

# Développement d'un cycle hybride de réfrigération à compression/éjection.

Mouna Elakdhar <sup>1\*</sup>, Ezzeddine Nehdi <sup>1</sup>, Lakdar Kairouani <sup>1</sup>

<sup>1</sup>UR Energétique & Environnement – ENIT  
BP 37 Le Belvédère 1002, Tunis, TUNISIE  
Fax : 216 71 872 729

\*[lakdarmouna@yahoo.fr](mailto:lakdarmouna@yahoo.fr)

**Résumé** - Ce travail présente une analyse théorique d'un cycle hybride de réfrigération à compression/éjection. Avec ce cycle, l'éjecteur est utilisé pour réduire la perte d'énergie causée par la différence de température entre le réfrigérateur et le congélateur. Le langage de programmation est le FORTRAN et les propriétés thermophysiques des réfrigérants sont évaluées en utilisant la base de données REFPROP V 8.0. Les fluides considérés sont les suivants : R123, R124, R125, R134a, R141b, R142b, R143a, R152a, R22. L'étude montre que le nouveau cycle a un COP plus important que celui du cycle standard. Le R141b donne les meilleures performances.

## Nomenclature

h	enthalpie, $\text{kJkg}^{-1}$	e3	entrée diffuseur
m	débit massique, $\text{kgs}^{-1}$	e4	sortie diffuseur
P	pression, Pa	ev <sub>1</sub>	évaporateur 1
Q	puissance frigorifique, kW	ev <sub>2</sub>	évaporateur 2
S	entropie, $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$	d	diffuseur
T	température, K	de	détendeur
V	vitesse, $\text{ms}^{-1}$	m	motrice
<i>Symboles grecs</i>		e	entrée
$\eta$	efficacité	s	sortie
$\chi$	titre en vapeur	is	isentropique
<i>Indices</i>		comp	compresseur
c	condenseur	<i>Exposants :</i>	
e0	entrée tuyère secondaire	l	saturation liquide
e1	entrée tuyère primaire	v	saturation vapeur
e2	entrée tube de mélange		

## 1. Introduction

L'intégration d'un éjecteur dans les systèmes frigorifiques (système conventionnel à compression de vapeur, système à absorption) a attiré l'attention de plusieurs chercheurs dans le but d'apporter une amélioration des performances de ces systèmes [1-3]. Relativement aux systèmes à compression de vapeur, Guo et al [4] et Tomasek et al [5] ont proposé un cycle de réfrigération amélioré pour un réfrigérateur-congélateur domestique en utilisant un éjecteur. Pour Tomasek et al [6], le cycle à éjection/compression fournit une augmentation du coefficient de performance (COP) de 12,4% par rapport à celui du cycle standard. Huang et al [7] ont proposé un cycle frigorifique mixte (CCRS) comprenant un système de réfrigération et de conditionnement d'air utilisant un compresseur mécanique (RAC/MC) et un système de refroidissement à éjection (EJC). Ils ont pu obtenir une amélioration du COP allant jusqu'à 18,4% pour des conditions de fonctionnement données. Notre travail s'intègre dans le même cadre. L'étude consiste à incorporer un éjecteur et un séparateur entre les deux évaporateurs d'un réfrigérateur domestique. L'intégration de l'éjecteur dans ce système permet l'amélioration de ses performances par l'élévation de la pression à l'aspiration du compresseur.

Pour cela, un modèle basé sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie est mis au point. Le modèle est écrit en FORTRAN et les propriétés thermophysiques des réfrigérants sont évaluées à l'aide de la base de données REFPROP V 8.0 [8]. Les fluides considérés sont les suivants : R124, R125, R134a, R141b, R142b, R143a, R152a, R22.

## 2. Description du cycle de réfrigération à compression / éjection

Le schéma du cycle hybride de réfrigération à compression /éjection est donné par la figure 1. Le cycle de fonctionnement du système est présenté sur le diagramme P-h, figure 2.

Le fluide sous forme de vapeur à basse température passe dans le compresseur, sa pression et sa température augmentent. La vapeur chaude entre ensuite dans le condenseur où elle cède de la chaleur à l'environnement. Puis, le liquide se détend dans le premier tube capillaire, la pression et la température du fluide diminuent. Le fluide est alors diphasique. Le fluide froid entre dans l'évaporateur1 où il s'évapore partiellement en absorbant de la chaleur, le fluide diphasique sortant de l'évaporateur1 entre dans le séparateur. La vapeur saturée sortant du séparateur, appelée fluide primaire ou moteur passe à travers la tuyère motrice de l'éjecteur, figure 3. Le liquide sortant du séparateur se détend à travers un deuxième tube capillaire jusqu'à atteindre la température d'évaporation dans le congélateur. La vapeur saturée sortant du deuxième évaporateur est entraînée par le fluide primaire à grande vitesse et elle est appelée fluide secondaire. Ensuite le fluide primaire et le fluide secondaire se mélangent dans la chambre de mélange. Le mélange se comprime à travers le diffuseur, une nouvelle pression, comprise entre la pression de l'évaporateur1 et la pression de l'évaporateur2, est établie. Finalement, la vapeur retourne à l'aspiration du compresseur.

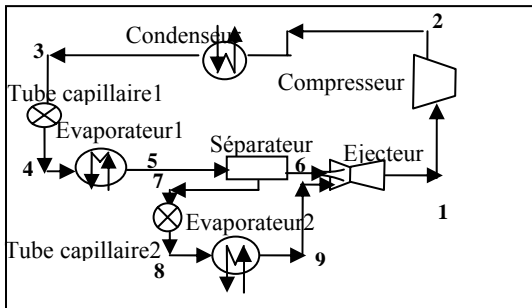


Figure 1 : Schéma du cycle de réfrigération à compression /éjection

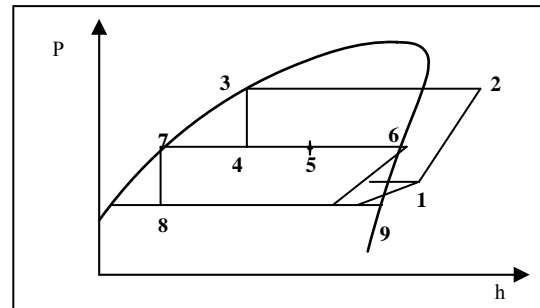


Figure 2 : Diagramme P-h du cycle de réfrigération à compression /éjection

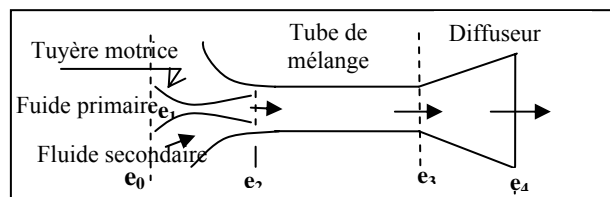


Figure 3 : Schéma de l'éjecteur

## 3. Analyse du système

Pour étudier ce cycle nous considérons les hypothèses suivantes :

- La vapeur à la sortie de l'évaporateur2 est à l'état saturée.
- Le liquide à la sortie du condenseur est à l'état saturé.
- La compression est adiabatique.
- La détente est isenthalpique.

Les propriétés thermodynamiques du fluide à l'entrée et la sortie du condenseur, des tubes capillaires, de l'évaporateur2 et du compresseur sont déterminées en utilisant les sous programmes de REFPROP et en s'appuyant sur les hypothèses citées ci-dessus.

Le but de la modélisation de l'éjecteur dans notre travail est le calcul des paramètres à l'entrée du compresseur (P et h) afin de pouvoir déterminer la puissance consommée par ce dernier.

Les hypothèses adoptées pour l'étude de l'éjecteur sont les suivantes :

- L'écoulement au niveau de l'éjecteur est considéré unidimensionnel et homogène.
- L'éjecteur est supposé adiabatique.
- Le diffuseur, la tuyère motrice et la tuyère secondaire ont des efficacités données.
- Le mélange a lieu à une pression constante égale à la pression de congélation.
- L'énergie cinétique à la sortie du diffuseur est négligeable.

Les deux fluides, primaire et secondaire, sont à l'état de vapeur saturée à l'entrée de l'éjecteur. Le fluide primaire, provenant de l'évaporateur1 est à un niveau de température et de pression plus élevé que le fluide secondaire provenant de l'évaporateur2, ce fluide traverse la tuyère primaire et se détend de  $P_1$  (pression de l'évaporateur1) à  $P_2$  (pression de l'évaporateur2), l'enthalpie massique est réduite de  $h_{e1}$  à  $h_{e2}$  et la vitesse augmente jusqu'à  $V_{e2}$ . En tenant compte de l'efficacité de la tuyère primaire  $\eta_m$  et en utilisant les équations de conservation d'énergie et de masse dans la tuyère primaire, on aura :

L'enthalpie réelle  $h_{e2}$  :

$$h_{e2} = h_{e1} - \eta_m (h_{e1} - h_{e2is}) \quad (1)$$

Avec  $h_{e2is}$  l'enthalpie lors d'une transformation isentropique.

$$h_{e2is} = f(P_2, s_{e1}) \quad (2)$$

$$h_{e1} = h_{sev1}^v = f(T_{ev1})^v \quad (3)$$

La vitesse du fluide primaire :

$$V_{e2} = \sqrt{2(h_{e1} - h_{e2})} \quad (4)$$

Conservation de la masse :

$$m_{e1} + m_{e0} = m_{e4} \quad (5)$$

Conservation de l'énergie :

$$m_{e1}h_{e1} + m_{e0}h_{e0} = m_{e4}h_{e4} \quad (6)$$

Conservation de la quantité de mouvement :

$$m_{e1}V_{e2} = m_{e4}V_{e3} \quad (7)$$

Les débits secondaire et primaire sont déterminés comme suit :

$$m_{e0} = \frac{Q_{ev2}}{(h_{sev2} - h_{eev2})} \quad (8)$$

Avec :

$$h_{eev2} = h_{sev1}^l \quad (9)$$

$$h_{sev2} = f(T_{ev2})^v \quad (10)$$

$$m_{e1} = \frac{Q_{ev1} - m_{e0}(h_{sev1}^l - h_{eev1})}{h_{sev1}^v - h_{eev1}} \quad (11)$$

Avec :

$$h_{eev1} = h_{sc} = f(T_c)^l \quad (12)$$

$$h_{sev1}^l = f(T_{ev1})^l \quad (13)$$

$$h_{sev1}^v = f(T_{ev1})^v \quad (14)$$

En entrant dans le diffuseur, le mélange subit une compression, sa pression augmente jusqu'à  $P_{e4}$  par la conversion de son énergie cinétique en énergie interne. Son enthalpie augmente de  $h_{e3}$  à  $h_{e4}$ . En tenant compte de l'efficacité du diffuseur  $\eta_d$  et en appliquant l'équation de conservation de l'énergie dans le diffuseur, l'enthalpie  $h_{e4is}$  à la sortie du diffuseur lors d'une transformation isentropique est calculée à partir des équations suivantes :

$$h_{e3} = h_{e4} - \frac{V_{e3}^2}{2} \quad (15)$$

$$h_{e4} = h_{e3} + \eta_d (h_{e4is} - h_{e3}) \quad (16)$$

La pression à la sortie du diffuseur est déterminée comme suit :

$$P_{e4} = f(h_{e4is}, s_{e3}) \quad (17)$$

Avec :

$$s_{e3} = f(P_2, h_{e3}) \quad (18)$$

La pression et l'enthalpie à l'entrée du compresseur sont égales respectivement à  $P_{e4}$  et  $h_{e4}$ .

L'entropie à l'entrée du compresseur est donnée par la procédure suivante :

$$s_{ecomp} = s_{e4} = f(P_{e4}, h_{e4}) \quad (19)$$

La puissance absorbée par le compresseur est :

$$W_{comp} = (m_{e0} + m_{e1}) \frac{(h_{scomp} - h_{ecomp})}{\eta_{comp}} \quad (20)$$

Avec:

$$h_{scomp} = f(P_3, s_{ec}) \quad (21)$$

L'efficacité du compresseur est donnée par la formule suivante : [9]

$$\eta_{comp} = 0,874 - 0,0135 \frac{P_{scomp}}{P_{ecomp}} \quad (22)$$

## 4. Performances du cycle frigorifique

Les performances d'un éjecteur dépendent des rapports de pression et du facteur d'entraînement  $U$  donné par :

$$U = \frac{m_{e0}}{m_{e1}} \quad (23)$$

Avec  $m_{e0}$  et  $m_{e1}$  les débits respectifs des fluides secondaire et primaire.

Les performances du système frigorifique à compression / éjection sont évaluées à partir du coefficient de performance COP qui est donné par la formule suivante :

$$COP = \frac{Q_{ev1} + Q_{ev2}}{W_{comp}} \quad (24)$$

## 5. Résultats et discussion

Les efficacités de la tuyère primaire et du diffuseur  $\eta_m$  et  $\eta_d$  sont fixées à 0,8. Les puissances frigorifiques des deux évaporateurs sont égales à 0,5 kW. L'étude des performances est effectuée pour des températures à l'évaporateur1,  $T_{ev1}$ , variant de -5°C à 10°C, à l'évaporateur2,  $T_{ev2}$ , variant de -40°C à -20 °C, au condenseur,  $T_c$  varie de 28°C à 44°C. Les fluides considérés sont les suivants : R124, R125, R134a, R141b, R142b, R143a, R152a, R22.

A partir de ces données et en utilisant les équations établies précédemment, nous examinons l'influence des températures des sources et la nature des fluides sur les performances.

### 5.1. Influence de la nature du fluide sur les performances du système

Sur la figure 4, sont présentées les valeurs du COP correspondant au cycle standard à compression de vapeur et au cycle hybride en fonction de la nature du fluide. La figure 4 met en évidence une variation significative du COP entre le cycle standard et le nouveau cycle et d'un fluide à l'autre. En effet, le travail de compression dépend de la différence de pression entre l'entrée et la sortie du compresseur  $P_{sc} - P_{ec}$ . Cette différence de pression est moins importante pour le cycle à éjection/compression parce que l'éjecteur sert dans ce cas à augmenter la pression à l'aspiration du compresseur ce qui va diminuer le travail de compression consommé et donc augmenter les performances du système. Ceci est renforcé par la figure 5, qui présente la variation du  $COP_r$  qui est le rapport des COP du nouveau cycle et du cycle standard à compression de vapeur. Dans ce travail, le R141b donne les meilleures performances puisqu'il donne le meilleur  $COP_r$ .

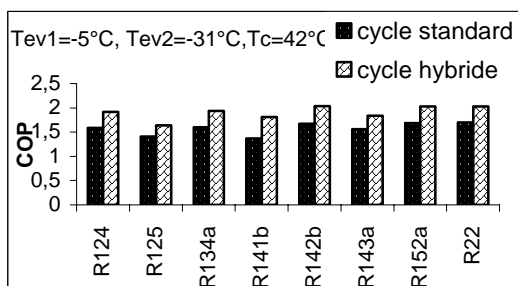


Figure 4 : Comparaison des valeurs de COP du cycle standard et hybride pour quelques fluides purs

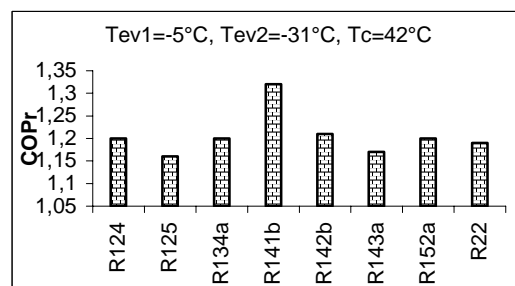


Figure 5 : Valeurs du  $COP_r$  pour différents fluides purs.

### 5.2. Influence de la variation de la température de condensation sur les performances du système

Sur les figures 6 et 7, sont représentés respectivement les variations du COP et du taux d'entraînement en fonction de la température de condensation pour le R141b car il donne les meilleurs performances et le R134a puisqu'il est le plus utilisé dans les systèmes de réfrigération. Nous remarquons qu'une augmentation de la température de condensation conduit à une diminution des performances du système et du taux d'entraînement. Cette diminution est due au fait que la même quantité de vapeur est comprimée à une pression plus grande ce qui diminue les performances du système ainsi que le taux d'entraînement.

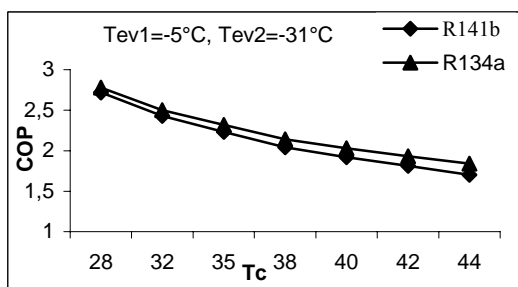


Figure 6 : Variation du COP en fonction de la température de condensation

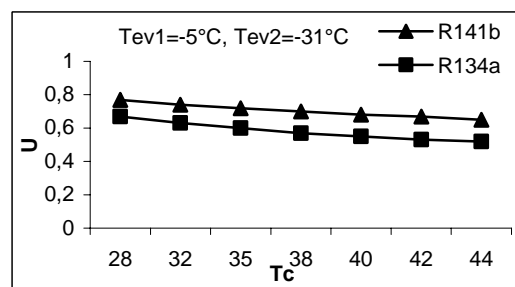


Figure 7 : Variation du Taux d'entraînement en fonction de la température de condensation

### 5.3. Influence de la variation des températures d'évaporation sur les performances du système

La figure 8 présente la variation du  $COP_r$  en fonction de la température d'évaporation au niveau du compartiment frais pour le R141b. L'augmentation de la température d'évaporation conduit à une

augmentation du COP et du taux d'entraînement. En effet, l'augmentation de cette température augmente le débit secondaire ce qui conduit à une augmentation des performances du système et du taux d'entraînement. Ceci est intéressant et avantageux pour le choix des conditions opératoires des systèmes de réfrigération à éjecteur puisque un meilleur COP est obtenu en augmentant la température d'évaporation de l'évaporateur1.

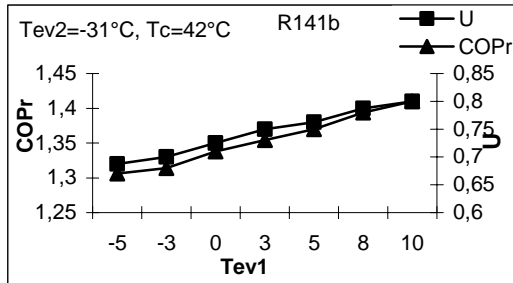


Figure 8 : Variation du  $COP_r$  en fonction de la température d'évaporation au niveau du réfrigérateur.

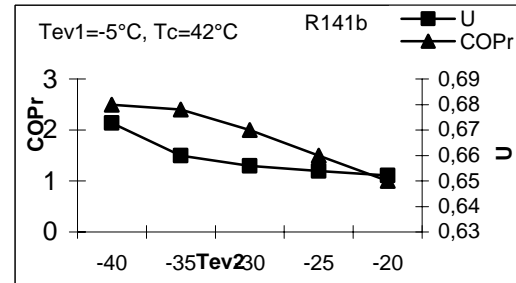


Figure 9 : Variation du  $COP_r$  en fonction de la température d'évaporation au niveau du congélateur.

Pour le R141b, l'influence de la température à l'évaporateur2 sur le  $COP_r$  et sur le taux d'entraînement à températures au condenseur et à l'évaporateur2 fixées, est visible à travers la figure 9. Le  $COP_r$  et le taux d'entraînement diminuent avec l'augmentation de la température d'évaporation2.

## 6. Conclusion

Le modèle présenté dans ce travail permet, pour des puissances frigorifiques connues, de calculer le taux d'entraînement et le coefficient de performance du cycle frigorifique à éjection / compression. Les résultats obtenus montrent que le système de réfrigération à double évaporateur et à éjecteur permet d'avoir des valeurs de COP bien meilleurs que ceux du cycle conventionnel à compression de vapeur. Parmi les fluides considérés, c'est le R141b qui conduit aux performances maximales pour les conditions de travail choisies. L'utilisation de l'éjecteur permet donc de minimiser la puissance consommée. L'influence des températures de condensation et d'évaporation sur le COP et le taux d'entraînement a été observée.

## Références

- [1] DW. Sun, Solar powered combined ejector-vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration, *Energy Conver Mngmt*, (1997) Volume 38, 479–791.
- [2] S. M. Sokolov, D. Hershgal, Solar-powered compression enhanced ejector air conditioning. *Solar Energy*, (1993) Volume 51, Issue 3, 183-194.
- [3] A. Sozen, M.Ozalp, Solar-driven ejector-absorption cooling system, *Applied energy*, (2005) Volume 80, Issue 1, 97-113.
- [4] J. X. Guo, L. C. Tan, Z. Q. Chen, A new compression / injection hybrid cycle for domestic refrigerators. *XVIII<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration Montréal Convention Centre*, August 10-17 (1991)
- [5] M.L. Tomasak, R. Radermacher, Analysis of a domestic refrigeration cycle with an ejector, *ASHRAE Trans 101*, (1995) Volume 45, 1431–8,
- [6] B.J. Huang, V.A. Petrenko, J.M. Chang, C.P. Lin, S.S. Hu, A combined-cycle refrigeration system using ejector cooling cycle as the bottom cycle, *International Journal of Refrigeration*, (2001) Volume 24, 391–9.
- [7] NIST Standard Reference Database 23, Version8.0, Beta version January 2007.
- [8] O. Brunin, M. Feidt, B. Hivet, Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump. *International Journal of Refrigeration*, (1997) Volume 20, 308-318.