

AMELIORATION DE L'EFFICACITE ENERGETIQUE D'UN CYCLE TRANSCRITIQUE AU CO₂ A L'AIDE D'UN EJECTEUR

L. Boumaraf^{1*}, P. Haberschill², A. Lallemand²

¹ LR3MI, Département de Mécanique, Université d'Annaba, BP 12, 23000 Annaba, Algérie
l_boumaraf@yahoo.fr

² Centre de Thermique, UMR CNRS 5008, INSA -20, Avenue Albert Einstein
69621 Villeurbanne cedex, France
philippe.haberschill@insa-lyon.fr, andre-j.lallemand@orange.fr

RESUME

Une analyse théorique d'un cycle frigorifique transcritique à CO₂ utilisant un éjecteur comme organe principal de détente au lieu d'un détendeur thermostatique est présentée. Pour un fonctionnement optimal et différents rapports de compression de l'éjecteur, ses caractéristiques géométriques, son facteur d'entraînement et le coefficient de performance de la machine sont déterminés à partir d'une modélisation basée sur un mélange à section constante. Par ailleurs, pour un rapport de compression de l'éjecteur fixé, l'effet de la pression de refoulement du compresseur sur les performances du système est examiné. Enfin, la comparaison avec une machine classique met en évidence un gain énergétique conséquent.

Mots clés : machine frigorifique, dioxyde de carbone, modélisation, cycle transcritique, éjecteur, performances

NOMENCLATURE

A	aire de section de l'éjecteur	(m ²)	Symboles grecs	
a	vitesse locale du son	(m/s)	Φ	paramètre géométrique de l'éjecteur égal à A_1/A^*_p
COP	coefficient de performance		ρ	masse volumique (kg/m ³)
h	enthalpie massique	(J/kg)	η	rendement isentropique
M	nombre de Mach		Indices, Exposants	
\dot{m}	débit massique du fluide frigorigène	(kg/s)	b	base
P	pression	(N/m ²)	C	relatif au refroidisseur
\dot{Q}	puissance thermique	(W)	comp	relatif au compresseur
s	entropie massique	(J/kg.K)	D	relatif au diffuseur
SUE	surchauffe à l'évaporateur	(K)	E	relatif à l'évaporateur
T	température	(K ou °C)	e	entrée d'un échangeur
U	facteur d'entraînement de l'éjecteur		is	processus isentropique
V	vitesse du fluide	(m/s)	P	fluide (ou tuyère) primaire
\dot{W}	puissance mécanique du compresseur	(W)	r	refoulement
x	titre en vapeur du fluide		S	fluide (ou tuyère) secondaire
			s	sortie d'un échangeur
			*	régime critique ou section de col de tuyère
			0	état de stagnation du fluide
			1, ..., 10	emplacements dans le cycle

1. INTRODUCTION

Le dioxyde de carbone constitue une excellente alternative aux substances fluorées qui sont traditionnellement utilisées en réfrigération, en climatisation et dans les pompes à chaleur.

Cependant, en raison de ses propriétés thermodynamiques, en particulier de sa température critique basse (31 °C), pour les applications en chauffage, climatisation ou réfrigération, le CO₂ doit être mis en œuvre dans un cycle transcritique, exigeant des pressions de fonctionnement comprises entre environ 120 bar au refoulement du compresseur et 30 bar en aspiration. Plusieurs chercheurs ont analysé ce cycle transcritique dans le but d'identifier les causes de la relative faiblesse du COP des machines correspondantes, notamment par rapport aux installations utilisant du R22 [1,2,3].

Des améliorations ont été proposées. Parmi celles-ci, on retient celle exposée par Liu et al. [4] basée sur une idée proposée par Kornhauser [5] en 1990 qui consiste à remplacer le détendeur thermostatique de la machine frigorifique par un éjecteur afin de récupérer une partie de l'énergie cinétique du processus de détente.

Dans ce travail, nous nous proposons de dimensionner, pour des conditions de fonctionnement de la machine fixées, un éjecteur fonctionnant en régime critique optimal en vue de son incorporation dans une machine frigorifique au CO₂ en remplacement d'un détendeur thermostatique et ce pour une puissance frigorifique de 10 kW.

Pour cela, la simulation de l'écoulement du CO₂ à travers l'éjecteur est basée sur un modèle de type mélange à section constante [6] et les caractéristiques thermodynamiques du frigorigène sont déterminées à l'aide du logiciel REFPROP®. Les sections du col de la tuyère primaire A^*_p et de la chambre de mélange A_1 , le facteur d'entraînement U de l'éjecteur et le titre du réfrigérant réalisé au refoulement de ce dernier x_4 ainsi que le COP de la machine et le gain énergétique réalisé par rapport au cycle de base sont calculés pour un rapport de compression du frigorigène à travers l'éjecteur donné.

Par ailleurs, l'influence des conditions opératoires de la machine, telle que la pression de refoulement du compresseur sur ses performances est examinée.

2. ANALYSE DU FONCTIONNEMENT DU SYSTEME

Le système (figure 1) comprend essentiellement un compresseur, un refroidisseur de gaz surcritique, un éjecteur, un séparateur liquide-vapeur, une vanne de détente et un évaporateur.

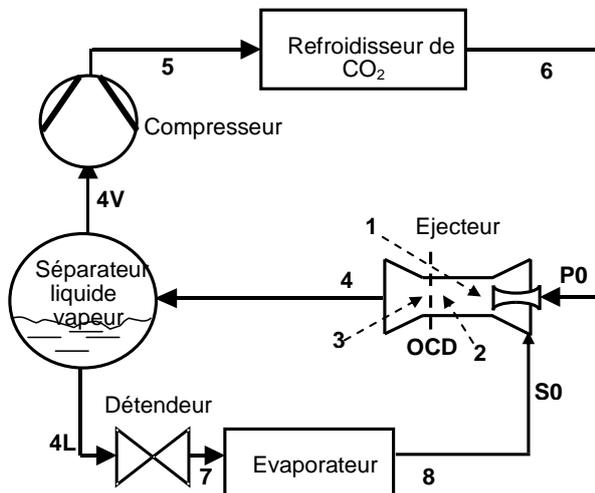


Figure 1. Schéma du système

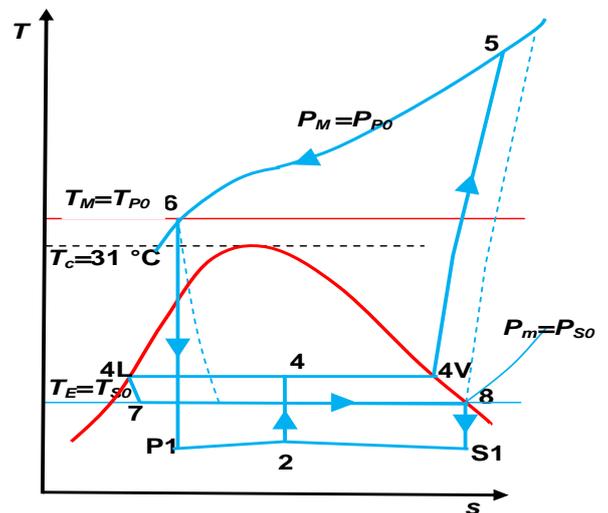


Figure 2. Evolution du fluide

Le dioxyde de carbone sous forme de vapeur subcritique (figure 2) pénètre dans le compresseur à la pression P_4 dans l'état (4V) où il est comprimé adiabatiquement jusqu'à la pression P_5 . Le CO₂ à l'état surcritique ainsi obtenu est refroidi dans le refroidisseur jusqu'à la température correspondant à l'état (6). Ceci constitue le jet moteur (P) qui pénètre dans la tuyère primaire de l'éjecteur (figure 3) avec les caractéristiques de stagnation T_{P0} et P_{P0} confondues avec celles de l'état (6), 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_{S0} , P_{S0}) supposées confondues avec celles de l'état (8). Les flux primaire P1 et secondaire S1 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 (4). La vapeur saturante dans l'état (4V) est aspirée par le compresseur alors que le liquide saturé dans l'état (4L) traverse un détendeur avant de pénétrer dans l'évaporateur pour produire l'effet frigorifique escompté.

3. MODELE

La figure 4 met en évidence les entrées et sorties du modèle qui est divisé en 8 modules traités successivement. Les diverses relations utilisées font l'objet du tableau 1. Pour chaque module, les données (ou entrées) et l'ensemble des paramètres calculés sont indiquées dans l'organigramme de la figure 5. Les chiffres entre parenthèse font référence aux équations utilisées qui sont présentées dans le tableau 1.

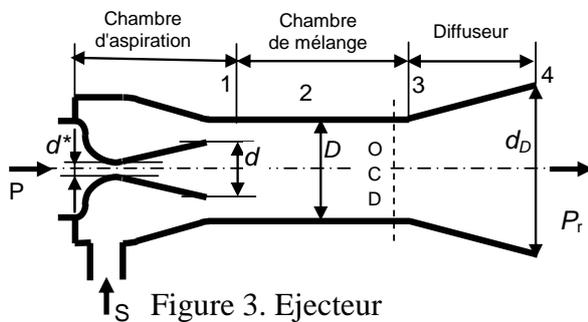


Figure 3. Ejecteur

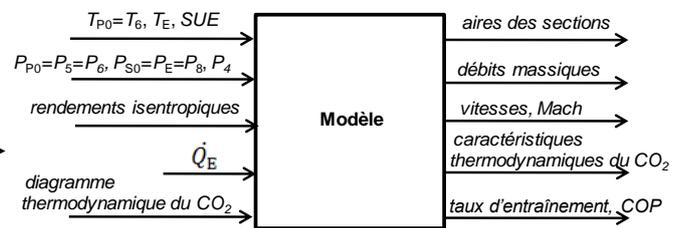


Figure 4. Entrées – sorties du modèle

Dans les modules 1 et 2, on suppose nulle la vitesse en entrée et on prend en compte un rendement isentropique de détente de 0,98. Comme le fluide est diphasique au cours de cette détente, la vitesse du son est déterminée à partir de la dérivée isentropique de la pression par rapport à la masse volumique (équation 12) et de l'emploi du logiciel REFPROP[®]. Pour traiter du module 1, il convient d'initialiser la valeur du débit primaire. Celui du module 2 est déduit de la puissance frigorifique à atteindre. Pour ce module, la valeur de la surchauffe est un paramètre ajustable. La vitesse du son est supposée atteinte à la fin de chacune des sections correspondantes (col de tuyère). Cette condition permet de déduire la valeur réelle des pressions aux cols. Le module 3 traite de la détente supersonique de l'écoulement primaire dans la tuyère primaire et dans une partie de la zone cylindrique jusqu'au niveau du col de l'écoulement secondaire. On fait l'hypothèse que la pression en sortie est imposée par celle qui règne au col de l'écoulement secondaire. Le rendement isentropique pour l'ensemble de la tuyère primaire est pris égal à 0,95. Le module 4 traite du mélange dans une zone à section constante. Les résultats obtenus servent d'entrée au module suivant qui détermine les conditions qui règnent à l'aval de l'onde de choc qui a lieu encore dans la zone cylindrique de l'éjecteur. Pour le diffuseur, on donne, la pression de sortie P_4 qui est un paramètre du modèle et le rendement isentropique 0,85. L'identité entre les valeurs de x_4 calculées par deux relations différentes (6 et 17) implique alors de faire un bouclage sur la valeur du débit primaire. Pour calculer le coefficient de performance de la machine, on modélise, dans le module 7, l'opération de compression dans le compresseur avec un rendement isentropique de 75 %. Enfin le module 8 permet d'estimer le COP qu'aurait une machine classique à CO_2 fonctionnant dans les mêmes conditions de température et de pression pour produire la même puissance.

4. RESULTATS

Les conditions de l'étude sont les suivantes. La pression de refoulement au compresseur P_5 est fixée à 100 bar, la température en sortie du refroidisseur T_6 à 35 °C et la température d'évaporation $T_7=T_8$ à 5 °C. Il n'y a pas de surchauffe en sortie d'évaporateur. La puissance frigorifique est de 10 kW.

Dans cette configuration et pour diverses valeurs du taux de compression P_4/P_8 de l'éjecteur, on note (tableau 2) un nombre de Mach constant, de 1,64, en sortie de tuyère primaire et de 1,29 à l'amont de l'onde de choc. Si, avec l'accroissement du taux de compression, on constate une augmentation à fournir à chacune des sections au col de la tuyère primaire A^*_p et de la chambre de mélange A_1 , en revanche le rapport de ces sections Φ diminue sensiblement. Dans le même temps, le taux d'entraînement U chute, ce qui est normal. Malgré cela et pour des conditions extrêmes de cycle fixes, on note une amélioration importante (pratiquement 50 %) du coefficient de performance. La comparaison de ce COP avec celui de la machine classique à CO_2 (qui est constant) met aussi en évidence le très net intérêt du remplacement partiel du détendeur par l'éjecteur. En effet, l'amélioration enregistrée est de 28 % pour un taux de compression de 1,2. Elle atteint plus de 90 % pour le taux maximum envisagé de 1,6.

Tableau 1. Equations utilisées dans le modèle (indices e et s : entrée et sortie d'une section d'étude)

Observations	Equations	N°	Observations	Equations	N°
extrait du logiciel REFPROP®	$h = f(P, S)$	1	extrait du logiciel REFPROP®	$h = f(P, T)$	2
	$s = f(T, P)$	3		$\rho = f(h, P)$	4
	$s = f(P, h)$	5		$x = f(h, P)$	6
isentropique	$s_e = s_s$	7	surchauffe	$T_{S0} = T_{sE} = (T_E + SUE)$	8
rendement isentropique de détente	$\eta_{is} = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{s, is}}$	9	rendement isentropique compression	$\eta_{is} = \frac{h_{s, is} - h_e}{h_s - h_e}$	10
équation de Zeuner	$V = \sqrt{2(h_e - h_s)}$	11	vitesse du son	$a = \sqrt{(\Delta P / \Delta \rho)_{is}}$	12
aire d'une section	$A = \frac{\dot{m}}{\rho V}$	13	débit secondaire	$\dot{m}_s = \frac{\dot{Q}_E}{(h_{S0} - h_{4L})}$	14
nombre de Mach	$M = \frac{V}{\sqrt{(\Delta P / \Delta \rho)_{is}}}$	15	taux d'entraînement	$U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}$	16
Coefficient de performance	$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{comp}} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{m}_p(h_s - h_{4V})}$	16	taux d'entraînement	$x_4 = \frac{1}{1+U}$	17
bilan de masse	$\dot{m} = \dot{m}_p + \dot{m}_s = \rho_e A_e V_e = \rho_s A_s V_s$				18
bilan de quantité de mouvement	$V_2(\dot{m}_p + \dot{m}_s) + A_1(P_2 - P_1) = V_{p1}\dot{m}_p + \dot{m}_s V_{s1}$				19
bilan d'énergie	$h_2\dot{m}_2 + \frac{1}{2}\dot{m}_2 V_2^2 = h_{p1}\dot{m}_p + \frac{1}{2}\dot{m}_p V_{p1}^2 + h_{s1}\dot{m}_s + \frac{1}{2}\dot{m}_s V_{s1}^2$				20
bilan de quantité de mouvement	$\dot{m}V_e + P_e A_e = \dot{m}V_s + P_s A_{s1}$				21
bilan d'énergie	$h_e + \frac{1}{2}V_e^2 = h_s + \frac{1}{2}V_s^2$				22
COP machine de base	$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{comp,b}} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{m}_b(h_{s_b} - h_{s0})}$	23	débit machine de base	$\dot{m}_b = \frac{\dot{Q}_E}{(h_{S0} - h_{p0})}$	24

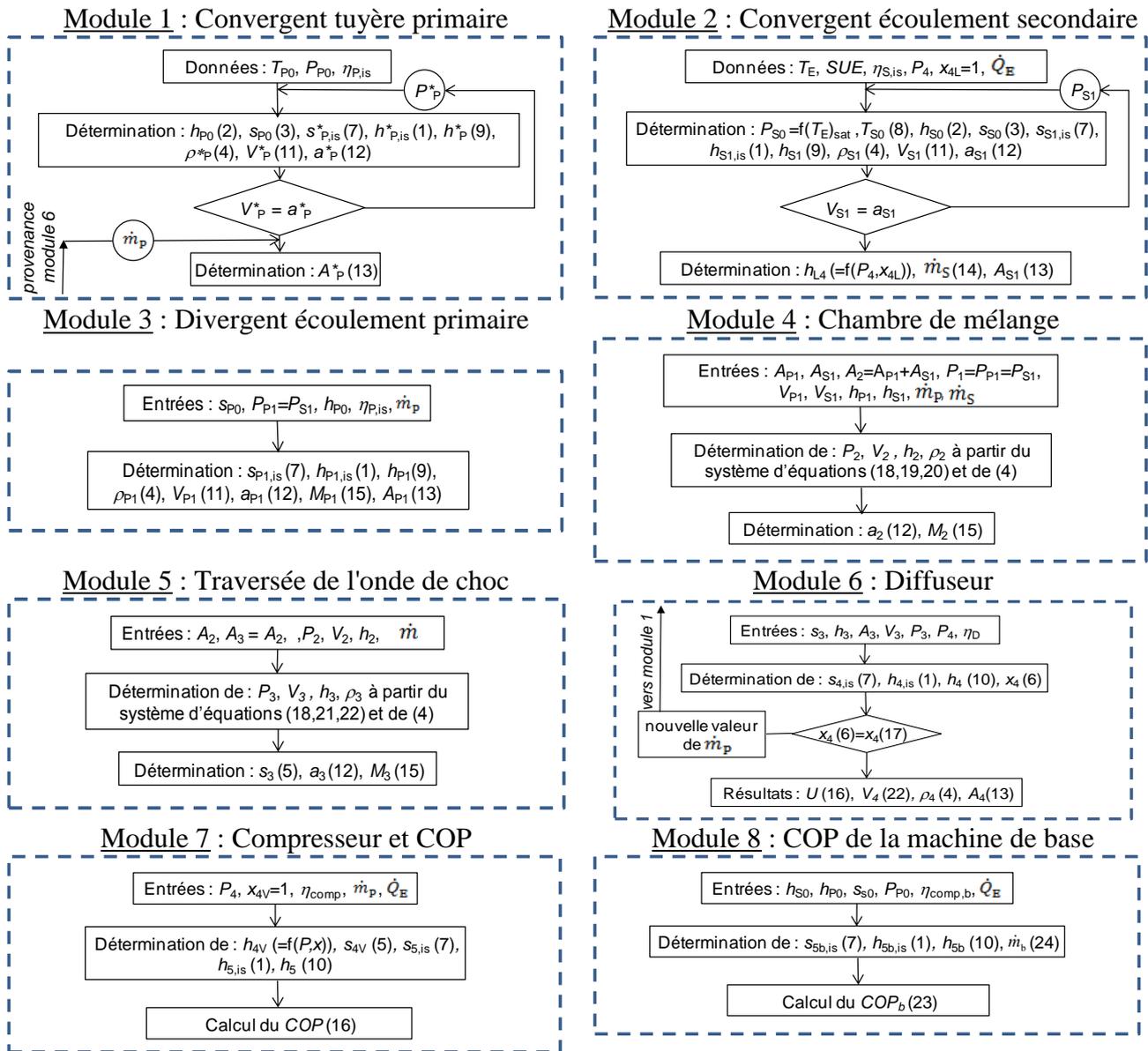


Figure 5. Organigramme de la modélisation

Tableau 2. Evolution des caractéristiques de l'éjecteur et des machines en fonction de l'évolution du taux de compression ($P_6=100$ bar ; $T_6=35$ °C ; $T_E=5$ °C)

P_4/P_8	U	x_4	COP	COP_b	COP/COP_b	$A^*_p(m^2)$	$A_1(m^2)$	Φ	M_{P1}	M_2
1,2	0,67	0,60	3,71	2,89	1,28	1,18E-06	6,73E-06	5,70	1,64	1,28
1,3	0,67	0,60	4,08	2,89	1,41	1,25E-06	7,10E-06	5,67	1,64	1,28
1,4	0,66	0,60	4,50	2,89	1,56	1,34E-06	7,54E-06	5,62	1,64	1,28
1,5	0,64	0,61	4,97	2,89	1,72	1,45E-06	8,06E-06	5,56	1,64	1,28
1,6	0,62	0,62	5,51	2,89	1,90	1,60E-06	8,72E-06	5,46	1,64	1,29

La recherche de la valeur des sections pour un taux de compression fixé à 1,5 lorsque la pression maximum P/P_{P0} augmente met en évidence une très forte diminution de la section du col de la tuyère primaire et une diminution concomitante, mais moins forte, de la section de la chambre de mélange. Cette tendance a pour résultat l'augmentation de leur rapport Φ (de 4 à 8 pour une pression maximum évoluant de 90 à 125 bar). Contrairement au taux d'entraînement, et comme on doit s'y

attendre, le COP des deux machines diminue nettement. Grâce à la modélisation, on met en évidence que l'intérêt de l'implantation d'un éjecteur diminue également. Alors que le gain est de 87 % pour une pression de 90 bar, il n'est plus que de 53 % à 125 bar.

Tableau 3. Evolution des caractéristiques de l'éjecteur et des machines en fonction de l'évolution de la pression maximum ($P_4/P_8=1,5$; $T_6=35$ °C ; $T_E=5$ °C)

P_{p0} (bar)	U	x_4	COP	COP_b	COP/COP_b	$A^*_p(m^2)$	$A_1(m^2)$	Φ	M_{p1}	M_2
90	0,59	0,63	5,77	3,08	1,87	2,12E-06	8,65E-06	4,07	1,57	1,28
95	0,62	0,62	5,35	2,99	1,79	1,7E-06	8,31E-06	4,88	1,61	1,28
100	0,64	0,61	4,97	2,89	1,72	1,45E-06	8,06E-06	5,56	1,64	1,28
105	0,66	0,60	4,65	2,79	1,67	1,28E-06	7,87E-06	6,16	1,67	1,29
110	0,68	0,60	4,37	2,69	1,62	1,15E-06	7,71E-06	6,70	1,71	1,30
115	0,69	0,59	4,14	2,60	1,59	1,05E-06	7,57E-06	7,20	1,74	1,31
120	0,71	0,59	3,93	2,52	1,56	9,71E-07	7,45E-06	7,67	1,78	1,32
125	0,72	0,58	3,75	2,44	1,53	9,06E-07	7,34E-06	8,10	1,81	1,33

CONCLUSION

Le modèle proposé permet le dimensionnement d'un éjecteur à implanter dans une machine frigorifique à CO_2 afin d'en améliorer les performances. Comme cela est classique pour les éjecteurs, ce dimensionnement est fait pour le cas du fonctionnement optimum, c'est-à-dire pour des écoulements soniques aux cols primaire et secondaire. Il donne également des informations intéressantes sur la nature des écoulements (nombre de Mach, titre du fluide diphasique, etc.) et permet de chiffrer l'avantage de cette machine sur une machine plus classique. On note ainsi que, pour des conditions d'utilisation en climatisation par exemple, l'emploi d'un éjecteur permettrait d'améliorer le COP de 50 % au moins (100 bar de pression maximum et 1,4 de taux de compression).

A partir de ce dimensionnement, un banc d'essais doit être développé au CETHIL afin de tester les performances de la machine, non seulement en fonctionnement optimum de l'éjecteur, mais également lors de son fonctionnement en régime supersonique. Une modélisation du système évoluant dans ces conditions sera ensuite développée afin de compléter les résultats expérimentaux.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] J.S. Brown, Y. Kim, P.A. Domanski, 2002, Evaluation of carbon dioxide as R-22 substitute for residential air-conditioning. *ASHRAE Trans 108* (Part 2) pp. 954-964.
- [2] D.M. Robinson, E.A. Groll, 1998, Efficiencies of transcritical CO_2 cycles with and without an expansion turbine. *Int. J. Refrigeration*, vol. 21, n°7, pp. 577-589.
- [3] P. Haberschill, I. Guitari, A. Lallemand, 2007, Comportement d'une pompe à chaleur au CO_2 en cycles sous critique et transcritique. *Int. J. Refrigeration*, vol.30, n°4, pp. 732-743.
- [4] J.P. Liu, J.P. Chen, Z.J. Chen, V, Thermodynamic analysis on transcritical R744 vapor-compression/ejection hybrid refrigeration cycle. *Preliminary proceedings of the fifth IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at Guangzhou, Guangzhou, China, C*, pp. 433-440.
- [5] A.A. Kornhauser, 1990, The use of an ejector as a refrigerant expander. *Proceedings of the 1990 USNC/IIR-Purdue refrigeration conference, Purdue university, West Lafayette, IN, USA*, pp. 10-19.
- [6] L. Boumaraf, A. Lallemand, 2007, Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles a pression constante et a section constante. *13^{ème} JITH, Albi, France (28-30 août)*, vol 1, pp.371-375.