



HAL
open science

Etude expérimentale des éjecteurs : Application à la récupération de l'énergie de détente des machines frigorifiques au CO₂

Ali Bouzrara

► **To cite this version:**

Ali Bouzrara. Etude expérimentale des éjecteurs : Application à la récupération de l'énergie de détente des machines frigorifiques au CO₂. Thermique [physics.class-ph]. Université de Lyon; Université de Tunis El Manar, 2018. Français. NNT : 2018LYSEI065 . tel-02091266

HAL Id: tel-02091266

<https://theses.hal.science/tel-02091266v1>

Submitted on 5 Apr 2019

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



INSA



Ecole Doctorale
Sciences et techniques
de l'ingénieur



N°d'ordre NNT : 2018LYSEI065

THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON

opérée au sein du

**Centre d'Énergétique et Thermique de Lyon
(CETHIL UMR5008)**

et délivré en partenariat international avec

**Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis
Université de Tunis El Manar**

Ecole Doctorale MEGA

(Mécanique, Énergétique, Génie civil et Acoustique)

Spécialité de doctorat : Thermique et Énergétique

Soutenue publiquement à titre posthume le 10/09/2018, pour :

Ali BOUZRARA (Officier de marine)

Etude expérimentale des éjecteurs- application à la récupération de l'énergie de détente des machines frigorifiques au CO₂

Devant le jury composé de :

KAIROUANI Lakdar	Professeur des Universités ENIT	Président
BOUMARAF Latra	Professeure des Universités Université d'Annaba	Rapporteure
MHIMID Abdallah	Professeur des Universités ENIM	Rapporteur
LE PIERRES Nolwenn	Maître de Conférences HDR Université de Savoie	Examinatrice
TAUVERON Nicolas	Ingénieur Docteur HDR CEA Grenoble	Examineur
CLAUSSE Marc	Professeur des Universités INSA de LYON	Examineur
NEHDI Ezzedine	Professeur des Universités ENIT	Directeur de Thèse
HABERSCHILL Philippe	Maitre de conférences HDR émérite INSA de Lyon	Directeur de Thèse

Département FEDORA – INSA Lyon – Ecoles Doctorales – Quinquennal 2016-2020

Sigle	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Sec : Renée EL MELHEM Bât : Blaise Pascal, 3è étage INSA : R. GOURDON secretariat@edchimie-lyon.fr	M. Stéphane DANIELE Institut de recherches sur la catalyse et l'environnement de Lyon IRCELYON-UMR 5256 Équipe CDFA 2 Avenue Albert EINSTEIN 69 626 Villeurbanne CEDEX directeur@edchimie-lyon.fr
E. E. A	ÉLECTRONIQUE, ÉLECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.ec-lyon.fr Sec. : M.C. HAVGOUDOUKIAN ecole-doctorale.eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI École Centrale de Lyon 36 Avenue Guy DE COLLONGUE 69 134 Écully Tél : 04.72.18.60.97 Fax 04.78.43.37.17 gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	ÉVOLUTION, ÉCOSYSTÈME, MICROBIOLOGIE, MODÉLISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Sec. : Sylvie ROBERJOT Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 INSA : H. CHARLES secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr	M. Fabrice CORDEY CNRS UMR 5276 Lab. de géologie de Lyon Université Claude Bernard Lyon 1 Bât. Géode 2 Rue Raphaël DUBOIS 69 622 Villeurbanne CEDEX Tél : 06.07.53.89.13 cordey@univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTÉ http://www.ediss-lyon.fr Sec. : Sylvie ROBERJOT Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 INSA : M. LAGARDE secretariat.ediss@univ-lyon1.fr	Mme Emmanuelle CANET-SOULAS INSERM U1060, CarMeN lab, Univ. Lyon 1 Bâtiment IMBL 11 Avenue Jean CAPELLE INSA de Lyon 69 621 Villeurbanne Tél : 04.72.68.49.09 Fax : 04.72.68.49.16 emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES http://edinfomaths.universite-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage Tél : 04.72.43.80.46 Fax : 04.72.43.16.87 infomaths@univ-lyon1.fr	Luca ZAMBONI Bât. Braconnier 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69 622 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.26.23.45.52 zamboni@maths.univ-lyon1.fr
Matériaux	MATÉRIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Sec. : Marion COMBE Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.87.12 Bât. Direction ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIÈRE INSA de Lyon MATEIS - Bât. Saint-Exupéry 7 Avenue Jean CAPELLE 69 621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.85.28 jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr
MEGA	MÉCANIQUE, ÉNERGÉTIQUE, GÉNIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://edmega.universite-lyon.fr Sec. : Marion COMBE Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.87.12 Bât. Direction mega@insa-lyon.fr	M. Philippe BOISSE INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis Avenue Jean CAPELLE 69 621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.72.37 philippe.boisse@insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* http://ed483.univ-lyon2.fr Sec. : Viviane POLSINELLI Brigitte DUBOIS INSA : J.Y. TOUSSAINT Tél : 04.78.69.72.76 viviane.polsinelli@univ-lyon2.fr	M. Christian MONTES Université Lyon 2 86 Rue Pasteur 69 365 Lyon CEDEX 07 christian.montes@univ-lyon2.fr

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

À mon Père

Aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de l'amour dont il ne cesse de me combler. Que dieu lui procure bonne santé et longue vie.

À mes frères et sœurs

Je leur souhaite tout le bonheur du monde dans leur vie personnelle et professionnelle.

À ma femme Awatef

Qui m'a soutenue tout au long de cette thèse. Que dieu la garde pour moi et que Dieu m'aide à la rendre heureuse autant qu'elle le fait pour moi.

À mes plus beaux enfants

Farah et Moez

Mon cœur est comblé chaque jour de leurs sourires, de leurs joies et de leurs tendresses, je les adore plus que tout.

Remerciements

Le travail faisant l'objet de cette thèse de doctorat en cotutelle est inscrit dans le cadre d'une collaboration entre l'unité de recherche énergétique et environnement UREE de l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis (ENIT) de l'Université El Manar (Tunisie) et le Centre d'Énergétique et Thermique de l'INSA de Lyon (CETHIL).

J'adresse mes vifs remerciements à M. Jocelyn BONJOUR, Directeur du Centre d'Énergétique et Thermique de Lyon (CETHIL - UMR5008), pour m'avoir accueilli dans son laboratoire.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à M. Philippe HABERSCHILL, qui a assuré la direction de ce travail à l'INSA de Lyon. Qu'il me permette de lui exprimer ma vive reconnaissance pour l'intérêt constant qu'il a porté à cette étude et pour ses précieux conseils. Sa compétence, sa rigueur scientifique et sa clairvoyance m'ont beaucoup appris. Ils ont été et resteront des moteurs de mon travail de chercheur.

Je tiens à remercier M. Ezzddine Nehdi, Professeur à l'Institut supérieur des sciences et technologies de l'environnement à Borj Cédria Tunis directeur de thèse à ENIT Tunisie pour son suivi et son soutien permanent, ses conseils judicieux et sa disponibilité tout au long de mes travaux de recherche.

Pour avoir accepté de rapporter ce travail, j'assure ma reconnaissance à M. Abdallah MHIMID Professeur à l'ENIM Tunisie et Mme Latra BOUMARAF Professeure à l'Université d'Annaba Algérie.

Je suis très reconnaissant à Mme Nolwenn Le PIERRES maître de conférences HDR à l'université de Savoie, M. Nicolas TAUVERON, ingénieur docteur HDR au CEA de Grenoble et M. Marc CLAUSSE Professeur à l'INSA de Lyon, d'avoir accepté d'examiner ce travail et de participer à la soutenance de cette thèse.

Je remercie aussi l'ensemble du personnel du CETHIL et particulièrement ceux de l'atelier Christophe Ducat, Antoine et Nicolas pour toute leur aide dans la réalisation de la maquette et pour leur disponibilité et leur gentillesse.

Je souhaiterais remercier aussi toute l'équipe de l'unité de Recherche énergétique et environnement et le personnel administratif de l'ENIT pour leur accueil et leur amabilité.

Je voudrais remercier tous mes collègues, personnels technique et administratif et étudiants à l'ISPA de Bizerte qui m'ont soutenu tout au long de ces années de thèse.

Enfin nombreuses sont les personnes qui mériteraient des remerciements pour le soutien qu'elles m'ont procuré. Bien qu'elles ne figurent pas dans ces remerciements toutes connaissent l'affection que je leur porte.

Etude expérimentale des éjecteurs - application à la récupération de l'énergie de détente des machines frigorifiques au CO₂

Résumé

Mots clés : machine frigorifique, cycle transcritique CO₂, récupération du travail de détente, comparaison des performances COP, éjecteur diphasique, étude expérimentale.

Les fluides naturels employés en réfrigération et en conditionnement d'air possèdent de faibles PRG et sont de ce fait une véritable alternative aux HFC. Cependant, leur généralisation se heurte à des limites provenant de leur caractère toxique (NH₃), inflammable (hydrocarbures, NH₃) ou de leurs caractéristiques thermodynamiques défavorables (CO₂). Leur utilisation accrue nécessite la mise en œuvre de composants spécifiques (échangeurs de chaleur intermédiaire, éjecteur) sans lesquels les performances seraient inférieures à celles obtenues avec les HFC ($COP_{CO_2} = 55\%$ du $COP_{HFC-134a}$ pour des températures de sources de 0 °C et 40 °C). L'utilisation d'un éjecteur comme organe de détente est une solution envisagée pour réduire les irréversibilités. Les éjecteurs diphasiques constituent une alternative intéressante pour les dispositifs de détente classiques utilisés depuis plusieurs décennies. Le principal avantage de l'éjecteur est de récupérer une partie de l'énergie cinétique du processus de détente de la haute pression à la basse pression pour augmenter la pression d'aspiration du compresseur. Ceci entraîne une diminution du travail consommé par ce dernier et, par suite, une augmentation du coefficient de performance du système. Néanmoins, une bonne conception d'un éjecteur diphasique nécessite une analyse détaillée en termes de simulations numériques et travaux expérimentaux.

Ainsi, l'objectif de ce travail est d'apporter une contribution expérimentale à l'étude des machines frigorifiques transcritiques au CO₂ équipées d'éjecteur diphasique.

Des efforts importants ont été investis dans la conception d'un éjecteur diphasique avec diverses géométries pour évaluer les principales caractéristiques à savoir le facteur d'entraînement et le rapport de compression.

Les essais effectués ont permis de mettre en évidence l'influence des différents paramètres géométriques sur les performances de la machine (différents diamètres au col des tuyères primaires, différents diamètres de mélangeurs, longueurs de mélangeurs, distance entre le plan de sortie de la tuyère primaire et l'entrée du mélangeur, l'angle de divergent des tuyères primaires...) ainsi que les paramètres thermodynamiques (température d'évaporation, température à l'entrée de la tuyère primaire).

Experimental study of ejectors - application to the recovery of the expansion work of CO₂ refrigeration machines

Abstract

Keywords: CO₂, refrigerating system, transcritical cycle, expansion work recovery, performance comparison, two-phase ejector, experimental study.

Natural refrigerants used in refrigeration and air conditioning have low GWP and are therefore a real alternative to HFCs. However, their generalization comes up against limits due to their toxicity (NH₃), flammability (hydrocarbons, NH₃) or their unfavorable thermodynamic characteristics (CO₂). Their increased use requires the implementation of specific components (intermediate heat exchangers, ejector) without which the performance of a refrigeration system would be lower than those obtained with HFCs (COP_{CO2} = 55% of COP_{HFC-134a} for temperatures sources at 0 °C and 40 °C). The use of an ejector as an expansion device is a solution considered to reduce irreversibility. Two-phase ejector has been an interesting alternative for conventional expansion devices for several decades. The main advantage of the ejector is to recover some of the kinetic energy of the process of expansion from high pressure to low pressure to increase the suction pressure of the compressor. This results in a reduction of the work consumed by the latter and, consequently, an increase in the coefficient of performance of the system. Nevertheless, a good design of a two-phase ejector requires a detailed analysis in terms of numerical simulations and experimental work.

Thus, the objective of this work is to make an experimental contribution to the study of transcritical CO₂ refrigeration systems equipped with two-phase ejector.

Significant efforts have been invested in the design of a two-phase ejector with various geometries to evaluate the main characteristics namely the entrainment ratio and the compression ratio.

The tests carried out made it possible to highlight the influence of the various geometrical parameters on the performances of the refrigeration system (different diameters of the throat of the primary nozzle, different mixers diameters and lengths, distance between the exit of the primary nozzle and the inlet of the mixer, the angle of the divergent of the primary nozzles ...) as well as the thermodynamic parameters (evaporation temperature, temperature at the inlet of the primary nozzle).

Liste des figures

Figure 1.1 : Diagramme de phases du CO ₂	6
Figure 1.2 : Masse volumique du CO ₂	7
Figure 1.3 : Propriétés de transport du CO ₂ (a) Conductivité thermique, (b) Viscosité dynamique	8
Figure 1.4 : Pression à saturation et $\delta T/\delta P$ en fonction de la température	9
Figure 1.5 : $\rho_{\text{liquide}}/\rho_{\text{gaz}}$, et σ à saturation en fonction de la température	9
Figure 1.6 : $\mu_{\text{liquide}}/\mu_{\text{gaz}}$ à saturation en fonction de la température	10
Figure 1.7 : Mise en évidence de l'existence d'une HP optimale dans un cycle transcritique	11
Figure 1.8 : Chaleur massique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température	12
Figure 1.9 : Masse volumique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température	12
Figure 1.10 : Diagramme de Mollier du CO ₂ et températures pseudo-critiques	12
Figure 1.11 : Nombre de Prandtl en fonction de la température à pression constante	13
Figure 1.12 : COP en fonction de la HP et T _{SC}	14
Figure 1.13 : COP en fonction de la HP et T _{SF}	14
Figure 1.14 : Diagramme T-s du cycle à compression de vapeur avec détente isenthalpique pour le R744, le R410A et le R134a	15
Figure 1.15 : COP relatif avec/sans échangeur intermédiaire (0 °C / 35 °C)	17
Figure 1.16 : Éléments de base du système ORC-VCR	19
Figure 1.17 : nombre de publications annuelles dans le Journal International de Réfrigération depuis 1995 qui contiennent le mot-clé "éjecteur", et nombre de publications consacrées à l'application des éjecteurs pour la récupération du travail.....	20
Figure 1.18 : Pompe à chaleur équipée d'un éjecteur monophasique.....	21
Figure 1.19 : Utilisation d'un éjecteur comme second étage de compression	22
Figure 1.20 : Utilisation de l'éjecteur comme organe de détente	22
Figure 1.21 : Vue schématique d'un éjecteur et évolutions de la pression et de la vitesse en fonction de la position	24
Figure 1.22 : Vue schématique d'un éjecteur	25
Figure 1.23 : Paramètres géométriques de l'éjecteur	26
Figure 1.24 : Géométrie de la tuyère primaire en pétale étudiée [41]	31
Figure 1.25 : Schéma du système au CO ₂ transcritique avec échangeur de chaleur interne	33
Figure 1.26 : Diagramme Ts du système transcritique au CO ₂ avec échangeur de chaleur interne	33
Figure 1.27 : Schéma du système transcritique au CO ₂ avec éjecteur	33
Figure 1.28 : Schéma du système transcritique au CO ₂ avec éjecteur et échangeur de chaleur interne.....	33
Figure 1.29 : Coefficient de performance du cycle équipé d'éjecteur, du cycle avec échangeur de chaleur et du cycle conventionnel en fonction de la pression HP étudié par Deng et al [50]	33
Figure 1.30 : détails de l'éjecteur avec deux cols à la tuyère motrice	39

Figure 1.31 : Comportement composite d'un éjecteur à vapeur [100]	43
Figure 1.32 : Cycle de réfrigération à détente avec et sans éjecteur et compression à deux étages	46
Figure 1.33 : Cycle de réfrigération transcritique au CO ₂ : à gauche le cycle de base, à droite le cycle utilisant un éjecteur diphasique pour la récupération du travail de détente et leur représentation dans le diagramme Pression - enthalpie massique	47
Figure 2.1 : Schéma du banc d'essais	54
Figure 2.2 : Circuit fluide coté Séparateur d'huile et bouteille ACL	56
Figure 2.3 : Schéma de l'éjecteur	57
Figure 2.4 : Détails de la première série de tuyères primaires	58
Figure 2.5 : Détails de la deuxième série de tuyères primaires.....	59
Figure 2.6 : Vues en coupe et en 3D du mélangeur et du diffuseur	60
Figure 2.7 : Vue en 3D et détails de la cale de réglage	61
Figure 2.8 : Schéma du circuit d'air (source froide)	61
Figure 2.9 : Circuit d'eau	62
Figure 2.10 : Banc d'essais	66
Figure 3.1 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le taux d'entraînement pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère avec le mélangeur de diamètre 3 mm	71
Figure 3.2 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le rapport de compression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère avec le mélangeur de diamètre 3 mm	71
Figure 3.3 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le gain en pression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère avec le mélangeur de diamètre 3 mm	72
Figure 3.4 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le débit secondaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère avec le mélangeur de diamètre 3 mm	72
Figure 3.5 : Exemple d'étude à température d'évaporation constante	74
Figure 3.6 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le taux d'entraînement U pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour des températures constantes	75
Figure 3.7 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le rapport de compression RC pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm et pour des températures constantes.....	75
Figure 3.8 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur les débits primaire et secondaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm et pour des températures constantes	76
Figure 3.9 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le gain en pression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur diamètre 3 et pour des températures constantes	77
Figure 3.10 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le taux d'entraînement pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour une température constante à la sortie du refroidisseur de gaz RG	78

Figure 3.11 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le taux d'entraînement pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm à une température constante à la sortie RG	78
Figure 3.12 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le taux d'entraînement pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm à une température constante à la sortie du RG	79
Figure 3.13 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le débit primaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour des températures d'évaporation et de sortie du refroidisseur de gaz constantes	79
Figure 3.14 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le débit secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour des températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz constantes	80
Figure 3.15 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le gain en pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour des températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz constantes	80
Figure 3.16 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour des températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz constantes	81
Figure 3.17 : Effet de la position de la tuyère primaire BP2 sur le taux d'entraînement pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm	81
Figure 3.18 : Effet de la position de la tuyère primaire BP2 sur le rapport de compression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère avec le mélangeur de diamètre 3mm	82
Figure 3.19 : Effet de la position de la tuyère primaire BP2 sur le gain en pression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm	83
Figure 3.20 : Effet de la position de la tuyère primaire BP2 sur le débit secondaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm	83
Figure 3.21 : Effet de la position de la tuyère primaire BP2 sur le débit primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm	84
Figure 3.22 : Taux d'entraînement en fonction de la position de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 5 mm pour diverses pressions à l'entrée de la tuyère	85
Figure 3.23 : Température du CO ₂ à la sortie du RG en fonction de la position de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 5 mm pour diverses pressions à l'entrée de la tuyère	85
Figure 3.24 : Gain en pression en fonction de la position de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 5 mm pour diverses pressions à l'entrée de la tuyère	86
Figure 3.25 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère pour différentes positions de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 5 mm	86
Figure 3.26 : Taux d'entraînement en fonction de la position X de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP6 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	88
Figure 3.27 : Rapport de compression en fonction de la position X de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP6 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	88

Figure 3.28 : Débit primaire en fonction de la position X de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP6 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	89
Figure 3.29 : Débit secondaire en fonction de la position X de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP6 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	89
Figure 3.30 : Débit secondaire en fonction du débit primaire pour différentes positions X de la tuyère primaire BP6 avec le mélangeur de diamètre 3 mm.....	90
Figure 3.31: Taux d'entraînement en fonction de la position de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP8 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	90
Figure 3.32: Rapport de compression en fonction de la position de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP8 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	91
Figure 3.33 : Gain en pression en fonction de la position de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP8 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	92
Figure 3.34 : Débits primaire (q_{m_p}) et secondaire (q_{m_s}) en fonction de la position de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP8 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	92
Figure 3.35 : Taux d'entraînement en fonction de la position de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP10 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	93
Figure 3.36 : Rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP10 pour différentes position de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm	94
Figure 3.37 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP10 pour différentes position de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm	95
Figure 3.38 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le taux d'entraînement pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	97
Figure 3.39 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le débit primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	98
Figure 3.40 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le débit secondaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	98
Figure 3.41 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le gain en pression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm.....	98
Figure 3.42 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le taux d'entraînement et sur le rapport de compression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm	99
Figure 3.43 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le gain en pression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm	100
Figure 3.44 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le débit secondaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm	100
Figure 3.45 : Rapport de compression et taux d'entraînement en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour diverses températures d'évaporation	101
Figure 3.46 : Gain de pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour deux températures d'évaporation	102

Figure 3.47 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour diverses températures d'évaporation	102
Figure 3.48 : Taux d'entraînement et rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm pour diverses températures d'évaporation	103
Figure 3.49 : Gain de pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm pour diverses températures d'évaporation	104
Figure 3.50 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm pour diverses températures d'évaporation	104
Figure 3.51 : Taux d'entraînement en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour différents diamètres au col des tuyères primaires.....	106
Figure 3.52 : Débit primaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour différents diamètres au col des tuyères primaires.....	107
Figure 3.53 : Débit secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour différents diamètres au col des tuyères primaires	107
Figure 3.54 : Taux d'entraînement en fonction du rapport de compression avec le mélangeur de diamètre 3 mm et différents diamètres au col des tuyères primaires	108
Figure 3.55 : Rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm et différents diamètres au col des tuyères primaires	108
Figure 3.56 : Gain en pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm et différents diamètres au col des tuyères primaires	109
Figure 3.57 : Température de refoulement du compresseur en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm et différents diamètres au col des tuyères primaires	109
Figure 3.58 : Taux d'entraînement en fonction du rapport de compression avec le mélangeur de diamètre 4 mm et différents diamètres au col des tuyères primaires à températures variables.....	110
Figure 3.59 : Taux d'entraînement en fonction du rapport de compression avec le mélangeur de diamètre 4 mm et différents diamètres au col des tuyères primaires à températures variables.....	111
Figure 3.60 : Débit primaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 4 mm pour différents diamètres au col des tuyères primaires à températures variables.....	112
Figure 3.61 : Débit secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 4 mm pour différents diamètres au col des tuyères primaires à températures variables	112
Figure 3.62 : Température de refoulement du compresseur en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 4 mm pour différents diamètres au col des tuyères primaires à températures variables	113
Figure 3.63 : Taux d'entraînement en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différents diamètres de mélangeurs à températures constantes	115
Figure 3.64 : Taux d'entraînement en fonction du rapport de compression pour différents diamètres de mélangeur et la tuyère primaire BP4 à températures constantes	115
Figure 3.65 : Gain en pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différents diamètres de mélangeurs à températures constantes	116

Figure 3.66 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différents diamètres du mélangeur à températures constantes	116
Figure 3.67 : Taux d'entraînement et rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différents diamètres de mélangeurs à température variable du RG	117
Figure 3.68 : Gain en pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différents diamètres de mélangeurs à température variable du RG	118
Figure 3.69 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différents diamètres de mélangeurs à température variable du RG.....	118
Figure 3.70 : Taux d'entraînement en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différentes longueurs de mélangeurs à températures constantes	119
Figure 3.71 : Gain en pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différentes longueurs de mélangeurs à températures constantes	120
Figure 3.72 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différentes longueurs de mélangeurs à températures constantes	121
Figure 3.73 : Taux d'entraînement et rapport de compression en fonction de la pression entrée tuyère primaire pour différents angles de divergent de la tuyère primaire (BP4 = 2° ; BP 8 = 5° ; BP 12= 7°) à températures constantes	122
Figure 3.74 : Gain en pression en fonction de la pression entrée tuyère primaire pour différents angles de divergent de la tuyère primaire (BP4 = 2° ; BP 8 = 5° ; BP 12= 7°) à températures constantes	123
Figure 3.75 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression entrée tuyère primaire pour différents angles de divergent de la tuyère primaire (BP4 = 2° ; BP 8 = 5° ; BP 12= 7°) à températures constantes ...	123
Figure 3.76 : Taux d'entraînement et rapport de compression en fonction de la pression entrée tuyère primaire pour différents angles de divergent de la tuyère primaire (BP3 = 2° ; BP 7 = 5° ; BP 11= 7°) à températures constantes.....	124
Figure 3.77 : Gain en pression en fonction de la pression entrée tuyère primaire pour différents angles de divergent de la tuyère primaire (BP4 = 2° ; BP 8 = 5° ; BP 12= 7°) à températures constantes	125
Figure 3.78 : Débits primaire et en fonction de la pression entrée tuyère primaire pour différents angles de divergent de la tuyère primaire (BP4 = 2° ; BP 8 = 5° ; BP 12= 7°) à températures constantes	126

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Propriétés thermodynamiques de quelques fluides naturels utilisés comme frigorigènes	2
Tableau 2.1 : Côtes A et B des huit tuyères primaires	58
Tableau 2.2 : Détails de la deuxième série de tuyères primaires	59
Tableau 2.3 : Différentes côtes des mélangeurs fabriqués (mm)	60
Tableau 2.4 : Mesures enregistrées sur le circuit CO ₂	63
Tableau 2.5 : Plage de mesure et incertitudes de chaque instrument	64
Tableau 2.6 : Mesures enregistrées sur le circuit d'air	65
Tableau 2.7 : Plage de mesure et incertitudes de chaque instrument	65
Tableau 2.8 : Mesures enregistrées sur le circuit d'eau	65
Tableau 2.9 : Plage de mesure et incertitudes de chaque instrument	65
Tableau 3.1 : Caractéristiques principales des tuyères	70
Tableau 3.2 : Caractéristiques principales des tuyères	87
Tableau 3.3 : Caractéristiques principales des tuyères	93
Tableau 3.4 : Caractéristiques principales des tuyères	105

Notations et abréviations

Lettres latines

ACL : bouteille anti-coup liquide

BP : Buse ou tuyère primaire

CFC : chlorofluorocarbures

COP : coefficient de performance

$d^* = C1$: Diamètre au col de la tuyère primaire ; (mm)

D_d : Diamètre à la sortie du diffuseur ; (mm)

d_m : Diamètre du mélangeur ; (mm)

d_s : Diamètre à la sortie de la tuyère primaire ; (mm)

ECI : échangeur de chaleur intermédiaire

EERC : Ejector Expansion Refrigeration Cycle

GWP = PRG : global warming potential (potentiel de réchauffement global de la terre) caractérise la contribution d'un fluide par rapport au CO₂ qui sert de référence

HC : hydrocarbure (fluide inflammable)

HCFC : hydrochlorofluorocarbures

HFC : hydrofluorocarbures

HP : haute pression (bar)

L_d : Longueur du diffuseur ; (mm)

L_m : Longueur du mélangeur ; (mm)

M : mélangeur

m_{comp} : masse de fluide circulant dans le compresseur (kg) ou (g)

$m_{évap}$: masse de fluide circulant dans l'évaporateur (kg) ou (g)

$m_{tuyère P}$: masse de fluide circulant dans la tuyère primaire ou motrice (kg) ou (g)

OCD : onde de choc droite

ODP : (Ozone Depletion Potential) est le coefficient qui exprime l'action sur la couche d'ozone des produits contenant du chlore

ORC : Cycle Organique de Rankine

P : pression (bar) ou (MPa)

P : fluide primaire

$q_{m,p}$: débit massique primaire (kg/s) ou (g/s)

$q_{m,s}$: débit massique secondaire (kg/s) ou (g/s)

RC : Rapport de compression

S : fluide secondaire

T : température (°C)

T_0 : Température d'évaporation (°C)

T_c : température critique (°C)

Tsc : Température source chaude	(°C)
Tsf : Température source froide	(°C)
T _{SRG} : Température de sortie du refroidisseur de gaz	(°C)
U : Taux d'entraînement	
V : Vanne	
VCR : Cycle de Réfrigération à Compression de Vapeur	
X : Distance entre le plan de sortie de la tuyère primaire et la section d'entrée du mélangeur ;	(mm)

Lettres grecques

μ : la tension superficielle	(N/m)
ρ : masse volumique	(kg/m ³)
σ : contrainte de cisaillement à l'interface liquide-vapeur.	(bar)
φ_1 : angle du convergent de la tuyère primaire	(°)
$\varphi_2 = A$: angle du divergent de la tuyère primaire	(°)
φ_3 : angle du convergent de la tuyère secondaire ou de la chambre de prémélange	(°)
$\varphi_4 = \alpha_{div}$: angle de divergent de la tuyère secondaire ou du diffuseur	(°)
ε_{ECI} : efficacité de l'échangeur de chaleur intermédiaire	
$\eta_{éjéc}$: efficacité de l'éjecteur	
η_{is} : rendement isentropique	

Table des matières

INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	1
CHAPITRE 1 : ÉTUDE THÉORIQUE ET BIBLIOGRAPHIQUE	5
1.1 Réinvention du dioxyde de carbone et ses propriétés	5
1.1.1 Introduction.....	5
1.1.2 Propriétés du CO ₂	7
1.1.3 Cycle transcritique	14
1.2 Etude des dispositifs de détente isentropique	17
1.2.1 Contexte	17
1.2.2 Différentes utilisations des éjecteurs.....	20
1.2.3 Principe de fonctionnement des éjecteurs	23
1.2.4 Grandeurs caractéristiques des éjecteurs.....	25
1.2.5 Théorie de l'éjecteur	28
1.2.6 Variation de l'efficacité globale des éjecteurs au CO ₂	32
1.2.7 Eléments pour la conception des éjecteurs diphasiques.....	34
1.2.8 Etudes expérimentales.....	43
1.3 Utilisation des éjecteurs pour la récupération du travail de détente	46
CHAPITRE 2 : DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL	53
2.1 Eléments de l'installation	53
2.1.1 Circuit du CO ₂	53
2.1.2 Éjecteur	57
2.1.3 Circuit d'air	61
2.1.4 Circuit d'eau.....	62
2.2 Dispositifs de mesures	62
2.2.1 Mesures sur le circuit du CO ₂	62
2.2.2 Mesures sur le circuit d'air.....	64
2.2.3 Mesures sur le circuit d'eau	65
2.3 Acquisition des données	66

2.4	Exploitation des mesures	67
CHAPITRE 3 : RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX		69
3.1	Influence de la position de la tuyère primaire	69
3.1.1	Angle de divergent de 2°	70
3.1.2	Angle de divergent de 5°	87
3.1.3	Angle de divergent de 7°	93
3.1.4	Conclusion	95
3.2	Influence de la température à la sortie du refroidisseur de gaz	96
3.2.1	Cas de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	96
3.2.2	Cas de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm	99
3.3	Influence de la température d'évaporation	100
3.3.1	Cas de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm	100
3.3.2	Cas de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm	103
3.4	Influence du diamètre au col de la tuyère primaire à angle de divergent 2° 105	
3.4.1	Tuyères primaires avec mélangeur de diamètre 3 mm à des températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz constantes	105
3.4.2	Tuyères primaires avec mélangeur de diamètre 4 mm à des températures d'évaporation et de sortie du refroidisseur de gaz variables	110
3.5	Influence des paramètres géométriques des mélangeurs sur les performances de l'éjecteur	114
3.5.1	Influence du diamètre.....	114
3.5.2	Influence de la longueur.....	119
3.6	Influence de l'angle de divergent des tuyères primaires sur la performance de l'éjecteur 121	
3.6.1	Tuyères primaires ayant un diamètre au col de 1,2 mm	121
3.6.2	Tuyères primaires ayant un diamètre au col de 1 mm	124
CONCLUSION GÉNÉRALE		127
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES		131
ANNEXE.....		141

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Depuis la maîtrise du feu jusqu'à celle de l'atome, le développement des sociétés humaines s'est largement fondé sur la conquête de l'énergie. Dans tous les pays, l'énergie est ainsi progressivement devenue l'un des facteurs essentiels du développement économique et social, au même titre que le capital, le travail ou les ressources naturelles, et nul ne saurait désormais s'en passer.

Après des décennies pendant lesquelles l'énergie bon marché coulait à flots sans problèmes particulier, nous sommes depuis une quarantaine d'années entrés dans une période où les crises sont devenues la règle. Ce bouleversement du paysage énergétique est particulièrement préoccupant du fait que l'impact des crises énergétiques sur les sociétés humaines est devenu considérable : récession économique, augmentation du chômage, conflits internationaux pour les chocs pétroliers, pénurie de combustibles traditionnels pour la crise du bois de feu, diminution de la couche d'ozone, renforcement de l'effet de serre et pluies acides pour les rejets énergétiques.

Les accords internationaux sur la réduction des émissions de gaz à fort impact sur l'environnement ont conduit les acteurs du froid à chercher de nouvelles solutions techniques et de nouveaux fluides moins polluants.

Les hydrofluorocarbures (HFC) utilisés depuis les années 1990 pour remplacer les chlorofluorocarbures (CFC) n'appauvrissent pas la couche d'ozone mais ont un impact négatif lorsqu'ils sont libérés dans l'atmosphère. Le résultat a été l'apparition d'une certaine inquiétude concernant la disponibilité des HFC à long terme [1].

Le manque de perspectives pour l'utilisation des HFC dans le domaine du froid et du conditionnement d'air a conduit les chercheurs vers les fluides « naturels » comme la vapeur d'eau, l'ammoniac, les hydrocarbures et le dioxyde de carbone [2, 3, 4].

L'air est utilisé dans une variété de cycles à gaz, sans changement de phase et peut atteindre des températures relativement basses, mais le faible rendement théorique du cycle de Brayton et la difficulté de se rapprocher du cycle idéal de Carnot ont limité son utilisation. La vapeur d'eau a été utilisée avec de grandes turbines centrifuges et axiales dans des systèmes ouverts, mais les basses pressions, les grands volumes balayés et la température d'évaporation limitée à 0°C imposent des restrictions sévères sur son utilisation et la rendent fondamentalement inadaptée aux petits systèmes de climatisation et de refroidissement industriel et les applications de congélation. L'ammoniac, le dioxyde de carbone et les

hydrocarbures ont un plus large éventail d'applications, et sont utilisés dans plusieurs systèmes conventionnels. En dépit d'une excellente sécurité enregistrée d'une manière générale il y a une limite stricte sur la charge admissible des systèmes à hydrocarbures, ce qui les rend impropres à une utilisation dans de grands refroidisseurs d'eau et dans les systèmes industriels à moins que les normes de sécurité applicables puissent être modifiées. À bien des égards, l'ammoniac est idéal pour les grands systèmes industriels où son inflammabilité légère, son odeur piquante et la valeur limite de seuil bas (point d'ébullition, sous la pression atmosphérique, suffisamment bas compte tenu des températures d'évaporation désirées) ne présente pas de problèmes. L'utilisation de l'ammoniac est plus fréquente dans les applications stationnaires. Il est cependant clairement inadapté aux applications domestiques, aux systèmes de réfrigération et aux pompes à chaleur commerciales et à la climatisation automobiles. Cela laisse le dioxyde de carbone, fluide quasi idéal, (effet sur la couche d'ozone nul et potentiel d'effet de serre égal à 1 par définition) comme fluide frigorigène naturel pouvant être utilisé dans un large éventail de systèmes de réfrigération et de climatisation automobile, domestiques, commerciaux et industriels [5]. Le dioxyde de carbone est utilisé comme fluide frigorigène ou agent frigoporteur. Les propriétés thermodynamiques du CO₂ (utilisé l'une des premières fois en 1881 par Linde) et des autres frigorigènes naturels sont présentées dans le tableau 1.1.

Tableau 1.1 : Propriétés thermodynamiques de quelques fluides naturels utilisés comme frigorigènes

Substance	Désignation	Formule	Point d'ébullition Normal (°C)	Température Critique (°C)	Débit volumique de vapeur requis par rapport au CO ₂	COP -15/30 (°C)
Air	R729	-	-	-221	83	1,1
Eau	R718	H ₂ O	100	374,15	477	4,1*
Ammoniac	R717	NH ₃	-33,3	135	3.44	4,76
Dioxyde de carbone	R744	CO ₂	-55,6	31,1	1	2,56
Ether di-éthylique	R610	C ₂ H ₆ O	34.6	214	55	4,9

*+5/30°C

La spécificité du CO₂ tient dans ses propriétés critiques. La température critique $t_c=31,1^\circ\text{C}$ est beaucoup plus faible et la pression critique $P_k = 73,8$ bar est beaucoup plus grande que celles des autres frigorigènes.

Pour ces raisons, le dioxyde de carbone fonctionne selon un cycle transcritique, s'évaporant dans la région sous-critique et rejetant la chaleur à des températures au-dessus du

point critique dans un refroidisseur de gaz au lieu d'un condenseur. Grâce à sa parfaite innocuité, le CO₂ fût généralement le choix préféré pour l'utilisation à bord des navires [3, 5].

Cette température critique relativement faible, désavantage le dioxyde de carbone lors du processus de détente dans certaines machines frigorifiques. L'analyse exergetique du cycle montre que les principales pertes de performances proviennent de la détente isenthalpique et de la compression. Par conséquent, la modification de l'architecture du cycle, qui n'est pas adaptée aux propriétés de ce fluide est une priorité pour réduire les différentes pertes et permettre au dioxyde de carbone d'être compétitif dans les différentes applications et en particulier en climatisation et en froid commercial. L'intégration d'un éjecteur dans ces applications, constitue une solution prometteuse pour la réduction de ces pertes.

Cette thèse est dédiée à l'étude détaillée de la géométrie de l'éjecteur fonctionnant au CO₂ transcritique permettant de donner les meilleures performances. La présente thèse est le résultat de la collaboration du laboratoire de recherche énergétique et environnement de l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis à l'Université El Manar (Tunisie) et le CETHIL INSA de Lyon (France). Elle s'inscrit dans la continuité des activités menées sur les éjecteurs depuis de nombreuses années au sein de ces deux laboratoires et principalement la thèse de A. Bouziane 2014 [6].

Ce travail est consacré à l'utilisation des éjecteurs dans les systèmes de réfrigération utilisant le CO₂ comme fluide de travail. Au cours du premier chapitre nous nous contentons de rappeler les caractéristiques du CO₂ dans sa première partie et les principales applications des éjecteurs et d'introduire les notions de base nécessaires à la compréhension de leur fonctionnement dans la seconde partie. Ce chapitre propose également une étude bibliographique sur les travaux, théoriques et expérimentaux, traitant des éjecteurs monophasiques et diphasiques.

Le chapitre 2 décrit le dispositif expérimental disponible au CETHIL INSA de Lyon. Les améliorations apportées à la géométrie des mélangeurs et des tuyères motrices seront détaillées dans ce chapitre.

Le troisième chapitre constitue la majeure partie de notre travail et concerne l'étude expérimentale de l'ensemble des composants de l'éjecteur permettant de mettre en évidence l'effet de chaque paramètre géométrique et des conditions opératoires sur les performances.

CHAPITRE 1 : ÉTUDE THÉORIQUE ET BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Réinvention du dioxyde de carbone et ses propriétés

1.1.1 Introduction

Alors qu'au cours du XX^e siècle il avait été abandonné au profit des fluides de synthèse plus faciles à mettre en œuvre, le CO₂ ou R744 considéré comme un fluide naturel, connaît depuis le début des années 1990 un regain d'intérêt suite aux différentes réglementations qui ont visé les fluides frigorigènes. Le CO₂ a déjà été utilisé entre 1881 et 1960 mais a été ensuite détrôné par les CFC, les HCFC et les HFC. La prise de conscience « environnementale » actuelle fait que le dioxyde de carbone intéresse de nouveau le monde du génie frigorifique. Actuellement, l'impact environnemental le plus préoccupant en ce qui concerne la production du froid est l'effet de serre. Il n'est pas inutile de rappeler que l'effet de serre naturel est nécessaire pour la vie sur Terre mais que son évolution inquiète.

Alors que pour la destruction de la couche d'ozone, les composés halogénés chlorés étaient les seuls en cause, tous les composés halogénés fluorés sont à l'origine de l'effet de serre (y compris les HFC). L'éradication des composés chlorés et leur remplacement par des composés fluorés non chlorés ont déplacé les problèmes d'impact sur l'environnement de la couche d'ozone vers l'effet de serre mais sans résoudre réellement le problème d'environnement.

Les fluides dits naturels, CO₂ (GWP = 1), NH₃ (GWP= 0) et HC (GWP = 3), permettent de réduire au minimum l'effet de serre direct. Mais leur dissémination est handicapée par une réglementation très contraignante :

- La DESP (Directive des équipements sous pression) pose des problèmes au CO₂, notamment en haute pression (120 à 140 bar). De plus, tous les composants ne sont pas encore disponibles ou sont, pour l'instant, peu compétitifs d'un point de vue économique ;
- La réglementation sur les fluides toxiques (tout particulièrement la réglementation française qui est plus contraignante que la réglementation européenne) est un frein au développement de l'ammoniac comme fluide frigorigène, notamment en distribution, quand il n'est pas purement et simplement interdit, par exemple dans les Établissements Recevant du Public (ERP). Or l'ammoniac représente, à l'heure actuelle, l'un des

meilleurs fluides frigorigènes pour lutter contre l'effet de serre ($GWP = 0$ et haute efficacité énergétique) ;

- Les HC ne peuvent être distribués à cause de leur inflammabilité alors qu'eux aussi sont de très bons fluides frigorigènes pour lutter contre l'effet de serre ($GWP = 3$ et haute efficacité énergétique).

Le dioxyde de carbone est utilisé d'une part comme fluide frigorigène basse température dans les installations frigorifiques en cascades et d'autre part pour la climatisation. Dans le premier cas, il est utilisé dans un cycle traditionnel avec deux changements de phases, dans l'évaporateur et dans le condenseur, alors que dans le second cas il est utilisé dans un cycle transcritique. L'utilisation du CO_2 dans ce dernier cycle mérite une attention particulière et toute portion de circuit pouvant être isolée du reste de l'installation doit être associée à des soupapes ou systèmes limiteurs de pressions dangereuses.

Ce cycle transcritique n'est pas nouveau, il est connu depuis le siècle dernier sous le nom de cycle de Linde-Hampson pour la liquéfaction de l'air basé sur l'effet Joule-Thomson. Cependant, son efficacité est dans ce cas assez faible. Dans les machines frigorifiques classiques destinées au conditionnement d'air et dans les pompes à chaleur, cet inconvénient doit être pris en compte. De ce fait, le cycle transcritique au CO_2 ne peut être utilisé que lorsque les avantages liés à l'environnement et/ou à la sécurité compensent cet inconvénient.

La Figure 1.1 représente le diagramme des phases du dioxyde de carbone. La pression et la température des points triple et critique sont respectivement (0,52 MPa / $-56,6$ °C) et (7,38 MPa / $31,1$ °C). Cette plage de changement de phase par ébullition (ou condensation) lui confère la possibilité de couvrir très largement les principales applications de réfrigération et de chauffage.

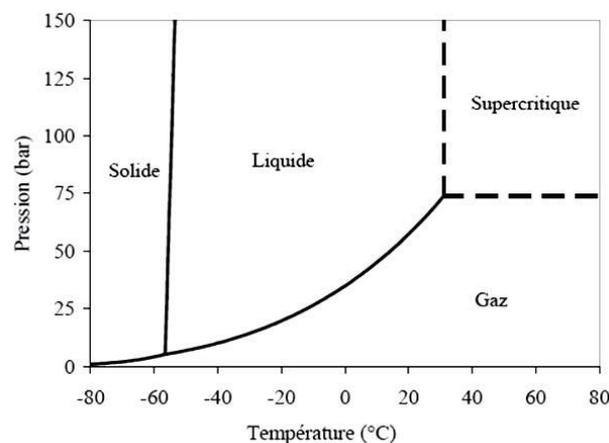


Figure 1.1 : Diagramme de phases du CO_2

C'est pour cette raison et dans un contexte environnemental propice que Lorentzen (1994) a donné une seconde vie au CO₂ comme fluide frigorigène plus d'un demi-siècle après son abandon.

Au sens strict, la région supercritique est définie pour des pressions et des températures supérieures à celles du point critique. Un fluide dont la pression est supérieure à la pression critique et la température est inférieure à la température critique est qualifié de compressé.

1.1.2 Propriétés du CO₂

La caractéristique essentielle du dioxyde de carbone est son très bas point critique (31,1 °C) pour un refroidissement par de l'air atmosphérique, le cycle suivi sera transcritique.

Les études, en cycle transcritique, pour l'utilisation du dioxyde de carbone sont actuellement le plus avancées en remplacement du R134a dans la climatisation automobile, et dans les pompes à chaleur. Enfin, le dioxyde de carbone est également utilisé comme fluide frigoporteur diphasique. L'état de fluide supercritique se traduit par des différences importantes des propriétés thermophysiques du dioxyde de carbone par rapport à un gaz parfait. À une pression de 100 bar (Figure 1.2), la masse volumique passe de 819 à 290 kg/m³ entre 25 et 60°C soit une variation d'un facteur 2,8 alors que pour un gaz parfait, la variation ne serait que d'un facteur 1,05.

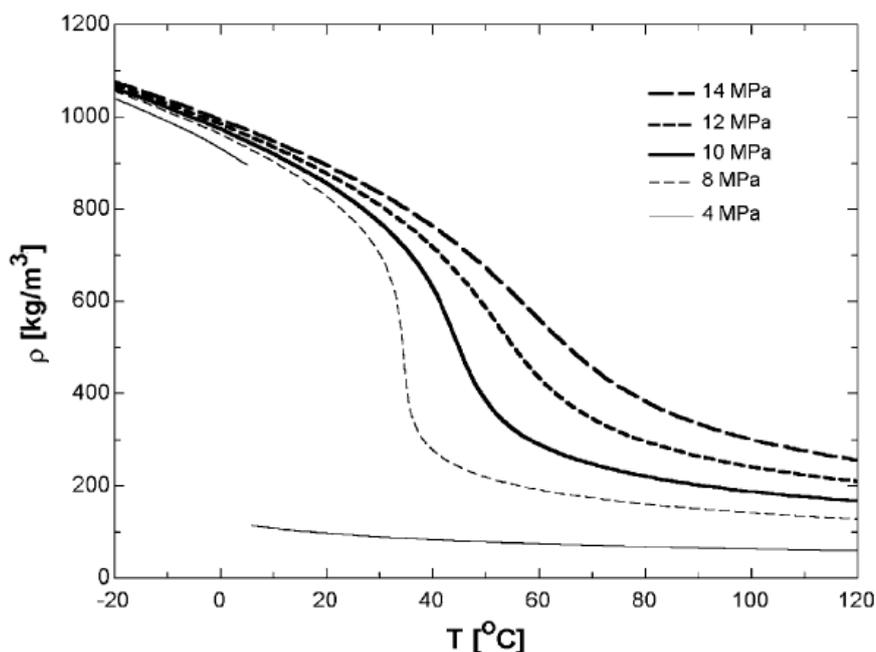


Figure 1.2 : Masse volumique du CO₂

La conductivité thermique et la viscosité dynamique (Figure 1.3) subissent également des variations importantes (en fonctions de la température et à une pression donnée) dans l'état supercritique : les propriétés passent, à basses température, de valeurs typiques des liquides à des valeurs typiques de gaz à hautes température.

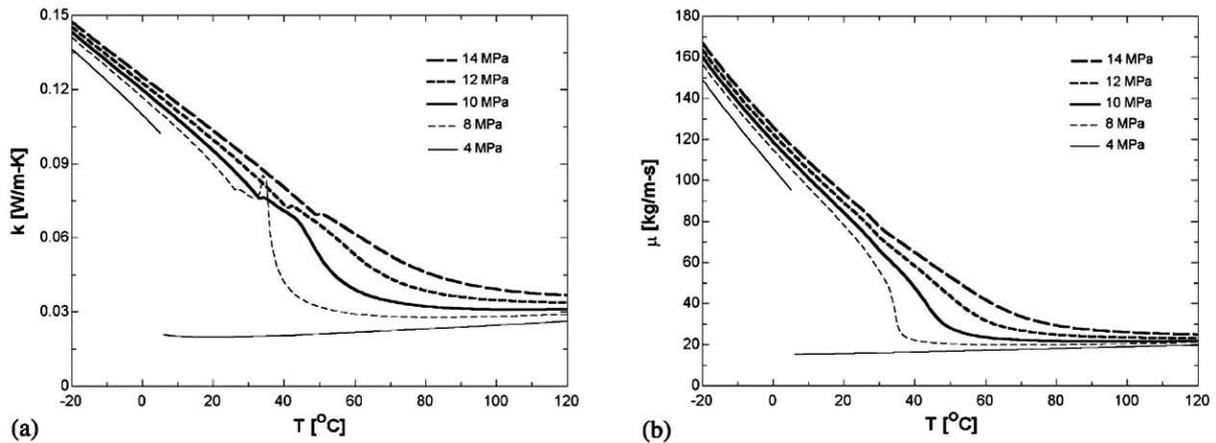


Figure 1.3: Propriétés de transport du CO₂ (a) Conductivité thermique, (b) Viscosité dynamique

Ces fortes variations des propriétés thermophysiques ont, bien entendu, des conséquences importantes sur les performances des cycles.

Une autre différence importante concernant le R744 concerne sa pression de fonctionnement qui est de 4 à 8 fois plus élevées que celle du R22 : il faut donc développer une gamme de composants adaptés à ce fluide.

Ces particularités font que les propriétés du dioxyde de carbone et l'approche dans l'exploitation des systèmes sont différentes de celles des fluides frigorigènes usuellement utilisés.

1.1.2.1 Propriétés sous-critique

Sur la Figure 1.4 on remarque que, pour une température donnée, le CO₂ a une pression de saturation beaucoup plus élevée que celles des autres fluides. De même, à température identique, le CO₂ a une masse volumique plus grande, ce qui lui donne une capacité volumique plus importante. Ainsi les installations fonctionnant avec ce fluide sont beaucoup plus compactes que celles utilisant des fluides comme le R410A, le R717, R407C, le R22, R290, le R134a, ou le R12. Si les pressions de fonctionnement des pompes à chaleur au CO₂ sont plus élevées que celles des installations utilisant les fluides plus classiques de la Figure 1.4 les valeurs de $\delta T/\delta P$ du CO₂ sont plus faibles. Malgré cela, pour un écart de température

donné, le taux de compression d'une machine au CO₂ est toujours plus petit du fait d'une pression de référence nettement supérieure.

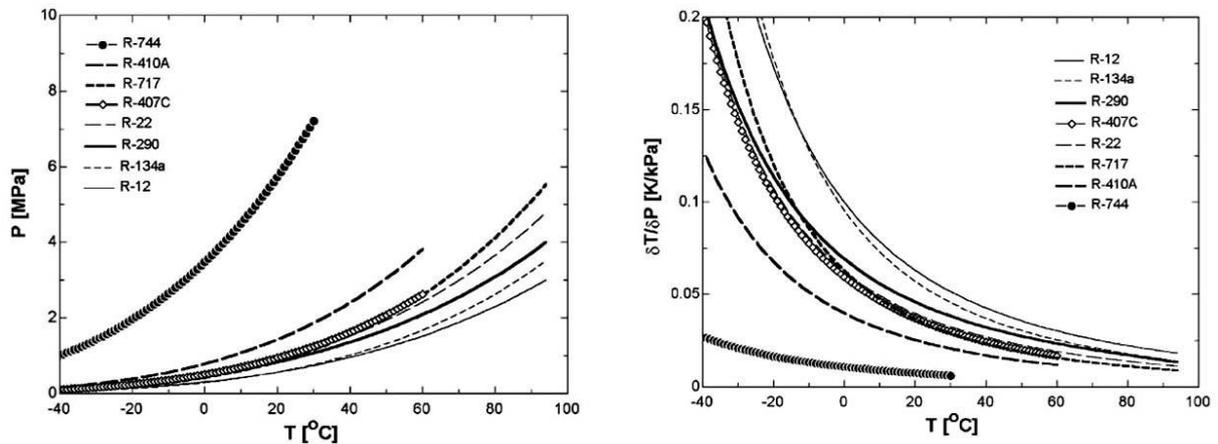


Figure 1.4 : Pression à saturation et $\delta T/\delta P$ en fonction de la température

En dessous du point critique, les pressions à saturation et leur inclinaison en fonction de la température sont nettement plus élevées qu'avec d'autres fluides frigorigènes. Cela signifie, comme l'indique la Figure 1.4, que le glissement de température associé à une chute de pression est faible. Par conséquent, des écoulements à vitesses massiques plus élevées sont possibles, améliorant les échanges thermiques tout en ayant une très faible influence sur la surconsommation du compresseur.

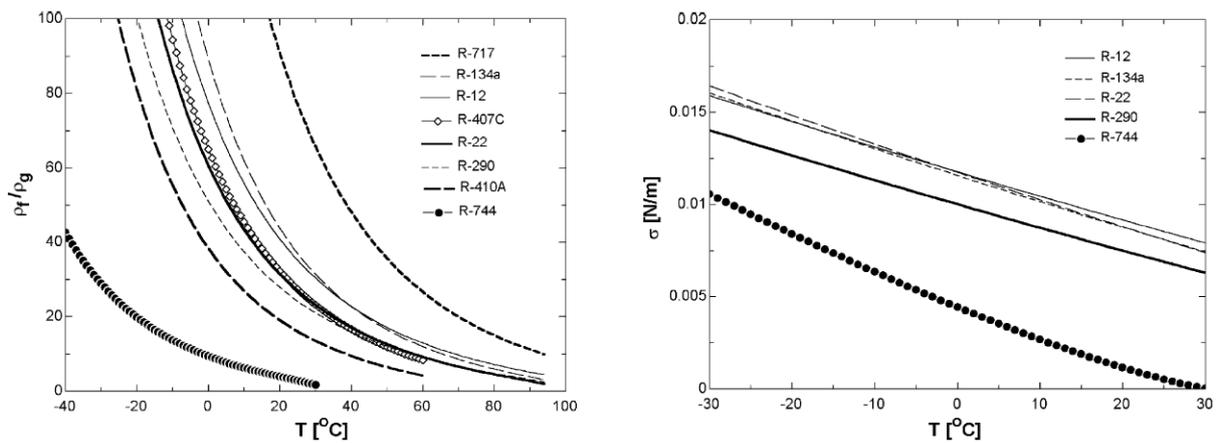


Figure 1.5 : $\rho_{\text{liquide}}/\rho_{\text{gaz}}$, et σ à saturation en fonction de la température

D'autres grandeurs, telles que les masses volumiques des deux phases et la tension superficielle de la vapeur, sont à prendre en considération lors de l'ébullition. Comme l'indique la Figure 1.5, le rapport des masses volumiques liquide et gazeuse augmente lorsque la température diminue et est le plus faible avec le CO₂. Ce rapport influence l'écoulement dans l'évaporateur car les vitesses varient peu tout au long de l'échangeur et le mélange diphasique est mieux réparti à l'entrée de l'évaporateur du fait de sa meilleure

homogénéité. La différence de densité entre les phases influence les caractéristiques de séparation des phases tandis que la masse volumique gazeuse impacte la contrainte de cisaillement à l'interface liquide-vapeur.

La tension superficielle de la vapeur qui est également une grandeur importante lors de l'évaporation d'un fluide est représentée dans la Figure 1.6. Comme la tension superficielle du CO₂ est nettement inférieure aux autres fluides, la chaleur nécessaire à la nucléation et à la croissance des bulles est plus faible. C'est pour cette raison que les transferts thermiques sont améliorés avec le dioxyde de carbone. La raison est que la contribution de la nucléation dans l'échange thermique global est prépondérante par rapport à la convection.

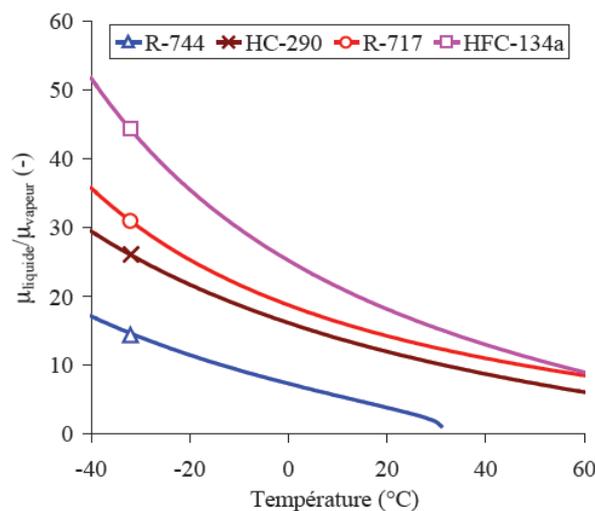


Figure 1.6 : $\mu_{\text{liquide}}/\mu_{\text{gaz}}$ à saturation en fonction de la température

1.1.2.2 Propriétés supercritiques

Le cycle transcritique comprend les mêmes composants qu'un cycle traditionnel, néanmoins au cours du refroidissement de la vapeur, après le compresseur, aucune condensation ne se produit car le fluide est supercritique. Dans ces conditions, l'échangeur est un simple refroidisseur de gaz et non un condenseur. Après le refroidisseur de gaz, la détente du fluide a lieu et un mélange diphasique apparaît en sortie du détendeur. La suite du cycle est similaire aux cycles sous critiques. Dans un tel cycle, la haute pression et la température ne sont plus liées par l'existence d'un équilibre liquide vapeur. Cette remarque est fondamentale car elle induit que, dans un cycle transcritique, la HP n'est pas imposée par les conditions opératoires externes mais est une variable opératoire interne ajustable. Pour une température donnée des gaz avant détente, et à cause du point d'inflexion que présentent les

isothermes au-dessus du point critique, il existe une pression pour laquelle le COP atteint une valeur maximale. En effet, comme le montre la Figure 1.7 au voisinage du point d'inflexion, une faible élévation de la HP provoque une augmentation importante de la production frigorifique massique. Pour des pressions plus élevées, les isothermes se rapprochent de la verticale et une augmentation supplémentaire de la HP n'aura pratiquement plus d'effet sur la production frigorifique alors qu'elle entrainera une augmentation de la puissance absorbée.

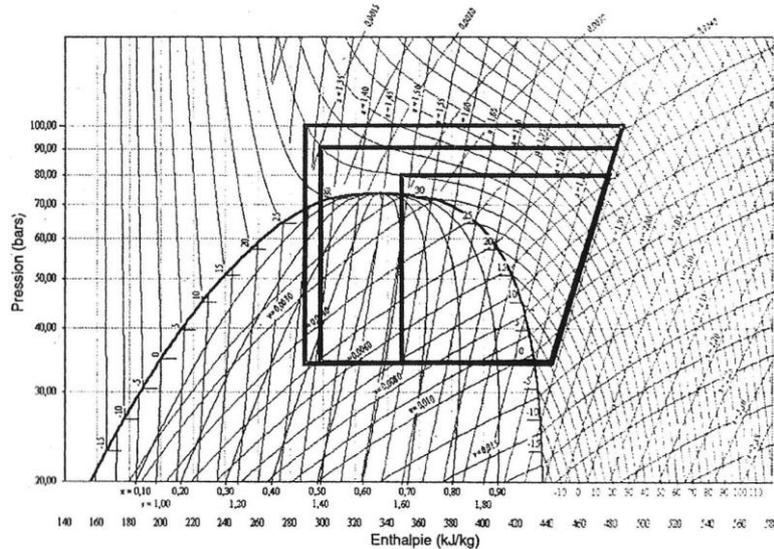


Figure 1.7 : Mise en évidence de l'existence d'une HP optimale dans un cycle transcritique

Dans le domaine supercritique, les propriétés du CO₂ subissent de très fortes variations sans qu'il y ait de changement de phase. On remarque sur la Figure 1.8 que la capacité thermique massique du CO₂ passe de valeurs typiques de gaz, pour les températures élevées, à des valeurs typiques de liquide, pour les températures faibles.

Alors que la chaleur massique du CO₂ est infinie au point critique, elle diminue pour des pressions plus élevées et on observe le pic à des températures plus importantes.

La masse volumique du CO₂, Figure 1.9, varie également de manière importante au passage des mêmes températures que précédemment. Si à basse température ses valeurs sont comprises entre celles du R-717 (et HC-290) et du HFC-134a, elles sont nettement supérieures pour les fortes températures. À mesure que la pression augmente, la transition s'affaiblit et les variations se font moins brusques et moins marquées.

La Figure 1.10 représente le diagramme de Mollier du CO₂. La courbe verte qui part du point critique représente l'évolution de la température pseudo-critique avec la pression. Ces températures sont le siège d'évolutions rapides des propriétés avec la température lors d'évolution isobarique. Pour une pression donnée, la température pseudo-critique est la

température pour laquelle la capacité thermique massique est maximale comme l'indique l'équation 1.

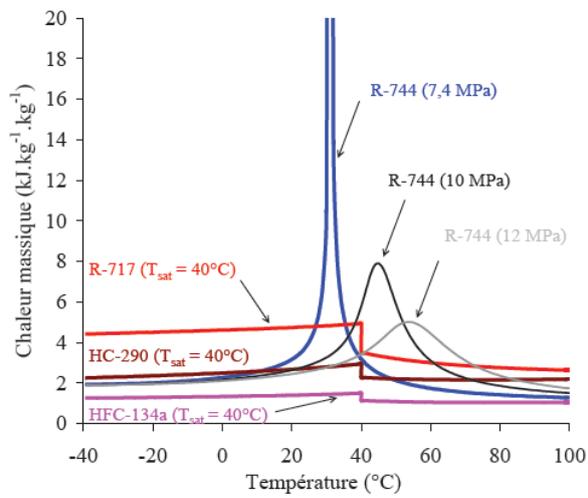


Figure 1.8 : Chaleur massique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température

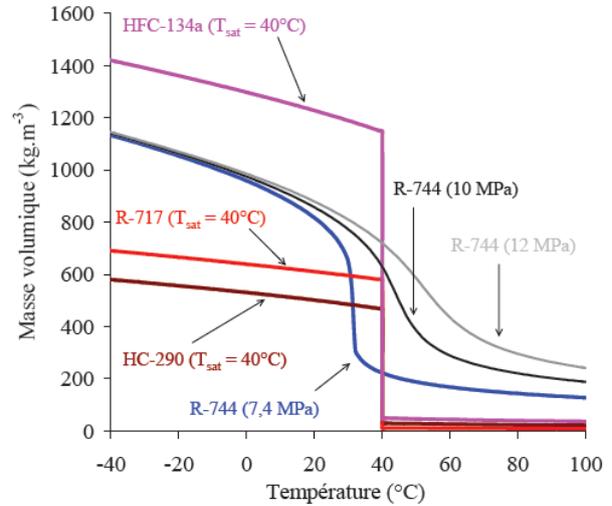


Figure 1.9 : Masse volumique de différents fluides frigorigènes en fonction de la température

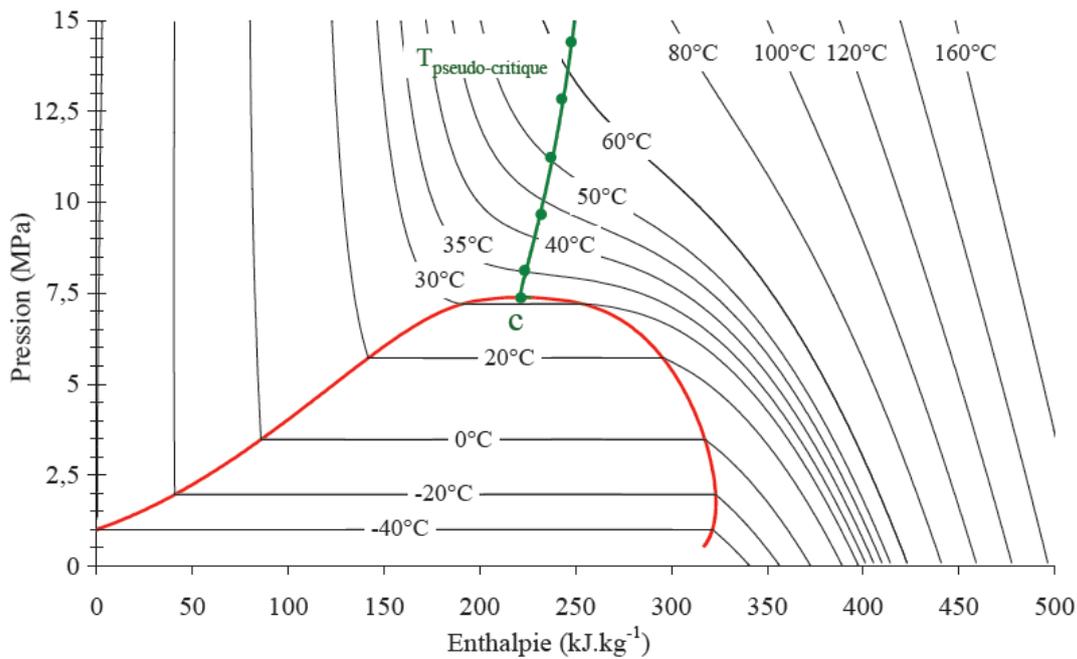


Figure 1.10 : Diagramme de Mollier du CO₂ et températures pseudo-critiques

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial T}\right)_p = 0 \quad (1)$$

Les propriétés de transport subissent également ces variations. A pression supercritique constante, l'évolution de la conductivité thermique est linéaire dans la zone liquide ($T < T_c$ sur Figure 1.10). Puis elle varie fortement au voisinage de la température

pseudo-critique pour reprendre une évolution linéaire à des températures plus élevées. Ces variations sont comparables à un pseudo-changement de phase.

Les coefficients d'échange convectifs des fluides frigorigènes notés h_c sont déduits de corrélation du nombre de Nusselt qui dépend de la configuration de l'écoulement (nombre de Reynolds) et des propriétés intrinsèques des fluides (nombre de Prandtl). La Figure 1.11 qui représente les nombres de Prandtl de différents fluides montre que le dioxyde de carbone présente des propriétés de transport plus favorables aux transferts thermiques que l'ensemble des autres fluides.

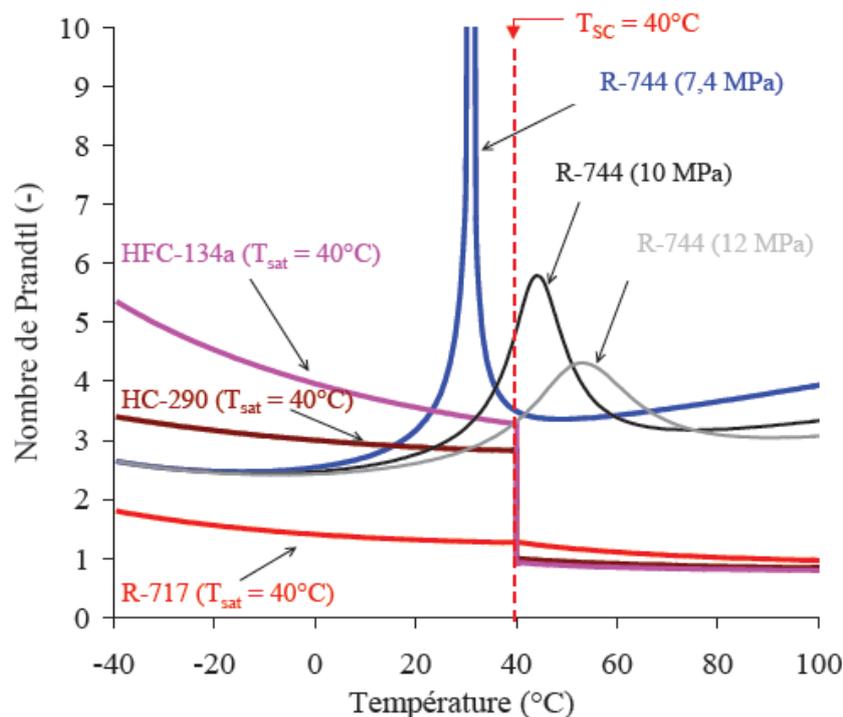


Figure 1.11 : Nombre de Prandtl en fonction de la température à pression constante

Lors du refroidissement transcritique du CO₂ jusqu'à une température de source chaude de 40 °C, le nombre de Prandtl du CO₂ est trois fois supérieur à ceux du propane de l'ammoniac et du HFC-134a.

À 40 °C, il est même supérieur aux Prandtl de ces mêmes fluides déterminés avec les propriétés d'un liquide saturé. Ces propriétés permettent d'avoir de meilleurs échanges thermiques dans le refroidisseur de gaz, coté fluide frigorigène.

À partir de ces paramètres, on peut conclure que le CO₂ a des propriétés de transport et de transfert qui conduisent à avoir de bons coefficients d'échanges thermiques. Ainsi toutes choses étant égales par ailleurs les irréversibilités de transfert liées à l'emploi de ce fluide devraient être relativement faibles. C'est pour cette raison que les pompes à chaleur

fonctionnant au CO₂ peuvent avoir de meilleures performances que celles utilisant les autres fluides frigorigènes.

1.1.3 Cycle transcritique

Compte tenu de la température habituelle des sources pour les pompes à chaleur, les machines frigorifiques au CO₂ fonctionnent partiellement en régime supercritique. Or dans ce domaine, le CO₂ subit les grandes variations des propriétés thermodynamiques précédemment évoquées sans pour autant subir un changement de phase marqué. Le cycle est alors transcritique, c'est à dire que la basse pression est sous-critique alors que la haute pression est supercritique. La particularité de cette région supercritique, hormis les fortes variations des propriétés, est que la température n'est plus couplée à la pression. La haute pression du cycle transcritique n'est plus imposée et une recherche de sa valeur optimale est nécessaire.

Les Figures 1.12 et 1.13 représentent deux études paramétriques du coefficient de performance en mode froid, en fonction du réglage de la haute pression et de différentes températures de source chaude et froide. On remarque qu'une faible augmentation de la haute pression depuis la pression critique permet d'obtenir un gain considérable sur le coefficient de performance. Par exemple, pour des températures des sources de 35 °C et 0 °C, le passage de la haute pression de 7,5 à 8,5 MPa engendre une augmentation du COP de 1,13 à 3,47, soit une amélioration de 207 %. En effet, l'énergie frigorifique croît de 260 % tandis que l'énergie de compression ne croît que de 18 %. Il existe cependant une pression dite optimale, à partir de laquelle une augmentation supplémentaire de la haute pression provoque une dégradation du COP.

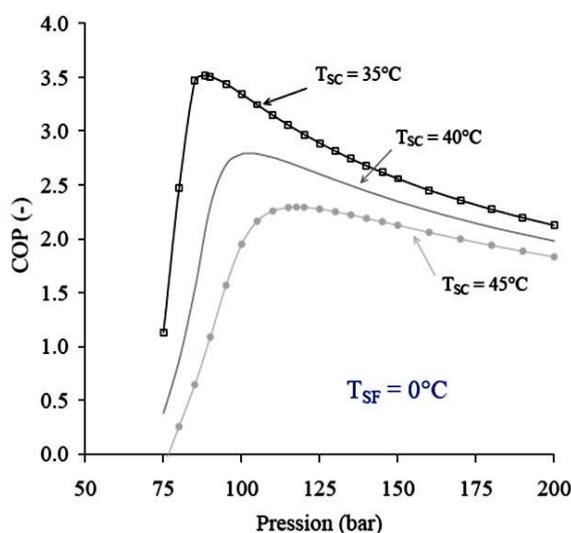


Figure 1.12 : COP en fonction de la HP et T_{sc} .

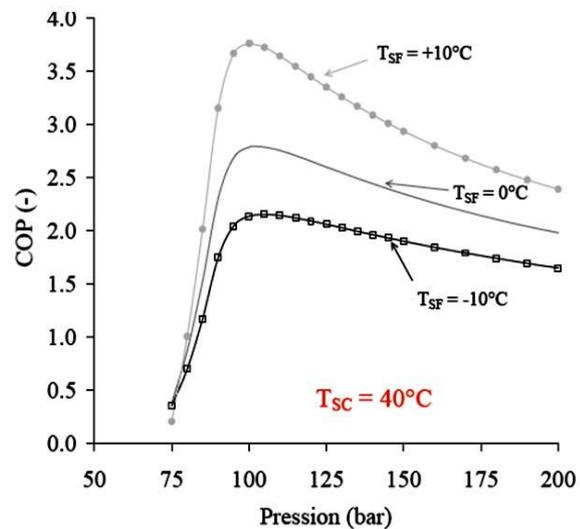


Figure 1.13 : COP en fonction de la HP et T_{sf} .

On remarque que la haute pression optimale est plus sensible à la variation de température de la source chaude Figure 1.12 qu'à celle de la source froide Figure 1.13. Pour une augmentation de 10 K chacune, la pression optimale croît de 3 MPa avec la source chaude contre seulement 0,5 MPa avec la source froide. Par conséquent, une estimation correcte de la haute pression optimale peut être effectuée à partir d'un seul paramètre : la température en sortie du refroidisseur de gaz.

Les propriétés du CO₂ semblent être plus favorables aux transferts thermiques et aux pertes de pression que celles des autres fluides frigorigènes. Seulement d'un point de vue strictement thermodynamique, le refroidissement du gaz au refoulement du compresseur est une transformation fortement irréversible qui éloigne le COP de celui d'un cycle idéal de Carnot.

La Figure 1.14 compare les pertes spécifiques de détente pour trois fluides frigorigènes différents (CO₂, R410A et R134a) qui fonctionnent entre deux sources de chaleur (0 / 35 °C). Comme on peut le voir sur ce diagramme entropie massique/ température, les pertes sont plus élevées pour le CO₂. On remarque que les pertes exergétiques de rejet thermique et de détente sont importantes avec le CO₂.

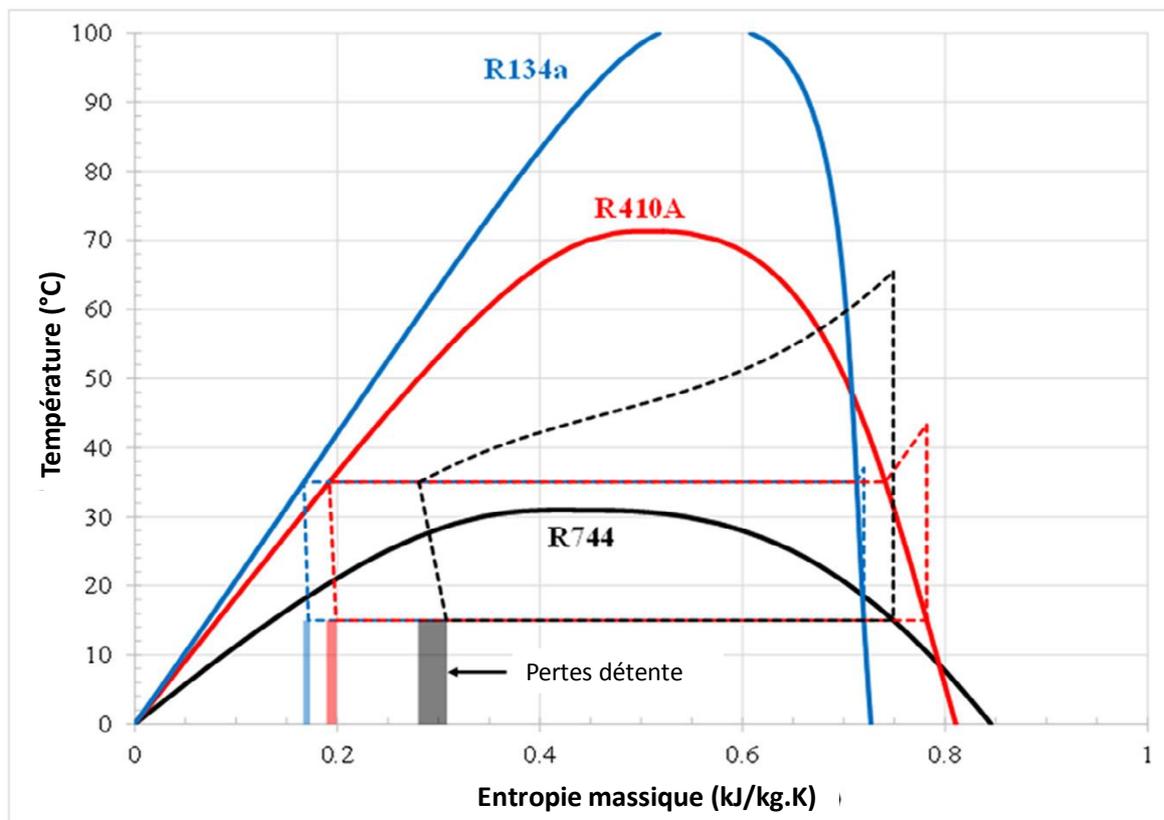


Figure 1.14 : Diagramme T-s du cycle à compression de vapeur avec détente isenthalpique pour le R744, le R410A et le R134a [108]

Le refroidissement accru des gaz avant détente, par l'intermédiaire d'un échangeur intermédiaire, permet de réduire ces irréversibilités de détente. Toutefois, il faut s'assurer que ce bénéfice à la détente soit supérieur à la surconsommation du compresseur. En effet, les gaz aspirés sont davantage surchauffés et requièrent un travail de compression supplémentaire.

D'après le second principe de la thermodynamique, l'efficacité ou le COP de tout système réversible, fonctionnant entre des limites données de température, sont indépendants des propriétés du fluide utilisé. Dans les machines réelles, de nombreuses irréversibilités, en fonction du fluide frigorigène, sont à considérer. Dans le cas du CO₂ sur la Figure 1.14, les pertes exergétiques supplémentaires sont liées au processus de détente et à la température de rejet de chaleur élevée. Il apparaît donc clairement que le cycle transcritique au CO₂ souffre de larges pertes exergétiques supplémentaires, comparé au cycle classique au R134a et R410A. Il convient toutefois de nuancer certains points. Sur des installations réelles, pour des températures de source chaude et une taille d'échangeur donnée, la température minimale de rejet de chaleur sera plus faible avec le CO₂ qu'avec le R134a, diminuant ainsi les pertes liées à la détente visible sur la Figure 1.14.

De même, pour une température de source froide et une taille d'échangeur fixée, la température d'évaporation sera plus élevée dans le cas du CO₂. Les rapports de compression plus faibles du CO₂ diminuent les pertes thermodynamiques au niveau du compresseur (non représentées sur la Figure 1.14). Pour des applications où la température de la chaleur rejetée n'est pas intéressante, le profil de température du CO₂ lors du refroidissement est clairement désavantageux, puisque la température moyenne de rejet de chaleur est bien supérieure à ce qui est nécessaire. Il est en revanche très avantageux pour des applications de type chauffage d'eau ou d'air, où il permet une diminution du pincement de température.

La Figure 1.15 représente le gain ou la perte énergétique, de cycles équipés d'échangeur de chaleur intermédiaire (ECI) par rapport à un cycle sans échangeur. Différents fluides sont étudiés pour plusieurs efficacités exprimées en température du fait que l'échangeur soit exploité en mode monophasique.

$$\varepsilon_{ECI} = \frac{T_{S,BP} - T_{SF}}{T_{SC} - T_{SF}} \quad (2)$$

L'utilisation d'un ECI ne présente pas d'intérêt pour l'ammoniac et le HCFC-22 qui sont les fluides subcritiques qui s'échauffent le plus au cours de la compression. Pour le HFC-134a et le propane, mais surtout le CO₂, le ECI permet des gains qui peuvent être

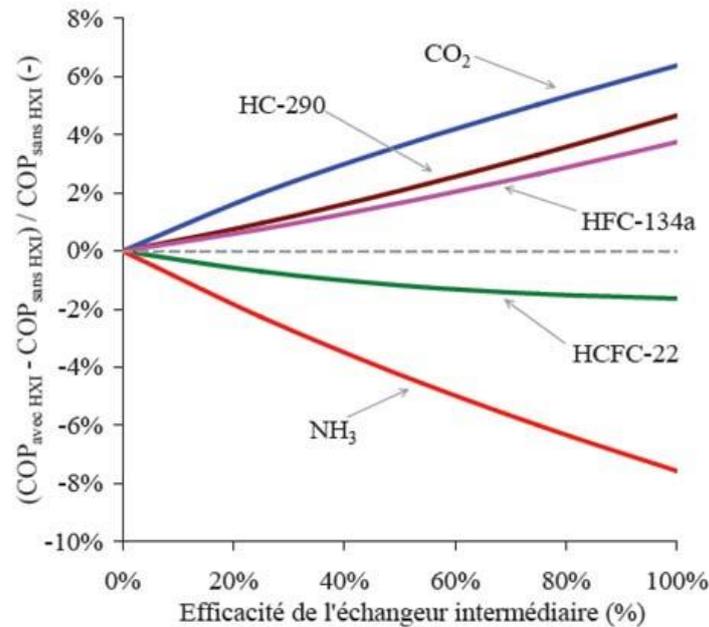


Figure 1.15 : COP relatif avec/sans échangeur de chaleur intermédiaire (0 °C / 35 °C)

importants. Par exemple avec un ECI d'une efficacité de 75 %, le COP du cycle transcritique au CO₂ est amélioré de 5 %.

1.2 Etude des dispositifs de détente isentropique

1.2.1 Contexte

Dans les machines frigorifiques à compression de vapeur, des dispositifs de détente tels que des tubes capillaires ou des détendeurs thermostatiques sont utilisés comme solutions robustes et rentables pour la détente du fluide frigorigène de la pression la plus élevée de condensation ou de refroidissement du fluide à celle d'évaporation. Le processus physique au cours de la détente est irréversible et la détente isenthalpique inflige une double pénalité au système sous la forme d'une réduction de la production frigorifique ainsi qu'une augmentation du travail de compression requis. Il en résulte un COP plus faible du cycle à compression de vapeur réelle par rapport au cycle de réfrigération idéal de Carnot. La réduction du COP en raison de la détente isenthalpique dans la vanne de détente peut être atténuée par de nombreuses méthodes. L'une des méthodes les plus simples est l'utilisation d'un échangeur de chaleur interne ECI en augmentant le sous-refroidissement à l'entrée du dispositif de détente. Cependant, les méthodes qui impliquent la récupération de travail de détente sont connues comme plus bénéfique en termes d'efficacité du cycle et de production frigorifique. Une des méthodes de récupération de travail, est celle qui tente d'utiliser l'énergie cinétique libérée lors de la réduction de la pression du fluide lorsqu'il passe d'une pression haute à une pression basse dans le but de réduire le travail du compresseur au lieu

de le dissiper dans le processus de détente. Le processus de détente est alors isentropique et non isenthalpique. Cela augmente la production frigorifique parce que l'enthalpie massique à l'entrée de l'évaporateur devient plus faible. Par conséquent, les dispositifs qui peuvent assurer une détente plus proche du processus isentropique méritent d'être examinés et explorés dont le cycle ORC.

Le cycle alternatif de réfrigération utilisant le Cycle Organique de Rankine (ORC), activé pour l'utilisation des énergies renouvelables, combiné à un cycle de Réfrigération à Compression de Vapeur (VCR) peut être utilisé pour la production d'électricité ou de refroidissement. L'ORC est un cycle favorable pour convertir l'énergie thermique à basse enthalpie en un travail utile utilisable pour l'entraînement du cycle VCR. Les arbres de la turbine de détente et du compresseur sont reliés ensemble directement pour minimiser les pertes de conversion d'énergie. Le cycle combiné présente de nombreux avantages tels que la flexibilité pour produire de l'énergie lorsque le refroidissement est indésirable, ce qui permet au système d'utiliser continuellement l'énergie thermique tout au long de l'année. En été, toute l'énergie thermique peut être convertie en refroidissement, alors qu'une partie de l'énergie thermique est convertie en refroidissement au printemps et à l'automne. Aucune chaleur n'est convertie en refroidissement en hiver. Lorsque le refroidissement n'est pas nécessaire, toute l'énergie thermique peut être convertie en électricité et envoyée au réseau [8].

La Figure 1.16 montre les éléments de base du système ORC-VCR. Les caractéristiques de ce système sont les suivantes : (1) les deux cycles utilisent le même fluide de travail ; (2) l'arbre de la turbine de détente est accouplé à celui du compresseur ; (3) les deux cycles utilisent le même condenseur et (4) la puissance de la turbine de détente est juste suffisante pour alimenter le compresseur et la pompe.

S'il n'y a qu'un seul compresseur dans le système, et à la fois le compresseur et la turbine de détente sont du type volumétrique, le débit volumétrique à travers cette dernière est fixé par le volume balayé du compresseur puisque que le compresseur et la turbine de détente sont reliés à un même arbre. Autres défis de conception du dispositif de détente sont les pertes thermodynamiques causées par la conduction de chaleur à travers les conduites partagées, ce qui peut sérieusement réduire l'effet de récupération de travail souhaitée, et la possibilité d'écoulement diphasiques qui peut endommager les surfaces de l'équipement par érosion. Le coût d'investissement de ces machines sont comparables au coût des compresseurs et semblent donc ne pas être très attrayant pour les systèmes de réfrigération, en particulier pour les petites puissances.

En raison des inconvénients décrits précédemment qui sont associés aux machines de détente et le désir des ingénieurs de concevoir et mettre en œuvre des dispositifs moins complexes capables d'atteindre le même but, les éjecteurs reçoivent beaucoup plus d'attention.

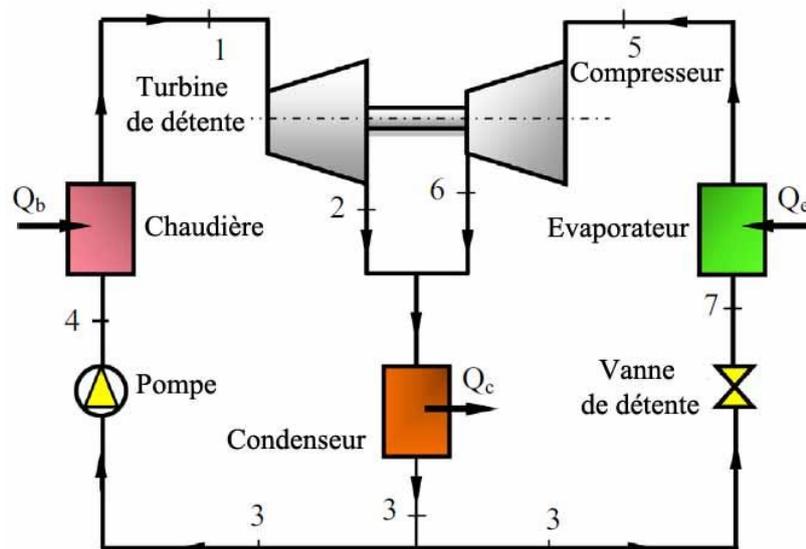


Figure 1.16 : Éléments de base du système ORC-VCR

Beaucoup d'attentions sont focalisés sur les éjecteurs qui présentent l'avantage, malgré une efficacité faible, de ne pas posséder de pièces mobiles et ont de ce fait une technologie sage et simple, comparable à une vanne détente, tandis que les turbines sont plus comparables aux compresseurs. En fin de compte, la grande robustesse, la fiabilité et le faible coût font des éjecteurs les plus appropriés pour des applications réelles.

La Figure 1.17 montre la variation exponentielle de l'intérêt en technologie de l'éjecteur, tel que révélé par le nombre de publications annuelles dans le Journal International de Réfrigération depuis 1995 qui contiennent le mot-clé "éjecteur".

Il convient de noter que le nombre de publication qui s'intéresse à l'utilisation des éjecteurs pour 2017 a été estimé sur la base des données disponibles pour le mois d'avril. Le fait intéressant, est qu'un total de 23 publications seulement sur les éjecteurs a été publié dans le même journal avant 1995. En raison de cette tendance, cette revue se concentre sur les développements les plus récents dans la technologie de pointe de l'éjecteur. La Figure 18 montre également le nombre de publications dans le Journal International de Réfrigération

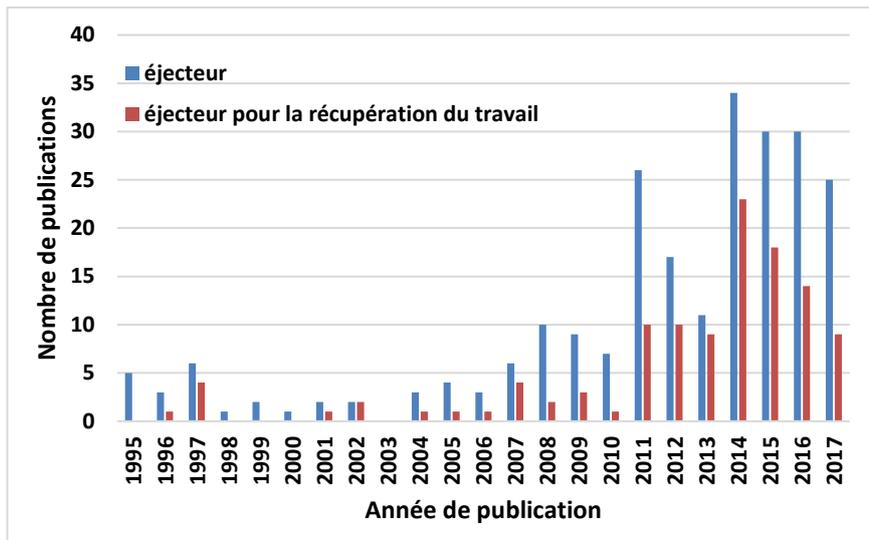


Figure 1.17 : nombre de publications annuelles dans le Journal International de Réfrigération depuis 1995 qui contiennent le mot-clé "éjecteur", et nombre de publications consacrées à l'application des éjecteurs pour la récupération du travail

sur l'application des éjecteurs pour la récupération du travail ; le nombre pour 2017 a été estimé sur la base des données disponibles dans le mois d'Avril.

On peut voir que la majorité des publications s'intéressent plutôt aux éjecteurs pour les applications de réfrigération en général et non à la récupération de travail (généralement des applications de récupération de chaleur), bien que les éjecteurs pour la récupération de travail semblent avoir augmenté sensiblement depuis 2011. Les publications dans le Journal sur les éjecteurs pour la récupération de travail ne sont apparues que depuis environ 10 ans, ainsi il est encore trop tôt pour parler de développement technologique et ce thème est principalement présenté dans des publications au cours de conférence avant cette année. L'expression «éjecteur diphasiques» est généralement utilisée pour désigner les éjecteurs étant utilisés pour la récupération de travail dans les systèmes de réfrigération à compression de vapeur. Des recherches importantes ont été également effectuées sur l'utilisation d'éjecteur monophasique ou d'éjecteur à jet de vapeur, qui sont couramment utilisés dans des cycles de réfrigération pour la récupération de la chaleur.

1.2.2 Différentes utilisations des éjecteurs

Un éjecteur est un dispositif qui utilise la détente d'un fluide à haute pression pour entraîner et comprimer un fluide à une basse pression au moyen d'un transfert de quantité de mouvement entre les deux fluides en écoulements.

L'éjecteur, qui est le cœur du système de réfrigération à jet, a été inventé par Sir Charles Parsons vers 1901 pour évacuer l'air du condenseur des turbines à vapeur. En 1910,

un éjecteur est utilisé par Maurice Leblanc dans le premier système de réfrigération à compression de vapeur par éjecteur [9,10]. Ce système a été testé sur des nombreuses machines de conditionnement d'air, installées dans des grands bâtiments populaires au début des années 1930 [10]. Les systèmes de réfrigération à jet ont été plus tard supplantés par des systèmes utilisant des compresseurs mécaniques. Depuis ce temps, le développement et le raffinement du système de réfrigération à jet ont été presque arrêtés et la plupart des efforts ont été concentrés sur l'amélioration des systèmes de réfrigération à compression de vapeur.

Les applications des éjecteurs sont nombreuses et variées, par exemple produire du vide, comprimer totalement ou partiellement, mélanger des fluides, ou en tant qu'organe de détente de fluides, pour n'en nommer que quelques-uns. Plus récemment, les éjecteurs font l'objet de nombreuses recherches dans l'espoir que leur incorporation permette d'améliorer l'efficacité énergétique de divers processus industriel. Afin de catégoriser ces applications, il est souvent utile de les regrouper en fonction du nombre de phases entrant dans l'éjecteur : monophasique et diphasique.

La Figure 1.18 montre l'incorporation d'un éjecteur monophasique dans une application de pompe à chaleur. Cette configuration offre de nombreuses possibilités dont l'utilisation de l'énergie solaire en combinaison avec un éjecteur monophasique [11, 12]. La configuration se prête également à la mise en valeur de la chaleur résiduelle, comme l'échappement des turbines à gaz, telle qu'étudiée dans un cycle proposé par Petrenko et al. [13], qui produit à la fois de l'énergie thermique et un effet de réfrigération. La réfrigération par absorption est également une application où les éjecteurs monophasiques offrent la possibilité d'améliorer l'efficacité énergétique [14, 15]. Ces applications de la réfrigération à absorption peuvent également inclure l'énergie solaire [16, 17].

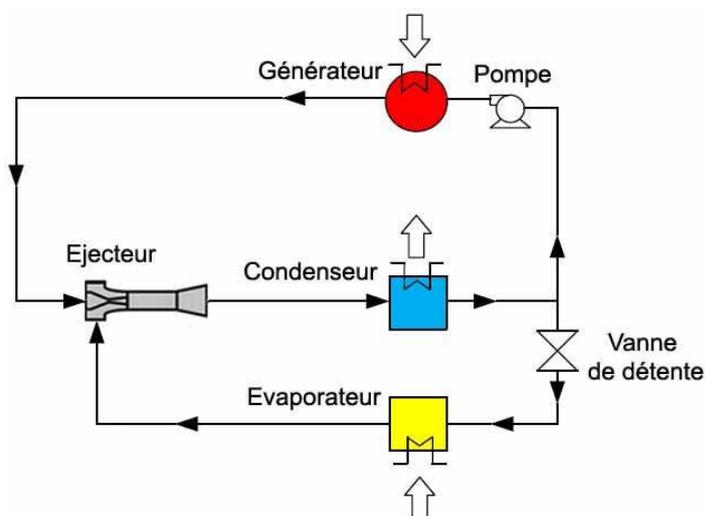


Figure 1.18 : Pompe à chaleur équipée d'un éjecteur monophasique

La Figure 1.19 montre un cycle de réfrigération moins connu au R22, proposé par Bergander et al. [18], qui comprend un éjecteur diphasique, où le fluide moteur est un gaz et le fluide secondaire est un liquide. Dans ce cycle, le compresseur assure le premier étage de compression, jusqu'à $2/3$ de la pression du condenseur, et l'éjecteur fournit la deuxième étape de compression. Une amélioration de 38 % a été calculée pour le coefficient de performance (COP). Le travail expérimental [18], a révélé une amélioration allant jusqu'à 16 % par rapport au cycle conventionnel à compression de vapeur.

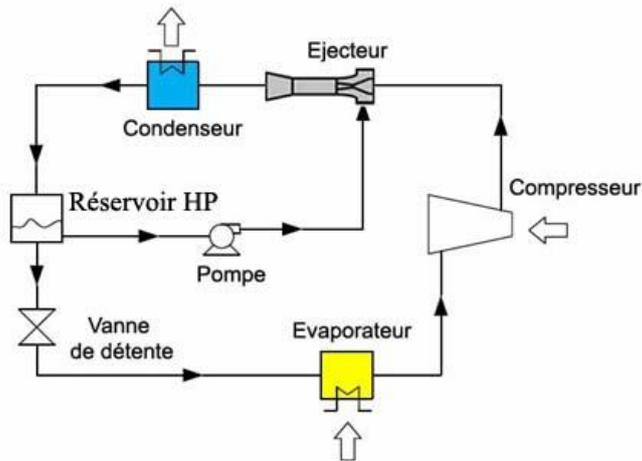


Figure 1.19 : Utilisation d'un éjecteur comme second étage de compression

La Figure 1.20 montre un cycle de réfrigération utilisant un éjecteur diphasique, où l'éjecteur remplace la vanne de détente dans le cycle conventionnel à compression de vapeur [19]. L'utilisation d'un éjecteur comme dispositif de détente dans un système à compression de vapeur avec R12 a été étudiée théoriquement par Kornhauser [20].

Dans une étude expérimentale, utilisant du R134a comme fluide de travail, Reddick et al. [19] ont montré une amélioration du COP entre 3,9 % et 7,6 %. Plus récemment, Sag et

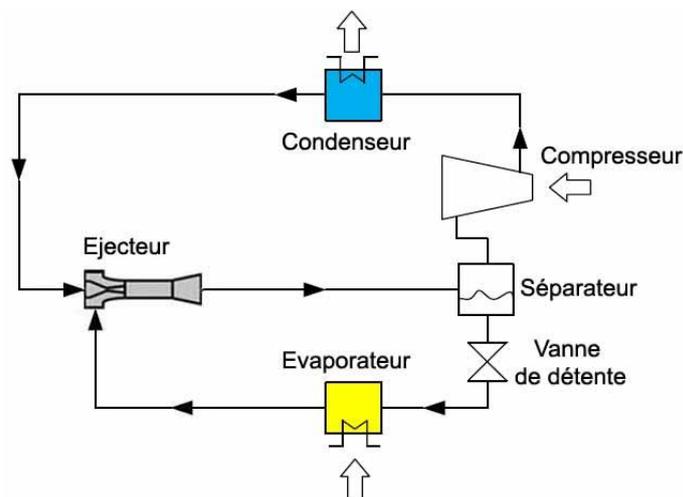


Figure 1.20 : Utilisation de l'éjecteur comme organe de détente

Ersoy [21] ont également complété un travail expérimental avec du R134a, ce qui a permis de constater une amélioration du COP de 5 à 13 % par rapport au cycle conventionnel à compression de vapeur.

L'étude des systèmes de réfrigération équipés d'éjecteur pour la détente continue, en particulier depuis le développement de cette technologie par Denso au Japon, avec la commercialisation de l'option "cool box" disponible sur Toyota Highlander en 2008 en Amérique du Nord. Dans cette application, l'éjecteur fait partie du système de climatisation qui fournit un effet de refroidissement à une console centrale fermée pour les aliments et les boissons. En 2010, Denso a également développé un système de climatisation pour Toyota Prius, à nouveau en utilisant un éjecteur en tant que dispositif de détente.

1.2.3 Principe de fonctionnement des éjecteurs

Les éjecteurs sont des appareils de conception simple généralement constitués de deux tuyères coaxiales liées entre elles par un collecteur d'aspiration. Le fluide primaire, à haute pression, entre dans l'éjecteur à travers la tuyère relativement petite le long de l'axe central. Le fluide secondaire, à une pression inférieure à celle du fluide primaire, entre dans une région annulaire entourant la petite tuyère communément appelée chambre d'aspiration ou de tranquillisation. A la sortie le fluide primaire de la tuyère crée une région à basse pression, induisant le fluide secondaire à entrer et à accélérer vers la partie centrale du corps de l'éjecteur. Au moment où les deux fluides ont atteint la sortie de l'éjecteur, ils sont devenus un seul mélange homogène, à une pression intermédiaire entre celle de la pression d'entrée primaire et celle du secondaire.

Une vue schématique d'un éjecteur à vapeur typique est représentée sur la Figure 1.21. En se référant à cette figure, quand la vapeur à haute pression (P), dite "fluide primaire", se détend et accélère à travers la tuyère primaire (i), il atteint finalement une vitesse supersonique permettant de créer une région à très faible pression au niveau de la sortie de la tuyère au plan (ii) et donc à l'entrée de la chambre de mélange.

De la vapeur à une pression plus élevée que celle d'entrée du mélangeur, qui est appelé le «fluide secondaire» (S), est entraînée dans la chambre de mélange. Certains auteurs pensent que la détente du fluide primaire se poursuit au début de la zone de mélange et forme un conduit convergent sans se mélanger avec le fluide secondaire. À une certaine distance le long de ce conduit, la vitesse du fluide secondaire augmente et atteint la valeur sonique (iii) et une onde de choc stationnaire apparaît. Cette section était définie par Munday et Bagster [10] comme la «zone ou aire effective».

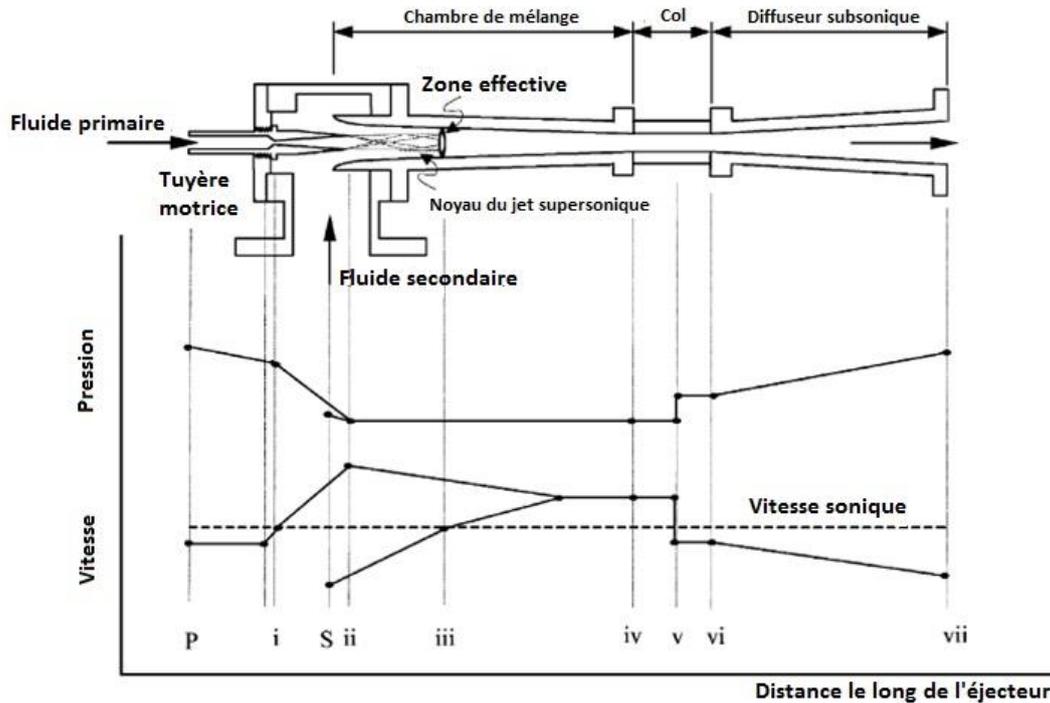


Figure 1.21 : Vue schématique d'un éjecteur et évolutions de la pression et de la vitesse en fonction de la position [10]

Les résultats expérimentaux et leurs analyses, fournis dans [23], indiquent que cette région n'est pas fixe mais varie avec les conditions de fonctionnement. Munday et Bagster ont également suggéré que le processus de mélange ne commence qu'après le choc du fluide secondaire. Ce mélange provoque un retard du flux primaire et une accélération du fluide secondaire. À la fin de la chambre de mélange, les deux flux sont complètement mélangés et la pression statique est supposée être constante jusqu'à ce qu'elle atteigne le diffuseur au plan (iv). La pression dans la chambre de mélange est une fonction du fluide primaire, du fluide secondaire et de l'effet de compression de l'éjecteur [10]. En raison d'une région à haute pression en amont de la chambre de mélange, un choc, d'épaisseur nul, est induit perpendiculairement (v). Ce choc provoque un effet de compression majeur et une chute soudaine de la vitesse d'écoulement depuis supersonique à subsonique. Il faut noter que ce choc perpendiculaire est valable dans l'hypothèse de l'analyse unidimensionnelle uniquement [10]. Dans des situations réelles, en raison d'une couche limite épaisse, le choc n'est pas perpendiculaire ni unique, mais se décompose en différents chocs obliques. Une compression supplémentaire du flux est obtenue (vi) comme cela est fait à travers un diffuseur subsonique.

En règle générale, la conception de l'éjecteur peut être classée en deux types en fonction de la position de la tuyère primaire. L'éjecteur, comporte une tuyère dont le plan de

sortie est situé à l'intérieur de la chambre d'aspiration en face de la section constante du mélangeur, comme décrit par la théorie de Keenan, ce type d'éjecteur est connu comme un "éjecteur avec mélangeur à pression constante" Figure 1.22a pour lequel la pression statique est supposée constante dans la chambre de mélange. Pour la tuyère ayant une sortie située à l'intérieure du mélangeur, l'éjecteur est appelé « éjecteur avec mélangeur à section constante » Figure 1.22b [10]. Au début, certains auteurs pensaient que l'éjecteur avec mélangeur à section constante pourrait entraîner une plus grande quantité de flux secondaire qu'un éjecteur avec mélangeur à pression constante [22]. Les deux types d'éjecteur ont été largement testés expérimentalement au cours de ces dernières années. Il a été constaté que l'éjecteur à pression constante a une meilleure performance que l'éjecteur à section constante [24].

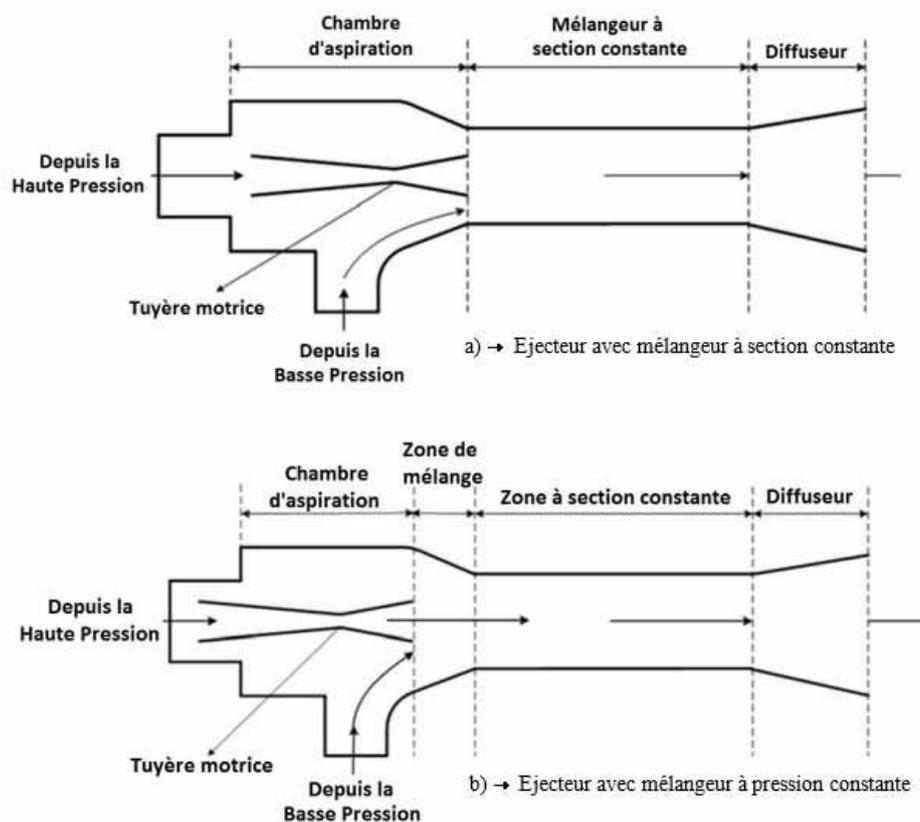


Figure 1.22: Vue schématique d'un éjecteur

1.2.4 Grandeurs caractéristiques des éjecteurs

1.2.4.1 Grandeurs géométriques adimensionnelles

Il existe une grande variété d'éjecteurs de configurations géométriques parfois fortes différentes. Outre l'assemblage classique de deux tuyères coaxiales, on rencontre des géométries beaucoup plus évoluées utilisant des tuyères primaires de forme lobée (ou encore

à pétales) ou pouvant comporter plusieurs tuyères motrices en position pariétale. Il existe même des éjecteurs au sein desquels l'écoulement est mis en rotation en vue d'en améliorer les performances.

La Figure 1.23 montre les paramètres utilisés pour caractériser la géométrie de l'éjecteur. Cette figure représente également les notations qui seront utilisées tout au long de cette thèse.

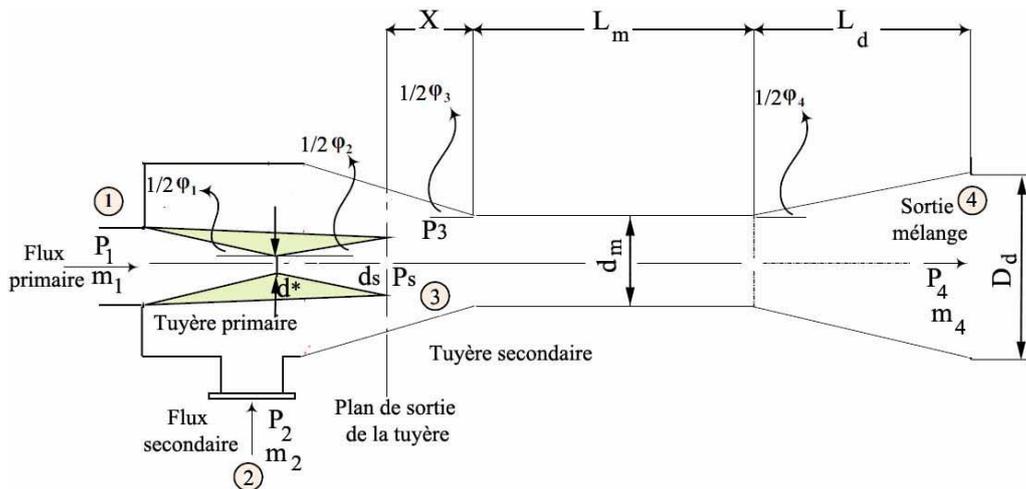


Figure 1.23 : Paramètres géométriques de l'éjecteur

Sur la Figure 1.23, la zone correspondant à la longueur X est appelée chambre de prémélange. Sur cette figure sont également indiqués les principaux paramètres géométriques caractéristiques d'un éjecteur, à savoir :

- d^* : Diamètre au col de la tuyère primaire ;
- d_s : Diamètre à la sortie de la tuyère primaire ;
- X : Distance entre le plan de sortie de la tuyère primaire et la section d'entrée du tube de mélange ;
- d_m : Diamètre du mélangeur ;
- L_m : Longueur du mélangeur ;
- D_d : Diamètre à la sortie du diffuseur ;
- L_d : Longueur du diffuseur ;
- φ_1 : angle convergent tuyère primaire ;
- φ_2 : angle divergent tuyère primaire ;
- φ_3 : angle du convergent de la tuyère secondaire ou de la chambre de prémélange ;
- $\varphi_4 = \alpha_{\text{dif}}$: angle de divergent de la tuyère secondaire ou du diffuseur.

À partir de ces grandeurs géométriques, on définit les paramètres adimensionnels suivants :

- l'aire du mélangeur/ l'aire de la tuyère motrice ou module de l'éjecteur :

$$A = \left(\frac{d_m^2}{d_*^2}\right) \quad (3)$$

- le module de la tuyère motrice :

$$\Psi = \left(\frac{d_s}{d_*}\right)^2 \quad (4)$$

- le module du diffuseur :

$$\Lambda = \left(\frac{d_m}{D_d}\right)^2 \quad (5)$$

- la position relative de la tuyère motrice :

$$\frac{X}{d_m} \quad (6)$$

- la longueur relative du tube de mélange :

$$\frac{L_m}{d_m} \quad (7)$$

- la longueur relative du diffuseur :

$$\frac{L_d}{d_m} \quad (8)$$

Le paramètre géométrique essentiel est le module A de l'éjecteur. La pénétration relative de la tuyère motrice, paramètre X/d_m joue aussi un rôle important.

1.2.4.2 Grandeurs thermodynamiques adimensionnelles

Parmi les plus anciennes études traitant des éjecteurs, bon nombre faisaient déjà appel à des paramètres thermodynamiques adimensionnalisés afin de faciliter la comparaison des résultats et pour décrire les performances d'un éjecteur. Les principaux nombres adimensionnels utilisés pour caractériser le fonctionnement global d'un éjecteur [25] sont définis à l'aide de la Figure 1.23.

Pour les applications de réfrigération, les paramètres thermodynamiques fondamentaux les plus importants du système sont « le taux d'entraînement » et « le rapport de compression » définis par :

$$\text{Taux d'entraînement, } U = \frac{\text{débitmassique secondaire}}{\text{débitmassique primaire}} = \frac{m_2}{m_1} \quad (9)$$

$$\text{Rapport de compression RC} = \frac{\text{Pression statique à la sortie du diffuseur}}{\text{Pression statique du flux secondaire}} = \frac{P_4}{P_2} \quad (10)$$

Le taux d'entraînement est lié à l'efficacité énergétique du cycle de réfrigération et le rapport de compression limite la température à laquelle la chaleur peut être rejetée. Ces

performances dépendent le plus souvent du mode de fonctionnement de l'éjecteur, des conditions de pression mais aussi de la géométrie.

Par conséquent, il n'y a aucun doute qu'un éjecteur fonctionnant pour des conditions de fonctionnement données avec un taux d'entraînement le plus élevé et qui permet de maintenir les pressions à la sortie du diffuseur les plus hautes possibles sera l'éjecteur le plus recherché.

Deux autres paramètres d'une importance secondaire sont :

- le rapport moteur ε qui correspond au rapport des pressions amont et aval.

$$\varepsilon = \frac{P_1}{P_4} \quad (11)$$

- le rapport des pressions génératrices Γ défini par le rapport entre les pressions amont primaire et secondaire.

$$\Gamma = \frac{P_1}{P_2} \quad (12)$$

1.2.5 Théorie de l'éjecteur

Chunnanond et Aphornratana [10] ont présenté une synthèse bibliographique complète dans laquelle ils ont donné un aperçu détaillé des systèmes de réfrigération avec éjecteur à jet de vapeur. Ils ont résumé les théories de base concernant les caractéristiques fondamentales du flux d'éjecteur et discuté des problèmes importants de conception. Des revues sur les théories de l'éjecteur et leur utilisation dans des cycles de récupération de chaleur ont été présentées plus récemment par Chen et al.[26] et Besagni et al. [27].

Le premier modèle mathématique d'un éjecteur a été proposé par Keenan et Neumann (1942), et ce modèle est appliqué à un éjecteur d'air monophasique [28]. Keenan et al. [29] sont les premiers qui ont introduit les deux concepts pour caractériser le processus de mélange dans un éjecteur. Dans le mélangeur à "pression constante", la sortie de la tuyère motrice est en amont du plan de la section constante de l'éjecteur, comme le montre la Figure 1.22. Dans le mélangeur "à section constante", la sortie de la tuyère primaire est dans le même plan que l'entrée de la partie cylindrique de l'éjecteur. Munday et Bagster [10] ont introduit l'idée du col fictive dans leur modèle d'éjecteur "à section constante", afin d'expliquer le flux de masse secondaire constant observé lorsque l'éjecteur fonctionne au-dessous de la pression de sortie critique.

La théorie de l'éjecteur unidimensionnel a été introduite par Keenan et al.[29]. Leur analyse mathématique est basée sur la dynamique des gaz parfaits avec les équations de

conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de la conservation de l'énergie. Cette théorie a été utilisée comme base théorique dans la conception des éjecteurs depuis plus de soixante ans. Cependant, la théorie de Keenan, ne peut pas prédire les caractéristiques des éjecteurs à sections constantes qui ont été proposé plus tard par Munday et Bagster (1977) [30] et qui est considéré comme une nouvelle théorie de l'éjecteur incorporant les effets des chocs du flux entraînée.

Afin d'éliminer l'erreur analytique induite par l'hypothèse du gaz parfait lorsque l'éjecteur est alimenté avec des fluides frigorigènes, les propriétés thermodynamiques des gaz réels ont été appliquées [31-32]. Cependant, la synthèse d'Aphornratana [10] a indiqué que les deux approches fournissent des résultats semblables. Étant donné que la pression dans la chambre de mélange est très faible, par conséquent, les fluides se comportent comme un gaz parfait. En outre, pour rendre le modèle plus réaliste, le rendement isentropique, y compris les pertes par frottement dues aux paramètres de fabrication [33-34] et la perte de charge dues aux paramètres physiques [35] ont été prises en compte. Les valeurs de ces paramètres varient dans la fourchette de 0,8-1,0, en fonction de la géométrie de l'éjecteur et des conditions d'exploitation.

Gay (1931) a déposé un brevet pour un système frigorifique dans lequel la vanne de détente est remplacée par un éjecteur diphasique utilisée pour minimiser les pertes par laminage. À cette époque, la conception des éjecteurs était principalement basée en principe sur les essais jusqu'à ce que Keenan et al. (1950) [29] publient les premières théories analytiques du fonctionnement des éjecteurs basées sur les équations de la dynamique des gaz pour les gaz parfaits en conjonction avec les lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, en négligeant les pertes dues au transfert de chaleur et au frottement [43].

Il y a deux principaux avantages du cycle frigorifique de Gays (1931) utilisant un éjecteur diphasique. En premier lieu, la capacité de refroidissement augmente, parce que les processus isentropiques idéaux à l'intérieur de l'éjecteur résultent de grandes différences d'enthalpie massique à travers l'évaporateur en comparaison avec un système ayant une vanne de détente isenthalpique. Deuxièmement, le COP des systèmes à éjecteur est amélioré, principalement parce que le travail du compresseur est réduit. La pression d'aspiration du compresseur est augmentée en raison de l'effet de compression fourni par l'éjecteur. Le travail du compresseur est encore réduit par un meilleur rendement de compresseur résultant de la réduction du taux de compression.

Stoecker (1958) a suggéré l'un des premières méthodes de conception itératives des éjecteurs impliquant les données thermodynamiques tirées des tables de la vapeur. Son analyse calcule graphiquement les propriétés en aval du choc normal par l'intersection des lignes des flux de Fanno et de Rayleigh.

Selon Chou et al. [36], le phénomène d'onde de choc qui a lieu dans un éjecteur peut être classé en trois types en ce qui concerne leur écoulement et la caractéristique de mélange. Pour un fluide diphasique, généralement utilisé dans les applications de réfrigération, une partie du processus de mélange est supposé avoir commencé dès que le flux secondaire est entraîné et est accéléré par le flux détendu du fluide primaire.

La grande différence de vitesse d'écoulement produit un cisaillement de l'interface de la couche sous contrainte et ainsi, le mélange peut se produire. Par conséquent, l'onde de choc a été prise en compte pour le mélange des deux flux, et non pas seulement pour le fluide secondaire, tel que proposé par Munday et Bagster (1977) [30].

En effet, Munday et Bagster ont présenté une théorie pour évaluer la zone effective fictive du flux secondaire lorsque le choc se produit. La zone effective du flux secondaire implique ici le mélange partiel avec le flux primaire. Munday et Bagster ont traité cette zone comme constante pour le cas d'un éjecteur à vapeur d'eau. Ils ont indiqué que le flux primaire est supersonique à la sortie de la tuyère primaire. Le mélange entre les flux primaire et secondaire en aval est supposé être négligeable jusqu'à l'établissement du choc du flux secondaire. Le flux secondaire est ensuite accéléré et atteint une vitesse sonique à cause de la réduction graduelle en surface tout au long de la direction du flux et établit une contre pression faible (pression dans le condenseur).

Cette hypothèse a été appliquée dans la simulation mathématique de Chou et al. [36]. Le rendement calculé a été comparée aux résultats expérimentaux des systèmes à compression de vapeur fonctionnant au R-113 et R-141b [23]. De plus, une diminution de l'erreur sur la performance prédite a été revendiquée quand il est comparé à la théorie unidimensionnelle classique de l'éjecteur. L'analyse expérimentale de visualisation de l'écoulement dans un éjecteur de Desevaux [10] peut être utilisée pour soutenir l'idée de Chou et al. [36]. La fluorescence induite par laser est un procédé de tomographie assistée par laser, comprenant un traitement d'image et qui ont été utilisés pour examiner la zone de mélange dans un éjecteur. Toutefois, il convient de noter que l'expérience n'a pas été réalisée directement dans une application de réfrigération.

Non seulement l'expérimentation, [37,22], mais certains chercheurs ont essayé d'expliquer les écoulements et le mélange à travers un éjecteur en utilisant un logiciel de

Computational Fluid Dynamics (CFD). Riffat et al. [38] ont analysé le modèle 3-D d'un éjecteur à ammoniac en 1996. Récemment, Rusly et al.[10] ont simulé l'écoulement 3-D à l'intérieur de l'éjecteur fonctionnant au R245fa. Dans cette étude, un modèle de gaz réel compressible a été appliqué sur un grand nombre d'éléments du maillage. Les résultats fournissent un aperçu fiable des observations simulées du processus d'écoulement qui a lieu à l'intérieur d'un éjecteur, y compris l'existence du canal convergeant élargie de fluide primaire et de l'onde de choc.

L'idée de concevoir un éjecteur avec le minimum de pertes créées par le choc normal dénommée « méthode de changement de la quantité de mouvement à taux constant », (Constant Rate Momentum Change CRMC), est proposée par Eames [39]. L'éjecteur est conçu de telle sorte que la pression statique du mélange augmente progressivement de l'entrée à la sortie de l'éjecteur. Sans le choc, il n'y a aucune perte de pression statique. Ainsi le rapport de compression de l'éjecteur CRMC est augmenté tandis que le taux d'entraînement reste inchangé. De la même manière, les pertes créées par le choc normal sont minimisées lors des expériences de Chunnanond et Aphornratana [10]. La méthode utilisée consiste à réduire la vitesse d'écoulement à une valeur sonique à l'aide de l'éjecteur avec une buse à section plus petite. Les résultats expérimentaux sont en parfait accord avec ceux de Eames [39]. Cependant, l'éjecteur se bloque lorsque le diamètre au col devient trop petit.

Dans l'étude de Garris [40], il est proposé de décélérer le fluide primaire et de le détendre dans une tuyère primaire asymétrique rotative. Il pensait que le mouvement tangentiel du fluide primaire pourrait réduire la force de cisaillement et, par conséquent, le cisaillement du mélange lors du processus d'entraînement. Toutefois, cette conception introduit des pièces en mouvement et elle est extrêmement compliqué par rapport à un éjecteur classique. Similaire à Garris [40], mais plus simple, les irréversibilités produites par le procédé de mélange sont également réduites par l'utilisation d'une tuyère en pétale de fleur représenté sur la Figure 1.24 à la place de la tuyère conique primaire conventionnelle [41].

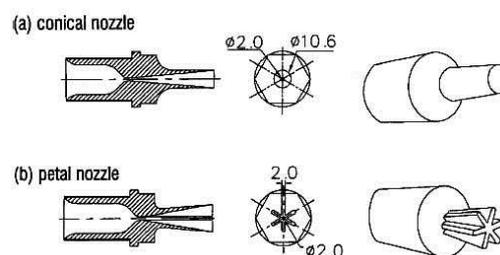


Figure 1.24 :Géométrie de la tuyère primaire en pétale étudiée [41]

1.2.6 Variation de l'efficacité globale des éjecteurs au CO₂

Le dioxyde de carbone (CO₂) est préconisé comme l'un des fluides frigorigènes naturels pour le remplacement des CFC et des HCFC dans les systèmes à compression de vapeur en raison de ses caractéristiques respectueuses de l'environnement (ODP = zéro et PRG= GWP extrêmement faible). Cependant, le système au CO₂ fonctionne avec des pressions élevées et des pertes importantes lors de la détente. L'efficacité faible du cycle classique de réfrigération au CO₂ transcritique par rapport aux systèmes à compression de vapeur fonctionnant avec des fluides frigorigènes de la famille des HFC et HCFC est un obstacle majeur pour le développement d'applications pratiques [42]. Pour augmenter l'efficacité du système au CO₂, un échangeur de chaleur interne telle que présenté dans les Figures 1.25 à 1.28 a été introduit dans les systèmes conventionnels au CO₂ [42-46,116] et dans les systèmes équipés d'éjecteurs.

La production frigorifique réduite et le COP faible à des températures extérieures élevées représentent un inconvénient inhérent aux systèmes au CO₂ transcritique améliorés par une combinaison des méthodes suivantes : la compression étagée, la détente avec refroidissement, l'usage d'échangeur de chaleur interne et la récupération du travail de détente [43].

Les pressions de travail élevées et en particulier les grandes différences de pressions entre les côtés d'absorption de la chaleur et de rejet thermique font du R744 un fluide idéal pour la récupération des travaux de détente, à cause des différences entre la détente isenthalpique et la détente isentropique qui deviennent plus prononcés.

Liu et al. (2002) [48] ont utilisé l'approche de modélisation de Kornhauser et ont calculé une amélioration du COP théorique entre 6 % et 14 %, pour un système transcritique au R744 avec un éjecteur diphasique. Jeong et al. [49] ont étudié par simulation numérique les caractéristiques d'un éjecteur diphasique et les performances du cycle fonctionnant avec éjecteur. Ils ont supposé un rendement de l'éjecteur de 0,9 et ont constaté que le COP du cycle au CO₂ avec éjecteur est de 22 % supérieur à celui du cycle sans éjecteur.

Deng et al. [50] ont effectué une analyse théorique d'une machine de réfrigération à détente par éjecteur au CO₂ transcritique, qui utilise un éjecteur en tant que dispositif de détente principal. Ils ont supposé un rendement de 0,7 de la tuyère motrice de l'éjecteur et un rendement de 0,8 de la chambre d'aspiration, et ont constaté que le COP de refroidissement maximale du cycle à détente par éjecteur est de 22 % supérieure au COP de refroidissement d'un cycle classique de réfrigération à compression de vapeur et de 18,6% par rapport au système avec échangeur de chaleur interne et que la capacité le

refroidissement du cycle à détente par éjecteur est de 11,5 % supérieure à la capacité de refroidissement du cycle classique de réfrigération Figure 1.29. En outre, la performance du cycle à détente par éjecteur a été jugée très sensible aux conditions de fonctionnement.

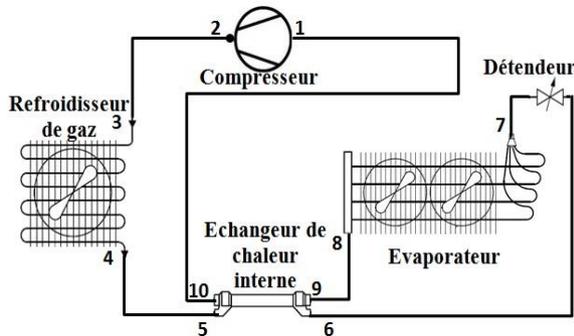


Figure 1.25 : Schéma du système au CO₂ transcritique avec échangeur de chaleur interne

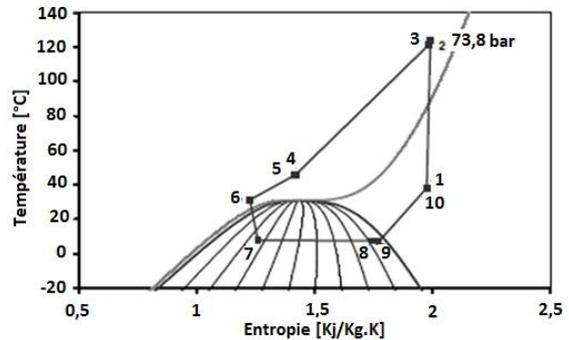


Figure 1.26 : Diagramme Ts du système au CO₂ transcritique avec échangeur de chaleur interne

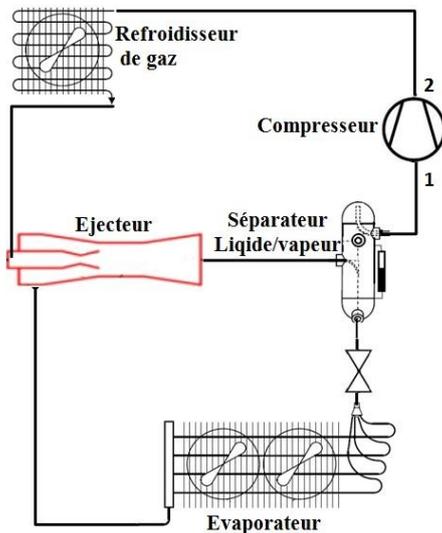


Figure 1.27 : Schéma du système au CO₂ transcritique avec éjecteur

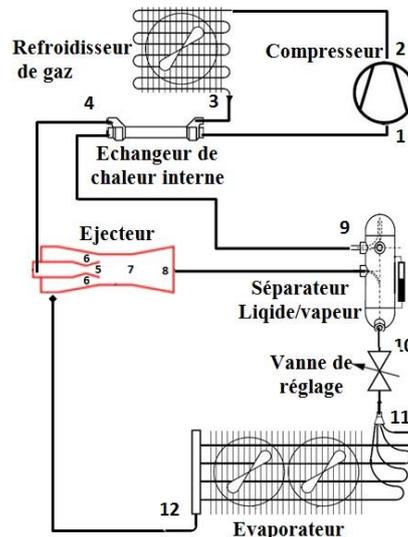


Figure 1.28 : Schéma du système au CO₂ transcritique avec éjecteur et échangeur de chaleur interne

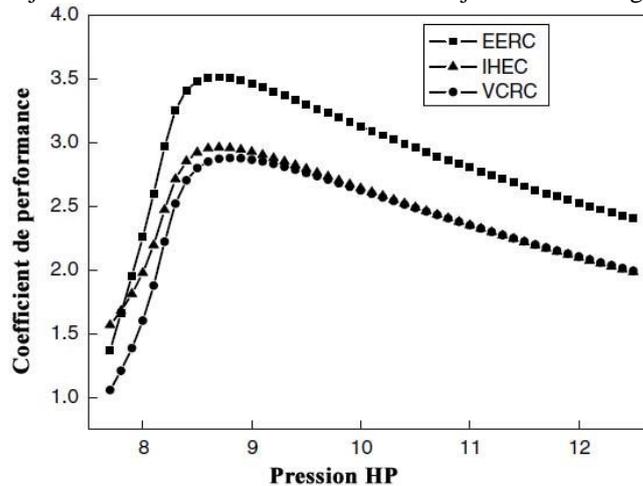


Figure 1.29 : Coefficient de performance du cycle équipé d'éjecteur, du cycle avec échangeur de chaleur et du cycle conventionnel en fonction de la pression HP étudié par Deng et al [50]

Li et Groll en 2005 [51] suppose l'efficacité de la tuyère motrice et de la chambre d'aspiration de l'éjecteur égale à 0,9, et une efficacité du diffuseur de 0,8 dans le modèle d'une machine frigorifique au CO₂ équipé d'éjecteur. Ils ont constaté que le COP du cycle transcritique au CO₂ à détente par éjecteur peut être amélioré de plus de 16 % par rapport au cycle de base du CO₂ transcritique pour les conditions de fonctionnement d'une installation typique de climatisation. Ksayer et Clodic en 2006 [52] supposent l'efficacité de la tuyère motrice et de la chambre d'aspiration égale à 0,85, et une efficacité du diffuseur de 0,75 dans un modèle d'éjecteur avec mélangeur à pression constante. Ils ont constaté que le COP du cycle au CO₂ transcritique à détente par éjecteur peut être amélioré de plus de 15 % par rapport au cycle transcritique classique pour des conditions de fonctionnement typiques de conditionnement d'air.

Les résultats expérimentaux de Elbel et Hrnjak 2008 [43] ont montré que l'éjecteur permet d'améliorer en même temps la production frigorifique et le COP jusqu'à 7 % et 8 %, respectivement, dans le système au CO₂. Liu et al. [42] ont conçu un éjecteur réglable pour le conditionnement d'air au CO₂. L'effet de la géométrie de l'éjecteur (diamètre au col de la tuyère motrice et distance X entre le plan de sortie de la tuyère motrice de l'entrée de la section de mélange) sur le taux d'entraînement, le rapport de compression du compresseur, la capacité de refroidissement et la puissance du compresseur ont été étudiés expérimentalement. Ils ont conclu qu'un diamètre au col de la tuyère motrice (d^*) de 1,8 mm et une distance X de 12 mm permettent d'obtenir le COP le plus élevé.

1.2.7 Éléments pour la conception des éjecteurs diphasiques

Les éjecteurs diphasiques constituent une alternative intéressante aux dispositifs classiques de détente pour plusieurs décennies. Le principal avantage de l'éjecteur peut être trouvé dans la récupération de l'énergie de détente normalement perdue. Néanmoins, une bonne conception d'un éjecteur diphasique pour la récupération de l'énergie de détente nécessite une analyse détaillée tant en termes de simulations numériques que de travail expérimental. Au cours des vingt dernières années, des efforts importants ont été investis dans le développement de codes de calcul capables d'évaluer les principales performances de l'éjecteur diphasique, à savoir le taux d'entraînement et le rapport de compression ainsi que les profils de pression, vitesse et densité. Cependant, les capacités des outils informatiques du commerce disponibles pour la modélisation mathématique des éjecteurs diphasiques sont encore très limitées.

La modélisation des éjecteurs est encore une zone de recherche très diversifiée et évolutive. Les modèles sont classés en trois familles : numérique (souvent appelée CFD pour la dynamique des fluides informatiques), thermodynamique (0D ou 1D) et empirique ou semi-empirique [53]. La CFD est un procédé de prédiction puissant, capable de générer les données de flux. Il est toutefois difficile d'établir une telle application, dont les résultats dépendent fortement des modèles de turbulence employés [47,54], ainsi que des modèles de mélange dans le cas de l'écoulement diphasique, [43,53].

La recherche récente sur les modèles numériques est très active et continue d'améliorer notre compréhension des effets locaux spécifiques dans l'éjecteur [56, 57, 58, 59, 60]. Bien que ces modèles offrent des avantages en termes de précision des résultats, ils sont très complexes, ont besoin de beaucoup de temps de calcul et ont besoin d'un choix approprié pour le maillage et le type de modèle de turbulence. Il a été suggéré, jusqu'en 2013, que bien que la CFD puisse prédire avec précision les performances de l'éjecteur pour le fonctionnement en mode critique, en mode sous-critique, ces modèles peuvent générer des erreurs dans la plage de 40-50 % en termes de prédiction du taux d'entraînement [61]. Une évaluation plus réaliste des modèles CFD bien construits est qu'ils fournissent des valeurs de prédiction de taux d'entraînement en mode de fonctionnement critique dans une plage de 1 à 4 % des résultats expérimentaux, selon le choix du modèle de turbulence [62].

Les méthodes 1-D sont des procédés plus simples et moins coûteux que les techniques CFD étant donné qu'ils ne nécessitent pas de maillage complexe et que les calculs sont effectués dans une seule direction, [63]. Ils sont cependant difficiles à mettre en œuvre, par rapport aux méthodes thermodynamiques, car cette approche reste liée à la résolution d'équations aux dérivées partielles.

Les méthodes thermodynamiques sont les plus largement utilisées dans la littérature pour les modèles d'éjecteur diphasique et leur principal avantage est leur capacité à générer très rapidement des résultats.

Kornhauser [20] a développé l'un des premiers modèles thermodynamiques pour des éjecteurs diphasiques. L'approche était basée sur le modèle d'équilibre homogène (HEM Homogenous Equilibrium Model) et l'hypothèse d'un mélange à pression constante, couramment utilisée dans les éjecteurs. Des rendements isentropiques sont utilisées pour tenir compte des pertes de charge dans la tuyère primaire et dans le diffuseur. Une pression constante est imposée au cours du processus de mélange, où aucun frottement et pertes au cours de mélange ne sont considérés.

Le modèle de Kornhauser a été utilisé par de nombreux chercheurs [51,65], et reste populaire, en raison de sa simplicité. Cette approche présente toutefois un certain nombre de faiblesses. Par exemple, la sélection de l'efficacité isentropique d'un modèle thermodynamique peut être difficile, surtout lorsqu'il traite un écoulement diphasique [64].

Comme certains tests expérimentaux le suggèrent, de nombreux auteurs ont fixé ces rendements inférieurs à ce qu'ils sont généralement dans les éjecteurs monophasiques. Dans le document de Lawrence et Elbel [66] par exemple, les rendements sélectionnés de la tuyère primaire, de la tuyère secondaire et du diffuseur sont égaux respectivement à 0,8, 0,8 et 0,75.

En 1990, une analyse a été effectuée par Kornhauser [20] sur le cycle de réfrigération à détente par éjecteur pour déterminer l'amélioration de la performance du cycle de réfrigération à compression de vapeur. Huit frigorigènes ont été utilisés, R11, R12, R113, R114, R500, R502, R22 et R717. Un modèle itérative unidimensionnel pour le système au R12 avec éjecteur diphasique a été présenté dans son travail [20]. Il a défini des efficacités pour les composants individuels de l'éjecteur, à savoir la tuyère primaire, la chambre d'aspiration, et le diffuseur. Ces efficacités ont été introduites pour représenter les écarts par rapport au processus isentropiques. Il a montré une amélioration du COP théorique de 21 % plus élevé par rapport au cycle conventionnel avec une vanne de détente pour une température d'évaporation de -15 °C et une température de condensation de 30 °C . Par variation du mélange à pression constante, il a montré que les pertes causées par le cisaillement peuvent être réduites lorsque les deux courants entrent dans la chambre de mélange avec des vitesses similaires. Beaucoup de modèles d'éjecteur diphasique disponibles dans la littérature ouverte sont basées sur cette approche.

Le modèle Kornhauser, dans sa version primaire, ne permet pas la conception optimale des éjecteurs, puisque aucune disposition pour la conception critique de la tuyère primaire n'ait été prise et aucune considération sur la formation d'onde de choc dans la chambre de mélange n'est faite. Un certain nombre de chercheurs ont tenté d'améliorer le modèle de Kornhauser.

Nakagawa et al. [68] ont proposé une approche hybride, qui consiste en une combinaison de considérations 1-D et thermodynamiques. La tuyère primaire est conçue sur la base d'un rendement isentropique tandis que l'approche 1-D est utilisée pour le reste du corps de l'éjecteur. Dans leur développement, l'équation de conservation de la quantité de mouvement a été considérée pour chaque phase, où un coefficient de frottement à la paroi a été appliqué uniquement à la phase vapeur qui est supposée être en contact avec la paroi.

Une telle approche a permis aux auteurs d'analyser les caractéristiques géométriques de la chambre de mélange. Une approche similaire a été adoptée par Banasiak et Hafner [68], où la chambre de mélange est traitée par une approche thermodynamique simple, les autres éléments de l'éjecteur sont modélisés par une approche 1-D. Dans ce procédé, le flux diphasique est supposé avoir une vitesse homogène avec un déséquilibre thermique entre les phases.

Dans le modèle développé par Liu et Groll [69], l'écoulement critique a été pris en compte dans la tuyère primaire en supposant que le débit au col était sonique, selon la relation de Attou et Seynhaeve [70]. Un coefficient de mélange a également été inclus dans l'équation de quantité de mouvement décrivant l'écoulement dans le mélangeur. La variation de la pression dans le diffuseur a été modélisée au moyen d'un facteur de récupération, sur la base de la corrélation donnée par Owen et al. [71]. En utilisant ce modèle et les résultats expérimentaux pour un éjecteur fonctionnant au CO₂ dans des conditions transcritiques comme un détendeur, Liu et Groll [72] ont montré que les rendements des tuyères et de la chambre de mélange, peuvent grandement varier, en fonction de la géométrie de l'éjecteur et des conditions opératoires. Khaled Ameer et al [47] proposent un modèle fondé également sur les principes du modèle d'équilibre homogène HEM (Homogenous Equilibrium Model) pour la conception des éjecteurs gaz - liquide diphasique. Les flux primaire et secondaire sont traités de manière à maximiser les débits massiques. Cela permet de contourner le calcul de la vitesse diphasique du son, qui représente généralement le principal critère pour qualifier les conditions d'écoulement, mais son calcul dans les conditions diphasiques reste encore approximatif d'après l'auteur. La validation est partiellement réalisée avec les données obtenues sur un montage expérimental, construit à cet effet.

Liu et al. (2012) [42] ont effectué une analyse numérique de la géométrie des éjecteurs au CO₂, sur la base de laquelle les auteurs ont développé un modèle 1-D d'éjecteur pour en déterminer la forme. La géométrie entière est divisée en sous-modèles, et le rendement de chaque élément de l'éjecteur est examiné. Les sections ont été définies par un modèle d'équilibre homogène (HEM) de la tuyère motrice, de la chambre d'aspiration, du mélangeur et du diffuseur. Le système est développé sur la base de l'approche présentée dans une étude réalisée par Katto (1969) [73], dans lequel le flux critique diphasique est décrit comme un flux diphasique à équilibre homogène.

Le COP du cycle au CO₂ transcritique avec un dispositif de détente par éjecteur est très sensible à l'efficacité de l'éjecteur [74]. Cependant, la connaissance de l'efficacité de l'éjecteur est très limitée dans la littérature. Dans de nombreuses études, individuellement les

efficacités des éléments de l'éjecteur sont supposées varier de 0,7 à 0,9 [2-5,10, 22, 23, 31, 37, 75,76]. Sarkar [77] a supposé une efficacité de la tuyère de 0,8 et une efficacité du diffuseur de 0,75 dans la modélisation mathématique et la simulation des cycles des pompes à chaleur transcritique au CO₂ à détente par éjecteur.

En 2011, Elbel [9], et en 2012, J Sarkar [78] et Sumeru et al. [79] ont réalisé un examen détaillé de la littérature sur les éjecteurs diphasiques et leurs applications dans les systèmes de réfrigération à compression de vapeur et dans les pompes à chaleur. Dans ces articles, ils décrivent une théorie approfondie sur les caractéristiques des deux systèmes de compression de vapeur transcritique et subcritique avec diverses configurations du cycle, y compris des discussions sur les caractéristiques de fonctionnement et les contrôles de base des cycles à éjecteur, la modélisation zéro dimension et les effets de la géométrie de l'éjecteur, et plusieurs autres cycles équipés d'éjecteur.

Plus récemment, Kawamura et Nakagawa [80], en 2013, ont analysé les caractéristiques de l'écoulement diphasique à ondes de choc oblique dans le cas du dioxyde de carbone diphasique supersonique.

Randheer et Ashwin [81] dans leurs travaux dédiés à l'étude du mélange de fluide ont ainsi porté une attention particulière à la géométrie de la chambre d'aspiration de flux secondaire. Il recommande ainsi un angle du convergent secondaire situé entre 5 et 15°.

Harrell et Kornhauser [50] ont trouvé une amélioration de COP 3,9 % à 7,6 % en utilisant le R134a en tant que fluide frigorigène avec un éjecteur diphasique comparé au cycle conventionnel. Menegay et Kornhauser [82] supposent que la mauvaise performance initiale des cycles de réfrigération qui utilisaient un éjecteur diphasique comme organe de détente était due aux conditions de non-équilibre dans la tuyère motrice. Ils ont suggéré afin de permettre une détente partielle du liquide primaire en amont de la tuyère, de créer de nombreuses petites bulles qui agiraient comme des sites de nucléation, ce qui aiderait éventuellement la rupture de flux primaire dans la section de mélange. Ces bulles sont développées dans le tube d'écoulement de la tuyère primaire moyennant deux localisations simultanées de section critique. Le détail de la tuyère primaire est donné sur la Figure 1.30. Le COP du cycle de refroidissement avec éjecteur utilisant cette technique était amélioré de 3,8 % par rapport au cycle conventionnel dont le R-12 est utilisé comme frigorigène et dans des conditions standards [82].

Compte tenu des idées de Menegay et Kornhauser [82], Reddick et al.[83,115] et Li Qian Renet al.[84] ont incorporé à la fois une aiguille réglable et une gorge fixe dans leur

conception d'éjecteur (Figure 1.30) et ont trouvé des meilleurs résultats lorsque la gorge réglable et la gorge fixe avaient la même section [83-84].

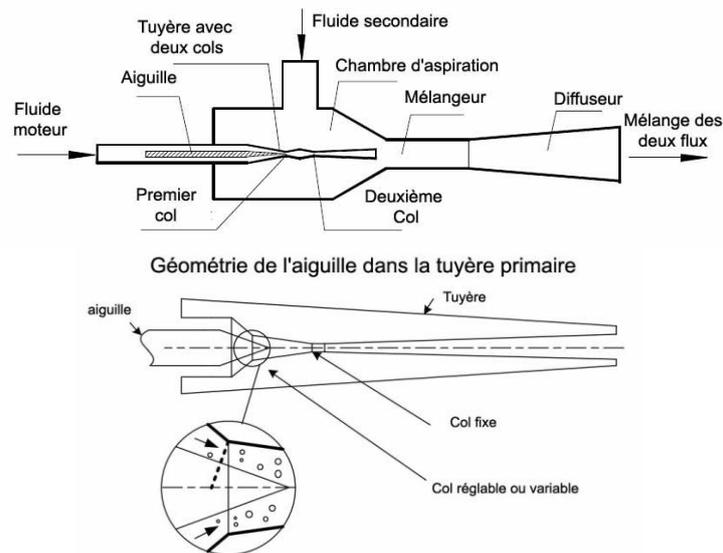


Figure 1.30 : détail de l'éjecteur avec deux cols dans la tuyère motrice

Domanski [64] a remarqué que le rendement de l'éjecteur influence significativement le COP du cycle de refroidissement équipé d'un éjecteur. Il a étudié l'impact d'un échangeur interne sur l'efficacité du cycle frigorifique pour de nombreux frigorigènes. Avec le CO₂ les bénéfices sont substantiels car la présence d'un échangeur interne diminue la pression au COP optimal.

Plusieurs chercheurs ont continué de la même manière que Kornhauser [20], mais ils ont modifié les hypothèses de départ [43, 85, 86,87].

L'approche de modélisation itérative de Kornhauser a été utilisée par Nehdi et al. (2007) [87] pour étudier numériquement les performances d'un système à compression de vapeur au moyen d'un éjecteur diphasique au lieu d'une vanne de détente. Les différents fluides de travail testés ont été caractérisés par un rejet de chaleur sous-critique. Parmi les fluides considérés, le R141b qui a donné les améliorations les plus élevées du COP, soit 22 % de plus comparé à un système de base avec une vanne de détente pour une température d'évaporation de 5 °C et une température de condensation de 40°C comme conditions de fonctionnement. Les propriétés des fluides réels sont calculées à partir de la base des données REFPROP. Selon le même travail de simulation de Nehdi et al. [87] le rendement du cycle à compression de vapeur à détente par éjecteur dépend des paramètres géométriques de l'éjecteur qui ont des effets notables sur les performances du système.

Minetto et al. [88] ont comparé les performances entre les systèmes de pompes à chaleur au CO₂ équipés d'un éjecteur et d'une vanne de détente, et ont trouvé que le bénéfice de l'éjecteur sur le COP augmente quand les pertes exergetiques du processus de détente isenthalpique augmente.

Disawas et Wongwises [89] ont étudié expérimentalement les performances du cycle de réfrigération à détente par éjecteur sans la vanne de détente en amont de l'évaporateur de sorte que l'évaporateur soit noyé par le fluide frigorigène. Leurs essais ont montré une amélioration du COP pour des températures de source froide plus faible par rapport au cycle conventionnel fonctionnant au R134a.

Cizungu et al. (2005) [90] ont réalisé une conception unidimensionnel (1D) et une analyse numérique hors-conception (off-design) pour les éjecteurs diphasiques à ammoniac et ammoniac-eau; ils ont d'abord validé leur modèle sur un système de réfrigération au R11. Basé sur une approche développée, les auteurs ont optimisé la géométrie de l'éjecteur pour atteindre des valeurs maximales que ce soit pour le taux d'entraînement que pour le rapport de compression.

Varga et al. (2009) [91] ont étudié numériquement (avec un logiciel commercial de CFD l'influence de la géométrie des paramètres sélectionnée, à savoir, le rapport de surface entre la tuyère motrice et le mélangeur, la position du plan de sortie de la tuyère, et la longueur du mélangeur, sur les performances d'un éjecteur à vapeur. Les résultats indiquent l'existence de valeurs optimales pour ces trois paramètres.

Nakagawa et al. [92] ont prouvé expérimentalement que les profils de pression de détente pour un tronçon divergent des tuyères motrices au CO₂ peuvent significativement différer des profils calculés selon l'équilibre homogène isentropique (IHE Isentropic Homogeneous Equilibrium), ce qui indique que des phénomènes d'ébullition y apparaissent hors équilibre à l'état sursaturée.

Basé sur les résultats présentés par Nakagawa et al [92], Angielczyk et al. [93] utilisent le modèle de relaxation homogène (HRM) pour la modélisation 1D de la tuyère motrice de l'éjecteur. Les auteurs ont simulé les courbes de détente pour la géométrie de la tuyère sélectionnée et les conditions aux limites indiquées dans Nakagawa et al. [92], et ont obtenu une correspondance raisonnable.

Les limites de l'hypothèse de l'équilibre thermodynamique peuvent être surmontées en appliquant une analyse de fluide multidimensionnelle, transitoire et hétérogènes pour les écoulements diphasiques en CFD. Typiquement, les éjecteurs air-eau ont été étudiés, selon Hemidi et al. [54] et He et al. [53], avec l'hypothèse que l'air obéit à la loi des gaz parfaits.

Cependant, lorsque les deux fluides ont la même composition chimique, l'analyse des phénomènes d'évaporation et de condensation doit être introduite dans l'outil de simulation.

Narabayashi et al. [94] ont mené une étude analytique et expérimentale sur les éjecteurs eau-vapeur, où les auteurs ont utilisé une discrétisation 2D de révolution, une formulation de l'état d'équilibre diphasique, comme homogène et non miscible, traité par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. Les seuls mécanismes des interactions d'interface entre les deux phases dans l'écoulement annulaire et coaxial sont modélisés par condensation directe de la vapeur sur la surface du jet d'eau et l'échange d'énergie cinétique entre les phases due au gradient de vitesse. Le modèle a été validé avec succès par comparaison des profils de température et de vitesse avec des données expérimentales.

Städtke [95] a formulé des équations générales de conservation pour un flux transitoire, 2D d'un fluide réel diphasique hétérogène. Le système d'équations comprend quatre paires d'équations principales aux dérivées partielles pour la conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et de l'entropie définis séparément pour chaque phase. L'auteur a présenté les résultats de nombreux tests de validation effectués pour différents cas en régime transitoire.

Bouziane 2014 [6], en utilisant la combinaison de plusieurs approches citées dans la littérature qui sont adaptées au problème unidimensionnel, a développé un outil de calcul robuste et suffisamment précis dans le but d'analyser le fonctionnement d'un éjecteur diphasique au CO₂. Il a étudié le fonctionnement de l'éjecteur à la fois dans les conditions du dimensionnement et de l'optimisation hors nominal. Avec cet outil, différentes configurations géométriques du système peuvent être analysées et la plus avantageuse, en fonction des conditions de fonctionnement, choisie.

Banasiak et Hafner (2011) [68] utilisent une approche unidimensionnelle aux différences finies pour calculer le débit de l'éjecteur. L'éjecteur est discrétisé et les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues pour chaque cellule. L'échange de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie entre les deux phases sont modélisés. En outre, un modèle d'équilibre retardée est utilisé pour modéliser les effets du non-équilibre thermique dans l'éjecteur. Dans ce modèle complexe 1-D qui a été proposé par Banasiak et Hafner (2011) [68], le domaine a été divisé en quatre modèles basés sur les caractéristiques d'écoulement : la tuyère motrice, la chambre d'aspiration et la chambre de prémélange ont été traitées à l'aide de modèles de flux simples, et le mélangeur et le diffuseur ont été traités à l'aide de modèle à deux flux. Banasiak et al.

(2012) [63] ont utilisé ce modèle pour analyser la relation entre le diamètre, la longueur du mélangeur et le rendement de l'éjecteur. De manière plus avancée, des modèles entièrement diphasiques, de type 3-D de différents éjecteurs ont été analysés dans le but principal de prédire les performances globales, telles que l'efficacité de l'éjecteur et le taux d'entraînement. Les modèles HEM développés indépendamment par Smolka et al. (2013) [96] et Lucas et al. (2014) [97] donnent un écart de 10 à 15 % du débit à l'entrée de la tuyère motrice pour les paramètres supercritiques.

Elbel et Hrnjak [65], en 2004, ont également utilisé l'approche de Kornhauser pour étudier numériquement l'effet de l'utilisation d'un échangeur de chaleur interne (ECI ou «IHX» en anglais) sur les performances d'un système au R744 transcritique avec éjecteur. Ils ont montré que les plus forts COP peuvent être obtenus avec à la fois un éjecteur et un ECI, même si les deux appareils sont en concurrence dans la réduction des pertes par laminage. Une autre conclusion de leurs études numériques est que la haute pression peut encore être utilisée pour maximiser les performances du système. Conformément à des résultats antérieurs qu'ils ont obtenus avec un concept qu'ils nomment « flash Gas By Pass » Elbel et Hrnjak [98] ont utilisé les diagrammes d'entropie massique température pour visualiser l'interférence entre la récupération de travail de détente et l'usage d'un échangeur de chaleur interne. Ils ont prédit qu'un éjecteur comportant des tuyères et diffuseurs ayant un rendement de 70 % peut remplacer un ECI avec une efficacité de 60 % pour atteindre le même COP pour une capacité de refroidissement donnée.

Plus tard, Elbel et Hrnjak (2006 [99], 2008 [43]) ont été en mesure de vérifier leurs prédictions numériques par des résultats expérimentaux. Leur prototype a été équipé d'une aiguille se prolongeant dans le col de la tuyère motrice, ce qui permet le contrôle de la pression du côté haute pression. Ils ont également souligné que l'utilisation d'un éjecteur peut entraîner une réduction de la chute de pression dans l'évaporateur, un accroissement du coefficient de transfert de chaleur durant l'évaporation, et une distribution améliorée du fluide frigorigène dans l'évaporateur. Les modèles empiriques, lorsqu'ils sont disponibles pour la gamme de fonctionnement et pour le fluide de travail choisi, offrent un excellent point de départ pour les études d'application exploratoires d'éjecteurs. R.B. Power [100] a tracé un graphique pour les éjecteurs à vapeur monophasique, sur la base d'un amalgame de données des fournisseurs d'éjecteurs de vapeur commerciaux disponibles, qui décrit le rapport d'entraînement en fonction des pressions sur les orifices d'entrée et de sortie de l'éjecteur. Ce graphique, illustré sur la Figure 1.31, n'est pas strictement un modèle, mais il contient les caractéristiques de performance des éjecteurs de vapeur réels sur une très large

gamme de paramètres de fonctionnement. El-Dessouky et al. [101] ont publié des relations empiriques pour les éjecteurs de vapeur, pour le fonctionnement de l'éjecteur dans les modes critiques et sous-critiques. D'autres modèles empiriques ou modèles semi-empiriques existent, mais leur gamme d'application est très limitée [102].

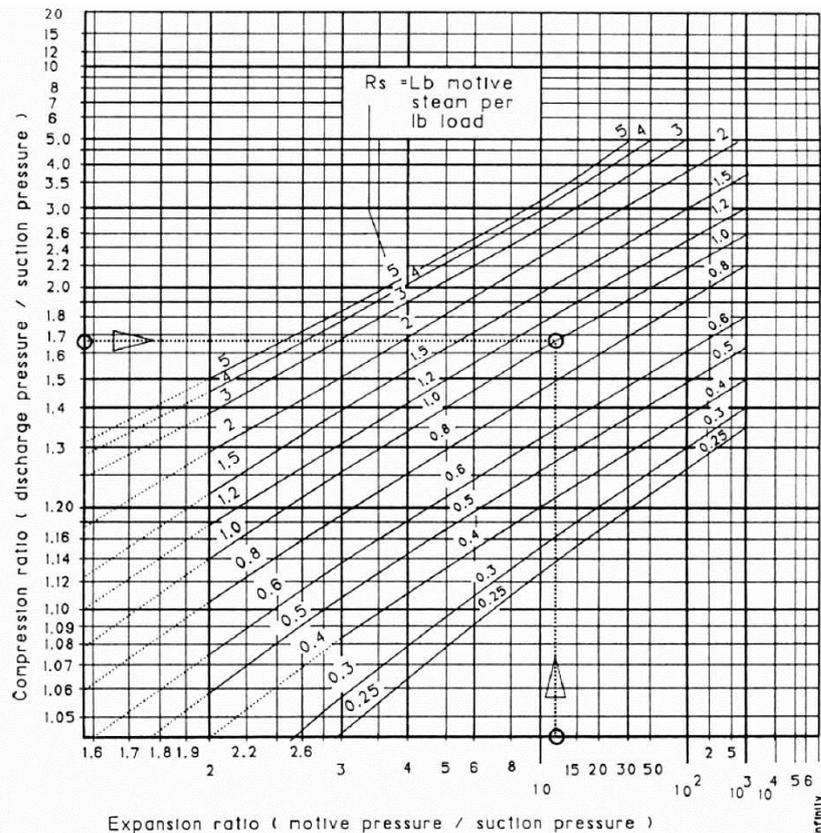


Figure 1.31: Comportement composite d'un éjecteur à vapeur [100]

1.2.8 Etudes expérimentales

Elbel et Hrnjak (2008) [43] ont étudié expérimentalement un système transcritique pour le fluide frigorigène R744 utilisant un éjecteur avec différentes dimensions de la tuyère motrice et du diffuseur. Ils ont constaté que l'éjecteur a un rendement plus élevé pour une haute pression relativement faible et qu'en dépit de l'efficacité faible des éjecteurs, le COP augmente lorsque la haute pression augmente en raison de l'utilisation de l'aiguille intégrée pour réduire la surface au col de la tuyère motrice de l'éjecteur. L'efficacité de l'éjecteur est affectée par la section au col de la tuyère motrice et par l'angle du diffuseur. Les efficacités les plus élevées sont obtenus lorsque l'angle du diffuseur est de 5° , angle le plus petit qui a été utilisé pour récupérer la pression statique du fluide diphasique à haute vitesse entrant dans le diffuseur. Des efficacités d'éjecteur variant entre 3,5 % et 14,5 % ont été obtenus pour différents angles de diffuseur (5° , 10° , 15°) et une température de l'air extérieur (35°C ,

45°C) à $T_{\text{int}} = 27 \text{ °C}$, $RH_{\text{int}} = 30 \%$, et $\varepsilon_{\text{ECI}} = 60 \%$. Elbel (2011) [9] a présenté plus de résultats sur la façon dont les performances de l'éjecteur au R744 sont affectées par les variations de la géométrie, à savoir l'angle de divergent du diffuseur et la longueur du mélangeur.

Les meilleures performances enregistrées d'éjecteur ont été obtenues pour la valeur la plus basse de l'angle de divergent du diffuseur, $\alpha_{\text{dif}} = 5^\circ$, cependant, l'auteur prévoit un potentiel d'optimisation autorisé par le compromis entre l'énergie cinétique due à la formation de vortex et les pertes de charge dues aux frottements. En outre, l'auteur a obtenu une efficacité de l'éjecteur la plus élevée pour le mélangeur le plus court ayant $L_m / d_m = 2,68$, ce qui est supposée être causée par la réduction des pertes de charge par frottement et par les modèles les plus favorables d'onde de choc dans la section de mélange. De plus, la sélection de la longueur de la section du mélangeur examinée ne permet pas la détermination des réductions de rendement de l'éjecteur causées par un mélange incomplet du débit primaire et du débit secondaire.

Elbel [9] a présenté une revue sur le système de réfrigération équipé d'éjecteur et les résultats expérimentaux pour la réfrigération au CO_2 . Il a utilisé un certain nombre de modules de diffuseurs semblables à son étude précédente [43], et il a utilisé quatre longueurs différentes de la zone constante du mélangeur : 7,5, 33,5, 57,5 et 82,5 mm.

Il a constaté que la longueur de la zone constante affecte de manière significative l'efficacité de l'éjecteur. La zone constante la plus courte a donné un rendement atteignant 15 % et l'efficacité a chuté à 7 % pour le plus long. Le flux secondaire et le rapport de compression augmentent pour la zone constante la plus courte. L'amélioration de la capacité de refroidissement et du COP par rapport au cycle standard était de 7 % et 8 % respectivement, la même chose que ses conclusions antérieures [43].

Lucas et Koehler (2012) [44] ont présenté la caractéristique de fonctionnement d'un éjecteur au CO_2 validée expérimentalement. Cette caractéristique est utilisée en combinaison avec des modèles simples pour les autres composants du cycle de réfrigération pour simuler le cycle à éjecteur. Les résultats de l'étude numérique du cycle à éjecteur sont discutés. Lucas et Koehler [44] ont étudié expérimentalement la relation entre l'efficacité de l'éjecteur et la haute pression. Les résultats montrent que l'efficacité de l'éjecteur présente un maximum. La haute pression à laquelle l'efficacité de l'éjecteur est maximale diminue avec la diminution de la pression d'évaporation. Par ailleurs, on peut constater que l'efficacité de l'éjecteur diminue avec la diminution de la pression d'évaporation, ainsi que l'augmentation des températures à la sortie du refroidisseur de gaz. La dépendance de l'efficacité de

l'éjecteur avec la température de sortie du refroidisseur de gaz est faible pour une pression d'évaporation de 3,4 MPa, où l'efficacité maximale de l'éjecteur diminue de moins de 1 % pour une température de sortie du refroidisseur du gaz variant entre 30 °C et 40 °C. Cependant, cette dépendance est plus forte pour une pression d'évaporation de 2,6 MPa, où une diminution de 20 % de l'efficacité maximale de l'éjecteur est enregistrée.

Nakagawa et al. (2011) [103] ont étudié l'effet de la longueur du mélangeur sur l'efficacité de l'éjecteur au R744. Les auteurs ont étudié trois variantes différentes d'un mélangeur à section rectangulaire ($L_m = 5$ mm, $L_m = 15$ mm et $L_m = 25$ mm). Ils ont déterminé l'efficacité de l'éjecteur et le COP du cycle de base et du cycle à éjecteur avec et sans échangeur de chaleur interne. L'efficacité maximale mesurée du cycle avec éjecteur sans échangeur de chaleur interne est de 11 %, tandis que l'efficacité du cycle à éjecteur atteint jusqu'à 17 % avec échangeur de chaleur interne. La conception optimale était trouvée pour la variante intermédiaire, $L_m = 15$ mm, où la récupération de pression, le débit d'aspiration, le taux d'entraînement, et le COP du système global pour tous les conditions expérimentales, sont les plus élevés.

Nakagawa et al. [104] ont montré expérimentalement que le COP du système à éjecteur au CO₂ transcritique avait une amélioration supérieure à 27 % lorsqu'un ECI à tubes concentriques de 60 cm est employé.

Lee et al. [105] ont présenté des résultats expérimentaux obtenus à l'aide d'un système de réfrigération au CO₂ transcritique avec détente par éjecteur et ECI. Ils ont montré que le COP frigorifique est d'environ 15 % supérieure à celui du système conventionnel et le COP atteint un maximum lorsque le taux d'entraînement est de 0,9.

Yari [106] a analysé un cycle de réfrigération transcritique au CO₂ avec éjecteur et une compression à deux étages, comprenant un échangeur de chaleur et un refroidisseur intermédiaire et il a montré que le COP et l'efficacité du deuxième cycle proposé sont en principe de l'ordre de 12,5 et 21 % supérieure à ceux du cycle classique à deux étages de la Figure 1.32.

Banasiak et Hafner comme indiqué dans [109] ont présenté une étude approfondie de l'influence de la géométrie de l'éjecteur sur son efficacité. Le diamètre du tube de mélange, sa longueur et l'angle du diffuseur ont été modifiés. L'efficacité de l'éjecteur révèle un maximum par rapport à la haute pression. Les résultats concernant la longueur du tube de mélange et le diamètre du tube de mélange sont similaires aux données publiées par Nakagawa et al. [103,104]. Les données montrent un optimum de longueur et de diamètre du

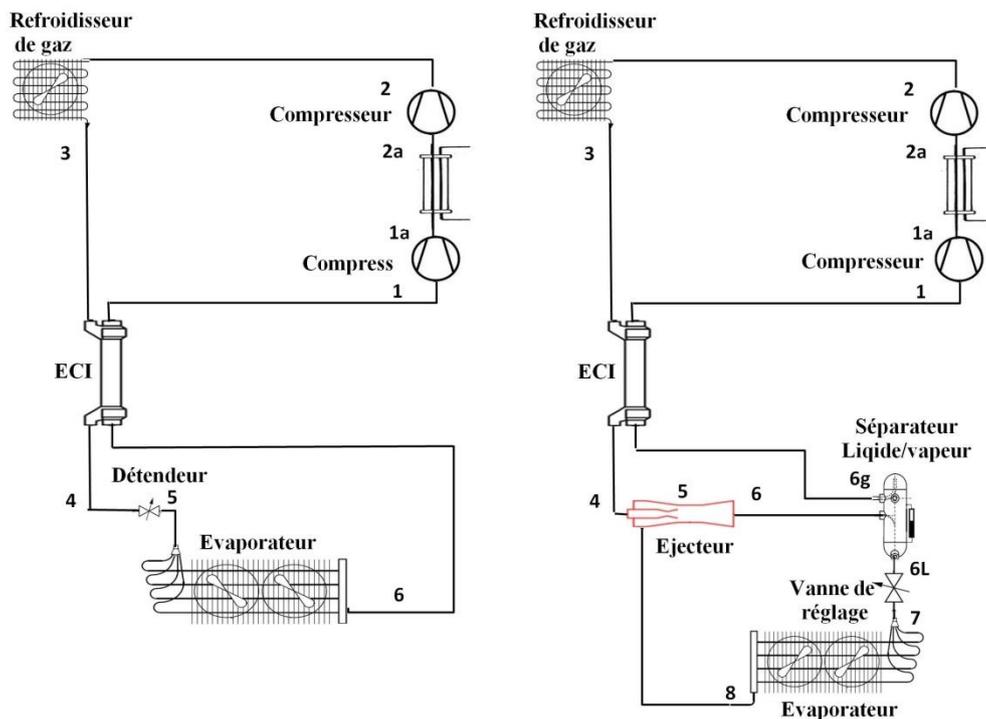


Figure 1.32 : Cycle de réfrigération à détente avec et sans éjecteur et compression à deux étages [106]

tube de mélange. La variation de l'angle du diffuseur montre une efficacité maximale de l'éjecteur avec un angle de diffuseur de 5° . Les données sont en accord avec les résultats de Elbel et Hrnjak (2008) [43]. L'efficacité maximale de l'éjecteur est de 34 %.

1.3 Utilisation des éjecteurs pour la récupération du travail de détente

L'utilisation des éjecteurs pour la récupération de travail dans les systèmes à compression de vapeur est un sujet de recherche étudié au cours des 25 dernières années environ. Les premiers travaux dans les années 1990 ont porté sur des prévisions de performances théoriques et des tests de performance des composants utilisant des fluides frigorigènes fonctionnant à basse pression. Il y a environ dix ans, un nombre important de recherche se sont focalisé sur l'application des éjecteurs diphasique dans les cycles au CO_2 transcritique. Le CO_2 a été considéré récemment comme un frigorigène alternatif possible qui pourrait remplacer les frigorigènes de la famille HFC actuellement utilisés et qui seront progressivement remplacés, et l'application de la technologie de l'éjecteur à des systèmes au CO_2 pourrait en améliorer l'efficacité substantiellement. En conséquence, une grande partie des recherches sur les éjecteurs diphasiques au cours des dix dernières années a porté sur les cycles transcritiques au CO_2 . Plusieurs études numériques sur les cycles équipés d'éjecteur au CO_2 transcritique ont été publiées en 2004, alors qu'à notre connaissance la première

étude expérimentale détaillée a été publiée en 2008 [108]; de nombreuses études expérimentales supplémentaires sont apparues principalement entre 2008 et 2012.

Comme déjà mentionné, un éjecteur diphasique peut être utilisé pour améliorer les performances d'un système de réfrigération par la réduction des pertes par laminage associés à l'utilisation des détendeurs. L'implantation d'un tel cycle transcritique au R744 et le diagramme enthalpie massique-pression correspondant sont représentés sur la Figure 1.33.

Il est à noter que le débit massique à travers le refroidisseur de gaz n'est pas identique au débit de l'évaporateur. Pour cette raison, Lorentzen [107] a suggéré d'utiliser un diagramme température entropie plutôt qu'un diagramme température –entropie massique.

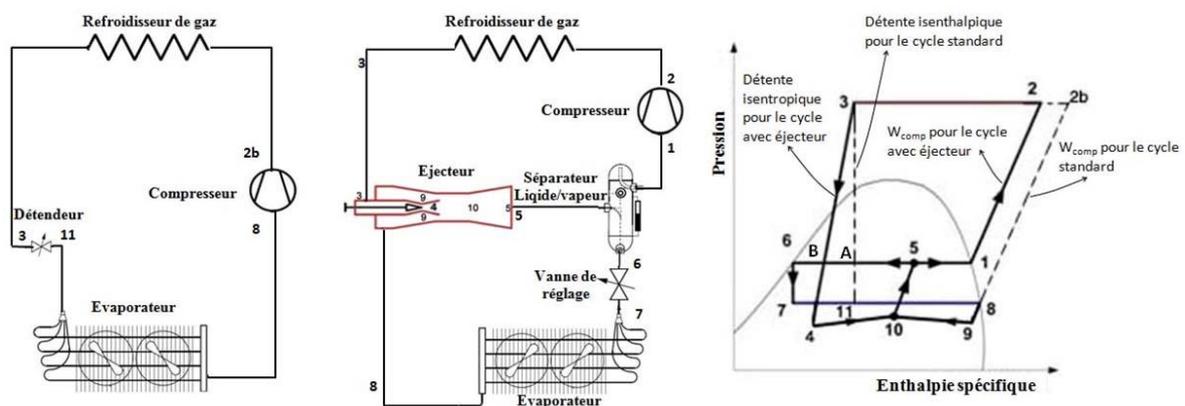


Figure 1.33 : Cycle de réfrigération transcritique au CO₂ : à gauche le cycle de base, à droite le cycle utilisant un éjecteur diphasique pour la récupération du travail de détente et leur représentation dans le diagramme Pression - enthalpie massique

Pour les moyennes et grandes capacités de refroidissement, les détendeurs thermostatiques ou automatiques sont utilisés comme dispositif de détente. L'utilisation d'un dispositif de détente classique provoque la perte d'énergie cinétique qui augmente en fonction de la chute de pression. Théoriquement, la détente est supposée être une transformation isenthalpique. L'utilisation d'un éjecteur comme un dispositif de détente va changer le processus isenthalpique en un processus isentropique comme indiqué sur la Figure 1.33. Sur cette figure, le processus isenthalpique est représenté par la transformation entre les points 3 et 11, tandis que le processus isentropique correspond à la transformation entre les points 3 et 4.

Pour le cycle standard le fluide frigorigène décrit un cycle entre les points 8, 2b, 3, 11 et 8. Alors que, dans le cycle à éjecteur EERC (Ejector Expansion Refrigeration Cycle) il y a deux flux, le flux primaire et le flux secondaire. Le flux primaire est mis en circulation par un compresseur à travers le refroidisseur de gaz, l'éjecteur et le séparateur (points 1, 2, 3,

4, 10, 5 et 1), tandis que le flux secondaire circule dans la vanne de détente, dans l'évaporateur, l'éjecteur et le séparateur (point 6, 7, 8, 9, 10, 5 et 6). Le mélange des flux primaire et secondaire effectué à section constante traverse le diffuseur (point 10 et 5).

Dans le cycle idéal, la vapeur saturée en provenance du séparateur liquide - vapeur entre dans le compresseur et elle est comprimée isentropiquement à une pression élevée et sa température augmente. La chaleur est rejetée d'une façon isobare dans le refroidisseur de gaz. Dans la tuyère primaire, le fluide primaire supercritique est détendu isentropiquement à la pression du mélange. Pendant le processus de détente le fluide primaire gagne de l'énergie cinétique.

La Figure 1.33 représente le schéma de principe du cycle standard et du cycle équipé d'éjecteur EERC. La pression au point 1 est supérieure à celle d'aspiration dans le cycle standard (point 8). Cela induit que le travail du compresseur du cycle à détente par éjecteur est inférieur à celui du cycle standard.

Le principe de fonctionnement de l'éjecteur diphasique en tant que dispositif de détente est similaire au fonctionnement de l'éjecteur dans d'autres applications, dans lequel le flux primaire à haute pression provoque l'aspiration d'un flux secondaire dans la chambre d'aspiration de l'éjecteur à partir de la basse pression et l'amène à une pression plus élevée à la sortie du diffuseur. Le flux moteur ou le flux primaire à haute pression est accélérée et se détend à travers la tuyère motrice, de 3 à 4. En outre, comme le fluide traverse la courbe de saturation, le fluide se vaporise partiellement et devient diphasique. Toutefois, dans la réalité le processus de détente se produit très rapidement rendant quasi improbable le maintien de l'équilibre hydrodynamique et thermodynamique du mélange diphasique. Par conséquent, des métastabilités pourraient provoquer une évaporation retardée du flux ce qui pourrait influencer les performances de l'éjecteur.

Le débit diphasique à haute vitesse assure le transfert de quantité de mouvement et l'entraînement du fluide secondaire sortant de l'évaporateur. Le flux à très grande vitesse entraîne une chute de pression au point 4 et induit l'écoulement du fluide secondaire du point 8 au point 9. Les deux flux sont mélangés à l'entrée de la chambre de mélange et deviennent un seul flux dans la zone à section constante. Le flux de mélange traverse la tuyère secondaire et passe du point 10 au diffuseur. Dans le diffuseur, le fluide frigorigène subit une décélération ce qui augmente sa pression (point 5). Le fluide frigorigène au point 5 s'écoule vers le séparateur. Le fluide frigorigène en phase vapeur dans le séparateur circule à travers le compresseur (point 1 à 2) en tant que flux primaire, alors que le fluide frigorigène

liquide provenant du séparateur circule à travers la vanne de détente et dans l'évaporateur (point 6, 7 et 8), en tant que flux secondaire.

La performance du cycle standard VCRC (Vapor Compression Refrigeration Cycle) peut être expliquée par le diagramme P-h représenté sur la Figure 1.33. Dans le cycle de réfrigération standard, le COP peut être calculée par l'équation (13) :

$$COP_{std} = \frac{Q_e}{W_{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{évap}}(h_8 - h_{11})}{\dot{m}_{\text{comp}}(h_{2b} - h_8)} \quad (13)$$

Etant donné que $\dot{m}_{\text{évap}} = \dot{m}_{\text{comp}}$ l'équation 1 devient :

$$COP_{std} = \frac{(h_8 - h_{11})}{(h_{2b} - h_8)} \quad (14)$$

Cette condition ne se produit pas dans l'éjecteur en tant que dispositif de détente, car le débit massique de l'évaporateur n'est pas le même que celui du compresseur. Ainsi, sur la Figure 1.33, le COP du cycle à éjecteur comme appareil de détente est le suivant :

$$COP_{\text{éjec}} = \frac{Q_e}{W_{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{évap}}(h_8 - h_7)}{\dot{m}_{\text{comp}}(h_2 - h_1)} \quad (15)$$

ou

$$COP_{\text{éjec}} = \frac{Q_e}{W_{comp}} = U \frac{(h_8 - h_7)}{(h_2 - h_1)} \quad (16)$$

Avec, U le taux d'entraînement de l'éjecteur.

L'équation (16) montre que l'augmentation du COP dépend du taux d'entraînement U de l'éjecteur. Puisque le taux d'entraînement de l'éjecteur dépend de plusieurs facteurs dont les conditions opératoires et la conception de l'éjecteur, donc une meilleure compréhension de cette dernière est cruciale dans l'amélioration du COP du système. Dans le cycle EERC, les performances de l'éjecteur sont caractérisées par l'utilisation de plusieurs paramètres, tels que le taux d'entraînement (U) et le rapport de compression (RC) et l'efficacité de l'éjecteur ($\eta_{\text{éjec}}$) défini par :

$$\eta_{\text{éjec}} = U \cdot \frac{(h_1 - h_8)}{(h_A - h_B)} \quad (17)$$

Les point A et B indiqués sur la Figure 1.33 représentent les enthalpies à la pression du diffuseur quand le processus est respectivement isenthalpique et isentropique. Pendant ce temps, les points 1 et 8 représentent les points à l'aspiration du compresseur et à la sortie de l'évaporateur, respectivement. Le taux d'entraînement (U), le rapport de compression (RC) et l'efficacité de l'éjecteur ($\eta_{\text{éjec}}$) sont des paramètres utiles pour mesurer les performances de

l'éjecteur. Ces quantités devraient être aussi grandes que possible pour améliorer l'efficacité du système. Un rapport de compression élevé de l'éjecteur diminue le taux de compression du compresseur. L'augmentation du taux d'entraînement permettra de réduire le débit massique du compresseur pour une production frigorifique donnée. L'efficacité de l'éjecteur augmente lorsque le taux d'entraînement et / ou le rapport de compression augmentent. Cependant, le taux d'entraînement ne peut être augmentée autant que voulu, car cela provoque, à débit secondaire constant, une diminution du débit primaire. Un taux d'entraînement élevé impliquerait un flux primaire aussi faible que possible.

Dans le diffuseur, l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression qui provoque une compression isentropique du flux diphasique avant sa pénétration dans le séparateur liquide-vapeur. Bien que la portion de vapeur du flux séparé soit renvoyée vers le compresseur, la pression du liquide est réduite d'une façon isenthalpique à travers la vanne de dosage avant son entrée dans l'évaporateur. L'évaporateur absorbe de la chaleur au cours d'une transformation isobare pour fournir l'effet de refroidissement désiré. Il convient de noter que certains modèles disponibles dans la littérature libre négligent le fait que la pression à l'entrée de la chambre de mélange doit être inférieure à la pression de sortie de l'évaporateur. Cette différence de pression est nécessaire pour l'entraînement du flux secondaire.

Un modèle de simulation numérique du cycle équipé d'éjecteur peut être basé sur une unité du fluide de travail à l'aspiration du compresseur. En conséquence, les rapports de débit de masse entre les composants peuvent être rédigés comme suit :

$$m_{comp} = m_{ref\ gaz} = m_{tuy\grave{e}re\ P} = 1 \quad (18)$$

$$m_{\acute{e}vap} = \mu \quad (19)$$

$$m_{m\acute{e}l} = m_{dif} = m_{tuy\grave{e}re\ P} + m_{\acute{e}vap} = 1 + \mu \quad (20)$$

Le débit moteur provenant du refroidisseur de gaz pénètre dans la tuyère primaire où le fluide transcritique se détend, se vaporise partiellement et accélère.

L'enthalpie à la sortie de la tuyère primaire est la suivante :

$$h_{S\ tuy\grave{e}re\ P} = h_{E\ tuy\grave{e}re\ P} - (h_{E\ tuy\grave{e}re\ P} - h_{S\ tuy\grave{e}re\ P})\eta_{tuy\grave{e}re\ P} \quad (21)$$

Dans la tuyère primaire, l'énergie de pression du fluide moteur entrant est convertie en énergie cinétique. L'équation de conservation de l'énergie à travers la tuyère primaire peut être écrite comme suit:

$$h_{E\ tuy\grave{e}re\ P} - h_{S\ tuy\grave{e}re\ P} = \frac{v_{S\ tuy\grave{e}re\ P}^2}{2} \quad (22)$$

La faible pression créée par le jet à haute vitesse entraîne la vapeur à partir de l'évaporateur vers la chambre d'aspiration, et ensuite elle se mélange avec le fluide moteur dans le mélangeur. La vitesse à la sortie du mélangeur peut être déterminée par l'équation de conservation de la quantité de mouvement dans la section du mélangeur :

$$v_{S\ mél} = \frac{v_{E\ mél}}{(1+\mu)} \quad (23)$$

Le fluide de travail est comprimé de nouveau en ralentissant sa haute vitesse dans la section de diffuseur et l'enthalpie à la sortie du diffuseur peut être déterminée comme suit :

$$h_{S\ dif} = h_{E\ dif} + \frac{(h_{S\ dif} - h_{E\ dif})}{\eta_{dif}} \quad (24)$$

Dans le diffuseur, l'énergie cinétique du fluide de travail est convertie en énergie de pression. L'équation de conservation de l'énergie dans la section du diffuseur est donnée par :

$$h_{S\ dif} - h_{E\ dif} = \frac{v_{E\ dif}^2}{2} \quad (25)$$

L'enthalpie à la sortie de l'éjecteur peut être déterminée par application de l'équation de conservation de l'énergie à travers l'éjecteur :

$$h_{S\ ejec} = \frac{(h_{E\ tuyère\ P} + h_{S\ évap}\ \mu)}{(1+\mu)} \quad (26)$$

Le titre vapeur du fluide de travail quittant l'éjecteur peut être déterminé par :

$$x_{S\ ejec} = \frac{1}{1+\mu} \quad (27)$$

Le rendement isentropique global de l'éjecteur peut être exprimé par :

$$\eta_{is\ ejec} = \eta_{tuyère\ P} \eta_{dif} \quad (28)$$

Pour le compresseur

Pour des pressions d'aspiration et de refoulement données, l'enthalpie à la sortie du compresseur est :

$$h_{S\ comp} = h_{E\ comp} + \frac{(h_{S\ comp\ is} - h_{E\ comp})}{\eta_{comp}} \quad (29)$$

Le rendement isentropique du compresseur est calculé par [118] :

$$\eta_{comp\ is} = 1,003 - 0,121 \left(\frac{P_{S\ comp}}{P_{E\ comp}} \right) \quad (30)$$

Le travail de compression du compresseur est :

$$w_{comp} = h_{S\ comp} - h_{E\ comp} \quad (31)$$

Pour l'évaporateur

La production frigorifique du cycle peut être calculée comme suit :

$$q_{évap} = (h_{S\ évap} - h_{E\ évap})\ \mu \quad (32)$$

CHAPITRE 2 : DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL

L'étude expérimentale porte sur un prototype d'une machine frigorifique air/eau utilisant le CO₂ comme fluide frigorigène et installé au CETHIL de l'INSA de Lyon. Dans ce chapitre, nous présentons une description détaillée des différents éléments du dispositif expérimental, ainsi que les appareils de mesures et d'acquisition des données mis en place pour les essais expérimentaux.

2.1 Eléments de l'installation

Le schéma général du banc d'essai est donné sur la Figure 2.1. Il comprend le circuit de fluide frigorigène dans lequel sont insérés les deux échangeurs constituant les sources thermiques, l'éjecteur, le compresseur et les appareils annexes et deux circuits d'eau et d'air permettant d'une part le contrôle et la régulation des différents paramètres des sources thermiques et d'autre part la réalisation des bilans précis sur les fluides secondaires de ces sources.

2.1.1 Circuit du CO₂

Le circuit CO₂ est composé des éléments classiques d'une machine frigorifique au CO₂. Il comprend essentiellement :

- un compresseur semi hermétique à pistons radiaux à 6 cylindres, de marque Bock référence RKX26/31-4 alimenté à l'aide d'un variateur de vitesse Danfoss permettant d'obtenir des vitesses allant du 0 à 1450 tr/min ;
- un échangeur coaxial à eau et à haute pression pour le refroidissement du gaz ;
- une bouteille anti-coup liquide ACL avec échangeur de chaleur ;
- une vanne de détente micrométrique ;
- un évaporateur à air ;
- un séparateur d'huile avec dispositif de commande du retour d'huile ;
- un jeu de vannes (V_B , V_{4D} , V_{4E} , V_5 , V_6 , V_{7E} , V_7 et V_8) permet de basculer d'une détente par vanne de détente à un fonctionnement avec l'éjecteur comme organe de détente dans le but de comparer les performances de la machine dans les deux cas et pour les mêmes conditions de fonctionnement. La vanne V_B servira de plus de by-pass de la bouteille séparatrice.

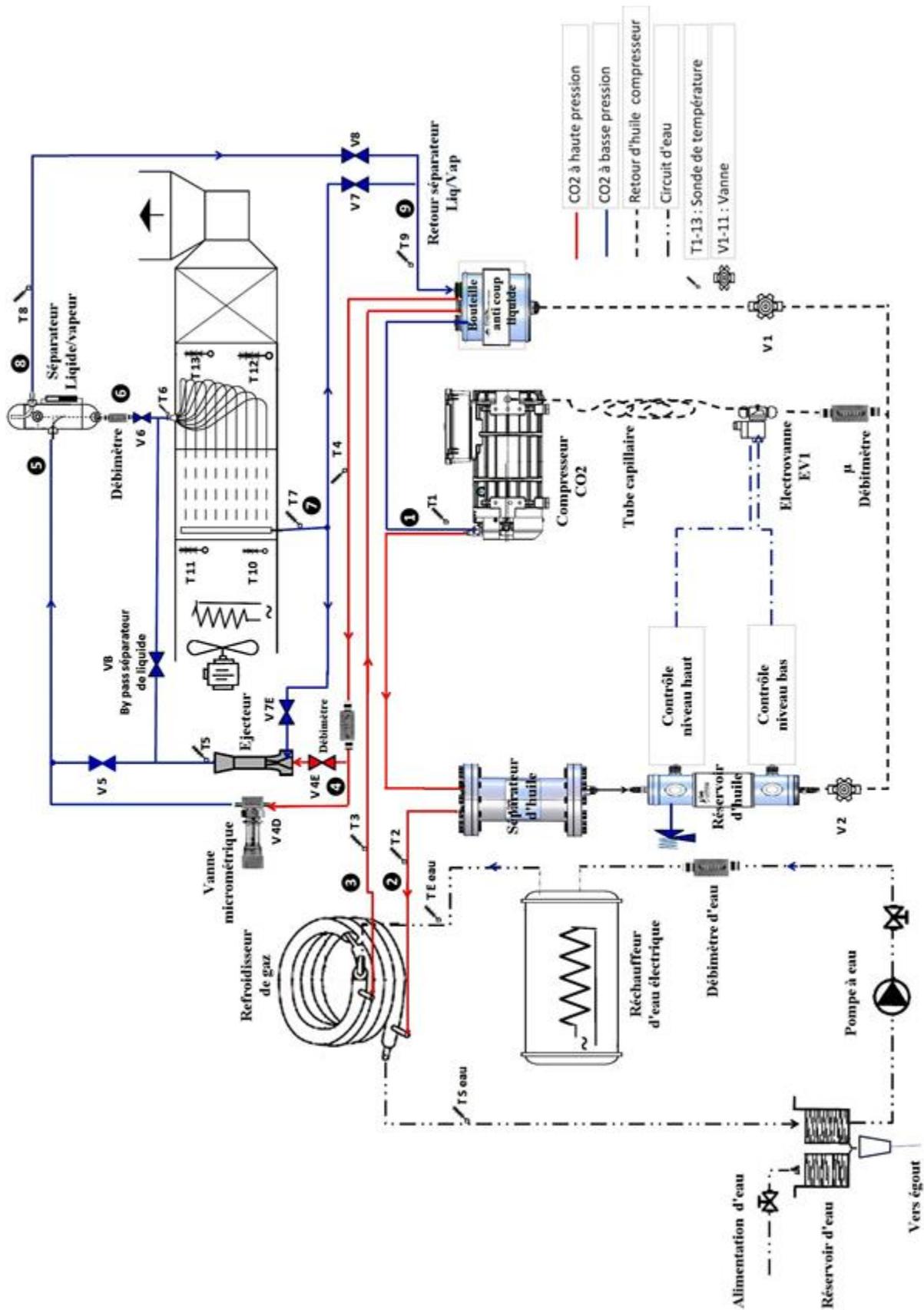


Figure 2.1 : Schéma du banc d'essais

-
- Des conduites, des flexibles et autres dispositifs à l'intérieur desquels évolue le fluide frigorigène CO₂, en décrivant un cycle frigorifique.

Le dioxyde de carbone sous forme de vapeur subcritique Figure 2.1 pénètre dans le compresseur à la pression P_1 (état 1) où il est comprimé jusqu'à la pression P_2 (état 2). Afin d'empêcher que l'huile de graissage ne soit entraînée dans le circuit frigorifique, un séparateur d'huile est installé au refoulement du compresseur. L'huile séparée est renvoyée vers un réservoir tampon ; deux capteurs de niveau permettent d'en contrôler le niveau. Quand le niveau d'huile augmente dans ce réservoir, le capteur de niveau haut excite l'électrovanne et l'huile peut retourner au carter du compresseur, poussée par la HP. Un micro-débitmètre mesure la quantité d'huile renvoyée au carter. Un tube capillaire permet d'éviter l'augmentation brusque de pression dans le carter du compresseur et assure le laminage de l'huile entre la haute pression et la basse pression. Quand le niveau d'huile baisse dans le réservoir, le capteur de niveau bas désexcite l'électrovanne. L'utilisation d'un séparateur d'huile et du système de retour spécifique décrit précédemment n'est pas très fréquente. En fait, ces composants, fournis par la société Carly, sont des prototypes dont l'efficacité a été évaluée.

Le CO₂ à l'état supercritique à la sortie du séparateur d'huile est refroidi dans le refroidisseur de gaz jusqu'à la température correspondant à l'état (3). Celui-ci traverse ensuite le serpentín de la bouteille anti-coup de liquide. Cette dernière placée sur la tuyauterie d'aspiration à proximité du compresseur a pour but d'empêcher l'aspiration accidentelle de fluide liquide par le compresseur ce qui évite tout incident mécanique. Le serpentín, jouant le rôle d'un échangeur de chaleur interne, permet d'améliorer la ré-évaporation du fluide frigorigène aspiré en faisant passer le fluide sortant du refroidisseur de gaz par le fond de la bouteille ACL. Cette méthode présente l'avantage d'augmenter le sous refroidissement du fluide à l'entrée de l'organe de détente et d'améliorer un peu les performances de l'installation frigorifique en augmentant légèrement la puissance frigorifique. Pour juger d'une façon précise de l'efficacité du séparateur d'huile, la bouteille ACL a été conçue sans trou de reprise d'huile rencontré habituellement sur ce composant. L'huile entraînée dans le circuit, malgré la présence du séparateur, sera retenu au fond de la bouteille. Le retour de cette huile est effectué manuellement toutes les heures. Le micro-débitmètre mesure la quantité récupérée.

En fonctionnement sans éjecteur, les vannes (V_{4E} , V_5 , V_{7E} et V_B) sont fermées, le fluide provenant du serpentín de la bouteille ACL traverse un débitmètre à effet Coriolis,

placé à l'entrée de la vanne de détente micrométrique à commande manuelle V_{4D} . A la sortie de cette dernière, le fluide à BP est injecté dans le séparateur liquide /vapeur. Le fait de procéder à l'injection du CO_2 dans ce dernier permettra d'obtenir deux phases : le liquide récupéré au fond du séparateur entre dans l'évaporateur en passant à travers la vanne V_6 et le deuxième débitmètre ; la vapeur à la sortie de l'évaporateur traverse la vanne V_7 et se mélange avec la vapeur, à la température T_8 , soutirée de la bouteille en s'écoulant à travers la vanne de réglage (V_8). Finalement, le mélange des deux flux traverse la bouteille ACL, avant d'être aspiré par le compresseur.

En fonctionnement avec éjecteur, les vannes (V_{4E} , V_5 et V_{7E}) sont ouvertes, la vanne (V_D) est fermée et la vanne de réglage (V_8) est complètement ouverte, le CO_2 supercritique à la sortie du débitmètre à effet Coriolis constitue le jet moteur (P) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur avec les caractéristiques de stagnation T_4 et P_4 confondues avec celles de l'état (4), puis subit une détente dans cette tuyère (Figure 2.1). A la sortie, le fluide primaire, à vitesse supersonique, entraîne le fluide secondaire (S) provenant de l'évaporateur à la température et à la pression de l'état de stagnation (T_7 , P_7) supposées confondues avec celles de l'état (7). Les flux primaire (P) et secondaire (S) se mélangent ensuite dans la chambre de mélange. Une première augmentation de pression due à la formation d'une onde de choc droite, a lieu dans la partie cylindrique de la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur. A la sortie de l'éjecteur, le mélange est dans l'état diphasique (5). La vapeur saturante (état 9) est aspirée par le compresseur en passant à travers la bouteille ACL (Figure 2.2) alors que le liquide saturé au fond du séparateur liquide/vapeur dans l'état (6) traverse le débitmètre et la vanne V_6 avant de pénétrer dans l'évaporateur pour produire l'effet frigorigère escompté.

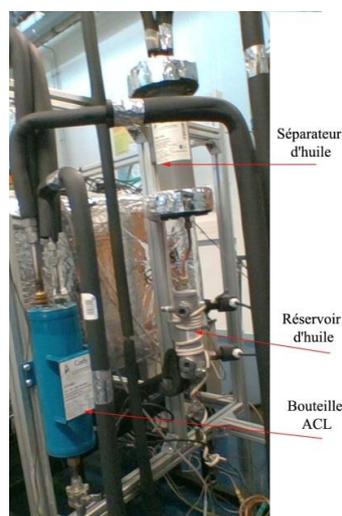


Figure 2.2 : Circuit fluide côté séparateur d'huile et bouteille ACL

2.1.2 Éjecteur

L'éjecteur réalisé est représenté sur la Figure 2.3. La tuyère primaire est placée sur un support. La tuyère secondaire formée par la chambre d'aspiration, le mélangeur et le diffuseur (Figure 2.3) est séparée du support de la tuyère primaire par des cales de réglage ayant différentes épaisseurs afin de déterminer expérimentalement l'influence de la position de la tuyère primaire par rapport à l'entrée du mélangeur. La conception du prototype d'éjecteur représenté dans la Figure 2.3 a nécessité l'assemblage de cinq éléments distincts :

- Tuyères primaires (23 pièces) ;
- Mélangeurs et diffuseurs (7 pièces) ;
- Cales de réglage permettant la modification de la position de la buse primaire par rapport au mélangeur (8 pièces) ;
- Un support pour la tuyère primaire (1 pièce) ;
- Un support de la chambre d'aspiration (1 pièce).

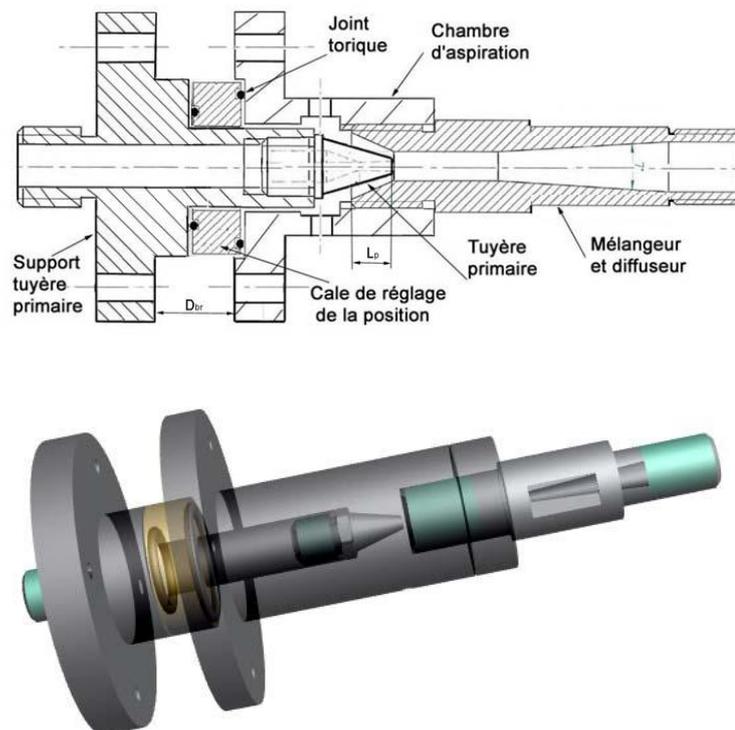


Figure 2.3 : Schéma de l'éjecteur

Les paramètres géométriques de l'éjecteur à savoir les angles du convergent et du divergent de la tuyère primaire, la longueur du mélangeur et l'angle de diffuseur, sont déterminés en se référant à la littérature dont [9, 27, 44, 45, 51, 63, 66, 68, 69, 72, 77- 79, 83, 84, 96, 97, 99, 105, 109, 111, 112].

Deux séries de composants (tuyères motrices et mélangeurs) sont conçues sur deux périodes différentes pour mener la partie expérimentale. On décrira dans ce qui suit la première série de composants suivi par la deuxième série.

a/ Tuyère primaire ou motrice

Les tuyères motrices fabriquées pour la première période sont au nombre de 8 et ont été conçues comme un canal conique convergent-divergent percé dans la section de la tuyère. Les principaux paramètres de construction sont les suivants :

- Diamètres : 7,9 mm pour la section d'entrée, 1 à 1,8 mm pour la section du col et 2 mm et 2,4 mm pour la section de sortie ;
- Angles de cône: 30° pour la section convergente et 2° à 10° pour la section divergente ;
- Rugosité de la surface : env. 1×10^{-6} m pour les deux sections.

Les détails de construction des différentes tuyères sont indiqués sur la Figure 2.4 et le tableau 2.1 précise les côtes A et B des huit premières tuyères primaires.

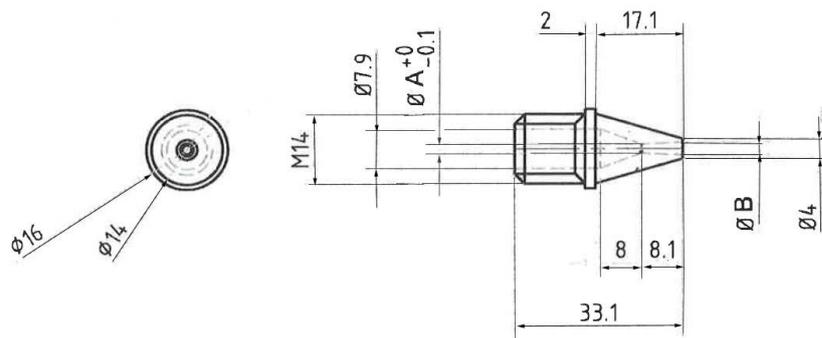


Figure 2.4 : Détail de la première série de tuyères primaires

Tableau 2.1 : Côtes A et B des huit tuyères primaires en mm

	BP ₁	BP ₂	BP ₃	BP ₄	BP ₅	BP ₆	BP ₇	BP ₈
Ø A=d*	1	1	1,2	1,2	1,5	1,5	1,8	1,8
Ø B=d	2	2,4	2	2,4	2	2,4	2	2,4
Φ=(d/d*) ²	4	5,76	2,77	4	1,77	2,56	1,234	1,77
α	7,06	9,878	5,64	8,472	3,5356	6,3596	1,414	4,242

Les tuyères motrices expérimentées au cours de la deuxième période sont au nombre de 15 et ont été conçues de façon similaire à la première série mais en apportant les rectifications nécessaires. Ces rectifications ont pour but d'étudier l'influence de l'angle de divergent de la tuyère primaire et des diamètres au col de la tuyère primaire sur la performance.

Trois angles de divergent différents, $\alpha_{div}= 2^\circ$, $\alpha_{div}= 5^\circ$, $\alpha_{div}= 7^\circ$ sont analysés pour quatre diamètres au col (0,7 mm, 0,9 mm, 1 mm et 1,2 mm) pour chaque angle avec le mélangeur $d_m= 3$ mm, $d_m= 4$ mm et $d_m= 5$ mm. De plus, les trois premiers diamètres au col (0,7 mm, 0,9 mm et 1 mm) avec un angle $\alpha_{Div} = 10^\circ$ ont été étudiés. Les détails des quinze tuyères motrices étudiées sont indiqués dans le tableau 2.2 et la Figure 2.5.

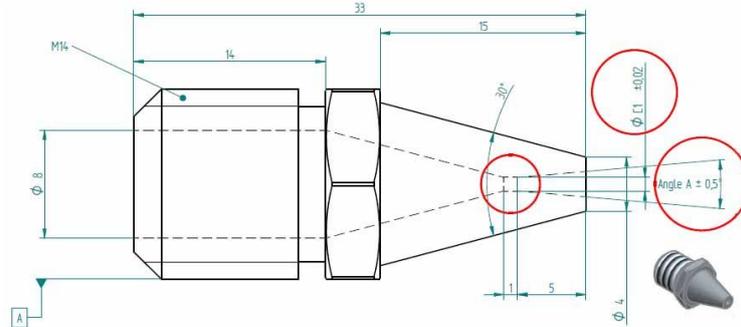


Figure 2.5: Détail de la deuxième série de tuyères primaires

Tableau 2.2 : Détail de la deuxième série de tuyère primaire (mm)

	BP1	BP2	BP3	BP4	BP5	BP6	BP7	BP8
$\varnothing C1=d^*$	0,7	0,9	1	1,2	0,7	0,9	1	1,2
Angle A°	2°	2°	2°	2°	5°	5°	5°	5°
	BP9	BP10	BP11	BP12	BP13	BP14	BP15	
$\varnothing C1=d^*$	0,7	0,9	1	1,2	0,7	0,9	1	
Angle A°	7°	7°	7°	7°	10°	10°	10°	

Les tests menés avec la deuxième série de tuyères primaires sont retenus dans l'étude expérimentale du chapitre 3. La première série de tuyère a fait l'objet d'une communication au JITH 2017 [117].

b/ Chambre d'aspiration

La géométrie de la chambre d'aspiration est celle indiquée sur la Figure 2.3. Une bride d'extrémité assure l'assemblage avec le support de la tuyère primaire après centrage et positionnement de cette dernière et un taraudage à l'autre extrémité permet de recevoir le mélangeur et le diffuseur. Deux trous sur le côté amènent le fluide secondaire.

c/ Mélangeur et diffuseur

Le mélangeur et le diffuseur forment une pièce unique. Cet élément a été fabriqué comme un tube droit avec une entrée de forme conique, qui, en combinaison avec la tête de la

section de la tuyère forme la chambre d'aspiration. L'angle de convergence pour le cône d'entrée a été réglée à 48° pour offrir la section de passage la plus importante possible, tandis que les valeurs du diamètre interne d_m pour les pièces produites variait de 5 à 8 mm, avec un pas de 1 mm pour la première série et 2,7 à 4 mm pour la deuxième série. Le tableau 2.3 donne les différentes côtes des mélangeurs testés.

La partie convergente d'entrée a été utilisée pour avoir approximativement un meilleur mélange à pression constante. Les diffuseurs ont tous un angle $\alpha_{dif}=7^\circ$, angle recommandé par Liu et al [85], afin de trouver un équilibre entre les effets de dégradation de la performance causée par le décollement de la couche limite (angles trop grande) et une chute de pression excessives par frottement (angles trop petit).

Le diffuseur est formé d'un canal conique divergent Figure 2.6, dont la longueur totale du passage est dépendante des diamètres d'entrée et de sortie et de l'angle de divergent, α_{dif} . Le diamètre de sortie du diffuseur, D_d , étaient nominalement fabriqués pour être de 12 mm pour la première série et 8 mm pour la deuxième série de composants.

Tableau 2.3 : Différentes côtes des mélangeurs fabriqués (mm)

Mélangeurs	d_m	L_m	L_d	α
M1	5	25	57	7°
M2	4	25	32,7	7°
M3	3	25	41	7°
M4	3	12,5	41	7°
M5	3	40	41	7°
M6	2,7	12,5	41	7°
M7	2,7	40	41	7°

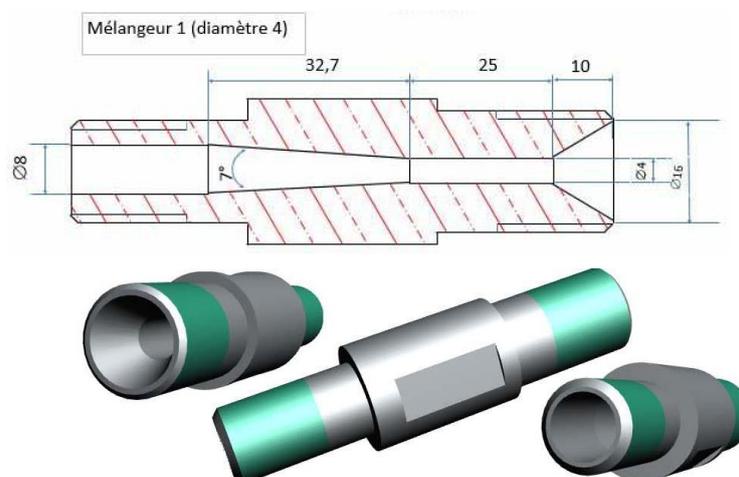


Figure 2.6 : Vues en coupe et en 3D du mélangeur et du diffuseur

d/ Cales de réglages

Des bagues d'écartement ou cales de réglage permettent de faire varier la position de la pointe de la tuyère motrice par rapport à l'entrée de la section constante du mélangeur.

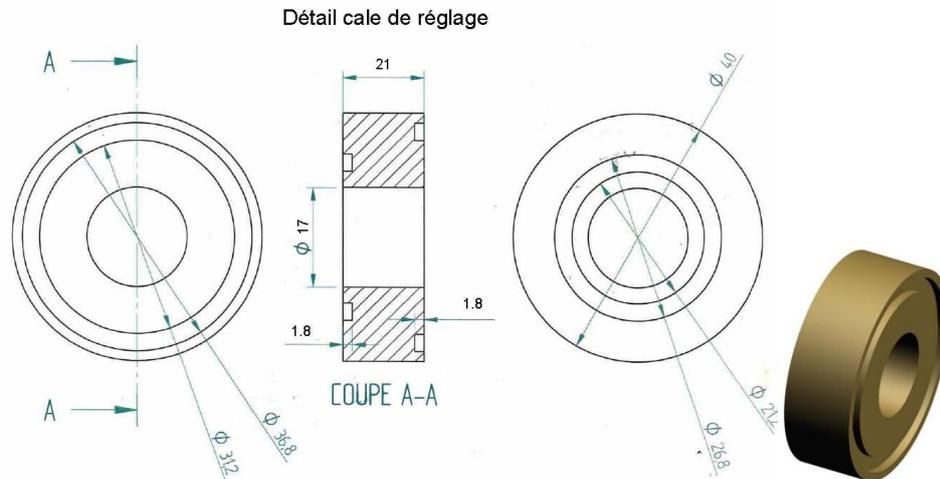


Figure 2.7 : Vue en 3D et détail de la cale de réglage

2.1.3 Circuit d'air

Le circuit d'air Figure 2.8 est constitué d'une gaine de ventilation bouclée sur une chambre froide. Pour simuler les variations climatiques auxquels est exposé l'évaporateur de la machine frigorifique, la température et l'humidité en amont de l'évaporateur sont contrôlés. Le circuit est constitué essentiellement : de gaines isolées, d'une chambre froide avec sa machine frigorifique (1), de deux ventilateurs (2), de deux volets (3) à position réglable, de deux batteries de résistances chauffantes (4) dont l'alimentation électrique est commandée par un régulateur mesurant la température (5) de l'air en amont de l'évaporateur du circuit CO₂.

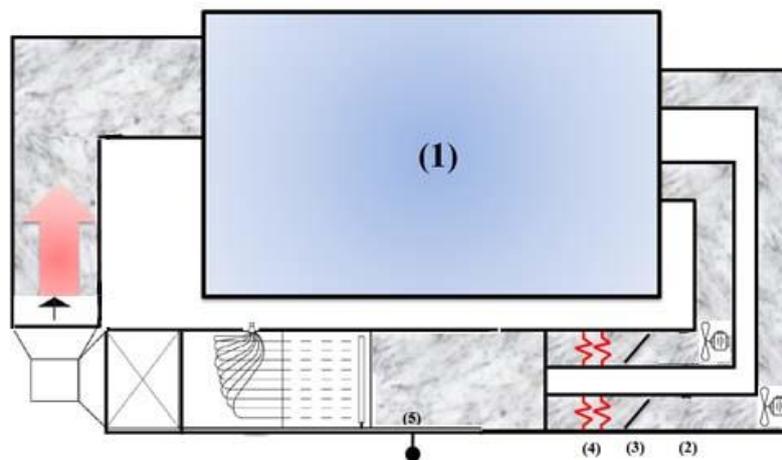


Figure 2.8 : Schéma du circuit d'air (source froide)

2.1.4 Circuit d'eau

Le circuit d'eau Figure 2.9 est un circuit semi-ouvert avec appoint d'eau de ville. Cette configuration permet d'économiser de l'eau et de l'énergie en recyclant une partie de l'eau chauffée sortant de l'échangeur haute pression. Cette boucle permet de contrôler le débit et la température de l'eau dans l'échangeur haute pression au cours de fonctionnement de l'installation. Ainsi, le circuit est constitué essentiellement : d'une pompe, d'une vanne manuelle de réglage du débit, d'un réchauffeur d'eau électrique, d'un réservoir tampon, d'un débitmètre électromagnétique, d'une sonde à résistance de platine et d'un système de régulation qui commande la résistance du réchauffeur afin de maintenir une température constante à l'entrée du refroidisseur de gaz.



Figure 2. 9 : Circuit d'eau

2.2 Dispositifs de mesures

Plusieurs capteurs de températures, de pressions et de débits sont implantés dans le circuit fluide de la machine frigorifique et dans les deux circuits annexes afin d'analyser le fonctionnement de l'installation.

2.2.1 Mesures sur le circuit du CO₂

Le circuit du CO₂ est instrumenté de telle sorte qu'on puisse faire l'enregistrement des mesures à l'entrée et à la sortie de chacun de ses éléments. En effet, neuf thermocouples du type K sont introduits au centre des tubes de l'installation et brasés pour assurer l'étanchéité du système.

Deux prises de pression sont également installées, l'une à l'aspiration P₁, l'autre au refoulement du compresseur P₂, deux prises de pressions différentielles sont également installées, l'une sur la basse pression ΔP_{bp} et l'autre sur la haute pression ΔP_{hp} afin de

déterminer les autres pressions en faisant référence aux deux prises à l'aspiration et au refoulement du compresseur.

Sur l'éjecteur deux prises de pressions sont installées l'une à l'entrée de la tuyère primaire P_{Tp_e} et l'autre à l'entrée du mélangeur P_{Tp_s} , deux autres prises de pression différentielle sont implantées, l'une entre l'entrée et la sortie du mélangeur $\Delta P_{mél}$, pour connaître la pression à la sortie du mélangeur, l'autre entre l'entrée secondaire et la sortie de l'éjecteur $\Delta P_{5,9}$ afin de déterminer la pression à la sortie de l'éjecteur. Les débits massiques du CO_2 , l'un du fluide primaire et l'autre du fluide secondaire en fonctionnement avec éjecteur sont mesurés par des débitmètres à effet Coriolis installés entre la sortie haute pression de la bouteille anti coup liquide ACL et la vanne de détente pour le débitmètre du fluide primaire, et entre la sortie du liquide du séparateur liquide/vapeur et l'entrée de la vanne de détente (V_6) pour le débitmètre du fluide secondaire.

Les mesures sont centralisées sur une carte liée à une unité d'acquisition des données de type « keithley », dont le numéro de voie, la mesure, la nature du signal analysée et les unités sont présentées dans le Tableau 2.4. La plage de mesure et les incertitudes de chaque instrument sont indiquées dans le Tableau 2.5.

Tableau 2. 4 : Mesures enregistrées sur le circuit CO_2

Symbole	Variable mesurée	Unité	Signal
ΔP_{bp}	Pression différentielle côté basse pression	bar	20 mA
ΔP_{hp}	Pression différentielle côté haute pression	bar	20 mA
P_1	Pression d'aspiration du compresseur	bar	20 mA
P_2	Pression de refoulement du compresseur	bar	20 mA
P_{Tp_e}	Pression d'entrée de la tuyère primaire	bar	20 mA
P_{Tp_s}	Pression de sortie de la tuyère primaire	bar	20 mA
$\Delta P_{5,9}$	Pression différentielle côté de l'éjecteur	bar	20 mA
ΔP_m	Pression différentielle côté du mélangeur	bar	20 mA
T_1	Température à l'aspiration du compresseur	°C	mV
T_2	Température au refoulement du compresseur	°C	mV
T_3	Température à la sortie de refroidisseur de gaz	°C	mV
T_4	Température à la sortie de l'échangeur intermédiaire côté haute pression	°C	mV
T_5	Température sortie éjecteur	°C	mV

Tableau 2. 4 : Mesures enregistrées sur le circuit CO₂ (suite)

Symbole	Variable mesurée	Unité	Signal
T ₆	Température Entrée évaporateur	°C	mV
T ₇	Température à la sortie de l'évaporateur	°C	mV
T ₈	Température Départ vapeur séparateur liquide / vapeur	°C	mV
T ₉	Température Entrée bouteille ACL coté vapeur	°C	mV
m _p	Débit du fluide primaire	kg/s	20 mA
m _s	Débit du fluide secondaire	kg/s	20 mA

Tableau 2.5 : Plage de mesure et incertitudes de chaque instrument

Instrument	Plage de mesure	Incertitudes	Emplacement
Mesure sur le circuit CO₂			
09 Thermocouples de type K	-30°C/ +170 °C	± 0,5 °C	Placés au centre des tubes de CO ₂ et brasés
Transmetteurs de pression différentielle	0-10	0,2 %	Entrée / sortie refroidisseur de gaz
Transmetteur de pression absolue	0-100 bar	0,25 %	Aspiration compresseur
Transmetteur de pression absolue	50-150 bar	0,5 %	Refoulement compresseur
Transmetteur de pression absolue	0-160 bar	0,5 %	Entrée éjecteur
Transmetteur de pression différentielle	0-10	0,2 %	Entrée /Sortie refroidisseur de gaz
Transmetteur de pression différentielle	0-10 bar	0,2 %	Ligne d'aspiration
Transmetteur de pression différentielle	0-10 bar	0,2 %	Ligne liquide
Transmetteur de pression différentielle	0-35 bar	0,25 %	Sortie diffuseur et sortie évaporateur
02 Débitmètre à effet Coriolis	0-300 g/s	0,5 %	Mesure du débit primaire et du débit secondaire

2.2.2 Mesures sur le circuit d'air

Les températures moyennes de l'air à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur pour deux hauteurs de la gaine sont relevées à l'aide de quatre lignes, chacune de six thermocouples connectés en parallèle, afin de respecter les normes d'instrumentation des batteries à air. Ainsi, deux lignes de mesures sont placées horizontalement à 45 cm en amont de l'évaporateur, l'une placée au quart de la hauteur de la gaine, tandis que l'autre est placée aux trois quarts de sa hauteur. Les deux autres lignes sont disposées de la même façon en aval de l'évaporateur. La mesure du débit est assurée par un anémomètre à fil chaud placé au centre de la gaine de ventilation loin de l'évaporateur dans une zone d'écoulement stabilisé. Une mesure d'humidité est réalisée à l'amont de l'évaporateur au même niveau que la sonde à résistance de platine utilisée pour la régulation de la température de l'air. Les différentes

mesures sur le circuit d'air sont mentionnées dans le Tableau 2.6. La plage de mesure et les incertitudes de chaque instrument sont indiquées dans le Tableau 2.7.

Tableau 2. 6 : Mesures enregistrées sur le circuit d'air

Symbole	Variable mesurée	Unité	Signal
T_{eah}	Température à l'amont de l'évaporateur, en bas	°C	mV
T_{eab}	Température à l'amont de l'évaporateur, en haut	°C	mV
T_{sah}	Température à l'aval de l'évaporateur, en bas	°C	mV
T_{sab}	Température à l'aval de l'évaporateur, en haut	°C	mV
T_{amb}	Température ambiante	°C	mV
χ	Hygrométrie relative	%	20 mA

Tableau 2.7 : Plage de mesure et incertitudes de chaque instrument

Instrument	Plage de mesure	Incertitudes	Emplacement
Mesure sur le circuit d'air			
04 Thermocouples de type K	20°C/50°C	± 0,5 K	Introduit dans gaine de ventilation

2.2.3 Mesures sur le circuit d'eau

Les mesures des températures de l'eau à l'entrée et à la sortie de l'échangeur haute pression et le débit volumique d'eau sont effectuées dans la boucle. Les mesures de température sont faites par deux sondes Pt 100. Tandis que le débit massique est mesuré par un débitmètre électromagnétique. Le Tableau 2.8 résume les mesures effectuées sur le circuit d'eau.

Tableau 2. 8 : Mesures enregistrées sur le circuit d'eau

Symbole	Variable mesurée	Unité	Signal
T_{ee}	Température d'entrée d'eau	°C	Ω
T_{se}	Température de sortie d'eau	°C	Ω
\dot{m}_e	Débit volumique d'eau	$m^3.s^{-1}$	20 mA

Tableau 2. 9 : Plage de mesure et incertitudes de chaque instrument

Instrument	Plage de mesure	Incertitudes	Emplacement
Mesure sur le circuit d'eau			
02 sondes Pt 100		±0,25 K	Mesure température d'eau
01 Débitmètre électromagnétique	0-2000 kg/h	0,2 %	Mesure de débit d'eau

2.3 Acquisition des données

Les signaux fournis par les instruments de mesures sont collectés par une carte électronique et un multimètre Keithley est utilisé pour convertir et enregistrer ces différents signaux. Le Keithley est piloté par un ordinateur à l'aide d'un programme de pilotage ExcelINX développé sous Microsoft-Excel. Ce programme permet d'acquérir des mesures sur le Keithley et de suivre en temps réel l'évolution des différentes mesures réalisées sur l'installation. La Figure 2.10 montre les éléments constitutifs de l'installation complète.

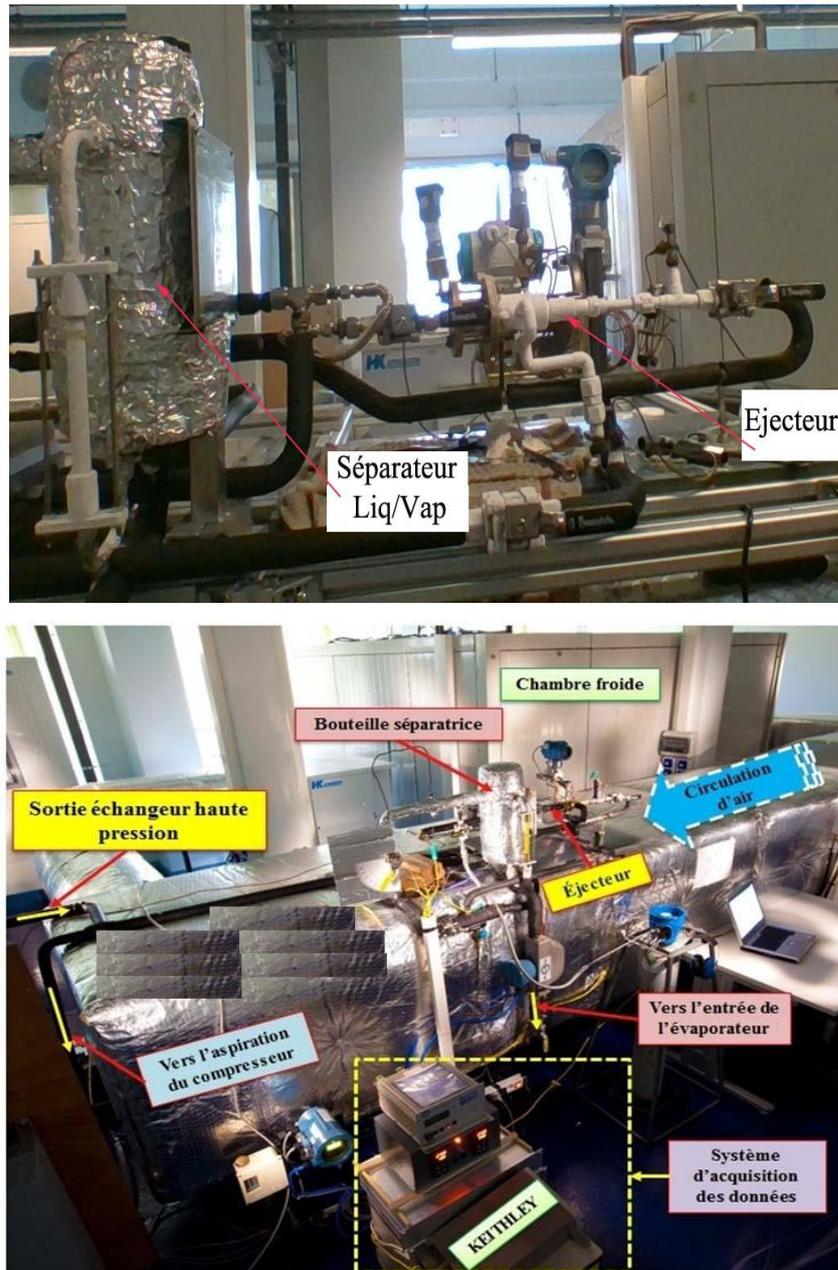


Figure 2. 10 : Banc d'essais

2.4 Exploitation des mesures

Les mesures étant réalisées, les performances de l'installation et de ces éléments sont déterminées à l'aide d'une feuille d'exploitation développée dans le même fichier Excel que l'ExceLINX. Cette feuille a été développée et mise au point pour calculer, notamment, l'enthalpie massique en chaque point du cycle et les bilans d'énergie des échangeurs. Elle a pour sortie toutes les variables qui permettent de calculer les performances, les efficacités de chaque élément de l'installation et de tracer les cycles de fonctionnement.

Au cours d'acquisition des données et de l'exploitation des mesures, ExceLINX[®] et la feuille d'exploitation utilisent des procédures d'appel au logiciel REFPROP[®] pour calculer les propriétés thermodynamiques du dioxyde de carbone.

CHAPITRE 3 : RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Plusieurs paramètres déterminent les performances de l'installation frigorifique au CO₂. Ces paramètres sont liés à la thermodynamique (taux d'entraînement U, température à la sortie du refroidisseur de gaz et température d'évaporation) et à la géométrie de l'éjecteur (diamètre du mélangeur, longueur du mélangeur, diamètre au col de la tuyère primaire, angle de divergent de la tuyère primaire, etc.). Afin de clarifier les influences de ces paramètres sur les performances de l'installation, une étude expérimentale a été effectuée dans le but de :

- Déterminer les paramètres qui affectent réellement ces performances ;
- Etudier l'évolution de ces performances en fonction de ces grandeurs.

Les études effectuées dans ce chapitre concernent des essais portant sur :

- la position de la tuyère primaire par rapport à l'entrée de la section constante du mélangeur pour différents angles du divergent ;
- le diamètre au col et l'angle du divergent de la tuyère primaire ;
- Les paramètres géométriques du mélangeur à savoir son diamètre et sa longueur ;
- Les paramètres thermodynamiques (température d'évaporation, température à l'entrée de la tuyère primaire pour diverses géométries).

L'analyse du fonctionnement de l'éjecteur est réalisée pour différents niveaux de pression du flux primaire, allant de 6 à 11 MPa. Le réglage de la pression de refoulement du compresseur est effectué en faisant varier le débit d'eau à l'entrée du refroidisseur de gaz et sa température. Au cours des essais la vitesse du compresseur est adaptée aux conditions de fonctionnement souhaitées.

3.1 Influence de la position de la tuyère primaire

Le but de cette première partie est de mettre en évidence l'influence sur les performances de l'éjecteur de la position de la tuyère primaire pour différents angles du divergent de la tuyère primaire. Quatre angles différents du divergent, $\alpha_{div}= 2^\circ$, $\alpha_{div}= 5^\circ$, $\alpha_{div}= 7^\circ$ et $\alpha_{div} = 10^\circ$ seront analysés pour différents diamètres au col. On commencera cette étude pour un angle de divergent $\alpha_{div}= 2^\circ$.

3.1.1 Angle de divergent de 2°

Trois tuyères primaires sont testées dont les géométries sont listées dans le tableau 3.1. Dans un premier temps, ces essais sont effectués pour des températures du CO₂ à la sortie du refroidisseur de gaz et d'évaporation variables puis en maintenant ces dernières constantes. La position optimale de la tuyère primaire est celle qui correspond à un taux d'entraînement maximal.

Tableau 3.1 : Caractéristiques principales des tuyères

	d*	Angle $\alpha(^{\circ})$	d_s	(d_s/d*)²
BP2	0,9	2°	1,24	1,89
BP3	1	2°	1,34	1,79
BP4	1,2	2°	1,54	2,37

3.1.1.1 Tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

3.1.1.1.1 Essais à températures variables

La Figure 3.1 illustre l'effet de la position X du plan de sortie de la tuyère primaire sur le taux d'entraînement U du système. Le taux d'entraînement du système dépend de manière significative de X et une position optimale existe. Pour une température variable du CO₂ de 30°C à 66°C à la sortie du refroidisseur de gaz et une température d'évaporation variable de -8 °C à +3 °C, le taux d'entraînement maximum du système peut atteindre 0,53 comme indiqué sur la Figure 3.1. À partir de la position X= 9 mm, la position X est modifiée de 2 mm en 2 mm. La variation de la pression du CO₂ à l'entrée de la tuyère primaire est obtenue moyennant le réglage du débit d'eau du refroidisseur de gaz ce qui entraîne une variation de la température à l'entrée de l'éjecteur. L'arrêt de l'essai est obtenu une fois que la température de l'eau à la sortie du refroidisseur atteint 100°C. La vitesse du compresseur est maintenue constante à 900 tr/min. On constate à partir de la Figure 3.1 que la position de sortie de la tuyère primaire X optimal est obtenue lorsque X est comprise entre 9 mm et 13 mm. Ceci est tout à fait en accord avec l'étude d'Aphornratana [37] qui a trouvé que le X optimal est dans la zone de 0 à 15 mm de la section d'entrée de la chambre de mélange.

Pour une pression de fluide primaire de 75 bar et lorsque X varie de 9 mm à 11 mm, le taux d'entraînement augmente de 0,21 à 0,35. Ensuite, le taux d'entraînement décroît à 0,32 lorsque le X passe de 11 mm à 13 mm. De même, pour une pression de fluide primaire de 92 bar lorsque X augmente de 9 mm à 11 mm, le taux d'entraînement augmente de 0,41 à 0,53. Ensuite, le rapport d'entraînement décroît à 0,51 lorsque X augmente de 11 à 13 mm.

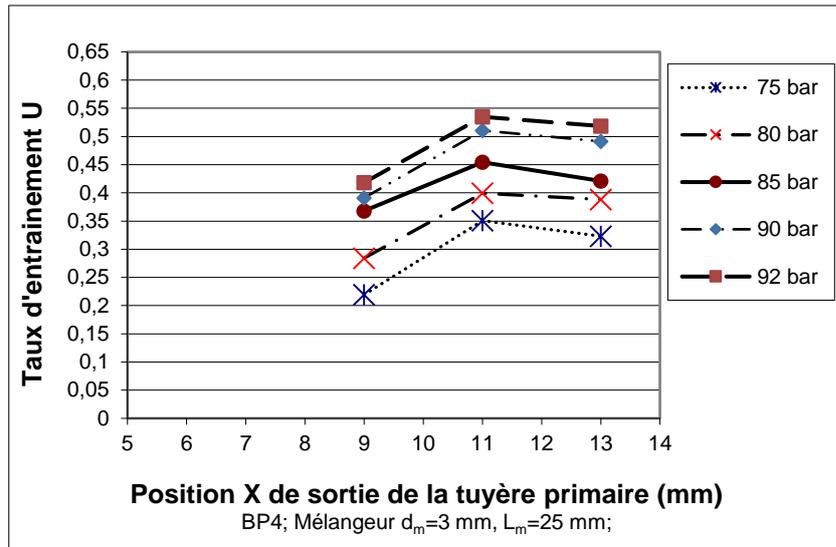


Figure 3.1 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le taux d'entraînement pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère avec le mélangeur de diamètre 3 mm

D'après la Figure 3.2 on constate que la position relative de la tuyère primaire n'affecte que faiblement le rapport de compression de l'éjecteur. Il apparaît, au vu des expérimentations, que les meilleurs rapports de compression sont obtenus lorsque la sortie de la tuyère primaire se situe à $X=9$ mm de l'entrée du tube de mélange.

Pour une pression de fluide primaire de 75 bar lorsque X augmente de 9 mm à 11 mm, le rapport de compression diminue de 1,2 à 1,19, le gain en pression Figure 3.3 correspondant (défini comme étant la différence entre la pression à la sortie de l'éjecteur et la pression du fluide secondaire à l'aspiration) passe de 4,88 bar à 4,59 bar et le débit secondaire, représenté sur la Figure 3.4 passe de 8,9 g/s à 13,9 g/s.

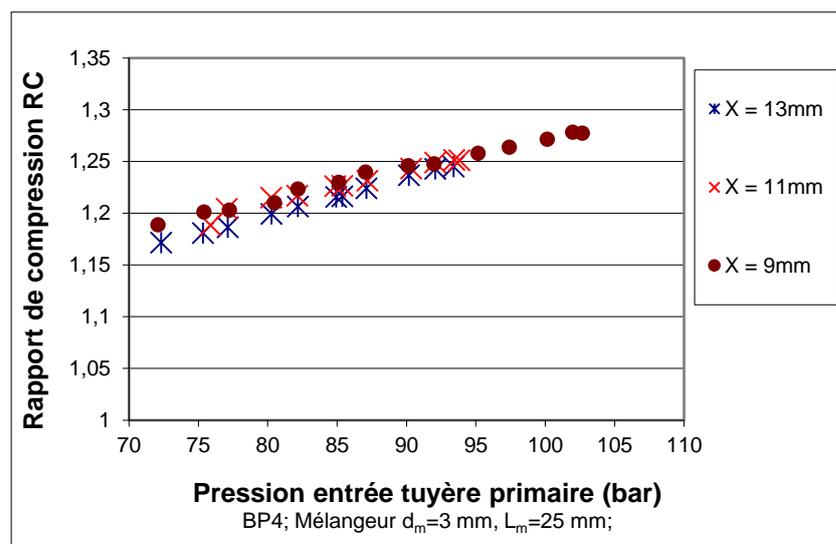


Figure 3.2 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le rapport de compression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère avec le mélangeur de diamètre 3 mm

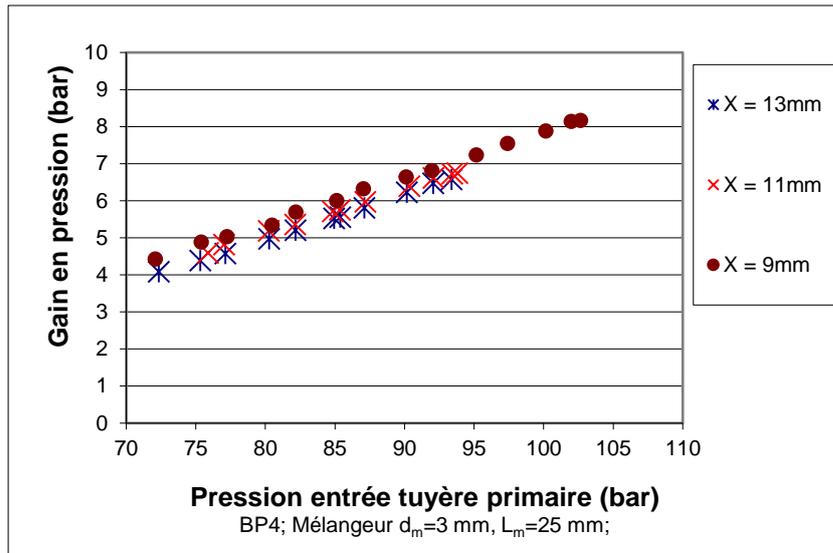


Figure 3.3 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le gain en pression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère avec le mélangeur de diamètre 3 mm

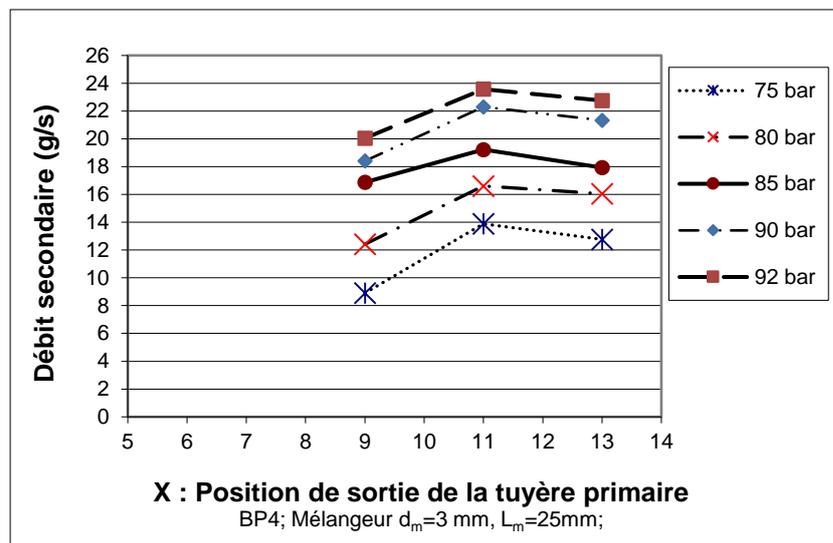


Figure 3.4 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le débit secondaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère avec le mélangeur de diamètre 3 mm

Lorsque X augmente de 11 mm à 13 mm le rapport de compression décroît encore et passe à 1,18. Le gain en pression correspondant à cette position pour une pression voisine de 75 bar passe à 4,39 bar et le débit secondaire chute à 12,75 g/s.

Pour une pression de fluide primaire de 92 bar lorsque X augmente de 9 mm à 13 mm, la variation du rapport de compression est insignifiante pour les trois positions et le rapport de compression est égale à 1,24.

Le gain en pression est de 6,82 bar pour la position X= 9 mm et décroît à 6,62 bar et 6,47 bar pour la position X=11 mm et X=13 mm respectivement. Le débit secondaire Figure 3.4 correspondant passe de 20 g/s pour X = 9 mm à 23,57 g/s pour X=11 mm. Ensuite, le

débit secondaire diminue légèrement en passant à 22,75 pour $X = 13$ mm. D'après la Figure 3.3 on voit que la procédure de variation du débit d'eau sur le refroidisseur permet d'atteindre une pression de 102 bar pour la position $X = 9$ mm, le gain en pression est alors de 8,16 bar. Ce gain en pression est rarement atteint dans les expériences. On peut noter que des valeurs de 7 bar sont obtenues dans les simulations de M. Ezaz Ahammed et al. [110] et des valeurs de 6 bar sont obtenues dans l'étude expérimentale de Lucas et Koehler [44] pour les mêmes conditions opératoires.

Conclusion

Dans cette première partie, l'étude expérimentale de l'éjecteur diphasique dans une configuration expérimentale basée sur la combinaison de la tuyère primaire repérée BP4 avec le mélangeur de diamètre 3 mm est présentée. Les effets d'un des paramètres géométriques essentiels que constitue la position X est analysée en détails. L'évaluation des performances de l'éjecteur diphasique par le taux d'entraînement et le rapport de compression est effectuée sur la base des données obtenues à partir des tests. Les résultats montrent que le taux d'entraînement maximal est obtenu pour la position $X = 11$ mm. Le gain de pression maximal est obtenu pour la position $X = 9$ mm. Ainsi, la position de la tuyère primaire ne peut pas être prédéfinie pour répondre à toutes les conditions de fonctionnement. Lorsque les conditions de fonctionnement sont différentes du point de dimensionnement de l'éjecteur, la position de la tuyère primaire devrait être ajustée afin d'en maximiser les performances.

Afin de confirmer ces résultats, des essais plus intensifs sur ce paramètre géométrique sont encore nécessaires. Ces études seront menées pour des températures d'évaporation et de sortie du refroidisseur de gaz constantes.

3.1.1.1.2 Essais à températures constantes

3.1.1.1.2.1 Procédure de réglage des conditions de fonctionnement

Une température constante du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz est obtenue en faisant varier le débit d'eau de refroidissement et sa température à l'entrée du refroidisseur de gaz. Le maintien d'une température d'évaporation constante, nécessite l'action sur trois paramètres. La Figure 3.5 montre un exemple d'étude où la température d'évaporation est maintenue constante après une augmentation de la vitesse de rotation de 30 tr/min à chaque fois. Pour maintenir la température d'évaporation constante, l'air à l'entrée de l'évaporateur est chauffé de 0,6 K à partir de sa température initiale alors que la température de l'eau à l'entrée du refroidisseur de gaz est réduite de 2,1 K à partir de sa température initiale.

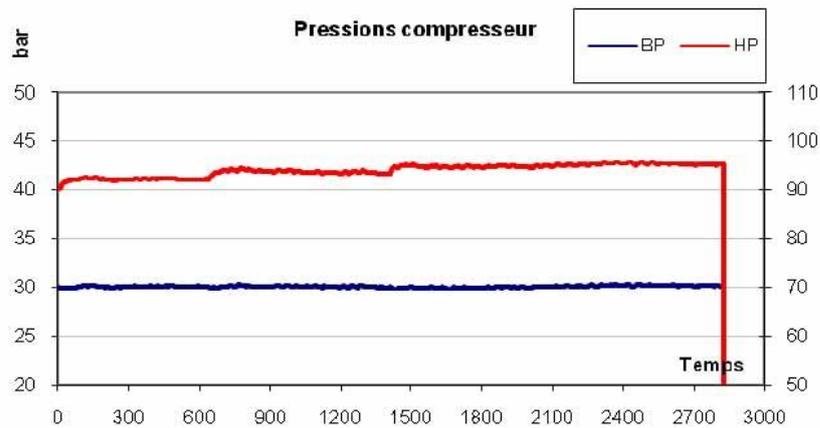


Figure 3.5 : Exemple d'étude à température d'évaporation constante

A noter qu'un contrôle de la puissance absorbée par le compresseur est nécessaire. Une puissance électrique absorbée dépassant 4,7 kW constitue une surcharge du compresseur et peut entraîner une défaillance majeure du système. Une température au refoulement du compresseur dépassant 150°C arrête le compresseur par la sécurité thermique incorporé dans le bobinage du compresseur.

L'analyse de la géométrie de l'éjecteur a été réalisée pour différents niveaux de pression du flux primaire, de 7 à 11 MPa. La température d'entrée du flux moteur est maintenue constante à $\pm 0,25$ K de la température désirée. Les paramètres du coté aspiration ont été maintenues constantes pour les pressions désirées à $\pm 0,15$ bar et une surchauffe maximale de 18 K à l'aspiration du compresseur, telle que recommandé par le constructeur du compresseur, par appoint ou décharge d'une certaine quantité de CO₂ de l'installation.

3.1.1.1.2.2 Résultats

La Figure 3.6 illustre l'effet de la position X du plan de sortie de la tuyère primaire sur le taux d'entraînement U du système. Ces études sont menées à une température d'évaporation de -5 °C, une température de sortie du refroidisseur de gaz de 48 °C et pour trois positions X = 9 mm, 11 mm et 13 mm. On constate que, le taux d'entraînement du système dépend de manière significative de X et une position optimale existe. La valeur maximale de ce taux d'entraînement est de 0,57.

L'étude est menée pour les trois positions définies précédemment soit X = 9, 11 et 13 mm. On constate que la position de sortie de la tuyère primaire X optimal donnant le taux d'entraînement maximal est celle pour laquelle X = 11 mm. Ceci est tout à fait en accord avec le résultat trouvé précédemment pour des températures variables.

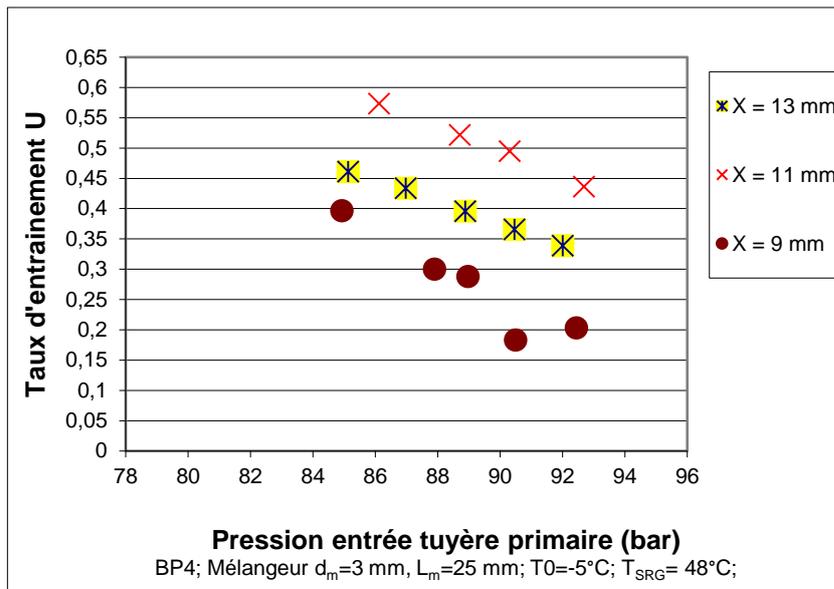


Figure 3.6 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le taux d'entraînement U pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour des températures constantes

Pour une variation de la pression de fluide primaire de 85 bar à 92,5 bar on voit que le profil des courbes du taux d'entraînement est identique pour les trois positions de la tuyère primaire. Pour la position $X = 11$ mm, le taux d'entraînement U est maximum pour toute la plage de pression déjà mentionnée. Ainsi, le taux d'entraînement passe de 0,573 à 86 bar à une valeur de 0,436 à 92 bar. Le taux d'entraînement le plus faible est obtenu pour la position $X = 9$ mm.

L'influence de la position du plan de sortie X de la tuyère primaire sur le rapport de compression RC de l'éjecteur, Figure 3.7, montre que la position de sortie de la tuyère primaire X optimal donnant le rapport de compression RC maximal est celle pour laquelle $X = 11$ mm.

Pour cette position de la tuyère primaire, considérée comme optimale, l'écart entre le rapport de compression de l'éjecteur à cette position avec celui obtenu pour les autres positions est relativement important. Ceci ne confirme pas le résultat trouvé précédemment pour le cas d'étude précédent précisant que la position n'a pas d'effet significatif sur le rapport de compression. Il apparaît, au vu des expérimentations à température constante, que le meilleur rapport de compression RC obtenu est de 1,26 pour une pression à l'entrée de la tuyère primaire de 92,7 bar.

La Figure 3.8 montre que la position du plan de sortie de la tuyère primaire X est sans effet sur le débit primaire, qui présente une variation linéaire en fonction de la pression à

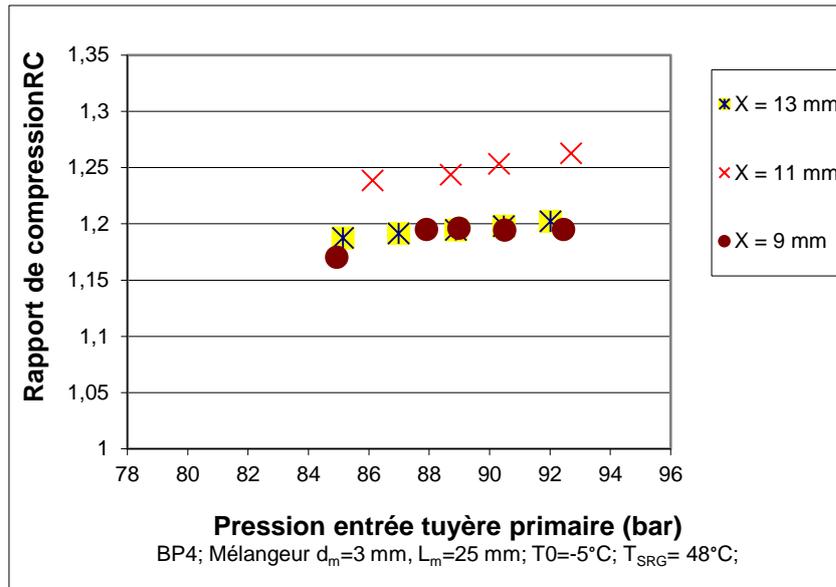


Figure 3.7 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le rapport de compression RC pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm et pour des températures constantes

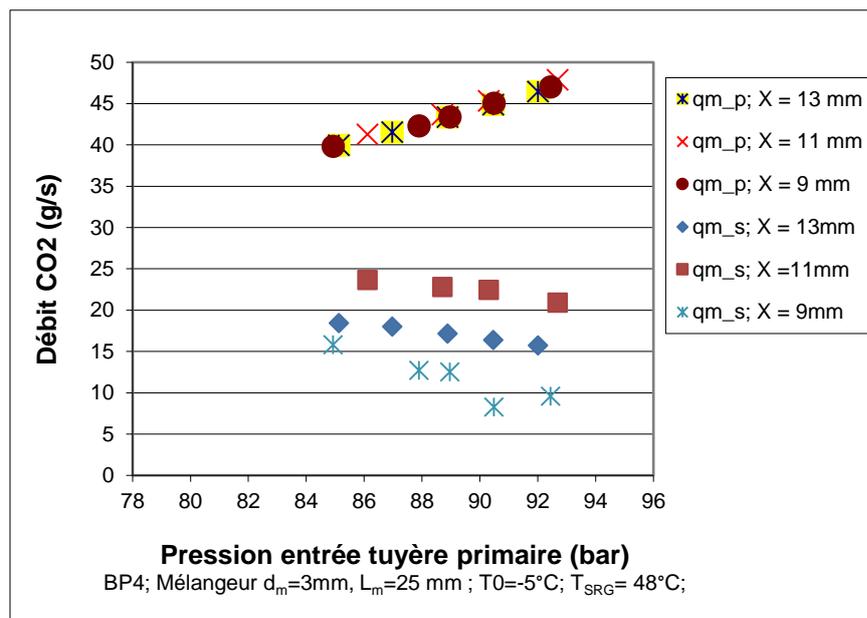


Figure 3.8 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur les débits primaire et secondaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm et pour des températures constantes

l'entrée de la tuyère primaire. Par contre, le débit secondaire est, fortement influencé par la position de sortie de la tuyère primaire. Lorsque X augmente de 9 mm à 11 mm, le débit secondaire passe de 15,82 g/s pour une pression du fluide primaire de 84,92 bar à 23,67 g/s pour une pression, légèrement plus élevée, de 86,12 bar. Ensuite, lorsque X augmente de 11 mm à 13 mm le débit secondaire décroît et passe à 18,42 pour une pression de 85,13 bar.

Le gain en pression Figure 3.9 pour $X = 11$ mm passe de 5,85 bar pour la pression de 86,12 bar à 6,34 bar pour la pression de 92,7 bar. En conclusion, à une position donnée, une pression motrice croissante diminue le taux d'entraînement et fait augmenter le rapport de compression et le gain en pression.

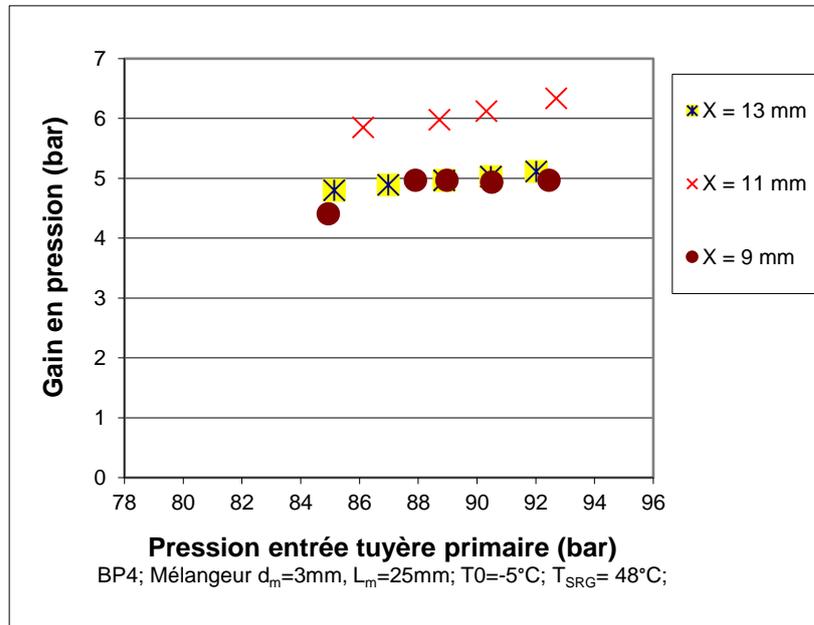


Figure 3.9 : Effet de la position de la tuyère primaire BP4 sur le gain en pression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur diamètre 3 et pour des températures constantes

3.1.1.2 Tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

Afin de juger d'une façon précise de la position optimale pour les tuyères ayant un angle de divergent de 2° , l'étude expérimentale est poursuivie avec la tuyère BP3 ayant un diamètre au col de 1 mm. Pour une température du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz constante et égale à 45°C et des températures d'évaporation voisines de -10°C et $-7,5^\circ\text{C}$, le taux d'entraînement maximal du système (Figure 3.10) peut atteindre 0,425. On constate à partir de cette Figure que pour une pression de fluide primaire de 91 bar et lorsque X augmente de 9 mm à 13 mm, le taux d'entraînement croit de 0,304 à 0,358. La position $X = 11$ mm donne un taux d'entraînement de 0,331 pour une pression de 90 bar. La position $X = 13$ mm présente un optimum dans ce cas et non pas la position $X = 11$ mm. Ce résultat est dû essentiellement à la différence des températures d'évaporation, comme il sera montré plus tard par l'allure des courbes en fonction de la température d'évaporation. La courbe pour une température de -10°C est décalée vers la gauche et vers le bas par rapport à celle obtenue pour une température de $-7,5^\circ\text{C}$. La différence entre les taux d'entraînement pour la position $X = 9$ mm et $X = 13$ mm est importante.

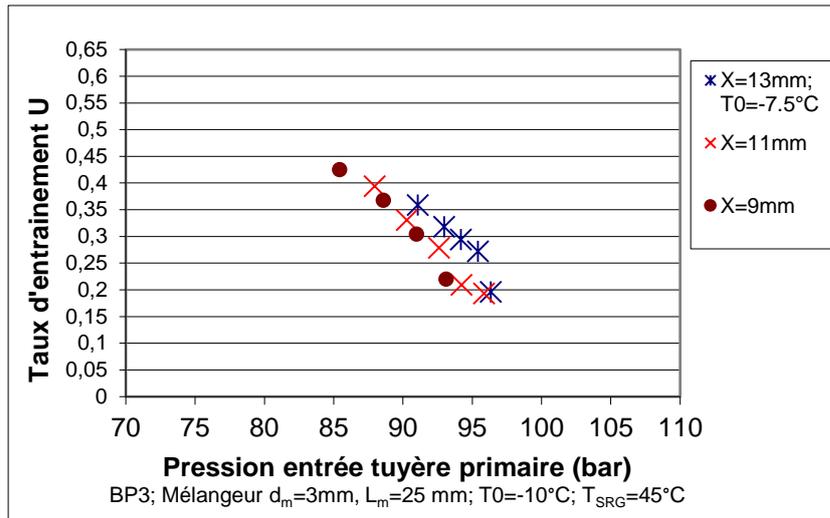


Figure 3.10 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le taux d'entraînement pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour une température constante à la sortie du refroidisseur de gaz RG

L'écart entre les taux d'entraînement croit lorsque la pression atteint 93 bar. Pour cette pression et lorsque X augmente de 9 mm à 13 mm, le taux d'entraînement augmente de 0,22 à 0,318. Le manque de données expérimentales pour les conditions de fonctionnement de l'essai suite à une puissance maximale du compresseur rend la confirmation de la position optimale un peu délicate et nécessite le recours à un deuxième essai tel que présenté sur les Figures 3.11 et 3.12 pour une température d'évaporation de -5 °C et une température de 48 °C à la sortie du refroidisseur de gaz. Les Figures 3.11 et 3.12 montrent que la position optimale est X = 11 mm pour une pression de 96 bar et passe à la position X = 13 mm pour des valeurs de la pression plus élevée.

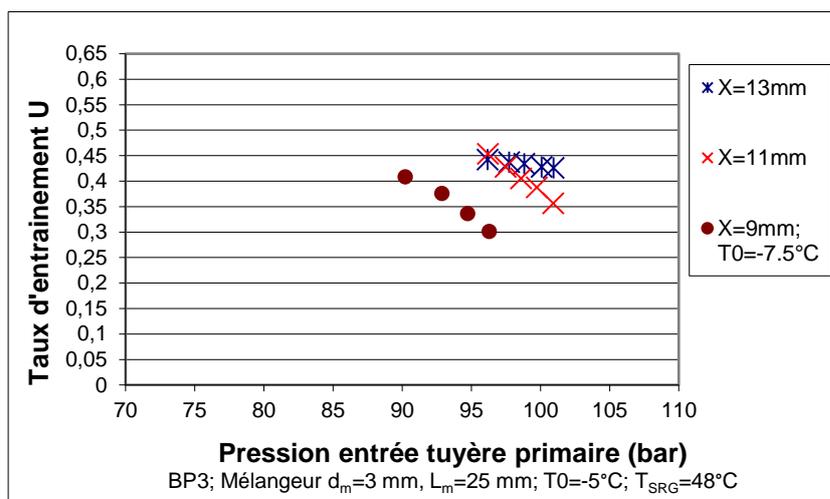


Figure 3.11 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le taux d'entraînement pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm à une température constante à la sortie RG

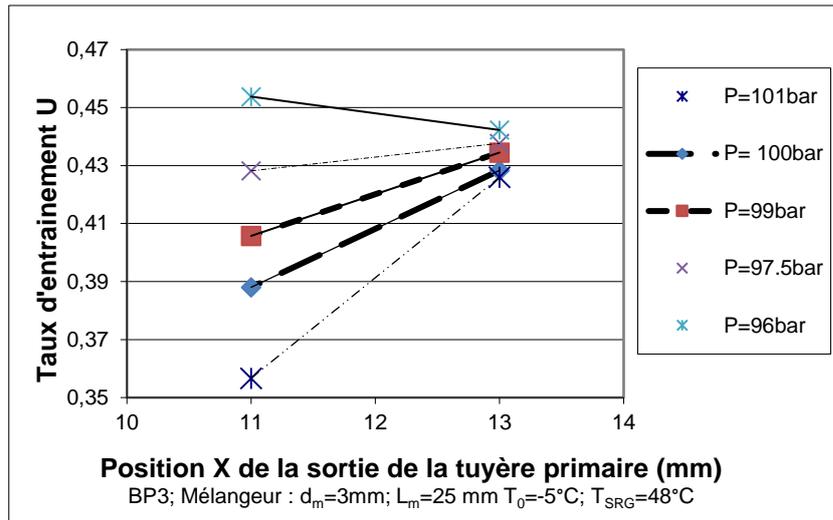


Figure 3.12 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le taux d'entraînement pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm à une température constante à la sortie du RG

La Figure 3.13 montre que la position du plan de sortie de la tuyère primaire X est sans effet sur le débit primaire, qui présente une variation linéaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire.

Le débit secondaire Figure 3.14 est, par contre, fortement influencé par la position de sortie de la tuyère primaire. Lorsque X passe de 9 mm à 11 mm, le débit secondaire correspondant représenté sur la Figure 3.14 passe de 11,5 g/s pour une pression de 88,5 bar à 12,5 g/s pour une pression, légèrement plus faible de 88 bar. Ensuite, lorsque X augmente de 11 mm à 13 mm le débit secondaire croît et passe de 9,94 à 11,36 g/s pour une pression de 92,5 bar.

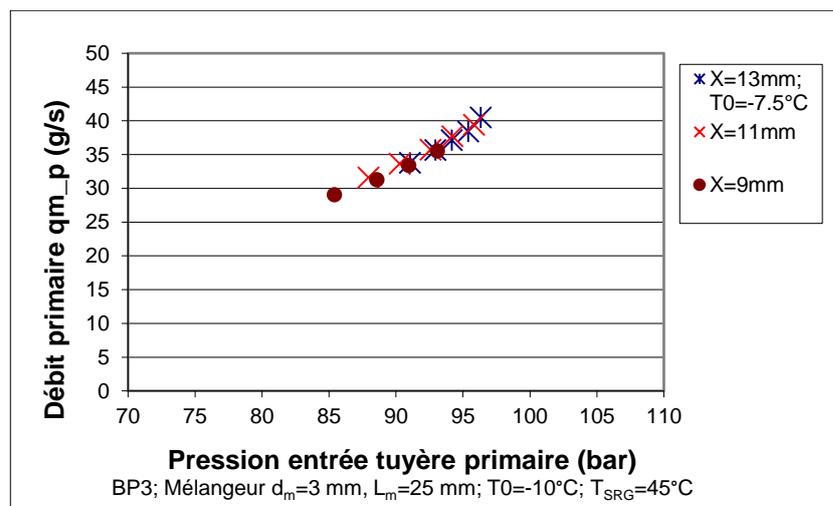


Figure 3.13 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le débit primaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour des températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz constantes

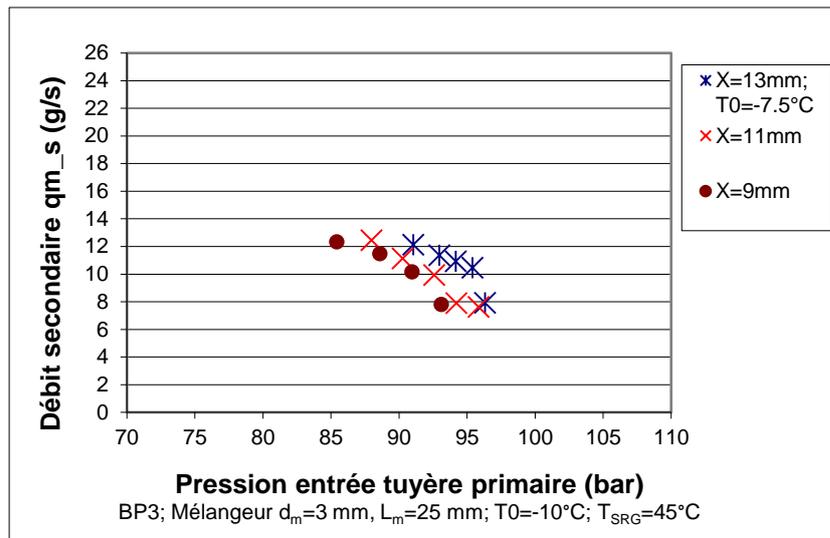


Figure 3.14 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le débit secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour des températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz constantes

Le gain en pression Figure 3.15 pour la pression de 91 bar passe de 3,32 bar à la position $X = 9$ mm à 5,04 bar pour la position $X = 13$ mm. D'après cette même figure on voit que le gain en pression pour ces deux positions est presque identique tout au long de la plage de pression alors que le gain pour la position $X = 11$ mm augmente avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire. Le rapport de compression Figure 3.16 suit la même évolution que le gain en pression et on se trouve avec un rapport de compression maximal de 1,22 pour la position $X=13$ mm pour une pression de 91 bar.

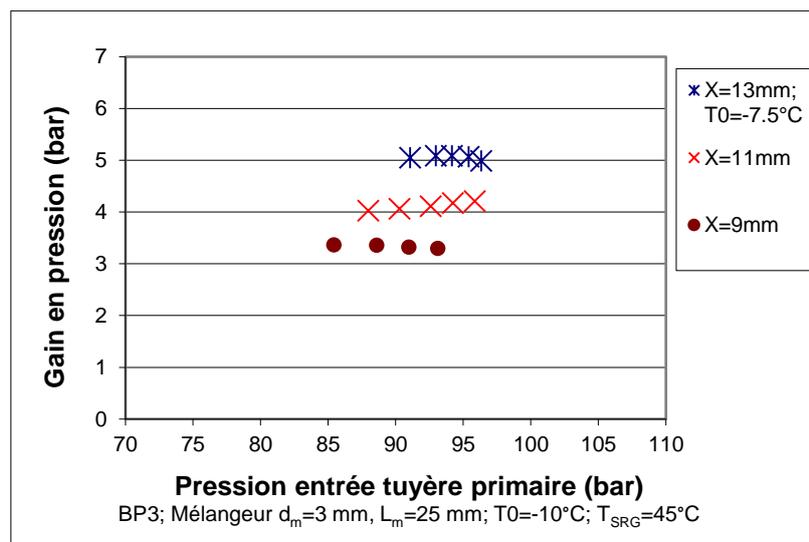


Figure 3.15 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le gain en pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour des températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz constantes

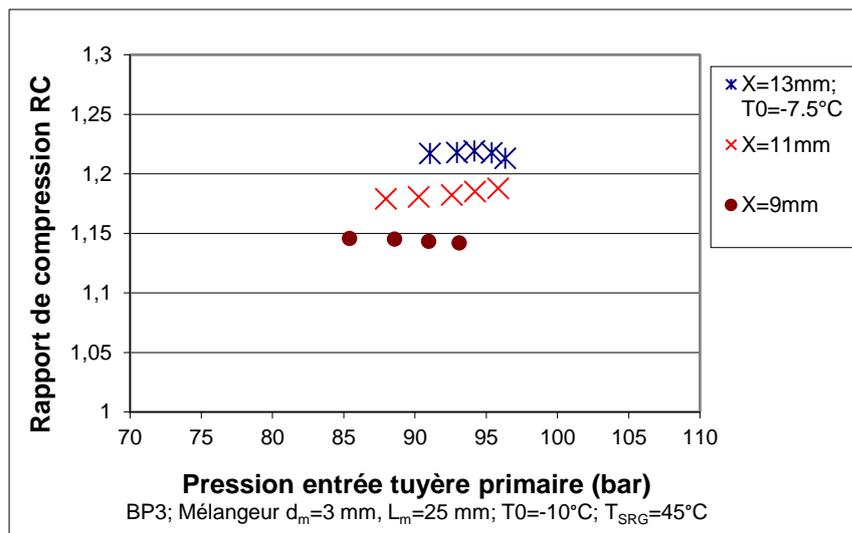


Figure 3.16 : Effet de la position de la tuyère primaire BP3 sur le rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour des températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz constantes

3.1.1.3 Tuyère primaire BP2 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

Dans cette partie, la recherche de la position optimale pour la tuyère BP2 ayant un angle de divergent de 2° et un diamètre au col de 0,9 mm est poursuivie.

Pour une température variable du CO_2 de 30 à 48 °C à la sortie du refroidisseur de gaz et une température d'évaporation variable de -14 à +2 °C, le taux d'entraînement maximum Figure 3.17 du système peut atteindre 0,387.

On constate d'après la Figure 3.17 que la position optimale X de sortie de la tuyère primaire a été obtenue lorsque X se situe entre 6 mm et 13 mm. Pour une pression de fluide

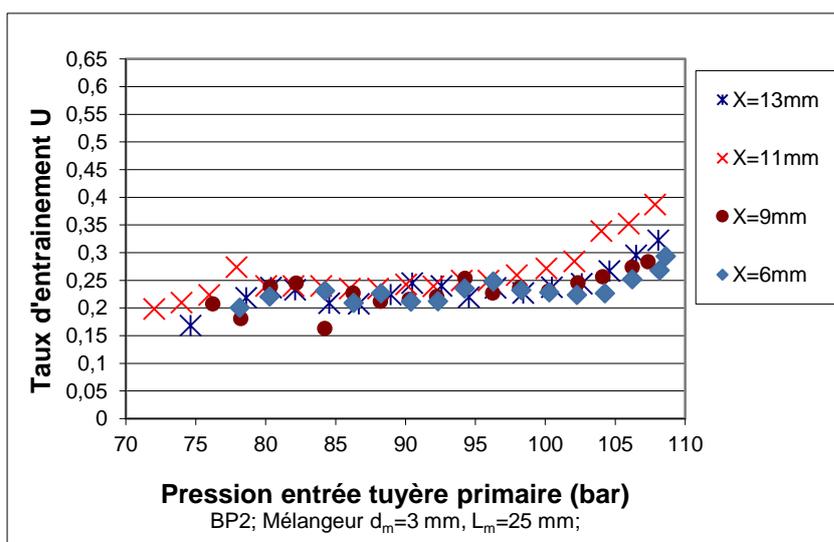


Figure 3.17 : Effet de la position de la tuyère primaire BP2 sur le taux d'entraînement pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm

primaire de 75 bar et lorsque X augmente de 11 mm à 13 mm, le taux d'entraînement décroît en passant de 0,204 à 0,168. La position X = 11 mm présente un extrémum sur toute la plage de pression à l'entrée de la tuyère primaire. La différence entre les taux d'entraînement pour la position X = 6 mm et X = 9 mm est insignifiante. À partir d'une pression de fluide primaire de 100 bar et lorsque X augmente de 9 mm à 11 mm, le taux d'entraînement augmente en passant de 0,22 à 0,27. L'écart entre les taux d'entraînement croît et lorsque la pression atteint 107 bar, on enregistre des taux d'entraînement de 0,283 et 0,387 respectivement pour ces deux dernières positions.

D'après la Figure 3.18 on constate que la position relative de la tuyère primaire n'affecte que faiblement le rapport de compression de l'éjecteur. Il apparaît, au vu des expérimentations, que les meilleurs rapports de compression sont obtenus lorsque la sortie de la tuyère primaire se situe à 11 mm de l'entrée du tube de mélange.

Pour une pression de fluide primaire de 76 bar, lorsque X augmente de 9 mm à 11 mm, le rapport de compression reste invariable. Le gain en pression correspondant est de 2.55 bar figure 3.19 et le débit secondaire relatif à cette pression, représenté en fonction de la haute pression est de 7,07 g/s sur la figure 3.20.

Lorsque la pression à l'entrée de la tuyère primaire augmente, l'écart entre les gains en pression croît mais reste toujours faible avec un maximum de 0,6 bar. Le gain en pression passe à 4,67 bar pour une pression voisine de 108 bar et le débit secondaire Figure 3.20 croît pour atteindre 18,05 g/s. Le débit primaire n'est pas, quant à lui, influencé par la position. Le léger écart observé sur la Figure 3.21 est dû essentiellement à des températures différentes à la sortie du refroidisseur de gaz.

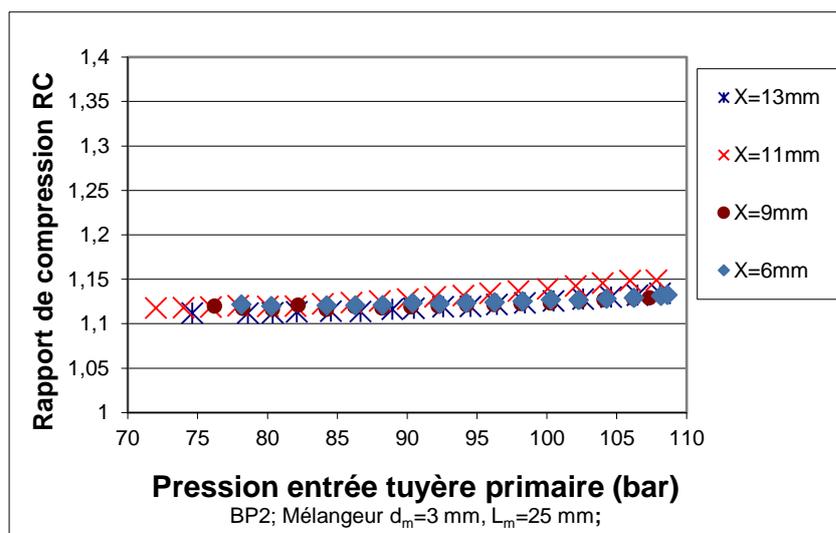


Figure 3.18 : Effet de la position de la tuyère primaire BP2 sur le rapport de compression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère avec le mélangeur de diamètre 3mm

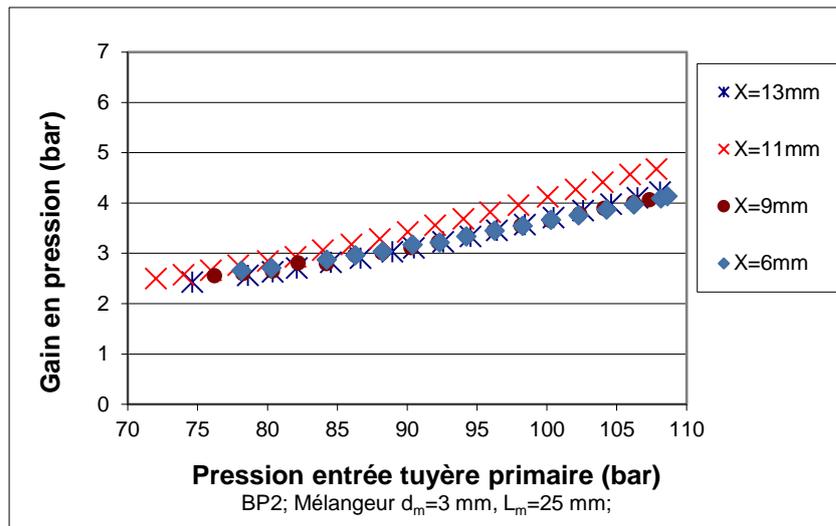


Figure 3.19 : Effet de la position de la tuyère primaire BP2 sur le gain en pression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm

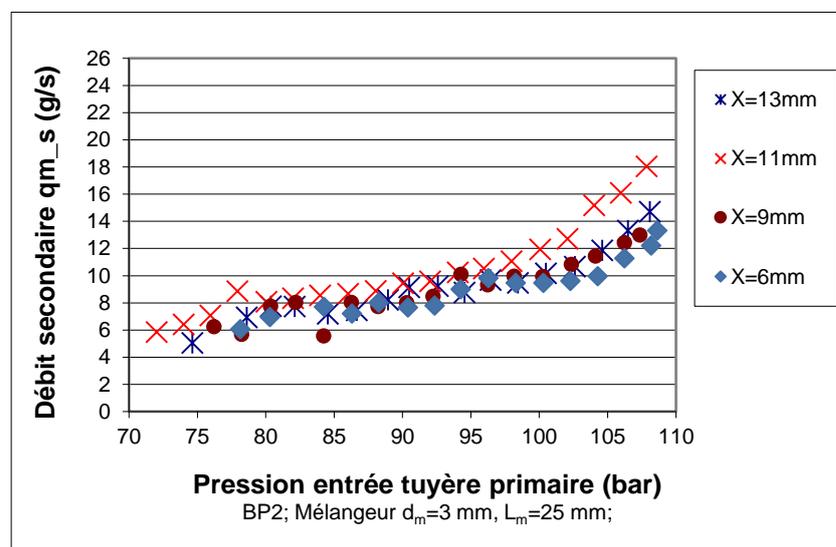


Figure 3.20 : Effet de la position de la tuyère primaire BP2 sur le débit secondaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm

Conclusion

Trois tuyères primaires ont été testées et les résultats de ces expériences sont présentés sur les Figures 3.1 à 3.21. Il a été constaté que :

- Le taux d'entraînement du système augmente lorsque le diamètre au col de la tuyère motrice croît pour une valeur de X donnée, ce qui indique une direction pour augmenter le taux d'entraînement du système. Plus important encore,

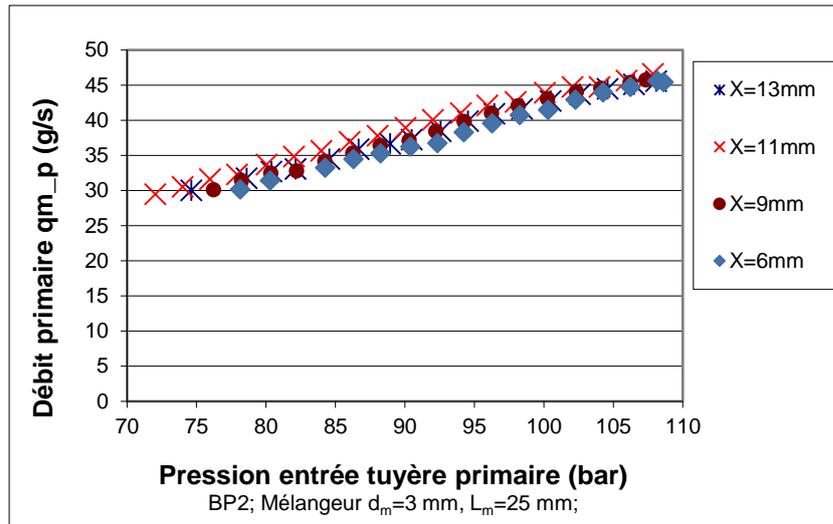


Figure 3.21 : Effet de la position de la tuyère primaire BP2 sur le débit primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm

- La valeur X optimale pour les tuyères étudiées, est comprise entre 11 mm et 13 mm.
- Le gain en pression atteint au maximum 8,16 bar pour la tuyère BP4 pour des conditions de fonctionnement appropriées.

Ces résultats sont en parfait accord avec les résultats obtenus par Lawrence et Elbel [111] et Liu et al. [42, 112].

3.1.1.4 Tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 5 mm

La Figure 3.22 illustre l'effet de la position X du plan de sortie de la tuyère primaire BP4 sur le taux d'entraînement U du système en utilisant le mélangeur de diamètre 5 mm et une longueur de la section constante L_m de 25 mm. À une température variable du CO_2 de 37 °C à 65 °C à la sortie du refroidisseur de gaz et une température d'évaporation variable de -8 °C à +2 °C, le taux d'entraînement maximum du système peut atteindre 0,308, Figure 3.22.

Pour une pression de fluide primaire de 78 bar et lorsque X augmente de 9 à 11 mm, le taux d'entraînement augmente de 0,123 à 0,149, puis le taux d'entraînement décroît à 0,122 lorsque X augmente de 11 à 13 mm. De même, pour une pression du fluide primaire de 86 bar lorsque X augmente de 9 mm à 11 mm, le taux d'entraînement augmente de 0,138 à 0,166. Ensuite, le rapport d'entraînement décroît à 0,154 lorsque X augmente de 11 à 13 mm.

On constate à partir de la Figure 3.22 qu'à une pression de 90 bar et une pression de 98 bar, l'écart entre les taux d'entraînement pour les différentes positions devient plus important, ceci est dû essentiellement à des écarts de température plus élevés sur la température de CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz Figure 3.23. L'écart sur le taux

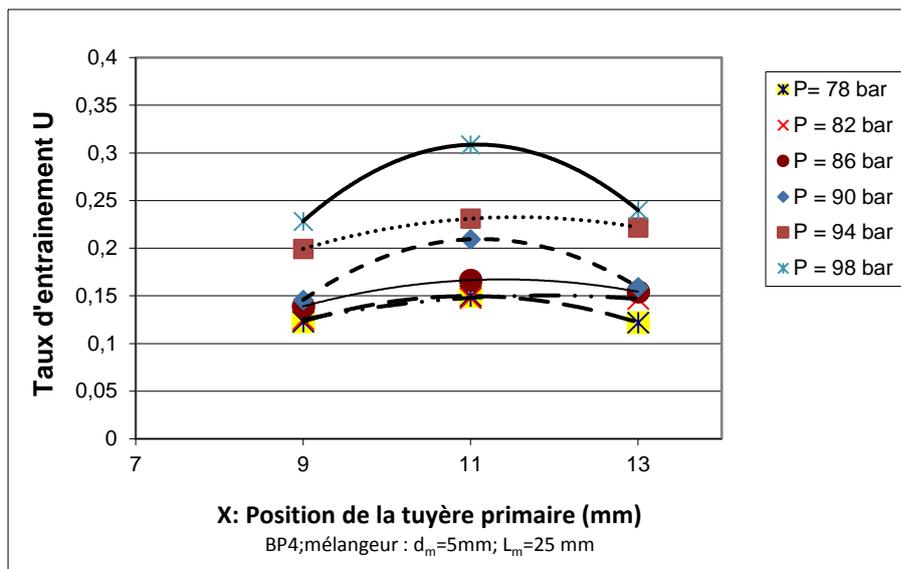


Figure 3.22 : Taux d'entrainement en fonction de la position de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 5 mm pour diverses pressions à l'entrée de la tuyère

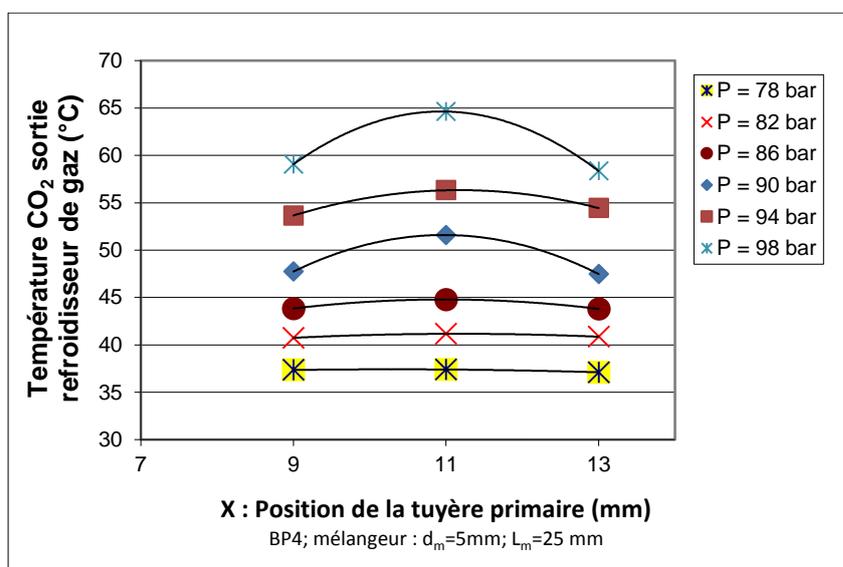


Figure 3.23 : Température CO₂ à la sortie du RGen en fonction de la position de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 5 mm pour diverses pressions à l'entrée de la tuyère

d'entrainement à des pressions de 78 bar et 82 bar est dû à l'effet de position puisque les températures sont identiques. La position $X = 11$ mm est encore une fois la position optimale. Cette position semblerait a priori indépendante du diamètre du mélangeur.

Le gain en pression atteint 3,95 bar comme indiqué sur la Figure 3.24 pour une pression de 98 bar et à la position $X = 13$ mm. Les gains en pression augmentent avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire mais diminuent avec l'augmentation de la position X comme indiqué pour les pressions 78 bar et 82 bar pour les deux positions extrêmes.

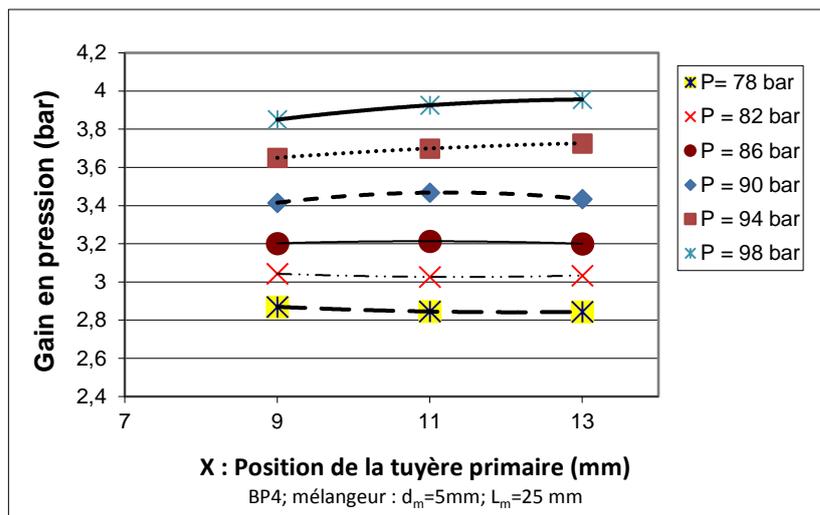


Figure 3.24 : Gain en pression en fonction de la position de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 5 mm pour diverses pressions à l'entrée de la tuyère

Pour les pressions les plus élevées, on constate à partir de la Figure 3.24 un comportement inversé du gain en pression, ceci peut être expliqué par des écarts plus importants de la température à la sortie du refroidisseur du gaz.

Le débit primaire, Figure 3.25, augmente avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire mais n'est pas réellement influencé par la position. On constate un léger décalage aux deux pressions indiquées précédemment (90 et 98 bar) pour la position $X = 11$ mm donnant lieu à une diminution d'environ 2 g du débit primaire par rapport aux autres positions. Le débit secondaire est, par contre, influencé par la position de sortie de la tuyère primaire. Ainsi toute augmentation de la pression motrice engendre un accroissement du débit primaire et du débit secondaire et la position $X = 11$ mm permet d'atteindre les valeurs maximales.

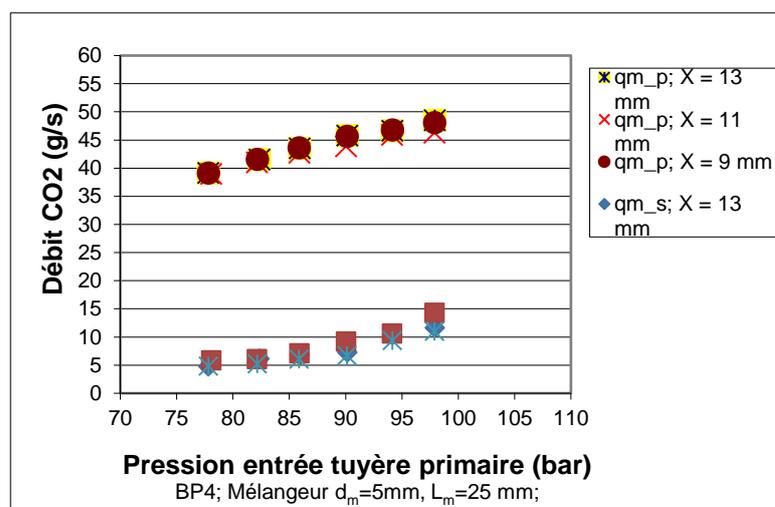


Figure 3.25 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère pour différentes positions de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 5 mm

Conclusion

Il devient évident à partir de l'analyse effectuée pour différentes conditions opératoires qu'une position optimale existe permettant d'obtenir le taux d'entraînement le plus élevé. Cette position pour les tuyères primaires ayant un angle de divergent de 2° est de 11 mm. L'analyse effectuée a montré que cette position est invariable avec le diamètre du mélangeur.

3.1.2 Angle de divergent de 5°

Afin de déterminer l'influence de l'angle de divergent, deux tuyères primaires sont testées dont les géométries sont indiquées dans le tableau 3.2. Ces essais sont effectués pour des températures du CO₂ à la sortie du refroidisseur de gaz et d'évaporation variables semblables à celles utilisées avec les tuyères à 2°. La position optimale de la tuyère primaire est considérée comme étant la position où le taux d'entraînement maximum du système est atteint.

Tableau 3.2 : Caractéristiques principales des tuyères

	d*	Angle α°	d_s	(d_s/d*)²
BP6	0,9	5°	1.77	3.86
BP8	1.2	5°	2.07	2.97

3.1.2.1 Tuyère primaire BP6 avec le mélangeur de 3 mm de diamètre

La Figure 3.26 représente l'influence de la position X du plan de sortie de la tuyère primaire sur le taux d'entraînement U du système. Cette figure montre que la position de sortie de la tuyère primaire X optimal est obtenue pour une position comprise entre 6 mm et 13 mm. En effet pour une température variable du CO₂ de 33 °C à 48 °C à la sortie du refroidisseur de gaz et une température d'évaporation variable de -14 °C à +0,5 °C, le taux d'entraînement maximum du système peut atteindre 0,30. On constate également que :

- Pour une pression de fluide primaire de 82,5 bar et lorsque X varie de 6 mm à 9 mm, le taux d'entraînement reste constant à 0,22. Ensuite, le taux d'entraînement croît à 0,24 lorsque le X passe à 11 mm puis décroît à 0,183 à X = 13 mm. La position X = 11 mm est alors la position optimale pour cette pression.
- A partir d'une pression de 86,5 bar, cette position n'est plus optimale. Ainsi on se trouve pour une pression de fluide primaire de 94,5 bar lorsque X augmente de 6 mm à 9 mm avec une augmentation du taux d'entraînement qui passe de 0,207 à 0,235. Ensuite, le taux d'entraînement décroît lorsque X augmente de 9 à 13 mm.
- De même lorsque la pression du refroidisseur de gaz passe à d'autres valeurs plus

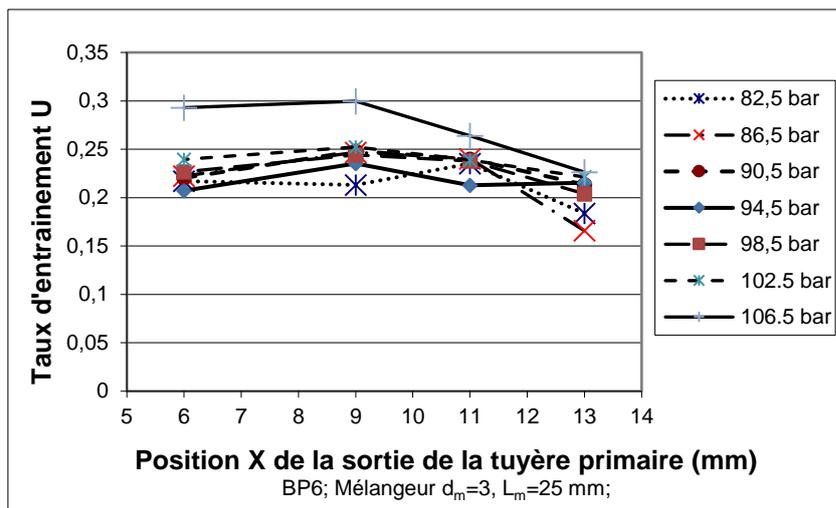


Figure 3.26: Taux d'entraînement en fonction de la position X de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP6 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

élevées, le taux d'entraînement augmente d'abord et ensuite diminue et la position $X = 9$ mm est la position optimale.

L'influence de la position X sur le rapport de compression est donnée sur la Figure 3.27. On constate que la position relative de la tuyère primaire n'affecte que faiblement le rapport de compression de l'éjecteur. Il apparaît, au vu des expérimentations, que les meilleurs rapports de compression sont obtenus lorsque la sortie de la tuyère primaire se situe à $X = 9$ mm de l'entrée du tube de mélange pour toute la plage de pression. Ainsi toute augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire engendre une augmentation du taux d'entraînement et du rapport de compression lorsque les températures d'évaporation et de sortie du refroidisseur de gaz sont variables.

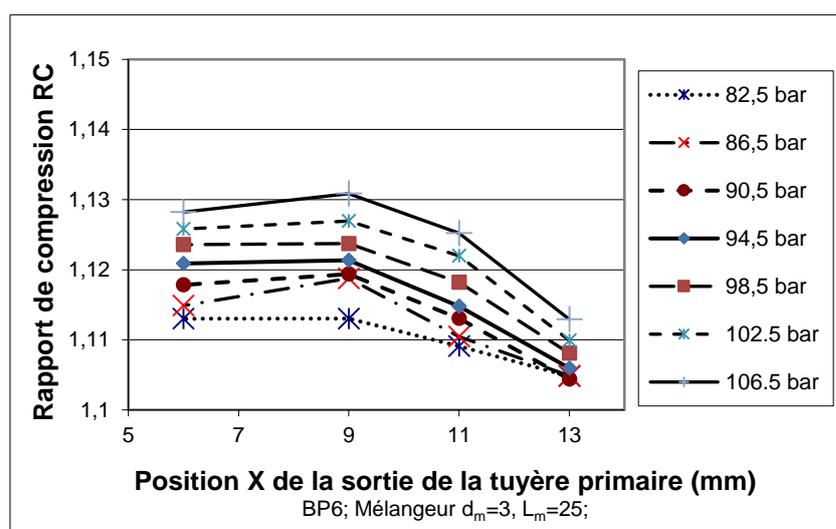


Figure 3.27 : Rapport de compression en fonction de la position X de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP6 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

La Figure 3.28 montre que la position du plan de sortie de la tuyère primaire X est sans effet sur le débit primaire, qui présente une variation linéaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire. Le léger décalage qui se trouve sur la Figure pour différentes pressions est, comme déjà expliqué précédemment, dû essentiellement à une certaine variation en température à la sortie du refroidisseur de gaz entre les essais. Le débit secondaire est, par contre, fortement influencé par la position de sortie de la tuyère primaire. Lorsque X augmente de 6 mm à 9 mm, le débit secondaire correspondant montré sur la Figure 3.29 passe de 7,15 g/s à 8,06 g/s pour une pression de 84,5 bar. Ensuite, lorsque X augmente à 11 mm puis à 13 mm le débit secondaire décroît et passe à 7,07 puis à 6,11 g/s, respectivement. Soit une variation de 32 % entre les deux positions. La Figure 3.30 représente le débit secondaire en fonction du débit primaire indépendamment des pressions et des températures. Cette Figure montre que la position X = 9 mm est la position optimale jusqu'à un débit primaire de 41 g/s et que pour des débits plus important c'est la position X = 6 mm qui l'emporte.

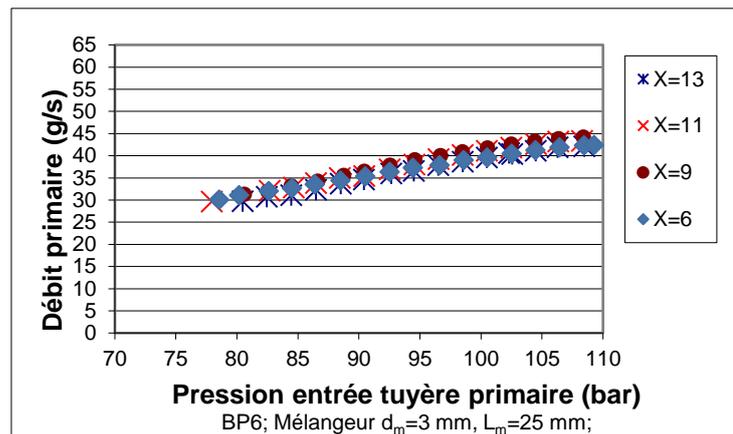


Figure 3.28 : Débit primaire en fonction de la position X de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP6 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

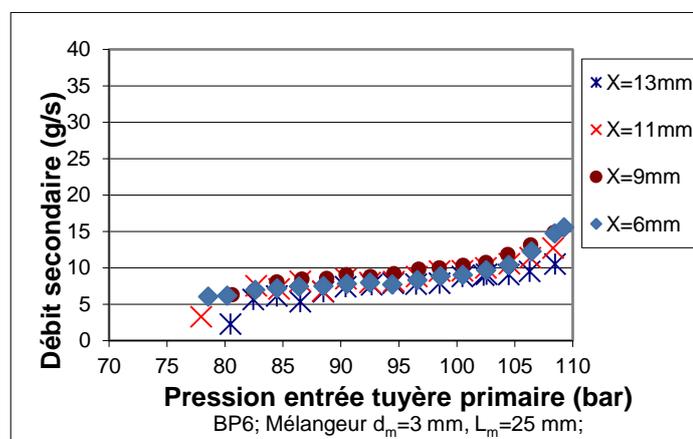


Figure 3.29 : Débit secondaire en fonction de la position X de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP6 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

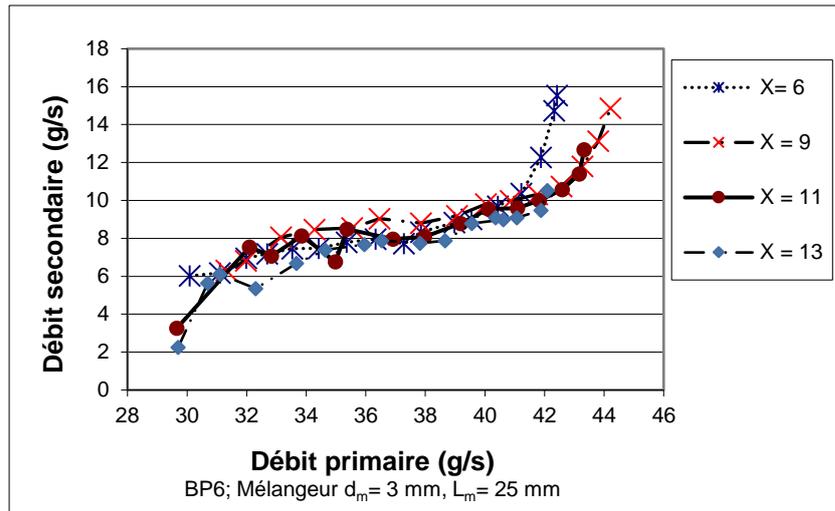


Figure 3.30 : Débit secondaire en fonction du débit primaire pour différentes positions X de la tuyère primaire BP6 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

3.1.2.2 Tuyère primaire BP8 avec le mélangeur de 3 mm de diamètre

La Figure 3.31 illustre l'effet de la position X du plan de sortie de la tuyère primaire sur le taux d'entraînement U. Pour une température variable du CO₂ de 30 °C à 69 °C à la sortie du refroidisseur de gaz et une température d'évaporation variable de -9 °C à +2,5 °C, le taux d'entraînement maximum du système peut atteindre 0,495 comme indiqué sur la Figure 3.31. On constate à partir de cette Figure que la position de sortie de la tuyère primaire X optimal est celle pour laquelle X = 9 mm. Ceci confirme les résultats de la section précédents pour la tuyère primaire BP6 ayant le même angle de divergent.

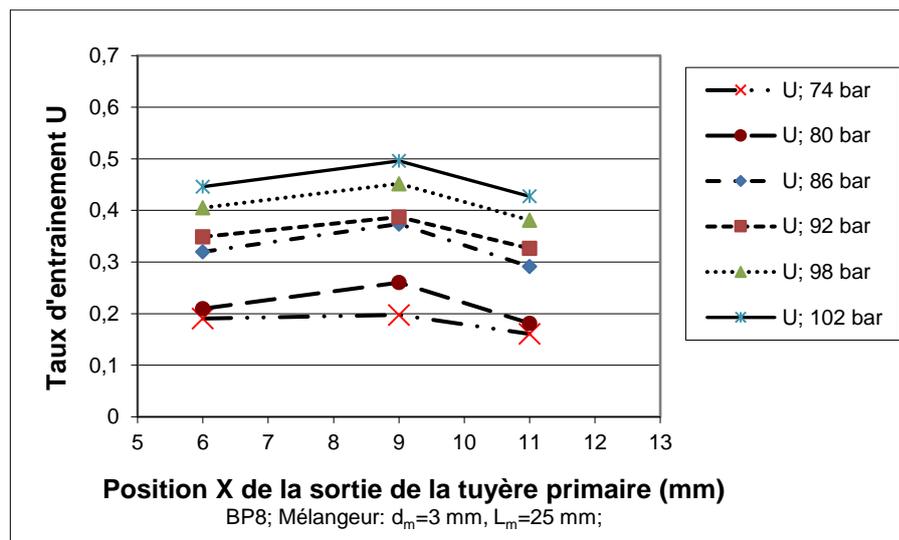


Figure 3.31: Taux d'entraînement en fonction de la position de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP8 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

Pour une pression de fluide primaire de 80 bar et lorsque X varie de 6 mm à 9 mm, le taux d'entraînement augmente de 0,209 à 0,260 soit une augmentation de 24 % puis décroît à 0,18 quand la position est décalée à X = 13 mm. Le même comportement est obtenu lorsque la pression à l'entrée de la tuyère primaire augmente.

D'après la Figure 3.32 on constate que les meilleurs rapports de compression sont obtenus lorsque la sortie de la tuyère primaire se situe à X = 6 mm de l'entrée du tube de mélange jusqu'à une pression de 98 bar où les rapports de compression sont identiques au début puis la position X = 9 mm devient optimale. Ainsi toute augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire engendre une augmentation du taux d'entraînement et du rapport

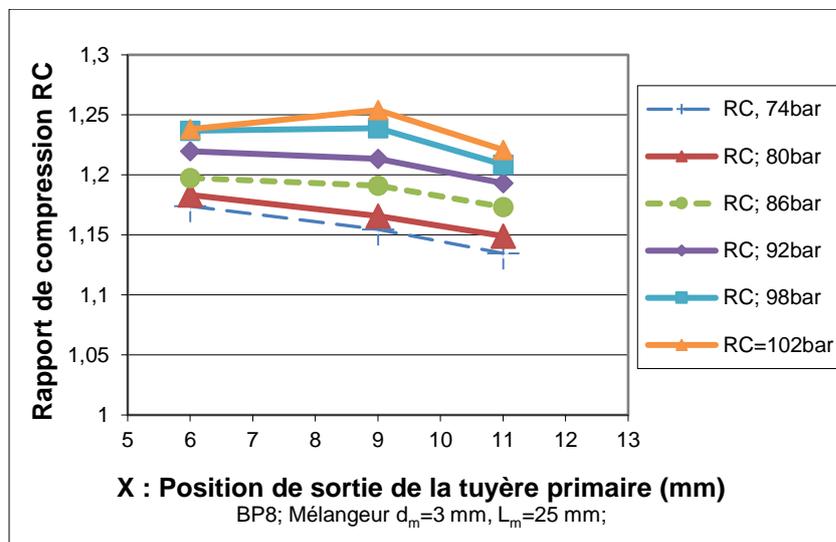


Figure 3.32 : Rapport de compression en fonction de la position de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP8 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

de compression lorsque les températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz sont variables. Ainsi la position X = 9 mm est optimale pour le taux d'entraînement mais elle ne l'est pas pour le rapport de compression.

Le gain en pression atteint 7,49 bar comme indiqué sur la Figure 3.33 pour une pression de 102 bar et à la position X = 9 mm. Les gains en pression augmentent avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire comme indiqué pour les pressions allant de 74 bar à 92 bar mais diminuent avec l'augmentation de la position X. Ainsi les positions optimales pour le gain en pression et pour le rapport de compression est la position X = 6 mm pour des pressions inférieures à 92 bar et par la suite la position X = 9 mm pour des pressions supérieures.

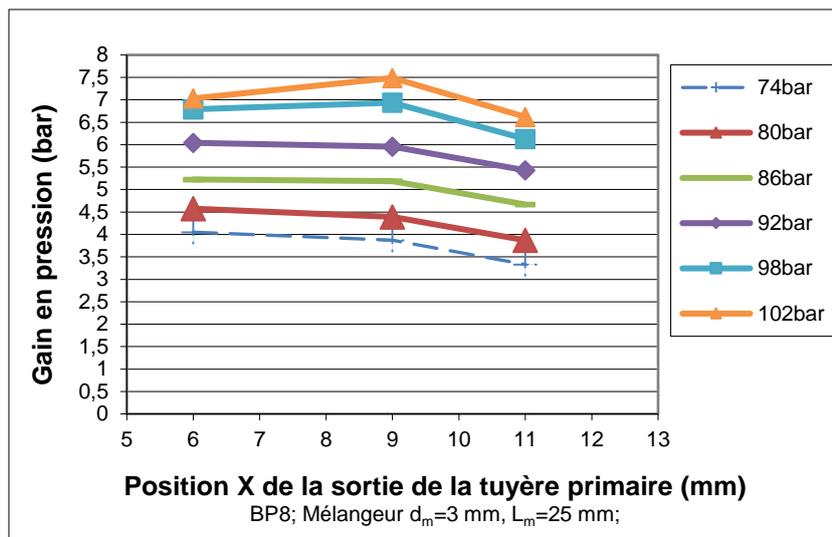


Figure 3.33: Gain en pression en fonction de la position de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP8 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

La Figure 3.34 montre comme précédemment que la position du plan de sortie de la tuyère primaire X est sans effet sur le débit primaire, qui présente une variation linéaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire. De même, le débit secondaire est, par contre, fortement influencé par la position de sortie de la tuyère primaire. Lorsque X augmente de 6 mm à 9 mm, le débit secondaire correspondant montré également sur la Figure 3.34 passe de 12,39 g/s à 15,37 g/s pour une pression de 84 bar soit une augmentation de 24 %. Ensuite, lorsque X augmente à 11 mm le débit secondaire décroît et passe à 10,93 g/s soit une diminution de 29 %. De même, lorsque la pression atteint 100 bar, le débit secondaire passe de 20,46 à 23,69 g/s lorsque X passe de 6 à 9 mm soit une augmentation de 15 % puis à 11 mm il y a une chute de débit à 19,67 g/s soit une diminution de 17 %.

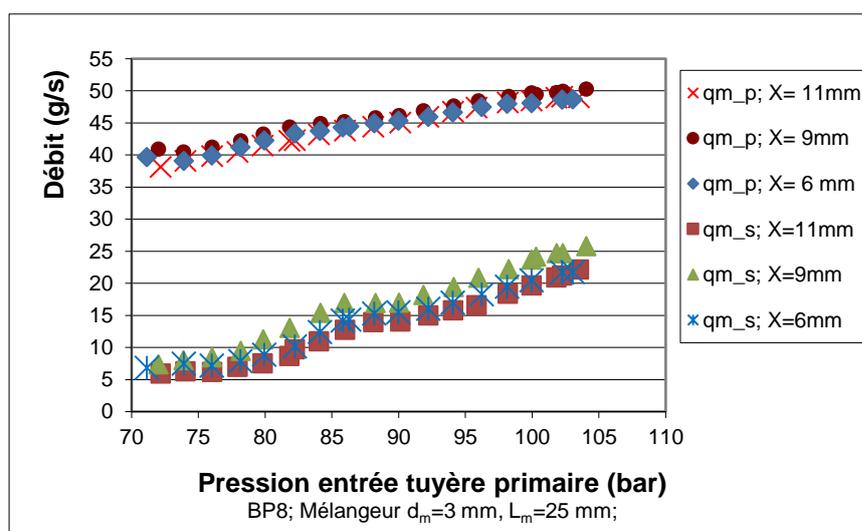


Figure 3.34 : Débits primaire (q_{m_p}) et secondaire (q_{m_s}) en fonction de la position de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP8 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

Conclusion

Deux tuyères primaires ayant un angle de 5° de la partie divergente ont été testées. Il apparaît au vu des expérimentations, que la position optimale est celle pour laquelle $X = 9$ mm, une position qui diffère de celle des tuyères primaires ayant un angle de la partie divergente de 2° . Le gain en pression obtenu est de 7,49 bar, cette valeur très satisfaisante est rarement obtenue dans les études expérimentales.

3.1.3 Angle de divergent de 7°

Une seule tuyère primaire est testée dont la géométrie est listée dans le tableau 3.3. Ces essais sont effectués à des températures du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz et d'évaporation variables.

Tableau 3.3 : Caractéristiques principales des tuyères

	d^*	Angle α°	d_s	$(d_s/d^*)^2$
BP10	0,9	7°	2,12	5,54

La Figure 3.35 illustre l'effet de la position X du plan de sortie de la tuyère primaire sur le taux d'entraînement U du système. Pour une température variable du CO_2 de 38°C à $49,5^\circ\text{C}$ à la sortie du refroidisseur de gaz et une température d'évaporation variable de -9°C à 0°C , le taux d'entraînement maximum peut atteindre 0,266 comme indiqué sur la Figure 3.35. On constate que la position de sortie de la tuyère primaire pour laquelle le taux d'entraînement est maximale est $X_{\text{optimal}} = 6$ mm.

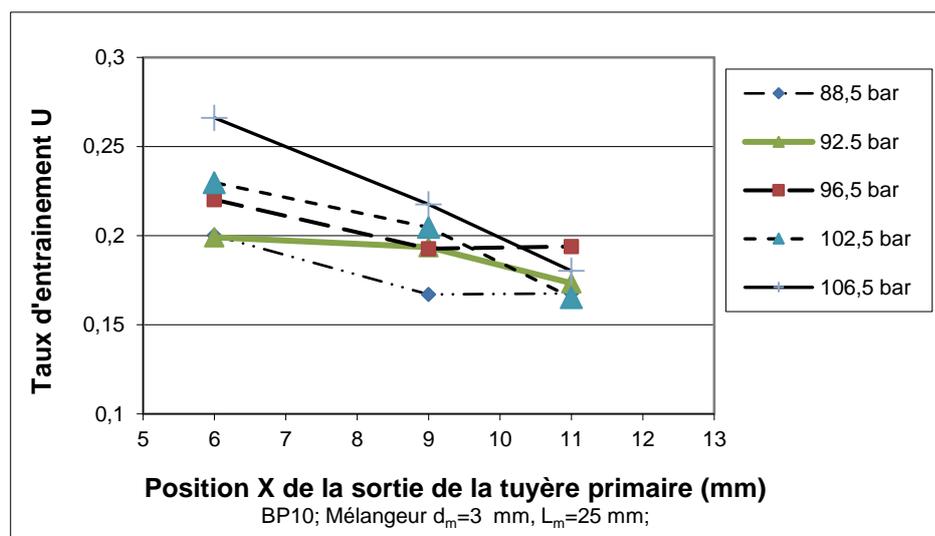


Figure 3.35 : Taux d'entraînement en fonction de la position de la tuyère primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP10 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

Pour une pression de fluide primaire de 88,5bar et lorsque X varie de 6 à 9 mm, le taux d'entraînement diminue de 0,199 à 0,167 soit une diminution de 17 % puis reste presque constante quand la position est décalée à X = 11 mm. Pour d'autres pressions plus élevées à l'entrée de la tuyère primaire le taux d'entraînement diminue une première fois puis diminue encore une fois lorsque la position X est variée.

D'après la Figure 3.36 on constate que les meilleurs rapports de compression sont obtenus lorsque la sortie de la tuyère primaire se situe à X = 6 mm de l'entrée du tube de mélange. Ainsi toute augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire engendre une augmentation du taux d'entraînement et du rapport de compression lorsque les températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz sont variables.

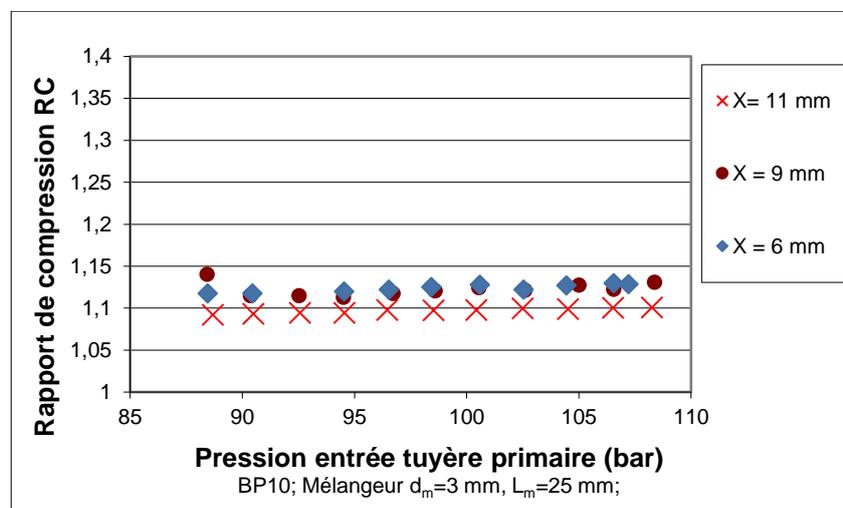


Figure 3.36 : Rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP10 pour différentes positions de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm

La Figure 3.37 montre que la position du plan de sortie de la tuyère primaire X est sans effet sur le débit primaire, qui présente une variation linéaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire. Le léger décalage qui se trouve sur la Figure pour différentes pressions est, comme déjà expliqué précédemment, dû essentiellement à une certaine variation de la température à la sortie du refroidisseur de gaz entre les essais. Le débit secondaire est, par contre, influencé par la position de la sortie de la tuyère primaire. En fait, le débit massique primaire croissant entraîne une diminution de la pression à la sortie de la tuyère motrice. Lorsque la pression du frigorigène à la sortie de la tuyère motrice est réduite, la différence de pression entre la sortie et l'entrée de la tuyère motrice est augmentée, provoquant l'augmentation du débit massique secondaire. En conséquence, le débit massique secondaire augmente avec l'augmentation de la pression du refroidisseur de gaz.

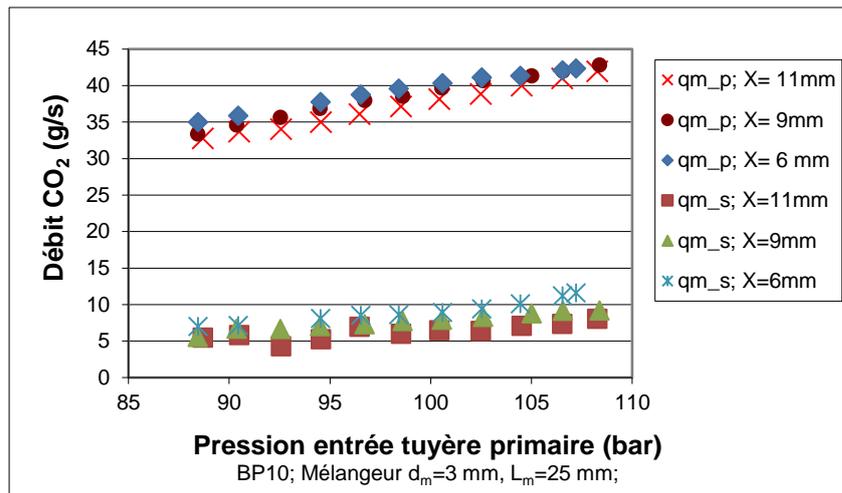


Figure 3.37: Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP10 pour différentes position de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm

A partir de la Figure 3.37, on voit alors que lorsque X augmente de 6 mm à 9 mm, le débit secondaire correspondant passe de 8,10 à 7,08 g/s pour une pression de 94,5 bar soit une diminution de 13 %. Ensuite, lorsque X augmente à 11 mm le débit secondaire décroît encore une fois et passe à 5,29 g/s soit une diminution de 35% au total. Aussi lorsque la pression atteint 106,5 bar, le débit secondaire passe de 11,2 à 9,14 g/s lorsque X passe de 6 à 9 mm soit une diminution de 19 % puis à 11 mm il aura une diminution de débit à 7,39 g/s soit une diminution de 34 % au total.

3.1.4 Conclusion

Le taux d'entraînement de l'éjecteur dépend de manière significative de la position X du plan de sortie de la tuyère primaire par rapport au mélangeur et une position optimale existe. Cette position dépend essentiellement de la géométrie de la tuyère primaire en particulier de l'angle de divergent et de la pression à l'entrée de la tuyère motrice. Trois positions ont été identifiées comme position optimale soit 6, 9 et 11 mm pour trois angles de divergent de la tuyère motrice, 7° , 5° et 2° , respectivement. Ces positions ne dépendent ni du diamètre au col de la tuyère motrice ni du diamètre du mélangeur.

Deux méthodes sont suivies pour évaluer la performance de l'éjecteur :

- La première consiste à faire l'étude à une vitesse constante et cette méthode a été suivie par Lui et al.[42].
- La deuxième méthode consiste à faire varier la vitesse et maintenir les températures d'évaporation et à la sortie du refroidisseur de gaz constante et cette méthode permet

de mieux comparer les performances de l'éjecteur pour des conditions opératoires définies et cette méthode est celle adoptée par Elbel et Hrnjak [43].

Il apparaît au vu des expérimentations que :

- La position optimale obtenue pour les tuyères d'angle de divergent 2° est 11 mm pour des diamètres de mélangeur 3, 4 et 5 mm. L'étude expérimentale de Liu et al. [42] a montré que le taux d'entraînement, le rapport de compression, la capacité de refroidissement et le COP atteignaient le niveau maxima lorsque la distance entre la sortie de la tuyère motrice de l'éjecteur et l'entrée du mélangeur était égale à 3 fois le diamètre de la section de mélange. Le diamètre du mélangeur utilisé dans leur cas est de 4 mm. La position optimale est alors de 12 mm, position presque identique à celle retenue à l'issue de cette étude cas mais pour les trois diamètres étudiés. Ainsi le facteur 3 fois le diamètre ne semble pas valide et la position de la tuyère primaire est indépendante du diamètre du mélangeur.
- Pour une géométrie et des conditions de fonctionnement de l'éjecteur deux positions optimales très voisines de la tuyère existent pour couvrir toute la plage de pression de fonctionnement. L'utilisation d'un éjecteur avec une tuyère motrice mobile peut offrir un fonctionnement plus flexible qu'un ensemble géométrique totalement fixé et peut aussi être une solution pour répondre à différentes conditions opératoires.

3.2 Influence de la température à la sortie du refroidisseur de gaz

3.2.1 Cas de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

La tuyère BP3 a été choisie pour mener ces tests à trois températures à la sortie du refroidisseur de gaz et pour la position $X = 11$ mm. La Figure 3.38 illustre l'effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le taux d'entraînement U du système. A partir de cette figure, on constate que le taux d'entraînement du système dépend de manière significative de cette température et que le taux d'entraînement maximum du système peut atteindre 0,462.

La vitesse du compresseur est variée de 970 à 1030 tr/min pour la température de 38°C (la variation de la vitesse n'a pas engendré de variation notable de pression), de 920 à 1120 tr/min pour la température de 45°C et 915 à 1095 tr/min pour la température de 48°C .

On constate à partir de la Figure 3.38 que si la température du CO_2 à la sortie du refroidisseur augmente de 38°C à 48°C , le taux d'entraînement passe d'une valeur de 0,18 pour une pression de 86 bar à 0,46 pour une pression de 87,8 bar. Pour cette dernière pression

une diminution de 3 K de la température du CO₂ fait abaisser le taux d'entraînement à 0,394 soit une diminution de 15 %. Les différences entre les taux d'entraînement pour les températures de 45 °C et 48 °C deviennent de plus en plus importante quand la pression augmente. À partir d'une pression de fluide primaire de 95,5 bar et lorsque la température augmente de 45 °C à 48 °C, le taux d'entraînement passe de 0,193 à 0,336 soit une augmentation de 74 %. Ces comportements sont également mis en évidence par Banasiak [63], Christian [44] et Xiao Wang et Jianlin Yu. [113]

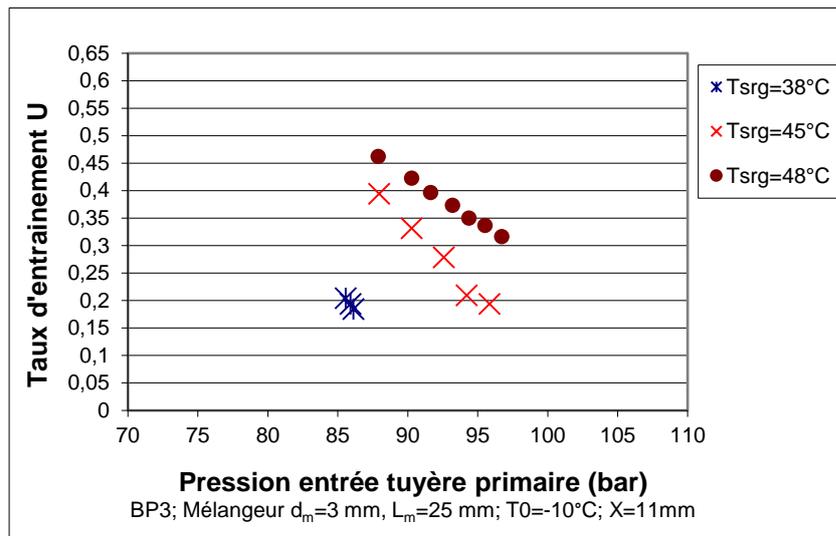


Figure 3.38 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le taux d'entraînement pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

Le débit primaire est aussi influencé par la température à la sortie du refroidisseur de gaz. On constate à partir de la Figure 3.39 que les courbes isothermes 45 °C et 48 °C convergent vers un point commun celui d'une pression de 88 bar. Ces deux courbes s'éloignent l'une de l'autre au fur et à mesure de l'élévation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire. Pour une pression de 94.2 bar l'écart des débits massiques est de 2,27 g/s et s'approche de 3 g/s à la pression de 95,5 bar soit une variation de 8 % pour un écart en température de 3 K. Ainsi toute élévation de la température à la sortie du refroidisseur engendre une diminution du débit primaire, alors que le débit secondaire augmente comme indiqué sur la Figure 3.40. La différence entre les débits secondaires pour les températures de 45 °C et 48 °C devient de plus en plus importante quand la pression augmente. A partir d'une pression du fluide primaire de 88 bar et lorsque la température augmente de 45 °C à 48 °C, le débit secondaire passe de 12,45 à 14,17 g/s respectivement, soit une augmentation de 13 %. Pour une pression voisine de 96 bar le débit secondaire décroît et la différence s'accroît et on se trouve avec 7,62 g/s à 45 °C et 12,28 g/s à 48 °C soit 62 % de plus.

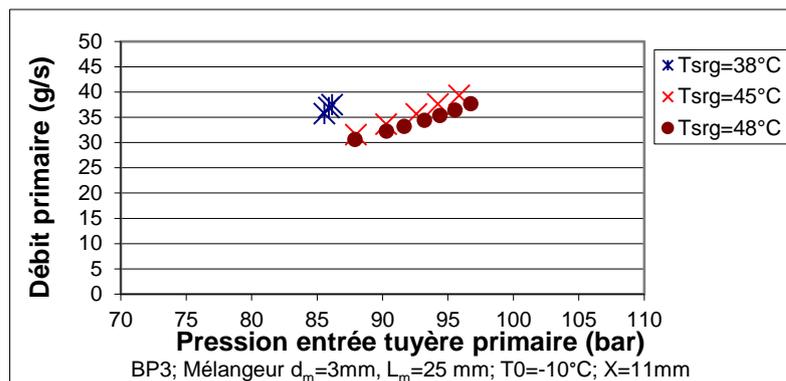


Figure 3.39 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le débit primaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

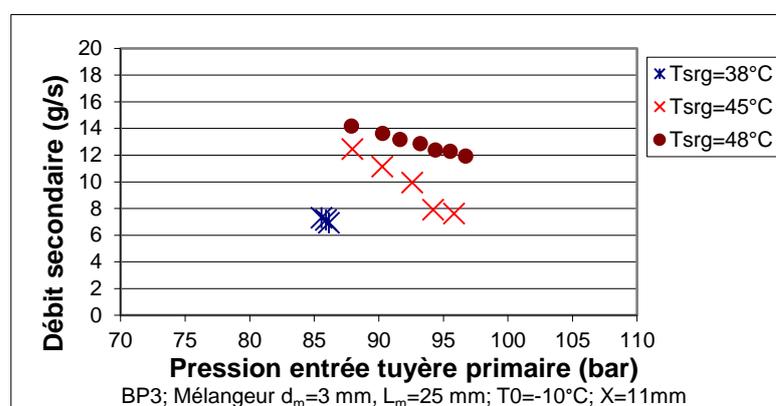


Figure 3.40 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le débit secondaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

D'après la Figure 3.41 on constate que le gain en pression est aussi influencé par la température à la sortie du refroidisseur de gaz. Il apparait, au vu des expérimentations, que les meilleurs gains en pression sont obtenus lorsque la température à la sortie du refroidisseur de gaz est de 48 °C. A cette température, le gain en pression est de 4,14 bar pour une pression de 88 bar et augmente avec l'augmentation de la pression pour atteindre 4,36 à 97 bar.

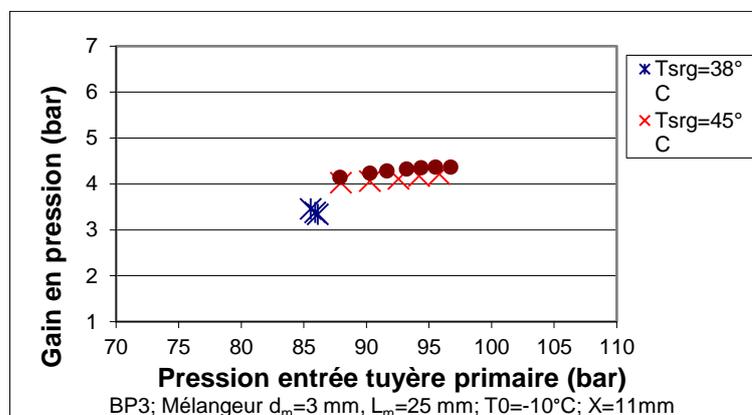


Figure 3.41 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le gain en pression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

3.2.2 Cas de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm

La tuyère BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm est testée dans les mêmes conditions que précédemment afin de confirmer les résultats obtenus. La Figure 3.42 illustre l'effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le taux d'entraînement U et sur le rapport de compression du système pour trois températures différentes. Comme indiqué, le taux d'entraînement du système dépend de ces températures.

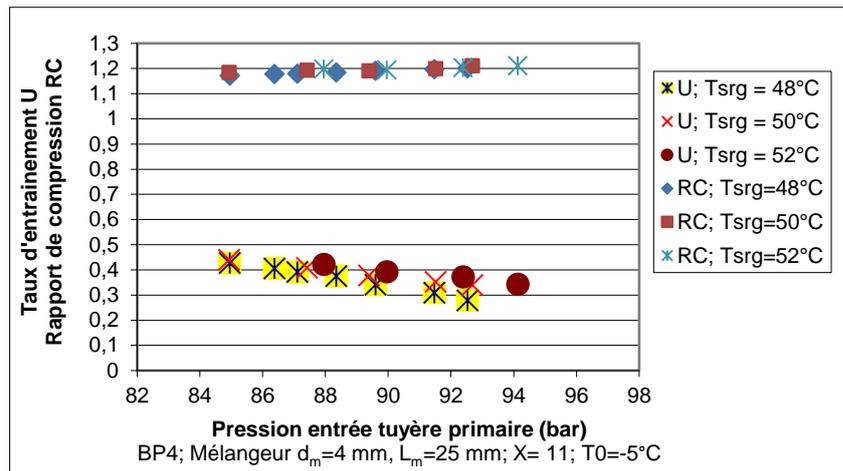


Figure 3.42 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le taux d'entraînement et sur le rapport de compression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm

Malgré les écarts faibles de température à la sortie du refroidisseur de gaz, on peut noter une différence non négligeable pour la pression de 92,5 bar. Ainsi, on obtient des taux d'entraînement de 0,28 et 0,373 pour les températures de 48 °C et 52 °C, respectivement, soit une augmentation de 33 %. Les rapports de compression Figure 3.42 sont très proches; les écarts obtenus sont insignifiants. Toutefois, les gains en pression Figure 3.43 résultant sont compris entre 4,65 bar et 5,31 bar.

Le débit primaire est aussi influencé par la température à la sortie du refroidisseur de gaz. On constate à partir de la Figure 3.44 que les courbes isothermes convergent vers un point commun celui d'une pression inférieure à 85 bar. Ainsi, on se trouve à cette dernière pression avec un écart de 0,94 g/s pour les températures de 48 et 50 °C. Ces courbes s'éloignent l'une de l'autre au fur et à mesure de l'élévation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire. Pour une pression de 91,5 bar l'écart en débit massique est de 1,43 g/s et passe de 1,67 g/s à la pression de 92,5 bar soit une variation de 16 % pour un écart en température de 2 K. Ainsi toute élévation de la température à la sortie du refroidisseur engendre une diminution du débit primaire, alors que le débit secondaire augmente comme indiqué sur la Figure 3.44.

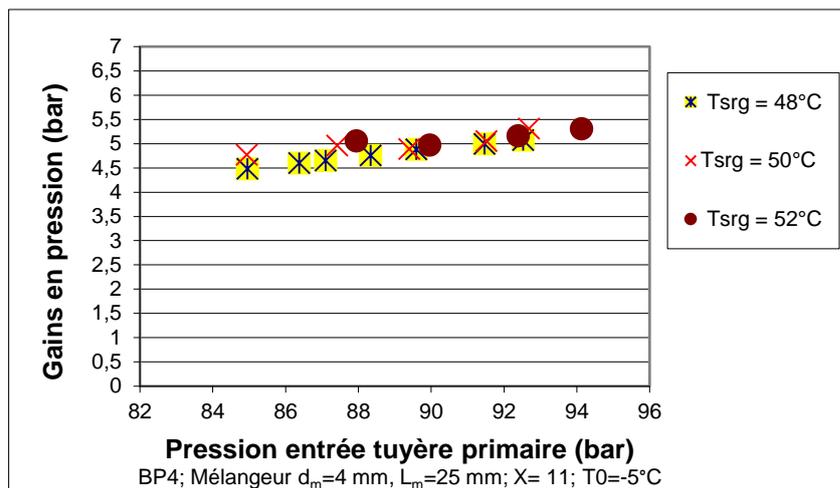


Figure 3.43 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le gain en pression pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm

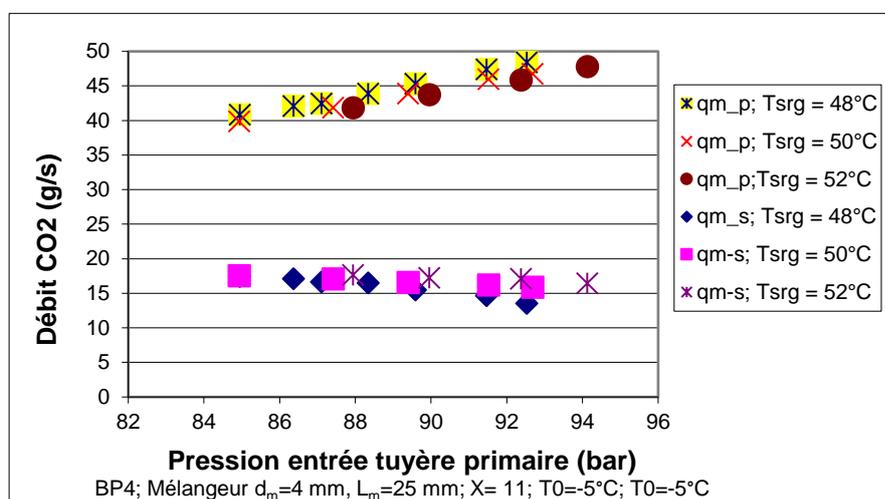


Figure 3.44 : Effet de la température à la sortie du refroidisseur de gaz sur le débit secondaire pour différentes pressions à l'entrée de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm

3.3 Influence de la température d'évaporation

3.3.1 Cas de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm

La Figure 3.45 montre la dépendance du taux d'entraînement U et du rapport de compression avec la pression du refroidisseur de gaz pour deux températures d'évaporation différentes. La température du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz est fixée à 48°C . Cette Figure montre un même taux d'entraînement à -5°C que celui d'une température d'évaporation -10°C mais pour des pressions à l'entrée de la tuyère primaire plus faibles.

La courbe isotherme -10°C est décalée vers la droite par rapport à celle de -5°C . Un taux d'entraînement de 0,462 est obtenu pour une pression de 87,88 bar à -10°C alors qu'un taux d'entraînement de 0,453 est obtenue pour une pression de 96,19 bar à -5°C . Pour une

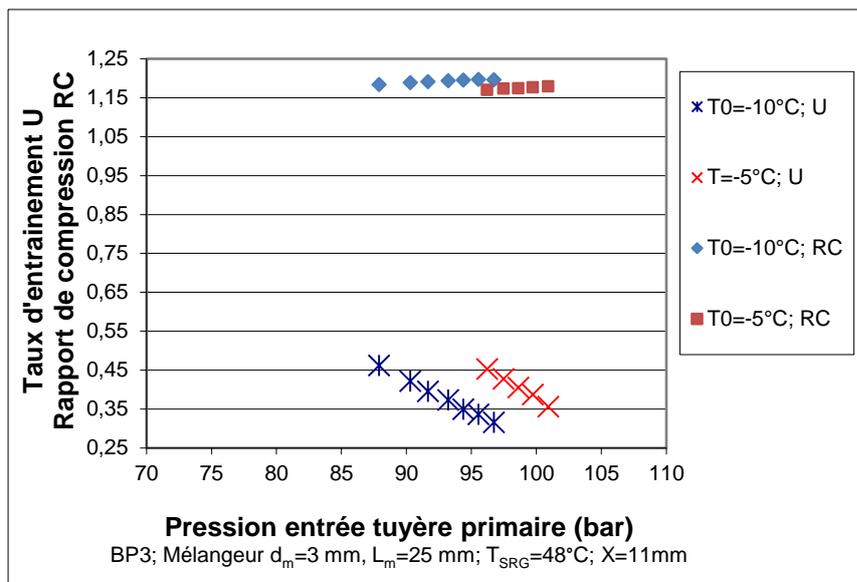


Figure 3.45: Rapport de compression et taux d'entraînement en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour diverses températures d'évaporation

même haute pression de 96 bar, les taux d'entraînement sont différents soit 0,45 à -5 °C et 0,33 à -10 °C. On voit sur la même Figure 3.45 que l'augmentation de la pression primaire du fluide a deux effets contraires sur la performance de l'éjecteur, provoquant une augmentation du rapport de compression d'une part et une diminution du taux d'entraînement d'autre part. La variation du rapport de compression avec la température d'évaporation sous différentes pressions de fonctionnement est plus faible que celle du taux d'entraînement. Les rapports de compression pour des températures de -10 °C et -5 °C augmentent de 1,184 à 1,196, et de 1,170 à 1,179 pour des pressions de fluide primaires de 87,88 bar à 96,73 bar et 96,19 à 100,91, respectivement.

Le gain en pression Figure 3.46 augmente avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire et avec l'augmentation de la température d'évaporation. Le gain maximal est de 4.6 bar pour une température d'évaporation de -5 °C à une pression voisine de 101 bar.

Le débit primaire n'est pas influencé par la température d'évaporation. En fait, le débit primaire ne dépend que de la géométrie de la tuyère primaire en particulier de la section au col et des conditions d'exploitation soit la pression et la température du CO₂ à l'entrée de la tuyère primaire. Le débit primaire augmente de 40 à 48,5 g/s pour une variation de pression de 84,5 à 92,5 bar.

On constate à partir de la Figure 3.47 que les deux courbes isothermes à -10 °C et -5 °C se trouvent sur le même prolongement et les débits primaires augmentent avec

l'augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire. Le débit secondaire est, par contre, influencé par la température d'évaporation. Ainsi toute élévation de la pression motrice engendre une augmentation du débit primaire, alors que le débit secondaire diminue comme indiqué sur la Figure 3.47. La variation du débit secondaire avec la température d'évaporation de -10 °C en fonction de la haute pression est presque identique à celle relative à la température d'évaporation de -5 °C .

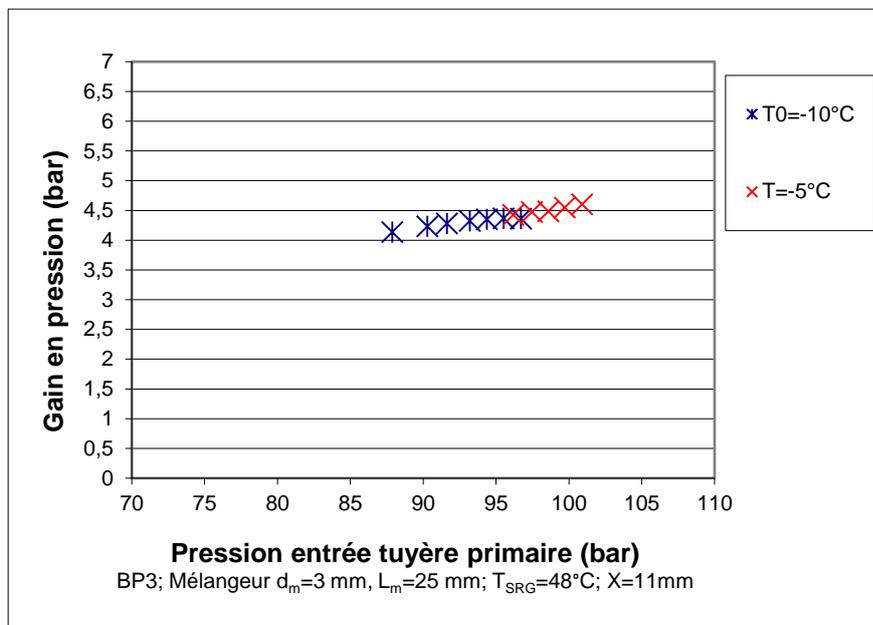


Figure 3.46 : Gain de pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour deux températures d'évaporation

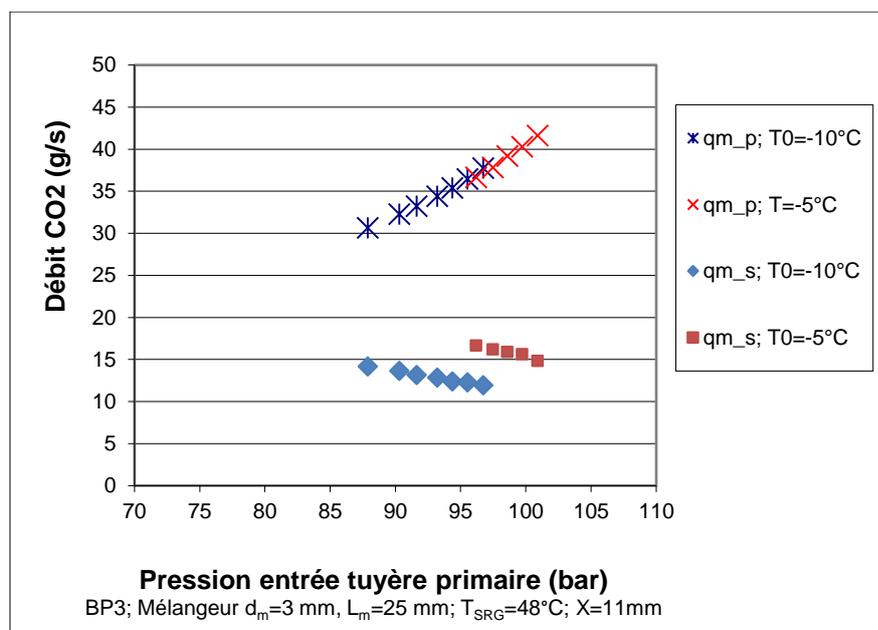


Figure 3.47 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour deux températures d'évaporation

3.3.2 Cas de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm

L'influence de la température d'évaporation sur les différents paramètres dans le cas de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm est étudiée.

La Figure 3.48 montre la dépendance du taux d'entraînement U et du rapport de compression RC avec la pression à l'entrée de la tuyère primaire pour trois températures d'évaporation. Pour la température de 0°C l'étude est limitée à deux points compte tenu de l'impossibilité d'atteindre cette température pour d'autres pressions. La température du CO_2 à la sortie du refroidisseur de gaz est fixée à 48°C . La Figure 3.48 confirme que les taux d'entraînement les plus élevés sont obtenus pour les températures d'évaporation les plus fortes mais avec des pressions encore plus élevées ce qui indiquait une direction pour augmenter le taux d'entraînement du système. Un taux d'entraînement de 0,427 est obtenu pour une pression 85 bar à -5°C alors qu'un taux d'entraînement de 0,31 est obtenu pour une pression presque identique soit 85,5 bar à $-7,5^{\circ}\text{C}$, soit une diminution de 28 %. De même, un taux d'entraînement de 0,249 est obtenue pour une pression de 90 bar à $-7,5^{\circ}\text{C}$ alors qu'à -5°C le taux d'entraînement obtenu est, pour la même pression, de 0,341 soit une augmentation de 36 %. Le rapport de compression pour la température d'évaporation -7.5°C est le plus élevé puisque le taux d'entraînement est le plus faible. Ces résultats sont semblables à ceux obtenus par Elbel [9].

Le gain de pression maximum est de 5,14 bar pour une pression de 90 bar. Le gain maximal pour la température d'évaporation de -5°C est de 5,07 bar à une pression de 92,5 bar. Les courbes isothermes sont approximativement parallèles comme montré sur la Figure 3.49.

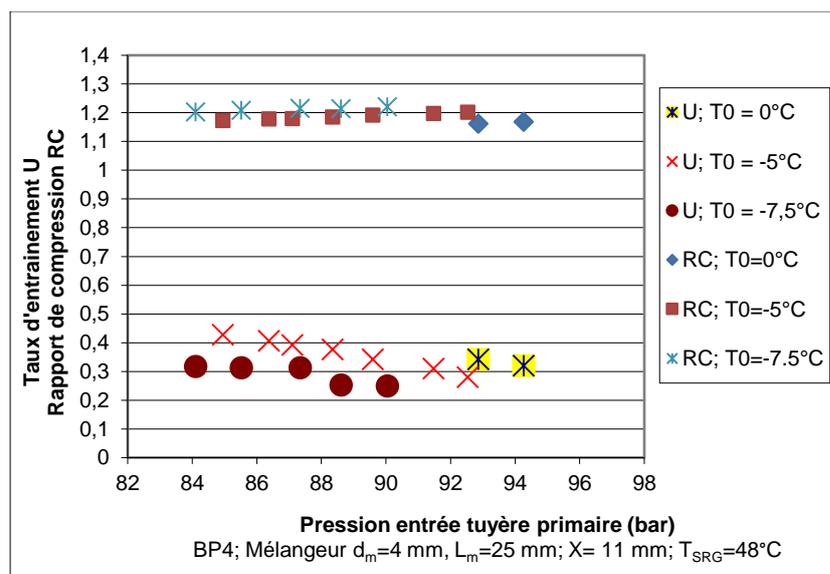


Figure 3.48 : Taux d'entraînement et rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm pour diverses températures d'évaporation

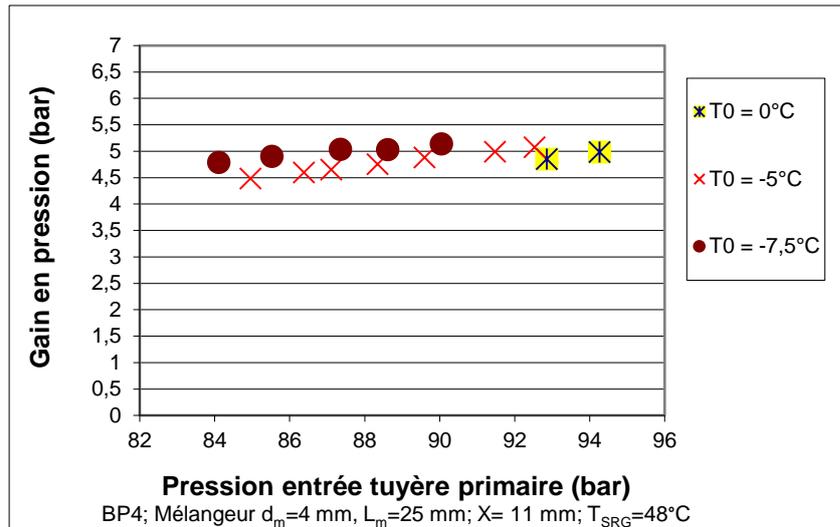


Figure 3.49 : Gain de pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm pour diverses températures d'évaporation

Le débit primaire n'est pas influencé par la température d'évaporation. On constate à partir de la Figure 3.50 que les courbes isothermes se trouvent sur le même prolongement et les débits primaires augmentent avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire. Le débit secondaire est, par contre, influencé par la température d'évaporation. Ainsi toute élévation de la pression motrice engendre une augmentation du débit primaire, alors que le débit secondaire diminue comme indiqué sur la Figure 3.50. La variation du débit secondaire avec la température d'évaporation de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour différentes pressions de fonctionnement est presque identique à celle obtenue pour la température d'évaporation de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ainsi, les deux courbes présentent la même tendance.

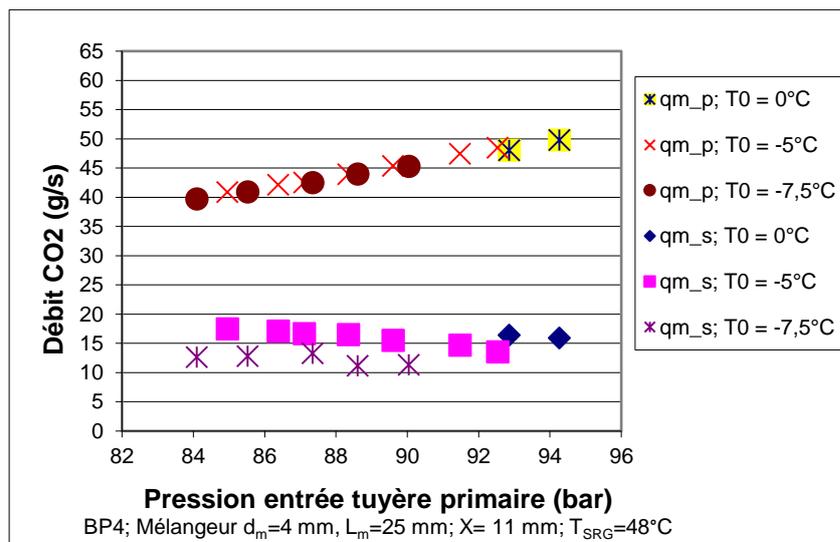


Figure 3.50 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm pour diverses températures d'évaporation

Conclusion

Afin d'étudier l'influence de la température d'évaporation sur les paramètres de fonctionnement de l'éjecteur à une température constante à la sortie du refroidisseur de gaz deux géométries sont choisies pour mener les expériences. Ainsi, la première combinaison est constituée par la tuyère repérée BP3 avec le mélangeur de diamètre 3 mm et la seconde par la tuyère repérée BP4 avec le mélangeur de diamètre 4 mm. Les résultats obtenus permettent de confirmer la dépendance significative du taux d'entraînement avec la température d'évaporation alors que le rapport de compression est faiblement influencé par cette température. Des températures d'évaporation plus élevées permettent d'obtenir les taux d'entraînement les plus élevés. Le débit primaire quant à lui n'est pas influencé par cette température et toute augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire engendre une élévation du débit indépendamment de la température d'évaporation.

3.4 Influence du diamètre au col de la tuyère primaire à angle de divergent 2°

3.4.1 Tuyères primaires avec mélangeur de diamètre 3 mm à des températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz constantes

Quatre tuyères primaires, dont les géométries des tuyères sont listées dans le tableau 3.4, sont testées. Les essais sont effectués pour des températures du CO₂ à la sortie du refroidisseur de gaz et d'évaporation constantes. Tous les tuyères sont testées avec la même position X = 11 mm, position considérée comme optimale sur une bonne partie de la plage de fonctionnement pour les tuyères d'angle de divergent de 2°.

Tableau 3.4 : Caractéristique principales des tuyères

	d*	Angle α°	d_s	(d_s/d*)²
BP1	0,7	2°	1,04	2,2
BP2	0,9	2°	1,24	1,89
BP3	1	2°	1,34	1,79
BP4	1,2	2°	1,54	1,64

La Figure 3.51 montre la variation du taux d'entraînement pour une température du CO₂ à la sortie du refroidisseur de gaz de 48 °C pour divers diamètres au col des tuyères motrices pour une température d'évaporation de -10 °C. Suite à l'impossibilité d'atteindre cette température pour plus de deux points avec la tuyère repérée BP4, d'autres relevés sont effectués à une température d'évaporation de -5 °C. Pour obtenir ces conditions de

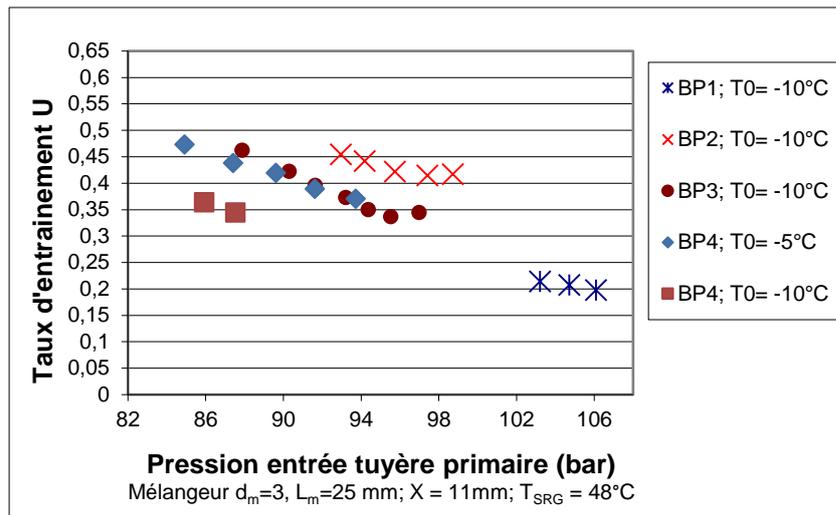


Figure 3.51: Taux d'entraînement en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour différents diamètres au col des tuyères primaires

température la vitesse du compresseur est variée de 900 à 1150 tr/min. Les taux d'entraînement les plus élevées sont obtenues pour les vitesses les plus faibles. On constate que, les taux d'entraînement de toutes les tuyères motrices ont tendance à diminuer avec l'augmentation de la pression du refroidisseur de gaz. Pour des taux d'entraînement presque identiques, la tuyère BP4 donne le meilleur taux d'entraînement à une pression plus faible. La raison en est que, lorsque la pression du refroidisseur de gaz augmente suite à l'augmentation de la température de l'eau à son entrée, le débit aspiré par le compresseur diminue. Pour compenser cette diminution qui a pour conséquence de réduire la puissance frigorifique, la vitesse du compresseur est augmentée mais cette augmentation est limitée par la température du CO₂ à la sortie du refroidisseur de gaz.

Ainsi on aura une augmentation du débit de fluide primaire Figure 3.52 suite à la variation de la vitesse et à la variation de la température de l'eau à l'entrée du refroidisseur de gaz et une augmentation du débit de fluide secondaire. En fait, le débit massique primaire croissant entraîne une diminution de la pression à la sortie de la tuyère motrice. Lorsque la pression du fluide à la sortie de la tuyère motrice est réduite, la différence de pression entre la sortie et l'entrée de la tuyère motrice augmente, provoquant l'augmentation du débit massique secondaire. Mais, l'augmentation du débit massique secondaire est beaucoup plus faible que la diminution suite à la chute de la puissance frigorifique obtenue suite à l'augmentation de la pression (Figure 3.53) et, par conséquent, une diminution excessive du débit secondaire est causée dans une telle circonstance. A cause de l'amélioration évidente du débit massique du

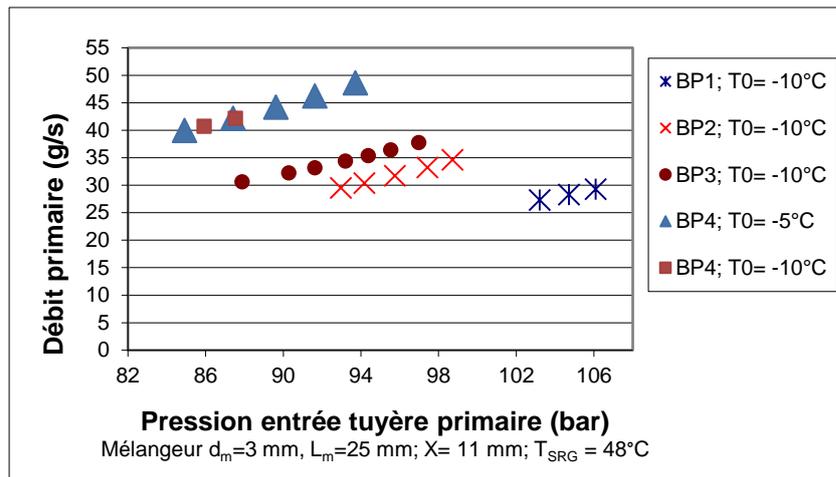


Figure 3.52 : Débit primaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour différents diamètres au col des tuyères primaires

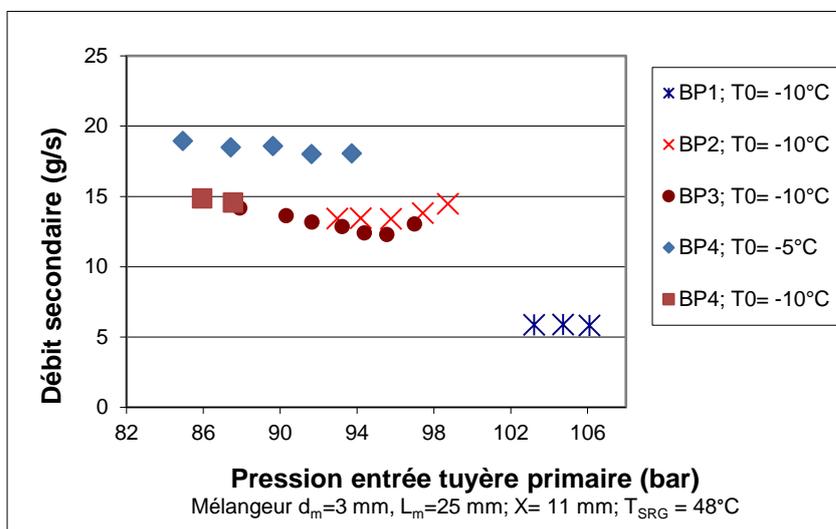


Figure 3.53 : Débit secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm pour différents diamètres au col des tuyères primaires

fluide primaire et à l'amélioration insuffisante du débit massique du fluide secondaire, le taux d'entraînement diminue et on enregistre pour la tuyère BP3 une diminution allant de 0,462 à 0,345 lorsque la pression du fluide primaire varie de 88 bar à 97 bar.

La comparaison du débit massique primaire Figure 3.52 pour les quatre tuyères motrices avec différents diamètres révèle que les débits massiques primaires de toutes les tuyères motrices ont tendance à augmenter avec l'augmentation de la pression du refroidisseur de gaz et que la tuyère motrice BP4 produit le débit massique primaire le plus élevé, suivi des tuyères BP3, BP2 et BP1.

D'après la Figure 3.54 on constate que les meilleurs taux d'entraînement en fonction des rapports de compression sont aussi obtenus avec la tuyère motrice BP4. Pour une même

température d'évaporation le meilleur rapport de compression est de 1,35 (Figure 3.55). Le gain de pression correspondant est de 6,96 bar comme indiqué sur la Figure 3.56 pour une pression de 87,5 bar. Le gain en pression augmente avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire. Cette augmentation pour la tuyère BP4 est significative pour les conditions opératoires indiquées. En fait, au niveau de chaque tuyère motrice et durant la détente, l'enthalpie du fluide primaire se transforme en énergie cinétique. Une partie de cette énergie est utilisée pour l'entraînement de fluide secondaire et l'autre partie est utilisée pour la compression du mélange. La répartition de ces deux parties dépend des tuyères comme l'indique la Figure 3.54 par différentes pentes des courbes. Le type de graphique de la Figure 3.54 constitue un moyen très pratique et rapide pour évaluer la performance globale de l'éjecteur et permet une comparaison directe des éjecteurs ayant différentes capacités.

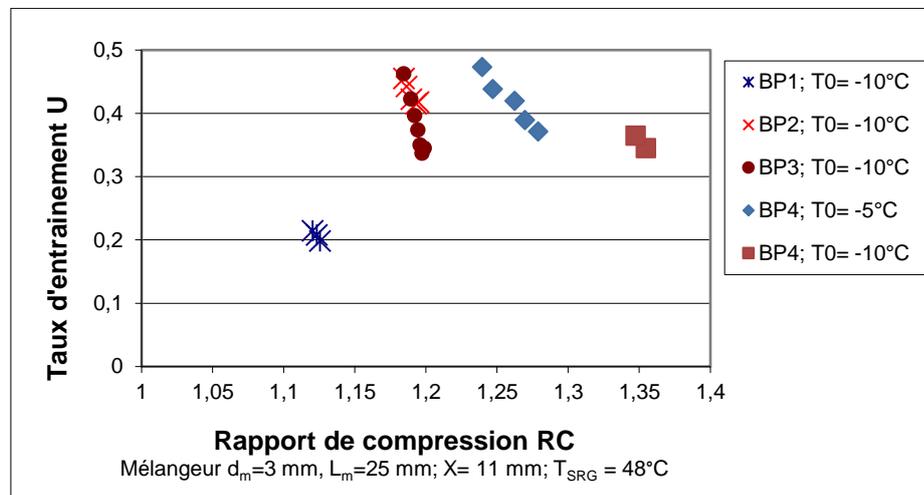


Figure 3.54 : Taux d'entraînement en fonction du rapport de compression avec le mélangeur de diamètre 3 mm et différents diamètres au col des tuyères primaires

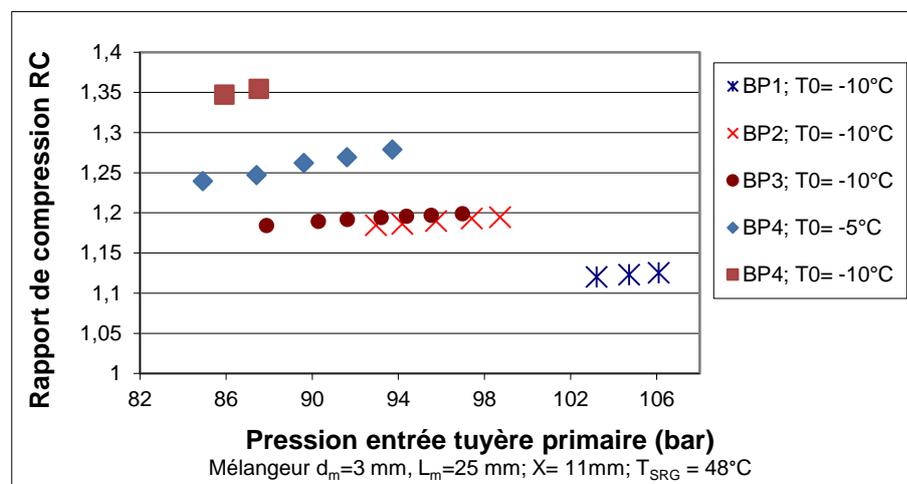


Figure 3.55 : Rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm et différents diamètres au col des tuyères primaires

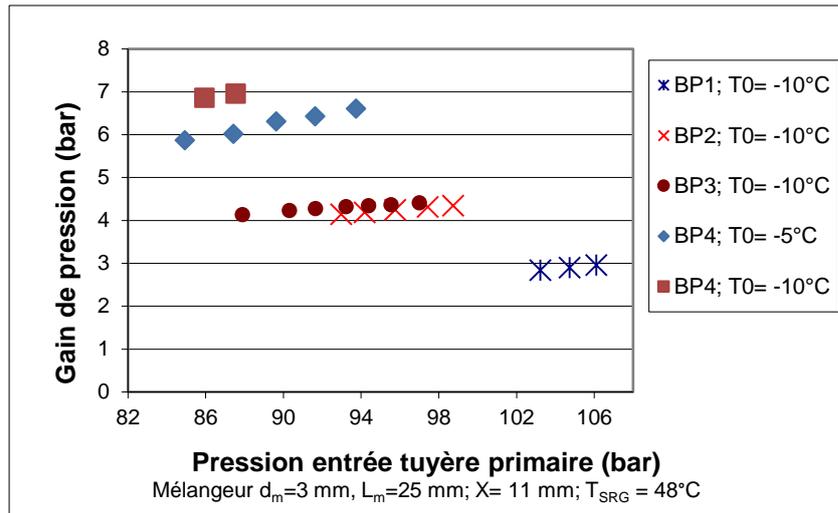


Figure 3.56 : Gain en pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3mm et différents diamètres au col des tuyères primaires

La figure 3.57 montre la variation de la température de refoulement avec la pression à l'entrée de la tuyère primaire pour différents diamètres au col. La température de refoulement a tendance à augmenter quand le diamètre diminue et la pression augmente. La comparaison des températures de refoulement obtenues lors de l'utilisation des quatre diamètres au col révèle que la température de refoulement pour la tuyère motrice ayant $d^*=0,7$ mm est beaucoup plus grande que celle obtenue avec les autres tuyères. Ces résultats expérimentaux peuvent être expliqués par le fait que le faible débit de fluide secondaire traversant l'évaporateur sort avec une surchauffe plus importante que dans le cas des autres tuyères. Cette surchauffe exagérée suite à un manque de fluide dans l'évaporateur, dû essentiellement à un diamètre au col trop petit, entraîne une augmentation de la température de refoulement.

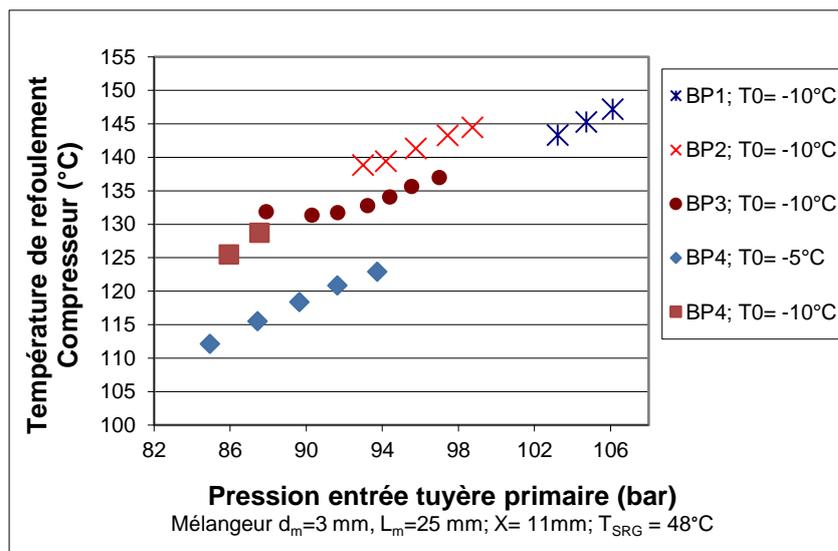


Figure 3.57 : Température de refoulement du compresseur en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 3 mm et différents diamètres au col des tuyères primaires

La quantité de CO₂ dans l'installation a été examinée au cours de cette étude pour abaisser la surchauffe avec la BP1 mais sans résultat et l'appoint de CO₂ a uniquement entraîné une élévation de la puissance absorbée par le compresseur.

3.4.2 Tuyères primaires avec mélangeur de diamètre 4 mm à des températures d'évaporation et de sortie du refroidisseur de gaz variables

Les quatre tuyères testées précédemment sont essayées avec un mélangeur ayant un diamètre de 4 mm et ayant une longueur de 25 mm, longueur identique à celle du mélangeur de diamètre 3 mm déjà testé.

Les essais sont effectués pour une température du CO₂ à la sortie du refroidisseur de gaz variable de 32 à 67 °C et une température d'évaporation variable de -7,5 à 0 °C, -15 °C à -8 °C, -16,5 à -10 °C et -24,5 à -14 °C pour les tuyères BP4, BP3, BP2 et BP1, respectivement. Toutes les tuyères sont testées pour la même position X = 11 mm. La vitesse du compresseur est maintenue constante à 900 tr/min au cours des essais.

D'après les résultats expérimentaux, on peut constater que pour la tuyère BP1 de diamètre 0,7 mm, le taux d'entraînement varie lentement en fonction de la haute pression puis assez rapidement pour des pressions supérieures à 95 bar, mais lorsque le diamètre de la tuyère est supérieur ou égal à 0,9 mm, le taux d'entraînement augmente rapidement en fonction de la pression comme le montre la Figure 3.58 et ceci est valable à partir d'une pression de 75 bar. On constate que lorsque le diamètre de la tuyère est de 1,2 mm, le taux d'entraînement diminue de plus de 8 % pour une pression de 90 bar par rapport à la tuyère

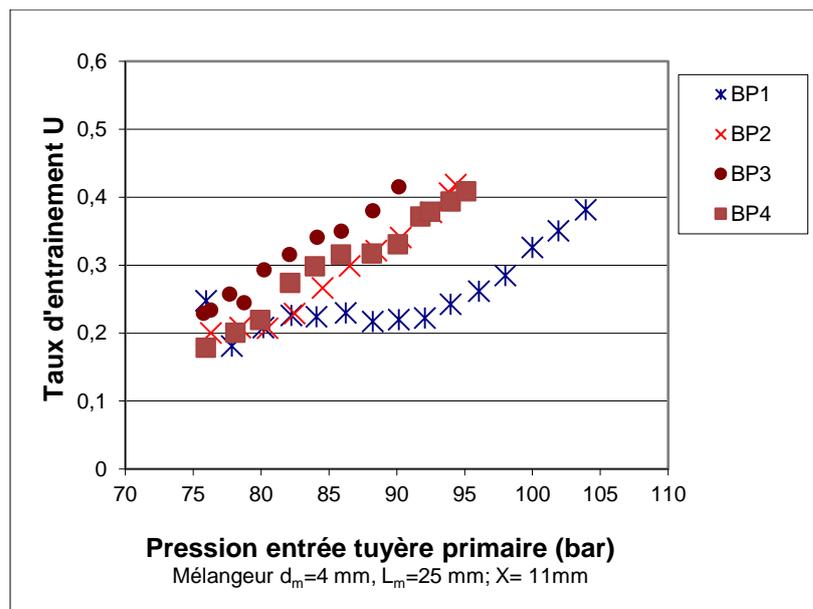


Figure 3.58 : Taux d'entraînement en fonction du rapport de compression avec le mélangeur de diamètre 4 mm et différents diamètres au col des tuyères primaires à des températures variables

BP3 ayant un diamètre au col égal à 1 mm. Ce cas peut être expliqué par le fait qu'un diamètre plus large au col de la tuyère fait augmenter le débit massique du fluide primaire et augmente légèrement le débit du fluide secondaire, de sorte que le taux d'entraînement correspondant diminue.

Comme déjà vu précédemment, l'augmentation du taux d'entraînement de toutes les tuyères motrices engendre une augmentation du rapport de compression lorsque les températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz sont variables. Pour un taux d'entraînement $U = 0,38$, la tuyère BP4 donne le meilleur rapport de compression comme montré sur la Figure 3.59. Ce même taux d'entraînement sera obtenu avec la tuyère BP3 pour la plus faible pression à l'entrée de la tuyère primaire comme montré sur la Figure 3.58.

D'après les résultats expérimentaux, on peut constater qu'au fur et à mesure que le diamètre de la tuyère augmente, le débit massique primaire augmente, comme le montre la Figure 3.60. Ainsi on peut obtenir un débit secondaire de 8 g/s pour la tuyère BP4, BP2 et BP1 à une pression de 78 bar, 86,5 bar et 104 bar, respectivement. La comparaison du débit massique primaire pour les quatre tuyères motrices révèle que la tuyère BP4 ayant $d = 1,2$ mm produit le débit massique primaire le plus élevé, suivi des tuyères motrices BP3 ayant $d^* = 1$ mm, BP2 ayant $d^* = 0,9$ mm et BP1 ayant $d^* = 0,7$ mm, respectivement. La légère fluctuation constatée surtout pour la tuyère BP4 est dû essentiellement à une température à la sortie du refroidisseur de gaz variable.

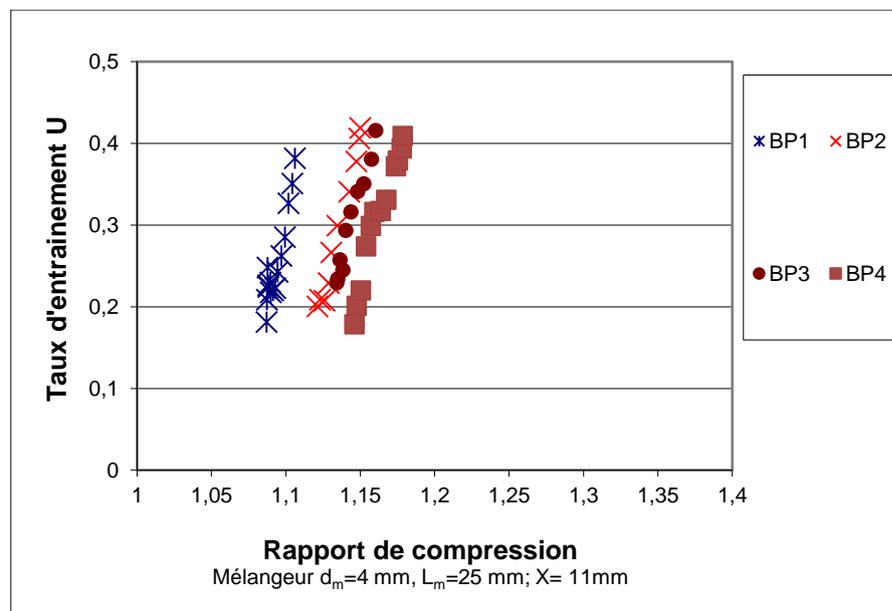


Figure 3.59 : Taux d'entraînement en fonction du rapport de compression avec le mélangeur de diamètre 4 mm et différents diamètres au col des tuyères primaires à températures variables

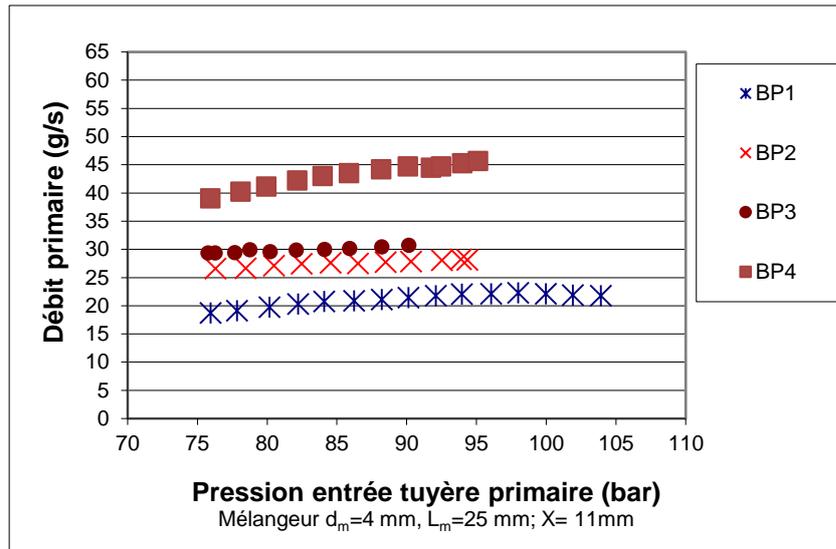


Figure 3.60 : Débit primaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 4mm pour différents diamètres au col des tuyères primaires à températures variables

La Figure 3.61 montre la variation du débit massique secondaire obtenu pour les quatre tuyères. Ainsi toute élévation de la pression motrice engendre une augmentation simultanée du débit primaire et du débit secondaire. À partir de cette Figure, il est clair que la tuyère motrice BP4 donne un débit de massique secondaire supérieur à celui des autres tuyères. La tuyère motrice BP2 ayant un diamètre de 0,9 mm donne un débit massique primaire, un taux d'entraînement et un rapport de compression compris entre les valeurs obtenues pour les tuyères motrices de diamètres 0,7 mm et 1,0 mm. Le liquide dans le séparateur liquide-vapeur reste également au bon niveau, ce qui produit un fonctionnement équilibré du système dans la plupart des conditions expérimentales.

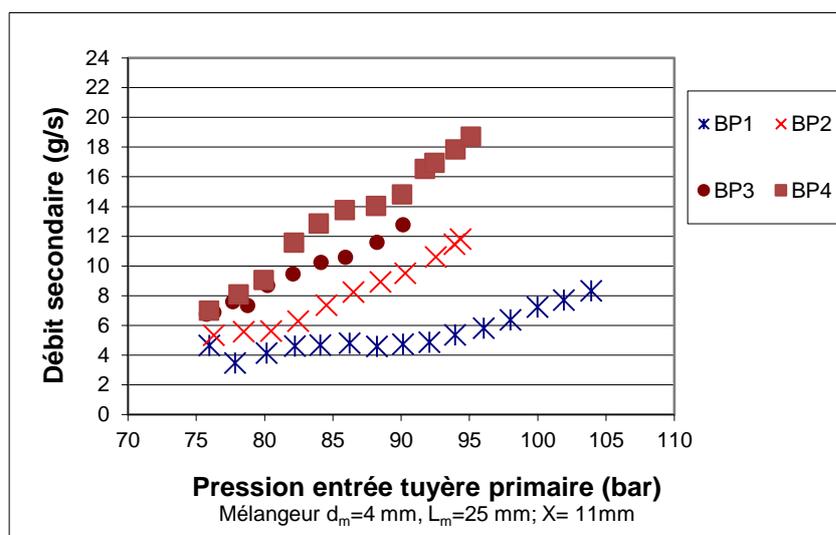


Figure 3.61 : Débit secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 4 mm pour différents diamètres au col des tuyères primaires à températures variables

La tuyère motrice BP1 ayant $d^* = 0,7$ mm produit un débit massique primaire faible, malgré une demande en froid élevée. En conséquence, la surchauffe du fluide devient très importante et dépasse les valeurs recommandées par le constructeur du compresseur. Les températures de refoulement atteignent des valeurs limites soit 151°C comme montré sur la Figure 3.62. Le faible débit massique primaire et le faible débit secondaire réduisent le niveau total de liquide dans le séparateur liquide- vapeur. Par conséquent, le fonctionnement du système dans ces conditions expérimentales est déséquilibré, en raison du faible niveau de liquide dans le séparateur.

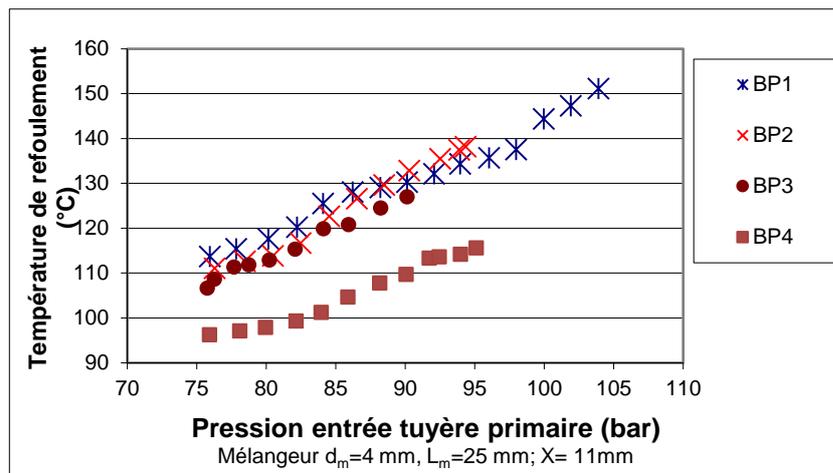


Figure 3.62 : Température de refoulement du compresseur en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire avec le mélangeur de diamètre 4 mm pour différents diamètres au col des tuyères primaires à températures variables

Conclusion

Afin d'étudier l'effet du diamètre au col de la tuyère, quatre tuyères avec des diamètres variant de 0,7 mm à 1,2 mm sont testées à la position $X=11$ mm. Deux séries d'expérimentation sont effectuées :

- La première, les quatre tuyères testées en combinaison avec le mélangeur de diamètre 3 mm à températures constantes ;
- La deuxième avec le mélangeur de diamètre 4 mm à des températures variables.

Il a été constaté que le taux d'entraînement augmente avec les diamètres au col et diminue avec la pression dans le premier cas, et augmente pour les tuyères avec un diamètre au col de 0,7, 0,9 et 1 mm puis diminue avec la tuyère de diamètre 1,2 mm. Ce dernier cas peut être expliqué par le fait que le diamètre croissant du col de la tuyère a fait augmenter fortement le débit massique primaire et légèrement le débit massique secondaire, de sorte que le taux d'entraînement correspondant diminue. Ainsi on observe que, le débit massique

primaire a doublé de BP1 à BP2 et presque triplé de BP1 à BP3 soit 2,89 fois et n'a varié que légèrement par la suite soit 3,14 fois de BP1 à BP4 pour une pression de 90 bar. La surchauffe et la température de refoulement lors de l'utilisation de la tuyère BP1 ayant un $d^*=0,7$ mm pour les deux variantes d'études dépassent les valeurs limites et le fonctionnement de la machine est déséquilibrée, en raison du faible niveau de liquide dans le séparateur liquide/vapeur.

Pour le rapport de compression, on a observé une augmentation de ce paramètre avec le diamètre au col de la tuyère pour les deux séries d'études et on a enregistré des extrêmes de 1,35 et 1,18 avec la tuyère BP4 et des gains en pression de 7 bar et 5,2 bar pour les deux séries, respectivement. L'augmentation du rapport de compression est dû au fait que le diamètre croissant au col de la tuyère entraîne une augmentation du débit massique du fluide primaire, ce qui signifie que plus de fluide à haute pression est utilisé pour récupérer le travail de détente et qu'un rapport de compression plus élevé peut être obtenu par l'éjecteur.

Le diamètre du mélangeur est un paramètre crucial dans la performance de l'éjecteur. Ce paramètre géométrique nécessite une étude plus intensive dans la section suivante.

3.5 Influence des paramètres géométriques des mélangeurs sur les performances de l'éjecteur

3.5.1 Influence du diamètre

Pour étudier l'influence du diamètre du mélangeur sur la performance de l'éjecteur, des essais ont été effectués pour une température d'évaporation de -5 °C et une température de 48 °C à la sortie du refroidisseur de gaz. Des mélangeurs avec des diamètres $d_m=3$ mm, $d_m=4$ mm, et $d_m=5$ mm ont été examinés et ont tous une longueur identique de 25 mm et un angle de diffuseur $\alpha_{dif} = 7^\circ$. La tuyère BP4 ayant un diamètre $d^* = 1,2$ mm est choisie pour mener l'ensemble des tests. Tous les essais sont effectués à la même position $X = 11$ mm. La Figure 3.63 présente le taux d'entraînement de l'éjecteur en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère motrice et la Figure 3.64 présente le taux d'entraînement en fonction du rapport de compression pour différentes valeurs de d_m . Les valeurs les plus élevées du taux d'entraînement de l'éjecteur sont enregistrées pour $d_m = 3$ mm sur l'ensemble de la plage de pression à l'entrée de la tuyère motrice avec un extrême de 0,57. La différence entre les taux d'entraînement pour les cas $d_m = 3$ mm et $d_m = 5$ mm est de plus de 30 % et d'environ 12 % en rapport de compression pour toute la plage de pression. Des valeurs relativement plus élevées du taux d'entraînement et un rapport de compression plus élevé sont obtenues par Banasiak et

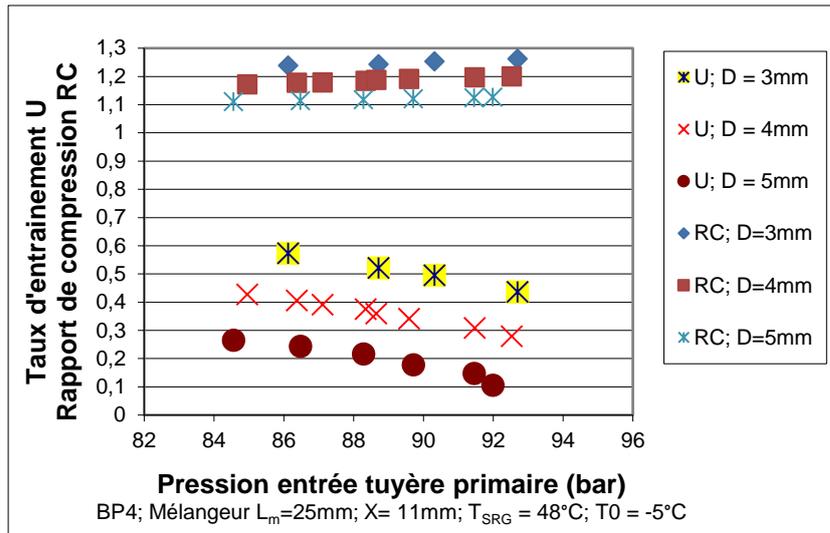


Figure 3.63 : Taux d'entraînement en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différents diamètres du mélangeur à températures constantes

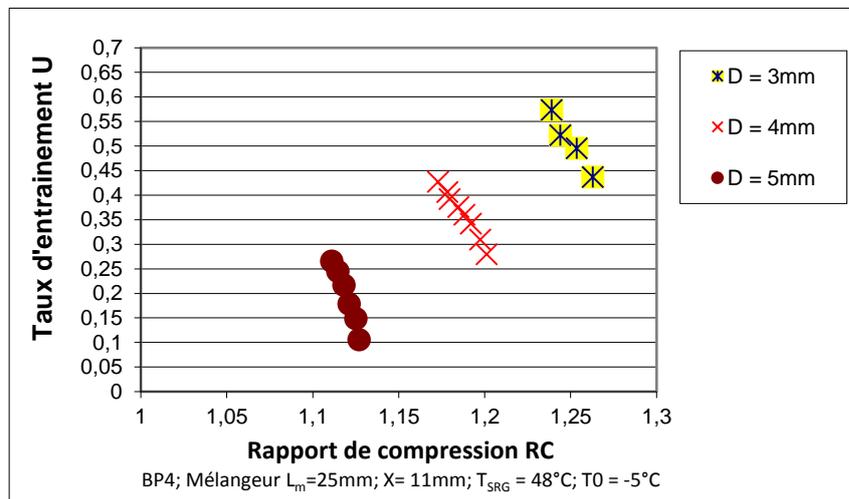


Figure 3.64 : Taux d'entraînement en fonction du rapport de compression pour différents diamètres du mélangeur et la tuyère primaire BP4 à températures constantes

al [63] pour les mêmes diamètres et mêmes conditions. La différence constatée est due essentiellement à l'utilisation d'une tuyère primaire de plus faible diamètre soit $d^* = 0,9$ mm. Les taux d'entraînement de tous les mélangeurs dépendent de manière significative du diamètre du mélangeur et ont tendance à diminuer avec l'augmentation de la pression du refroidisseur de gaz à températures constantes. Ainsi, on se trouve avec des taux d'entraînement de 0,24, 0,4 et 0,57 Figure 3.63 pour les diamètres 5, 4 et 3 mm respectivement, soit une augmentation d'environ 16 % pour chaque diminution de 1 mm en diamètre du mélangeur pour une pression de 86 bar. Les rapports de compression Figures 3.63 et 3.64 sont relativement importants et des écarts de 8 % sont enregistrés comparés à l'étude de Banasiak et al [63].

Les gains en pressions Figure 3.65 résultant sont compris entre 3 bar et 6,34 bar soit une augmentation d'environ 1,5 bar pour chaque diminution de 1 mm du diamètre du mélangeur à une pression de 86 bar. Les écarts sont relativement conservés sur toute la plage de pression.

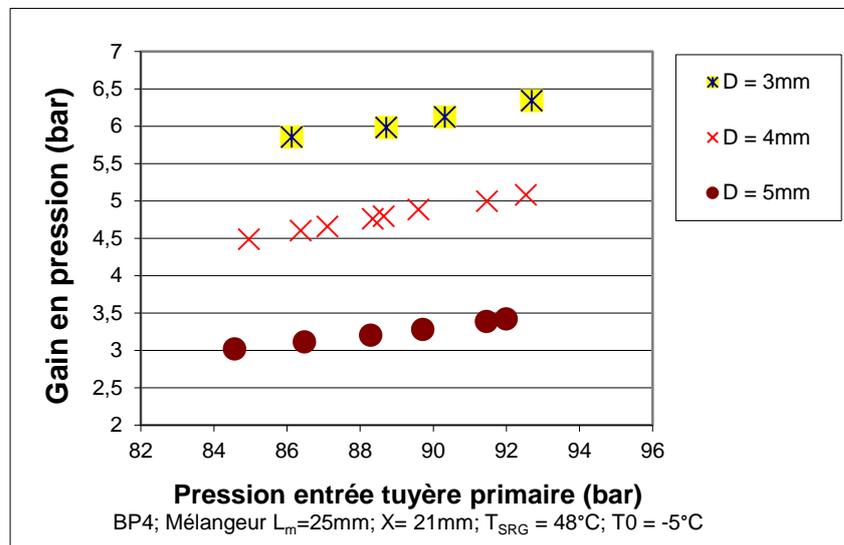


Figure 3.65 : Gain en pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différents diamètres de mélangeurs à températures constantes

Le débit primaire Figure 3.66 n'est pas influencé par le diamètre du mélangeur. Ainsi le débit primaire ne dépend que de la géométrie de la tuyère primaire et en particulier de la section au col et des conditions d'exploitation. Le débit primaire a ainsi augmenté de 40 à 48,5 g/s pour une variation de pression de 84,5 à 92,5 bar.

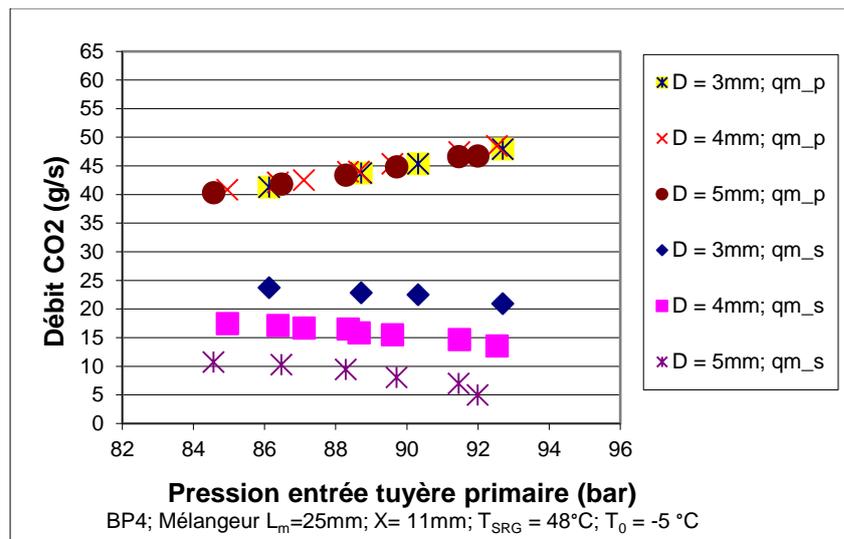


Figure 3.66 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différents diamètres du mélangeur à températures constantes

Le débit secondaire Figure 3.66 est, par contre, fortement influencé par le diamètre du mélangeur. Lorsque le diamètre passe de 5 mm à 4 mm, le débit secondaire correspondant montré sur la Figure 3.66 passe de 10,24 g/s pour une pression de 86.5 bar à 17 g/s. Ensuite, lorsque le diamètre diminue de 4 mm à 3 mm le débit secondaire croît et passe de 17 à 23,5 g/s, soit une augmentation d'environ 6,5 g/s pour chaque diminution de 1 mm en diamètre de mélangeur et 66 % d'augmentation pour la première réduction et 38 % pour la seconde.

La Figure 3.66 montre aussi que le profil du débit secondaire est identique au profil du taux d'entraînement et a donc tendance à diminuer avec l'augmentation de la pression du refroidisseur de gaz à températures constantes.

L'impact du diamètre du mélangeur sur le fonctionnement de l'éjecteur est testé expérimentalement, ainsi on a démontré que la meilleure performance est réalisée pour le diamètre 3 mm. Pour des diamètres plus petits, deux mélangeurs ayant une longueur de 40 mm avec des diamètres $d_m = 3$ mm et $d_m = 2,7$ mm et un angle de diffuseur $\alpha_{dif} = 7^\circ$ ont été examinés. La tuyère BP4 ayant un diamètre $d^* = 1,2$ mm est choisie pour mener l'ensemble des tests. Tous les essais sont effectués à la même position $X = 11$ mm. La Figure 3.67 présente le taux d'entraînement de l'éjecteur en fonction de la pression d'entrée de la tuyère motrice pour les deux valeurs de d_m . Tous les essais sont effectués à une température d'évaporation de -10 °C et une température variant entre 32 et 45°C à la sortie du refroidisseur de gaz. Les valeurs les plus élevées du taux d'entraînement de l'éjecteur sont enregistrées pour le cas $d_m=3$ mm sur l'ensemble de la pression d'entrée de la tuyère motrice avec un extrémum de 0,31. La différence entre les taux d'entraînement pour les cas $d_m=3$ mm

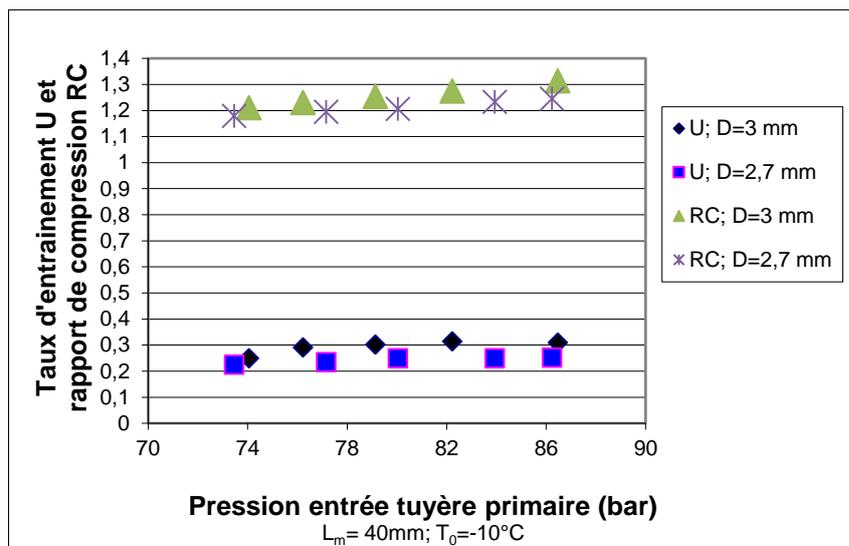


Figure 3.67 : Taux d'entraînement et rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différents diamètres de mélangeurs à température variable du RG

et $d_m=2,7$ mm sont de plus de 5 % et d'environ 5 % en rapport de compression pour une pression voisine de 80 bar. Ainsi, une réduction supplémentaire du diamètre n'est plus en mesure d'augmenter le taux d'entraînement et ceci probablement suite à la présence de phénomène d'onde de choc dans le fluide secondaire. Les profils du taux d'entraînement et du rapport de compression sont identiques et ont tendance à augmenter avec l'augmentation de la pression du refroidisseur de gaz à températures variables du CO_2 à la sortie de ce dernier.

Les gains en pression Figure 3.68 résultant sont compris entre 4 bar et 6,37 bar et ces écarts augmentent avec l'augmentation de la pression sur toute la plage de pression avec un maximum de 1,1 bar pour une pression de 86 bar.

Le débit primaire n'est pas influencé par le diamètre du mélangeur. Le léger décalage entre les courbes de la Figure 3.69 est dû essentiellement à la différence de température à la

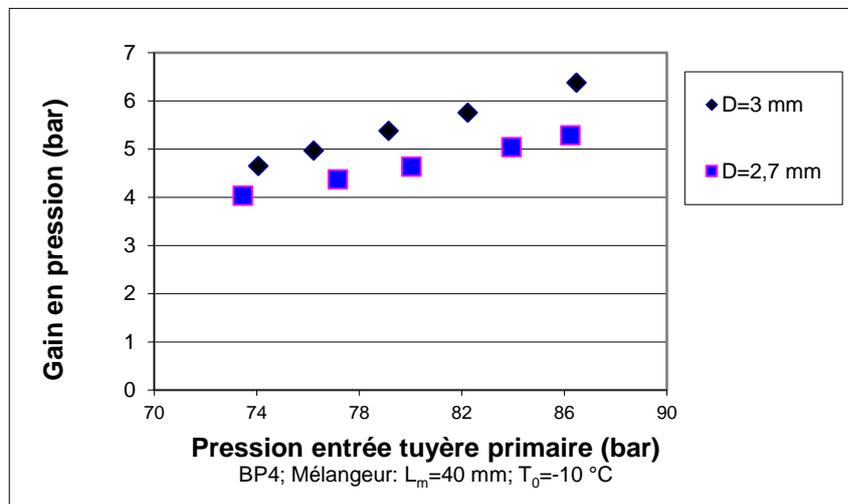


Figure 3.68 : Gain en pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différents diamètres du mélangeur à température variable du RG

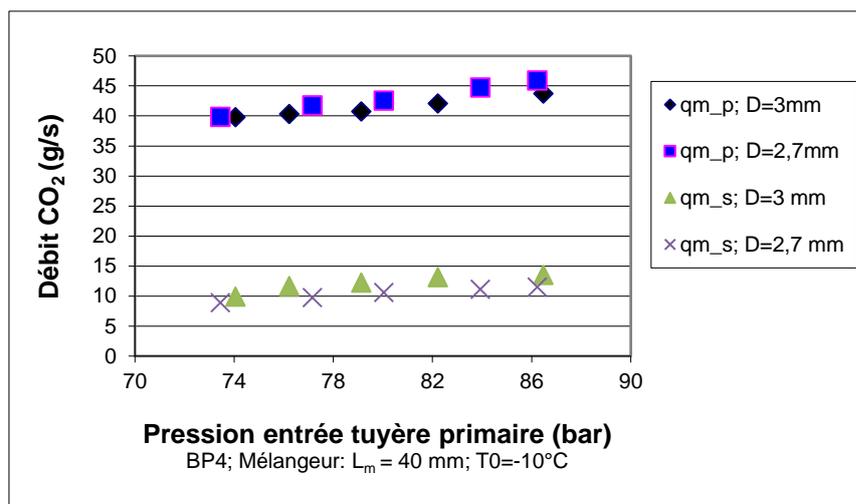


Figure 3.69 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différents diamètres du mélangeur à température variable du RG

sortie du refroidisseur de gaz. Le débit primaire a augmenté de 39,8 à 46 g/s pour une variation de la pression de 73,5 à 86,5 bar.

Le débit secondaire Figure 3.69 est, par contre, fortement influencé par le diamètre du mélangeur. Lorsque le diamètre passe de 3 mm à 2,7 mm, le débit secondaire correspondant montré sur la Figure 3.69 passe de 11,69 g/s pour une pression de 76,21 bar à 9,78 g/s à une pression de 77,15 bar. Cet écart de 2 g/s environ est conservé sur toute la plage de pression.

3.5.2 Influence de la longueur

Pour étudier l'influence de la longueur du mélangeur sur les performances de l'éjecteur, des essais ont été effectués pour une température d'évaporation de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et une température à la sortie du refroidisseur de gaz de 48°C . Trois mélangeurs de diamètre $d_m=3\text{ mm}$ avec des longueurs L_m de 12,5, 25 et 40 mm ont été choisis pour être examinés. Tous les essais sont effectués pour la même position $X = 11\text{ mm}$. La tuyère BP4 ayant un diamètre $d^* = 1,2\text{ mm}$ est choisie pour mener l'ensemble des tests. La Figure 3.70 présente le taux d'entraînement de l'éjecteur en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère motrice pour différentes valeurs de L_m . Les valeurs les plus élevées du taux d'entraînement de l'éjecteur sont enregistrées pour $L_m=25\text{ mm}$ sur l'ensemble de la pression d'entrée de la tuyère motrice avec un extrémum de 0,57. La différence entre les taux d'entraînement pour les cas $L_m= 40\text{ mm}$ et $L_m= 25\text{ mm}$ est de plus de 33 % et d'environ 3 % en rapport de compression pour une pression voisine de 86 bar. Des valeurs relativement plus élevées du taux d'entraînement et un

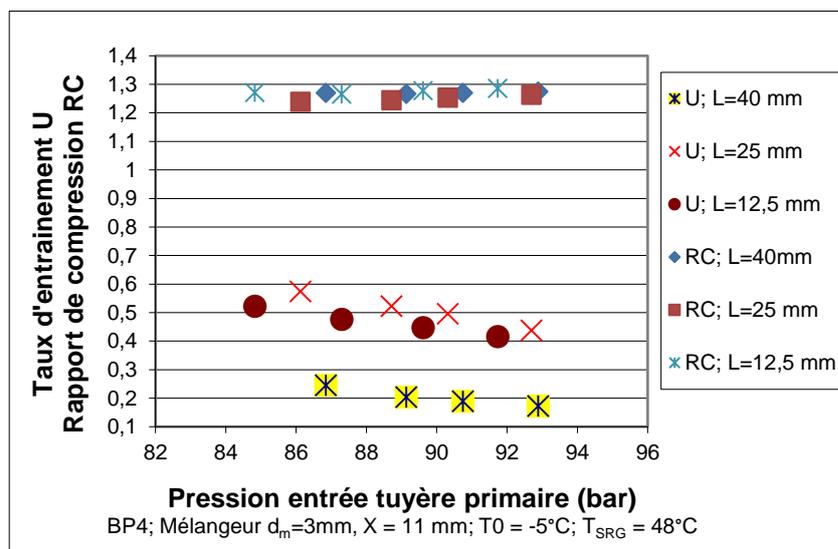


Figure 3.70 : Taux d'entraînement et rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différentes longueurs du mélangeur à températures constantes

rapport de compression plus élevé sont obtenues par Elbel [9] dans son étude de l'effet de la longueur sur les performances de l'éjecteur.

La Figure 3.70 montre que, les taux d'entraînement de tous les mélangeurs dépendent de manière significative de la longueur et ont tendance à diminuer avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire à températures constantes. Ainsi, on se trouve avec des taux d'entraînement de 0,47, 0,57 et 0,24 pour les longueurs 12,5, 25 et 40 mm respectivement, soit une augmentation de 21 % pour la première variation en longueur puis une diminution de 58 % à une pression voisine 86 bar. Les rapports de compression Figure 3.70 sont de loin meilleurs que ceux obtenus par Elbel [9] dont ses valeurs varient entre 1 et 1,1. Ces rapports Figure 3.70 sont faiblement influencés par la variation de la longueur et ont tendance à accroître avec l'augmentation de la pression du refroidisseur de gaz à températures constantes. Les gains en pression correspondant à ces rapports de compression ont varié entre 5,85 et 6,7 bar comme montré par la Figure 3.71. Ces meilleures valeurs sont dues à l'utilisation de la tuyère BP4 ayant un diamètre au col $d^*=1,2$ mm.

Le débit primaire Figure 3.72 n'est pas influencé par la longueur du mélangeur. En faite, le débit primaire ne dépend que des conditions d'exploitation soit la pression et la température du CO₂ à l'entrée de la tuyère primaire. Le débit primaire Figure 3.72 a augmenté de 40 à 48 g/s pour une variation de pression de 84,8 à 92,9 bar.

Le débit secondaire Figure 3.72 est fortement influencé par la longueur du mélangeur. Lorsque la longueur passe de 12,5 à 25 mm, le débit secondaire correspondant, montré sur la Figure 3.72, augmente et passe de 20,87 g/s pour une pression de 85 bar à 23,7 g/s pour une pression légèrement supérieure soit 86 bar soit une augmentation de 13 %. Ensuite, lorsque la

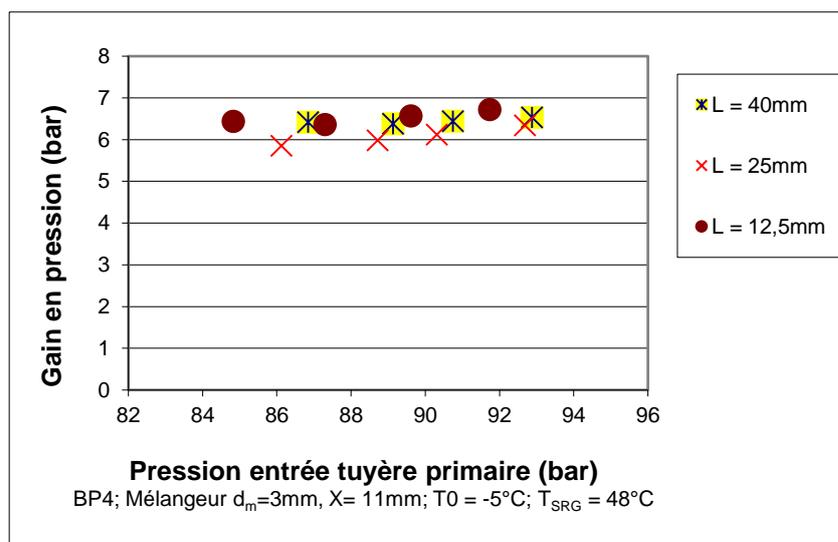


Figure 3.71: Gain en pression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différentes longueurs du mélangeur à températures constantes

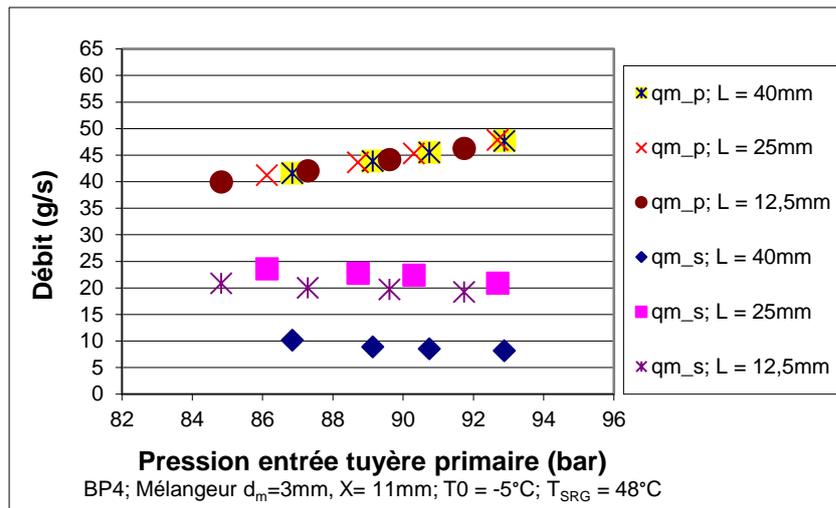


Figure 3.72 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire BP4 pour différentes longueurs du mélangeur à températures constantes

longueur passe de 25 à 40 mm le débit secondaire décroît et passe de 23,7 à 10,21 g/s à une pression de 86,8 bar, soit une réduction d'environ 57 %. Cette forte réduction est due aux effets de frottement sur la paroi ce qui indique qu'une procédure d'optimisation de la longueur est fortement recommandée pour obtenir les meilleurs résultats.

Conclusion

A partir des expérimentations, il paraît évident que le diamètre et la longueur du tube de mélange sont des paramètres de conception importants et peuvent influencer de façon remarquable les performances de l'éjecteur. Les meilleures valeurs de performances de l'éjecteur qui ont été enregistrées sont obtenues pour le cas $d_m=3\text{ mm}$ avec une longueur $L_m=25\text{ mm}$. Ces résultats sont cohérents avec les résultats rapportés par Elbel [9] sur la longueur, Banasiak et al [63] sur le diamètre et la longueur et J. S. Lee [105] sur le diamètre.

3.6 Influence de l'angle de divergent des tuyères primaires sur la performance de l'éjecteur

3.6.1 Tuyères primaires ayant un diamètre au col de 1,2 mm

Les essais sont menés sur trois tuyères primaires BP4, BP8 et BP12 ayant toutes un même diamètre au col de 1,2 mm et des angles de divergent de 2° , 5° et 7° , respectivement. Les essais sont effectués pour une température du CO_2 de 48°C à la sortie du refroidisseur de gaz et une température d'évaporation de -5°C . Toutes ces tuyères sont testées pour la position $X = 11\text{ mm}$. Cette position est considérée comme la position optimale pour les tuyères d'angle 2° .

La Figure 3.73 montre la variation du taux d'entraînement et du rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire. Une tendance très similaire peut être observée pour toutes les tuyères. Les taux d'entraînement de toutes les tuyères motrices ont diminué avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire et les rapports de compression ont augmenté. Les valeurs les plus élevées du taux d'entraînement de l'éjecteur sont enregistrées pour la tuyère BP4 ayant un angle de divergent de 2° sur l'ensemble de la plage de pression à l'entrée de la tuyère motrice avec une valeur maximale de 0,57. L'écart entre les taux d'entraînement pour la tuyère BP12, ayant le taux d'entraînement le plus faible, et la tuyère BP4, ayant le taux d'entraînement le plus élevé, est supérieur à 22 % et cet écart est d'environ 5 % pour le rapport de compression à une pression voisine de 89 bar. La tuyère BP8 a atteint un taux d'entraînement maximal d'environ 0,4 et son taux d'entraînement reste toujours inférieur à celui du BP4 même si la position $X = 9$ mm, jugée optimale pour la tuyère BP8, est considérée et dont une valeur maximale de 0,51 est obtenue lors de l'étude de l'effet de la position (paragraphe 3.1.2.2).

Les rapports de compression pour les angles de 2° et 5° sont presque identiques et en passant à un angle de 7°, un certain écart s'établit atteignant 6 %. Les gains en pression correspondant à ces rapports de compression varient entre 4,42 et 6,44 bar comme montré sur la Figure 3.74. L'écart de pression est d'environ 1,17 bar et cet écart est conservé sur toute la plage de pression.

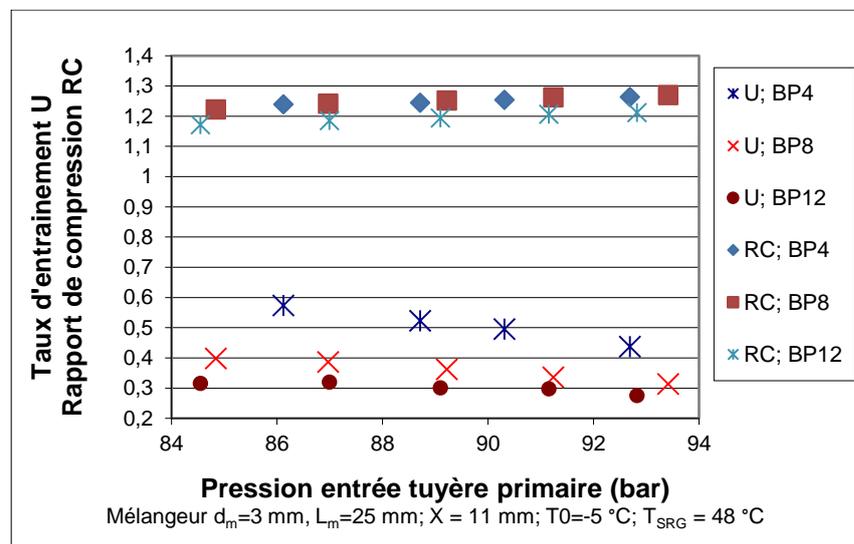


Figure 3.73 : Taux d'entraînement et rapport de compression en fonction de la pression entrée tuyère primaire pour différents angles de divergent de la tuyère primaire (BP4 = 2° ; BP 8 = 5° ; BP 12= 7°) à températures constantes

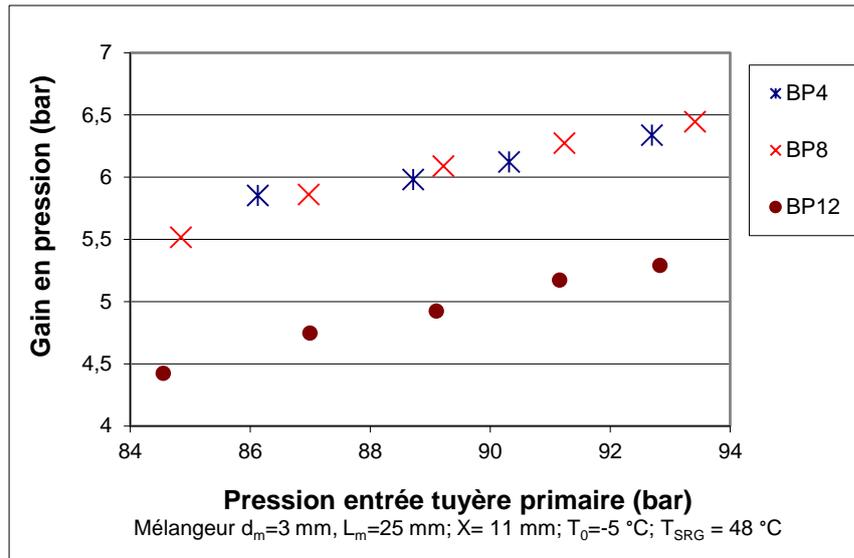


Figure 3.74 : Gain en pression en fonction de la pression entrée tuyère primaire pour différents angles de divergent de la tuyère primaire (BP4 = 2° ; BP 8 = 5° ; BP 12= 7°) à températures constantes

Le débit primaire (Figure 3.75) n'est pas influencé par l'angle de divergent de la tuyère primaire. Ce résultat confirme encore une fois que le débit primaire ne dépend que de la section au col et des conditions de fonctionnement. Le débit primaire augmente de 40,35 g/s à 48,62 g/s pour une variation de pression de 84,5 à 93,4 bar. Le débit primaire de toutes les tuyères motrices est très similaire et a augmenté lorsque la pression à l'entrée de la tuyère primaire croît. Le débit secondaire est fortement influencé par l'angle de divergent de la tuyère motrice. Les valeurs les plus élevées du débit secondaire étaient enregistrés pour la tuyère BP4 ayant un angle de divergent de 2° sur l'ensemble de la plage de pression à l'entrée

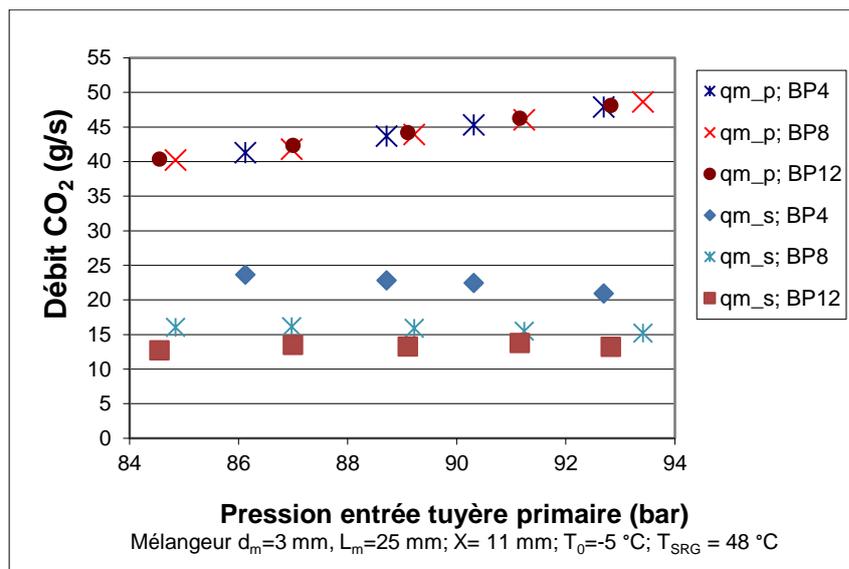


Figure 3.75 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression entrée tuyère primaire pour différents angles de divergent de la tuyère primaire (BP4 = 2° ; BP 8 = 5° ; BP 12= 7°) à températures constantes

de la tuyère motrice avec un maximum de 23,7 g/s. L'écart entre les débits secondaires pour la tuyère BP12, ayant le débit secondaire le plus faible, et la tuyère BP4 est de plus de 9,5 g/s soit 71 % de plus pour une pression voisine de 89 bar. Un angle de divergent de 7° semble, alors, être trop grand et entraîne un débit secondaire le plus faible. La tuyère BP8 a atteint un débit secondaire maximal d'environ 16 g/s soit 70 % de la quantité entraîné par la tuyère BP4.

Conclusion

Un angle de divergent de la tuyère motrice de 2° a donné des performances maximales en termes de taux d'entraînement et de rapport de compression pour les conditions opératoires testées. **Tuyères primaires ayant un diamètre au col de 1 mm**

Trois tuyères primaires BP3, BP7 et BP11 ayant un diamètre au col de 1 mm et des angles de divergent de 2°, 5° et 7° sont testés. Les essais sont effectués pour une température du CO₂ de 48 °C à la sortie du refroidisseur de gaz et une température d'évaporation de -10 °C. Tous les tuyères sont testées à la position X = 11 mm.

La Figure 3.76 montre la variation du taux d'entraînement et du rapport de compression en fonction de la pression à l'entrée de la tuyère primaire. Un comportement très similaire peut être observé pour toutes les tuyères. Les taux d'entraînement de toutes les tuyères motrices diminuent avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire alors que leurs rapports de compression augmentent légèrement.

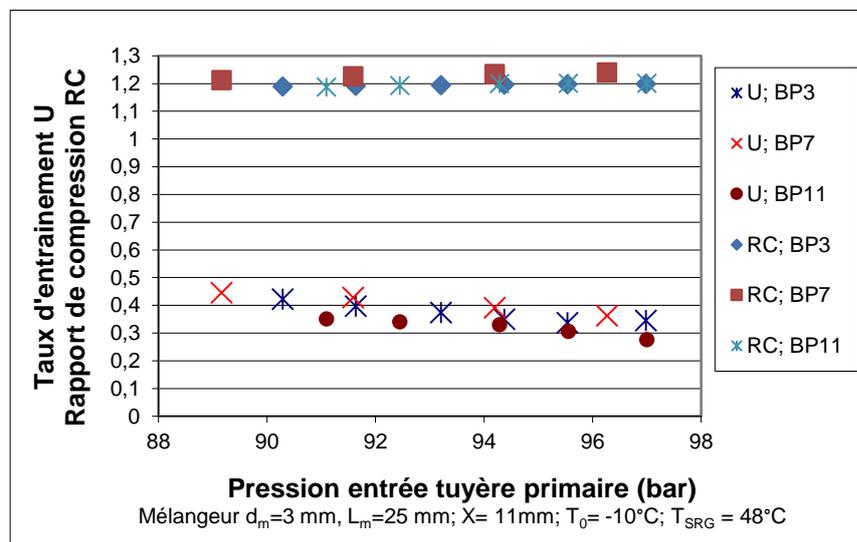


Figure 3.76 : Taux d'entraînement et rapport de compression en fonction de la pression entrée tuyère primaire pour différents angles de divergent de la tuyère primaire (BP3 = 2° ; BP 7 = 5° ; BP 11= 7°) à températures constantes

Les valeurs les plus élevées du taux d'entraînement de l'éjecteur sont enregistrées pour la tuyère BP7 ayant un angle de divergent de 5° sur toute la plage de pression d'entrée de la tuyère motrice avec un maximum de 0,445 à une pression de 89 bar. L'écart entre les taux d'entraînement pour la tuyère BP11 ayant le taux d'entraînement le plus faible et la tuyère BP7 est de plus de 7 % et d'environ 4 % pour le rapport de compression pour une pression voisine de 91,5 bar. La tuyère BP3 a atteint un taux d'entraînement maximal d'environ 0,42.

Les rapports de compression pour les angles de 2° et 7° sont presque identiques alors que pour l'angle de 5° le rapport de compression est supérieur de 3 %. Les gains en pression, correspondant à ces rapports de compression, ont varié entre 4,19 et 5,17 bar comme montré sur la Figure 3.77. L'écart de pression est d'environ 0,65 bar et cet écart est conservé sur toute la plage de pression.

La Figure 3.78 montre une légère différence entre le débit primaire de la tuyère BP3 par rapport aux deux autres tuyères (moins de 5 %). Le débit primaire augmente de 33 g/s à 39,66 g/s pour une variation de pression de 89 à 97 bar. Le débit primaire de toutes les tuyères motrices est très similaire et devient plus important avec l'augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire.

Le débit secondaire est fortement influencé par l'angle de divergent de la tuyère primaire. Les valeurs les plus élevées du débit secondaire sont observées pour la tuyère BP7 ayant un angle de divergent de 5° sur l'ensemble de la pression d'entrée de la tuyère motrice avec un extrémum de 14,73 g/s. L'écart entre les débits secondaires pour la tuyère BP11, ayant le débit secondaire le plus faible, et la tuyère BP7, était de plus de 2,85 g/s soit 23 % de

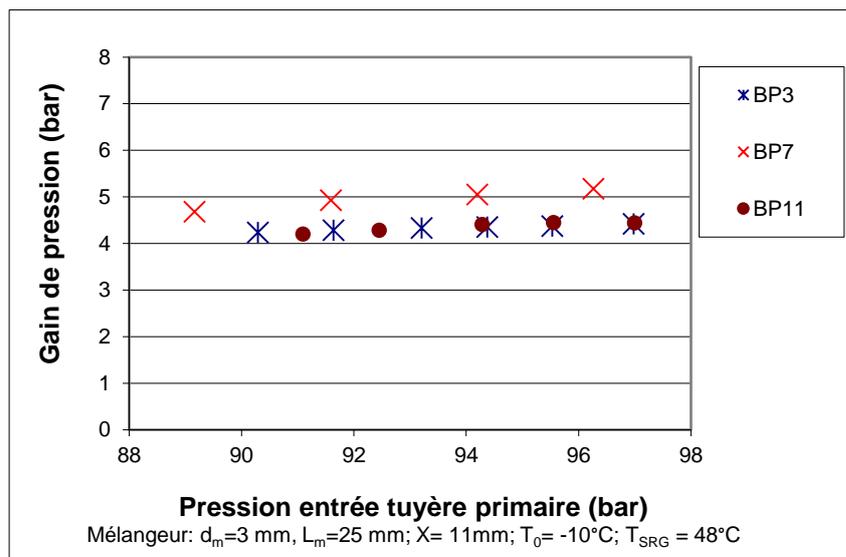


Figure 3.77 : Gain en pression en fonction de la pression entrée tuyère primaire pour différents angles de divergent de la tuyère primaire (BP4 = 2° ; BP 8 = 5° ; BP 12 = 7°) à températures constantes

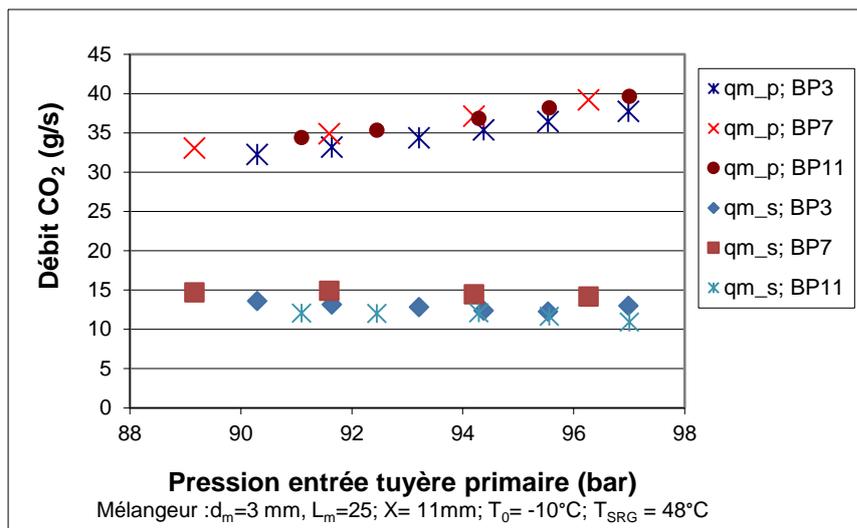


Figure 3.78 : Débits primaire et secondaire en fonction de la pression entrée tuyère primaire pour différents angles de divergent de la tuyère primaire (BP4 = 2° ; BP 8 = 5° ; BP 12= 7°) à températures constantes

plus pour une pression voisine de 91,5 bar. Un angle de divergent de 7° semble, alors, être trop grand et entraîne un débit secondaire le plus faible. La tuyère BP3 atteint un débit secondaire maximal d'environ 13,63 g/s soit 7 % de moins que le débit entraîné par la tuyère BP7.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Les « anciens » fluides frigorigènes qui avaient été délaissés avec l'introduction des frigorigènes chlorofluorés, font leur grand « come back ». Avec les technologies modernes, ceux-ci sont aujourd'hui plus avantageux qu'à l'époque. Ainsi, dans un contexte environnemental propice, l'ammoniac est revenu en force, et à partir de 1994, le CO₂ a démarré une seconde vie comme fluide frigorigène plus d'un demi-siècle après son abandon.

L'application effective de ce fluide dans l'avenir repose sur le développement de méthodes appropriées pour atteindre une plus faible consommation d'énergie, compétitive en fonctionnant à proximité et au-dessus du point critique.

Dans notre travail, un éjecteur diphasique est utilisé pour améliorer les performances du système de réfrigération au CO₂ par la réduction des pertes par laminage associées à l'utilisation d'un organe de détente. Il y a deux principaux avantages du cycle frigorifique au CO₂ utilisant un éjecteur diphasique. En premier lieu, la capacité de refroidissement augmente, suite aux processus proche de l'isentropique à l'intérieur de l'éjecteur qui permet un plus grandes différences d'enthalpie spécifiques à travers l'évaporateur en comparaison avec un système à détente isenthalpique. En second lieu, le COP des systèmes à éjecteur est amélioré, principalement parce que le travail du compresseur est réduit :

- la pression d'aspiration du compresseur est, en fait, augmentée en raison de l'effet de compression fourni par l'éjecteur ;
- le travail du compresseur est encore réduit par un meilleur rendement de compression résultant de la réduction du taux de compression.

Le premier chapitre explique les principales applications des éjecteurs et leur principe de fonctionnement, il présente aussi une étude bibliographique sur les travaux, théoriques et expérimentaux, traitant des éjecteurs monophasiques et diphasiques. En s'appuyant sur l'analyse bibliographique effectuée, les principales caractéristiques dimensionnelles de l'éjecteur à concevoir sont identifiées.

Les performances de l'éjecteur conçu ont donc été déterminées au cours d'une campagne expérimentale, laquelle a montré que les performances du système transcritique au CO₂ sont dépendantes des conditions opératoires et de la géométrie de l'éjecteur. Ainsi,

l'impact de plusieurs paramètres géométriques (la position X de la tuyère motrice, son angle du divergent, son diamètre au col, le diamètre du mélangeur et sa longueur) et thermodynamiques sur les performances des éjecteurs a été analysé. Cette analyse est effectuée pour :

- une vitesse constante du compresseur et des températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz variables ;
- une vitesse variable et des températures d'évaporation et de sortie refroidisseur de gaz constantes.

Les résultats relatifs aux paramètres géométriques montrent que :

- La position relative de la tuyère primaire par rapport au mélangeur affecte très significativement les performances de l'éjecteur. Il apparaît, au vu des expérimentations, que les meilleures performances sont obtenues lorsque la sortie de la tuyère primaire se situe à :
 - une position $X= 11$ mm pour les tuyères primaires ayant un angle de 2° ;
 - une position $X= 9$ mm pour les tuyères primaires ayant un angle de 5° ;
 - une position $X= 6$ mm pour les tuyères primaires ayant un angle de 7° .

Ces positions restent valables pour différents diamètres au col de la tuyère, un même angle de divergent et différents diamètres de mélangeur. La dégradation des performances en entrainement de l'éjecteur si la position X augmente lorsque l'angle de divergent devient plus important peut s'expliquer par le fait que l'augmentation de la section du jet de la tuyère primaire au regard de la section du tube de mélange cause la réduction de la section utile pour l'écoulement du flux secondaire.

- Le diamètre au col de la tuyère primaire a aussi une influence significative sur les performances. La réduction du diamètre au col à une valeur de 0,7 mm augmente la pression à l'entrée de la tuyère primaire et la température de refoulement et le débit massique primaire faible ne permet pas de satisfaire la demande en froid. Le débit primaire augmente avec le diamètre au col de la tuyère primaire et ainsi, la tuyère BP4 de diamètre 1,2 donne un débit massique secondaire supérieur à celui des autres tuyères.
- Le diamètre du mélangeur est un paramètre crucial dans la performance de l'éjecteur. L'impact de ce facteur sur le fonctionnement de l'éjecteur a été évalué expéri-

mentalement, ainsi il a été démontré que la meilleure performance est réalisée pour le mélangeur de diamètre 3 mm et ayant pour longueur de la section constante de 25 mm.

- Concernant l'influence de la longueur de la section constante du mélangeur, cette étude a été menée avec des mélangeurs de diamètre 3 mm pour différentes longueurs. La longueur de 25 mm est considérée comme la longueur de référence. Le résultat de cette étude a montré qu'on se trouve avec des taux d'entraînement de 0,47, 0,57 et 0,24 pour les longueurs 12,5, 25 et 40 mm respectivement. Une réduction de la longueur à partir de celle de référence provoque une dégradation des performances en entraînement voisine de 20 %, alors qu'une augmentation de longueur provoque une réduction de plus de 50 %.
- Pour ce qui est de l'angle de divergent de la tuyère motrice, six tuyères avec trois angles et deux diamètres au col différents sont testés. Un angle de 2° a donné une performance maximale en termes de taux d'entraînement et de rapport de compression pour des conditions d'exploitation appropriées pour le diamètre au col de 1,2 mm alors que, l'angle de 5° a donné la performance maximale pour d'autres conditions d'exploitation pour le diamètre au col de 1 mm.

Pour les paramètres thermodynamiques, les résultats obtenus permettent de confirmer que :

- Le taux d'entraînement dépend significativement de la température d'évaporation. Des températures d'évaporation plus élevées permettent d'obtenir les taux d'entraînement les plus élevés. Le rapport de compression est faiblement influencé par cette température. Pour le débit primaire, ce paramètre n'est pas influencé par cette température et toute augmentation de la pression à l'entrée de la tuyère primaire engendre une élévation du débit indépendamment de la température d'évaporation.
- La température de sortie du refroidisseur de gaz a une influence plus grande sur la performance du système à détente par éjecteur comparé à la température d'évaporation.

Concernant les suites à donner à ce travail, il est à noter que l'étude paramétrique, bien que poussée, n'a pas été suffisamment approfondies, mais les premières investigations montrent des résultats intéressants. Les pistes de recherche potentielles sur la thématique de la géométrie des éjecteurs et pouvant faire suite aux travaux réalisés, sont innombrables. Tout, d'abord, il faut analyser l'écoulement et l'interaction entre les flux primaire et secondaire par une simulation CFD afin de mieux optimiser la géométrie de l'éjecteur diphasique pour les

systèmes frigorifiques au CO₂. Par suite, la mise en place d'un dispositif spécifique pour la mesure de la pression tout au long du mélangeur et du diffuseur, sans jamais perturber l'écoulement, est suggérée.

Un dernier exemple de perspectives qu'il serait possible d'envisager concerne la poursuite de l'étude expérimentale avec les composants déjà fabriqués qui ont été insuffisamment testés pour diverses conditions opératoires. De plus, il serait intéressant de comparer les performances de l'éjecteur avec un dispositif de détente conventionnel (la vanne de détente isenthalpique existante sur notre banc) afin d'évaluer expérimentalement les améliorations possibles.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Billiard, F., 2001. Refrigeration and air conditioning: what's new at regulatory level. The Ninth European Conference on Technological Innovations in Refrigeration, Air Conditioning and in the Food Industry, Politecnico di Milano.
- [2] Lorentzen, G., 1995. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. *International Journal of Refrigeration*, 18 (3): pages 190-197.
- [3] Alexandru DOBROVICESCU., Elena Eugenia VASILESCU., Dorin STANCIU., 2008. Optimisation structurelle des cycles frigorifiques au CO₂. Université Politehnica de bucarest. *TERMOTEHNICA*, pages 64-70.
- [4] Pearson A., 2005. Carbon dioxide – new uses for an old refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 28, pages 1140-1148.
- [5] Lorentzen, G., 1994. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 17 (5), pages 292–301.
- [6] Bouziane A., 2014. Simulation et étude expérimentale d'une machine frigorifique au CO₂ transcritique munie d'un éjecteur. Thèse de l'institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 170 pages.
- [7] KIM, M. H., PETTERSEN, J., BULLARD, C., 2003. Fundamentals process and system design issues in CO₂ vapour compression systems, *Process in Energy and Combustion Science*. Volume 30, pages 119-174.
- [8] Sag, N. B. and Ersoy, H. K., 2016. Experimental investigation on motive nozzle throat diameter for an ejector expansion refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, volume 124, pages 1-12.
- [9] Elbel, S., 2011. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications. *International Journal of Refrigeration*, volume 34, pages 1545-1561,
- [10] Chunnanond, K., Aphornratana, S., 2004. Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, volume 8, pages 129–155.
- [11] Abdulateef, J. M., Sopian, K., Alghoul, M. A. and Sulaiman, M. Y., 2008. Review on solar driven ejector refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, volume 13, number 6-7, pages 1338-1349.

-
- [12] Meyer, A. J., Harms, T. M. and Dobson, R. T., 2009. Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat. *Renewable Energy*, volume 34, number 1, pages 297-306.
- [13] Petrenko, V. O. and Volovyk, O. S., 2011. Theoretical study and design of a low-grade heat-driven pilot ejector refrigeration machine operating with butane and isobutane and intended for cooling of gas transported in a gas-main pipeline. *International Journal of Refrigeration*, volume 34, number 7, pages 1699-1706.
- [14] Alexis, G. K. and Rogdakis, E. D. 2002. Performance characteristics of two combined ejector-absorption cycles. *Applied Thermal Engineering*, volume 22, number 1, pages 97-106.
- [15] Sirwan, R., Alghoul, M. A., Sopian, K. and Ali, Y., 2013. Thermodynamic analysis of an ejector-flash tank-absorption cooling system. *Applied Thermal Engineering*, volume 58, number 1-2, pages 85-97.
- [16] Alexis, G. K. and Rogdakis, E. D., 2002. Performance of solar driven methanol-water combined ejector-absorption cycle in the Athens area. *Renewable Energy*, volume 25, number 2, pages 249-266.
- [17] Hildbrand, C., Dind, P., Pons, M. and Buchter, F., 2004. A new solar powered adsorption refrigerator with high performance. *Solar Energy*, volume 77, number 3, pages 311-318.
- [18] Bergander, M. J., 2006. Refrigeration cycle with two-phase condensing ejector. In 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA. 170
- [19] J. Christopher Reddick. February 2017. Amélioration énergétique du procédé de captage de CO₂ en post combustion au moyen des éjecteurs. Thèse de doctorat. Sherbrooke (Québec) Canada
- [20] Kornhauser, A.A., 1990. The use of an ejector as a refrigerant expander, in: *Proceeding of the 1990 USNC/IIR-Purdue Refrigeration Conference*, pages 10–19.
- [21] Sag, N. B. and Ersoy, H. K., 2016. Experimental investigation on motive nozzle throat diameter for an ejector expansion refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, volume 124, pages 1-12.
- [22] Chunnanond, K., Aphornratana, S., 2003. An experimental investigation of steam-ejector refrigerator, the analysis of pressure profile along ejector. *The Asia-Pacific Conference on Sustainable Energy and Environment Technologies*, pages 184–188.
- [23] Huang, B.J., Chang, J.M., 1999. Empirical correlation of ejector design. *International Journal of Refrigeration*, volume 22: pages 379–388.

-
- [24] Bartosz, Gil., Jacek Kaspersky.,2015. Efficiency analysis of alternative refrigerants for ejector cooling cycles 2015 Energy Conversion and Management volume 94: pages 12-18
- [25] NEHDI, E., 1989. Etude paramétrique expérimental des caractéristiques du système tritherme a éjecteur. Thèse de l'institut National des Sciences Appliquées de Lyon.
- [26] Chen, J., Jarall, S., Havtun, H., Palm, B., 2015. A review on versatile ejector applications in refrigeration systems. Renewable & Sustainable Energy Reviews, volume 49, pages 67–90.
- [27] Besagni, G., Mereu, R., Inzoli, F., 2016. Ejector refrigeration: a comprehensive review. Renewable & Sustainable Energy Reviews, volume 53, pages 373– 407.
- [28] J. Keenan, E. Neumann.. 1942. A simple air ejector. ASME Journal of Applied Mechanics, volume 9, number 2, pages A75-A81.
- [29] Keenan, JH., Neumann, EP., Lustwerk F., 1950. An investigation of ejector design by analysis and experiment. ASME Journal of Applied Mechanical Transfer, volume 72, pages 299–309.
- [30] Munday, JT., Bagster, DF., A new theory applied to steam jet refrigeration. Industrial & Engineering Chemistry, Process Design and Development, volume 16, number 4, pages 429-436.
- [31] Sokolov, M., Hershgal, D.,1990. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1.Systems characterization. International Journal of Refrigeration, volume 13, pages 351–356.
- [32] Rogdakis, ED., Alexis, GK.,2000. Investigation of ejector design at optimum operating condition. Energy Conversion and Management, volume 41, pages 1841–1849.
- [33] Huang BJ, Chang JM, Wang CP, Patrenko VA. 1999. A 1-D analysis of ejector performance. International Journal of Refrigeration, 22: 354–364.
- [34] Cizungu, K., Mani, A., Groll, M., 2001. Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluid. Applied Thermal Engineering, volume 21, pages 585–598.
- [35] Bevilacqua, P., 1991. Mechanical refrigeration using and ejector-injector to transfer the working fluid from the evaporator to the condenser. International Journal of Refrigeration, volume 14, pages 137–139.
- [36] Chou SK, Yang PR, Yap C., 2001. Maximum mass flow ratio due to secondary flow choking in an ejector refrigeration system. International Journal of Refrigeration, volume 24, pages 486–499.

-
- [37] Eames, IW., Wu, S., Worall, M., Aphornratana, S., 1999. An experimental investigation of steam ejectors for application in jet-pump refrigerators powered by low-grade heat. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, A213: pages 351–361.
- [38] Riffat, SB., Gan G., Smith S., 1996. Computational fluid dynamics applied to ejector heat pumps. *Applied Thermal Engineering*, volume 16(4), pages 291–297.
- [39] Eames, IW., 2002. A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method. *Applied thermal engineering*, volume 22, pages 121-131
- [40] Garris, Jr. CA. 1997. Pressure exchange ejector and refrigeration apparatus and method. United States Patent, patent number 5, 647,221.
- [41] Chang, YJ., Chen, YM., 2000. Enhancement of a steam-jet refrigerator using a novel application of the petal nozzle. United States. *Experimental Thermal and Fluid Science*, volume 22, pages 203–211.
- [42] Liu, F., Li, Y., Groll, E. A., 2012. Performance enhancement of CO₂ air conditioner with a controllable ejector, *International Journal of Refrigeration*, volume 35 (6) pages 1604-1616.
- [43] Elbel, S., Hrnjak, P., 2008. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation, *International Journal of Refrigeration*, volume 31(3), pages 411-422.
- [44] Lucas, C., Koehler J., 2012. Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector, *International Journal of Refrigeration*, volume 35(6), pages 1595-1603.
- [45] Liu, F. Groll, E. A. 2012. Modeling study of an ejector expansion residential CO₂ air conditioning system, *Energy and Buildings*, volume 53, pages 127-136.
- [46] Zhang, Z.Y., MaY. T., Wang, H.L., Li, M.X. 2013. Theoretical evaluation on effect of internal heat exchanger in ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, volume 50 (1), pages 932-938
- [47] Khaled Ameer, Zine Aidoun, Mohamed Ouzzane., 2014. Modeling and numerical approach for the design and operation of two-phase ejectors. *Applied Thermal Engineering xxx 1-10*
- [48] Liu, J.P., Chen, J.P., Chen, Z.J., 2002. Thermodynamic analysis on transcritical R744 vapor compression/ejection hybrid refrigeration cycle. In: *Preliminary Proceedings of the 5th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Guangzhou, China, pages 184–188.

-
- [49] Jeong, J., Saito, K., Kawai, S., Yoshikawa, C., Hattori, K., 2004. Efficiency enhancement of vapor compression refrigerator using natural working fluids with two-phase flow ejector. Proceedings 6th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Glasgow, Glasgow, UK.
- [50] Deng, J., Jiang, P., Lu, T., Lu, W., 2007. Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. Applied Thermal Engineering, volume 27, pages 381-388.
- [51] Li, D., Groll, EA., 2005. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. International Journal of Refrigeration, volume 28: pages 766-773.
- [52] Ksayer, EB., Clodic, D., 2006. Enhancement of CO₂ refrigeration cycle using an ejector: 1D analysis. In: Proceeding of International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. USA: Purdue University Paper No. R058
- [53] He, S., Li, Y., Wang, R.Z., 2009. Progress of mathematical modeling on ejectors, Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume 131, pages 760-1780.
- [54] Hemidi, A., Henry, F., Leclaire, S., Seynhaeve, J.M., Bartosiewicz, Y., 2009. CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: experimental validation of single-phase and two-phase operation, Applied Thermal Engineering, volume 29, pages 1523-1531
- [55] Yazdani, M., Alahyari, A. A., Radcliff, T.D., 2012. Numerical modeling of two-phase supersonic ejectors for work-recovery applications, International Journal of Heat and Mass Transfer volume 55 (21-22) (Oct.), pages 5744-5753.
- [56] Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z. and Mercadier, Y., 2006. Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD. Applied Thermal Engineering, volume 26, number 5-6, pages 604-612.
- [57] Petrenko, V. O., Huang, B. J. and Ierin, V. O., 2011. Design-theoretical study of cascade CO₂ sub-critical mechanical compression/butane ejector cooling cycle. International Journal of Refrigeration, volume 34, number 7, pages 1649-1656. 176
- [58] Martel, S., janvier 2013. Étude numérique d'un écoulement diphasique critique dans un convergent-divergent. Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada.
- [59] Marynowski, T., septembre 2007. Étude expérimentale et numérique d'écoulements supersoniques en éjecteur avec et sans condensation. Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada.

-
- [60] Scott, D., Aidoun, Z. and Ouzzane, M., 2011. An experimental investigation of an ejector for validating numerical simulations. *International Journal of Refrigeration*, volume 34, number 7, pages 1717-1723.
- [61] Chen, W., Liu, M., Chong, D., Yan, J., Little, A. B. and Bartosiewicz, Y., 2013. A 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes. *International Journal of Refrigeration*, volume 36, number 6, pages 1750-1761.
- [62] Croquer, S., Poncet, S. and Aidoun, Z., 2016. Turbulence modeling of a single-phase R134a supersonic ejector. Part 1: Numerical benchmark. *International Journal of Refrigeration*, volume 61, pages 140-152.
- [63] Banasiak, K., Hafner, A., Andresen, T., 2012. Experimental and numerical investigation of the influence of the two-phase ejector geometry on the performance of the R744 heat pump. *International Journal of Refrigeration*, volume 35, pages 1617–1625.
- [64] Domanski, P.A., 1995. Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/ suction-line heat exchanger, economizer, and ejector, Nistir-5606, National Institute of Standards and Technology, March.
- [65] Elbel, S.W., Hrnjak, P.S., 2004a. Effect of internal heat exchanger on performance of transcritical CO₂ systems with ejector. 10th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, Paper R166, West Lafayette, IN, USA.
- [66] Lawrence, N., Elbel, S., 2012. Experimental and analytical investigation of automotive ejector air-conditioning cycles using low-pressure refrigerants, in: *International Refrigeration and Air Conditioning*.
- [67] Nakagawa, M., Matumi, T., Takeuchi, H., Kokubo, N., 1996. Mixing of the confined jet of mist flow, *JSME International Journal* volume 39 (2).
- [68] Banasiak, K., Hafner, A., 2011. 1D Computational model of a two-phase R744 ejector for expansion work recovery. *International Journal Thermal Science*, volume 50 (11), pages 2235-2247.
- [69] Liu, F., Groll, E.A., 2008. Analysis of a two phase flow ejector for transcritical CO₂ cycle, in: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*.
- [70] Attou, A., Seynhaeve, J.M., 1999. Steady-state critical two-phase flashing flow with possible multiple choking phenomenon. Part 1: physical modeling and numerical procedure, *Journal of Loss Prevention in the Industries* volume 12, pages 335-345.
- [71] Owen, I., Abdul-Ghani, A., Amini, A.M. 1992. Diffusing a homogenized two-phase, *Int. Journal of Multiphase, Flow* volume 18 (4), pages 531-540.

-
- [72] Liu, F., Groll, E. A., 2013. Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles, *Applied Thermal Engineering*, volume 52 (2) (Apr.), pages 360-370.
- [73] Katto, Y., 1969. Dynamics of compressible saturated two-phase flow: Critical flow-sequel, and flow in a pipe. *Bull. JSME* volume 12, pages 1417–1427.
- [74] Domanski, PA., 1995. Minimizing throttling losses in the refrigeration cycle. In: *Proceedings of 19th international congress of refrigeration*, volume 1Vb, pages 766-773.
- [75] Sokolov, M., Hershgal, D., 1990. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 2. Design procedures. *International Journal of Refrigeration*, volume 13, pages 357–363.
- [76] Sokolov, M., Hershgal D., 1990. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 3. Experimental results. *International Journal of Refrigeration*, volume 14, pages 24–31.
- [77] Sarkar, J., 2008. Optimization of ejector-expansion transcritical CO₂ heat pump cycle. *Energy*, volume 33, pages 1399-1406.
- [78] Sarkar, J., 2012. Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems—A review. *Elsevier Renewable and Sustainable Energy Reviews* volume 16, pages 6647–6659.
- [79] Sumeru, K., Nasution, H., Ani, F.N., 2012. A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle. *Renewable and Sustainable Energy Review*, volume 16, pages 4927–4937.
- [80] Kawamura, Y., Nakagawa, M., 2013. The weak and strong oblique shock waves appeared on the carbon dioxide two-phase flow in the ejector refrigeration cycle. *Journal of Physics. Conference Series* volume 433, pages 012-015.
- [81] Randheer, L., Yadav and Ashwin W. Patwardhan., 2008. Design aspects of ejectors: Effects of suction chamber geometry *Chemical Engineering Science*, volume 63, pages 3886-3897
- [82] Menegay, P. and Kornhauser, A. A., 1996. Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle. In *Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, . IECEC 96, volume 2. IEEE, New York, NY, USA, pages 702-706.
- [83] Reddick, C., Mercadier, Y. and Ouzzane, M., 2012. Experimental study of an ejector refrigeration system. In *14th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, USA

-
- [84] Li Qian Ren., Min Guo., Xin Wei Guo., Tian Long Li., 2014. Experimental Study on Performance of Two-phase Ejector Refrigeration Cycle System with Two Throat Nozzle. In: Proceeding of International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. USA: Purdue University; Paper No. 1472.
- [85] Liu, F., Groll, E. A. and Li, D., 2012. Investigation on performance of variable geometry ejectors for CO₂ refrigeration cycles. *Energy*, volume 45, number 1, pages 829-839.
- [86] Bilir, N. and Ersoy, H. K. (2009). Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector. *International Journal of Energy Research*, volume 33, number 5, pages 469-480.
- [87] Nehdi, E., Kairouani, L., Bouzaina, M., 2007. Performance analysis of the vapor compression cycle using ejector as an expander, *International Journal of Energy Research*, Volume 31, No. 4, pages 364–375.
- [88] Minetto, S., Brignoli, R., Banasiak, K., Hafner, A., Zilio, C., 2013. Performance assessment of an off-the-shelf R744 heat pump equipped with an ejector, *Applied Thermal Engineering*, volume 59, pages 568-575
- [89] Disawas, S., Wongwises, S., 2004. Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device, *International Journal of Refrigeration*, volume 27 (6), pages 587–594.
- [90] Cizungu, K., Groll, M., Ling, Z.G., 2005. Modeling and optimization of two-phase ejectors for cooling systems. *Applied Thermal Engineering*, volume 25, pages 1979-1994.
- [91] Varga, S., Oliveira, A., Diaconu, B., 2009. Influence of geometrical factors on steam ejector performance e a numerical assessment. *International Journal of Refrigeration*, volume 32, pages 1694-1701.
- [92] Nakagawa, M., Berana, M.S., Kishine, A., 2009. Supersonic two-phase flow of CO₂ through converging-diverging nozzles for the ejector refrigeration cycle, *International Journal of Refrigeration*, volume 32, pages 1195-1202.
- [93] Angielczyk, W., Bartosiewicz, Y., Butrymowicz, D., Seynhaeve, J.M., 2010. 1-D modeling of supersonic carbon dioxide two-phase flow through ejector motive nozzle, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 12-15.
- [94] Narabayashi, T., Mizumachi, W., Mori M., 1997. Study on two-phase flow dynamics in steam injectors, *Nuclear Engineering and Design* volume 175 pages 147-156.
- [95] Städtke, H., 2006. *Gasdynamic Aspects of Two-Phase Flow*. WILEY-VCH GmbH & Co. KGaA, Weinheim,
-

-
- [96] Smolka, J., Bulinski, Z., Fic, A., Nowak, A.J., Banasiak, K., Hafner, A., 2013. A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach. *Applied Mathematical Modelling*, volume 37, pages 1208–1224.
- [97] Lucas, C., Rusche, H., Schroeder, A., Koehler, J., 2014. Numerical investigation of a two-phase CO₂ ejector. *International Journal of Refrigeration*, volume 43, pages 154–166.
- [98] Elbel, S., Hrnjak, P., 2004. Flash gas bypass for improving the performance of transcritical R744 systems that use microchannel evaporators. *International Journal of Refrigeration*, volume 27, pages 724-735.
- [99] Elbel, S., Hrnjak, P., 2006. Experimental validation and design study of a transcritical CO₂ prototype ejector system. *Proceedings of the 7th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Trondheim, Norway.
- [100] Power, R. B., 1994. *Steam jet ejectors for the process industries*. Mc Graw-Hill Inc., New York, NY, USA, 500 p.
- [101] El-Dessouky, H., Ettouney, H., Alatiqi, I. and Al-Nuwaibit, G., 2002. Evaluation of steam jet ejectors. *Chemical Engineering and Processing*, volume 41, number 6, pages 551-561.
- [102] He, S., Li, Y. and Wang, R. Z. (2009). Progress of mathematical modeling on ejectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, volume 13, number 8, pages 1760-1780.
- [103] M. Nakagawa, A.R. Marasigan, T. Matsukawa, A. Kurashina, (2011). Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger. *International Journal of refrigeration*, volume 34, pages 1604-1613
- [104] Nakagawa, M., Marasigan A.R., Matsukawa, T., 2011. Experimental analysis on the effect of internal heat exchanger in transcritical CO₂ refrigeration cycle with two-phase ejector, *International Journal of Refrigeration*, volume 34 pages 1577-1586.
- [105] Lee, J.S., Kim, M.S., Kim, M.S., 2011. Experimental study on the improvement of CO₂ air conditioning system performance using an ejector, *International Journal of Refrigeration*, volume 34, pages 1614-1625.
- [106] Yari, M., 2009. Performance analysis and optimization of a new two-stage ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle, *International Journal of Thermal Sciences* volume 48, pages 1997-2005.
- [107] Lorentzen, G., 1983. Throttling, the internal haemorrhage of the refrigeration process. *Proceedings of the Institute of Refrigeration*, Volume 80, pages 39-47
-

-
- [108] Elbel, S., Lawrence. N., 2016. Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration*, volume 62, pages 1-18.
- [109] Lucas, C., Koehler, J., 2012. Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector. *International Journal of Refrigeration*, volume 35 (6), pages 1595-1603.
- [110] Md. Ezaz Ahammed, Souvik Bhattacharyya, M. Ramgopal., 2014. Thermodynamic design and simulation of a CO₂ based transcritical vapour compression refrigeration system with an ejector *International Journal of refrigeration*, volume 45, pages 177-188.
- [111] Neal Lawrence, Stefan Elbel., 2016. Experimental investigation on the effect of evaporator design and application of work recovery on the performance of two-phase ejector liquid recirculation cycles with R410A. *Applied Thermal Engineering* volume 100 pages 398-411
- [112] LIU Fang, Eckhard GROLL., 2015. A Preliminary Study of the Performance Enhancement of a Dual-mode Heat Pump using an Ejector *International Congress of Refrigeration*, August pages 16 - 22 - Yokohama, Japan.
- [113] Xiao Wang., Jianlin Yu., 2016. Experimental investigation on two-phase driven ejector performance in a novel ejector enhanced refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, volume 111, pages 391–400.
- [114] Power, R. B., 1994. Predicting unstable-mode performance of a steam jet ejector. *American Society of Mechanical Engineers, The Fluid Power and Systems Technology Division (Publication) FPST*, volume 1, pages 11-15.
- [115] Reddick, C., Mercadier, Y. and Ouzzane, M., 2012. Experimental study of an ejector refrigeration system. In 14th *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, USA. Papier N° 1176.
- [116] Zhang, K., Shen, S., Yang, Y. and Tian, X., 2012. Experimental investigation of adjustable ejector performance. *Journal of Energy Engineering*, volume 138, number 3, pages 125-129.
- [117] Ali BOUZRARA., Ezzeddine NEHDI., Philippe HABERSCHILL., Lakhdar KAIROUANI., 2017. Analyse expérimentale d'un éjecteur diphasique dans un cycle frigorifique au CO₂ transcritique. 18^{ème} éditions des journées internationales de thermique Monastir , Tunisia AF-Th1-052.
- [118] Zhen-ying Zhang., Yi-tai Ma., Hong-li Wang., Min-xia Li., 2013. Theoretical evaluation on effect of internal heat exchanger in ejector. *Applied Thermal Engineering*, volume 50, pages 932-938.
-

ANNEXE



18^{èmes} Journées Internationales de Thermique (JITH 2017)
Monastir (Tunisie), 25 - 27 Octobre 2017

Analyse expérimentale d'un éjecteur diphasique dans un cycle frigorifique au CO₂ transcritique

Ali BOUZRARA ^a Ezzeddine NEHDI^b, Philippe HABERSCHILL^c, Lakhdar KAIROUANI^d

^aISPA BP 15 Errimel 7080 Bizerte Université de Carthage Tunisie,

^b ISSTE Technopole de Borj Cedria B.P. n° 1003 – Hammam chat - 2050 Borj Cedria Ben Arous

^c(*)Université de Lyon, CNRS, INSA-Lyon, CETHIL UMR5008, 69621 Villeurbanne, France

^d Unité de Recherche Energétique et Environnement, ENIT Université Tunis El Manar, Tunisie

ali.bouzrara@planet.tn, nehdi_ezzeddine@yahoo.fr, lakdar_kairouani@yahoo.fr

Résumé : Une étude expérimentale est réalisée pour examiner les performances d'un système de réfrigération au CO₂ transcritique, équipé d'un éjecteur diphasique et d'un compresseur à vitesse variable. Dans cette étude, l'influence de la géométrie de l'éjecteur et de la vitesse du compresseur sur les performances du système ont été analysées.

Les résultats expérimentaux montrent que les performances (taux d'entraînement et rapport de compression de l'éjecteur) augmentent de façon significative en fonction de la position de la tuyère motrice par rapport au mélangeur. Un maximum de taux d'entraînement de 39% et un rapport de compression de 1,14 ont été relevés pour les différents paramètres étudiés. Les résultats obtenus sont en adéquation avec des résultats expérimentaux présentés par d'autres chercheurs.

Mots clés :

Machine frigorifique, Dioxyde de carbone, Cycle transcritique, éjecteur, Géométrie

1- Introduction

L'utilisation des éjecteurs pour la récupération de travail dans les systèmes à compression de vapeur a été un sujet de recherche pour les 25 dernières années environ. Les premiers travaux dans les années 1990 ont porté sur des prévisions de performances théoriques et des tests de performances des composants utilisant des fluides frigorigènes fonctionnant à basse pression. Il y a environ dix ans, un nombre important de recherches se sont

focalisés sur l'application des éjecteurs diphasiques dans les cycles au CO₂ transcritique. Le CO₂ a été considéré récemment comme un réfrigérant alternatif possible qui pourrait remplacer les réfrigérants de la famille HFC actuellement utilisés et qui seront progressivement éliminés, et comme discuté ci-dessous, l'application de la technologie de l'éjecteur à des systèmes au CO₂ pourraient en améliorer substantiellement l'efficacité. En conséquence, une grande partie de la recherche sur les éjecteurs diphasiques au cours des dix dernières années a été sur les cycles de CO₂ transcritiques. Plusieurs études numériques sur les cycles équipés d'éjecteur au CO₂ transcritique ont été publiées en 2004, alors que la première étude expérimentale détaillée a été publiée en 2008[1]; de nombreuses études expérimentales supplémentaires sont apparues principalement entre 2008 et 2012.

Elbel et Hrnjak (2008) [2] ont étudié expérimentalement un système transcritique pour le fluide frigorigène R744 utilisant un éjecteur avec différentes dimensions de la tuyère motrice et du diffuseur. L'efficacité de l'éjecteur a été affectée par la section au col de la tuyère motrice et par l'angle du diffuseur. Les efficacités les plus élevées ont été obtenus lorsque l'angle du diffuseur est de 5°, angle le plus petit qui a été utilisé pour récupérer la pression statique du fluide diphasique à haute vitesse entrant dans le diffuseur. Des efficacités d'éjecteur variant entre 3,5% et 14,5% ont été obtenus pour différents angles de diffuseur (5°, 10°, 15°) et une température de l'air extérieur (35°C, 45°C) à $T_{int} = 27^{\circ}\text{C}$.

Elbel [3] a présenté une revue sur le système de réfrigération équipé d'éjecteur et les résultats expérimentaux pour la réfrigération au CO₂. Il a utilisé un certain nombre de modules de diffuseurs semblables à son étude précédente [2], et il a utilisé quatre longueurs différentes de la zone constante de mélange : 7,5 ; 33,5 ; 57,5 et 82,5 mm. Il a constaté que la longueur de la zone constante affecte de manière significative l'efficacité de l'éjecteur. La zone constante la plus courte a donné un rendement atteignant 15% et l'efficacité a chuté à 7% pour le plus long. Le flux secondaire et le rapport de compression augmentent pour la zone constante la plus courte. L'amélioration de la capacité de refroidissement et du COP par rapport au cycle standard était de 7% et 8% respectivement, la même chose avec ses conclusions antérieures [2].

Lucas et Koehler [4] ont étudié expérimentalement la relation entre l'efficacité de l'éjecteur et la haute pression. Les résultats montrent que l'efficacité de l'éjecteur présente un maximum. La haute pression à laquelle l'efficacité de l'éjecteur est maximale diminue avec la diminution de la pression d'évaporation. Par ailleurs, on peut constater que l'efficacité de l'éjecteur diminue avec la diminution de la pression d'évaporation, ainsi que l'augmentation des températures à la sortie du refroidisseur de gaz. La dépendance de l'efficacité de l'éjecteur avec la température de sortie du refroidisseur de gaz est faible pour une pression d'évaporation de 3,4 MPa, où l'efficacité maximale de l'éjecteur diminue de moins de 1% pour une température de sortie du refroidisseur de gaz variant entre 30°C et 40°C. Cependant, cette dépendance est plus forte pour une pression d'évaporation de 2,6 MPa, où une diminution de 20% de l'efficacité maximale de l'éjecteur est enregistrée.

Nakagawa et al. [5] ont étudié l'effet de la longueur du mélangeur sur l'efficacité de l'éjecteur au R744. Les auteurs ont étudié trois variantes différentes d'un mélangeur à section rectangulaire ($L_{MIX}=5$ mm, $L_{MIX}=15$ mm et $L_{MIX}=25$ mm). Ils ont déterminé l'efficacité de l'éjecteur et le COP du cycle de base et du cycle à éjecteur avec et sans échangeur de chaleur interne. L'efficacité maximale mesurée du cycle avec éjecteur sans échangeur de chaleur interne est de 11%, tandis que l'efficacité du cycle à éjecteur atteint jusqu'à 17% avec échangeur de chaleur interne. La conception optimale était trouvée pour la variante intermédiaire, $L_{MIX} = 15$ mm,

où la récupération de pression, le débit d'aspiration, le taux d'entraînement, et le COP du système global pour tous les conditions expérimentales, sont les plus élevés.

Banasiak et Hafner [6] ont présenté une étude approfondie de l'influence de la géométrie de l'éjecteur sur son efficacité. Le diamètre du tube de mélange, la longueur du tube de mélange et l'angle du diffuseur ont été modifiées. L'efficacité de l'éjecteur révèle un maximum par rapport à la haute pression. Les résultats concernant la longueur du tube de mélange et le diamètre du tube de mélange sont similaires aux données fournies par Nakagawa et al. [5]. Les données montrent un optimum de longueur et de diamètre du tube de mélange. La variation de l'angle du diffuseur montre une efficacité maximale de l'éjecteur avec un angle de diffuseur de 5° .

2. Analyse du fonctionnement du système

Un éjecteur diphasique peut être utilisé pour améliorer les performances d'un système de réfrigération par la réduction des pertes par laminage associés à l'utilisation des détendeurs. L'implantation d'un tel cycle transcritique au R744 et le diagramme enthalpie massique -pression correspondant sont représentés sur la figure 1.

Il est à noter que le débit massique à travers le refroidisseur de gaz n'est pas identique au débit de l'évaporateur. Théoriquement, la détente est supposée comme une transformation isenthalpique. L'utilisation d'un éjecteur comme dispositif de détente va changer le processus isenthalpique en un processus isentropique comme indiqué sur la figure 1. Le processus isenthalpique est représenté par la transformation entre les points 3 et 11, tandis que processus isentropique correspond à la transformation entre les points 3 et 4.

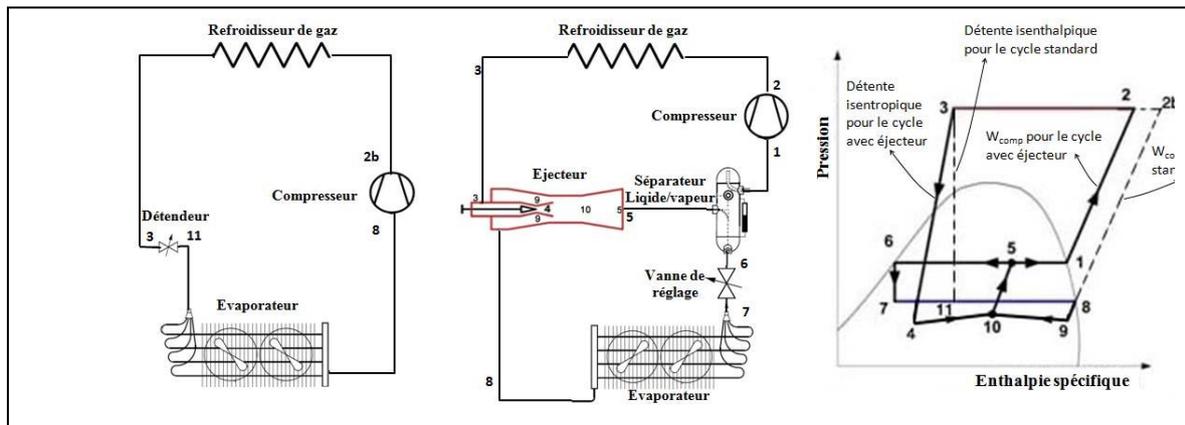


Figure 1 : Cycle de réfrigération transcritique au CO_2 : à gauche le cycle de base, à droite le cycle utilisant un éjecteur diphasique pour la récupération du travail de détente et leur représentation dans le diagramme Pression enthalpie massique

La figure 1 montre la représentation du cycle EERC (Ejector expansion refrigeration cycle) et du cycle standard dans un diagramme P-h. Sur la figure 1, pour le cycle standard le fluide frigorigène décrit un cycle entre les points 8, 2b, 3, 11 et 8. Alors que, dans le cycle EERC il y a deux flux, le flux primaire et le flux secondaire. Le flux primaire est mis en circulation par un compresseur à travers le refroidisseur de gaz, l'éjecteur et le séparateur (point de 1, 2, 3, 4, et 10, 5 et 1), tandis que le flux secondaire circule dans la vanne de détente, dans l'évaporateur, l'éjecteur et le séparateur (point 6, 7, 8, 9, 10, 5 et 6). Le mélange des flux primaire et secondaire effectué à section constante traverse le diffuseur (point 10 et 5).

Dans le cycle idéal, la vapeur saturée qui vient à partir du séparateur vapeur-liquide entre dans le compresseur et est comprimé isentropiquement à une pression et à une température élevée. La chaleur est rejetée d'une façon isobare dans le refroidisseur de gaz. Dans la tuyère primaire, le fluide primaire supercritique est détendu isentropiquement à la pression du mélange. Pendant le processus de détente le fluide primaire gagne de l'énergie cinétique.

Comme montré sur la figure 1, la pression au point 1 est supérieure à celle d'aspiration dans le cycle standard (point 8). Cela induit que le travail du compresseur du cycle à détente par éjecteur est inférieur à celui du cycle standard.

3. Description du banc d'essais

L'étude expérimentale est effectuée sur le banc d'essais d'une machine frigorifique air/eau utilisant le CO₂ comme fluide frigorigène installé au CETHIL de l'INSA de Lyon. Cette installation est composée de trois circuits indépendants les uns des autres. Le premier, est le circuit du CO₂. Le second est un circuit annexe d'eau dont la température et le débit sont contrôlés pour simuler la variation des paramètres de la source chaude. Le troisième, est un circuit d'air, régulé en température et en hygrométrie pour simuler les variations des conditions climatiques.

Le schéma de l'installation est donné sur la figure 2. Plusieurs mesures de températures, de pressions et de débits sont implantées dans le circuit fluide de la machine frigorifique et dans les deux circuits annexes afin d'analyser le fonctionnement de l'installation. Les signaux fournis par les instruments de mesures sont collectés dans une carte électronique et un multimètre Keithley est utilisé pour convertir et enregistrer ces différents signaux. Le Keithley est piloté par un ordinateur à l'aide d'un programme de pilotage ExceLINX développé sous Microsoft-Excel. Ce programme permet d'acquérir des mesures sur le Keithley et de suivre en temps réel l'évolution des différentes mesures réalisées sur l'installation. La plage de mesure et les incertitudes de chaque instrument est indiqué dans le tableau 1. Dans ce qui suit on s'intéressera uniquement au circuit de CO₂ et au détail de l'éjecteur.

Table 1 : Instruments de mesures utilisés expérimentalement

Instrument	Plage de mesure	Incertitudes	Emplacement
Mesure sur le circuit CO₂			
09 Thermocouples de type K	-30°C / +170 °C	± 0.5°C	Placés au centre des tubes de CO ₂ et brasés
03 Transmetteurs de pression différentielle	0-10	0.2%	Entrée / sortie refroidisseur de gaz ; ligne d'aspiration ; ligne liquide
01 Transmetteur de pression absolue	0-100 bar	0.25%	Aspiration compresseur
01 Transmetteur de pression absolue	50-150 bar	0.5%	Refoulement compresseur
01 Transmetteur de pression absolue	0-160 bar	0.5%	Entrée éjecteur
01 Transmetteur de pression différentielle	0-35 bar	0.25%	Sortie diffuseur et sortie évaporateur

02 Débitmètre à effet Coriolis	0-300 g/s	0.5%	Mesure du débit primaire et du débit secondaire
Mesure sur le circuit d'air			
04 Thermocouples de type K	-20°C/50°C	± 0.5K	Introduit dans la gaine de ventilation
Mesure sur le circuit d'eau			
02 sondes Pt 100		±0.25K	Mesure température d'eau
01 Débitmètre électro-magnétique	0-2000 kg/h	0.2%	Mesure de débit d'eau
Mesure électrique			
Puissance électrique	0-10 kW	0.2%	Compresseur

3.1- Circuit du CO₂

Le système comprend essentiellement :

- Un compresseur semi hermétique à pistons radiaux à 6 cylindres, de marque Bock référence RKX26/31-4 alimenté à l'aide d'un variateur de vitesse Danfoss permettant d'obtenir des vitesses allant du 0 à 1450tr/min ;
- Un échangeur coaxial à eau et à haute pression pour le refroidissement du gaz ;
- Une bouteille anti-coup de liquide ACL avec échangeur de chaleur ;
- Une vanne de détente micrométrique ;
- Un évaporateur à air ;
- Un séparateur d'huile avec dispositif de commande du retour d'huile ;
- Un jeu de vannes (V_B , V_{4D} , V_{4E} , V_5 , V_6 , V_{7E} , V_{7E} et V_8) permet de basculer d'une détente par vanne de détente à un fonctionnement avec l'éjecteur comme organe de détente dans le but de comparer les performances de la machine dans les deux cas et pour les mêmes conditions de fonctionnement. Toute fois la vanne V_B servira de by-pass de la bouteille séparatrice.
- Des conduites, des flexibles et autres dispositifs à l'intérieur desquels évolue, en décrivant un cycle frigorifique, le fluide frigorigène CO₂.

Le dioxyde de carbone sous forme de vapeur subcritique (figure 2) pénètre dans le compresseur à la pression P_1 dans l'état (1) où il est comprimé adiabatiquement jusqu'à la pression P_2 . Afin d'empêcher que l'huile de graissage ne soit entraînée dans le circuit frigorifique un séparateur d'huile est installé au refoulement du compresseur. Pour en connaître le débit, l'huile séparée est renvoyée vers un réservoir tampon. Deux capteurs et une électrovanne permettent de contrôler le niveau dans ce réservoir et assurer le retour de l'huile au carter du compresseur après mesure de son débit.

Le CO₂ à l'état supercritique à la sortie du séparateur d'huile est refroidi dans le refroidisseur de gaz jusqu'à la température correspondant à l'état (3). Celui-ci traverse ensuite le serpentin de la bouteille anti-coup de liquide (ACL). Cette dernière placée sur la tuyauterie d'aspiration à proximité du compresseur a pour but d'empêcher l'aspiration accidentelle de fluide liquide par le compresseur ce qui évite tout incident mécanique.

Le serpentin, jouant le rôle d'un échangeur de chaleur interne, permet d'améliorer la ré évaporation du fluide frigorigène aspiré en faisant passer le fluide sortant du refroidisseur de gaz par le fond de la bouteille ACL.

Cette méthode présente l'avantage d'augmenter le sous refroidissement du fluide à l'entrée de l'organe de détente et d'améliorer un peu les performances de l'installation frigorifique en augmentant légèrement la puissance frigorifique. Pour juger d'une façon précise l'efficacité du séparateur d'huile, la bouteille ACL a été conçue sans trou de reprise d'huile rencontré habituellement sur ce composant. L'huile entraînée dans le circuit, malgré la présence du séparateur, sera retenue au fond de la bouteille. Le retour de cette huile est effectué manuellement toutes les heures. Le micro-débitmètre mesure la quantité récupérée.

En fonctionnement sans éjecteur, les vannes (V_{4E} , V_5 , V_{7E} et V_B) sont fermées, le fluide provenant du serpentin de la bouteille ACL traverse un débitmètre à effet Coriolis, placé à l'entrée de la vanne de détente micrométrique à commande manuelle V_{4D} . A la sortie de cette dernière, le fluide à BP est injecté dans le séparateur liquide /vapeur. Le fait de procéder à l'injection du CO_2 dans ce dernier permet d'obtenir deux phases : le liquide récupéré au fond du séparateur entre dans l'évaporateur en passant à travers la vanne V_6 et le deuxième débitmètre ; la vapeur à la sortie de l'évaporateur traverse la vanne V_7 et se mélange avec la vapeur, à la température T_8 , soutirée de la bouteille en s'écoulant à travers la vanne de réglage (V_8). Finalement, le mélange des deux flux traverse la bouteille ACL, avant d'être aspiré par le compresseur.

En fonctionnement avec éjecteur, les vannes (V_{4E} , V_5 et V_{7E}) sont ouvertes, la vanne (V_D) est fermée et la vanne de réglage (V_8) est complètement ouverte, le CO_2 supercritique à la sortie du débitmètre à effet Coriolis constitue le jet moteur (P) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur (figure 2) avec les caractéristiques de stagnation T_4 et P_4 confondues avec celles de l'état (4), puis subit une détente dans cette tuyère. A la sortie, le fluide primaire, à vitesse supersonique, entraîne le fluide secondaire (S) provenant de l'évaporateur avec la température et la pression de l'état de stagnation (T_7 , P_7) supposées confondues avec celles de l'état (7). Les flux primaire P et secondaire S se mélangent ensuite dans la chambre de mélange. Une première augmentation de pression due à la formation d'une onde de choc droite (OCD), a lieu dans la partie cylindrique de la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur. A la sortie de l'éjecteur, le mélange est dans l'état diphasique (5). La vapeur saturante dans l'état (9) est aspirée par le compresseur en passant à travers la bouteille ACL alors que le liquide saturé au fond du séparateur liquide/vapeur dans l'état (6) traverse le débitmètre et la vanne V_6 avant de pénétrer dans l'évaporateur pour produire l'effet frigorifique escompté.

3-2 Éjecteur

L'éjecteur réalisé est représenté sur la figure 3. La tuyère primaire figure 4 est placée sur un support. La tuyère secondaire formée par la chambre d'aspiration, le mélangeur et le diffuseur (figure 3) est séparée du support de la tuyère primaire par des cales de réglage ayant différentes épaisseurs afin de déterminer expérimentalement l'influence de la position de la tuyère primaire par rapport à l'entrée du mélangeur. La conception du prototype d'éjecteur représenté dans la figure 3 a nécessité l'assemblage de cinq éléments essentiels :

- Buse primaire (8 pièces) ;
- Mélangeur et diffuseur (4 pièces) ;
- Cale de réglage permettant la modification de la position de la buse primaire par rapport au mélangeur (8 pièces) ;

-
- support pour la tuyère primaire (1 pièce) ;
 - support de la chambre d'aspiration (1 pièce).

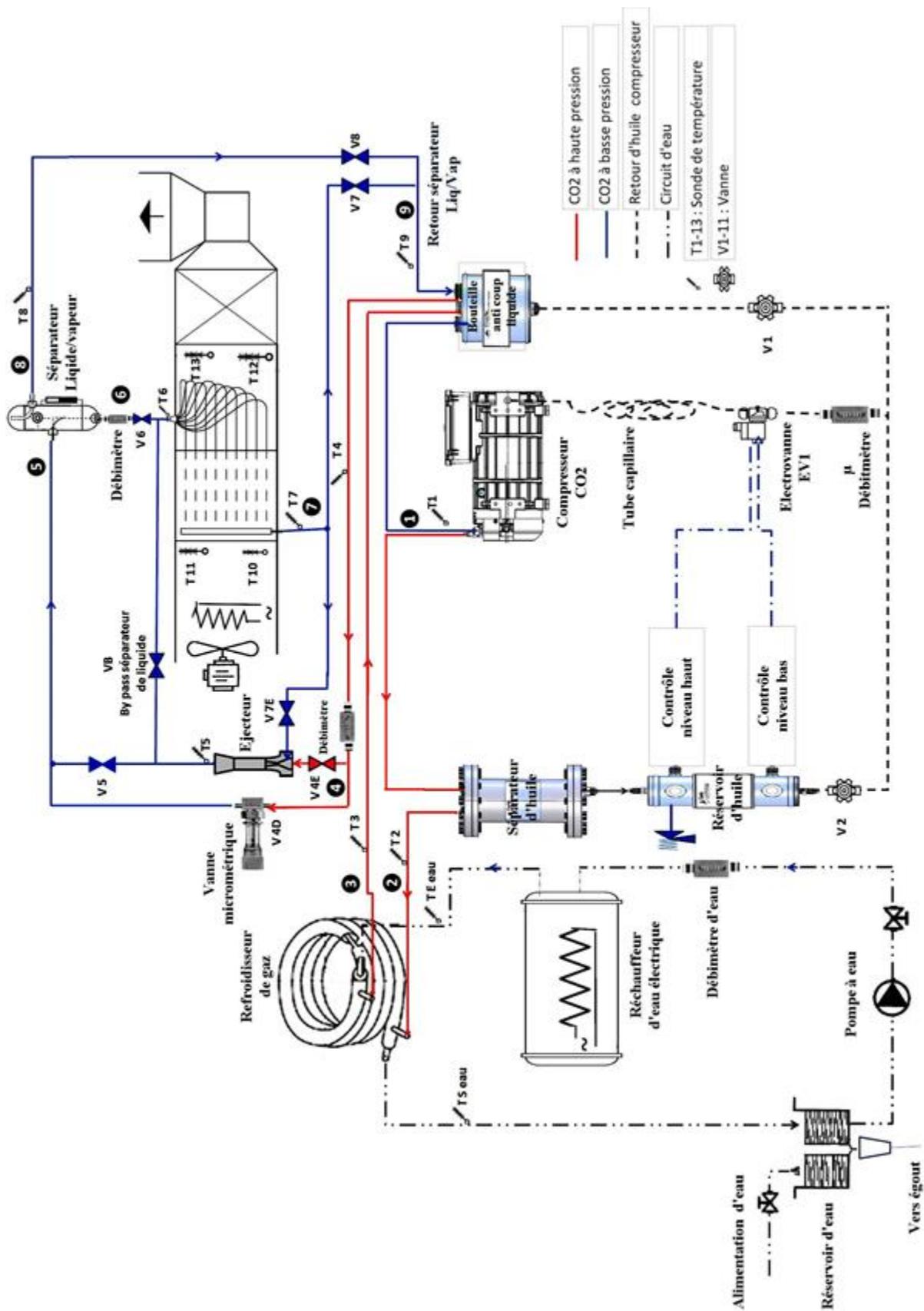


Figure 2 : Schéma du banc d'essais

Les paramètres géométriques de l'éjecteur à savoir les angles du convergent et du divergent de la tuyère primaire, longueur du mélangeur et l'angle de diffuseur, sont déterminés en se référant à la littérature.

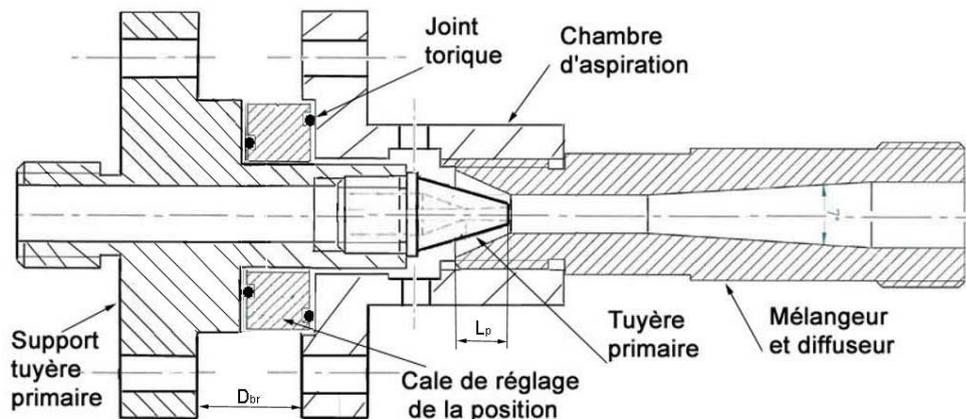


Figure 3 : Schéma de l'éjecteur

3-2-1 Tuyère primaire ou motrice

Les tuyères motrices expérimentales qui sont fabriquées au nombre de 8 ont été conçues comme un canal conique convergent-divergent percé dans la section de la tuyère. Les principaux paramètres de construction sont les suivants (figure 4):

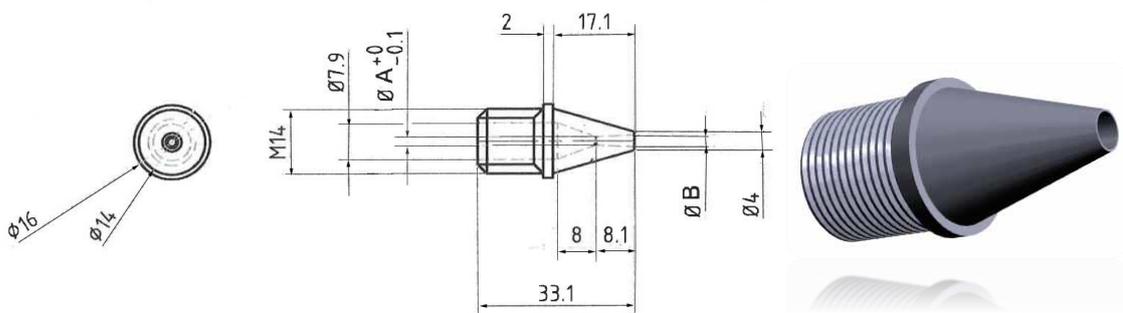


Figure 4 : Détail de la tuyère primaire

- Diamètres : 7,9 mm pour la section d'entrée, 1mm à 1,8 mm pour la section du col et 2 mm et 2,4 mm pour la section de sortie.
- Angles de cône : 40° pour la section convergente et $1,4^\circ$ à 10° pour la section divergente.
- Rugosité de la surface : env. 1×10^{-6} m pour les deux sections.

Les détails de construction des différentes buses sont indiqués dans le tableau 2 qui précise les côtes A et B des huit tuyères primaires testées.

Tableau 2 : côtes A et B des huit buses primaires en mm

	BP₁	BP₂	BP₃	BP₄	BP₅	BP₆	BP₇	BP₈
$\varnothing A=d^*$	1	1	1.2	1.2	1.5	1.5	1.8	1.8
$\varnothing B=d$	2	2.4	2	2.4	2	2.4	2	2.4
$\Phi=(d/d^*)^2$	4	5.76	2.77	4	1.77	2.56	1.234	1.77
α	7.06	9.878	5.64	8.472	3.5356	6.3596	1.414	4.242

3-2-2 Chambre d'aspiration

La géométrie de la chambre d'aspiration est celle indiquée sur la figure 2 et la figure 5. Une bride d'extrémité assure l'assemblage avec le support de la tuyère primaire après centrage et positionnement de cette dernière et un taraudage à l'autre extrémité permettant de recevoir le mélangeur et le diffuseur. Deux trous sur le côté amènent le fluide secondaire.

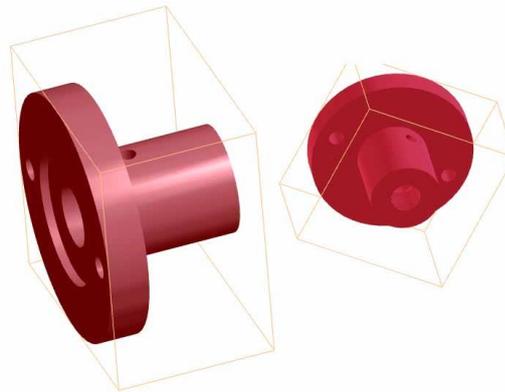


Figure 5 : Chambre d'aspiration

3-2-3 Mélangeur et diffuseur

Le mélangeur et le diffuseur font une pièce unique. Cet élément a été fabriqué comme un tube droit avec une entrée de forme conique, qui, en combinaison avec la tête de la section de la tuyère forme la chambre d'aspiration. L'angle de convergence pour le cône d'entrée a été réglée à 48° pour offrir la section de passage la plus importante possible, tandis que les valeurs du diamètre interne D_{MIX} pour les pièces produites variait de 5 mm à 8 mm, avec un pas de 1mm. Le tableau 3 donne les différentes côtes pour les 4 mélangeurs fabriqués.

Tableau 3 : Différentes côtes des 4 mélangeurs fabriqués (mm)

Mélangeurs	D _{MIX}	L _{MIX}	L _{DIF}	α
1	8	30	33	7°
2	8	25	33	7°
3	5	26	57	7°
4	6	30	49	7°

La partie convergente d'entrée a été utilisée pour avoir approximativement un meilleur mélange à pression constante. Les diffuseurs ont tous inclus un angle $\alpha_{DIF}=7^\circ$, angle recommandé par Liu et Groll, [7-8], afin de trouver un équilibre entre les effets de dégradation de la performance causée par le décollement de la couche limite (angles trop grande) et une chute de pression excessives par frottement (angles trop petit).

Le diffuseur est formé d'un canal conique divergent (figure 6), dont la longueur totale du passage est dépendante des diamètres d'entrée et de sortie et de l'angle de divergent, α_{dif} . Le diamètre de sortie du diffuseur, D_{SDIF} , étaient nominalement fabriqués pour être de 12mm.

3-2-4 Cales de réglages

Des bagues d'écartement ou cales de réglage figure 7 permettent de faire varier la position de la pointe de la tuyère motrice vis-à-vis du début de la section de mélange.

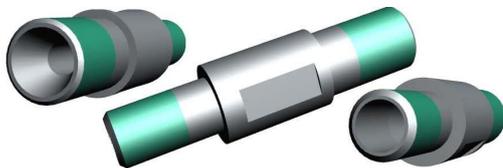


Figure 6 : Vue 3D du mélangeur et du diffuseur



Figure 7 : Vue 3D de la cale de réglage

4 Résultats des essais expérimentaux

L'analyse du fonctionnement de l'éjecteur pour différentes géométries est réalisée pour différents niveaux de pression du flux primaire, allant de 6 à 11 MPa. Le réglage de la pression de refoulement du compresseur est effectué en réglant le débit d'eau de refroidissement du refroidisseur de gaz ainsi que sa température, la vitesse du compresseur est maintenue constante dans ces expériences. Au cours d'autres essais, l'effet de la vitesse de rotation du compresseur est analysé pour chercher la vitesse optimale donnant le meilleur taux d'entraînement et le meilleur rapport de compression. A noter qu'un contrôle de la puissance absorbée par le compresseur est réalisée. Une puissance qui dépasse 4,7 kW constitue une surcharge du compresseur et peut entraîner une défaillance majeure du système.

4.1. Effets de la géométrie de la tuyère primaire à vitesse constante

La figure 8 montre l'évolution du débit secondaire en fonction de la pression à la sortie du refroidisseur de gaz pour les tuyères primaires repérés BP1 à BP8 avec le mélangeur de diamètre 5 mm et une cale d'épaisseur 21mm. Les valeurs établies sont déterminées en faisant la moyenne des paramètres mesurés. Une série de tests est effectuée avec chaque tuyère sur le banc d'essais décrit précédemment. Les débits secondaires de l'éjecteur obtenus avec les différentes tuyères, qui sont relevés à une vitesse constante de 900 tr/min, sont indiqués sur la figure 8 en utilisant un symbole pour chaque tuyère. La température de l'air à l'entrée de l'évaporateur varie peu entre 2 et 5 °C.

Le débit secondaire le plus élevé, pour une plage de pression supercritique variant entre 75 et 100 bar, est obtenu avec la tuyère BP3 qui présente un angle au divergent de 5,6°. Pour une pression variant seulement de 75 à 90 bar c'est la tuyère BP5 qui l'emporte avec un angle au divergeant de 3,5°. La tuyère BP2 a donné le minimum d'entraînement pour toute la plage de pression mais elle permet d'atteindre une pression de 107 bar. Un angle du divergent de la tuyère primaire BP2 très proche de 10° semble être trop large. La tuyère BP8 est complètement inadaptée à ce mélangeur. La tuyère BP1 qui présente un angle de 7° de divergent couvre une plage de pression plus large variant de 65 à 97 bar. Sur la Figure 8, on note que la plage de fonctionnement de l'éjecteur varie d'une tuyère à l'autre, chose qui laisse penser à l'utilité d'un éjecteur à section contrôlable pour étaler la plage de fonctionnement.

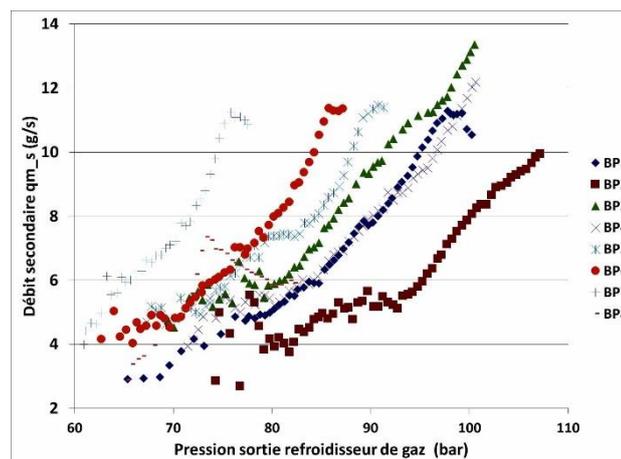


Figure 8 : Evolution du débit secondaire en fonction de la pression de sortie du refroidisseur des gaz pour différents tuyères primaires avec le mélangeur diam 5 et cale de 21 mm.

Les profils présentés précédemment indiquent clairement que le mélangeur conçu de diamètre 5 mm, avec un angle du diffuseur de 7° et une longueur de la zone de mélange de 26 mm est opérationnel et bien adapté.

Ces résultats obtenus sont en accord avec les conclusions de Lui et Groll [7-8] qui recommande un $\alpha_{DIF} = 7^\circ$ pour les éjecteurs diphasiques au R744. Cet angle vient entre un angle de 6° proposé par Jae Seung Lee et al [9] et un angle de 8,2° suggéré par Chen Guangming et al [10].

La longueur du mélangeur utilisé est $L_{mél} = 26\text{mm}$ comme indiqué précédemment. Ce résultat est confirmé par ceux expérimentaux de Banasiak et al [11], qui indiquent que le maximum d'efficacité pourrait être atteint pour des longueurs de mélangeur compris entre 15 et 30 mm et que les mélangeurs d'une longueur inférieure à environ 10 mm entraîne une diminution de façon significative des valeurs de l'efficacité suite à la limitation de la zone d'échange d'énergie cinétique, tandis que des mélangeurs d'une longueur supérieure à 40 mm aboutissent à une augmentation des effets de frottement sur la paroi.

La pression du flux primaire a un effet important sur le taux d'entraînement. La figure 9 montre que le taux d'entraînement augmente à mesure que la pression d'écoulement primaire augmente. Ce résultat est vrai pour les différentes tuyères.

La pression du flux primaire a un effet important sur le taux d'entraînement. La figure 9 donne la relation entre le taux d'entraînement et le rapport de compression. La figure montre que le rapport d'entraînement augmente à mesure que la pression d'écoulement primaire augmente. Ce résultat est vrai pour les différentes tuyères. Les profils présentés indiquent clairement que la BP1 et la BP3 ont les meilleurs résultats. La BP1 a le meilleur taux d'entraînement suivi par la BP3. Alors que la BP3 présente le meilleur rapport de compression.

4.2 Etude en fonction de la position de la tuyère primaire : cas de la tuyère primaire repéré BP3 et BP1

Afin de déterminer la meilleure position de la tuyère primaire par rapport à la partie convergente du mélangeur de diamètre 5 mm, l'éjecteur a été démonté et une cale d'épaisseur 13 mm a été insérée entre les brides afin de réaliser la position zéro de la tuyère primaire par rapport au mélangeur. Cette position correspond à un éjecteur à section constante qui se manifeste par une section de sortie du diffuseur primaire dans le plan d'entrée de la partie cylindrique du mélangeur figure 10. Des cales d'épaisseurs croissantes permettent de reculer la tuyère primaire et ainsi étudier l'influence de cette position sur l'évolution du débit secondaire en fonction de la pression de sortie du refroidisseur de gaz.

La figure 11 montre que la position est presque sans effet au départ puisqu'on obtient, pour des conditions de travail identiques, quasiment le même débit secondaire. Ce résultat est valable si on ne recule que d'une distance inférieure ou égale au diamètre du mélangeur. A partir du moment où on recule d'une distance d'environ 1,5 fois le diamètre du mélangeur le flux secondaire augmente de 25 à 33 % pour une même pression motrice. Le taux d'entraînement passe de 0,25 à 0,395 (figure 12b). Le rapport de compression passe de 1,135 à 1,142 (figure 12a). Ce résultat est obtenu avec la cale de 21mm, soit pour un recul de 8 mm par rapport à la position 0.

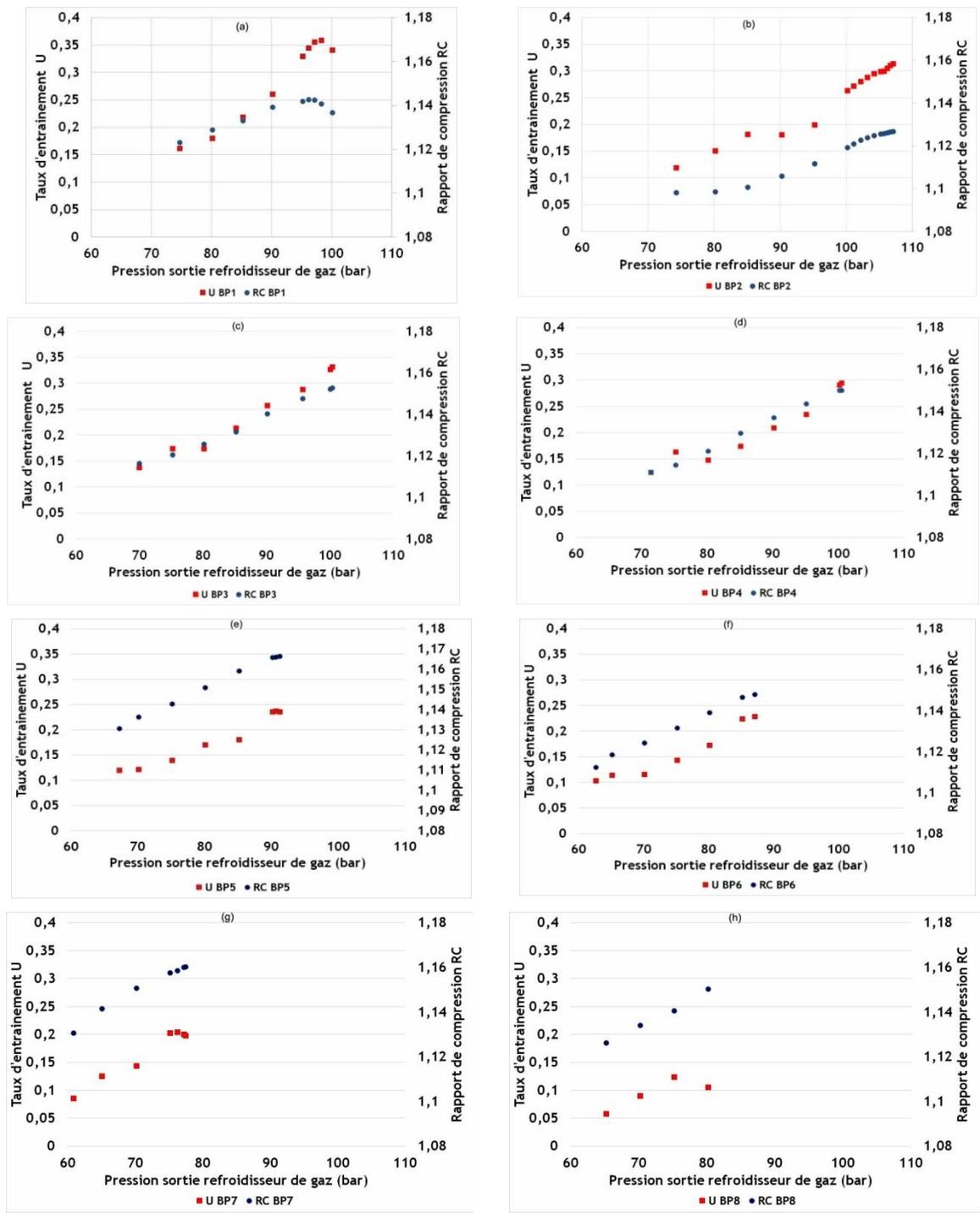


Figure 9 : taux d'entraînement et rapport de compression en fonction des tuyères primaires pour différentes pressions du fluide primaire (a) : BP1 ; (b) : BP2 ; (c) : BP3 ; (d) : BP4 ; (e) : BP5 ; (f) : BP6 ; (g) : BP7 ; (h) : BP8

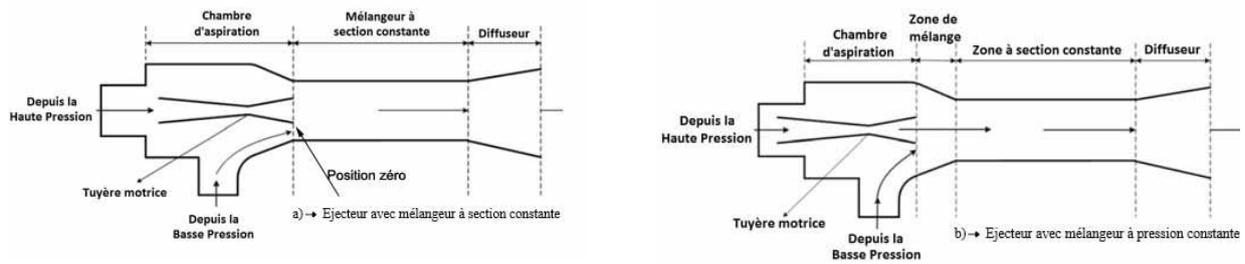


Figure 10 : Vue schématique d'un éjecteur : a) à section constante ; b) à pression constante

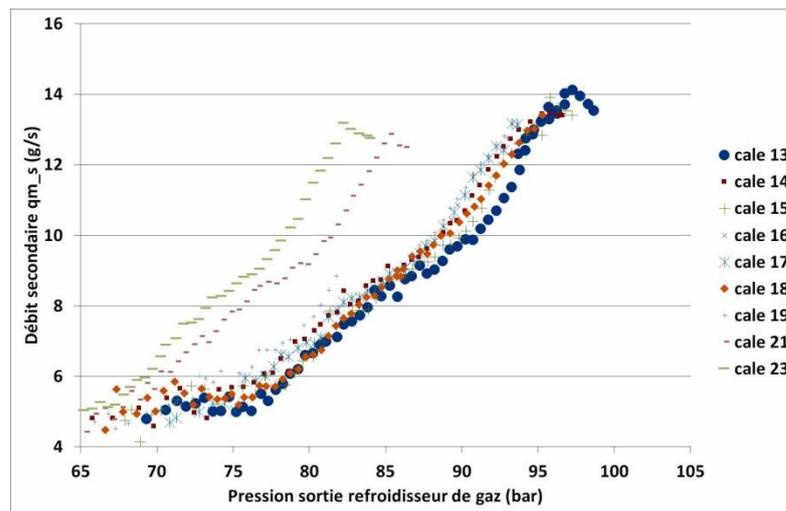


Figure 11 : effet de la position de la tuyère primaire avec la BP3 et le mélangeur diamètre 5 mm

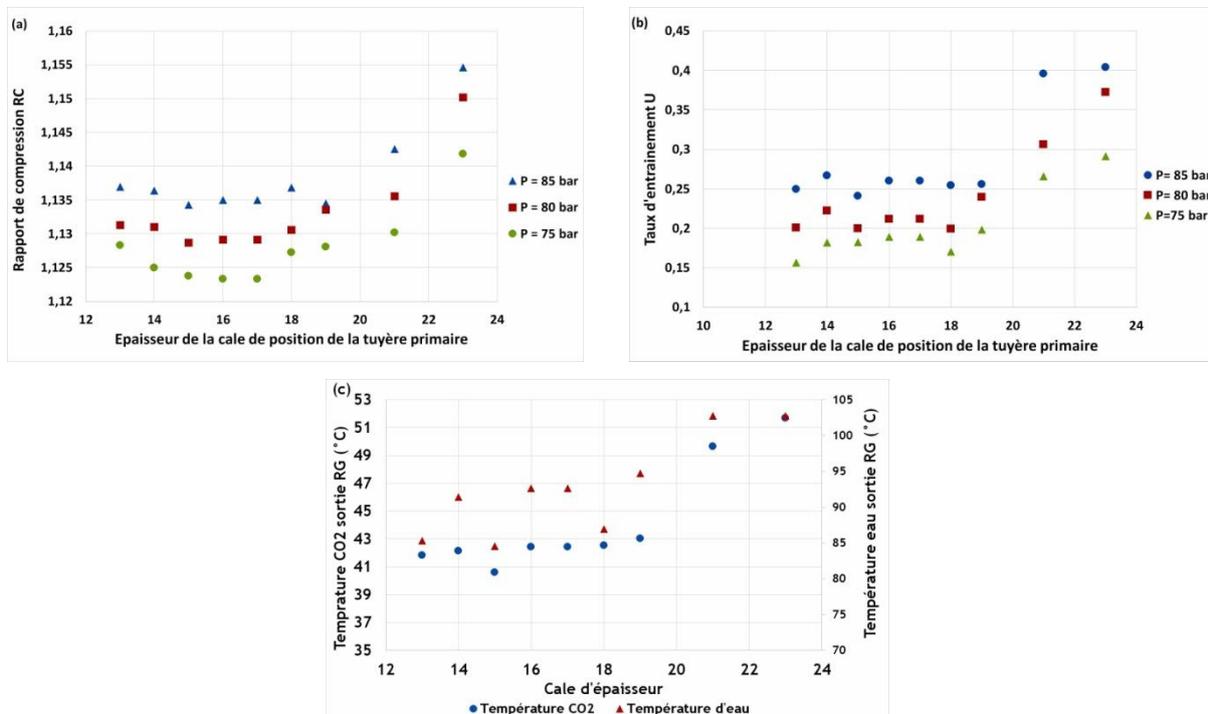


Figure 12 : Effet de la position de la tuyère BP3 avec le mélangeur diamètre 5 sur les différents facteurs a) rapport de compression, b) taux d'entraînement et c) température de sortie RG de l'eau et du CO₂ à une pression voisine de 85bar

Pour une cale d'épaisseur 2 fois le diamètre, le rapport de compression ainsi que le taux d'entraînement sont meilleurs mais, comme montré sur la figure 12c, pour une pression de 84 bar l'éjecteur n'est plus opérationnelle suite à l'élévation de la température de l'eau à la sortie du refroidisseur de gaz jusqu'à 102 °C, la température du gaz à l'entrée de l'éjecteur est alors de 51°C. La détente de ce fluide ne donne plus un mélange diphasique et on se trouve alors dans la zone de vapeur surchauffée, la production frigorifique est nulle.

L'insertion de la cale d'épaisseur 21 mm avec la tuyère primaire BP1 a donné encore une fois le meilleur débit secondaire comme montré sur la figure 13 et pour la même vitesse de 900 tr/min. Le fonctionnement de cette tuyère s'étale de 65 bar à 100 bar. Le débit secondaire atteint un maximum pour une pression de 98 bar. Sur la figure 14 le taux d'entraînement augmente également avec la pression du fluide primaire. Le rapport de compression le plus élevé est atteint pour une pression de fluide primaire voisine de 95 bar.

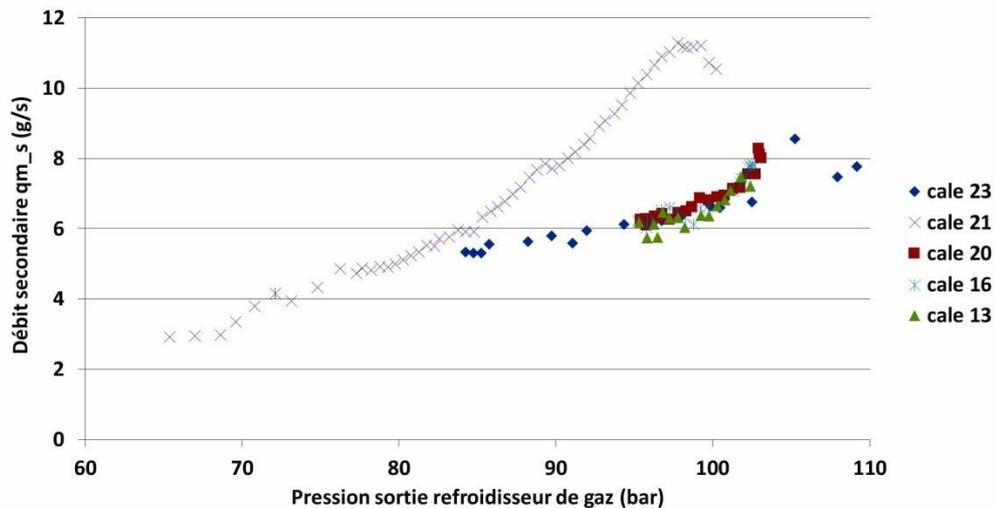


Figure 13 : effet de la position de la tuyère primaire BP1 avec le mélangeur diamètre 5

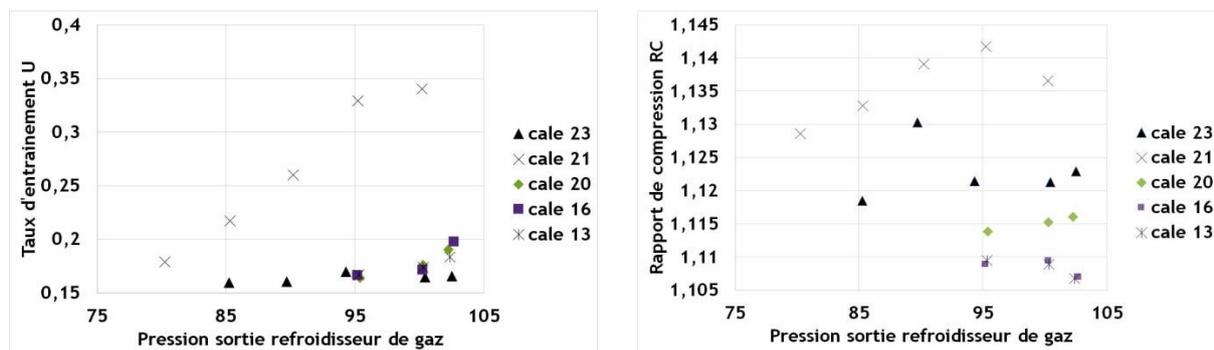


Figure 14 : taux d'entraînement et rapport de compression en fonction de la HP pour différentes positions de la tuyère primaire BP1 avec le mélangeur diamètre 5

4.3. Influence du diamètre du mélangeur

Pour analyser l'effet du diamètre du mélangeur, quatre éléments ont été fabriqués. Les diamètres sont de 5, 6 et 8 mm et pour le dernier deux longueurs de 25 et 30 mm. Aucun entrainement significatif n'a été enregistré avec les mélangeurs de diamètre 8 mm. Seulement, des fluctuations du débit secondaire sont relevées. Le

diamètre du mélangeur de 8 mm semble surdimensionné, un effet de recirculation se produit dans la section de mélange et le débit massique induit est faible.

La figure 15 montre que la variation de la section du mélangeur influe d'une façon significative le débit secondaire. Le mélangeur de diamètre 5 mm montre les meilleures performances comme indiqué sur la figure 15. Ainsi, le débit secondaire est le plus élevé, il passe à une pression de 97,7 bar de 6,75 à 11,28 g/s soit une augmentation de 67 %. Le taux d'entraînement passe de 0,2 à 0,35 soit une amélioration de 75 % comme indique sur la figure 16.

4.4. Influence de la vitesse du compresseur

L'évaluation de l'influence de la vitesse a été analysée en suivant les étapes suivantes :

- Réglage de la vitesse à un régime donné ;
- Réglage du débit d'eau du refroidisseur de gaz ;
- Relevé des différents paramètres en particulier la pression et le débit primaire ainsi que le débit et la pression du fluide secondaire ;
- Comparaison des résultats pour différentes vitesses une fois le débit maximum obtenu.

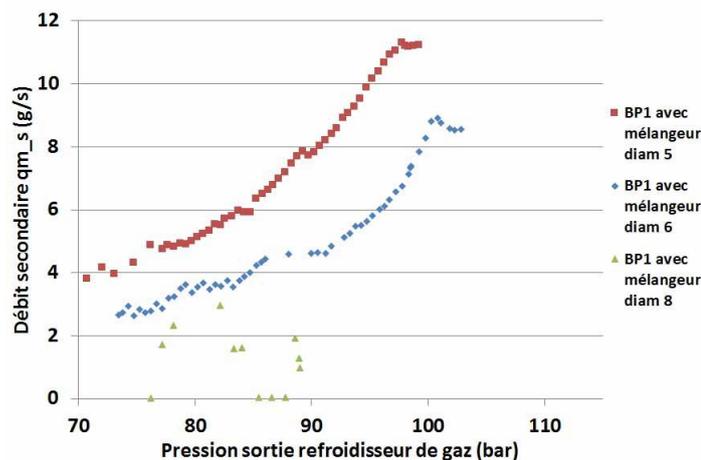


Figure 15 : effet du diamètre du mélangeur sur le débit secondaire de la tuyère primaire BP 1

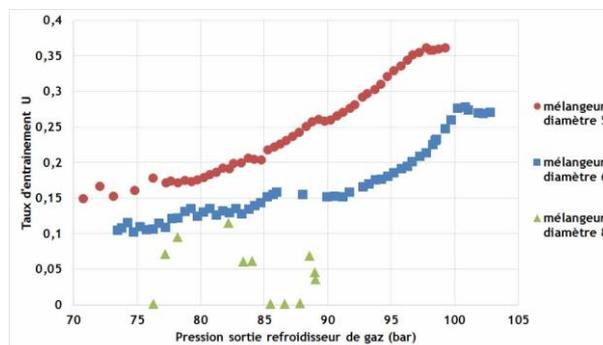


Figure 16 : effet des diamètres du mélangeur sur le taux d'entraînement

La figure 17 représente la variation du débit secondaire en fonction de la pression du fluide primaire pour une vitesse variable entre 850 et 1200 tr/min. La température d'air à l'entrée de l'évaporateur est maintenue

à 2 °C. On constate que pour une pression de 83 bar on atteint un débit secondaire de 9,5 g/s à 850 tr/min alors qu'à une vitesse 900 tr/min on atteint à 89,8 bar un débit de 9,9 g/s et à 1000 tr/min pour une pression 89,3 bar on atteint un maximum de 8,95 g/s.

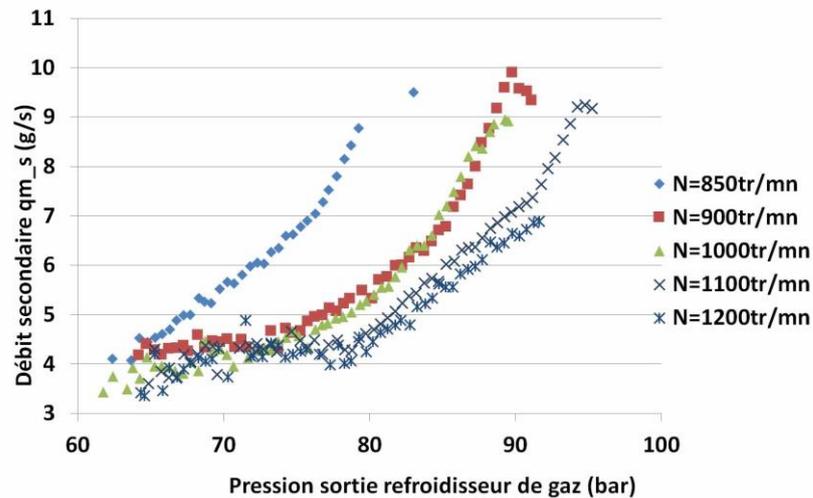


Figure 17 : Evolution du débit secondaire en fonction de la pression de sortie du refroidisseur de gaz pour différentes vitesses du compresseur pour la tuyère primaire BP1 avec le mélangeur diamètre 5 à une T_e air = 2°C

Lorsque la vitesse du compresseur augmente, et que la section au col de la tuyère primaire est maintenue constante, comme dans notre cas, la production frigorifique augmente légèrement, puis décroît de façon significative, car la pression d'aspiration diminue ; Cependant, la puissance absorbée par le compresseur augmente significativement à mesure que la vitesse du compresseur augmente. Ainsi, lorsque la vitesse du compresseur atteint 1200 tr/min, le compresseur atteint la puissance maximale admise par le constructeur soit 4,7 kW et toute augmentation de la puissance entraîne une surcharge qui risque de griller le compresseur. La diminution de la vitesse du compresseur est bénéfique au système puisque le taux d'entraînement augmente comme montré sur la figure 18, tandis que l'augmentation de la vitesse du compresseur est bénéfique à la production calorifique puisque la puissance absorbée par le compresseur augmente et celle-ci sera évacuée au refroidisseur de gaz.

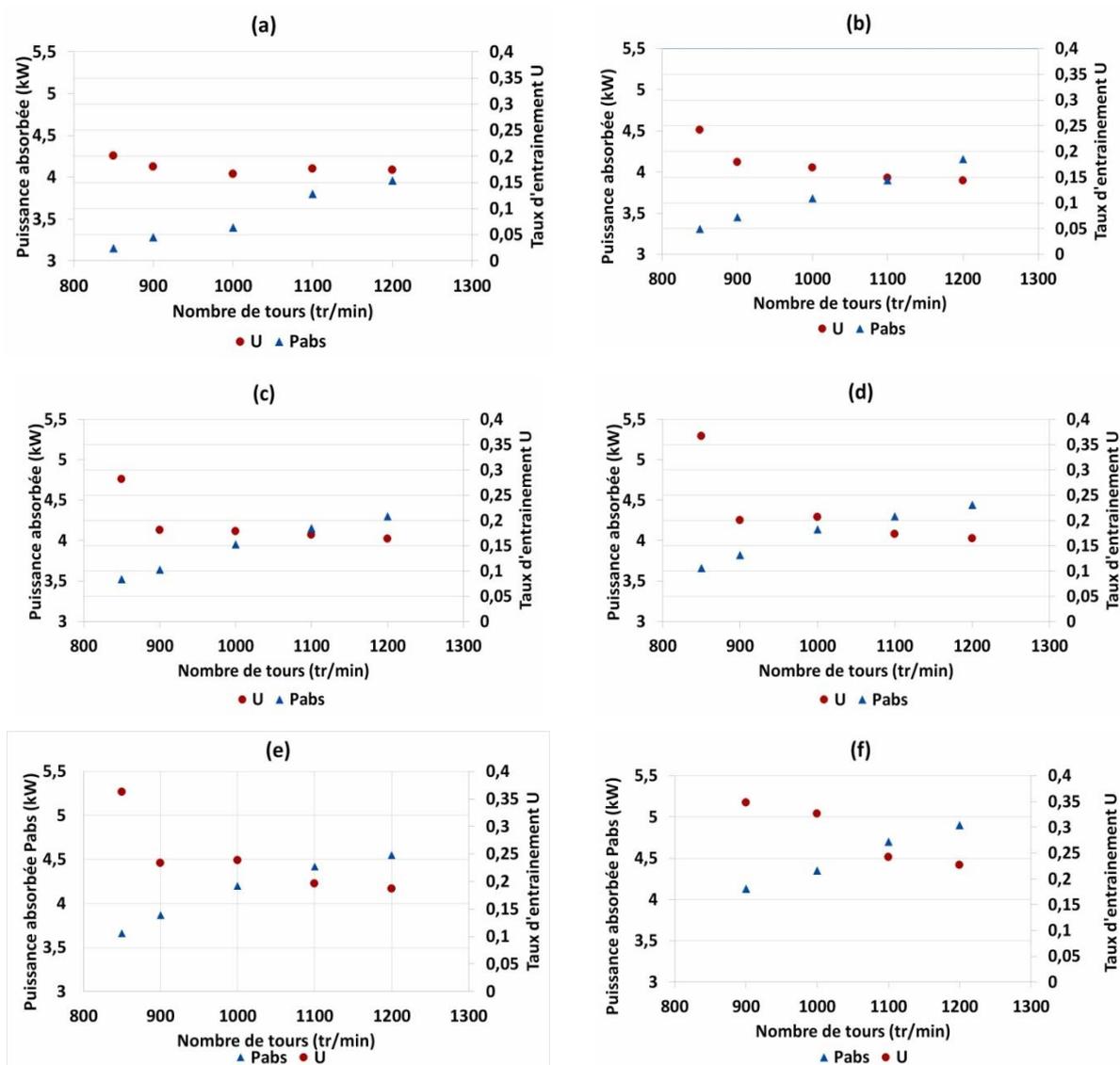


Figure 18 : Influence de la vitesse de rotationsur la puissance absorbée et le taux d’entraînement cas de la tuyère primaire BP1 avec le mélangeur diamètre 5 pour différentes hautes pressions (a) =65 bar ; (b) =70 bar ; (c) =75 bar ; (d) =80 bar ; (e) = 83 bar ; (f)= 89 bar.

5. Conclusion et perspectives

Dans le cadre de cette étude expérimentale, on peut constater que le taux d’entraînement peut être amélioré en choisissant le diamètre de la tuyère primaire de l’éjecteur ou le diamètre du mélangeur ou les deux à la fois, et le taux d’entraînement augmente à mesure que la pression à la sortie du refroidisseur de gaz augmente. La distance entre la sortie de la tuyère motrice et l’entrée de la section de mélange améliore le taux d’entraînement.

L’optimisation des performances du système (taux d’entraînement et rapport de compression) peut être obtenue en ajustant les géométries internes de l’éjecteur. Un taux d’entraînement de 39% à une pression optimale de 85 bar alors qu’un rapport de compression de 1,14 à une pression de 95 et à une position bien déterminée de la tuyère primaire sont les meilleurs résultats relevés au cours de cette étude. Dans les prochaines étapes, des

efforts supplémentaires seront réalisés pour optimiser la géométrie de la tuyère primaire : différents diamètres au col (de 0,7 à 1.2 mm) avec des angles de divergent de 2°, 5°, 7° et 10° seront examinés en utilisant de multiples diamètres du mélangeur soit 3 et 4mm en plus des diamètres déjà testés.

Références

- [1] S. Elbel et N. Lawrence, Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration*. Volume 62, Pages 1-18, 2016.
- [2] S. Elbel et P. Hrnjak, Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation, *International Journal of Refrigeration*, Volumes 31(3), Pages 411-422, 2008.
- [3] S. Elbel, Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications, *International Journal of Refrigeration*, Volume 34, Pages 1545-1561, 2011.
- [4] C. Lucas et J. Koehler, Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector, *International Journal of Refrigeration*, Volume 35 (6), Pages 1595-1603, 2012.
- [5] M. Nakagawa, A.R. Marasigan, T. Matsukawa et A. Kurashina Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger, *International Journal of Refrigeration* Volume 34, Pages 1604-1613, 2011.
- [6] Banasiak et Hafner K. Banasiak et A. Hafner, 1D Computational model of a two-phase R744 ejector for expansion work recovery. *International Journal of Thermal Science*. Volume 50 (11), Pages 2235-2247, 2011.
- [7] F. Liu et E.A. Groll, Analysis of a two phase flow ejector for transcritical CO₂ cycle, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2008.
- [8] F. Liu et E. A. Groll, Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles, *Applied Thermal Engineering* Volume 52 (2) Pages 360-370, 2013.
- [9] J.S. Lee, Mo.Se. Kim et Min.Soo. Kim, Experimental study on the improvement of CO₂ air conditioning system performance using an ejector, *International Journal of Refrigeration* Volume 34 Pages 1614-1625(2011).
- [10] C. Guangming, X. Xiaoxiao, L. Shuang, L. Lixia et T. Liming, An experimental and theoretical study of a CO₂ ejector, *International Journal of Refrigeration* Volume 33 Pages 915-921, 2010.
- [11] K. Banasiak, A. Hafner et T. Andresen, Experimental and numerical investigation of the influence of the two-phase ejector geometry on the performance of the R744 heat pump. *International Journal of Refrigeration*, Volume 35, Pages 1617–1625, 2012.



FOLIO ADMINISTRATIF

THESE DE L'UNIVERSITE DE LYON OPEREE AU SEIN DE L'INSA LYON

NOM : **BOUZRAR**

DATE de SOUTENANCE : 10-09-2018

Prénoms : **ALI**

Numéro d'ordre : 2018LYSEI065

TITRE : **Etude expérimentale des éjecteurs- application à la récupération de l'énergie de détente des machines frigorifiques au CO₂**

Ecole doctorale : **ED MEGA de Lyon**

Spécialité : **(Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique)**

RESUME : Les fluides naturels employés en réfrigération et en conditionnement d'air possèdent de faibles PRG et sont de ce fait une véritable alternative aux HFC. Cependant, leur généralisation se heurte à des limites provenant de leur caractère toxique (NH₃), inflammable (hydrocarbures, NH₃) ou de leurs caractéristiques thermodynamiques défavorables (CO₂). Leur utilisation accrue nécessite la mise en œuvre de composants spécifiques (échangeurs de chaleur intermédiaire, éjecteur) qui sans quoi les performances seraient inférieures à celles obtenues avec les HFC (COP_{CO₂} = 55 % du COP_{HFC-134a} pour des températures de sources de 0 °C et 40 °C). L'utilisation d'un éjecteur comme organe de détente est une solution envisagée pour réduire les irréversibilités. Les éjecteurs diphasiques constituent une alternative intéressante pour les dispositifs de détente classiques utilisés depuis plusieurs décennies. Le principal avantage de l'éjecteur est de récupérer une partie de l'énergie cinétique du processus de détente de la haute pression à la basse pression pour augmenter la pression d'aspiration du compresseur. Ceci entraîne une diminution du travail consommé par ce dernier et, par suite, une augmentation du coefficient de performance du système. Néanmoins, une bonne conception d'un éjecteur diphasique nécessite une analyse détaillée en termes de simulations numériques et travaux expérimentaux. Ainsi, l'objectif de ce travail est d'apporter une contribution expérimentale à l'étude des machines frigorifiques au CO₂ transcritique équipées d'éjecteur diphasique. Des efforts importants ont été investis dans la conception d'un éjecteur diphasique avec diverses géométries pour évaluer les principales caractéristiques à savoir le facteur d'entraînement et le rapport de compression. Les essais effectués ont permis de mettre en évidence l'influence des différents paramètres géométriques sur les performances de la machine (différents diamètres au col des tuyères primaires, différents diamètres de mélangeurs, longueurs de mélangeurs, distance entre le plan de sortie de la tuyère primaire et l'entrée du mélangeur, l'angle de divergence des tuyères primaires...) ainsi que les paramètres thermodynamiques (température d'évaporation, température à l'entrée de la tuyère primaire).

MOTS-CLÉS : machine frigorifique, cycle transcritique CO₂, récupération du travail de détente, comparaison des performances, COP, éjecteur diphasique, étude expérimentale

Laboratoire (s) de recherche : Centre d'Energétique et Thermique de Lyon (CETHIL - UMR5008),

Directeurs de thèse: Philippe Haberschill et Ezzeddine Nehdi

Président de jury : Lakdar Kairouani

Composition du jury :

Latra Boumaraf
Abdallah Mhimid
Nolwenn Le Pierres
Nicolas Tauveron
Marc Clause