



Performances d'une machine frigorifique à éjecto-compression utilisant des fluides à faible impact écologique

Latra BOUMARAF ^{a,*}, Philippe HABERSCHILL ^b, André LALLEMAND ^b

^aLR3MI, Département de Mécanique, Université d'Annaba, BP 12, 23000 Annaba, Algérie

^bCentre de Thermique, UMR CNRS 5008, INSA -20, Avenue Albert Einstein
69621 Villeurbanne cedex, France

*l_boumaraf@yahoo.fr, philippe.haberschill@insa-lyon.fr andre-j.lallemant@orange.fr

Résumé : Dans le but d'optimiser les performances d'une machine à éjecto-compression fonctionnant à l'énergie solaire à basse ou moyenne température, un modèle de simulation de son comportement basé sur ceux de ses différents composants a été mis au point. Il comprend notamment pour l'éjecteur, un modèle 1-D de type "mélange à section constante" développé en régime optimal de transition. Pour des conditions de fonctionnement en climatisation, l'influence de la température du bouilleur sur le taux d'entraînement de l'éjecteur, le COP de la machine et le COP_G de son couplage avec un capteur solaire plan a été examinée. En particulier, les résultats ont montré qu'il existe une température optimale du bouilleur pour laquelle le COP_G du système solaire global est maximal. Par ailleurs, parmi les fluides considérés : R134a, R290, R600a, R236fa, R245fa, le propane R290 (fluide naturel) conduit aux meilleures performances du système. De ce fait, il pourrait constituer un substitut au fluide de référence R134a qui est plus nocif pour l'environnement en raison d'un GWP élevé (1430).

Mots clés : Cycle frigorifique ; Ejecteur ; COP ; Energie solaire ; Modélisation

1. Introduction

Dans le cadre du développement durable, l'utilisation des machines trithermes pour la production du froid (réfrigération et conditionnement d'air) permet d'allier deux avantages, l'un lié à l'économie d'énergie grâce à l'utilisation des rejets thermiques industriels à basse ou moyenne température ou bien une source d'énergie gratuite telle que l'énergie solaire et l'autre lié à la protection de l'environnement grâce à la réduction des émissions de CO₂ dans l'atmosphère. De plus, ces systèmes permettent plus facilement l'utilisation de fluides frigorigènes naturels ou synthétiques à faible impact écologique (ODP nul et faible GWP). Parmi ces machines trithermes, la machine à éjecto-compression [1-2] présente un intérêt certain en raison de sa simplicité de conception et de mise en œuvre. Ses performances sont intimement liées à celles de son organe principal qu'est l'éjecteur, lesquelles sont déterminées essentiellement par son facteur d'entraînement U. Ces performances sont optimales en régime de transition caractérisé par la formation d'un col sonique dans le jet secondaire à l'entrée de la chambre de mélange.

Dans le but d'optimiser le fonctionnement d'une machine de climatisation à éjecto-compression, un modèle de simulation de son cycle thermodynamique a été mis au point. Il comprend notamment pour l'éjecteur, un modèle 1-D basé sur les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie de type "mélange à section constante" en régime de transition, développé auparavant [3-5]. Le fluide frigorigène en écoulement dans l'éjecteur est supposé comme gaz parfait. Les températures de fonctionnement de référence du générateur (bouilleur), du condenseur et de l'évaporateur sont fixées respectivement à T_B=90 °C, T_C=30 °C, T_E= 5 °C. La puissance frigorifique retenue est de 10 kW. Le facteur d'entraînement U et les principaux paramètres géométriques de l'éjecteur ainsi que le COP du cycle de la machine frigorifique à éjecto-compression sont calculés. Ce modèle a été appliqué aux fluides R134a (fluide de référence), R290, R600a, R236fa et R245fa. Par ailleurs, pour des températures des sources, froide et intermédiaire fixées, l'influence du niveau de la température de la source chaude sur le COP de la machine frigorifique à éjecto-compression ainsi que celle sur le COP global de son couplage avec un capteur solaire plan sont examinées.

2. Machine frigorifique solaire à éjecto-compresseur

Les schémas de la machine frigorifique solaire à éjecto-compression et de l'éjecteur sont donnés respectivement par les figures 1 et 2.

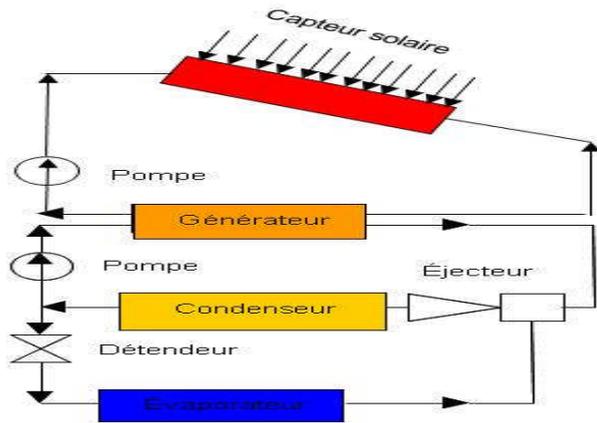


Figure 1 : Schéma de la machine frigorifique solaire à éjecto-compression

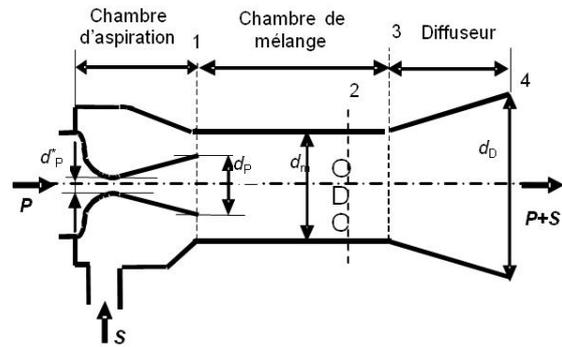


Figure 2 : Configuration de l'éjecteur

Une machine frigorifique solaire à éjecto-compression est constituée par le couplage d'un capteur solaire et d'une machine frigorifique à éjecto-compression comprenant un générateur (ou bouilleur), un condenseur, un évaporateur, un éjecteur, une pompe de circulation et une vanne de détente (ou détendeur).

Le rayonnement solaire transformé en énergie thermique par le capteur plan sert à produire dans le générateur de la vapeur à haute température et haute pression appelée fluide primaire ou moteur (P) qui se détend dans la tuyère primaire de l'éjecteur. A la sortie, le fluide primaire à grande vitesse entraîne le fluide secondaire (S) provenant de l'évaporateur. Ensuite, les flux primaire et secondaire se mélangent dans la chambre de mélange. Une première augmentation de pression due à la formation d'une onde de choc a lieu dans la chambre de mélange suivie d'une seconde due à la compression dans le diffuseur. A la sortie de ce dernier, le mélange se condense dans un condenseur. Une partie du condensat passe à travers le détendeur puis dans l'évaporateur pour produire l'effet frigorifique tandis que le reste du liquide retourne au bouilleur par l'intermédiaire d'une pompe de circulation.

3. Modélisation

Le modèle global est divisé en 8 modules traités successivement. Les 6 premiers modules concernent l'éjecteur tandis que les deux derniers sont relatifs au calcul du COP de la machine à éjecto-compression et de celui de son couplage à un capteur solaire plan. Les diverses relations utilisées font l'objet du tableau 1. Le comportement du fluide dans l'éjecteur est supposé comme celui d'un gaz parfait, partout ailleurs, les caractéristiques du frigorigène sont calculées à l'aide du logiciel REFPROP® [6]. Dans les modules 1 et 2 relatifs, respectivement, aux convergents des tuyères primaire et secondaire, on suppose une vitesse de 1m/s en entrée du premier (ceci permet un dimensionnement complet de la tuyère primaire) et une vitesse nulle en entrée du second et on prend en compte un rendement isentropique de détente de 0,95. 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 (équation 8). Pour ces 2 modules, les valeurs des surchauffes sont des paramètres ajustables. 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 dans le divergent de 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 (régime de transition). Le module 4 traite du mélange des jets primaire et secondaire dans la zone à section constante de la tuyère secondaire. Les résultats obtenus servent d'entrée au module 5 qui détermine les conditions qui règnent à l'aval de l'onde de choc située dans la zone cylindrique de l'éjecteur. Dans le module 6, on suppose une vitesse de 1m/s en sortie du diffuseur (ceci permet le dimensionnement du diffuseur) et un rendement isentropique de 0,8. L'identité entre les valeurs de la pression P_4 déterminée en utilisant un processus de compression isentropique dans le diffuseur et celle de la pression du condenseur P_C qui est un paramètre du modèle, implique alors de faire un bouclage sur la valeur du débit primaire. Pour calculer le coefficient de performance de la machine frigorifique à éjecto-compression, on calcule, dans le module 7, les puissances thermique échangée au bouilleur et mécanique de la pompe de circulation (en supposant un rendement mécanique de pompe égal à 50%). Enfin le module 8 permet d'estimer le rendement thermique du capteur utilisé η_{CS} et d'en déduire le COP_G du système global. Pour l'évaluation de ce rendement, la température à l'entrée du capteur est supposée comme c'est généralement admis 10 °C au dessus

de celle du bouilleur [7]. Le rayonnement solaire incident I_G est de 892 W/m^2 et la température ambiante T_a est égale à $26 \text{ }^\circ\text{C}$ (données collectées le 10/09/11 à Skikda).

4. Résultats et discussion

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

Observations	Équations	N°	Observations	Équations	N°
extrait du logiciel REFPROP®	$h = f(P, T)$	1	gaz parfait	$\rho = \frac{P}{rT}$	2
	$\rho = f(P, T)$	3			
isentropique	$T_s P_s^{\left(\frac{1-\gamma}{\gamma}\right)} = T_e P_e^{\left(\frac{1-\gamma}{\gamma}\right)}$	5	surchauffe	$T_{sE} = (T_E + \text{SUB})$ $T_{sB} = (T_B + \text{SUE})$	4
rendement isentropique de détente	$\eta_{is} = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{s,is}}$	7	rendement isentropique compression	$\eta_{is} = \frac{h_{s,is} - h_e}{h_s - h_e}$	6
équation d'énergie dans une tuyère	$V_s = \sqrt{2(C_p T_e - C_p T_s) + V_e^2}$	9	débit secondaire	$\dot{m}_s = \frac{\dot{Q}_E}{(h_{sE} - h_{sC})}$	8
vitesse du son	$a = \sqrt{\gamma r T}$	11	nombre de Mach	$M = \frac{V}{\sqrt{\gamma r T}}$	10
aire d'une section	$A = \frac{\dot{m}}{\rho V}$	13	longueur d'une tuyère d'angle α	$L = \frac{d_s - d_e}{2 \tan(\alpha)} \times k$ avec $k=1$ pour un divergent et -1 pour un convergent	12
bilan de masse	$\dot{m} = \dot{m}_p + \dot{m}_s = \rho_e A_e V_e = \rho_s A_s V_s$				14
bilan de quantité de mouvement du mélange	$V_2(\dot{m}_p + \dot{m}_s) + A_1(P_2 - P_1) = V_{p1}\dot{m}_p + \dot{m}_s V_{s1}$				15
bilan d'énergie du mélange	$C_p T_2 \dot{m}_2 + \frac{1}{2} \dot{m}_2 V_2^2 = C_p T_{p1} \dot{m}_p + \frac{1}{2} \dot{m}_p V_{p1}^2 + C_p T_{s1} \dot{m}_s + \frac{1}{2} \dot{m}_s V_{s1}^2$				16
bilan de quantité de mouvement de l'onde de choc	$\dot{m} V_e + P_e A_e = \dot{m} V_s + P_s A_{s1}$				17
bilan d'énergie de l'onde de choc	$C_p T_e + \frac{1}{2} V_e^2 = C_p T_s + \frac{1}{2} V_s^2$				18
taux d'entraînement de l'éjecteur	$U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}$	19	COP de la machine frigorifique à éjecto-compression	$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_B + W_P} = U \frac{\Delta h_E}{\Delta h_B + w_P}$	20
rendement du capteur solaire	$\eta_{CS} = 0.8 - 3.5 \frac{(T_i - T_a)}{I_G}$ avec $T_i = T_B + 10$	21	COP global de la machine solaire à éjecto-compresseur	$\text{COP}_G = \text{COP} \times \eta_{CS}$	22

La puissance frigorifique de la machine de climatisation à éjecto-compresseur étant de 10 kW . Les surchauffes au bouilleur SUB et à l'évaporateur SUE ainsi que le sous refroidissement au condenseur SRC sont fixés respectivement à 5 , 3 et 0K . L'étude de ses performances est effectuée pour des températures, à l'évaporateur, T_E , variant de 0 à 10°C , au condenseur, T_C , varie de 30 à $40 \text{ }^\circ\text{C}$ et au bouilleur, T_B , varie de 70 à $90 \text{ }^\circ\text{C}$.

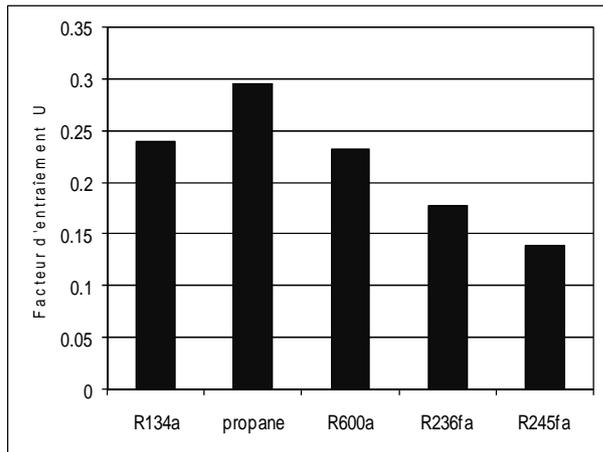


Figure 3 : Variation de U avec la nature du fluide pour $T_B=90\text{ }^\circ\text{C}$, $T_C=35\text{ }^\circ\text{C}$ et $T_E=5\text{ }^\circ\text{C}$

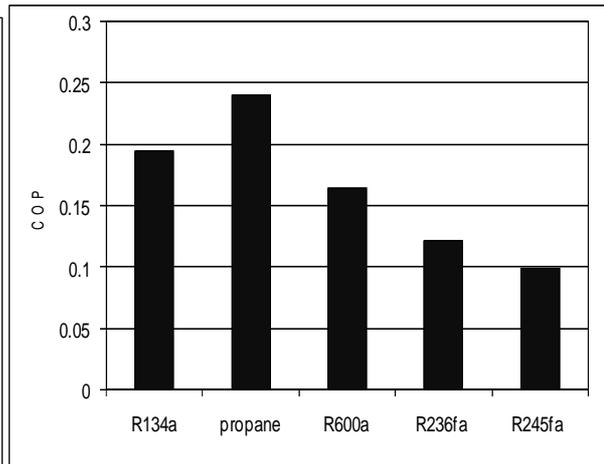


Figure 4 : Variation du COP avec la nature du fluide pour $T_B=90\text{ }^\circ\text{C}$, $T_C=35\text{ }^\circ\text{C}$ et $T_E=5\text{ }^\circ\text{C}$

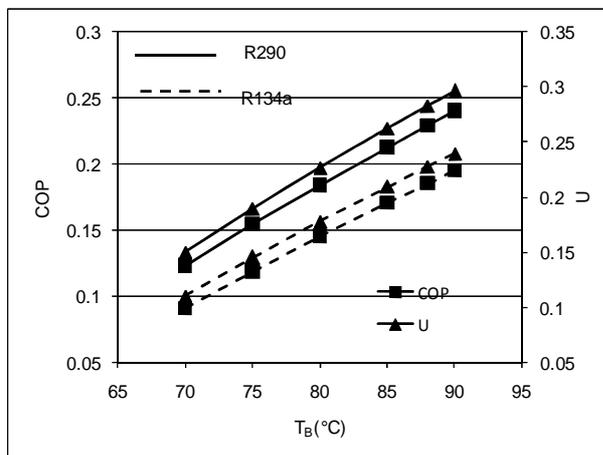


Figure 5 : Variation de U et du COP avec T_B pour $T_C=35\text{ }^\circ\text{C}$ et $T_E=5\text{ }^\circ\text{C}$ dans les cas du propane (R290) et du R134a

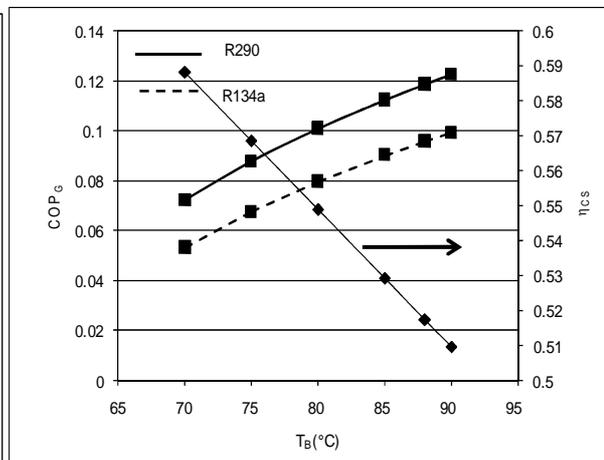


Figure 6 : Variation de η_{CS} et de COP_G avec T_B pour $T_C=35\text{ }^\circ\text{C}$ et $T_E=5\text{ }^\circ\text{C}$ dans les cas du propane (R290) et du R134a

Sur les figures 3-4 sont représentées respectivement les variations du facteur d'entraînement U de l'éjecteur et celles du COP de la machine frigorifique à éjecto-compression en fonction de la nature du fluide pour $T_B=90\text{ }^\circ\text{C}$, $T_C=35\text{ }^\circ\text{C}$ et $T_E=5\text{ }^\circ\text{C}$. Les résultats montrent que les performances de la machine dépendent de la nature du fluide et que les évolutions du COP suivent celles de U mais elles sont plus basses que ces dernières.

Ceci est dû au fait que le rapport $\frac{\Delta h_E}{\Delta h_E + w_p}$ (équation 20) a une valeur inférieure à 1 ($\sim 0,8$ dans les cas du

R134a et R290 et $\sim 0,7$ dans les cas du R600a, R236fa et R245fa). Ces résultats montrent aussi que c'est le propane qui conduit aux meilleures performances du système. À T_C et T_E fixées, la figure 5 montre que U et COP augmentent avec T_B . Cependant le rendement du capteur solaire plan η_{CS} diminue avec T_B (figure 6), ce qui explique l'existence d'une valeur optimale de T_B conduisant à une valeur maximale de COP_G de la machine frigorifique à éjecto-compression couplée au capteur solaire. La figure 6 montre aussi que le propane (fluide naturel) conduit à de meilleures performances du système que le fluide de référence R134a (à $T_B=90\text{ }^\circ\text{C}$, $COP_G=12,23\%$ dans le cas du R290 contre environ 10% dans le cas du R134a). En outre, le fluide R134a a l'inconvénient de posséder un GWP élevé (1430) qui le rend relativement nocif pour l'environnement.

Conclusion

Le modèle présenté dans ce travail permet, pour une puissance frigorifique donnée, de dimensionner l'éjecteur d'une machine frigorifique à éjecto-compresseur. Comme cela est classique pour les éjecteurs, ce

dimensionnement est fait pour le cas du fonctionnement optimum, caractérisé par des écoulements soniques aux cols primaire et secondaire. Dans ce cas le facteur d'entraînement de l'éjecteur et le COP de la machine frigorifique à éjecto-compression sont maximums. Pour des conditions de fonctionnement en climatisation, l'influence de la température du bouilleur sur le taux d'entraînement de l'éjecteur, le COP de la machine et le COP_G de son couplage avec un capteur solaire plan a été examinée. En particulier, les résultats montrent qu'il existe une température optimale du bouilleur pour laquelle le COP_G du système solaire global est maximal. Par ailleurs, parmi les fluides considérés, le propane R290 (fluide naturel) conduit aux meilleures performances du système. De ce fait, il pourrait constituer un substitut au fluide de référence R134a qui est plus nocif pour l'environnement à cause d'un GWP élevé.

Nomenclature

A	aire de section de l'éjecteur, m^2
a	vitesse locale du son, m/s
COP	coefficient de performance
C _P	capacité calorifique massique, $J/kg.K$
d	diamètre, m
GWP	Global Warming Potential
h	enthalpie massique, J/kg
I _G	rayonnement solaire global incident, W/m^2
L	longueur de tuyère, m
M	nombre de Mach
\dot{m}	débit massique, kg/s
ODP	Ozone Depletion Potential
P	pression, N/m^2
\dot{Q}	puissance thermique, W
r	constante spécifique du gaz, $J/kg.K$
SRC	sous refroidissement au condenseur, K
SUB	surchauffe du bouilleur, K
SUE	surchauffe à l'évaporateur, K
T	température, K ou $^{\circ}C$
U	facteur d'entraînement de l'éjecteur
V	vitesse du fluide, m/s
\dot{W}	puissance mécanique, W
w	travail massique, J/kg

Symboles grecs

α	angle du convergent de la tuyère primaire
β	angle du divergent de la tuyère primaire
γ	rapport des capacités calorifiques ($=C_P/C_V$)
η	rendement isentropique
η_{cs}	rendement thermique du capteur solaire
ρ	masse volumique, kg/m^3
θ	angle du diffuseur

Indices, Exposants

a	ambiante
B	Bouilleur
C	Condenseur
D	Diffuseur
E	évaporateur
e	entrée
G	global
is	processus isentropique
m	mélange
P	fluide (ou tuyère) primaire ou pompe
S	fluide (ou tuyère) secondaire
s	sortie
*	section de col de tuyère
1, ..., 4	emplacements dans l'éjecteur

Références

- [1] E. Nadhi, Étude paramétrique expérimentale des caractéristiques du système tritherme à éjecteur, *Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, France*, 1989.
- [2] L. Boumaraf et A. Lallemand, Performance analysis of a jet cooling system using refrigerant mixtures, *International Journal of Refrigeration*, Volume 22, Pages 580-589, 1999.
- [3] L. Boumaraf et A. Lallemand, Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a, *Applied Thermal Engineering*, Volume 29, Pages 265-274, 2009.
- [4] L. Boumaraf et A. Lallemand, Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante, *13ème Journées Internationales de Thermique (JITH)*, Albi-France, Volume 1, Pages 371-375, 28-30 août 2007.
- [5] L. Boumaraf, P. Haberschill et A. Lallemand, Investigation of a novel ejector expansion refrigeration system using the working fluid R134a and its potential substitute R1234yf, *International Journal of Refrigeration*, Volume 45, Pages 148-159, 2014.
- [6] NIST Standard Reference Database 23, Version 7.0.
- [7] B. J. Huang, V. A. Petrenko, I. YA. Samofatov et N. A. Shchetinina, Collector selection for solar ejector cooling system, *Solar Energy*, Volume 71, No. 4, Pages 269-274, 2001.