi_{\text{opt}} - 0.06 \xi_{\text{opt}}^2} \right) \quad (2.6)$$

La deuxième corrélation expérimentale effectuée par DORENTES est entre U , ξ et r en régime de transition est basé sur cette formule:

$$U_{\text{opt}} = \alpha \left(\frac{\Phi}{\xi_{\text{opt}} r} \right) \quad (2.7)$$

Avec les valeurs suivantes: $\alpha = 0.729$ et (2.12), il a obtenu la meilleure corrélation:

$$U = 3.32 \left(\frac{1}{r} - \frac{1.21}{\xi_{\text{opt}} r} \right)^{2.12} \quad (2.8)$$

La formule (2.6) et (2.8) sont considérées par DORENTES comme deux fonctions universelles d'un éjecteur fonctionnant en régime optimal. Cette dernière relation est utilisée par SELVARAJU et MANI (10)

2.5. Commentaire général sur les études bibliographiques

L'analyse bibliographique révèle l'existence de trois voies de recherche relatives au système à éjecteur. La première voie porte sur la recherche d'un fluide "optimal" réalisant une efficacité maximale. La seconde et la troisième voie consistent respectivement à rechercher les optima des paramètres thermodynamiques et géométriques. Dans le domaine de la production du froid des études partielles ont été réalisées sur la nature des fluides. A la lumière de l'étude bibliographique précédente, notre étude a été orientée dans le but:

1. donner une définition précise des performances de la machine à éjecteur.
2. donner une représentation cohérente de la caractéristique de l'éjecteur en fonction des ces paramètres fondamentaux.

3. étudier l'influence de la nature des fluides H.F.C. (R134a, R152a) et les hydrocarbures (R290, R600a) et le fluide naturel NH_3 sur les performances.
4. étudier les différentes possibilités d'amélioration du système.

Chapitre V :
Choix des fluides et applications

Chapitre V :

Choix des fluides et applications

5.1 Introduction :

Il n'y a pas des règles générales dans le choix des frigorigènes. Il y a certes les 5 critères classiques: critères thermophysiques, technologiques, économiques, de sécurité et d'environnement ; mais à ces critères viennent s'ajouter les réglementations et les normes locales et les critères "culturels" liés aux métiers, aux applications, au poids des habitudes et aux formations des opérateurs. La meilleure approche pour présenter les évolutions et les tendances de raisonner application par application.

Les huit applications suivantes: froid domestique, froid commercial, froid industriel (entreposage, agro-alimentaire, autres industries), transport frigorifique terrestre, transport frigorifique maritime, conditionnement d'air unitaire et pompes à chaleur, conditionnement d'air à groupes refroidisseurs d'eau, conditionnement d'air mobile. Pour chacune d'entre elles des chiffres nationaux et mondiaux sont donnés permettant de caractériser l'importance économique du secteur d'application puis les tendances dans le choix des frigorigènes (HFC, ammoniac, hydrocarbures, CO₂, etc.)

5.2. Classification des fluides frigorigènes

Ce texte a été rédigé à partir de la norme américaine ANSI/ASHRAE 34 publiée en 2001 "Designation and Safety Classification of Refrigerants".

Cette classification permet de classer clairement et de manière internationale la totalité des fluides frigorigènes utilisés en établissant une codification des frigorigènes en correspondance avec la composition chimique de ceux-ci.

5.2.1 Codification des fluides

Un code d'identification est attribué à chaque fluide frigorigène. Il comprend un préfixe constitué des lettres et un suffixe constitué des chiffres.

5.2.1.1 Préfixes :

Le préfixe est constitué de la lettre R (pour le mot anglais Réfrigérant).

Exemples : R22, R134a, R600a, R717

On utilise parfois un préfixe matérialisé par la lettre C pour le carbone, précédé de B, C ou F (ou d'une combinaison de ces lettres dans le même ordre) afin de signifier la présence de brome, de chlore ou de fluor. Les composés contenant en outre de l'hydrogène doivent être précédés de la lettre H.

Exemples : HCFC22, HFC134a

Ces préfixes doivent être employés exclusivement dans le cadre de publications non techniques.

Remarque :

On utilise aussi parfois les noms de marque ou de fabricant ; ces noms ne doivent pas être utilisés dans les documents officiels (plaques signalétiques, etc.)

5.2.1.2. Suffixes :

a) Hydrocarbures et dérivés :

Le premier chiffre en partant de la droite (chiffre des unités) indique le nombre d'atomes de fluor (F). Le deuxième chiffre en partant de la droite (chiffre des dizaines) représente le nombre d'atomes d'hydrogène (H) plus 1.

Le troisième chiffre en partant de la droite (chiffre des centaines) indique le nombre d'atomes de carbone (C) moins 1 (si ce chiffre est nul, il ne doit pas apparaître).

Le quatrième chiffre en partant de la droite (chiffre des milliers) est égal au nombre de liaisons carbone-carbone insaturées (si ce chiffre est nul, il ne doit pas apparaître).

Pour les fluides contenant du brome (Br), on ajoute la lettre B après le numéro d'identification, suivie du nombre d'atomes présents. Ces fluides frigorigènes ne sont plus produits dans les pays développés depuis la mise en application du Protocole de Montréal sur les substances qui appauvrissent la couche d'ozone. Le nombre d'atome de chlore (Cl) est obtenu en soustrayant le nombre d'atomes de fluor, de brome et d'hydrogène du nombre total

d'atomes qui peuvent être reliés au carbone : 4 pour les dérivés du méthane (CH₄), 6 pour les dérivés de l'éthane (C₂H₆), etc.

Exemple : Le R22 (chlorodifluorométhane – CHClF₂)

R022

0 : Nombre d'atomes de carbone – 1

2 : Nombre d'atomes d'hydrogène + 1

2 : Nombre d'atomes de fluor

Nombre d'atomes de chlore : 1

(Soit 4 moins 1 atome d'hydrogène et moins 2 atomes de fluor)

Pour les composés cycliques, la lettre C est utilisée devant le numéro d'identification du fluide frigorigène.

Exemple : le RC318 (octafluorocyclobutane – C₄F₈)

Dans le cas des isomères de la série éthane, chacun possède le même numéro. Le plus symétrique d'entre eux est indiqué par le numéro seul. L'asymétrie des isomères est repérée suivant son importance par l'adjonction successive de lettres minuscules (a, b, c).

Exemple : le R134 et le R134a

b) Mélanges azéotropiques et zéotropiques :

Les mélanges sont définis par les numéros d'identification et la proportion en masse des fluides frigorigènes auxquels ils correspondent ; les fluides frigorigènes doivent être désignés dans l'ordre croissant de leur point d'ébullition normal.

Les mélanges zéotropiques se voient attribuer un numéro d'identification de la série 400. Ce numéro désigne les composants qui constituent le mélange mais pas leurs proportions. La lettre majuscule qui suit les chiffres caractérise les différences de proportion de fluides purs pour les mélanges contenant les mêmes composants.

Les numéros sont chronologiques dans l'ordre d'acceptation du fluide frigorigène par l'ASHRAE.

Exemple : Le R407A (R32/R125/R134a (20/40/40)), le R407B (R32/R125/R134a (10/70/20)), R407C (R32/R125/R134a (23/25/52)), R407D (R32/R125/R134a (15/15/70)), R407E (R32/R125/R134a (25/15/60))

Les mélanges azéotropiques se voient attribuer un numéro d'identification de la série 500.

Exemple : Le R507 (R125/R143a (50/50))

c) Composés organiques variés :

Un numéro de la série 600 est attribué aux composés organiques ; les numéros sont attribués de façon successive.

Exemple : Le R600a (isobutane)

d) Composés non organiques :

Un numéro de la série 700 est attribué aux composés non organiques ; les numéros d'identification sont formés en ajoutant la masse moléculaire relative des composants à la valeur 700.

Exemple : Le R717 correspond à l'ammoniac de masse moléculaire 17

5.2.2. Classification selon le groupe de sécurité :

Cette classification est présentée par deux caractères alphanumériques (par exemple A2) ; la lettre majuscule correspond à la toxicité et le chiffre à l'inflammabilité.

5.2.2.1. Classement suivant la toxicité :

On distingue 2 groupes :

- le groupe A pour lequel il n'y a pas de preuve de la toxicité des fluides frigorigènes pour des concentrations inférieures ou égales à 400 ppm .

- le groupe B pour lequel il y a des preuves de toxicité pour des concentrations inférieures 400 ppm.

5.2.2.2 Classement suivant l'inflammabilité :

On distingue 3 groupes :

- groupe 1 : le fluide frigorigène ne permet pas une propagation de la flamme dans de l'air à 21°C et 101 kPa ;
- groupe 2 : le fluide frigorigène a une limite inférieure d'inflammabilité supérieure à 0,10 kg/m³ à 21°C et 101 kPa et une chaleur de combustion inférieure à 19 kJ/kg.
- groupe 3 : le fluide frigorigène est hautement inflammable avec une limite inférieure d'inflammabilité inférieure ou égale à 0,10 kg/m³ à 21°C et 101 kPa ou une chaleur de combustion supérieure ou égale à 19 kJ/kg.

5.2.2.3. Cas des mélanges :

Pour les mélanges, zéotropiques ou azéotropiques, dont les caractéristiques d'inflammabilité et de toxicité peuvent varier si la composition change, on utilise la classification dans le pire des cas de fractionnement.

Exemple : le R404A est classé A1

5.2.3. L'impact environnemental :

5.2.3.1. Destruction de la couche d'ozone :

Depuis 1985, on a pris conscience du rôle de destruction de l'ozone stratosphérique par les molécules chlorées. Le potentiel de destruction de l'ozone stratosphérique est mesuré par sa valeur ODP, conventionnellement rapportée au R11. Les fluides frigorigènes qui couvraient alors 90 % du marché étaient le R11, le R12, le R22 et le R502. Les 10 % restants correspondaient à l'utilisation de l'ammoniac, principalement dans les industries agroalimentaires

Suite au Protocole de Montréal, trois d'entre eux sont interdits depuis 1995 : le R11, le R12 et le R502. Ce sont les CFC.

Les HCFC, dont tout particulièrement le R22 utilisé en climatisation, sont provisoirement tolérés en quelque région mais leur interdiction se rapproche (probablement 2007). Ils sont interdits pour toute nouvelle installation, sauf si pour une application bien précise il n'y a pas d'autres possibilités (donc applicable aux installations de plus de 10 kW électrique ou de 2kg de réfrigérant).

Depuis 1990 est apparue une nouvelle famille : les HFC, fluides purement fluorés, dont le R134a est le plus connu.

5.2.3.2. Renforcement de l'effet de serre :

Au sommet de Kyoto, c'est la contribution à l'effet de serre des fluides qui est cette fois mise en cause ! Si le Protocole de Kyoto n'impose pas l'arrêt de ces nouvelles HFC, toute substance chimiqu e présentant un GWP élevé (Global Warming Potential ou potentiel de réchauffement global) est considéré comme nocive pour l'environnement. Une des options est de ne pas l'utiliser.

Les réglementations à venir créent donc des incertitudes à moyen terme quant à l'utilisation des fluides frigorigènes actuels si leur GWP est élevé.

5.3. Le choix parmi les fluides frigorigènes étudiés :

Reprenons les différents fluides en fonction de leur impact environnemental dans le tableau ci-dessous (tableau 5.1). Ce tableau met bien en évidence le fait que les HFC sont en sursis. Et pourtant, il semble peu probable qu'à l'échelle mondiale, les HFC puissent disparaître rapidement, suite aux contraintes de sécurité associées aux propane et butane (inflammabilité) et à l'ammoniac (toxicité).

Et parce qu'aucune molécule chimique simple présentant l'ensemble des caractéristiques souhaitables n'est actuellement disponible...

Un fluide frigorigène est un composé chimique facilement liquéfiable, dont on utilise la chaleur latente de vaporisation pour produire du froid.

5.3.1. Propriétés physiques et chimiques :

Pour être adapté, un fluide frigorigène doit posséder les caractéristiques classiques suivantes :

1. chaleur latente élevée et faible volume massique
2. pression d'évaporation supérieure à la pression atmosphérique à la température T_E et pression de condensation peu élevée à la température T_C . (le rapport de compression P_C/P_E doit être faible)
3. le coefficient de compression adiabatique le plus proche possible de 1.
4. température critique la plus haut possible
5. capacité thermique spécifique du liquide (c_p) la plus faible possible
6. titre en vapeur (x) après détente le plus faible possible (environ 20% maximum)
7. stabilité aux températures du cycle
8. non inflammables et non explosifs
9. pas de corrosion sur le matériel en contact
10. pas de réaction avec les constituants de l'air atmosphérique
11. pas d'influence sur la couche d'ozone.
12. faible GWP(global warming potential)

Frigorigène	Composition	Point d'ébullition normal (°C)	Température critique (°C)	ODP	GWP	Groupe de sécurité
R-134a	CH ₂ F.CF ₃	-26,1	101,1	0	1300	A1
R-152a	CH ₃ .CHF ₂	-24,0	113,3	0	120	A2
R-290	CH ₃ -CH ₂ -CH ₃	-42,1	96,7	0	20	A3
R-600a	CH (CH ₃) ₂ -CH ₃	-11,6	134,7	0	20	A3
R-717	CF ₃ .CHF.CF ₃	-33,3	135,3	0	0	B2

Tableaux 5.1: caractéristiques des fluides étudiés

a) Les CFC :

L'utilisation de tous les fluides frigorigènes contenant des CFC est interdite.

b) Les HCFC :

L'utilisation de HCFC s'est arrêtée depuis le protocole de Kyoto (2001)

c) Les HFC :

Ces substances hydrofluorocarbonées ne contiennent pas de chlore et c'est précisément cet élément qui est libéré dans les couches atmosphériques supérieures et qui détruit les molécules d'ozone. Par contre, ils contiennent des atomes de fluor et, dès lors, contribuent à l'effet de serre. Ce n'est donc pas encore la solution idéale et, dans certains cas, on préférera l'ammoniac (voir ci-après). Parmi les HFC, le R32 est intéressant dans la mesure où sa contribution à l'effet de serre est limitée et qu'il est modérément inflammable. Une autre solution est d'améliorer l'efficacité énergétique du fluide ce qui permet d'utiliser de faibles quantités de HFC tout en assurant un confinement maximal.

d) L'ammoniac (NH₃) ou R717 :

Aujourd'hui, l'utilisation de ce fluide frigorigène non chloré et non halogéné est encouragée, mais il est inflammable et, selon les concentrations, corrosif ou irritant. Il nécessite des conditions de sécurité adéquates qu'il est plus facile de rencontrer dans de grandes installations où le personnel est informé des mesures à prendre en cas d'accident.

e) Les hydrocarbures :

Il s'agit de substances également non chlorées et non halogénées dont l'utilisation est encouragée. Cependant, ils sont très inflammables et leur utilisation doit faire l'objet de prescriptions en matière de sécurité. Pratiquement, ils ne sont utilisés que dans des applications industrielles du secteur du raffinage ou du génie chimique ou dans d'autres applications si la quantité en jeu est très faible.

Il s'agit du butane ou R600 (C₄H₁₀), de l'éthane ou R170 (C₂H₆), de l'éthylène ou R1150 (C₂H₄), de l'isobutane ou R600a (C₄H₁₀), du propane ou R290 (C₃H₈) et du propylène ou R1270 (C₃H₆), l'eau (H₂O) ou R718, l'air et le dioxyde de carbone (CO₂) ou R744 Leur utilisation est limitée à certaines gammes de température.

Les performances d'un système tritherme à ejecto-compresseur dépendent essentiellement de deux entités physiques : le taux d'entraînement de l'éjecteur d'une part, les caractéristiques enthalpiques du fluide aux différents points du cycle d'autre part. ces entités physiques sont elles-mêmes fonction des niveaux de température du fluide frigorigène donc des caractéristiques des sources ou du fluide caloporteur correspondant si on intègre au système les différents échangeurs : bouilleur, condenseur, évaporateur.

Les surchauffes moyenne au bouilleur, ΔT_B , varient d'un fluide à l'autre et dépendent de la forme des isentropes de la vapeur surchauffée par rapport à la courbe de rosée, pour cette raison on prend des différents surchauffes ΔT_B correspond à chaque fluide.

	R134a	R290	R152a	R600a	7117
ΔT_B (K)	10	12	27	3	112
ΔT_E (K)	3	3	3	3	3

Tableau 5.2 : valeurs de surchauffes moyenne au bouilleur et à l'évaporateur pour les fluides frigorigène étudiés

5.4. Résultats et discussions :

5.4.1 Influence de la température du bouilleur :

Dans cette étude théorique on a également évalué l'évolution des performances des cinq fluides choisis (R134a, R152a, R290, R600a, R717) en gardent les températures du condenseur et de l'évaporateur constantes. $T_E = 5^\circ\text{C}$, $T_C = 27^\circ\text{C}$.

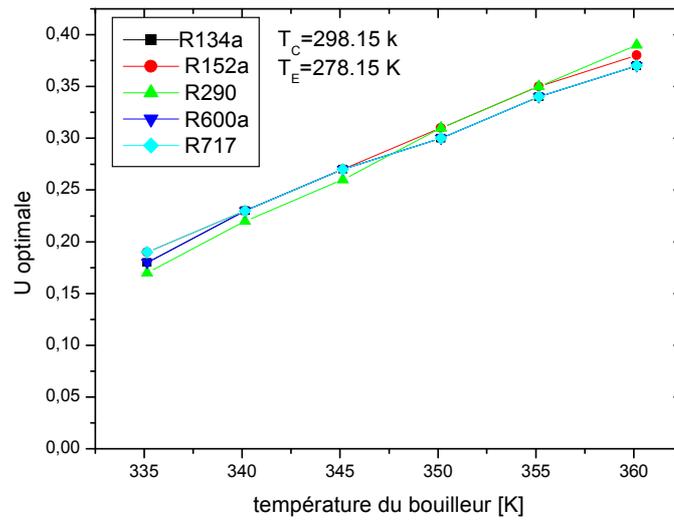


Figure 5.1 : Variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du bouilleur

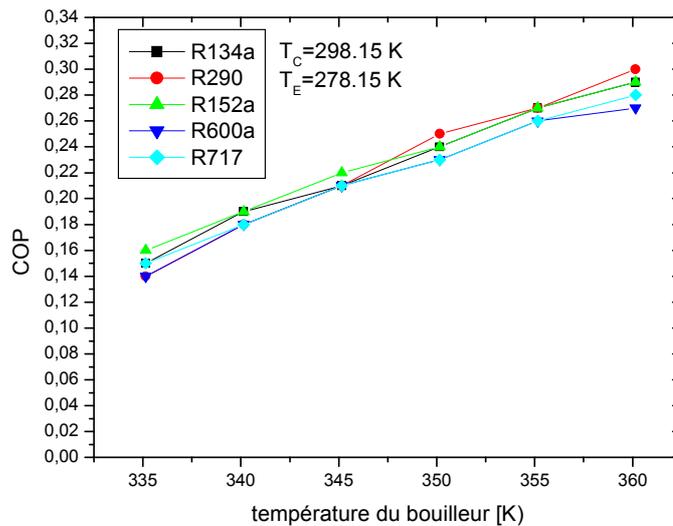


Figure 5.2 : Comparaison du COP des différents fluides étudiés en fonction de la température du bouilleur

D'après la courbe de la variation du taux d'entraînement optimal on constate que à des températures du bouilleur inférieure à 77°C les fluides R152a et R717 possèdent le taux d'entraînement le plus élevé, mais à partir de cette température (77°C), le R290 possède le taux d'entraînement optimal le plus élevé, et on peut voir aussi que les taux d'entraînement optimaux des cinq fluides étudiés est très proche l'un de l'autre et spécialement à la

température 77°C, et on peut conclure aussi que la sensibilité de la variation du taux d'entraînement optimal à des températures inférieure à cette dernière ($T_B=77^\circ\text{C}$) est plus élevée que celle à des températures supérieures à la température indiquée.

Pour la variation de coefficient de performance en fonction de la température du bouilleur on constate que le COP augmente avec l'augmentation de la température du bouilleur, à des températures inférieures à 77°C le HFC R152a est le meilleur fluide, par contre au-dessus de cette température le R290 (propane) est le meilleur fluide.

5.4.2. influence de la température de l'évaporateur :

L'étude a été faite pour les performances des cinq fluides choisis (R134a, R152a, R290, R600a, R717) en gardant les températures du condenseur et du bouilleur constantes : $T_B=82^\circ\text{C}$, $T_C=27^\circ\text{C}$.

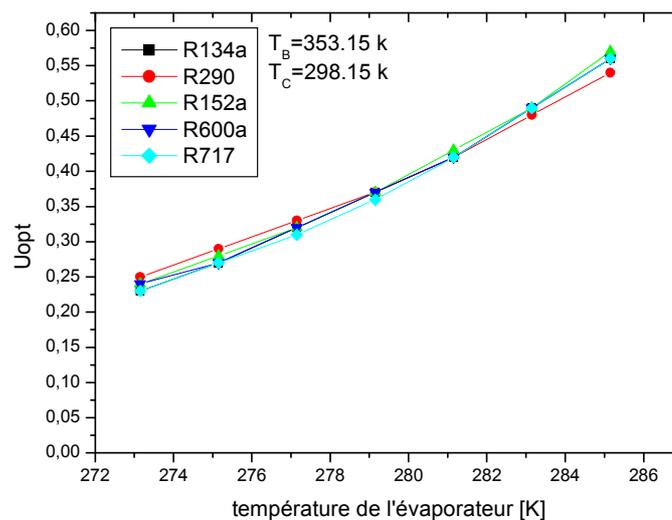


Figure 5.3 : Comparaison du U_{opt} des différents fluides étudiés en fonction de la température de l'évaporateur

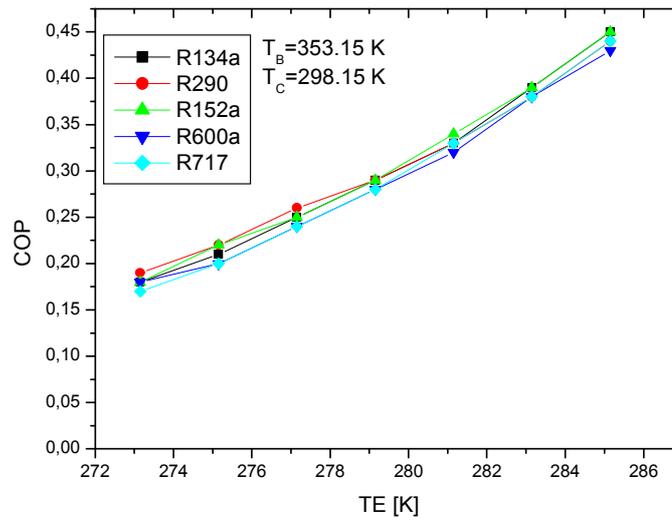


Figure 5.4 : Comparaison du COP des différents fluides étudiés en fonction de la température de l'évaporateur

La courbe de la variation du taux d'entraînement optimal montre que le U_{opt} accroît avec l'augmentation de la température de l'évaporateur. A des températures d'évaporation inférieures à 6°C, le R152a est le meilleur fluide, mais à des températures supérieures à 6°C, le propane (R290) est le meilleur fluide.

Ainsi, pour une variation du COP, on observe un accroissement de ce dernier avec l'augmentation de la température d'évaporation et ça est logique parce que la température de l'évaporateur devienne proche de la température du condenseur et donc on n'a pas besoin d'une grande quantité de chaleur fournie par le bouilleur. A des températures inférieures à 6°C, le propane est le meilleur fluide (utilisation dans le domaine de réfrigération), par contre à des températures supérieures à la température indiquée le R152a est le meilleur fluide. Et on voit aussi que les performances du système en fonction des fluides étudié sont très proches les uns des autres.

5.4.3. Influence de la température du condenseur :

On fait l'étude pour les performances des cinq fluides choisis (R134a, R152a, R290, R600a, R717) en gardent les températures de l'évaporateur et du bouilleur constantes : $T_B=82^\circ\text{C}$, $T_E=5^\circ\text{C}$.

A partir des courbes de la variation du taux d'entraînement optimal et le coefficient de performance on peut constate que les valeurs de COP et U_{opt} diminue avec l'augmentation de la température du condenseur, et le R290 (propane) est le meilleur fluide.

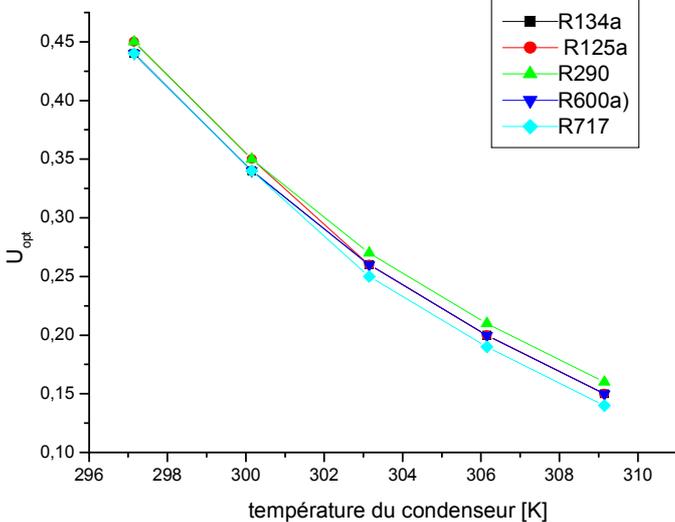


Figure 5.5 : Comparaison du U_{opt} des différents systèmes étudiés en fonction de la température du condenseur

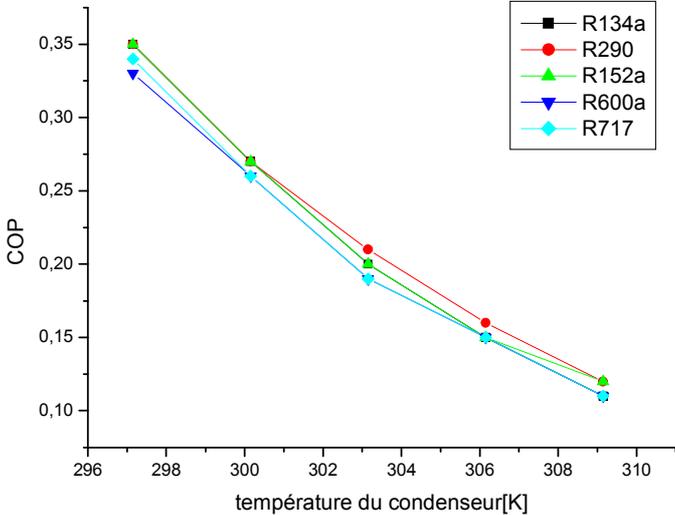


Figure 5.6 : Comparaison du COP des différents fluides étudiés en fonction de la température du condenseur

5.5. Conclusion :

Sur les figures précédentes, a été représentée l'efficacité frigorifique de la machine à éjection pour les cinq fluides étudiés en fonction des températures des sources. D'après la figure (5.4.1), on peut constater que les COP des différents fluides sont très proches les uns des autres et à des températures du bouilleur inférieures à 340K, le R152a est le meilleur fluide mais à des températures supérieures à 357K, le R290 est le meilleur fluide. Par contre l'évolution du COP en fonction de la température du milieu à refroidir (température de l'évaporateur) indique que à des températures inférieures à 6°C, le R290 est le meilleur fluide mais à des températures supérieures à 6°C, le R152a est le meilleur fluide.

Mais le désavantage de ces fluides est que la température critique est basse (113,3°C pour le R152a et 96,7°C pour R290), donc on peut dire que à des températures du bouilleur inférieures à 100°C le R290 est le meilleur fluide, par contre lorsque on a des températures du bouilleur supérieur à 115°C (cas du haute fourneaux des usines), le R600a et le R717 (Ammoniac) sont les seuls fluides qui répondent à cette condition à cause de ces températures critiques élevées.

Donc, pour le domaine de réfrigération le propane (R290) est le meilleur fluide mais lorsque la température de la source de chaleur disponible (bouilleur) est supérieure à 95°C, il est recommandé d'utiliser le R717 grâce à sa température critique élevée et son non inflammabilité, mais pour la réfrigération des aliments, il est mieux d'utiliser le R600a parce que l'ammoniac est toxique à certaine concentration. Pour le domaine de climatisation à des températures du bouilleur inférieures à 113°C, le R152a est le meilleur fluide mais à des températures de la source de chaleur (bouilleur) supérieures à la température critique du R152 (113.3°C), l'ammoniac est le meilleur fluide parmi les fluides étudiés même en pratique, ce dernier fluide (R717) est largement utilisé.

Chapitre IV

Analyse du cycle

Chapitre VI : Analyse du cycle

4.1. Description du cycle à éjection :

La figure (4.1) représente schématiquement le circuit du système à éjection le plus simple qui soit, à un seul étage d'éjecteur. Il est formé de deux boucles:

a) La boucle frigorifique BF parcourue par le fluide frigorigène et comportant:

- L'éjecteur qui aspire la vapeur issue de l'évaporateur et la comprime avant son introduction dans le condenseur.
- Le condenseur qui liquéfie la vapeur de frigorigène.
- La bouteille de liquide, réserve de liquide frigorigène.
- Le détendeur qui règle l'apport de liquide frigorigène dans l'évaporateur.
- L'évaporateur, où s'effectue la production de froid par vaporisation du liquide frigorigène cet échangeur thermique est placé dans l'enceinte à refroidir.

b) La « boucle motrice » BM parcourue par le fluide moteur actif et comportant:

- L'éjecteur où l'énergie cinétique du jet de vapeur de fluide actif, qui pénètre dans l'éjecteur, sert à assurer la circulation du frigorigène dans la boucle frigorifique BF.
- Le condenseur qui liquéfie la vapeur de fluide actif sortant de l'éjecteur.
- La bouteille de liquide, réserve de fluide actif liquide.
- La pompe qui alimente le bouilleur en liquide à vaporiser.
- Le bouilleur « chaudière » qui reçoit l'énergie thermique alimentant la machine. Sous l'action du chauffage le liquide se vaporise et la vapeur formée se surchauffe avant de pénétrer dans l'injecteur de l'éjecteur. Comme on le voit, si l'on distingue parfaitement les deux boucles, il apparaît clairement qu'elles ne sont pas séparables. Le système en question est bien intégré ou non dissociable : l'éjecteur, qui joue ici un double rôle (à la fois « moteur thermique » pour la boucle motrice et « compresseur » pour la boucle frigorifique), le

condenseur et la bouteille de liquide sont communs aux deux boucles. Ici, c'est la même substance qui est utilisée comme frigorigène et comme fluide moteur; il en est généralement ainsi.

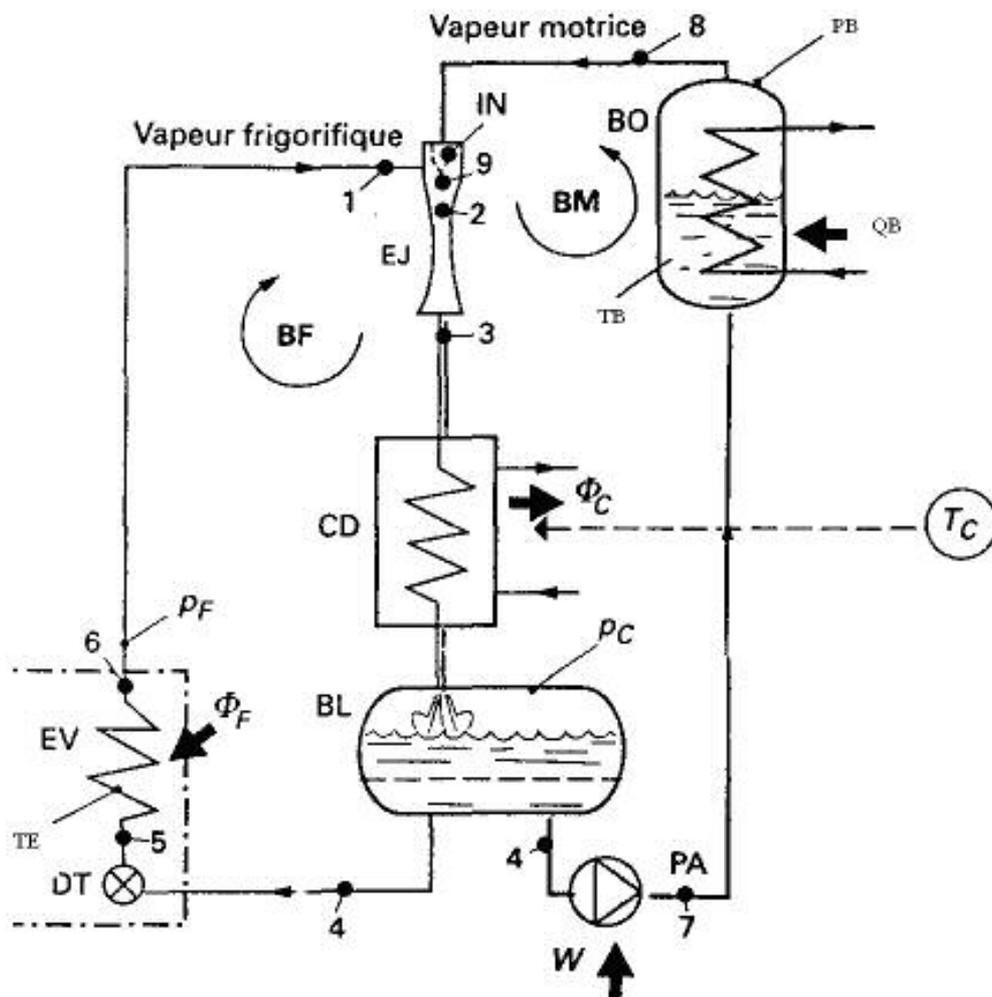


Figure (4.1). Schéma de circuit où l'on distingue les boucles motrice BM et boucle frigorifique BF

La figure (4.2) représente le tracé dans le diagramme enthalpique ($\lg p-h$) de l'ensemble des cycles combinés frigorifique et moteur que ce système met en oeuvre:

- de 1 à 2, le frigorigène aspiré est mélangé au fluide moteur, son enthalpie s'en trouve accrue;
- de 2 à 3, l'ensemble des vapeurs, frigorifique et motrice, est comprimé dans le diffuseur de l'éjecteur de P_E à P_C .

- de 3 à 4, la vapeur issue de l'éjecteur est, sous la pression constante P_C , désurchauffée puis condensée à T_C . Le liquide formé est légèrement sous-refroidi de 4 à 5, le fluide utilisé comme frigorigène est détendu de P_C à P_E dans l'organe de détente (détendeur), Cette détente est irréversible, est isenthalpique.
- de 5 à 6, le frigorigène se vaporise dans l'évaporateur, sous la pression constante P_E et à la température (T_E) en produisant le froid utile (on suppose ici que la vapeur quitte l'évaporateur à l'état saturé).
- de 6 à 1, la vapeur se réchauffe dans la conduite d'aspiration de l'éjecteur.

Par ailleurs :

De 4 à 7, le liquide est transporté, par la pompe, de la bouteille de liquide, où règne la pression P_C , vers le bouilleur où règne la pression $P_B > P_C$. On note que la transformation 4 -7 n'est pas exactement une isotherme puisque l'énergie apportée à la pompe se retrouve dans le liquide transporté qui s'échauffe (mais très peu).

- de 7 à 8, dans le bouilleur, le liquide s'échauffe, puis il se vaporise sous la pression constante P_B à la température (T_B).

Enfin la vapeur formée se surchauffe, à pression constante, jusqu'à la température T_8

- de 8 à 9, la vapeur formée se détend dans le système d'injection de l'éjecteur. On remarque que le cycle total est la superposition :
 - du cycle frigorifique CF (1-2-3-4-5-6-1), décrit dans le sens inverse des aiguilles d'une montre (cycle consommateur d'énergie mécanique).
 - du cycle moteur CM (2-3-4-7-8-9-2), décrit dans le sens des aiguilles d'une montre (cycle producteur d'énergie mécanique).

Ce système thermofrigorifique a été introduit par les travaux de l'ingénieur français Maurice Leblanc (1857-1923) sur les cycles à eau (1903, brevet sur l'éjecteur de vapeur d'eau - 1908, brevet d'une machine frigorifique à éjection de vapeur d'eau). Il est peu utilisé car les problèmes qu'il pose sont plus des problèmes de mécanique des fluides que des problèmes de thermodynamique.

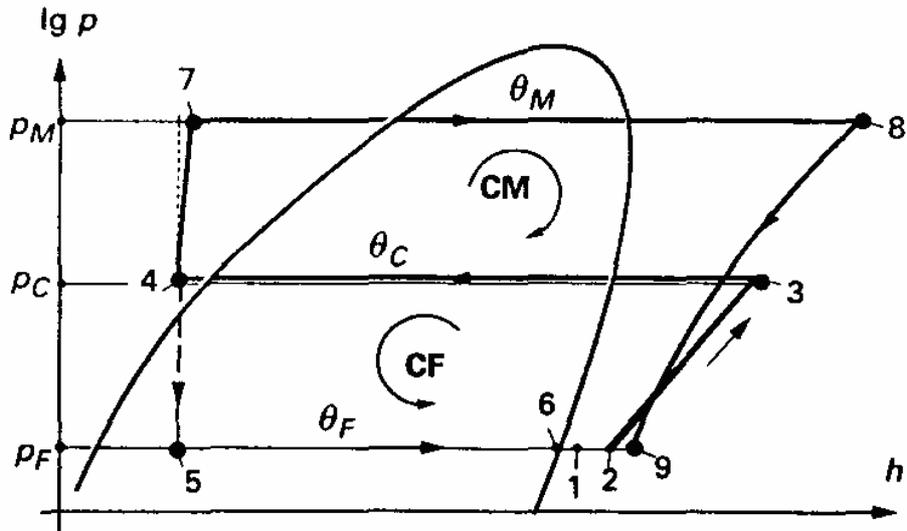


Figure (4.2) : Diagramme enthalpique (lg p – h) du cycle

4.2. Coefficient de Performance d'une machine frigorifique à éjecto-compresseur

Le coefficient de performance est un facteur qualitatif qui caractérise les machines thermodynamiques. Il constitue un critère important sur lequel on peut juger la fiabilité de la machine. Dans la machine tritherme à éjecteur, il existe deux cycles thermiques :

- le cycle moteur: assure l'entraînement et la compression du fluide aspiré de l'évaporateur, en créant une basse pression dans ce dernier.
- Le cycle froid : semblable au cycle frigorifique classique produisant l'effet frigorifique souhaité.

4.2.1. Coefficient de performance théorique du cycle (de référence théorique de CARNOT).

Le cycle de CARNOT est le cycle le plus performant, qui représente un cas idéal, inaccessible en pratique et qui est utilisé comme référence pour juger la qualité des cycles réels. Pour une machine frigorifique à éjecto-compresseur, (machine tritherme) le coefficient de performance de CARNOT est défini par la relation suivante :

$$\varepsilon_c = \frac{T_E}{T_B} \cdot \frac{T_B - T_C}{T_C - T_E}$$

T_C : température thermodynamique supposée constante du condenseur.

T_E : température thermodynamique supposée constante de l'évaporateur.

T_B : température thermodynamique supposée constante du bouilleur.

4.2.2. Coefficient de performance réel (pratique) :

Il représente le rapport de production frigorifique au niveau de l'évaporateur à la puissance calorifique du bouilleur. Pour le cycle à éjecto-compression, l'efficacité frigorifique est donnée comme suit :

$$\varepsilon_f = \frac{Q_E}{Q_B + W_P}$$

Où, Q_E et Q_B sont les quantités de chaleur fournie à l'évaporateur et utile pour le bouilleur, respectivement. W_P est la puissance de la pompe

En négligeant le travail de la pompe on peut écrire:

$$COP = \frac{Q_E}{Q_B}$$

En désignant par (Δh_B) et (Δh_E) les variations des enthalpies massiques du fluide dans le bouilleur et dans l'évaporateur, le coefficient de performance (ou efficacité frigorifique) réel, " ε_f " devient :

$$\varepsilon_f = \frac{Q_E}{Q_B + Q_P} = \left(\frac{m''}{m'}\right) \cdot \left(\frac{\Delta h_E}{\Delta h_B + W_P}\right) = U \left(\frac{\Delta h_E}{\Delta h_B + W_P}\right)$$

Où

$$U = \frac{m''}{m'}$$

Pour le calcul du COP on utilise la relation du taux d'entraînement optimal

$$U_{opt} = 3.32 \left[\frac{1}{r} \left(1 - \frac{1.21}{\xi} \right) \right]^{2.12} \text{ avec } r \text{ est le taux de compression } \frac{P_C}{P_E} \text{ de la partie}$$

génératrice et ξ est le rapport moteur $\frac{P_B}{P_C}$ de l'éjecteur.

4.3. Résultats et discussion :

4.3.1. Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur

Pour une température fixe du bouilleur, ont suit l'évolution du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour les cinq fluide étudiées.

Avant de donner les résultats finaux du COP, on précise d'abord que ces résultats sont estimés à des températures de l'évaporateur T_E comprises entre 273.15 K et 285.15 K et différentes valeurs de température au niveau du condenseur $T_C = 27^\circ\text{C}$ et après ça on une étude sur l'influence de la température du bouilleur à températures de l'évaporateur et du condenseur fixes a été faite, les enthalpies sont calculée à laide du logiciel CoolPack.

Température de l'évaporateur T_E [K]	$T_C = 300,15\text{K}$						$T_B = 355,15\text{ k}$		
	R134a			R290			R152a		
	U	$\Delta h_E / \Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E / \Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E / \Delta h_B$	COP
273.15	0.23	0.763	0.18	0.25	0.766	0.19	0.24	0.764	0.18
275.15	0.27	0.770	0.21	0.29	0.773	0.22	0.28	0.771	0.22
277.15	0.32	0.777	0.25	0.33	0.780	0.26	0.32	0.778	0.25
279.15	0.37	0.784	0.29	0.37	0.787	0.29	0.37	0.784	0.29
281.15	0.42	0.790	0.33	0.42	0.793	0.33	0.43	0.791	0.34
283.15	0.49	0.797	0.39	0.48	0.800	0.38	0.49	0.797	0.39
285.15	0.56	0.803	0.45	0.54	0.807	0.44	0.57	0.803	0.45

Tableaux 4.1 : valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R134a, R152a, R290) en fonction de la température de l'évaporateur

Température de l'évaporateur T_E [K]	$T_C= 300,15K$			$T_B=355,15 k$		
	R600a			R717		
	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP
273.15	0.24	0.733	0.18	0.23	0.750	0.17
275.15	0.27	0.740	0.20	0.27	0.757	0.20
277.15	0.32	0.747	0.24	0.31	0.764	0.24
279.15	0.37	0.754	0.28	0.36	0.771	0.28
281.15	0.42	0.761	0.32	0.42	0.779	0.33
283.15	0.49	0.767	0.38	0.49	0.786	0.38
285.15	0.56	0.774	0.43	0.56	0.793	0.44

Tableaux 4.2 : valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R600a, R717), en fonction de la température du l'évaporateur

Avec Les tableaux précédents on peut tracer les graphes suivants :

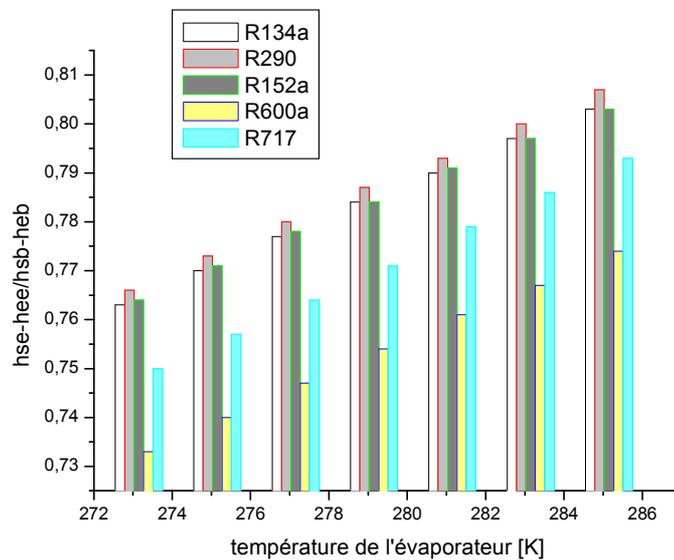


Figure 4.3. Variation du rapport des différences des enthalpies en fonction de la température de l'évaporateur pour les 5 fluides étudiées

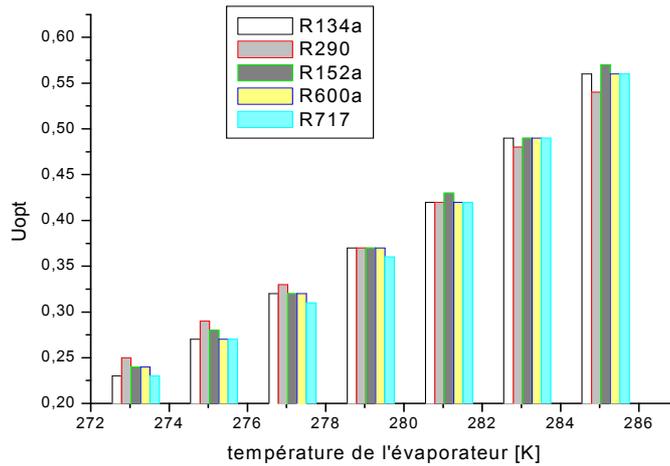


Figure 4.4. Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température de l'évaporateur pour les 5 fluides étudiés

Et comme le $COP = U_{opt} \cdot \Delta h_E / \Delta h_B$ on peut tracer les graphes de la variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour étudier l'influence des paramètres précédents sur la variation du COP.

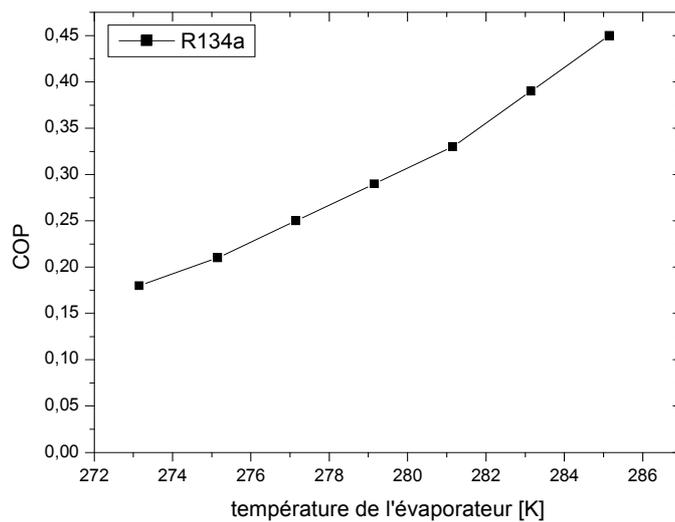


Figure 4.5 : Variation du COP en fonction de la température du l'évaporateur pour le R134a

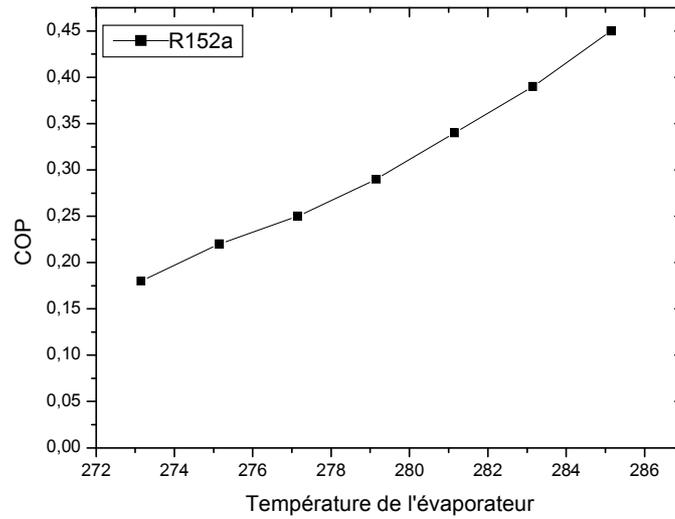


Figure 4.6 : Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour le R152a

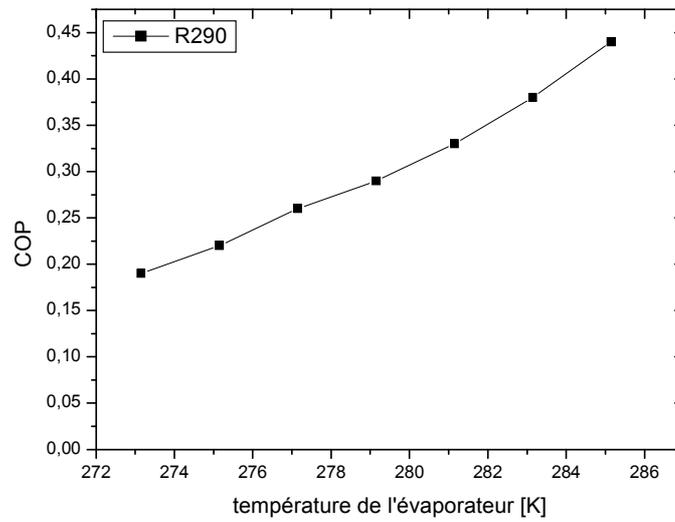


Figure 4.7 : Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour le R290

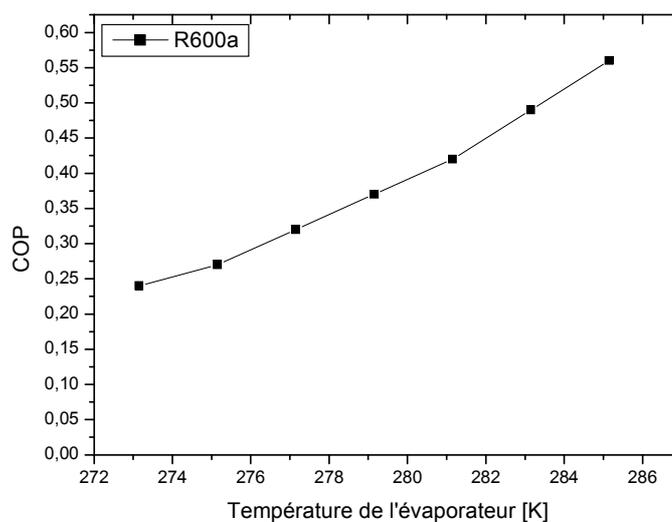


Figure 4.8 : Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour le R600a

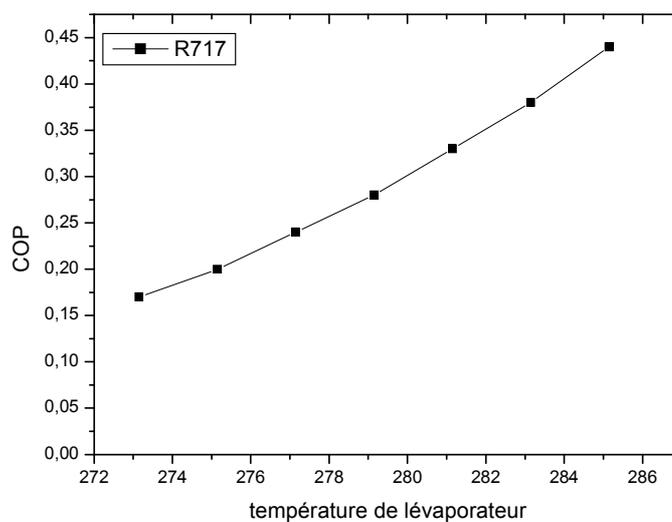


Figure 4.9 : Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour le R717

D'après les courbes du variation du COP suivant la variation de la température de l'évaporateur on constate que l'augmentation de la température de la source froide conduira à une augmentation du COP, et on peut dire aussi que cette variation est très sensible parce que les variations du taux d'entraînement optimal et le rapport d'enthalpie $\Delta h_E/\Delta h_B$ sont très

sensibles à la variation de la température du source froide (l'évaporateur) et comme $COP = U_{opt} \cdot (\Delta h_E / \Delta h_B)$ donc cette sensibilité de variation du COP est logique.

4.3.2. Variation du COP en fonction de la température du bouilleur.

Pour une température fixe du l'évaporateur, ont suit l'évolution du COP en fonction de la température du bouilleur pour les cinq fluide étudiées.

Avant de donner les résultats finaux du COP, on précise d'abord que ces résultats sont estimés à des températures de l'évaporateur T_B comprises entre 335.15 K et 360.15K et différentes valeurs de température au niveau du condenseur $T_C = 27^\circ\text{C}$ et après ça en étudier l'influence de la température du bouilleur à températures de l'évaporateur et du condenseur fixes.

Température du bouilleur T_B [K]	$T_C = 300,15\text{K}$ $T_E = 278,15\text{K}$								
	R134a			R290			R152a		
	U	$\Delta h_E / \Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E / \Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E / \Delta h_B$	COP
335.15	0.18	0.814	0.15	0.17	0.819	0.14	0.19	0.819	0.16
340.15	0.23	0.805	0.19	0.22	0.809	0.18	0.23	0.809	0.19
345.15	0.27	0.796	0.21	0.26	0.800	0.21	0.27	0.799	0.22
350.15	0.30	0.788	0.24	0.31	0.791	0.25	0.31	0.790	0.24
355.15	0.34	0.780	0.27	0.35	0.783	0.27	0.35	0.781	0.27
360.15	0.37	0.773	0.29	0.39	0.776	0.30	0.38	0.772	0.29

Tableaux 4.3 : valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R134a, R152a, R290) en fonction de la température du bouilleur

Température du bouilleur T_B [K]	$T_C= 300,15K$			$T_E=278,15 K$		
	R600a			R717		
	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP
335.15	0.18	0.800	0.14	0.19	0.815	0.15
340.15	0.23	0.787	0.18	0.23	0.803	0.18
345.15	0.27	0.774	0.21	0.27	0.791	0.21
350.15	0.30	0.762	0.23	0.30	0.778	0.23
355.15	0.34	0.760	0.26	0.34	0.768	0.26
360.15	0.37	0.740	0.27	0.37	0.757	0.28

Tableaux 4.4 : valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R600a, R717) en fonction de la température du bouilleur

Ces tableaux nous permettons de tracer les graphes suivants:

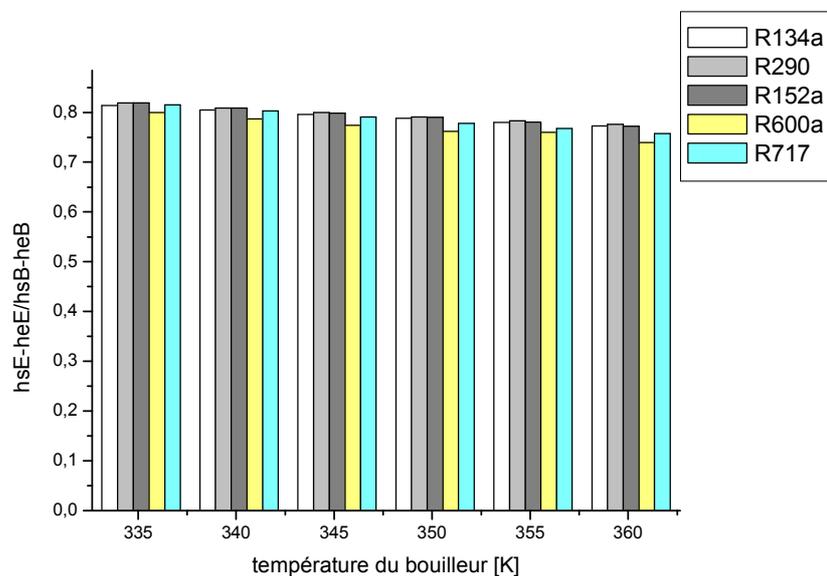


Figure 4.10. Variation des rapports des différences des enthalpies en fonction de la température du bouilleur pour les 5 fluides étudiée

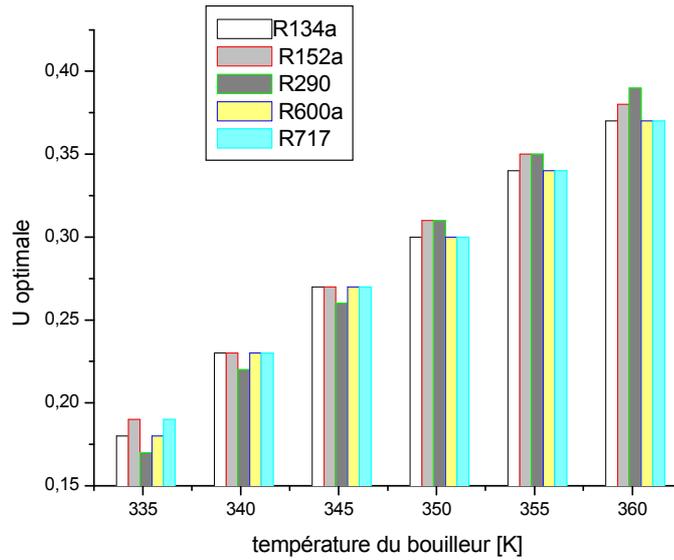


Figure 4.11. Variation du taux d'entraînement en fonction de la température du bouilleur pour les 5 fluides étudiés

D'après les graphes précédents on remarque que la variation des rapports des différences des enthalpies ($\Delta h_E/\Delta h_B$) en fonction de la température du bouilleur pour les 5 fluides étudiée est très petite par contre la variation du taux d'entraînement optimal est remarquable. Ainsi l'augmentation de la température du bouilleur provoque une augmentation du taux d'entraînement optimal et une légère diminution de $\Delta h_E/\Delta h_B$, et on peut constater aussi que l'augmentation du taux d'entraînement optimal est très sensible avec l'augmentation de la température de l'évaporateur par rapport à celle de l'augmentation de la température du bouilleur.

A l'aide des tableaux précédents on a tracé les courbes du COP suivantes :

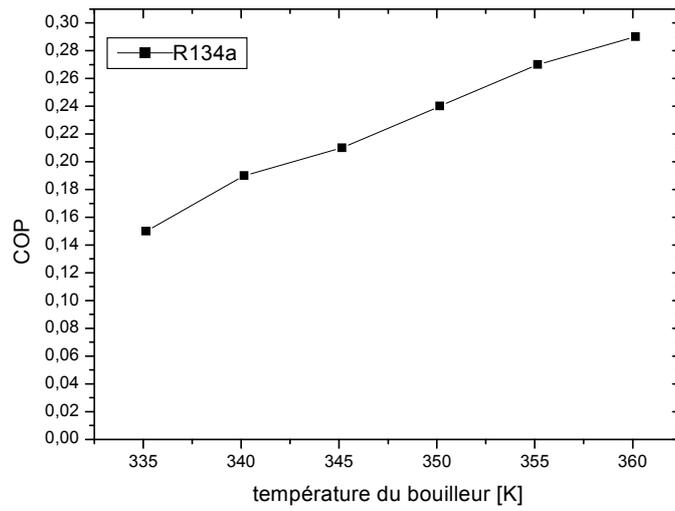


Figure 4.12 : Variation du COP en fonction de la température du bouilleur pour le R134a

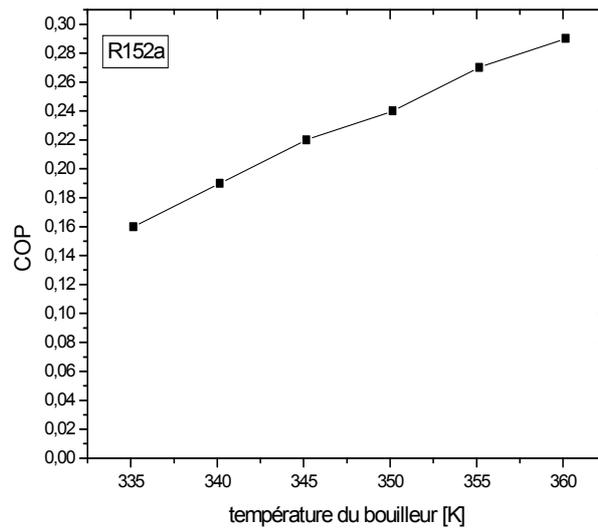


Figure 4.13: Variation du COP en fonction de la température du bouilleur pour le R152a

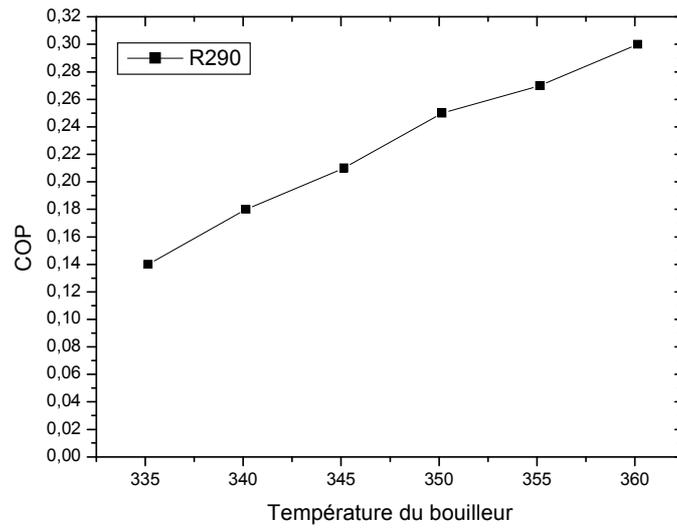


Figure 4.14 : Variation du COP en fonction de la température du bouilleur pour le R290

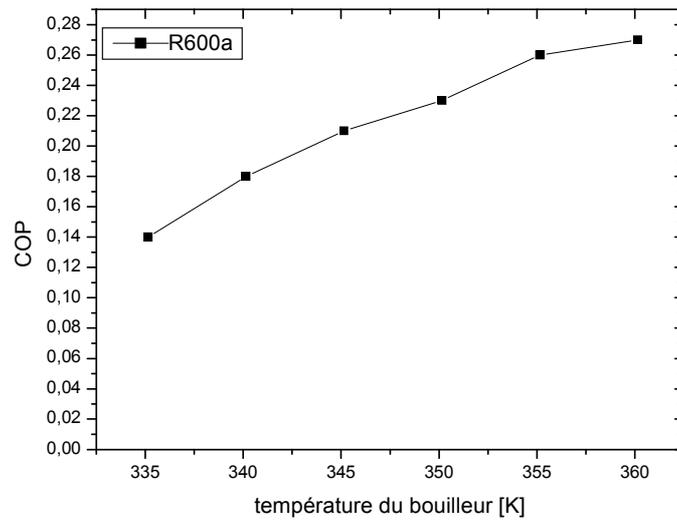


Figure 4.15 : Variation du COP en fonction de la température du bouilleur pour le R600a

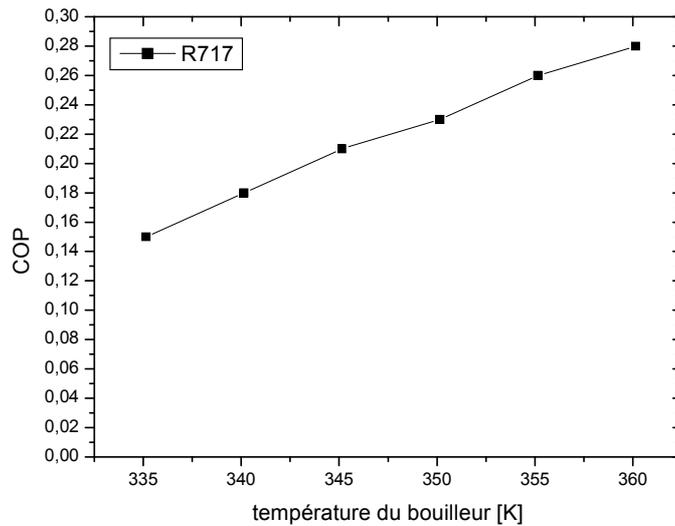


Figure 4.16 : Variation du COP en fonction de la température du bouilleur pour le R717

Les courbes du variation du coefficient de performance indique que le COP augmente avec l'augmentation de la température du bouilleur, mais la sensibilité du variation du COP est différente d'un à l'autre, malgré que les valeurs du COP des différent fluides sont très proche l'un de l'autre, le seul problème quand peut trouver dans l'amélioration du COP suivant la température du bouilleur c'est la température critique de certaine fluides (R290, R152a, R134a), donc on peut pas augmenter les température du bouilleur a partir de ces températures critique, alors pour les température du bouilleur supérieur à 113°C il faut utilisé soit le R717 (l'ammoniac), soit R600a (isobutane) parce que seulement ces deux fluides possède des températures critiques supérieur à 130°C parmi les fluides étudiées.

D'après les diagrammes de la variation du taux d'entraînement optimal et le rapport des différences d'enthalpies en fonction de la température de l'évaporateur on peut dire que la variation du U_{opt} et $\Delta h_E/\Delta h_B$ est très sensible par rapport au variation des mêmes paramètres en fonction de la température du bouilleur, et on peut constate aussi que l'augmentation du taux d'entraînement optimal est très sensible avec l'augmentation de la température de l'évaporateur par exemple une augmentation de 5°C de T_E provoque une amélioration de 40% du taux d'entraînement optimal, la même augmentation du T_B ne donne qu'une augmentation de 12,7% .

4.3.3. Variation du COP en fonction de la température du condenseur.

Température du condenseur T_C [K]	$T_B=355,15K$			$T_E=278,15K$					
	R134a			R290			R152a		
	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP
297.15	0.45	0.785	0.35	0.45	0.787	0.35	0.45	0.784	0.35
300.15	0.35	0.780	0.27	0.35	0.783	0.27	0.35	0.781	0.27
303.15	0.26	0.776	0.20	0.30	0.779	0.23	0.26	0.778	0.20
306.15	0.20	0.771	0.15	0.21	0.774	0.16	0.20	0.774	0.15
309.15	0.15	0.766	0.11	0.16	0.769	0.12	0.15	0.770	0.12

Tableaux 4.5 : valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R134a, R152a, R290 en fonction de la température du condenseur

Température du condenseur T_C [K]	$T_B=355,15 K$			$T_E=278,15 K$		
	R600a			R717		
	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP	U	$\Delta h_E/\Delta h_B$	COP
297.15	0.44	0.755	0.33	0.44	0.771	0.34
300.15	0.34	0.750	0.26	0.34	0.769	0.26
303.15	0.26	0.747	0.19	0.25	0.767	0.19
306.15	0.20	0.741	0.15	0.19	0.765	0.15
309.15	0.15	0.736	0.11	0.14	0.762	0.11

Tableaux 4.6 : valeurs des Rapports des enthalpies et du COP pour les fluides (R600a, R717) en fonction de la température du condenseur

Ces tableaux nous permettent de tracer les graphes suivants:

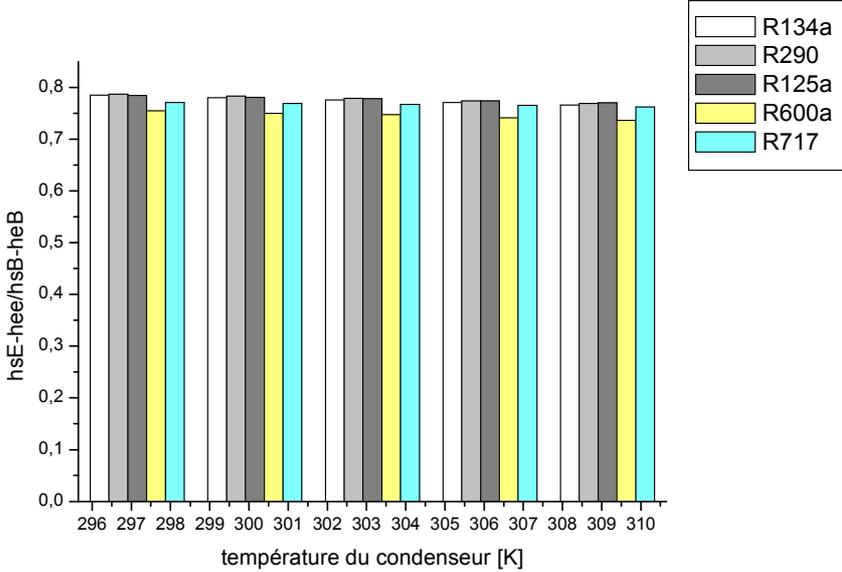


Figure 4.17: variation du rapport des différences enthalpies $\Delta h_E/\Delta h_B$ pour les 5 fluides étudiés

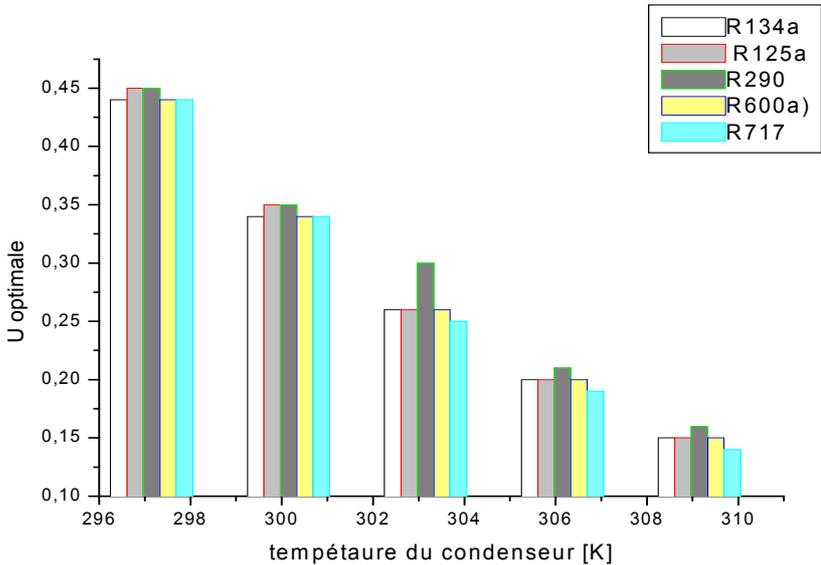


Figure 4.18: Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du condenseur pour les 5 fluides étudiés

D'après ces figures, on constate que la performance du système est principalement due à la valeur du taux d'entraînement optimale, car la variation des rapports des enthalpies $\Delta h_E/\Delta h_B$ est très petite (presque négligeable) d'un fluide à l'autre. Bien entendu, la nature même du fluide agit également par le fait que pour des valeurs de T_B et T_C données, les pressions de saturation correspondantes P_B et P_C diffèrent d'un fluide à l'autre, ce qui entraîne des valeurs de ξ et r différentes et si, par exemple, la valeur de r est plus faible dans un cas que dans l'autre, le taux d'entraînement est plus important.

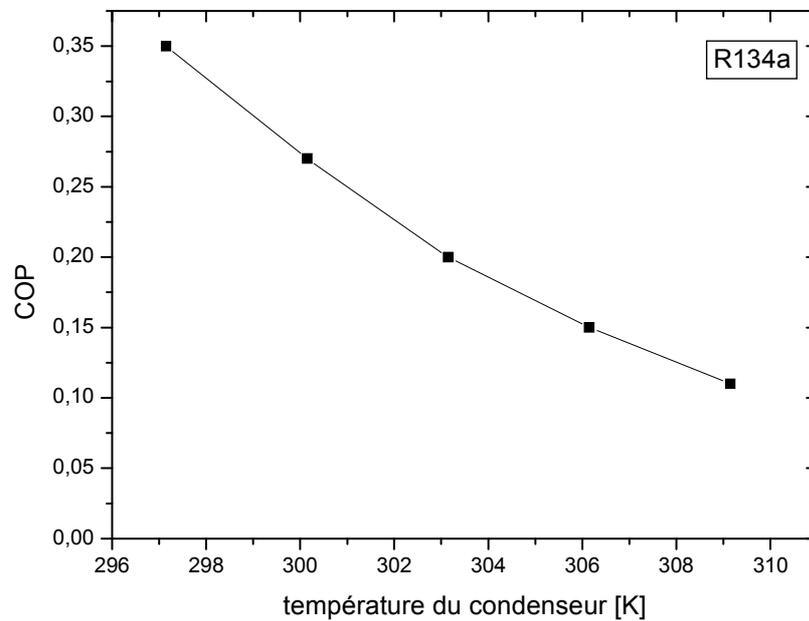


Figure 4.19: Variation du COP en fonction de la température du condenseur pour le 134a

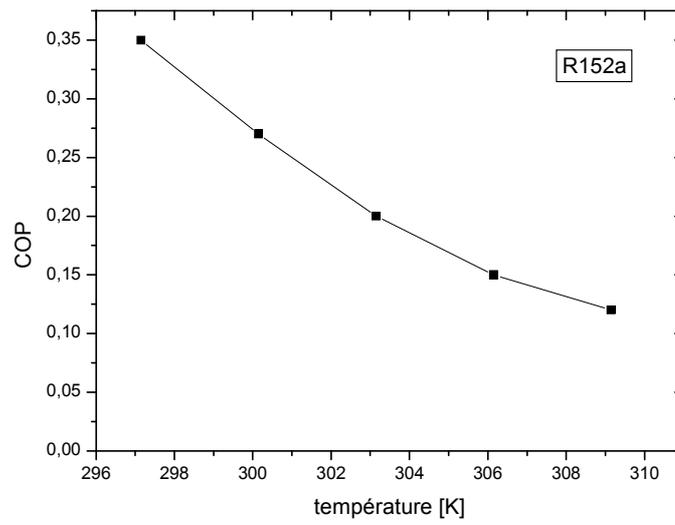


Figure 4.20 : Variation du COP en fonction de la température du condenseur pour le R152a

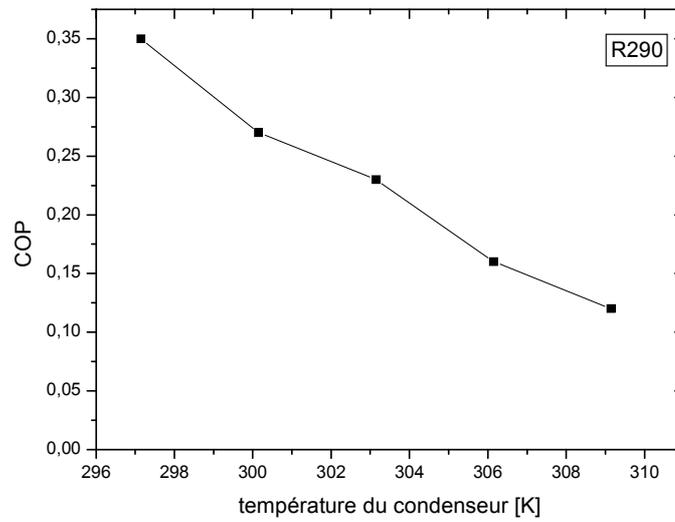


Figure 4.21 : Variation du COP en fonction de la température du condenseur pour le R290

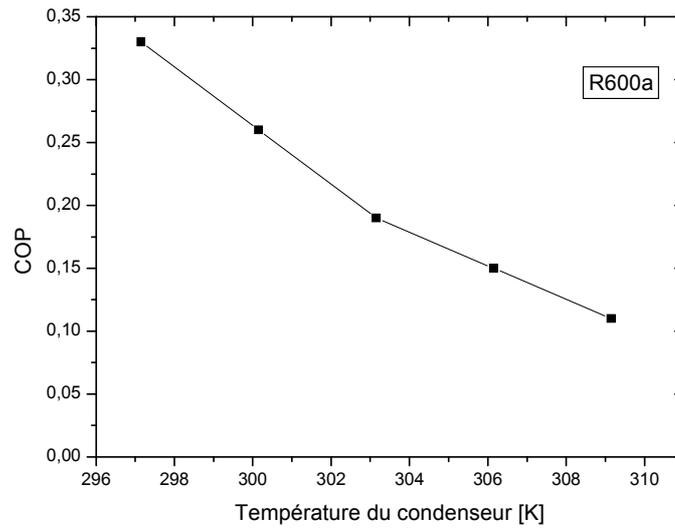


Figure 4.22 : Variation du COP en fonction de la température du condenseur pour le R600a

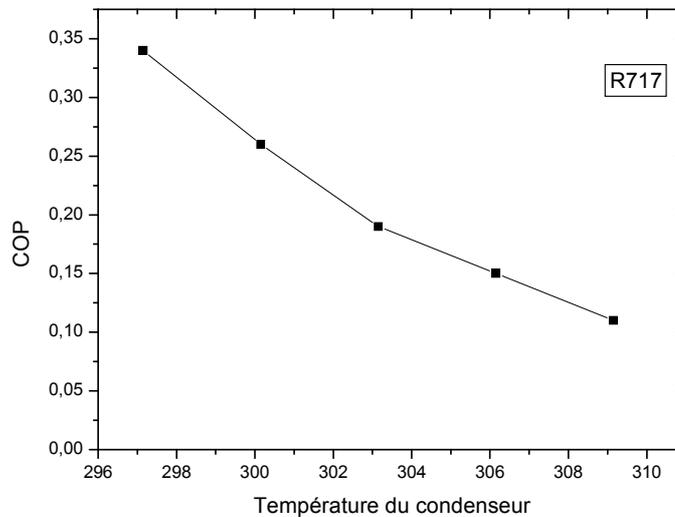


Figure 4.23: Variation du COP en fonction de la température du condenseur pour le R717

Les valeurs du COP diminue avec l'augmentation de la température du condenseur parce que on a besoin d'une grande quantité de chaleur fournie par le bouilleur qui se transforme en énergie cinétique pour entraîner le fluide secondaire (fluide frigorigène), pour un écoulement supersonique nécessaire pour l'onde de choc afin d'atteindre la pression de condensation,

donc on obtiendra les meilleures performances lorsque on utilise le système d'éjection dans les régions froides.

4.4. Conclusion

Dans cette étude théorique on a également évalué l'évolution des performances des cinq fluides étudiées (R134a, R152a, R290, R600a, R717) pour une température du bouilleur entre 62°C et 87°C et pour une température de l'évaporateur entre 0°C et 12°C et pour une température du condenseur entre 24°C et 36°C, à chaque fois en gardent la température de deux sources constantes et on varient la température d'une seule source, on note que l'écart de performance est sensible à la température de la source chaude et l'augmentation de cette température conduira à une amélioration du COP. On constate aussi, la forte hausse de l'efficacité frigorifique avec l'augmentation de la température de la source froide. Ce résultat est tout à fait normal puisqu'il correspond à un rapprochement des températures de la boucle frigorifique.

A titre d'exemple, une augmentation de 2°C de la source froide provoque une amélioration moyenne de 70% sur l'efficacité frigorifique des cinq fluide étudiées, mais une augmentation de 10°C de la source chaude, à température de la source froide constante, ne donne qu'une amélioration moyenne de 70% sur l'efficacité frigorifique des cinq fluides étudiées.

Ces résultats nous permettant de conclure qu'il vaut mieux augmenter la température de la source froide qu'augmenter la température de la source chaude afin d'atteindre des efficacités frigorifiques plus élevées.

Chapitre III

Analyse de l'éjecteur

Chapitre III : Analyse de l'éjecteur

3.1. Description de l'éjecteur :

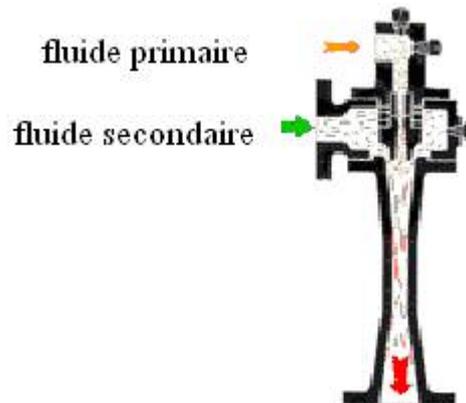


Figure 3.1 : schéma de différentes parties de l'éjecteur

Bien qu'il puisse être utilisé avec d'autres frigorigènes, c'est avec l'eau que le système frigorifique à éjection entra en scène en 1908. La paternité en revient au français Maurice Leblanc (1857-1923).

L'abaissement de température de l'eau, qui se vaporise sous basse pression est obtenue en aspirant la vapeur formée au moyen d'un éjecteur, ou trompe, alimenté par un jet de vapeur vive provenant d'une chaudière. L'éjecteur est une tuyère d'abord convergente, l'accroissement de la vitesse du jet diminue la pression ce qui permet l'aspiration voulue, puis lentement divergente, l'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte. Ce système qui a des créneaux d'utilisation bien spécifique est peu répandu.

L'éjecteur est l'élément essentiel de l'installation frigorifique à éjecto-compression il comporte trois éléments principaux :

- 1. Le tuyère primaire :** permet de fluide moteur de la conversion de son enthalpie en énergie cinétique pour entraîné le fluide secondaire.
- 2. Tuyère secondaire :** porte du vapeur qui vienne de l'évaporateur pour être entraîné et aspiré par le fluide moteur (fluide primaire).

3. Chambre de mélange : après la décompression du fluide moteur dans la tuyère motrice et l'aspiration du fluide secondaire par le fluide primaire, les deux fluides se mélangent dans la chambre de mélange (dans le convergent) et ensuite ce dernier se comprime à travers le diffuseur.

3.2. Analyse de l'écoulement dans la chambre de Mélange :

3.2.1. Cas où. $0 \leq M < 1$ (Ecoulement subsonique) :

Lorsque l'écoulement est subsonique, $(M^2-1) < 0$, et par conséquent, lorsqu'on a une augmentation de section, la vitesse diminue selon et lorsque la section diminue, la vitesse augmente. Ainsi, pour un écoulement subsonique compressible, pour augmenter la vitesse, il faut un canal convergent et pour diminuer la vitesse, le canal doit être divergent. Les écoulements subsoniques compressibles se comportent comme les écoulements incompressibles.

3.2.2. Cas où. $M > 0$ (Ecoulement supersonique) :

Dans ce cas. $(M^2-1) > 0$ Par conséquent une augmentation de vitesse est associée à une augmentation de surface. De même, une diminution de vitesse est associée à une diminution de surface. Ainsi, pour un écoulement supersonique, pour augmenter la vitesse, il faut un divergent, et pour la diminuer, il faut un convergent. On a un comportement inverse par rapport aux écoulements subsoniques.

3.2.3. Cas où $M=1$ (Ecoulement sonique) :

On a alors $dA = 0$, même si l'on a une variation de vitesse. Cela correspond à un maximum ou un minimum local de la distribution de section. Physiquement, cela correspond à une section minimale. Cette section minimale est le col de la tuyère. Quelque soit l'écoulement supersonique qui passe dans la tuyère, l'écoulement sera toujours sonique au col, c'est-à-dire $M=1$. L'inverse est vrai : si l'on veut ralentir de manière isentropique un écoulement supersonique vers un régime subsonique, on doit d'abord ralentir l'écoulement dans un convergent, et, dès que le régime sonique est atteint, on doit continuer à le décélérer vers des vitesses subsoniques dans un divergent. On a alors un diffuseur.

3.3. Description du modèle de l'écoulement dans la tuyère primaire :

Les hypothèses utilisées dans cette analyse sont les suivantes :

1. l'écoulement est isentropique.
2. le fluide considéré comme gaz parfait et la variation du k est négligeable pour le même fluide.
3. les frottements sont négligeables
4. la pression de mélange est identique pour les fluides (primaire et secondaire)
5. le mélange est complet (les deux fluides forme un fluide homogène)
6. il n'y a pas des ondes de choc oblique

Les équations d'un gaz parfait ont pour forme

$$P = \rho RT \quad \text{et} \quad h = c_p T \quad (3.1)$$

On peut aussi facilement déduire l'expression suivante pour l'entropie :

$$S = c_v \ln\left(\frac{P}{\rho^\gamma}\right) \quad \text{ou} \quad P = \rho^\gamma e^{\frac{s}{c_v}} \quad (3.2)$$

Dans une évolution isentropique d'un gaz parfait, on a donc :

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = \text{constante} \quad \text{et en utilisant} \quad \frac{P}{T^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \text{constante}$$

La célérité sonore est dans ce cas :

$$c^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s = \gamma P^{\gamma-1} e^{\frac{s}{c_v}}$$

$$\text{Soit : } c^2 = \frac{\gamma P}{\rho} = \gamma R T$$

Nous allons maintenant exprimer toutes les variables de l'écoulement en fonction du nombre de Mach local et des conditions d'arrêt isentropique. Considérons à présent l'équation de

$$\text{l'énergie pour les écoulements adiabatique : } h_i = h + \frac{v^2}{2}$$

En peut remplacer h_i et h par $c_p T_i$ et $c_p T$

$$c_p T_i = c_p T + \frac{v^2}{2}$$

Puis diviser les deux membres par $c_p T$. Cette équation donne :

$$\frac{v^2}{2c_p T} = \frac{v^2}{\left(\frac{2\gamma RT}{\gamma-1}\right)} = \frac{v^2(\gamma-1)}{2c^2} = \frac{(\gamma-1)}{2} M^2$$

Le rapport $\frac{T}{T_0}$ prend alors la forme :

$$\frac{T}{T_0} = \frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2} \quad (3.3)$$

En peut déduire des relations isentropiques

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{1}{1 + \frac{k+1}{2} M^2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.4)$$

et :

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = \left(\frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (3.5)$$

Les trois rapports $\frac{T}{T_0}$, $\frac{P}{P_0}$, $\frac{\rho}{\rho_0}$ sont ainsi déterminés en fonctions du nombre de mach local

($M = \frac{v}{c}$). Les température et pression d'arrêt T_0 et P_0 sont constantes en écoulement

isentropique, et pour cette raison, il est commode d'exprimer le débit masse en fonction de ces deux quantités, de la section A et du nombre de Mach local. Pour cela nous partons de la

définition du débit massique : $\dot{m} = \rho A v$

En substituant $\rho = \frac{P}{RT}$ et $v = Mc = M(\gamma RT)^{1/2}$, cette expression devient :

$$\dot{m} = \frac{P A M (\gamma RT)^{1/2}}{RT}$$

On peut encore écrire : $\dot{m} = A M P \left(\frac{\gamma}{RT}\right)^{1/2}$

Puis faire apparaître les rapports $\frac{P}{P_0}$, $\frac{T}{T_0}$

$$\dot{m} = A M P_0 \left(\frac{P}{P_0}\right) \left(\frac{\gamma}{RT_0}\right)^{1/2} \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/2}$$

En utilisant les expressions de $\frac{P}{P_0}$, $\frac{T}{T_0}$ en fonction du nombre de Mach, on obtient :

$$\dot{m} = A M P_0 \left(\frac{\gamma}{RT_0}\right)^{1/2} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad (3.6)$$

On peut d'abord exprimer le débit dans la section critique ($M = 1$) :

$$\dot{m}^* = A^* P_0 \left(\frac{\gamma}{RT_0}\right)^{1/2} \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad (3.7)$$

L'expression de A/A^* est alors obtenue en égalant les expressions de \dot{m}^* et \dot{m}

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right) \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

On peut facilement montrer que cette expression possède un minimum en $M = 1$. Pour un écoulement isentropique donné, la section critique est minimum. L'expression que nous venons d'établir intervient dans de nombreux calculs pratiques (chambre de mélange dans l'éjecteur). Elle forme avec les expressions 3 et 4 un jeu complet de relations permettant la détermination des caractéristiques d'écoulements isentropiques de gaz parfait dans des conduits de section variable (convergent divergent de l'éjecteur)

Une autre notion est celle de nombre de Mach critique M^* , Ce nombre est défini comme le rapport de la vitesse local v à la célérité sonore au col :

$$M^* = \frac{v}{c^*}$$

Comme la célérité sonore c^* a une valeur fixe pour un écoulement donné, M^* est directement proportionnel à la vitesse locale. Les conditions critiques sont prises ici comme conditions de référence. Ces conditions peuvent être atteintes en un point de l'écoulement, mais elles peuvent aussi ne pas l'être. La section critique A^* peut coïncider avec une section de conduit si les conditions critique sont atteintes, mais elle peut aussi être une simple valeur de référence.

Le nombre de Mach critique M^* peut être exprimée en fonction du nombre de Mach locale.

Pour cela, nous partons de

$$M^{*2} = \frac{v^2}{c^{*2}} = \frac{v^2 c^2}{c^2 c^{*2}} = \frac{M^2 c^2}{c^{*2}} \quad (3.8)$$

Le rapport $\frac{c^2}{c^{*2}}$ est égal au rapport $\frac{T}{T^*}$ et on peut écrire :

$$\frac{c^2}{c^{*2}} = \frac{T}{T^*} = \frac{TT_0}{T_0T^*} \quad (3.9)$$

Les deux rapports qui interviennent au second membre sont donnée par :

$$\frac{T}{T_0} = \frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2}$$

$$\text{et : } \frac{T_0}{T^*} = \left(\frac{T_0}{T}\right)_{M=1} = \frac{\gamma+1}{2}$$

En portant ces deux expressions dans la relation (3.9), on obtient :

$$\frac{c^2}{c^{*2}} = \frac{\gamma+1}{2 + (\gamma-1)M^2}$$

et on déduit de (8) :

$$M^{*2} = M^2 \frac{\gamma+1}{2 + (\gamma-1)M^2} \quad (3.10)$$

3.4. Organigramme développé pour le calcul des caractéristiques du fluide a la sortie du tuyère primaire :

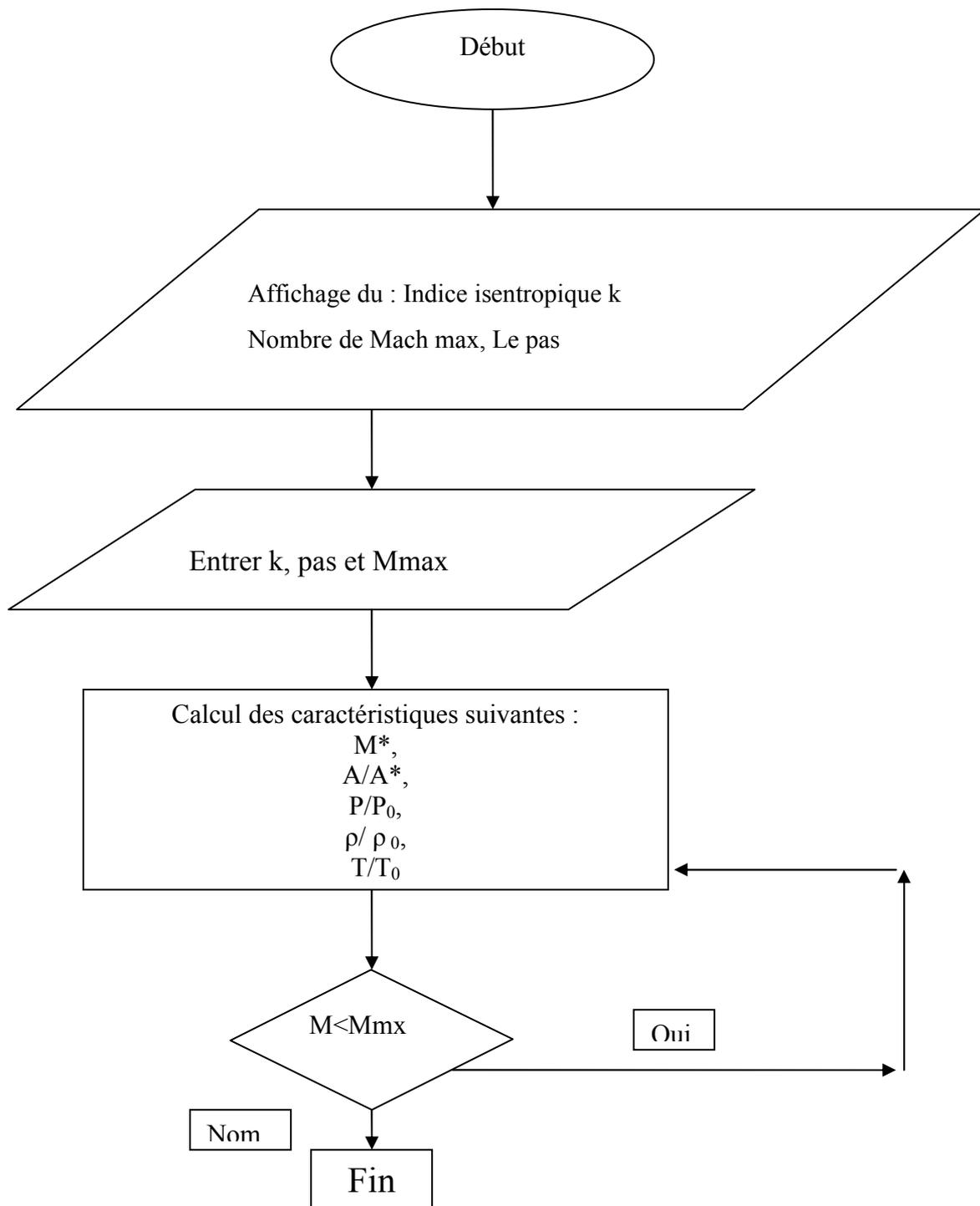


Figure 3.2 : Organigramme développé pour le calcul des caractéristiques du fluide a la sortie de la tuyère primaire :

3.5. Les ondes de choc dans la chambre de mélange :

De nombreuses expériences montrent que les écoulements compressibles à grande vitesse peuvent subir des variations très rapides de leurs caractéristiques sur des distances très faibles. Les changements de densité, de vitesse, de pression et de température correspondants s'effectuent sur une distance extrêmement courte, de telle sorte que l'onde de choc apparaît comme une discontinuité séparant des écoulements amont et aval continus.

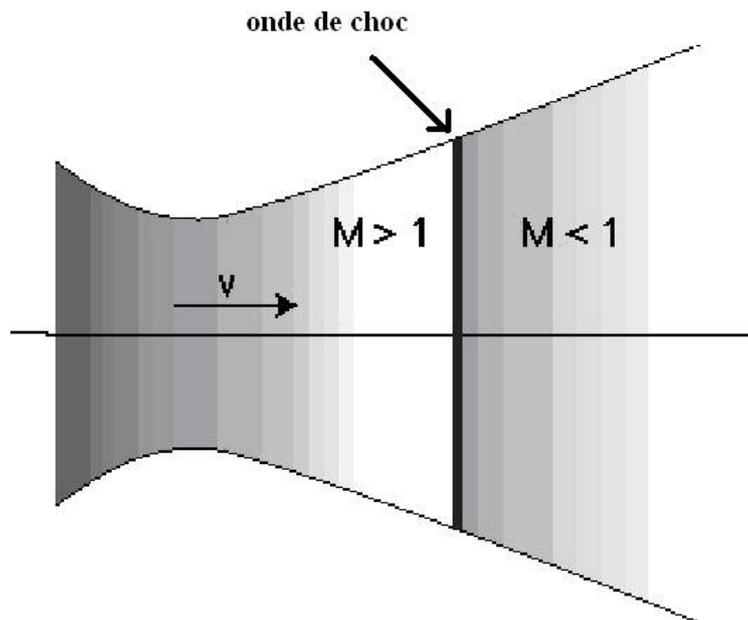


Figure 3.3: Choc droit dans une tuyère

3.5.1. Equations fondamentales pour les chocs droits :

Les hypothèses utilisées dans cette analyse sont les suivantes :

- 1) le fluide utilisé est considéré comme un gaz parfait
- 2) les forces de frottements dans le volume de contrôle entourant l'onde de choc sont négligeables.
- 3) le processus de choc est effectué à section constante, les lignes de courant restant parallèles entre elles et perpendiculaire à la surface de choc.

4) l'écoulement est adiabatique et il n'y a pas de travail extérieur sur le volume de contrôle considéré.

5) les force de volume son négligeables.

6) l'écoulement s'effectué en l'absence de réaction chimique et le fluide reste en équilibre thermodynamique.

Désignant par P_1, ρ_1, h_1, v_1 les pression, densité, enthalpie, vitesse en amont du choc, et par P_2, ρ_2, h_2, v_2 les quantités correspondantes en aval. Dans certains cas, on connaît l'état de l'écoulement en amont du choc et on souhaite déterminer l'état du fluide en aval. Dans d'autres situations, les conditions aval sont connues et il s'agit d'obtenir les caractéristiques de l'écoulement en amont du choc.

On rencontre aussi, très souvent, des problèmes mixtes dans lesquels certains paramètres sont connus en amont et d'autres sont disponibles en aval. Pour résoudre ces problèmes, on dispose des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et des équations de l'état du fluide.

3.5.2. Equations de conservation de la masse :

L'écoulement est unidimensionnel, permanant et la conservation de la masse s'exprime sous la forme :

$$\dot{m} = \rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 = \text{constante} \quad (3.11)$$

3.5.3. Equation de conservation de quantité de mouvement :

Le fluide est en écoulement stationnaire, les forces de volume et de frottement sont négligées. La variation de quantité de mouvement entre les sections 1 et 2 est associée aux forces de pression agissant sur le fluide situé dans le volume de contrôle :

$$\dot{m} v_2 - \dot{m} v_1 = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad (3.12)$$

3.5.4. Equation de conservation de l'énergie :

L'écoulement est permanent, il n'y a pas de travail extérieur $w = 0$, l'écoulement est adiabatique $Q = 0$ et les forces de volume sont négligeables :

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2} = h_2 + \frac{v_2^2}{2} = h_i = \text{constante} \quad (3.13)$$

L'énergie interne et l'enthalpie h sont reliées par : $h = e + \frac{P}{\rho}$ et on peut encore écrire

l'équation (13) sous la forme :

$$e_1 + \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2} = e_2 + \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} = \text{constante}$$

- **Equations d'état :**

Les équations d'état peuvent être écrites sous les formes génériques:

$$s = s(P, \rho), \quad h = h(P, \rho)$$

- **Equations fondamentales des ondes de choc droites dans les gaz parfaits :**

Pour un gaz parfait, les équations d'état peuvent s'écrire sous la forme :

$$P = \rho RT \quad \text{et} \quad h = c_p T$$

Les équations des chocs droits stationnaires deviennent dans ce cas :

a) Conservation de la masse :

$$\rho_1 v_1 = \rho_2 v_2$$

b) Conservation de la quantité de mouvement :

$$P_1 + \rho_1 v_1^2 = P_2 + \rho_2 v_2^2 \quad (3.14)$$

c) Conservation de l'énergie :

$$c_p T_1 + \frac{v_1^2}{2} = c_p T_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (3.15)$$

Il est commode de faire apparaître dans ces trois relations les nombres de Mach M_1 , M_2 des écoulement amont et aval. Une fois ces expressions obtenues, nous pourrons établir une relation entre Mach amont M_1 et le Mach M_2 . Il sera ensuite possible de représenter tous les rapports des paramètres amont et aval comme $\frac{P_2}{P_1}, \frac{T_2}{T_1}, \frac{\rho_2}{\rho_1}, \frac{P_{02}}{P_{01}}$ en fonction de l'un ou l'autre de nombre de Mach. Les expressions déduites suivant cette procédure sont utilisées pour calculer les caractéristiques de l'écoulement en amont et en aval du choc.

Considérons d'abord l'équation de l'énergie. Le premier membre de cette équation s'écrit sous la forme :

$$c_p T_1 + \frac{v_1^2}{2} = c_p T_1 \left(1 + \frac{v_1^2}{2c_p T_1}\right)$$

Soit :

$$c_p T_1 + \frac{v_1^2}{2} = c_p T_1 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2\right)$$

Une opération analogue peut être effectuée sur le second membre et l'équation (15) devient :

$$T_1 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2\right) = T_2 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_2^2\right)$$

Soit encore :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_2^2} \quad (3.16)$$

Considérons maintenant l'équation de conservation de la quantité de mouvement. Le premier membre de cette équation peut être mis sous la forme :

$$P_1 + \rho v_1^2 = P_1 \left(1 + \frac{\rho v_1^2}{P_1}\right)$$

En notant que $c_1^2 = \frac{\gamma P_1}{\rho_1}$, on peut aussi écrire :

$$P_1 + \rho v_1^2 = P_1 (1 + k M_1^2)$$

Le second membre de l'équation (3.14) peut être transformé de la même manière et l'équation (3.14) devient :

$$P_1 (1 + \gamma M_1^2) = P_2 (1 + \gamma M_2^2)$$

Ou encore :

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + \gamma M_1^2}{1 + \gamma M_2^2} \quad (3.17)$$

On peut maintenant passer à l'équation de conservation de la masse. Une première opération consiste à remplacer les vitesses v_1 et v_2 avec $M_1 c_1$ et $M_2 c_2$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{M_1 c_1}{M_2 c_2} \quad (3.18)$$

Pour un gaz parfait $\rho = \frac{P}{rT}$ et $c = (\gamma r T)^{1/2}$, En substituant ces deux expressions dans (3.18), on obtient :

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{M_1}{M_2} \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{1/2} \quad (3.19)$$

Nous avons déjà exprimé $\frac{P_2}{P_1}$ et $\frac{T_2}{T_1}$ en fonction de M_1 et M_2 . En substituant les relations (3.16) et (3.19) dans (3.15), on obtient une relation pour les nombre de Mach :

$$\frac{1 + \gamma M_1^2}{1 + \gamma M_2^2} = \frac{M_1}{M_2} \left(\frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2} \right)^{1/2} \quad (3.20)$$

Pour résoudre cette équation, on peut élever les deux membres au carré, ramener au même dénominateur, observer que la relation obtenue est symétrique en fonction de M_1 et M_2 et que l'une de ces racines est :

$$M_1 = M_2$$

L'autre racine est alors facilement obtenue sous la forme :

$$M_2^2 = \frac{M_1^2 + \frac{2}{\gamma-1}}{\frac{2\gamma M_1^2}{\gamma-1} - 1} \quad (3.21)$$

Ainsi la relation entre les pression d'arrêt avant et après l'onde de choc s'écrit sous la forme

$$\text{suivante : } \frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M^2 - 1) \right]^{-\frac{1}{\gamma-1}} \left[1 - \frac{2}{\gamma+1} \left(1 - \frac{1}{M_1^2} \right) \right] - \frac{\gamma}{M_1^2} \quad (3.22)$$

3.5.5 Organigramme développé pour le calcul des caractéristiques thermodynamiques du fluide avant et après l'onde de choc

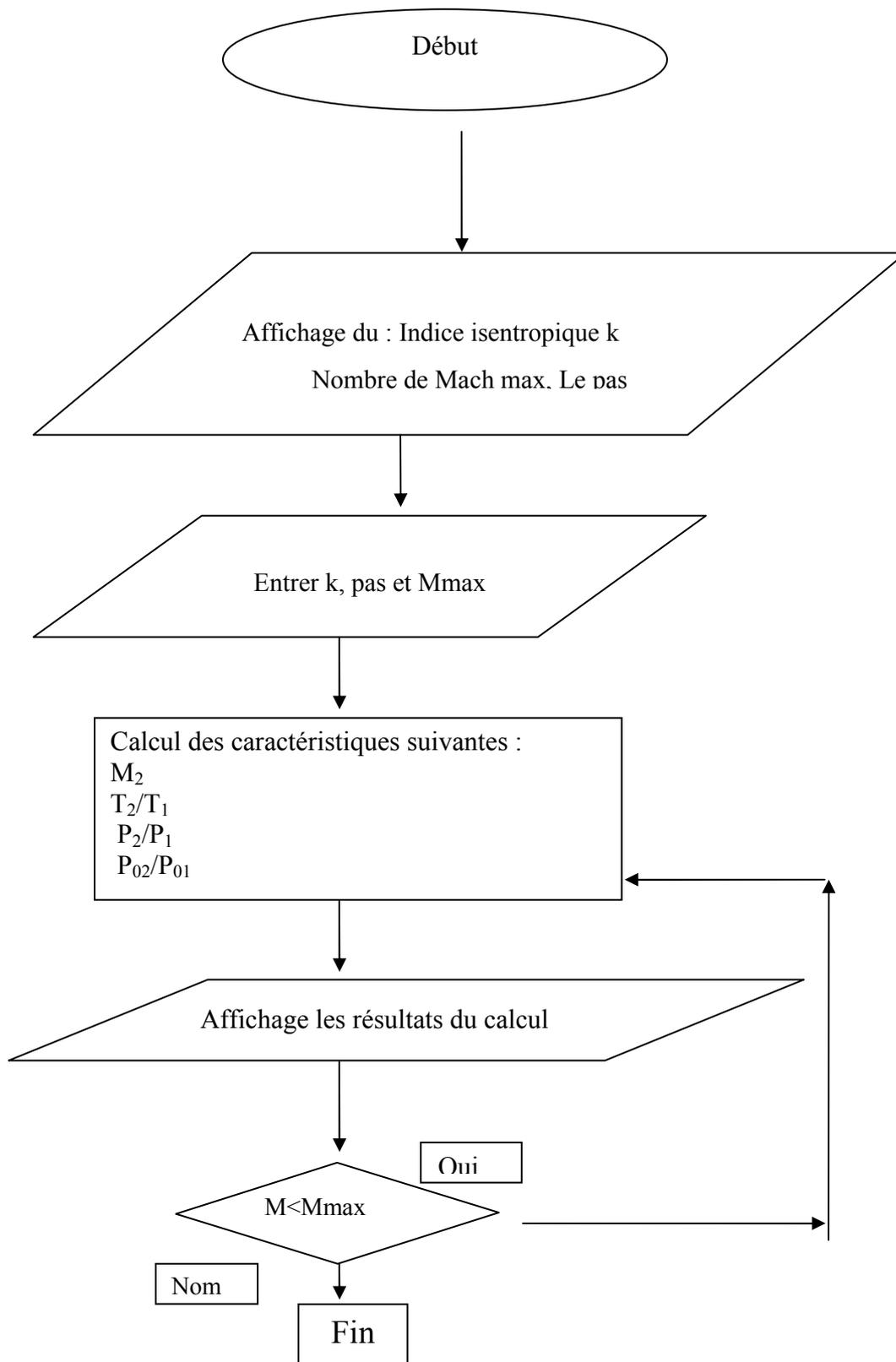


Figure 3.4 : Organigramme développé pour le calcul des caractéristiques thermodynamiques du fluide avant et après l'onde de choc

3.6.Relations du modèle complet tuyère motrice et la chambre de mélange :

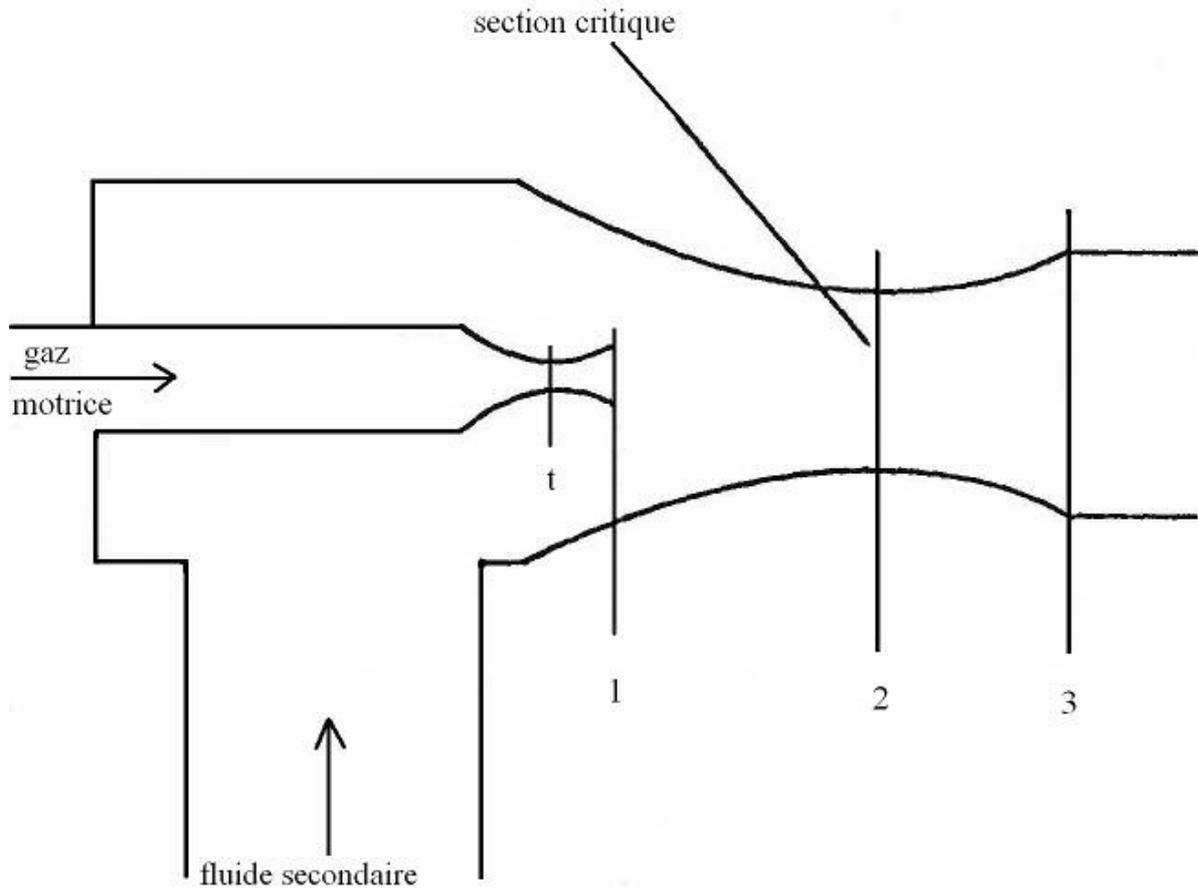


Figure 3.5 : les différents points de l'éjecteur

On a : $M^* = \frac{v}{c^*}$

Pour un écoulement isentropique d'un gaz parfait on a :

$$h_0 = h_1 + \frac{v_1^2}{2}$$

$$v_1^2 = 2(h_0 - h_1) = 2c_p(T_0 - T_1)$$

$$v_1^2 = 2R \frac{\gamma}{\gamma - 1} T_0 \left(1 - \frac{T_1}{T_0}\right)$$

Parce que on a : $c_p = \frac{R\gamma}{\gamma - 1}$

Pour les gaz parfait $pv = RT$ et $\frac{P}{\rho\gamma} = \text{constante}$

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\text{Alors : } v_1^2 = 2R \frac{\gamma}{\gamma-1} T_0 \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)$$

$$\text{Mais : } M^* = \frac{v}{c^*}$$

Et : $c^* = v^*$ (vitesse du son quand $T = T^*$)

$$= [2c_p(T_0 - T^*)]^{1/2}$$

$$\text{On a : } \frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{\gamma+1}, \quad c^* = [2c_p T_0 \left(1 - \frac{2}{\gamma+1}\right)]^{1/2} = [2RT_0 \frac{\gamma}{\gamma-1}]^{1/2}$$

$$\text{Alors : } M^{*2} = \frac{\gamma+1}{\gamma-1} \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) \quad (3.23)$$

On peut dériver M^* a partir de l'équation de conservation de mouvement.

Le volume de contrôle dans la chambre de mélange :

$$P_1 A_1 + \dot{m}_a v_{1a} + \dot{m}_b v_{1b} = P_2 A_2 + \left(\dot{m}_a + \dot{m}_b\right) v_2$$

Quand la pression de mélange est constante : $P_2 = P_1$ et la projection des surface sur la fin des deux volume de contrôle sont égaux, le terme de force de pression est éliminée

$$v_2 = \frac{\dot{m}_a v_{1a} + \dot{m}_b v_{1b}}{\dot{m}_a + \dot{m}_b} = \frac{v_{1a} + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a} v_{1b}}{1 + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}}$$

Mais $v = M^* c^*$, donc :

$$v_2 = M^* c^* = \frac{M^*_{1a} c^*_{1a} + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a} M^*_{1b} c^*_{1b}}{1 + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}}$$

$$\text{En divise par } c^*_2 : M^*_2 = \frac{\dot{m}^*_{1a} + \frac{\dot{m}^*_{1b}}{c^*_2} M^*_1 c^*_b}{(1 + \frac{\dot{m}^*_{1b}}{\dot{m}^*_{1a}}) c^*_2} \quad (3.24)$$

Il y a deux expressions de M^*_2 indépendant l'un de l'autre, donc on peut l'égaliser les deux expressions pour établir une relation du rapport des débits massique (primaire et secondaire) en fonction de pression au chambre de mélange. Après ce rapport est obtenus on cherche la valeur maximal de ce rapport, finalement on peut utiliser ce rapport dans les équation suivantes.

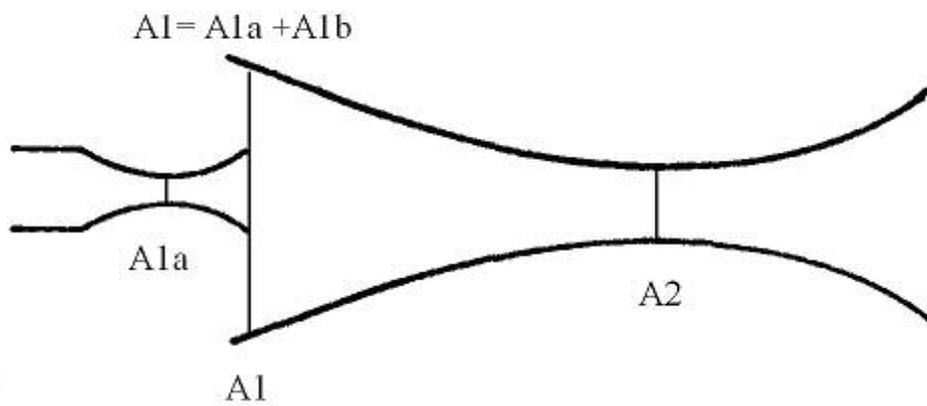


Schéma 3.6: les sections principales de l'éjecteur

$$\frac{A_{1a}}{A_t} = \frac{1}{M_{1a}} \left(\frac{\gamma + 1}{2 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{1a}^2 \right)} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (3.25)$$

$$\frac{A_{1b}}{A_t} = \frac{\dot{m}^*_{1b}}{\dot{m}^*_{1a}} \left(\frac{c_a^* \rho_a^*}{\rho_{1b} v_{1b}} \right) \quad (3.26)$$

Et pour calculer le rapport entre la section minimale de la chambre de mélange et la section critique de la tuyère motrice on utilise la relation développée par Hamner Richard Miller [5].

$$\frac{A_2}{A_t} = \left(1 + \frac{\dot{m}^*_{1b}}{\dot{m}^*_{1a}} \right) \left(\frac{2}{k + 1} \right)^{\frac{1}{k + 1}} \left(\frac{P_{0a}}{P_1} \right) \left(\frac{T_{02}}{T_{0a}} \right) \frac{c_a^*}{c_2^*} \quad (3.27)$$

$$\text{Avec : } \frac{T_{02}}{T_{0a}} = \frac{1 + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a} \frac{T_{0b}}{T_{0a}}}{1 + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}}$$

$$\text{et : } \frac{c_2^*}{c_a^*} = \left(\frac{1 + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a} \frac{T_{0b}}{T_{0a}}}{1 + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_a}} \right)^{1/2}$$

Avec les rapports des surfaces établis, on peut utilisés comme des valeurs critiques pour le système avec ces conditions de saturation dans le bouilleur, le condenseur, et l'évaporateur.

A_1 c'est la surface totale de la chambre de mélange au point du jet du fluide primaire.

Il faut reliée Tout les rapports avec la section critique du tuyère primaire, cette dernière est calculé a partir du rapport des débits massiques.

Quand les rapports de sections sont calculés on utilisé pour définir les caractéristiques du système aux conditions de fonctionnement dans le bouilleur, condenseur et l'évaporateur.

Les conditions idéals de fonctionnement existe quand l'onde de choc normal à été avalé par le diffuseur et se tient juste en aval de la section critique de la chambre de mélange, c'est nécessaire puisque le nombre de Mach est égal à 1 en ce moment et aucune perte de pression ne se produira à travers l'onde de choc, Aussi, la chambre de mélange existera alors à une basse pression et à haute vitesse, essentiel au bons mélange et bon entraînement.

Ce-ci soulève la question comment démarrer le système. Il serait plus compliqué pour concevoir et actionner automatiquement un système ayant rapport de section variable, ainsi la commande de la pression d'arrêt semble être la méthode la plus facile.

Le choc doit se tenir en aval de la section critique du diffuseur pour des raisons de stabilité.

3.7. Exemple de calcul

R134a est le fluide choisi :

La température du bouilleur est 355.15 K, l'évaporateur à 297.15 K, le condenseur à 306.15 K

$P_E/P_B=3.496 / 27.465=0.127$ qui correspond un nombre de mach 2.05 à partir de la table de Mach du R134a en peut tirer les valeurs suivantes

M	M*	A/A*	P/P ₀	ρ/ρ_0	T/T ₀
2.05	1.8192180	2.013298	0.1220436	0.1692293	0.7211730

Et après l'onde de choc les caractéristiques sont les suivantes :

M ₁	M ₂	P_2/P_1	T_2/T_1	P_{02}/P_{01}
2.05	0.53203790	4.4669220	1.34398500	0.64314740

Les résultats obtenus par le présent modèle sont presque identiques avec les résultats de logiciel Médit

Logiciel Médit : c'est un logiciel développé par l'université de Romande France qui nous permet de calculer les caractéristiques d'un fluide dans une tuyère à section variable.

1.18, gaz parfait, angles en degrés.

ENTREE: nombre de Mach = 2.05

nombre de Mach=	2.05	M.a	29.1964044	P-M angle	33.9015648		
P/P ₀	0.12208974	ρ/ρ_0	0.168267	T/T ₀	0.72557093		
P/P*	0.21479821	ρ/ρ^*	0.2715965	T/T*	0.79087231	A/A*	2.01961528

Figure 3.7 : tableau de Mach d'après logiciel Médit

Onde de choc normale

1.18, gaz parfait, angles en degrés.

ENTREE: M1 = 2.05

M₁ =	2.05	M₂ =	0.53203769	P₀₂/P₀₁	0.64314677		0.18983185
P₂/P₁	4.46692660	ρ₂/ρ₁	3.32364091	T₂/T₁	1.34398592		

Figure 3.8 : tableau de l'onde de choc normale d'après logiciel Médit

On suppose que la chaleur absorbée par le fluide primaire au bouilleur est égale 7000W

$$\dot{m} = \rho A v = \rho * A * c^* = \rho_0 c_0 A * \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma + 3}{2(\gamma - 1)}}, \text{ Avec } c_0 = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_0} = 351,12 \text{ m/s,}$$

$$\rho_0 = 136,8 \text{ kg/m}^3 \text{ (logiciel Cool Pack)}$$

Cool Pack est une collection des programmes utilisée pour dimensionner, analyser et optimiser les système de réfrigération développer par l'université technique du Danemark.

Suivant la première loi de la thermodynamiques on à

$$Q_{in} = \dot{m} \Delta h = U \dot{m}_{TOT} (h_{sb} - h_{eb}) \quad \text{Donc } \dot{m} = \frac{Q_b}{\Delta h_b} = \frac{7}{h_{sb} - h_{eb}} = \frac{7}{451.74 - 245.82} \\ = 0,034 \text{ kg/s}$$

On peut maintenant calculée la section critique A* et le diamètre critique d* de la tuyère primaire, et a l'aide des résultats du annexe C en peut calculer la section du jet de la tuyère primaire et la section critique de la chambre de mélange.

$$\text{donc } A^* = 7,54 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2, \quad d^* = 3,1 \text{ mm}$$

T _b (K)	U	M ₂ *	A _{1a} /A _t	A ₂ /A _t
355.15	0.18564	1.23854	1.96773	4.74611

$$A_2 = 33,749 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2, \quad d_2 = 7,4 \text{ mm}, \quad d_{1a} = 4,34 \text{ mm}$$

3.8. Validation du modèle :

On fait la comparaison du présent modèle avec les résultats obtenus par A. Salvaraju et A. Mani [4].

3.8.1. La variation du rapport des sections critiques en fonction de la température du bouilleur :

La figure (3.7) représente la variation du rapport des sections critiques en fonction de la température du bouilleur pour quelques fluides frigorigènes.

Les courbes obtenues présentent des allures identiques et elles sont très rapprochées les unes des autres. On remarque que le rapport des sections critiques est directement proportionnel à la température du bouilleur. Avec une comparaison entre la variation du rapport des sections critiques suivant la température du bouilleur de nos calculs et celles de Selvaraju et Mani (figure 3.2), on peut constater que l'intervalle des résultats des deux études sont très proches mais la différence est que les rapports des sections critiques des différents fluides obtenus par l'étude présentée dans ce mémoire sont très proches l'un de l'autre, par contre les résultats des rapports des sections critiques obtenus par Salvaraju et Mani sont différents d'un fluide à l'autre.

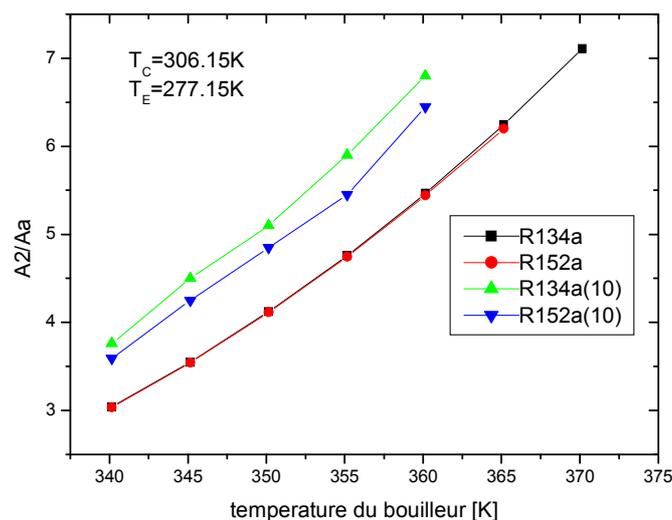


Figure 3.9 variation du rapport des sections critiques en fonction de la température du bouilleur

3.8.2. La variation du rapport des sections critiques en fonction de la température du condenseur :

La figure (3.13) représente la variation du rapport des sections critiques en fonction de la température du condenseur pour quelques fluides frigorigènes.

L'allure des courbes est similaire pour tous les fluides. Ainsi, le rapport des sections critiques du R290 est inférieur aux autres fluides.

Les résultats de cette figure montre une diminution des rapports des sections critiques quand la température du condenseur augmente.

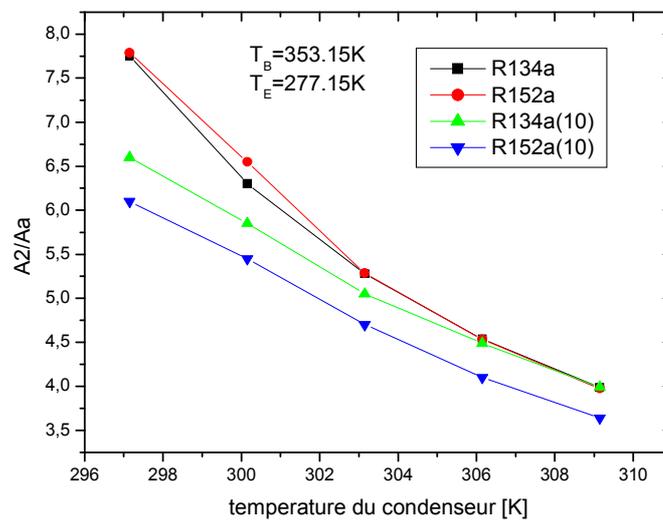


Figure 3.10 : variation du rapport des sections critiques en fonction de la température du condenseur

Dans ce cas, on constate aussi une différence entre la variation du rapport des sections critiques suivant la température du condenseur de nos calculs et celles de Selvaraju et Mani (figure 3.14). Cette différence est due à la l'équation employé par les deux auteurs précédent pour le calcul du rapport des sections critique et logiciel employé REFPROF pour le calcul des caractéristique des fluides : $A_2/A_t = (1+U) \cdot v_m \cdot V_t / v_p V_m$

Avec v_m : volume spécifique du mélange

V_m : célérité du mélange

V_p volume spécifique du fluide primaire

V_t célérité critique du fluide primaire

Les études théoriques et expérimentales qui ont été réalisées sur cette machine au Centre de Thermique de l'INSA de Lyon [11] ont permis de modéliser le fonctionnement de l'éjecteur. En particulier, pour un fonctionnement optimal, et quel que soit le fluide, la relation suivante permet de déterminer le taux d'entraînement optimal :

$$U_{opt} = 3.32 \left[\frac{1}{r} \left(1 - \frac{1.21}{\xi} \right) \right]^{2.12} \quad \text{Où } r \text{ est le taux de compression } \frac{P_C}{P_E} \text{ de la partie génératrice et}$$

ξ est le rapport moteur $\frac{P_B}{P_C}$ de l'éjecteur. Pour le calcul de la pression on utilise le logiciel CoolPack .

3.9. Résultats et discussions :

3.9.1 Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur

Il faut mentionner également que le calcul des enthalpies du fluide aux points intéressants du cycle (points qui interviennent dans le calcul du COP) se fait à l'aide du logiciel CoolPack. L'évolution du U_{opt} se fait en fonction de la température de l'évaporateur pour des températures fixes au bouilleur et au condenseur; et aussi une évolution du U_{opt} en fonction de la température du bouilleur pour des températures fixes de l'évaporateur et du condenseur. Avant de donner les résultats finaux du U_{opt} , on précise d'abord que ces résultats sont estimés à des températures de l'évaporateur T_E comprises entre 273.15 et 285.15K et différentes valeurs de température au niveau du bouilleur T_B (62°C, 67°C, 72°C, 77°C, 82°C et 87°C). Pour les cinq fluides étudiés (en se situant dans les mêmes conditions afin de pouvoir effectuer une comparaison), les résultats obtenus sont présentés dans les tableaux suivants.

R134a

Température du bouilleur T_B [K]	Température du Condenseur T_c [K] $T_E=278$ k				
	297,15	300,15	303,15	306,15	309,15
335,15	0.26	0.18	0.13	0.08	0.05
340,15	0.31	0.23	0.16	0.11	0.08
345,15	0.36	0.27	0.20	0.14	0.10
350,15	0.40	0.30	0.23	0.17	0.12
355,15	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15
360,15	0.48	0.37	0.29	0.22	0.17

Tableaux 3.1. Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R134a

R152a

Température du bouilleur T_B [K]	Température du Condenseur T_c [K] $T_E=278,15$ k				
	297,15	300,15	303,15	306,15	309,15
335,15	0.27	0.19	0.13	0.09	0.06
340,15	0.32	0.23	0.16	0.12	0.08
345,15	0.37	0.27	0.20	0.14	0.10
350,15	0.41	0.31	0.23	0.17	0.13
355,15	0.45	0.35	0.26	0.20	0.15
360,15	0.49	0.38	0.29	0.22	0.17

Tableaux 3.2. Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R152a

R290

Température du bouilleur T_B [K]	Température du Condenseur T_c [K] $T_E=278$ k				
	297,15	300,15	303,15	306,15	309,15
335,15	0.24	0.17	0.14	0.08	0.05
340,15	0.30	0.22	0.18	0.11	0.08
345,15	0.35	0.26	0.22	0.14	0.10
350,15	0.40	0.31	0.26	0.18	0.13
355,15	0.45	0.35	0.30	0.21	0.16
360,15	0.49	0.39	0.33	0.24	0.18

Tableaux 3. 3 : Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R290

R600a

Température du bouilleur T_B [K]	Température du Condenseur T_c [K] $T_E=278,15$ k				
	297,15	300,15	303,15	306,15	309,15
335,15	0.26	0.18	0.13	0.08	0.05
340,15	0.31	0.23	0.16	0.11	0.08
345,15	0.36	0.27	0.20	0.14	0.10
350,15	0.40	0.30	0.23	0.17	0.12
355,15	0.44	0.34	0.26	0.20	0.15
360,15	0.48	0.37	0.29	0.22	0.17

Tableaux 3.4: Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R600a

R717

Température du bouilleur T_c [K]	Température du Condenseur T_c [K] $T_E=278$ k				
	297,15	300,15	303,15	306,15	309,15
335,15	0.26	0.19	0.13	0.08	0.05
340,15	0.31	0.23	0.16	0.11	0.08
345,15	0.36	0.27	0.19	0.14	0.10
350,15	0.40	0.30	0.23	0.17	0.12
355,15	0.44	0.34	0.25	0.19	0.14
360,15	0.48	0.37	0.28	0.21	0.16

Tableaux 3.5: Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R717

A laide des tableaux précédents on peut tracer les graphes suivants :

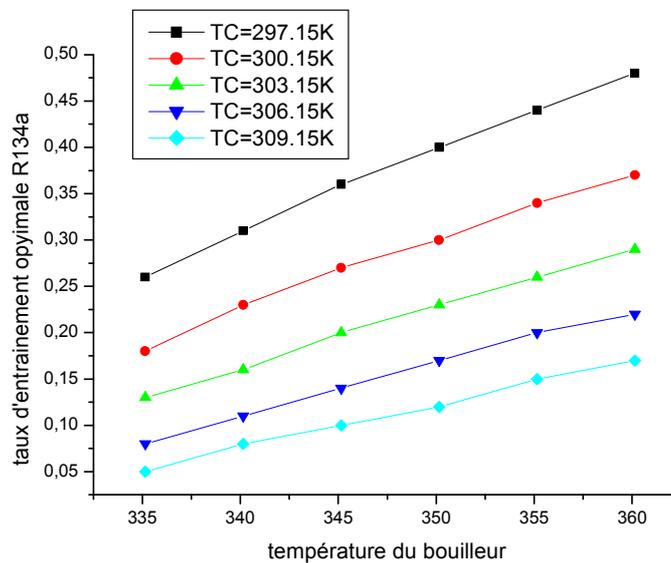


Figure 3.11 : variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R134a

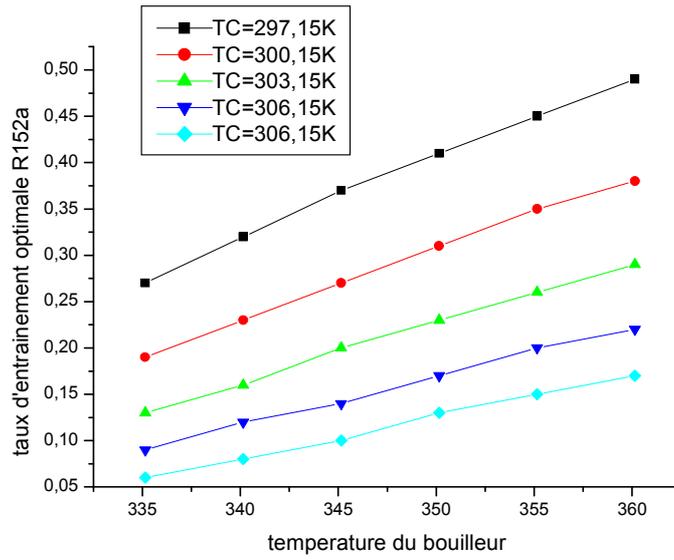


Figure 3.12 : variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R152a

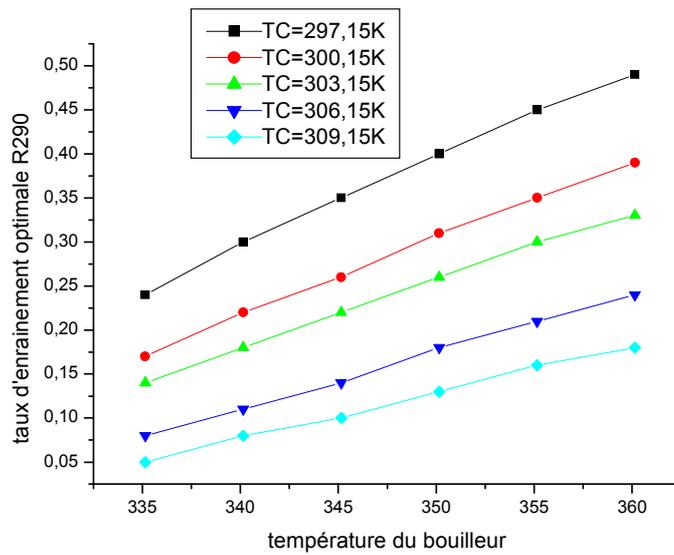


Figure 3.13 : variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R290

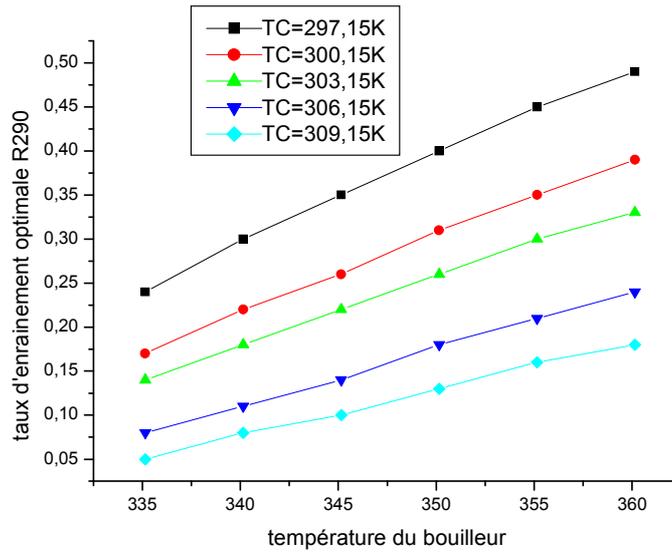


Figure 3.14 : variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R600a

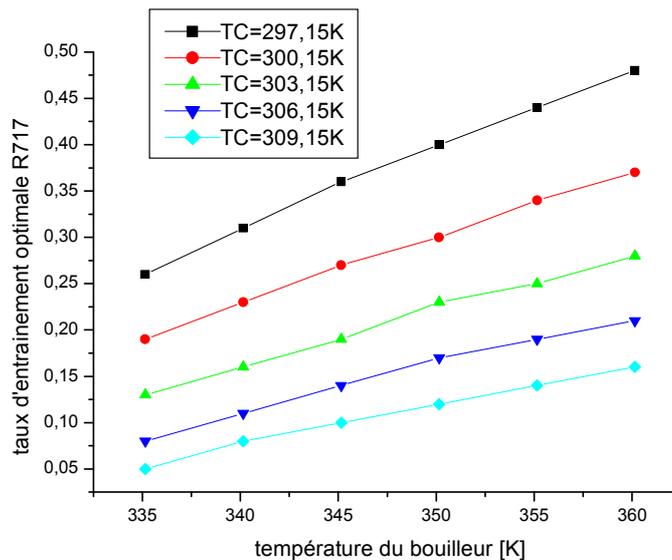


Figure 3.15 : variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R717

D'après les courbes de la variation du taux d'entraînement optimal suivant la variation de la température du bouilleur dans un plage des températures du condenseur on peut constate que le taux d'entraînement optimal augmente avec l'augmentation de la température du bouilleur par contre l'augmentation de la température du condenseur provoque une diminution du U_{opt} , ainsi l'augmentation du taux d'entraînement optimal est sensible a l'augmentation de la

température du condenseur que à l'augmentation de la température du bouilleur à titre d'exemple une augmentation de 10°C du T_C donne une augmentation de 10% sur U_{opt} , mais la même augmentation de la température du bouilleur ne donne qu'une 3.5%.

3.9.2. Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température de l'évaporateur

Pour les cinq fluides étudiés (en se situant dans les mêmes conditions afin de pouvoir effectuer une comparaison), Une simulation à plusieurs températures des trois sources du cycle Pour une température fixe de l'évaporateur et du condenseur, on suit l'évolution du U_{opt} en fonction de la température de l'évaporateur et on répète le même procédure à plusieurs températures du condenseur pour les cinq fluides étudiés. Les résultats obtenus sont présentés dans les tableaux suivants:

R134a

Température de l'évaporateur T_E [K]	Température du Condenseur T_c [K]				
	297,15	300,15	303,15	306,15	309,15
273,15	0.31	0.23	0.18	0.13	0.10
275,15	0.36	0.27	0.21	0.16	0.12
277,15	0.41	0.32	0.24	0.18	0.14
279,15	0.48	0.37	0.28	0.21	0.16
281,15	0.55	0.42	0.32	0.24	0.18
283,15	0.64	0.49	0.37	0.28	0.21
285,15	0.73	0.56	0.43	0.32	0.24

Tableaux 3.6: Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température de l'évaporateur a plusieurs températures du condenseur pour le R134a

R290

Température de l'évaporateur T_E [K]	Température du Condenseur T_c [K]				
	297,15	300,15	303,15	306,15	309,15
273,15	0.33	0.25	0.20	0.15	0.11
275,15	0.37	0.29	0.22	0.17	0.13
277,15	0.42	0.33	0.25	0.19	0.15
279,15	0.48	0.37	0.29	0.22	0.17
281,15	0.54	0.42	0.33	0.25	0.19
283,15	0.61	0.48	0.37	0.28	0.21
285,15	0.69	0.54	0.41	0.32	0.24

Tableaux 3.7: Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température de l'évaporateur a plusieurs températures du condenseur pour le R290

R152a

Température de l'évaporateur T_E [K]	Température du Condenseur T_c [K]				
	297,15	300,15	303,15	306,15	309,15
273,15	0.31	0.24	0.18	0.14	0.10
275,15	0.36	0.28	0.21	0.16	0.12
277,15	0.42	0.32	0.25	0.19	0.14
279,15	0.49	0.37	0.28	0.21	0.16
281,15	0.56	0.43	0.33	0.25	0.19
283,15	0.64	0.49	0.38	0.28	0.21
285,15	0.74	0.57	0.43	0.33	0.24

Tableaux 3.8: Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température de l'évaporateur a plusieurs températures du condenseur pour le R152a

R600a

Température de l'évaporateur T_E [K]	Température du Condenseur T_c [K] $T_B=355$ k				
	297.15	300.15	303.15	306.15	309.15
273.15	0.31	0.24	0.18	0.14	0.10
275.15	0.36	0.27	0.21	0.16	0.12
277.15	0.41	0.32	0.24	0.18	0.14
279.15	0.48	0.37	0.28	0.21	0.16
281.15	0.55	0.42	0.32	0.24	0.18
283.15	0.63	0.49	0.37	0.28	0.21
285.15	0.73	0.56	0.42	0.32	0.24

Tableaux 3.9: Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température de l'évaporateur a plusieurs températures du condenseur pour le R600a

R717

Température de l'évaporateur T_E [K]	Température du Condenseur T_c [K] $T_B=355,15$ k				
	297,15	300,15	303,15	306,15	309,15
273,15	0.30	0.23	0.17	0.13	0.10
275,15	0.35	0.27	0.20	0.15	0.11
277,15	0.41	0.31	0.24	0.18	0.13
279,15	0.48	0.36	0.27	0.21	0.15
281,15	0.55	0.42	0.32	0.24	0.18
283,15	0.64	0.49	0.37	0.28	0.21
285,15	0.74	0.56	0.43	0.32	0.24

Tableaux 3.10: Variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température de l'évaporateur a plusieurs températures du condenseur pour le R717

A l'aide des tableaux précédents on peut tracer les graphes suivants :

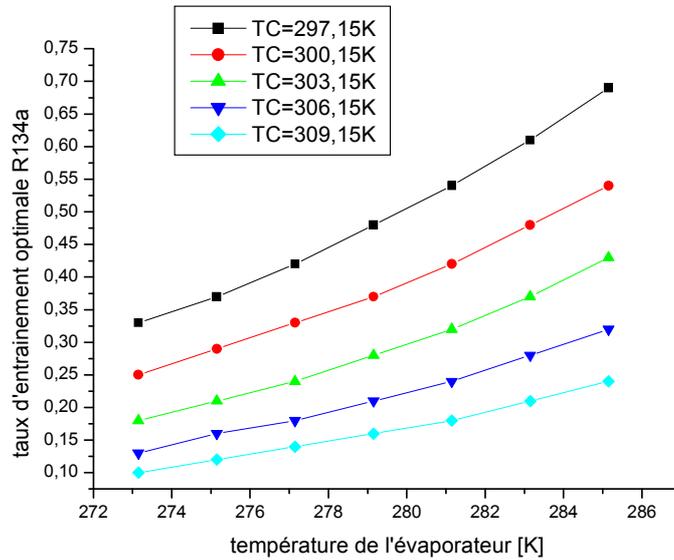


Figure 3.16 : variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température de l'évaporateur a plusieurs températures du condenseur pour le R134a

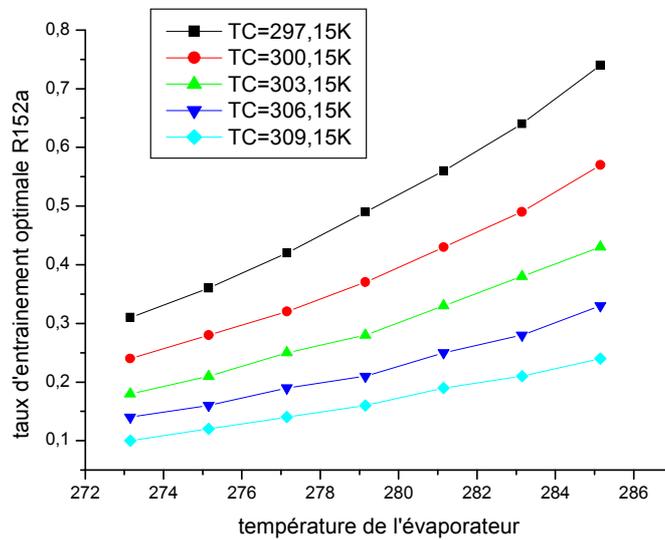


Figure 3.17 : variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R152a

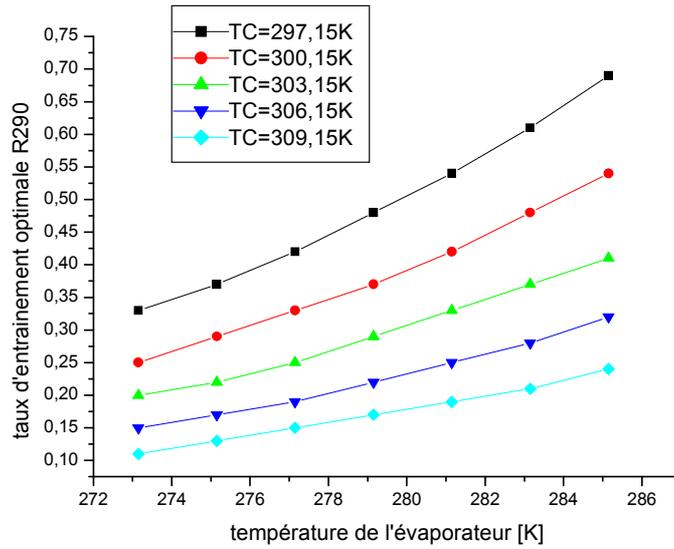


Figure 3.18 : variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R290a

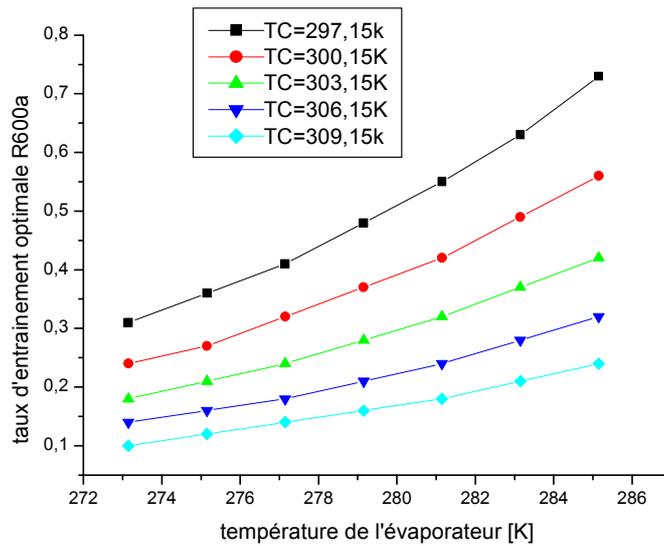


Figure 3.19 : variation du taux d'entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R600a

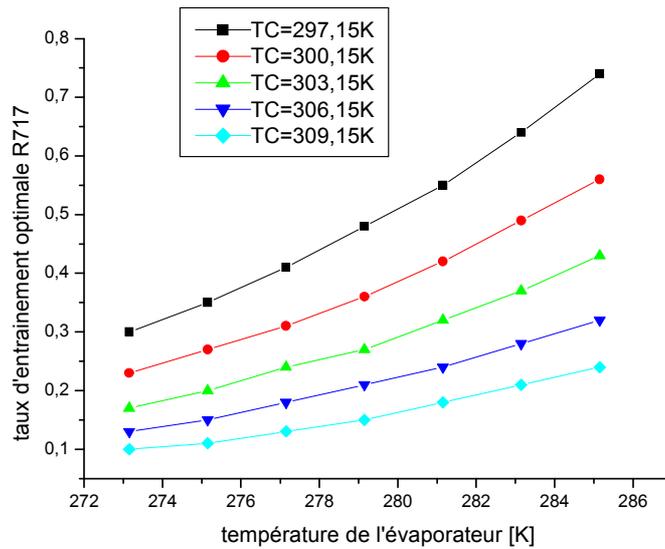


Figure 3.20 : variation du taux d’entraînement optimal en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R717

D’après les courbes de la variation du taux d’entraînement optimal suivant la variation de la température de l’évaporateur dans un plage des températures du condenseur on peut constate que le taux d’entraînement optimal augmente avec l’augmentation de la température de l’évaporateur par contre l’augmentation de la température du condenseur provoque une diminution du U_{opt} .

La variation du taux d’entraînement optimal en fonction de la variation de la température de l’évaporateur est très sensible surtout à des température du condenseur plus élevés, et on peut dire aussi que les valeur du U_{opt} des fluides étudiés est très proche l’un de l’autre malgré que certaine fluides ayant des taux d’entraînement optimaux élevés par rapport aux autres fluides (voir chapitre 5).

3.10. Conclusion :

Dans cette étude théorique on a également évalué l’évolution du taux d’entraînement optimal des cinq fluides étudiées pour une température du bouilleur entre 62°C et 87°C et pour une température de l’évaporateur entre 0°C et 12°C et pour une température du condenseur entre 24°C et 36°C à chaque fois en gardent les températures de deux sources constantes et on varie la température d’une seul source, on note que l’augmentation soit de l’évaporateur soit de la température du bouilleur conduira à une amélioration du taux

d'entraînement optimal, mais la sensibilité de l'accroissement du taux d'entraînement avec l'augmentation la température de la source froide est supérieur à la sensibilité de l'accroissement du taux d'entraînement avec l'augmentation la température du source chaude.

A titre d'exemple, une augmentation de 2°C de la source froide provoque une amélioration moyenne de 70% sur U_{opt} des cinq fluide étudiées, mais il faut une augmentation de 10°C de la source chaude, à température de la source froide constante, pour atteindre une amélioration moyenne de 70% sur U_{opt} des cinq fluides étudiées.

Ces résultats nous permettant de conclure qu'il vaut mieux augmenter la température de la source froide qu'augmenter la température de la source chaude afin d'atteindre des valeurs du taux d'entraînement optimal plus élevées.

Chapitre VI Conclusion générale et recommandation

6.1. Conclusions générale

Le travail que nous avons présenté dans ce mémoire, nous a permis d'acquérir des connaissances très importantes sur les machines frigorifiques trithermes à éjecteur, car peu d'ouvrages qui sont publiés dans ce domaine. L'étude des travaux antérieurs, nous a permis d'identifier les voies de recherches concernant ces machines, qui sont: l'étude des performances en fonction des conditions opératoires, comme les niveaux de températures des sources, l'étude des performances en fonction de la nature du fluide utilisé dans les deux boucles et l'étude des performances en fonction de la géométrie de l'éjecteur et le régime d'écoulement du fluide dans ce dernier qui représente l'élément essentiel de ce type de machine. D'après cette étude, les meilleures performances sont atteintes lorsque l'écoulement est supersonique dans la tuyère motrice. L'étude de l'écoulement dans l'éjecteur nous a permis de conclure que pour atteindre des valeurs élevées du taux d'entraînement il faut mieux augmenter la température du milieu à refroidir que d'augmenter la température du bouilleur. L'analyse énergétique du système à éjecteur, nous a donné une idée générale sur l'importance de l'influence du taux d'entraînement par rapport à celle du rapport d'enthalpies entre l'évaporateur et le bouilleur donc toujours l'influence de la variation de la température de l'évaporateur est remarquable par rapport à l'influence de la variation de la température du bouilleur, pour le choix du meilleur fluide il faut tenir compte de plusieurs paramètres, l'efficacité frigorifique, l'impact sur l'environnement et le groupe de sécurité, du côté de l'efficacité le propane (R290) est meilleur fluide mais il est inflammable est comme les valeurs du COP sont très proches l'un de l'autre on peut dire que R134a donne des caractéristiques mieux que les autres fluides dans les applications domestiques (pas d'inflammabilité, toxique, faible valeur du GWP et ODP nulle) mais le seul désavantage de ce fluide est la basse température critique.

Du point de vue de leur construction, le système à éjection diffère par rapport à d'autres systèmes trithermes, le système à absorption nécessite d'ajouter un échangeur supplémentaire (absorbeur) dont l'importance sur le coût de la machine n'est pas négligeable. Enfin, le

système à éjecteur a une structure simple. L'éjecteur monobloc sans aucune pièce mobile, est robuste et fiable. Il ne nécessite aucun entretien et son usure est négligeable. Ces caractéristiques lui donnent un intérêt économique non négligeable et le rendement particulièrement intéressant pour certains utilisateurs industriels. En définitive, et malgré un rendement faible par rapport aux machines à absorption notamment, nous pouvons conclure dans l'état actuel de nos investigations, que le système frigorifique à éjecto-compression peut avoir sa place parmi les autres systèmes tritherme surtout du fait de simplicité et de sa plage d'utilisation qui peut être très vaste à condition d'utiliser des fluides adaptés (50°C à 140°C), ce qui est envisageable car très nombreux fluides ou mélanges de fluides sont encore probablement utilisables. Cette recherche des fluides optimaux nous apparaît comme le point essentiel du développement futur de cette machine dont la rusticité devant permettre de nombreuses applications, notamment dans les pays en voie de développement. Enfin, bien qu'ayant noté les meilleurs d'autres systèmes trithermes comme les machines à absorption ou les machines à moto compression à double cycle de Rankine, nous plaidons en faveur du système à éjecteur pour des applications particulières de climatisation, du fait de sa rusticité donc du faible coût et de la fiabilité du système dont les performances pourraient encore être améliorées par une étude plus exhaustive des fluides et mélanges utilisables dans ces machines. L'étude de la machine à éjecto-compresseur doit être poursuivie dans ce sens.

6.2 : Recommandations

Pour obtenir des meilleures performances des machines à éjecteur, on a sorti par les recommandations suivantes :

- 1) utilisation des machines à éjecteur, dans la climatisation
- 2) utilisation du R134a comme fluide de travail, dans le cas des bouilleurs à des températures inférieures à 96°C
- 3) lorsque la température du bouilleur disponible est supérieure à 115°C il est mieux d'utiliser le R600a dans la réfrigération des produits alimentaires et le R717 dans les autres applications
- 4) à réaliser une étude expérimentale afin qu'on puisse trouver des résultats réels et faire une comparaison avec les résultats théoriques, notamment l'utilisation des nouveaux fluides frigorigènes avec ce type d'installations.

Annexes

LISTE DES TABLEAUX

N°	TITRE	page
Tableau 2.1	performances des machines frigorifiques à éjecteur construites	34
Tableau 2.2	comparaison des performances d'une installation à éjecto-compression selon les fluides utilisés	36
Tableau 2.3	Performances théoriques d'une installation à éjecteur idéale	37
Tableau 2.4	performances en fonction de la nature de fluide	38
Tableau 3.1	Taux d'entraînement de R134a en fonction du T_B	64
Tableau 3.2	Taux d'entraînement de R152a en fonction du T_B	64
Tableau 3.3	Taux d'entraînement de R290 en fonction du T_B	65
Tableau 3.4	Taux d'entraînement de R600a en fonction du T_B	65
Tableau 3.5	Taux d'entraînement de R717 en fonction du T_B	66
Tableau 3.6	Taux d'entraînement de R134a en fonction du T_E	69
Tableau 3.7	Taux d'entraînement de R290 en fonction du T_E	70
Tableau 3.8	Taux d'entraînement de R152a en fonction du T_E	70
Tableau 3.9	Taux d'entraînement de R600a en fonction du T_E	71
Tableau 3.10	Taux d'entraînement de R717 en fonction du T_E	71
Tableau 4.1	Le COP du R134a, R152a et R290 en fonction du T_E	82
Tableau 4.2	Le COP du R600a et R717 en fonction du T_E	83
Tableau 4.3	Le COP du R137a, R152a et R290 en fonction du T_B	87
Tableau 4.4	Le COP du R600a et R717 en fonction du T_B	88
Tableau 4.5	Le COP du R134a, R152a et R290 en fonction du T_C	93
Tableau 4.6	Le COP du R600a et R717 en fonction du T_C	93
Tableau 5.1	Caractéristiques des fluides étudiés	106
Tableau 5.2	Valeurs de surchauffe moyenne des fluides étudiés	108

LISTE DES FIGURES

N°	TITRE	page
Figure 1.1	Schéma simplifié d'une machine frigorifique tritherme à éjecto-compresseur	17
Figure 1.2	Schéma d'un éjecto-compresseur composé par deux tuyères : une motrice ou primaire et une secondaire	19
Figure 2.1	efficacité frigorifique, en fonction des températures au bouilleur et à l'évaporateur pour le R12, d'après CAVALLINI	26
Figure 2.2	efficacité frigorifique, en fonction de la pression au condenseur P_C à P_B et P_E constantes pour le R11, d'après CAVALLINI	26
Figure 2.3	Efficacité frigorifique, d'une installation à éjecteur au R11, en fonction de la différence de températures entre le condenseur et l'évaporateur	27
Figure 2.4	Evolution de ε_f et U et Q_E , pour une machine à éjecteur sans et avec récupérateur, d'après ZAKAROV	28
Figure 2.5	Courbes expérimentales pour le RI 13 fournissent température de condensation critique, d'après HUANG	29
Figure 2.6	Influence du rapport géométrique Φ et de T_B sur l'efficacité frigorifique, ε_f à T_C et T_E constantes pour le R11 d'après (7)	30
Figure 2.7	Efficacité frigorifique, en fonction de T_E à T_C constante, pour trois fluides: R11, R113 et R114, $\Phi = 9.87$ d'après (8)	31

Figure 2.8	Influence de la variation de T_{Cs} sur l'efficacité frigorifique ε_f en régime optimal d'après (9)	32
Figure 2.9	Influence de la surchauffe du fluide primaire ΔT_B sur l'efficacité frigorifique ε_f , et le taux d'entraînement pour deux valeurs de T_E et une valeur de T_C d'après (9)	34
Figure 3.1	schéma de différentes parties de l'éjecteur	42
Figure 3.2	Organigramme développé pour le calcul des caractéristiques du fluide a la sortie de la tuyère primaire	48
Figure 3.3	Choc droit dans une tuyère	49
Figure 3.4	Organigramme développé pour le calcul des caractéristiques thermodynamiques du fluide avant et après l'onde de choc	54
Figure 3.5	les différents points de l'éjecteur	55
Figure 3.6	les sections principales de l'éjecteur	57
Figure 3.7	Tableau du mach d'après logiciel Médit	59
Figure 3.8	Tableau de l'onde de choc d'après logiciel Médit	60
Figure 3.9	variation du rapport des sections critique en fonction de la température du bouilleur	61
Figure 3.10	variation du rapport des sections critiques en fonction de la température du condenseur	62
Figure 3.11	variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R134a	66
Figure 3.12	variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R152a	67
Figure 3.13	variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R290	67

Figure 3.14	variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R600a	68
Figure 3.15	variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R717	68
Figure 3.16	variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température de l'évaporateur a plusieurs températures du condenseur pour le R134a	72
Figure 3.17	variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R152a	72
Figure 3.18	variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R290	73
Figure 3.19	variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R600a	73
Figure 3.20	variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du bouilleur a plusieurs températures du condenseur pour le R717	74
Figure 4.1	Schéma de circuit ou l'on distingue les boucles motrice BM et boucle frigorifique BF	78
Figure 4.2	Diagramme enthalpique (lg p – h) du cycle	80
Figure 4.3	Variation du rapport des différences des enthalpies en fonction de la température du bouilleur pour les 5 fluides étudiée	83
Figure 4.4	Variation du taux d'entraînement en fonction de la température du bouilleur pour les 5 fluides étudiés	84
Figure 4.5	Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour, R134a	84
Figure 4.6	Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour le R152a	85

Figure 4.7	Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour le R290	85
Figure 4.8	Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour le R600a	86
Figure 4.9	Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour le R717	86
Figure 4.10	Variation des rapports des différences des enthalpies en fonction de la température du bouilleur pour les 5 fluides étudiée	88
Figure 4.11	Variation du taux d'entraînement en fonction de la température du bouilleur pour les 5 fluides étudiés	89
Figure 4.12	Variation du COP en fonction de la température du bouilleur pour le R134a	90
Figure 4.13	Variation du COP en fonction de la température du bouilleur pour le R152a	90
Figure 4.14	Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour le R290	91
Figure 4.15	Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour le R600a	91
Figure 4.16	Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour le R717	92
Figure 4.17	variation du rapport des différences enthalpies $\Delta h_E/\Delta h_B$ pour les 5 fluides étudiés	94
Figure 4.18	Variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du condenseur pour les 5 fluides étudiés	94
Figure 4.19	Variation du COP en fonction de la température du condenseur pour le 134a	95

Figure 4.20	Variation du COP en fonction de la température du condenseur pour le R152a	96
Figure 4.21	Variation du COP en fonction de la température du condenseur pour le R290	96
Figure 4.22	Variation du COP en fonction de la température du condenseur pour le R600a	97
Figure 4.23	Variation du COP en fonction de la température du condenseur pour le R717	97
Figure 5.1	Variation du taux d'entraînement optimale en fonction de la température du bouilleur	109
Figure 5.2	Comparaison du COP des différents fluides étudiés en fonction de la température du bouilleur	109
Figure 5.3	Comparaison du U_{opt} des différents fluides étudiés en fonction de la température de l'évaporateur	110
Figure 5.4	Comparaison du COP des différents fluides étudiés en fonction de la température de l'évaporateur	111
Figure 5.5	Comparaison du U_{opt} des différents systèmes étudiés en fonction de la température du condenseur	112
Figure 5.6	Comparaison du COP des différents fluides étudiés en fonction de la température du condenseur	112

Résumé

Les machines frigorifiques à éjecto-compression est devenue un sujet d'intérêt ces dernières années dans la recherche scientifique pour la raisons que c'est un système peu fonctionner avec l'énergie solaire gratuite, la chaleur dégagé par le processus industriel, etc. un programme basé sur la théorie unidimensionnelle de l'éjecteur est écrit pour analyser la performance de l'éjecteur. La force de frottement est négligée dans la chambre de mélange. Dans cette étude théorique on a également évalué l'évolution du taux d'entraînement optimale et le COP du système des cinq fluides étudiées pour une température du bouilleur entre 62°C et 87°C et pour une température de l'évaporateur entre 0°C et 12°C et pour une température du condenseur entre 24°C et 36°C. Finalement on fait une comparaison entre l'évolution des performances des cinq fluides étudiées (R134a, R152a, R290, R600a, R717).
Mots de clefs : éjecteur à vapeur, fluides frigorigènes, COP, onde de choc, échauffement de la terre.

Abstract

Vapour ejector refrigeration has become a topic of interest for research in recent years for the reasons that it is a heat-operated system utilizing low-grade energy; waste heat from industrial process, etc., a computer code based on one dimensional ejector theory is written to analyze performance of the ejector. The code dresses effects of friction at the constant area mixing chamber. The effects of critical entrainment ratio are studied. The influence of tree major parameters: generator, condenser and evaporator temperature, on coefficient of performance is discussed. The design conditions were generator temperature (62-87°C), condenser (24 - 36°C) and evaporator temperature (0-12°C). Comparison of performance of ejector with 5 refrigerants, R134a, R152a, R290, R600a, and R717 is made

Keys words: refrigerants fluids, COP, steam-ejector, shocking phenomena, global warning.

ملخص

إن إنتاج التبريد بواسطة آلات التبريد ذات الالافظ أصبح محل اهتمام العديد من البحوث العلمية في السنوات الأخيرة لان هذا النوع من الآلات يستعمل طاقة مجانية مثل تلك المنبعثة من المصانع أو الطاقة الشمسية. البرنامج الحاسوبي المنجز لتحليل أداء الالافظ يستند إلى نظرية الالافظ دو البعد الواحد ولقد تم إهمال تأثير الاحتكاك داخل غرفة الاندماج كم درست تأثيرات تغير نسبة تدفق المائعين الأولي و الثانوي بدلالة تغير درجة حرارة المنابع الحرارية الثلاثة المكثف المبخر ومولد الحرارة على معامل الجودة وهذا في مجال حراري ما بين 62°م و 87°م بالنسبة لمولد الحرارة و ما بين 24°م و 36°م بالنسبة للمكثف و ما بين 0°م و 12°م بالنسبة للمبخر و في الأخير تمت مقارنة معامل الجودة للموائع الخمسة المدروسة

(R134a, R152a, R290, R600a, R717)

كلمات مفتاحيه

لالافظ البخار موائع التبريد معامل الجودة ظاهرة الصدم الاحتباس الحراري

Bibliographie

- (1) **ZHADAN, S.D.** experimental investigation of freon ejectors. Bulletin de l'institut international du froid, annexe 1960, vol.3, P 169-174
- (2) **KAKABAEV, A. et DAVTELOV, A.** a freon ejector solacooler. Geliotekhnika, 1966, vol.2, N°5, P.42-48
- (3) **MIZRAHI, J. SOLOMIANSKY, M., ZISNER, T. et RESNICK, W.** ejector refrigeration from low temperature energy sources. 1957, vol.6c, P. 1-8.
- (4) **PALIWODA, A.** experimental study on low-grade heat and solar energy operated halocarbon vapour jet refrigeration system. Bulletin de l'institut international du froid, 1968, N°4 P.1003-1035.
- (5) **HAMNER, R.** An Investigation of an ejector-compression refrigeration cycle and its applications to heating, cooling and energy conservation, thèse de PHD, Université d'Alabama, 1978, P. 155.
- (6) **HUANG, B.J., JIANG, C.B. et HU, F.L.** Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system. Transactions of the ASME, Juliet 1985, vol. 107, P. 792-802.
- (7) **LU, L T.** Etudes théorique et expérimentale de la production de froid par machine tritherme à éjecteur de fluide frigorigène. Thèse de Doctorat: Institut Polytechnique de Grenoble, 1986. P. 237.
- (8) **NAHDI, E.** Etude paramétrique expérimentale des caractéristiques du système tritherme à éjecteur. Thèse de Doctorat: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. 1989, P. 1178.
- (9) **DORENTES. R.** Performances théoriques et expérimentales d'une machine frigorifique tritherme à ejecto-compression. Thèse de doctorat soutenue le 9 septembre 1992. p 100-128.
- (10) **Selvaraju, A, Mani. A.** Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants 2003 Elsevier Ltd
- (11) **Boumaraf. L. Lallemand. A.** modélisation d'une machine de climatisation tritherme a ejecto-compresseur utilisant un mélange binaire de fluides frigorigènes. 2005. P2.

- (12) **Candel. S.** Mécanique des fluides (cours) DUNOD 1995. p215, 216, 218, 236, 237, 238
- (13) **Chunnanond. K, Aphornratana. S.** Ejector: applications in refrigeration technology 2003 Elsevier Ltd. P134, 137,139,140
- (14) **Dutton. J. c.** A theoretical and experimental investigation of the constant area, supersonic-supersonic ejector. AIAA journal 1982. VOL. 20, NO.10 P1393, 1394, 1395.
- (15) **Donaldson. C. D. Gravy. K. E.** Theoretical and experimental investigation of the compressible free mixing of two dissimilar gases. AIAA journal 1966. VOL4. NO. 11 P2018, 2019.
- (16) **Berkoune. A.** Aide mémoire de mécanique des fluides. Office des publications universitaires 2002. P149. 150. 151. 152, 153.
- (17) **Chitour. C.** Raffinage tome 2 Office des publications universitaires 1998 P147. 148,149.150
- (18) **Khetib. Y.** Conception des substituts aux CFC's et HCFC's par méthode de contribution de groupes et modélisation hydrodynamique de leur utilisation dans une machine a ejecto-compresseur thèse de doctorat 1994.P19, 20, 21, 22, 23, 24.
- (19) **lallemand. A.** turbomachine 1998. P G45, G46.
- (20) **Coulomb. D.** le rôle du secteur du froid dans l'atténuation du réchauffement planétaire. Institut international du froid .2004 P2.3.4
- (21) **Chunnanond. K, Aphornratana. S.** Ejector: applications in refrigeration technology 2003 Elsevier Ltd. P134, 137,139,140
- (22) **E.D. Rogdakis, G. k. Alexis.** Design and parametric investigation of an air-conditioning system. National technical University of Athens.1999 P220. 221, 222, 223
- (23) www.iifir.org/1frdossiers.html#4
- (24) protocole de Kyoto a la convention-cadre des nations unies sur le changement climatique
- (25) **Chunnanond. K. Aphornratana. S.** An experimental investigation of a stream ejector refrigeration: the analysis of the pressure profile along the ejector. 2003. Elsevier p312.313.314

Annexe A

Table de Mach pour R134a

M	M*	A/A^*	p/p_0	ρ/ρ_0	T/T_0
0.05	0.0521953	11.884568	0.9985263	0.9987509	0.9997751
0.10	0.1043562	5.966609	0.9941200	0.9950147	0.9991008
0.15	0.1564464	4.004890	0.9868259	0.9888243	0.9979791
0.20	0.2084312	3.032371	0.9767177	0.9802338	0.9964129
0.25	0.2602766	2.455689	0.9638962	0.9693181	0.9944065
0.30	0.3119483	2.077097	0.9484881	0.9561708	0.9919651
0.35	0.3634130	1.811881	0.9306430	0.9409034	0.9890952
0.40	0.4146375	1.617715	0.9105315	0.9236432	0.9858044
0.45	0.4655902	1.471118	0.8883412	0.9045312	0.9821012
0.50	0.5162400	1.358027	0.8642743	0.8837205	0.9779951
0.55	0.5665565	1.269523	0.8385435	0.8613729	0.9734966
0.60	0.6165106	1.199687	0.8113695	0.8376579	0.9686168
0.65	0.6660744	1.144447	0.7829766	0.8127492	0.9633679
0.70	0.7152210	1.100924	0.7535900	0.7868233	0.9577627
0.75	0.7639250	1.067034	0.7234328	0.7600566	0.9518144
0.80	0.8121618	1.041242	0.6927227	0.7326235	0.9455371
0.85	0.8599088	1.022402	0.6616697	0.7046947	0.9389451
0.90	0.9071440	1.009654	0.6304739	0.6764355	0.9320533
0.95	0.9538474	1.002349	0.5993233	0.6480034	0.9248769
1.00	1.0000001	1.000000	0.5683927	0.6195480	0.9174312
1.05	1.0455848	1.002247	0.5378417	0.5912091	0.9097319
1.10	1.0905856	1.008829	0.5078149	0.5631160	0.9017946
1.15	1.1349878	1.019567	0.4784406	0.5353870	0.8936351
1.20	1.1787783	1.034353	0.4498309	0.5081290	0.8852692
1.25	1.2219454	1.053134	0.4220819	0.4814371	0.8767124
1.30	1.2644786	1.075909	0.3952736	0.4553947	0.8679803
1.35	1.3063688	1.102723	0.3694712	0.4300736	0.8590881

1.40	1.3476084	1.133662	0.3447250	0.4055345	0.8500511
1.45	1.3881909	1.168851	0.3210722	0.3818270	0.8408839
1.50	1.4281107	1.208454	0.2985369	0.3589906	0.8316010
1.55	1.4673641	1.252669	0.2771321	0.3370549	0.8222164
1.60	1.5059479	1.301734	0.2568601	0.3160406	0.8127440
1.65	1.5438606	1.355919	0.2377142	0.2959601	0.8031968
1.70	1.5811008	1.415535	0.2196796	0.2768182	0.7935880
1.75	1.6176691	1.480932	0.2027343	0.2586129	0.7839296
1.80	1.6535664	1.552498	0.1868506	0.2413362	0.7742337
1.85	1.6887946	1.630665	0.1719957	0.2249746	0.7645116
1.90	1.7233567	1.715910	0.1581330	0.2095103	0.7547742
1.95	1.7572562	1.808757	0.1452227	0.1949215	0.7450318
2.00	1.7904973	1.909781	0.1332229	0.1811831	0.7352943
2.05	1.8230851	2.019614	0.1220899	0.1682673	0.7255712
2.10	1.8550251	2.138941	0.1117793	0.1561444	0.7158711
2.15	1.8863233	2.268513	0.1022461	0.1447830	0.7062024
2.20	1.9169867	2.409148	0.0934457	0.1341506	0.6965731
2.25	1.9470222	2.561734	0.0853337	0.1242138	0.6869904
2.30	1.9764374	2.727240	0.0778669	0.1149393	0.6774611
2.35	2.0052404	2.906716	0.0710031	0.1062933	0.6679918
2.40	2.0334396	3.101302	0.0647014	0.0982426	0.6585882
2.45	2.0610435	3.312237	0.0589227	0.0907541	0.6492561
2.50	2.0880609	3.540862	0.0536294	0.0837959	0.6400003
2.55	2.1145008	3.788633	0.0487859	0.0773365	0.6308256
2.60	2.1403730	4.057125	0.0443581	0.0713456	0.6217362
2.65	2.1656866	4.348046	0.0403143	0.0657938	0.6127360
2.70	2.1904514	4.663243	0.0366241	0.0606532	0.6038286
2.75	2.2146771	5.004714	0.0332594	0.0558966	0.5950171
2.80	2.2383735	5.374624	0.0301938	0.0514985	0.5863042
2.85	2.2615507	5.775308	0.0274025	0.0474344	0.5776927
2.90	2.2842183	6.209293	0.0248627	0.0436813	0.5691847
2.95	2.3063865	6.679309	0.0225531	0.0402172	0.5607821
3.00	2.3280652	7.188304	0.0204539	0.0370215	0.5524865
3.05	2.3492639	7.739460	0.0185469	0.0340747	0.5442995

3.10	2.3699930	8.336211	0.0168153	0.0313588	0.5362222
3.15	2.3902621	8.982264	0.0152436	0.0288565	0.5282554
3.20	2.4100809	9.681612	0.0138176	0.0265519	0.5204000
3.25	2.4294593	10.438563	0.0125242	0.0244301	0.5126566
3.30	2.4484065	11.257760	0.0113515	0.0224771	0.5050254
3.35	2.4669323	12.144203	0.0102884	0.0206799	0.4975066
3.40	2.4850459	13.103276	0.0093249	0.0190266	0.4901004
3.45	2.5027566	14.140777	0.0084519	0.0175058	0.4828064
3.50	2.5200734	15.262940	0.0076610	0.0161073	0.4756246
3.55	2.5370054	16.476479	0.0069446	0.0148214	0.4685545
3.60	2.5535614	17.788607	0.0062958	0.0136391	0.4615957
3.65	2.5697503	19.207077	0.0057081	0.0125523	0.4547474
3.70	2.5855806	20.740227	0.0051760	0.0115532	0.4480090
3.75	2.6010602	22.397001	0.0046940	0.0106349	0.4413797
3.80	2.6161981	24.187016	0.0042577	0.0097909	0.4348586
3.85	2.6310017	26.120583	0.0038625	0.0090151	0.4284448
3.90	2.6454794	28.208771	0.0035046	0.0083021	0.4221372
3.95	2.6596391	30.463448	0.0031805	0.0076467	0.4159348
4.00	2.6734881	32.897343	0.0028870	0.0070443	0.4098364
4.05	2.6870339	35.524094	0.0026211	0.0064905	0.4038409
4.10	2.7002840	38.358326	0.0023803	0.0059814	0.3979470
4.15	2.7132454	41.415676	0.0021621	0.0055134	0.3921534
4.20	2.7259252	44.712902	0.0019644	0.0050831	0.3864588
4.25	2.7383301	48.267929	0.0017852	0.0046874	0.3808620
4.30	2.7504668	52.099937	0.0016229	0.0043235	0.3753615
4.35	2.7623420	56.229439	0.0014757	0.0039887	0.3699561
4.40	2.7739620	60.678360	0.0013422	0.0036808	0.3646443
4.45	2.7853332	65.470123	0.0012211	0.0033975	0.3594247
4.50	2.7964611	70.629768	0.0011113	0.0031367	0.3542960
4.55	2.8073523	76.184013	0.0010117	0.0028968	0.3492567
4.60	2.8180122	82.161385	0.0009213	0.0026759	0.3443053
4.65	2.8284469	88.592323	0.0008393	0.0024725	0.3394405
4.70	2.8386612	95.509300	0.0007648	0.0022852	0.3346609
4.75	2.8486612	102.946938	0.0006971	0.0021126	0.3299650

4.80	2.8584516	110.942139	0.0006356	0.0019537	0.3253514
4.85	2.8680379	119.534225	0.0005798	0.0018072	0.3208188
4.90	2.8774250	128.765091	0.0005290	0.0016721	0.3163656
4.95	2.8866177	138.679321	0.0004829	0.0015477	0.3119906

Table de Mach pour R152a

M	M*	A/A^*	p/p_0	ρ/ρ_0	T/T_0
0.05	0.0523742	11.863716	0.9985076	0.9987509	0.9997563
0.10	0.1047104	5.956306	0.9940457	0.9950149	0.9990259
0.15	0.1569705	3.998159	0.9866607	0.9888252	0.9978111
0.20	0.2091158	3.027466	0.9764287	0.9802368	0.9961151
0.25	0.2611097	2.451911	0.9634541	0.9693251	0.9939432
0.30	0.3129149	2.074096	0.9478676	0.9561852	0.9913013
0.35	0.3644955	1.809456	0.9298239	0.9409295	0.9881972
0.40	0.4158157	1.615741	0.9094985	0.9236866	0.9846396
0.45	0.4668414	1.469508	0.8870847	0.9045991	0.9806385
0.50	0.5175387	1.356720	0.8627903	0.8838208	0.9762050
0.55	0.5678756	1.268473	0.8368339	0.8615153	0.9713512
0.60	0.6178207	1.198857	0.8094412	0.8378526	0.9660902
0.65	0.6673443	1.143807	0.7808417	0.8130075	0.9604360
0.70	0.7164178	1.100448	0.7512652	0.7871569	0.9544033
0.75	0.7650143	1.066698	0.7209386	0.7604777	0.9480077
0.80	0.8131081	1.041021	0.6900830	0.7331442	0.9412650
0.85	0.8606753	1.022274	0.6589108	0.7053269	0.9341920
0.90	0.9076934	1.009595	0.6276238	0.6771904	0.9268055
0.95	0.9541414	1.002334	0.5964112	0.6488917	0.9191229
1.00	1.0000001	1.000000	0.5654480	0.6205792	0.9111617
1.05	1.0452518	1.002230	0.5348937	0.5923914	0.9029396
1.10	1.0898806	1.008761	0.5048916	0.5644563	0.8944743
1.15	1.1338718	1.019407	0.4755688	0.5368904	0.8857837
1.20	1.1772126	1.034055	0.4470352	0.5097990	0.8768853
1.25	1.2198915	1.052644	0.4193847	0.4832754	0.8677966

1.30	1.2618989	1.075166	0.3926949	0.4574012	0.8585349
1.35	1.3032261	1.101656	0.3670280	0.4322466	0.8491172
1.40	1.3438665	1.132190	0.3424316	0.4078703	0.8395601
1.45	1.3838142	1.166879	0.3189398	0.3843205	0.8298798
1.50	1.4230652	1.205874	0.2965741	0.3616351	0.8200923
1.55	1.4616164	1.249357	0.2753446	0.3398423	0.8102128
1.60	1.4994661	1.297544	0.2552511	0.3189618	0.8002561
1.65	1.5366136	1.350687	0.2362845	0.2990047	0.7902367
1.70	1.5730596	1.409071	0.2184276	0.2799751	0.7801682
1.75	1.6088055	1.473017	0.2016567	0.2618701	0.7700638
1.80	1.6438539	1.542883	0.1859423	0.2446814	0.7599363
1.85	1.6782081	1.619066	0.1712501	0.2283952	0.7497974
1.90	1.7118725	1.702000	0.1575425	0.2129935	0.7396588
1.95	1.7448521	1.792165	0.1447786	0.1984544	0.7295310
2.00	1.7771527	1.890085	0.1329158	0.1847529	0.7194245
2.05	1.8087807	1.996330	0.1219099	0.1718617	0.7093489
2.10	1.8397433	2.111522	0.1117162	0.1597513	0.6993130
2.15	1.8700479	2.236338	0.1022896	0.1483908	0.6893255
2.20	1.8997028	2.371512	0.0935854	0.1377483	0.6793941
2.25	1.9287165	2.517840	0.0855595	0.1277911	0.6695262
2.30	1.9570981	2.676184	0.0781689	0.1184865	0.6597286
2.35	1.9848568	2.847477	0.0713717	0.1098014	0.6500077
2.40	2.0120022	3.032730	0.0651277	0.1017033	0.6403690
2.45	2.0385444	3.233031	0.0593979	0.0941602	0.6308179
2.50	2.0644934	3.449560	0.0541456	0.0871405	0.6213594
2.55	2.0898595	3.683588	0.0493354	0.0806138	0.6119976
2.60	2.1146533	3.936486	0.0449342	0.0745503	0.6027366
2.65	2.1388855	4.209735	0.0409104	0.0689215	0.5935799
2.70	2.1625664	4.504928	0.0372346	0.0637001	0.5845306
2.75	2.1857069	4.823782	0.0338791	0.0588597	0.5755915
2.80	2.2083180	5.168147	0.0308180	0.0543752	0.5667651
2.85	2.2304106	5.540012	0.0280271	0.0502229	0.5580534
2.90	2.2519948	5.941520	0.0254840	0.0463802	0.5494583
2.95	2.2730823	6.374972	0.0231679	0.0428256	0.5409812

3.00	2.2936831	6.842845	0.0210595	0.0395391	0.5326234
3.05	2.3138080	7.347798	0.0191410	0.0365017	0.5243858
3.10	2.3334677	7.892689	0.0173959	0.0336954	0.5162691
3.15	2.3526726	8.480585	0.0158091	0.0311035	0.5082740
3.20	2.3714333	9.114779	0.0143667	0.0287105	0.5004005
3.25	2.3897593	9.798802	0.0130559	0.0265015	0.4926490
3.30	2.4076614	10.536445	0.0118650	0.0244629	0.4850192
3.35	2.4251494	11.331765	0.0107831	0.0225819	0.4775110
3.40	2.4422328	12.189118	0.0098005	0.0208467	0.4701239
3.45	2.4589217	13.113163	0.0089082	0.0192462	0.4628574
3.50	2.4752254	14.108893	0.0080980	0.0177701	0.4557109
3.55	2.4911530	15.181651	0.0073624	0.0164088	0.4486835
3.60	2.5067139	16.337152	0.0066945	0.0151536	0.4417744
3.65	2.5219171	17.581512	0.0060881	0.0139962	0.4349826
3.70	2.5367713	18.921268	0.0055376	0.0129290	0.4283070
3.75	2.5512853	20.363407	0.0050378	0.0119450	0.4217466
3.80	2.5654674	21.915390	0.0045840	0.0110378	0.4152999
3.85	2.5793259	23.585188	0.0041719	0.0102012	0.4089658
3.90	2.5928688	25.381310	0.0037978	0.0094298	0.4027429
3.95	2.6061044	27.312836	0.0034580	0.0087184	0.3966299
4.00	2.6190400	29.389450	0.0031494	0.0080624	0.3906252
4.05	2.6316833	31.621481	0.0028690	0.0074573	0.3847275
4.10	2.6440420	34.019943	0.0026143	0.0068991	0.3789352
4.15	2.6561229	36.596561	0.0023829	0.0063842	0.3732468
4.20	2.6679335	39.363823	0.0021726	0.0059092	0.3676607
4.25	2.6794801	42.335033	0.0019814	0.0054707	0.3621755
4.30	2.6907697	45.524342	0.0018075	0.0050661	0.3567894
4.35	2.7018087	48.946815	0.0016495	0.0046927	0.3515009
4.40	2.7126038	52.618465	0.0015057	0.0043478	0.3463084
4.45	2.7231607	56.556328	0.0013749	0.0040294	0.3412104
4.50	2.7334859	60.778492	0.0012558	0.0037353	0.3362051
4.55	2.7435853	65.304192	0.0011475	0.0034637	0.3312911
4.60	2.7534645	70.153839	0.0010488	0.0032127	0.3264666
4.65	2.7631288	75.349106	0.0009590	0.0029807	0.3217303

4.70	2.7725842	80.913010	0.0008771	0.0027663	0.3170803
4.75	2.7818356	86.869942	0.0008025	0.0025680	0.3125152
4.80	2.7908883	93.245781	0.0007346	0.0023847	0.3080334
4.85	2.7997475	100.067963	0.0006726	0.0022150	0.3036335
4.90	2.8084178	107.365562	0.0006160	0.0020581	0.2993137
4.95	2.8169041	115.169380	0.0005644	0.0019129	0.2950727

Table de Mach pour R290

M	M*	A/A^*	p/p_0	ρ/ρ_0	T/T_0
0.05	0.0526708	11.829257	0.9984764	0.9987509	0.9997251
0.10	0.1052988	5.939282	0.9939219	0.9950152	0.9989012
0.15	0.1578397	3.987037	0.9863855	0.9888268	0.9975311
0.20	0.2102511	3.019362	0.9759475	0.9802417	0.9956193
0.25	0.2624906	2.445671	0.9627182	0.9693369	0.9931719
0.30	0.3145165	2.069141	0.9468354	0.9562091	0.9901971
0.35	0.3662884	1.805454	0.9284618	0.9409729	0.9867042
0.40	0.4177658	1.612482	0.9077820	0.9237589	0.9827044
0.45	0.4689108	1.466851	0.8849984	0.9047118	0.9782103
0.50	0.5196856	1.354564	0.8603286	0.8839877	0.9732360
0.55	0.5700544	1.266742	0.8340003	0.8617517	0.9677966
0.60	0.6199828	1.197489	0.8062484	0.8381758	0.9619084
0.65	0.6694381	1.142754	0.7773104	0.8134359	0.9555890
0.70	0.7183893	1.099665	0.7474238	0.7877099	0.9488566
0.75	0.7668071	1.066144	0.7168217	0.7611750	0.9417304
0.80	0.8146639	1.040659	0.6857304	0.7340058	0.9342301
0.85	0.8619343	1.022065	0.6543665	0.7063723	0.9263762
0.90	0.9085947	1.009500	0.6229345	0.6784379	0.9181893
0.95	0.9546232	1.002309	0.5916250	0.6503586	0.9096904
1.00	1.0000001	1.000000	0.5606133	0.6222808	0.9009008

1.05	1.0447075	1.002204	0.5300582	0.5943410	0.8918418
1.10	1.0887297	1.008649	0.5001012	0.5666647	0.8825346
1.15	1.1320524	1.019146	0.4708667	0.5393660	0.8730003
1.20	1.1746634	1.033568	0.4424614	0.5125473	0.8632597
1.25	1.2165524	1.051847	0.4149751	0.4862989	0.8533334
1.30	1.2577107	1.073959	0.3884811	0.4606997	0.8432415
1.35	1.2981313	1.099927	0.3630371	0.4358169	0.8330036
1.40	1.3378090	1.129807	0.3386860	0.4117067	0.8226390
1.45	1.3767399	1.163695	0.3154571	0.3884144	0.8121663
1.50	1.4149216	1.201716	0.2933673	0.3659757	0.8016033
1.55	1.4523535	1.244028	0.2724223	0.3444166	0.7909672
1.60	1.4890357	1.290818	0.2526177	0.3237548	0.7802747
1.65	1.5249702	1.342307	0.2339405	0.3039998	0.7695416
1.70	1.5601598	1.398741	0.2163703	0.2851544	0.7587830
1.75	1.5946083	1.460401	0.1998801	0.2672147	0.7480132
1.80	1.6283208	1.527597	0.1844378	0.2501715	0.7372457
1.85	1.6613033	1.600672	0.1700071	0.2340105	0.7264935
1.90	1.6935625	1.680002	0.1565482	0.2187134	0.7157685
1.95	1.7251059	1.765999	0.1440190	0.2042586	0.7050820
2.00	1.7559417	1.859111	0.1323758	0.1906211	0.6944446
2.05	1.7860792	1.959825	0.1215736	0.1777741	0.6838660
2.10	1.8155274	2.068668	0.1115674	0.1656887	0.6733555
2.15	1.8442966	2.186211	0.1023118	0.1543347	0.6629213
2.20	1.8723972	2.313069	0.0937622	0.1436812	0.6525713
2.25	1.8998400	2.449906	0.0858749	0.1336965	0.6423125
2.30	1.9266361	2.597439	0.0786072	0.1243488	0.6321514
2.35	1.9527971	2.756436	0.0719180	0.1156063	0.6220939
2.40	1.9783345	2.927724	0.0657674	0.1074377	0.6121451
2.45	2.0032606	3.112193	0.0601177	0.0998119	0.6023101
2.50	2.0275869	3.310796	0.0549327	0.0926989	0.5925928
2.55	2.0513258	3.524556	0.0501781	0.0860691	0.5829971
2.60	2.0744896	3.754569	0.0458214	0.0798942	0.5735263
2.65	2.0970905	4.002008	0.0418323	0.0741466	0.5641831
2.70	2.1191406	4.268133	0.0381820	0.0688000	0.5549700

2.75	2.1406524	4.554287	0.0348437	0.0638293	0.5458890
2.80	2.1616378	4.861910	0.0317924	0.0592102	0.5369418
2.85	2.1821089	5.192539	0.0290049	0.0549200	0.5281298
2.90	2.2020781	5.547818	0.0264593	0.0509368	0.5194538
2.95	2.2215569	5.929501	0.0241357	0.0472401	0.5109146
3.00	2.2405574	6.339461	0.0220153	0.0438105	0.5025128
3.05	2.2590911	6.779696	0.0200811	0.0406296	0.4942484
3.10	2.2771695	7.252339	0.0183171	0.0376802	0.4861215
3.15	2.2948039	7.759661	0.0167088	0.0349461	0.4781317
3.20	2.3120055	8.304082	0.0152427	0.0324120	0.4702787
3.25	2.3287852	8.888182	0.0139064	0.0300638	0.4625617
3.30	2.3451538	9.514704	0.0126886	0.0278882	0.4549800
3.35	2.3611219	10.186571	0.0115788	0.0258726	0.4475327
3.40	2.3766999	10.906891	0.0105677	0.0240055	0.4402186
3.45	2.3918979	11.678967	0.0096464	0.0222761	0.4330366
3.50	2.4067259	12.506313	0.0088069	0.0206743	0.4259854
3.55	2.4211934	13.392659	0.0080421	0.0191907	0.4190634
3.60	2.4353101	14.341969	0.0073452	0.0178165	0.4122694
3.65	2.4490855	15.358449	0.0067102	0.0165438	0.4056016
3.70	2.4625282	16.446564	0.0061315	0.0153649	0.3990585
3.75	2.4756477	17.611050	0.0056041	0.0142729	0.3926383
3.80	2.4884520	18.856930	0.0051234	0.0132613	0.3863393
3.85	2.5009501	20.189524	0.0046851	0.0123241	0.3801597
3.90	2.5131497	21.614471	0.0042856	0.0114557	0.3740978
3.95	2.5250595	23.137745	0.0039212	0.0106511	0.3681515
4.00	2.5366867	24.765671	0.0035889	0.0099053	0.3623191
4.05	2.5480392	26.504936	0.0032857	0.0092141	0.3565987
4.10	2.5591245	28.362635	0.0030091	0.0085733	0.3509883
4.15	2.5699494	30.346241	0.0027567	0.0079792	0.3454860
4.20	2.5805216	32.463673	0.0025262	0.0074282	0.3400900
4.25	2.5908473	34.723289	0.0023158	0.0069171	0.3347982
4.30	2.6009336	37.133926	0.0021237	0.0064430	0.3296089
4.35	2.6107864	39.704914	0.0019481	0.0060030	0.3245201
4.40	2.6204126	42.446102	0.0017877	0.0055947	0.3195297

4.45	2.6298182	45.367874	0.0016410	0.0052157	0.3146362
4.50	2.6390088	48.481197	0.0015070	0.0048638	0.3098374
4.55	2.6479905	51.797626	0.0013844	0.0045369	0.3051316
4.60	2.6567686	55.329342	0.0012722	0.0042333	0.3005169
4.65	2.6653488	59.089184	0.0011695	0.0039512	0.2959915
4.70	2.6737366	63.090672	0.0010755	0.0036889	0.2915537
4.75	2.6819365	67.348045	0.0009895	0.0034452	0.2872016
4.80	2.6899540	71.876289	0.0009106	0.0032185	0.2829334
4.85	2.6977940	76.691177	0.0008384	0.0030077	0.2787475
4.90	2.7054610	81.809303	0.0007722	0.0028115	0.2746422
4.95	2.7129595	87.248108	0.0007114	0.0026290	0.2706158

Table de Mach pour R600a

M	M*	A/A^*	P/P_0	ρ/ρ_0	T/T_0
0.05	0.0515950	11.955058	0.9985886	0.9987509	0.9998375
0.10	0.1031651	6.001440	0.9943678	0.9950141	0.9993504
0.15	0.1546853	4.027652	0.9873771	0.9888211	0.9985396
0.20	0.2061300	3.048962	0.9776821	0.9802241	0.9974067
0.25	0.2574747	2.468472	0.9653727	0.9692946	0.9959539
0.30	0.3086949	2.087254	0.9505621	0.9561228	0.9941840
0.35	0.3597665	1.820090	0.9333842	0.9408162	0.9921004
0.40	0.4106654	1.624405	0.9139923	0.9234978	0.9897071
0.45	0.4613684	1.476577	0.8925560	0.9043042	0.9870085
0.50	0.5118521	1.362462	0.8692586	0.8833840	0.9840099
0.55	0.5620946	1.273089	0.8442944	0.8608954	0.9807166
0.60	0.6120732	1.202506	0.8178660	0.8370041	0.9771351
0.65	0.6617672	1.146623	0.7901807	0.8118811	0.9732715
0.70	0.7111556	1.102546	0.7614486	0.7857007	0.9691331
0.75	0.7602184	1.068182	0.7318788	0.7586381	0.9647272
0.80	0.8089364	1.041994	0.7016777	0.7308675	0.9600614

0.85	0.8572910	1.022837	0.6710463	0.7025603	0.9551440
0.90	0.9052643	1.009854	0.6401778	0.6738831	0.9499834
0.95	0.9528394	1.002401	0.6092561	0.6449966	0.9445881
1.00	1.0000001	1.000000	0.5784539	0.6160534	0.9389671
1.05	1.0467310	1.002303	0.5479316	0.5871977	0.9331296
1.10	1.0930178	1.009063	0.5178359	0.5585637	0.9270848
1.15	1.1388466	1.020121	0.4882998	0.5302752	0.9208421
1.20	1.1842047	1.035388	0.4594412	0.5024449	0.9144111
1.25	1.2290802	1.054837	0.4313638	0.4751742	0.9078014
1.30	1.2734619	1.078498	0.4041560	0.4485525	0.9010227
1.35	1.3173398	1.106449	0.3778920	0.4226580	0.8940846
1.40	1.3607043	1.138819	0.3526321	0.3975575	0.8869967
1.45	1.4035470	1.175780	0.3284232	0.3733063	0.8797687
1.50	1.4458601	1.217550	0.3052994	0.3499494	0.8724101
1.55	1.4876370	1.264392	0.2832832	0.3275214	0.8649304
1.60	1.5288713	1.316615	0.2623863	0.3060474	0.8573389
1.65	1.5695579	1.374576	0.2426106	0.2855436	0.8496448
1.70	1.6096921	1.438681	0.2239492	0.2660180	0.8418573
1.75	1.6492703	1.509391	0.2063873	0.2474713	0.8339850
1.80	1.6882893	1.587223	0.1899036	0.2298972	0.8260368
1.85	1.7267467	1.672754	0.1744706	0.2132838	0.8180211
1.90	1.7646409	1.766628	0.1600564	0.1976137	0.8099462
1.95	1.8019708	1.869561	0.1466250	0.1828652	0.8018203
2.00	1.8387361	1.982346	0.1341371	0.1690127	0.7936509
2.05	1.8749368	2.105862	0.1225513	0.1560277	0.7854458
2.10	1.9105736	2.241080	0.1118245	0.1438790	0.7772123
2.15	1.9456478	2.389072	0.1019124	0.1325333	0.7689573
2.20	1.9801612	2.551023	0.0927705	0.1219561	0.7606878
2.25	2.0141160	2.728240	0.0843541	0.1121118	0.7524102
2.30	2.0475152	2.922163	0.0766190	0.1029644	0.7441308
2.35	2.0803614	3.134380	0.0695217	0.0944774	0.7358556
2.40	2.1126587	3.366643	0.0630201	0.0866148	0.7275904
2.45	2.1444106	3.620878	0.0570730	0.0793408	0.7193406
2.50	2.1756217	3.899210	0.0516412	0.0726203	0.7111113

2.55	2.2062967	4.203977	0.0466866	0.0664193	0.7029076
2.60	2.2364402	4.537754	0.0421734	0.0607044	0.6947342
2.65	2.2660573	4.903374	0.0380674	0.0554437	0.6865953
2.70	2.2951539	5.303957	0.0343363	0.0506065	0.6784953
2.75	2.3237352	5.742939	0.0309497	0.0461634	0.6704381
2.80	2.3518074	6.224094	0.0278791	0.0420863	0.6624274
2.85	2.3793766	6.751582	0.0250979	0.0383486	0.6544666
2.90	2.4064488	7.329973	0.0225812	0.0349252	0.6465589
2.95	2.4330308	7.964299	0.0203060	0.0317924	0.6387075
3.00	2.4591289	8.660090	0.0182510	0.0289278	0.6309151
3.05	2.4847498	9.423429	0.0163962	0.0263104	0.6231843
3.10	2.5099001	10.261004	0.0147235	0.0239206	0.6155174
3.15	2.5345871	11.180164	0.0132162	0.0217402	0.6079169
3.20	2.5588174	12.188989	0.0118588	0.0197520	0.6003845
3.25	2.5825980	13.296356	0.0106372	0.0179403	0.5929223
3.30	2.6059361	14.512019	0.0095384	0.0162902	0.5855318
3.35	2.6288385	15.846692	0.0085508	0.0147882	0.5782146
3.40	2.6513126	17.312140	0.0076634	0.0134217	0.5709721
3.45	2.6733651	18.921282	0.0068666	0.0121789	0.5638054
3.50	2.6950035	20.688301	0.0061513	0.0110493	0.5567157
3.55	2.7162347	22.628761	0.0055096	0.0100228	0.5497038
3.60	2.7370656	24.759743	0.0049340	0.0090905	0.5427706
3.65	2.7575035	27.099979	0.0044181	0.0082439	0.5359167
3.70	2.7775555	29.670019	0.0039556	0.0074755	0.5291429
3.75	2.7972281	32.492393	0.0035412	0.0067781	0.5224493
3.80	2.8165286	35.591801	0.0031701	0.0061455	0.5158365
3.85	2.8354638	38.995304	0.0028377	0.0055716	0.5093047
3.90	2.8540404	42.732559	0.0025400	0.0050513	0.5028540
3.95	2.8722651	46.836048	0.0022736	0.0045795	0.4964846
4.00	2.8901448	51.341331	0.0020352	0.0041518	0.4901964
4.05	2.9076858	56.287350	0.0018218	0.0037641	0.4839894
4.10	2.9248948	61.716740	0.0016308	0.0034128	0.4778633
4.15	2.9417782	67.676094	0.0014600	0.0030944	0.4718180
4.20	2.9583426	74.216408	0.0013071	0.0028059	0.4658532

4.25	2.9745936	81.393433	0.0011704	0.0025445	0.4599686
4.30	2.9905381	89.268112	0.0010481	0.0023077	0.4541638
4.35	3.0061817	97.907043	0.0009386	0.0020931	0.4484382
4.40	3.0215306	107.382973	0.0008407	0.0018987	0.4427915
4.45	3.0365908	117.775360	0.0007531	0.0017226	0.4372231
4.50	3.0513680	129.170944	0.0006748	0.0015630	0.4317324
4.55	3.0658679	141.664398	0.0006047	0.0014184	0.4263189
4.60	3.0800960	155.359009	0.0005420	0.0012874	0.4209818
4.65	3.0940580	170.367416	0.0004859	0.0011687	0.4157205
4.70	3.1077595	186.812454	0.0004356	0.0010611	0.4105344
4.75	3.1212056	204.828018	0.0003907	0.0009636	0.4054225
4.80	3.1344016	224.559967	0.0003504	0.0008752	0.4003844
4.85	3.1473525	246.167221	0.0003144	0.0007951	0.3954190
4.90	3.1600635	269.822815	0.0002822	0.0007225	0.3905258
4.95	3.1725397	295.715088	0.0002533	0.0006567	0.3857038

Table de Mach pour R717

M	M*	A/A^*	p/p_0	ρ/ρ_0	T/T_0
0.05	0.0547584	11.591444	0.9982520	0.9987511	0.9995003
0.10	0.1094351	5.821829	0.9930314	0.9950175	0.9980040
0.15	0.1639484	3.910343	0.9844081	0.9888380	0.9955202
0.20	0.2182180	2.963520	0.9724967	0.9802767	0.9920635
0.25	0.2721655	2.402710	0.9574528	0.9694210	0.9876543
0.30	0.3257152	2.035065	0.9394697	0.9563801	0.9823183
0.35	0.3787936	1.777969	0.9187728	0.9412827	0.9760859
0.40	0.4313311	1.590140	0.8956144	0.9242740	0.9689922
0.45	0.4832615	1.448672	0.8702673	0.9055132	0.9610764
0.50	0.5345226	1.339844	0.8430191	0.8851701	0.9523810
0.55	0.5850568	1.254948	0.8141654	0.8634224	0.9429514
0.60	0.6348111	1.188199	0.7840039	0.8404522	0.9328358

0.65	0.6837373	1.135616	0.7528293	0.8164434	0.9220839
0.70	0.7317919	1.094373	0.7209278	0.7915787	0.9107468
0.75	0.7789363	1.062417	0.6885728	0.7660373	0.8988764
0.80	0.8251371	1.038230	0.6560215	0.7399923	0.8865248
0.85	0.8703656	1.020669	0.6235117	0.7136092	0.8737440
0.90	0.9145978	1.008863	0.5912600	0.6870441	0.8605852
0.95	0.9578143	1.002145	0.5594599	0.6604424	0.8470986
1.00	1.0000001	1.000000	0.5282817	0.6339381	0.8333333
1.05	1.0411446	1.002029	0.4978720	0.6076528	0.8193364
1.10	1.0812410	1.007925	0.4683542	0.5816959	0.8051530
1.15	1.1202863	1.017454	0.4398292	0.5561641	0.7908264
1.20	1.1582810	1.030440	0.4123771	0.5311416	0.7763975
1.25	1.1952286	1.046753	0.3860579	0.5067010	0.7619048
1.30	1.2311356	1.066304	0.3609140	0.4829029	0.7473842
1.35	1.2660112	1.089038	0.3369712	0.4597971	0.7328693
1.40	1.2998673	1.114926	0.3142410	0.4374234	0.7183909
1.45	1.3327171	1.143963	0.2927223	0.4158120	0.7039776
1.50	1.3645762	1.176167	0.2724032	0.3949846	0.6896553
1.55	1.3954622	1.211573	0.2532625	0.3749550	0.6754476
1.60	1.4253931	1.250235	0.2352713	0.3557302	0.6613758
1.65	1.4543889	1.292218	0.2183950	0.3373109	0.6474589
1.70	1.4824702	1.337606	0.2025937	0.3196927	0.6337137
1.75	1.5096586	1.386491	0.1878241	0.3028663	0.6201552
1.80	1.5359761	1.438981	0.1740405	0.2868186	0.6067963
1.85	1.5614452	1.495193	0.1611951	0.2715331	0.5936481
1.90	1.5860890	1.555256	0.1492397	0.2569907	0.5807203
1.95	1.6099305	1.619308	0.1381257	0.2431702	0.5680206
2.00	1.6329929	1.687499	0.1278047	0.2300484	0.5555558
2.05	1.6552992	1.759987	0.1182293	0.2176010	0.5433308
2.10	1.6768725	1.836942	0.1093533	0.2058028	0.5313498
2.15	1.6977355	1.918542	0.1011318	0.1946281	0.5196157
2.20	1.7179111	2.004973	0.0935218	0.1840508	0.5081303
2.25	1.7374212	2.096433	0.0864819	0.1740447	0.4968946
2.30	1.7562878	2.193129	0.0799727	0.1645838	0.4859089

2.35	1.7745324	2.295275	0.0739570	0.1556425	0.4751725
2.40	1.7921760	2.403097	0.0683995	0.1471956	0.4646842
2.45	1.8092390	2.516830	0.0632668	0.1392186	0.4544424
2.50	1.8257415	2.636716	0.0585278	0.1316874	0.4444447
2.55	1.8417031	2.763009	0.0541531	0.1245790	0.4346884
2.60	1.8571426	2.895972	0.0501153	0.1178711	0.4251703
2.65	1.8720784	3.035877	0.0463889	0.1115421	0.4158871
2.70	1.8865285	3.183007	0.0429501	0.1055713	0.4068351
2.75	1.9005102	3.337653	0.0397768	0.0999391	0.3980102
2.80	1.9140402	3.500118	0.0368484	0.0946266	0.3894084
2.85	1.9271349	3.670714	0.0341459	0.0896157	0.3810252
2.90	1.9398098	3.849763	0.0316516	0.0848895	0.3728563
2.95	1.9520802	4.037597	0.0293492	0.0804315	0.3648972
3.00	1.9639606	4.234561	0.0272238	0.0762264	0.3571431
3.05	1.9754653	4.441009	0.0252612	0.0722597	0.3495895
3.10	1.9866078	4.657303	0.0234488	0.0685173	0.3422316
3.15	1.9974012	4.883821	0.0217746	0.0649863	0.3350648
3.20	2.0078583	5.120949	0.0202278	0.0616543	0.3280843
3.25	2.0179911	5.369084	0.0187983	0.0585096	0.3212854
3.30	2.0278113	5.628637	0.0174768	0.0555413	0.3146636
3.35	2.0373304	5.900027	0.0162549	0.0527389	0.3082142
3.40	2.0465591	6.183687	0.0151246	0.0500928	0.3019326
3.45	2.0555081	6.480062	0.0140789	0.0475936	0.2958145
3.50	2.0641870	6.789608	0.0131110	0.0452328	0.2898553
3.55	2.0726058	7.112792	0.0122148	0.0430021	0.2840508
3.60	2.0807738	7.450096	0.0113848	0.0408941	0.2783967
3.65	2.0887001	7.802013	0.0106157	0.0389013	0.2728888
3.70	2.0963926	8.169049	0.0099029	0.0370171	0.2675230
3.75	2.1038604	8.551723	0.0092420	0.0352352	0.2622953
3.80	2.1111109	8.950566	0.0086290	0.0335494	0.2572019
3.85	2.1181519	9.366123	0.0080601	0.0319543	0.2522389
3.90	2.1249907	9.798952	0.0075321	0.0304446	0.2474025
3.95	2.1316342	10.249624	0.0070417	0.0290152	0.2426893
4.00	2.1380897	10.718726	0.0065861	0.0276616	0.2380955

4.05	2.1443632	11.206855	0.0061627	0.0263794	0.2336178
4.10	2.1504612	11.714627	0.0057690	0.0251644	0.2292529
4.15	2.1563895	12.242667	0.0054028	0.0240128	0.2249974
4.20	2.1621542	12.791617	0.0050621	0.0229211	0.2208482
4.25	2.1677606	13.362133	0.0047449	0.0218857	0.2168023
4.30	2.1732142	13.954885	0.0044494	0.0209035	0.2128567
4.35	2.1785202	14.570557	0.0041742	0.0199714	0.2090084
4.40	2.1836832	15.209851	0.0039176	0.0190868	0.2052546
4.45	2.1887083	15.873483	0.0036784	0.0182468	0.2015927
4.50	2.1935999	16.562183	0.0034553	0.0174491	0.1980199
4.55	2.1983626	17.276697	0.0032470	0.0166912	0.1945337
4.60	2.2030005	18.017788	0.0030526	0.0159710	0.1911315
4.65	2.2075176	18.786234	0.0028709	0.0152863	0.1878111
4.70	2.2119179	19.582827	0.0027012	0.0146353	0.1845700
4.75	2.2162051	20.408379	0.0025426	0.0140161	0.1814059
4.80	2.2203829	21.263716	0.0023943	0.0134270	0.1783167
4.85	2.2244549	22.149681	0.0022555	0.0128664	0.1753002
4.90	2.2284243	23.067133	0.0021256	0.0123326	0.1723543
4.95	2.2322943	24.016949	0.0020040	0.0118244	0.1694771

Annexe B

Table de l'onde de choc pour 134a

M	M_2	$\frac{P_2}{P_1}$	$\frac{T_2}{T_1}$	$\frac{P_{02}}{P_{01}}$
1.00	1.00000000	1.00000000	1.00000000	1.00000036
1.05	0.95275277	1.1109632	1.01620471	0.99984825
1.10	0.91043854	1.2273393	1.03191805	0.99887878
1.15	0.87232846	1.3491281	1.04729950	0.99649984
1.20	0.83783287	1.4763298	1.06247616	0.99230784
1.25	0.80646902	1.6089443	1.07755017	0.98604131
1.30	0.77783751	1.7469717	1.09260452	0.97755146
1.35	0.75160503	1.8904119	1.10770690	0.96677786
1.40	0.72749066	2.0392649	1.12291348	0.95373082
1.45	0.70525616	2.1935308	1.13827050	0.93847650
1.50	0.68469787	2.3532095	1.15381682	0.92112523
1.55	0.66564071	2.5183010	1.16958523	0.90182167
1.60	0.64793313	2.6888053	1.18560350	0.88073468
1.65	0.63144344	2.8647225	1.20189488	0.85805088
1.70	0.61605644	3.0460527	1.21847975	0.83396995
1.75	0.60167104	3.2327955	1.23537529	0.80869567
1.80	0.58819801	3.4249511	1.25259638	0.78243405
1.85	0.57555830	3.6225197	1.27015615	0.75538701
1.90	0.56368190	3.8255010	1.28806567	0.72775233
1.95	0.55250603	4.0338955	1.30633473	0.69971752
2.00	0.54197484	4.2477021	1.32497215	0.67146075
2.05	0.53203785	4.4669223	1.34398544	0.64314741
2.10	0.52265000	4.6915545	1.36338127	0.61492956
2.15	0.51377028	4.9216003	1.38316548	0.58694571
2.20	0.50536174	5.1570587	1.40334344	0.55931997
2.25	0.49739087	5.3979297	1.42391968	0.53216261
2.30	0.48982710	5.6442142	1.44489861	0.50556904

2.35	0.48264268	5.8959107	1.46628380	0.47962210
2.40	0.47581220	6.1530204	1.48807859	0.45439100
2.45	0.46931240	6.4155431	1.51028609	0.42993286
2.50	0.46312198	6.6834784	1.53290892	0.40629327
2.55	0.45722136	6.9568267	1.55594957	0.38350728
2.60	0.45159253	7.2355876	1.57941031	0.36160025
2.65	0.44621894	7.5197616	1.60329306	0.34058872
2.70	0.44108522	7.8093481	1.62759972	0.32048121
2.75	0.43617725	8.1043472	1.65233183	0.30127898
2.80	0.43148187	8.4047604	1.67749107	0.28297782
2.85	0.42698696	8.7105856	1.70307875	0.26556742
2.90	0.42268124	9.0218229	1.72909606	0.24903324
2.95	0.41855422	9.3384743	1.75554430	0.23335679
3.00	0.41459611	9.6605377	1.78242445	0.21851610
3.05	0.41079789	9.9880142	1.80973744	0.20448691
3.10	0.40715101	10.3209038	1.83748436	0.19124252
3.15	0.40364757	10.6592064	1.86566579	0.17875494
3.20	0.40028018	11.0029211	1.89428258	0.16699477
3.25	0.39704192	11.3520489	1.92333555	0.15593190
3.30	0.39392626	11.7065897	1.95282519	0.14553587
3.35	0.39092720	12.0665426	1.98275220	0.13577583
3.40	0.38803893	12.4319096	2.01311707	0.12662131
3.45	0.38525617	12.8026886	2.04392052	0.11804201
3.50	0.38257387	13.1788807	2.07516289	0.11000812
3.55	0.37998727	13.5604858	2.10684443	0.10249059
3.60	0.37749192	13.9475031	2.13896585	0.09546108
3.65	0.37508360	14.3399334	2.17152739	0.08889205
3.70	0.37275836	14.7377768	2.20452952	0.08275706
3.75	0.37051246	15.1410332	2.23797226	0.07703052
3.80	0.36834234	15.5497026	2.27185655	0.07168806
3.85	0.36624470	15.9637842	2.30618215	0.06670618
3.90	0.36421639	16.3832798	2.34094954	0.06206263
3.95	0.36225438	16.8081875	2.37615895	0.05773615
4.00	0.36035588	17.2385063	2.41181064	0.05370653

4.05	0.35851818	17.6742420	2.44790483	0.04995468
4.10	0.35673878	18.1153908	2.48444176	0.04646249
4.15	0.35501522	18.5619507	2.52142191	0.04321291
4.20	0.35334525	19.0139256	2.55884480	0.04018985
4.25	0.35172671	19.4713116	2.59671116	0.03737811
4.30	0.35015750	19.9341125	2.63502097	0.03476344
4.35	0.34863567	20.4023247	2.67377424	0.03233248
4.40	0.34715939	20.8759499	2.71297145	0.03007261
4.45	0.34572685	21.3549881	2.75261259	0.02797212
4.50	0.34433636	21.8394394	2.79269767	0.02601993
4.55	0.34298635	22.3293037	2.83322692	0.02420577
4.60	0.34167522	22.8245811	2.87420034	0.02251999
4.65	0.34040156	23.3252716	2.91561842	0.02095358
4.70	0.33916399	23.8313732	2.95748067	0.01949815
4.75	0.33796114	24.3428898	2.99978781	0.01814587
4.80	0.33679172	24.8598175	3.04253960	0.01688944
4.85	0.33565459	25.3821602	3.08573604	0.01572205
4.90	0.33454853	25.9099140	3.12937760	0.01463737
4.95	0.33347246	26.4430809	3.17346382	0.01362951
5.00	0.33242533	26.9816608	3.21799541	0.01269298

Table de l'onde de choc pour R152a

M	M_2	$\frac{p_2}{p_1}$	$\frac{T_2}{T_1}$	$\frac{p_{02}}{p_{01}}$
1.00	1.00000000	1.00000000	1.00000000	0.99999970
1.05	0.95278072	1.1116059	1.01744044	0.99984843
1.10	0.91053921	1.2286558	1.03436184	0.99888200
1.15	0.87253350	1.3511499	1.05093479	0.99651259
1.20	0.83816451	1.4790884	1.06729484	0.99234176
1.25	0.80694294	1.6124709	1.08355141	0.98611337

1.30	0.77846444	1.7512976	1.09979296	0.97768295
1.35	0.75239199	1.8955685	1.11609197	0.96699512
1.40	0.72844213	2.0452836	1.13250828	0.95406264
1.45	0.70637459	2.2004428	1.14909136	0.93895507
1.50	0.68598419	2.3610463	1.16588306	0.92178422
1.55	0.66709471	2.5270939	1.18291807	0.90269387
1.60	0.64955378	2.6985857	1.20022595	0.88185316
1.65	0.63322902	2.8755217	1.21783197	0.85944885
1.70	0.61800480	3.0579019	1.23575747	0.83567572
1.75	0.60377955	3.2457263	1.25402117	0.81073624
1.80	0.59046394	3.4389949	1.27263880	0.78483236
1.85	0.57797873	3.6377075	1.29162431	0.75816286
1.90	0.56625366	3.8418643	1.31098962	0.73092002
1.95	0.55522597	4.0514655	1.33074546	0.70328736
2.00	0.54483962	4.2665105	1.35090077	0.67543840
2.05	0.53504431	4.4870000	1.37146378	0.64753395
2.10	0.52579474	4.7129335	1.39244163	0.61972159
2.15	0.51705009	4.9443116	1.41384065	0.59213573
2.20	0.50877345	5.1811337	1.43566644	0.56489635
2.25	0.50093120	5.4233999	1.45792401	0.53810990
2.30	0.49349302	5.6711102	1.48061776	0.51186907
2.35	0.48643100	5.9242644	1.50375175	0.48625359
2.40	0.47971991	6.1828632	1.52732956	0.46133050
2.45	0.47333652	6.4469061	1.55135453	0.43715480
2.50	0.46725959	6.7163935	1.57582927	0.41377062
2.55	0.46146962	6.9913244	1.60075665	0.39121222
2.60	0.45594868	7.2716999	1.62613881	0.36950380
2.65	0.45068023	7.5575194	1.65197814	0.34866190
2.70	0.44564900	7.8487830	1.67827654	0.32869485
2.75	0.44084090	8.1454916	1.70503569	0.30960456
2.80	0.43624291	8.4476433	1.73225725	0.29138708
2.85	0.43184292	8.7552395	1.75994265	0.27403319
2.90	0.42762971	9.0682802	1.78809333	0.25752923
2.95	0.42359290	9.3867645	1.81671047	0.24185795

3.00	0.41972271	9.7106943	1.84579515	0.22699879
3.05	0.41601017	10.0400667	1.87534857	0.21292883
3.10	0.41244686	10.3748846	1.90537167	0.19962303
3.15	0.40902489	10.7151461	1.93586516	0.18705489
3.20	0.40573695	11.0608511	1.96683002	0.17519662
3.25	0.40257612	11.4120007	1.99826694	0.16401970
3.30	0.39953601	11.7685947	2.03017664	0.15349524
3.35	0.39661059	12.1306334	2.06255960	0.14359404
3.40	0.39379418	12.4981155	2.09541678	0.13428701
3.45	0.39108148	12.8710423	2.12874842	0.12554549
3.50	0.38846752	13.2494125	2.16255498	0.11734096
3.55	0.38594759	13.6332273	2.19683743	0.10964568
3.60	0.38351727	14.0224867	2.23159575	0.10243257
3.65	0.38117242	14.4171896	2.26683044	0.09567543
3.70	0.37890908	14.8173370	2.30254197	0.08934876
3.75	0.37672362	15.2229290	2.33873057	0.08342808
3.80	0.37461248	15.6339645	2.37539673	0.07788994
3.85	0.37257242	16.0504436	2.41254067	0.07271171
3.90	0.37060025	16.4723682	2.45016289	0.06787189
3.95	0.36869311	16.8997364	2.48826337	0.06334998
4.00	0.36684814	17.3325500	2.52684259	0.05912635
4.05	0.36506274	17.7708073	2.56590104	0.05518255
4.10	0.36333436	18.2145119	2.60543847	0.05150094
4.15	0.36166069	18.6636581	2.64545536	0.04806491
4.20	0.36003941	19.1182499	2.68595171	0.04485874
4.25	0.35846841	19.5782852	2.72692776	0.04186758
4.30	0.35694566	20.0437660	2.76838374	0.03907748
4.35	0.35546926	20.5146904	2.81031990	0.03647523
4.40	0.35403731	20.9910583	2.85273647	0.03404851
4.45	0.35264811	21.4728718	2.89563322	0.03178569
4.50	0.35130000	21.9601269	2.93901062	0.02967582
4.55	0.34999135	22.4528294	2.98286867	0.02770871
4.60	0.34872073	22.9509735	3.02720761	0.02587476
4.65	0.34748664	23.4545631	3.07202744	0.02416502

4.70	0.34628773	23.9635983	3.11732841	0.02257106
4.75	0.34512269	24.4780750	3.16311049	0.02108504
4.80	0.34399030	24.9979973	3.20937395	0.01969964
4.85	0.34288931	25.5233650	3.25611854	0.01840800
4.90	0.34181866	26.0541744	3.30334473	0.01720371
4.95	0.34077719	26.5904293	3.35105252	0.01608080
5.00	0.33976391	27.1321297	3.39924192	0.01503371

Table de l'onde de choc pour R290

M	M_2	P_2/P_1	T_2/T_1	P_{02}/P_{01}
1.00	1.00000000	1.00000000	1.00000000	1.00000000
1.05	0.95282650	1.1126575	1.01946449	0.99984908
1.10	0.91070354	1.2308105	1.03836775	0.99888712
1.15	0.87286758	1.3544590	1.05689764	0.99653411
1.20	0.83870441	1.4836030	1.07520413	0.99239886
1.25	0.80771351	1.6182425	1.09340751	0.98623276
1.30	0.77948266	1.7583776	1.11160553	0.97790045
1.35	0.75366902	1.9040080	1.12987804	0.96735209
1.40	0.72998470	2.0551341	1.14829099	0.95460719
1.45	0.70818621	2.2117555	1.16689932	0.93973768
1.50	0.68806601	2.3738723	1.18574870	0.92285752
1.55	0.66944593	2.5414848	1.20487761	0.90411228
1.60	0.65217239	2.7145925	1.22431862	0.88366950
1.65	0.63611192	2.8931959	1.24409962	0.86171335
1.70	0.62114811	3.0772948	1.26424432	0.83843595
1.75	0.60717893	3.2668891	1.28477299	0.81403422
1.80	0.59411448	3.4619789	1.30570328	0.78870392
1.85	0.58187538	3.6625643	1.32705045	0.76263827
1.90	0.57039112	3.8686452	1.34882772	0.73602247
1.95	0.55959886	4.0802212	1.37104678	0.70903343
2.00	0.54944247	4.2972932	1.39371765	0.68183666
2.05	0.53987157	4.5198603	1.41684937	0.65458590

2.10	0.53084099	4.7479234	1.44044971	0.62742203
2.15	0.52230990	4.9814811	1.46452582	0.60047251
2.20	0.51424134	5.2205353	1.48908377	0.57385206
2.25	0.50660199	5.4650841	1.51412904	0.54766089
2.30	0.49936137	5.7151289	1.53966665	0.52198720
2.35	0.49249184	5.9706693	1.56570101	0.49690580
2.40	0.48596820	6.2317047	1.59223604	0.47248048
2.45	0.47976735	6.4982357	1.61927521	0.44876325
2.50	0.47386819	6.7702622	1.64682174	0.42579618
2.55	0.46825129	7.0477848	1.67487872	0.40361130
2.60	0.46289885	7.3308020	1.70344841	0.38223219
2.65	0.45779443	7.6193151	1.73253345	0.36167449
2.70	0.45292291	7.9133239	1.76213598	0.34194681
2.75	0.44827029	8.2128277	1.79225791	0.32305157
2.80	0.44382367	8.5178270	1.82290089	0.30498552
2.85	0.43957105	8.8283224	1.85406673	0.28774074
2.90	0.43550134	9.1443129	1.88575685	0.27130497
2.95	0.43160421	9.4657993	1.91797268	0.25566286
3.00	0.42787006	9.7927809	1.95071530	0.24079597
3.05	0.42429000	10.1252575	1.98398614	0.22668327
3.10	0.42085570	10.4632292	2.01778603	0.21330194
3.15	0.41755936	10.8066978	2.05211592	0.20062809
3.20	0.41439375	11.1556606	2.08697677	0.18863623
3.25	0.41135213	11.5101194	2.12236953	0.17730010
3.30	0.40842810	11.8700743	2.15829492	0.16659322
3.35	0.40561578	12.2355242	2.19475365	0.15648890
3.40	0.40290955	12.6064692	2.23174620	0.14696024
3.45	0.40030420	12.9829102	2.26927352	0.13798058
3.50	0.39779487	13.3648462	2.30733562	0.12952384
3.55	0.39537689	13.7522783	2.34593368	0.12156419
3.60	0.39304593	14.1452055	2.38506794	0.11407654
3.65	0.39079794	14.5436287	2.42473865	0.10703629
3.70	0.38862905	14.9475470	2.46494651	0.10041985
3.75	0.38653561	15.3569603	2.50569177	0.09420420

3.80	0.38451424	15.7718697	2.54697490	0.08836740
3.85	0.38256171	16.1922741	2.58879614	0.08288820
3.90	0.38067493	16.6181755	2.63115597	0.07774630
3.95	0.37885103	17.0495701	2.67405462	0.07292230
4.00	0.37708730	17.4864616	2.71749234	0.06839772
4.05	0.37538111	17.9288502	2.76146960	0.06415485
4.10	0.37373006	18.3767338	2.80598640	0.06017700
4.15	0.37213179	18.8301144	2.85104322	0.05644825
4.20	0.37058416	19.2889900	2.89664006	0.05295351
4.25	0.36908501	19.7533607	2.94277716	0.04967852
4.30	0.36763242	20.2232265	2.98945475	0.04660978
4.35	0.36622450	20.6985893	3.03667307	0.04373455
4.40	0.36485940	21.1794472	3.08443213	0.04104080
4.45	0.36353549	21.6658001	3.13273239	0.03851722
4.50	0.36225113	22.1576481	3.18157387	0.03615311
4.55	0.36100477	22.6549931	3.23095655	0.03393842
4.60	0.35979497	23.1578331	3.28088069	0.03186373
4.65	0.35862032	23.6661682	3.33134651	0.02992015
4.70	0.35747948	24.1799984	3.38235402	0.02809935
4.75	0.35637119	24.6993237	3.43390346	0.02639349
4.80	0.35529423	25.2241459	3.48599482	0.02479525
4.85	0.35424745	25.7544632	3.53862834	0.02329772
4.90	0.35322976	26.2902775	3.59180403	0.02189448
4.95	0.35224009	26.8315849	3.64552188	0.02057944
5.00	0.35127744	27.3783894	3.69978213	0.01934698

Table l'onde de choc pour R600a

M	M ₂	$\frac{P_2}{P_1}$	$\frac{T_2}{T_1}$	$\frac{P_{02}}{P_{01}}$
1.00	1.00000000	1.00000000	1.00000000	0.99999952
1.05	0.95265633	1.1087558	1.01196563	0.99984658
1.10	0.91009092	1.2228167	1.02354515	0.99886823
1.15	0.87161916	1.3421828	1.03485930	0.99645722

1.20	0.83668309	1.4668540	1.04600418	0.99219412
1.25	0.80482298	1.5968304	1.05705702	0.98579723
1.30	0.77565634	1.7321119	1.06808078	0.97710323
1.35	0.74886227	1.8726987	1.07912648	0.96603483
1.40	0.72416925	2.0185905	1.09023666	0.95259035
1.45	0.70134604	2.1697874	1.10144627	0.93682647
1.50	0.68019426	2.3262897	1.11278498	0.91884679
1.55	0.66054279	2.4880970	1.12427723	0.89879358
1.60	0.64224327	2.6552093	1.13594413	0.87683743
1.65	0.62516612	2.8276269	1.14780343	0.85316920
1.70	0.60919797	3.0053496	1.15987039	0.82799578
1.75	0.59423906	3.1883776	1.17215800	0.80153173
1.80	0.58020115	3.3767107	1.18467772	0.77399522
1.85	0.56700593	3.5703490	1.19743919	0.74560285
1.90	0.55458379	3.7692924	1.21045089	0.71656793
1.95	0.54287249	3.9735408	1.22372043	0.68709528
2.00	0.53181624	4.1830945	1.23725426	0.65737921
2.05	0.52136487	4.3979535	1.25105810	0.62760282
2.10	0.51147318	4.6181173	1.26513696	0.59793514
2.15	0.50210035	4.8435864	1.27949536	0.56853056
2.20	0.49320933	5.0743608	1.29413724	0.53952777
2.25	0.48476648	5.3104401	1.30906630	0.51105082
2.30	0.47674116	5.5518250	1.32428551	0.48320764
2.35	0.46910545	5.7985148	1.33979774	0.45609215
2.40	0.46183380	6.0505095	1.35560560	0.42978191
2.45	0.45490280	6.3078098	1.37171137	0.40434200
2.50	0.44829097	6.5704150	1.38811696	0.37982333
2.55	0.44197854	6.8383255	1.40482438	0.35626537
2.60	0.43594733	7.1115408	1.42183518	0.33369589
2.65	0.43018052	7.3900614	1.43915093	0.31213248
2.70	0.42466262	7.6738873	1.45677316	0.29158321
2.75	0.41937929	7.9630184	1.47470284	0.27204826
2.80	0.41431719	8.2574549	1.49294138	0.25352046
2.85	0.40946400	8.5571957	1.51148963	0.23598601

2.90	0.40480819	8.8622427	1.53034878	0.21942614
2.95	0.40033916	9.1725941	1.54951942	0.20381728
3.00	0.39604694	9.4882507	1.56900251	0.18913209
3.05	0.39192221	9.8092127	1.58879888	0.17534010
3.10	0.38795632	10.1354799	1.60890901	0.16240865
3.15	0.38414121	10.4670515	1.62933362	0.15030318
3.20	0.38046926	10.8039293	1.65007329	0.13898781
3.25	0.37693337	11.1461124	1.67112851	0.12842606
3.30	0.37352693	11.4935999	1.69249988	0.11858093
3.35	0.37024361	11.8463926	1.71418774	0.10941542
3.40	0.36707762	12.2044907	1.73619258	0.10089302
3.45	0.36402342	12.5678940	1.75851476	0.09297753
3.50	0.36107576	12.9366016	1.78115463	0.08563364
3.55	0.35822982	13.3106155	1.80411255	0.07882714
3.60	0.35548097	13.6899338	1.82738888	0.07252468
3.65	0.35282481	14.0745583	1.85098398	0.06669427
3.70	0.35025731	14.4644871	1.87489784	0.06130523
3.75	0.34777454	14.8597212	1.89913106	0.05632814
3.80	0.34537283	15.2602606	1.92368364	0.05173504
3.85	0.34304875	15.6661043	1.94855595	0.04749933
3.90	0.34079897	16.0772533	1.97374809	0.04359588
3.95	0.33862039	16.4937096	1.99926019	0.04000086
4.00	0.33651009	16.9154682	2.02509260	0.03669192
4.05	0.33446524	17.3425350	2.05124569	0.03364795
4.10	0.33248317	17.7749081	2.07771945	0.03084922
4.15	0.33056140	18.2125854	2.10451365	0.02827723
4.20	0.32869750	18.6555672	2.13162899	0.02591468
4.25	0.32688922	19.1038551	2.15906525	0.02374544
4.30	0.32513437	19.5574493	2.18682265	0.02175445
4.35	0.32343087	20.0163479	2.21490145	0.01992774
4.40	0.32177681	20.4805508	2.24330139	0.01825232
4.45	0.32017028	20.9500599	2.27202320	0.01671614
4.50	0.31860951	21.4248734	2.30106640	0.01530801
4.55	0.31709278	21.9049931	2.33043122	0.01401760

4.60	0.31561849	22.3904171	2.36011791	0.01283535
4.65	0.31418508	22.8811474	2.39012647	0.01175241
4.70	0.31279111	23.3771801	2.42045689	0.01076064
4.75	0.31143507	23.8785210	2.45110941	0.00985251
4.80	0.31011572	24.3851662	2.48208404	0.00902109
4.85	0.30883169	24.8971176	2.51338100	0.00826001
4.90	0.30758181	25.4143715	2.54500008	0.00756338
4.95	0.30636483	25.9369335	2.57694125	0.00692582
5.00	0.30517966	26.4647999	2.60920501	0.00634236

Table l'onde de choc pour R717

M	M ₂	$\frac{P_2}{P_1}$	$\frac{T_2}{T_1}$	$\frac{P_{02}}{P_{01}}$
1.00	1.00000000	1.00000000	1.00000000	0.99999988
1.05	0.95312548	1.1195832	1.03284311	0.99985296
1.10	0.91177052	1.2449998	1.06493795	0.99892801
1.15	0.87502444	1.3762496	1.09657717	0.99668974
1.20	0.84217060	1.5133327	1.12799370	0.99279845
1.25	0.81263620	1.6562493	1.15937483	0.98705679
1.30	0.78595722	1.8049991	1.19087255	0.97937375
1.35	0.76175332	1.9595823	1.22261131	0.96973711
1.40	0.73970944	2.1199987	1.25469363	0.95819455
1.45	0.71956205	2.2862484	1.28720462	0.94483691
1.50	0.70108891	2.4583316	1.32021570	0.92978662
1.55	0.68410128	2.6362481	1.35378671	0.91318852
1.60	0.66843754	2.8199978	1.38796830	0.89520043
1.65	0.65395862	3.0095809	1.42280376	0.87598866
1.70	0.64054400	3.2049973	1.45832992	0.85572141
1.75	0.62808889	3.4062469	1.49457848	0.83456564
1.80	0.61650145	3.6133301	1.53157687	0.81268418
1.85	0.60570103	3.8262465	1.56934881	0.79023218
1.90	0.59561664	4.0449963	1.60791481	0.76735705
1.95	0.58618510	4.2695789	1.64729297	0.74419552

2.00	0.57735044	4.4999957	1.68749917	0.72087425
2.05	0.56906265	4.7362452	1.72854722	0.69750881
2.10	0.56127709	4.9783282	1.77044940	0.67420381
2.15	0.55395359	5.2262444	1.81321657	0.65105212
2.20	0.54705596	5.4799943	1.85685849	0.62813675
2.25	0.54055172	5.7395768	1.90138352	0.60553020
2.30	0.53441137	6.0049930	1.94679940	0.58329493
2.35	0.52860814	6.2762427	1.99311304	0.56148487
2.40	0.52311778	6.5533261	2.04033041	0.54014438
2.45	0.51791823	6.8362422	2.08845735	0.51931131
2.50	0.51298928	7.1249919	2.13749862	0.49901533
2.55	0.50831258	7.4195743	2.18745852	0.47928017
2.60	0.50387114	7.7199907	2.23834157	0.46012354
2.65	0.49964958	8.0262403	2.29015112	0.44155777
2.70	0.49563366	8.3383226	2.34289074	0.42359078
2.75	0.49181029	8.6562395	2.39656329	0.40622634
2.80	0.48816746	8.9799891	2.45117140	0.38946447
2.85	0.48469400	9.3095713	2.50671816	0.37330207
2.90	0.48137969	9.6449871	2.56320524	0.35773358
2.95	0.47821498	9.9862366	2.62063527	0.34275103
3.00	0.47519106	10.3333197	2.67900991	0.32834440
3.05	0.47229981	10.6862364	2.73833108	0.31450230
3.10	0.46953365	11.0449858	2.79860044	0.30121180
3.15	0.46688548	11.4095678	2.85981941	0.28845891
3.20	0.46434876	11.7799845	2.92198944	0.27622905
3.25	0.46191740	12.1562338	2.98511171	0.26450682
3.30	0.45958570	12.5383167	3.04918766	0.25327635
3.35	0.45734832	12.9262323	3.11421824	0.24252151
3.40	0.45520028	13.3199816	3.18020439	0.23222604
3.45	0.45313695	13.7195644	3.24714732	0.22237360
3.50	0.45115396	14.1249809	3.31504774	0.21294802
3.55	0.44924727	14.5362301	3.38390636	0.20393303
3.60	0.44741303	14.9533119	3.45372415	0.19531277
3.65	0.44564763	15.3762283	3.52450156	0.18707153

3.70	0.44394773	15.8049774	3.59623981	0.17919403
3.75	0.44231018	16.2395611	3.66893888	0.17166530
3.80	0.44073197	16.6799755	3.74259973	0.16447067
3.85	0.43921030	17.1262264	3.81722283	0.15759604
3.90	0.43774253	17.5783081	3.89280868	0.15102758
3.95	0.43632621	18.0362244	3.96935773	0.14475206
4.00	0.43495890	18.4999733	4.04687023	0.13875657
4.05	0.43363845	18.9695587	4.12534761	0.13302866
4.10	0.43236277	19.4449768	4.20478916	0.12755649
4.15	0.43112984	19.9262276	4.28519583	0.12232850
4.20	0.42993784	20.4133129	4.36656713	0.11733373
4.25	0.42878494	20.9062309	4.44890451	0.11256151
4.30	0.42766953	21.4049816	4.53220749	0.10800169
4.35	0.42658997	21.9095669	4.61647654	0.10364453
4.40	0.42554474	22.4199867	4.70171261	0.09948075
4.45	0.42453247	22.9362373	4.78791475	0.09550138
4.50	0.42355177	23.4583225	4.87508392	0.09169795
4.55	0.42260137	23.9862423	4.96322012	0.08806225
4.60	0.42168000	24.5199947	5.05232382	0.08458650
4.65	0.42078656	25.0595798	5.14239502	0.08126333
4.70	0.41991994	25.6049976	5.23343420	0.07808560
4.75	0.41907904	26.1562500	5.32544136	0.07504655
4.80	0.41826287	26.7133350	5.41841650	0.07213975
4.85	0.41747054	27.2762547	5.51235962	0.06935905
4.90	0.41670108	27.8450069	5.60727167	0.06669857
4.95	0.41595364	28.4195919	5.70315218	0.06415276
5.00	0.41522738	29.0000114	5.80000162	0.06171628

Annexe C

Caractéristiques géométriques pour différente température du bouilleur

R134a ($T_E=277.15\text{K}$, $T_C=306.15\text{K}$)

T_b (K)	U	M_2^*	A_{1a}/A_t	A_2/A_t
335.15	.07832	1.25280	1.53007	2.590
340.15	.10491	1.25280	1.63807	3.039
345.15	.13136	1.25280	1.75406	3.549
350.15	.15700	1.25280	1.87819	4.121
355.15	.18147	1.25280	2.01080	4.758
360.15	.20458	1.25280	2.15232	5.465
365.15	.22626	1.25280	2.30355	6.246
370.15	.24657	1.25280	2.46567	7.109

R152a ($T_E=277.15\text{K}$, $T_C=306.15\text{K}$)

T_b (K)	U	M_2^*	A_{1a}/A_t	A_2/A_t
335.15	.08034	1.23854	1.50614	2.58211
340.15	.10761	1.23854	1.61047	3.03279
345.15	.13465	1.23854	1.72219	3.54297
350.15	.16080	1.23854	1.84128	4.11375
355.15	.18564	1.23854	1.96773	4.74611
360.15	.20896	1.23854	2.10159	5.4413
365.15	.23066	1.23854	2.24286	6.20079

R290 ($T_E=277.15\text{K}$, $T_C=306.15\text{K}$)

T_b (K)	U	M_2^*	A_{1a}/A_t	A_2/A_t
335.15	.13889	.92517	1.15569	2.44846
340.15	.19275	.92517	1.20867	2.94453
345.15	.24806	.92517	1.26676	3.52200

350.15	.30317	.92517	1.32962	4.18203
355.15	.35695	.92517	1.39697	4.92538
360.15	.40858	.92517	1.46850	5.75135
365.15	.45749	.92517	1.54382	6.65736

600a ($T_E=277.15\text{K}$, $T_C=306.15\text{K}$)

$T_b(\text{K})$	U	M_2^*	A_{1a}/A_t	A_2/A_t
335.15	.07817	1.26546	1.55207	2.56957
340.15	.10501	1.26546	1.66386	3.00971
345.15	.13173	1.26546	1.78372	3.50726
350.15	.15765	1.26546	1.91167	4.06325
355.15	.18236	1.26546	2.04773	4.67839
360.15	.20562	1.26546	2.19200	5.35393
365.15	.22736	1.26546	2.34470	6.09171
370.15	.24752	1.26546	2.50580	6.89228
375.15	.26614	1.26546	2.67535	7.75671
380.15	.28328	1.26546	2.85344	8.68616
385.15	.29902	1.26546	3.04004	9.68139
390.15	.31343	1.26546	3.23501	10.74223
395.15	.32659	1.26546	3.43793	11.867
400.15	.33860	1.26546	3.64851	13.055
405.15	.34951	1.26546	3.86584	14.301

R717 ($T_C=306.15\text{K}$, $T_E=277.15\text{K}$)

$T_b(\text{K})$	U	M_2^*	A_{1a}/A_t	A_2/A_t
335.15	.07848	1.18921	1.41041	2.591
340.15	.10428	1.18921	1.49595	3.046
345.15	.12971	1.18921	1.58712	3.562
350.15	.15415	1.18921	1.68379	4.139
355.15	.17727	1.18921	1.78596	4.779
360.15	.19888	1.18921	1.89361	5.485
365.15	.21894	1.18921	2.00678	6.259

370 .15	.23745	1.18921	2.12557	7.104
375.15	.25447	1.18921	2.25005	8.021
380.15	.27009	1.18921	2.38041	9.017
385.15	.28441	1.18921	2.51683	10.093
390.15	.29753	1.18921	2.65961	11.256
395.15	.30956	1.18921	2.80913	12.511
400.15	.32061	1.18921	2.96603	13.868