

COMPARAISON DES PERFORMANCES DES FRIGORIGENES R134a et R1234yf DANS UN CYCLE HYBRIDE À COMPRESSION /ÉJECTION

Latra BOUMARAF¹, Philippe HABERSCHILL²

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

²Centre de Thermique de l'INSA de Lyon, UMR CNRS 5008-20, Avenue Albert Einstein
69621 Villeurbanne cedex, France, philippe.haberschill@insa-lyon.fr

RÉSUMÉ

Ce travail présente une analyse thermodynamique du cycle de fonctionnement d'une machine frigorifique hybride à compression/éjection utilisant une source d'énergie thermique à basse ou moyenne température. Pour cela, 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. Les frigorigènes testés sont la vapeur H₂O pour la boucle à éjecteur et le R134a (GWP=1430) et son substitut potentiel R1234yf (GWP=4) pour la boucle à compression mécanique. Pour une puissance frigorifique de 10 kW et des conditions de fonctionnement en climatisation, l'influence de la température du bouilleur, du condenseur ainsi que celle du refroidisseur intermédiaire sur le taux d'entraînement de l'éjecteur, le COP thermique et le COP mécanique de la machine hybride ont été examinées. Les résultats montrent en particulier que la machine frigorifique hybride permet une augmentation du COP mécanique supérieure à 50% par rapport à celui du système frigorifique conventionnel à compression de vapeur et que les performances obtenues avec le R134a sont légèrement meilleures que celles obtenues avec le R1234yf.

Mots Clés: Cycle hybride, Frigorigène, Éjecteur, COP, Modélisation

NOMENCLATURE

Symboles :

A	Aire de section de l'éjecteur, m ²
COP	Coefficient de performance
C _p	Capacité calorifique à P=cste, J/kg.K
d	Diamètre, m
Ex	Efficacité de l'échangeur
GWP	Global Warming Potential
h	Enthalpie massique, J/kg
M	Nombre de Mach
m	Débit massique, kg/s
ODC	Onde de choc
P	Pression, N/m ²
Q	Quantité de chaleur, J
Q̇	Puissance thermique, W
R	Constante spécifique du gaz, J/kg.K
T	Température, K ou °C
U	Facteur d'entraînement de l'éjecteur (= m _s /m _p)
V	Vitesse du fluide, m/s

γ	Rapport des capacités calorifiques (=C _p /C _v)
η	Rendement isentropique
η _p	Rendement mécanique de la pompe
ρ	Masse volumique, kg/m ³
ΔT	Surchauffe

Indices / Exposants :

B	Bouilleur
C	Condenseur
comp	Compresseur
D	Diffuseur
E	Evaporateur
i	Refroidisseur intermédiaire
is	Processus isentropique
m	Mélange
méc	Mécanique
P	Fluide (ou tuyère) primaire
S	Fluide (ou tuyère) secondaire
th	Thermique

\dot{W} Puissance mécanique, W
 w travail massique, J/kg

Lettres grecques :

* Section de col de la tuyère primaire
 i, j, k Emplacements dans l'éjecteur
 $1, \dots, 13$ Emplacements dans le cycle hybride

1. INTRODUCTION

Dans le cadre du développement durable, l'utilisation d'une machine frigorifique à éjecto-compression [1] 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 d'une source d'énergie gratuite (l'énergie solaire ou bien les rejets thermiques des processus industriels) et l'autre lié à la protection de l'environnement grâce à la réduction des émissions de CO₂ dans l'atmosphère. De plus, ce type de machine est plus adapté à l'utilisation de fluides frigorigènes plus respectueux de l'environnement (naturels ou synthétiques à faible impact écologique), Cependant son coefficient de performance COP est intimement lié aux performances de l'éjecteur qui sont souvent médiocres. A cet effet, l'utilisation d'une machine à cycle de réfrigération hybride compression/éjection permet de surmonter cet inconvénient. En effet, ce dernier permet de concilier les avantages et les inconvénients des deux sous-cycles à éjecteur et celui à compression de vapeur.

Dans le but d'évaluer et d'optimiser les performances de ce système hybride, un modèle de simulation de son cycle de fonctionnement 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 [2-4]. H₂O est utilisé comme frigorigène dans la boucle à éjecteur et le R134a (GWP=1430) et son substitut potentiel, le R1234yf (GWP=4) dans la boucle à compression mécanique. Les températures de fonctionnement de référence du générateur (bouilleur), du condenseur, du refroidisseur intermédiaire et de l'évaporateur sont fixées respectivement à $T_B=80$ °C, $T_C=40$ °C, $T_i=30$ °C et $T_E=5$ °C. La puissance frigorifique retenue est de 10 kW. Le facteur d'entraînement U et les principaux paramètres géométriques de l'éjecteur ainsi que les coefficients de performance thermique COP_{th} et mécanique COP_{méc} de la machine frigorifique à cycle hybride compression/éjection sont alors calculés. Par ailleurs, les effets des niveaux des températures du bouilleur, du condenseur ainsi que celle du refroidisseur intermédiaire sur les performances de ce système ont aussi été examinés.

2. MACHINE FRIGORIFIQUE À CYCLE HYBRIDE COMPRESSION/ ÉJECTION

Le cycle d'une machine frigorifique hybride à compression/éjection (figure 1) consiste en un sous cycle d'une machine frigorifique à éjecto-compression relié à celui d'une machine frigorifique à compression mécanique. H₂O (fluide naturel) est utilisé comme fluide frigorigène dans le sous cycle à éjecteur alors que le R134a et son remplaçant potentiel, le R1234yf sont utilisés dans le sous cycle à compression mécanique de vapeur. La connexion entre les deux sous cycles se fait à l'aide du refroidisseur intermédiaire qui joue le rôle d'évaporateur pour le sous cycle à éjecteur et le rôle de condenseur pour le sous cycle à compression mécanique. Sa température de fonctionnement T_i se situe entre la température de l'évaporateur T_E et celle du condenseur T_C du cycle hybride.

Le principe de fonctionnement de la machine frigorifique hybride est le suivant: l'apport d'énergie thermique au bouilleur Q_B , sert à produire de la vapeur H₂O à haute température et haute pression (état 1) appelée fluide primaire ou moteur (**P**) qui se détend dans la tuyère primaire de l'éjecteur (figure 2). A la sortie, le fluide primaire à grande vitesse entraîne la vapeur H₂O appelée fluide secondaire (**S**) provenant du refroidisseur intermédiaire dans l'état 6. 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 de vapeur d'eau surchauffée (état 2) passe dans un échangeur thermique où sa température est réduite jusqu'à celle de l'état 3, avant d'aboutir dans un condenseur où il passe sous forme liquide. La chaleur de condensation Q_C est

rejetée vers le milieu environnant. Une partie du condensat, état 4, se détend à travers un organe de détente jusqu'à l'état 5 puis pénètre dans le refroidisseur intermédiaire où elle est évaporée par la chaleur de condensation du sous cycle frigorifique à compression mécanique de vapeur. Le reste du condensat H₂O, état 7, est pompé par une pompe de circulation, état 8 vers le bouilleur, état 9, via l'échangeur thermique où il récupère la chaleur sensible de la vapeur H₂O provenant de l'éjecteur. Dans le sous cycle à compression mécanique, la vapeur du frigorigène (R134a ou R1234yf) issue du compresseur, état 10, est condensée à l'état liquide, état 11, dans le refroidisseur intermédiaire. La chaleur de cette condensation est utilisée pour vaporiser le frigorigène du sous cycle à éjecteur. Le condensat, état 11, subit d'abord une réduction de pression jusqu'à celle de l'état 12 au passage d'un détendeur avant de pénétrer dans l'évaporateur pour produire l'effet frigorifique escompté Q_E . A la sortie de ce dernier, le frigorigène sous forme vapeur (état 13) est comprimé par le compresseur jusqu'à l'état 10 avant de pénétrer dans le refroidisseur intermédiaire, ce qui complète le cycle hybride à compression/éjection.

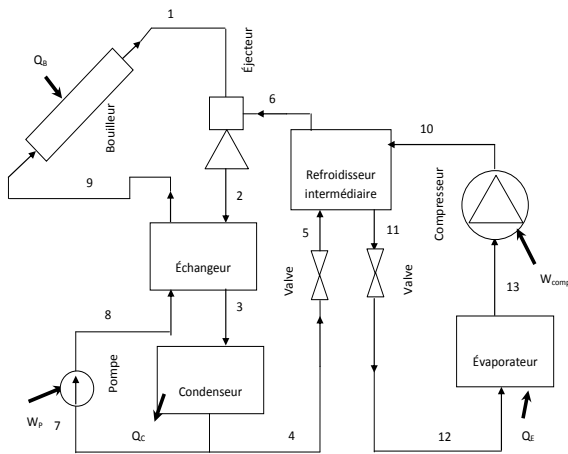


FIGURE 1. Schéma de la machine frigorifique hybride à compression/éjection

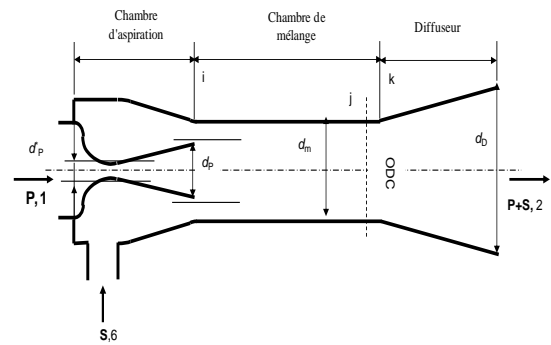


FIGURE 2. Configuration de l'éjecteur

3. MODELISATION

Le modèle global est divisé en 8 modules traités successivement. Le premier concerne le sous cycle de compression mécanique tandis que les six modules suivants sont relatifs à l'éjecteur et le dernier au calcul des performances du cycle hybride à compression/éjection. Les diverses relations utilisées font l'objet du tableau 1. Le comportement de la vapeur H₂O dans l'éjecteur est supposé comme celui d'un gaz parfait, partout ailleurs, les caractéristiques des frigorigènes sont calculées à l'aide du logiciel REFPROP® [5]. Dans le module 1, on prend en compte un rendement isentropique du compresseur égal à 0,75 et on calcule le débit du frigorigène circulant dans le sous cycle à compression (équation 20) ainsi que la puissance de compression. Dans les modules 2 et 3 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 2, il convient d'initialiser la valeur du débit primaire. Celui du module 3, est déterminé à partir du bilan thermique du refroidisseur intermédiaire (équation 21). 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 4 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 5 traite du mélange des jets primaire et secondaire dans la zone à section constante de la tuyère secondaire. Les résultats obtenus servent

Observations	Équations	N°	Observations	Équations	N°
Extrait du logiciel REFPROP®	$h = f(P, T)$	1	Gaz parfait	$h = C_p T$	5
	$h = f(P, s)$	2		$\rho = \frac{P}{rT}$	6
	$s = f(T, P)$	3			
	$\rho = f(P, T)$	4			
Isentropique	$s_s = s_e$	7	Surchauffe	$T_{sE} = (T_E + \Delta T_E)$ $T_{si} = (T_i + \Delta T_i)$ $T_{sB} = (T_B + \Delta T_B)$	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 d'énergie dans une tuyère	$V_s = \sqrt{2(h_e - h_s) + V_e^2}$	11	Taux d'entraînement de l'éjecteur	$U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}$	12
Nombre de Mach	$M = \frac{V}{\sqrt{\gamma r T}}$	13	Aire d'une section	$A = \frac{\dot{m}}{\rho V}$	14
Bilan de masse	$\dot{m} = \dot{m}_p + \dot{m}_s = \rho_e A_e V_e = \rho_s A_s V_s$				15
Bilan de quantité de mouvement du mélange	$V_j(\dot{m}_p + \dot{m}_s) + A_i(P_j - P_i) = V_{pi}\dot{m}_p + \dot{m}_s V_{si}$				16
Bilan d'énergie du mélange	$C_p T_j \dot{m} + \frac{1}{2} \dot{m} V_j^2 = C_p T_{pi} \dot{m}_p + \frac{1}{2} \dot{m}_p V_{pi}^2 + C_p T_{si} \dot{m}_s + \frac{1}{2} \dot{m}_s V_{si}^2$				17
Bilan de quantité de mouvement de l'onde de choc	$\dot{m} V_j + P_j A_i = \dot{m} V_k + P_k A_i$				18
Bilan d'énergie de l'onde de choc	$C_p T_j + \frac{1}{2} V_j^2 = C_p T_k + \frac{1}{2} V_k^2$				19
Débit de l'évaporateur	$\dot{m}_E = \frac{\dot{Q}_E}{(h_{13} - h_{12})}$	20	Débit secondaire	$\dot{m}_S = \frac{\dot{m}_E (h_{10} - h_{13})}{(h_6 - h_5)}$	21
Rendement de la pompe	$\eta_P = \frac{(h_8 - h_7)}{w_P}$	22	Efficacité de l'échangeur thermique	$E_x = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_8}$	23
COP thermique du cycle hybride	$COP_{th} = \frac{Q_E}{Q_B + W_{comp} + W_P}$	24	COP mécanique du cycle hybride	$COP_{méc} = \frac{Q_E}{W_{comp} + W_P}$	25

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

d'entrée au module 6 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 7, 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_2 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 évaluer les coefficients de performance thermique COP_{th} et mécanique $COP_{méc}$ de la machine frigorifique hybride à compression/éjection, on calcule, dans le module 8, les puissances thermique échangée au

bouilleur et mécanique de la pompe de circulation (en supposant un rendement mécanique de pompe η_p égal à 50% et une efficacité de l'échangeur thermique Ex égale à 80%).

4. RESULTATS

La puissance frigorifique de la machine hybride étant de 10 kW. Les surchauffes au bouilleur ΔT_B , au refroidisseur intermédiaire ΔT_i et à l'évaporateur ΔT_E ainsi que le sous refroidissement au condenseur sont tous supposés égaux à 0 K. L'étude des performances du système est effectuée pour une température de l'évaporateur T_E , égale à 5 °C et des températures, au condenseur, T_C , variant de 35 à 55 °C, au bouilleur, T_B , variant de 70 à 100 °C et au refroidisseur intermédiaire, T_i , variant de 20 à 35 °C. Les frigorigènes testés sont la vapeur H₂O pour la boucle à éjecteur et le R134a et son substitut, le R1234yf pour la boucle à compression mécanique. Le cycle conventionnel à éjecteur utilise la vapeur H₂O comme fluide frigorigène.

Sur la figure 3 sont représentées les variations du facteur d'entraînement U de l'éjecteur et du COP_{th} du cycle frigorifique hybride ainsi que celles du cycle conventionnel à éjecteur en fonction de T_C pour $T_B=80$ °C, $T_i=30$ °C et $T_E=5$ °C. Les résultats montrent que les valeurs du COP_{th} du cycle hybride obtenues avec le R134a sont légèrement supérieures à celles obtenues avec le R1234yf. Ils montrent aussi que U et COP_{th} du cycle hybride diminuent avec T_C mais d'une façon moins drastique que dans le cas du cycle conventionnel à éjecteur. Par

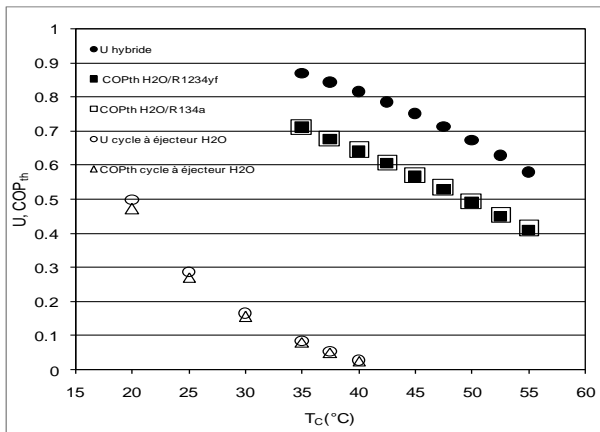


FIGURE 3. Variations de U et du COP_{th} des cycles hybride et conventionnel à éjecteur en fonction de T_C ($T_B=80$ °C, $T_i=30$ °C et $T_E=5$ °C)

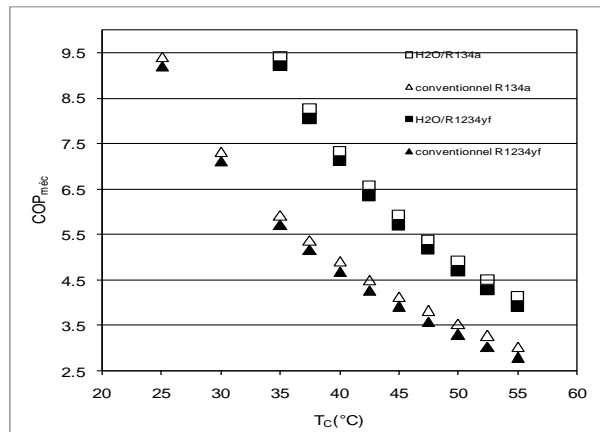


FIGURE 4. Variations du $COP_{méc}$ des cycles hybride et conventionnel à compression en fonction de T_C ($T_B=80$ °C, $T_i=30$ °C et $T_E=5$ °C)

ailleurs, sur la figure 4 le $COP_{méc}$ du système hybride est comparé au $COP_{méc}$ du système frigorifique conventionnel à compression fonctionnant aux mêmes températures du condenseur et de l'évaporateur et ce pour les deux cas des fluides R134a et R1234yf. Ces résultats montrent clairement que dans une gamme de température "utile" du condenseur, le $COP_{méc}$ de la machine hybride est supérieur à celui système conventionnel à compression avec un léger avantage pour le cas du R134a par rapport à celui du R1234yf. Cette économie d'énergie électrique réalisée dans le système hybride étant en fait fournie sous forme thermique au bouilleur. À T_C , T_i et T_E fixées, la figure 5 montre que U et COP_{th} augmentent avec T_B alors que le $COP_{méc}$ est logiquement presque constant en fonction de T_B . Par ailleurs, à T_B , T_C et T_E fixées, U et le COP_{th} augmentent avec la température du refroidisseur intermédiaire T_i (figure 6) alors que le $COP_{méc}$ diminue avec cette dernière. Ceci peut être expliqué par le fait que le refroidisseur intermédiaire joue le rôle d'évaporateur pour la boucle à éjecteur et de condenseur pour la boucle à compression mécanique. Cette figure montre aussi que les courbes représentant les variations du COP_{th} et du $COP_{méc}$ en fonction de T_i se coupent en un point dont la valeur de T_i est égale à environ T_C-10 conduisant aux performances optimales de la machine frigorifique hybride. Par ailleurs, les résultats aussi bien de la figure 5 que ceux de la figure 6 font ressortir un léger avantage au fluide de référence R134a par rapport à son substitut le R1234yf.

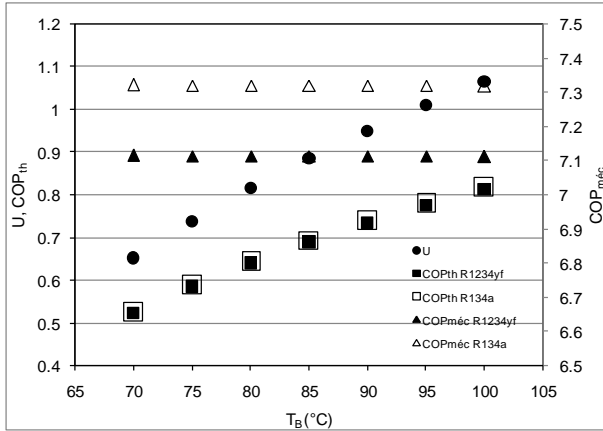


FIGURE 5. Variations de U, du COP_{th} et du COP_{méc} du cycle hybride en fonction de T_B(T_C=40 °C, T_i=30 °C et T_E=5 °C)

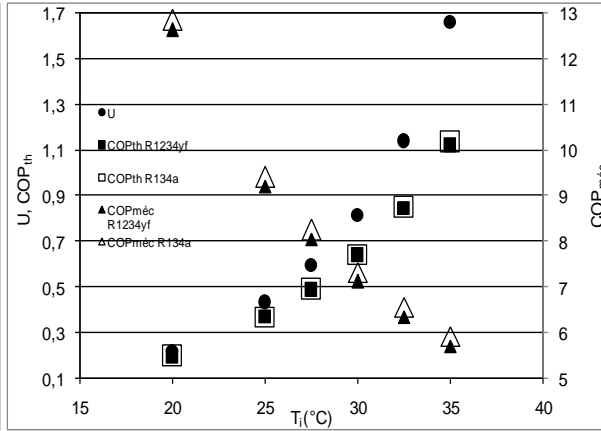


FIGURE 6. Variations de U, du COP_{th} et du COP_{méc} du cycle hybride en fonction de T_i(T_B=80 °C, T_C=40 °C et T_E=5 °C)

5. CONCLUSIONS

Pour une puissance frigorifique et des températures des paliers de changement de phase au bouilleur, au condenseur, au refroidisseur intermédiaire ainsi qu'à l'évaporateur fixées, le modèle présenté dans ce travail permet de déterminer les principaux paramètres géométriques de l'éjecteur et son taux d'entraînement ainsi que les COPs thermique et mécanique d'un système frigorifique hybride à compression/éjection. Les frigorigènes testés sont la vapeur H₂O pur la boucle à éjection et le R134a ainsi que son remplaçant le R1234yf pour la boucle à compression mécanique. En particulier, pour des conditions de fonctionnement en climatisation, les résultats obtenus montrent que le système frigorifique hybride permet d'atteindre des valeurs de COP_{méc} bien meilleures que celles du COP du cycle conventionnel à compression de vapeur. En effet, une augmentation supérieure à 50% a été observée avec un léger avantage dans le cas du R134a. Cette économie d'énergie électrique, en plus de l'utilisation de fluides frigorigènes naturel (H₂O) et à faible impact écologique (R1234yf) font que le système frigorifique hybride utilisant une source d'énergie gratuite, constitue un système écologiquement acceptable pouvant concurrencer le système frigorifique conventionnel à compression.

REFERENCES

[1] L. Boumaraf, Ph. Haberschill, A. Lallemand, Performances d'une machine frigorifique à éjecto-compression utilisant des fluides à faible impact écologique, *Actes des 17^{èmes} Journées Internationales de Thermique (JITH)*, Marseille-France, 2015.

[2] L. Boumaraf, 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*, 29, 265-274, 2009.

[3] L. Boumaraf L., A. Lallemand, Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante, *Actes des 13^{èmes} Journées Internationales de Thermique (JITH)*, 1, 371-375, Albi-France, 2007.

[4] L. Boumaraf, Ph. Haberschill, A. Lallemand, Investigation of a novel ejector expansion refrigeration system using the working fluid R134a and its potential substitute R1234yf, *International Journal of Refrigeration*, 45, 148-159, 2014.

[5] NIST Standard Reference Database 23, Version 7.0.