

MODELISATION D'UNE MACHINE DE CLIMATISATION TRITHERME A EJECTO-COMPRESSEUR UTILISANT UN MELANGE BINAIRE DE FLUIDES FRIGORIGENES

Latra Boumaraf ¹, André Lallemand ²

¹ Département de Mécanique, Université d'Annaba, BP 12, 23000 Annaba, Algérie.

Télécopie : 00.213.8.87.67.48, e-mail : l_boumaraf@yahoo.fr

² Centre de thermique, UMR CNRS 5008, INSA - 9, rue de la Physique
69621 Villeurbanne cedex, France.

Télécopie : 00.33.4.72.4360, e-mail : a.lal@cethil.insa-lyon.fr

RESUME

Dans le but d'optimiser le fonctionnement d'une machine de climatisation tritherme à éjecto-compresseur, un modèle global de son fonctionnement avec un mélange binaire de fluides frigorigènes en régime stationnaire a été mis au point. Ce modèle est basé sur les modèles de comportement de ses organes. En particulier, la modélisation des transferts dans les échangeurs (bouilleur, condenseur, évaporateur) est basée sur l'utilisation de coefficients de transfert thermique locaux.

Par ailleurs, ces modèles utilisent les caractéristiques thermodynamiques et les propriétés physiques du mélange binaire des fluides frigorigènes utilisés. Les caractéristiques thermodynamiques (enthalpie, volume massique) dans l'état liquide, vapeur ou à l'équilibre liquide-vapeur sont calculées à l'aide de l'équation de Peng & Robinson. Concernant, les propriétés physiques de transport, la capacité thermique massique à pression constante du mélange binaire à l'état liquide ou vapeur est déterminée à l'aide de l'équation d'état (PR), alors que la viscosité dynamique, la conductivité thermique et la tension superficielle sont calculées à l'aide de corrélations empiriques.

Le modèle global permet, à partir d'un nombre restreint de variables d'entrée (débit et température du fluide caloporteur à l'entrée de chaque échangeur, masse de réfrigérant introduite dans la machine et surchauffes souhaitées au bouilleur et à l'évaporateur), de prévoir, pour un mélange binaire donné, aussi bien les niveaux de température et de pression dans le bouilleur, le condenseur et l'évaporateur que les puissances mises en jeu au niveau de ces échangeurs, ainsi que le facteur d'entraînement de l'éjecteur, le coefficient de performance et le rendement exergetique du système.

Ce modèle a été testé avec le mélange binaire R152a/R142b pour différentes proportions de mélange .

L'étude comparative montre une nette influence de la composition du mélange sur les performances du système. Ceci permet de choisir pour des conditions de fonctionnement déterminées, la composition du mélange qui conduit à un fonctionnement optimal de la machine.

Mots clés : climatisation ; éjecto-compresseur ; modélisation ; frigorigène ; mélange .

1. INTRODUCTION

L'intérêt de la machine à éjecto-compresseur [1] par rapport à toutes les autres machines trithermes utilisant une source chaude gratuite (énergie solaire) ou à bas niveau de température (rejets thermiques) consiste en sa simplicité de conception et de mise en œuvre.

La recherche des performances optimales pour cette machine destinée à la climatisation et utilisant un mélange binaire de fluides frigorigènes nous a conduit à la mise au point d'un modèle global de son fonctionnement basé sur des modèles de comportement de ses différents organes. Le programme d'ensemble qui réunit les modèles élémentaires permet, à partir d'un nombre restreint de variables d'entrée (caractéristiques géométriques des échangeurs, températures et débits du fluide caloporteur à leurs entrées ainsi que les surchauffes souhaitées au bouilleur et à l'évaporateur), de calculer, en particulier, l'efficacité frigorifique, le rendement exergetique et le facteur d'entraînement de l'éjecteur .

Ce modèle a été utilisé pour tester le comportement de la machine avec le mélange binaire R152a/R142b qui est légèrement zéotropique et ce pour différentes proportions de mélange.

Ainsi, il est possible de proposer pour des conditions de fonctionnement déterminées de la machine un mélange binaire adapté.

2. MACHINE TRITHERME A EJECTO-COMPRESSEUR

La machine de climatisation à éjecto-compresseur (*figure 1*) est constitué de deux boucles : l'une motrice, avec un bouilleur en contact avec la source chaude, l'autre frigorifique composée d'un évaporateur en contact avec la source froide. Ces deux boucles sont reliées par l'éjecto-compresseur et par le condenseur. A la sortie du

condenseur, le fluide moteur est mis sous pression grâce à une pompe alors que le fluide générateur traverse un détendeur. L'efficacité frigorifique e est définie par :

$$e = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_B + W_P} = \frac{\dot{M}_F \Delta h_E}{\dot{M}_M (\Delta h_B + w_P)} = U \frac{\Delta h_E}{(\Delta h_B + w_P)} \quad (1)$$

dans laquelle \dot{Q}_E , \dot{Q}_B et W_P représentent respectivement les puissances thermiques à l'évaporateur et au bouilleur et la puissance mécanique de la pompe \dot{M}_F et \dot{M}_M sont les débits massiques du fluide dans la boucle frigorifique et dans la boucle motrice $U = \frac{\dot{M}_F}{\dot{M}_M}$ est le taux d'entraînement de l'éjecteur.

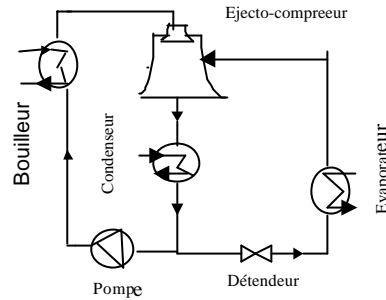


Figure 1 : Schéma de principe de la machine à éjecto-compresseur

Les études théoriques et expérimentales qui ont été réalisées sur cette machine au Centre de Thermique de l'INSA de Lyon [2],[3] ont permis de modéliser le fonctionnement de l'éjecteur. En particulier, pour un fonctionnement optimal, et quel que soit le fluide, la relation suivante permet de déterminer le taux d'entraînement optimal :

$$U_{opt=3.32} \left[\frac{1}{r} \left(1 - \frac{1.21}{x} \right) \right]^{2.12} \quad (2)$$

où r est le taux de compression (P_C/P_E) de la partie génératrice et x est le rapport moteur $\left(\frac{P_B/P_C}{P_C} \right)$ de l'éjecteur

Un autre paramètre important pour l'évaluation des performances de cette machine est le rendement exergetique h_{ex} . Les températures des sources de chaleur étant supposées égales aux températures du fluide caloporteur à l'entrée des échangeurs, il vient :

$$h_{ex} = \frac{e}{e_c} \quad (3)$$

où :

$$e_c = \frac{q_{eE} \quad q_{eB} - q_{eC}}{q_{eC} - q_{eE} \quad q_{eB}} \quad (4)$$

est le rendement de Carnot de la machine.

3. CALCUL DES PROPRIETES THERMODYNAMIQUES A L'EQUILIBRE LIQUIDE-VAPEUR

Les propriétés thermodynamiques à l'équilibre liquide-vapeur sont déterminées à partir d'une méthode basée sur l'équation de Peng&Robinson (PR) [4] applicable aux mélanges.

L'équilibre liquide-vapeur du mélange binaire qui a lieu dans les trois échangeurs consiste à calculer cinq grandeurs parmi la température T , la pression P , les fractions molaires x_i et y_i des deux constituants respectivement dans les phases liquide et vapeur ainsi que le titre du mélange x'' lorsque deux sont connues par la résolution du système de cinq équations non linéaires suivant :

$$x_i = \frac{z_i / \sum_{i=1}^2 z_i M_i}{\left[\frac{x'' K_i / \sum_{i=1}^2 y_i M_i}{\left(\frac{x'' K_i}{\sum_{i=1}^2 y_i M_i} \right) + \left(\frac{(1-x'')}{\sum_{i=1}^2 x_i M_i} \right)} \right]} \quad (5)$$

$$y_i = \frac{z_i K_i / \sum_{i=1}^2 z_i M_i}{\left[\frac{x'' K_i / \sum_{i=1}^2 y_i M_i}{\left(\frac{x'' K_i}{\sum_{i=1}^2 y_i M_i} \right) + \left(\frac{(1-x'')}{\sum_{i=1}^2 x_i M_i} \right)} \right]} \quad (6)$$

$$F(x'', T, P, x_i, y) = \sum_{i=1}^2 \frac{z_i (K_i - 1) / \sum_{i=1}^2 z_i M_i}{\left[\frac{x'' K_i / \sum_{i=1}^2 y_i M_i}{\left(\frac{x'' K_i}{\sum_{i=1}^2 y_i M_i} \right) + \left(\frac{(1-x'')}{\sum_{i=1}^2 x_i M_i} \right)} \right]} \quad (7)$$

et ce pour une composition globale z_i déterminée.

$K_i = \frac{\Phi_i^l(T, P, x_i)}{\Phi_i^v(T, P, y_i)}$ est le rapport des coefficients de fugacité du composant i dans les phases liquide et vapeur.

Les caractéristiques thermo dynamiques (volume massique et enthalpie) sont déterminées moyennant l'équation cubique (PR).

4. MODELES ELEMENTAIRES

4.1. Modèle du condenseur

Dans le cas général le condenseur d'une machine frigorifique tritherme, réalise trois opérations : désurchauffe, condensation et sous refroidissement du liquide. Afin de rendre compte de cette réalité, le modèle utilise trois expressions distinctes des coefficients d'échange du côté du fluide thermodynamique et une seule du côté du fluide caloporteur (eau).

4.1.1. Coefficients de transfert thermique

Le condenseur considéré est constitué de deux tubes concentriques enroulés en hélice. Le fluide thermodynamique circule dans l'espace annulaire, l'eau, à contre courant, dans le tube central. Le coefficient de transfert thermique est obtenu à l'aide de la corrélation classique de Dittus&Boelter :

$$\mathbf{a}_{wC} = 0.023 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4} I_w / d_{Ci} \quad (8)$$

Concernant les coefficients de transfert thermique réfrigérant-paroi dans les zones monophasiques de désurchauffe et de sous refroidissement, la corrélation de Dittus&Boelter est utilisée respectivement pour la vapeur \mathbf{a}_d et pour le liquide \mathbf{a}_s circulant dans l'espace annulaire :

$$\mathbf{a}_d = 0.023 Re_v^{0.8} Pr_v^{0.3} I_v / Dh_c \left(\frac{dce}{Dci} \right)^{-0.14} \quad (9)$$

$$\mathbf{a}_s = 0.023 Re_v^{0.8} Pr_v^{0.3} I_v / Dh_c \left(\frac{dce}{Dci} \right)^{-0.14} \quad (10)$$

Dans la zone de condensation, la corrélation de Cavallini applicable aux mélanges avec les propriétés thermophysiques de ces derniers a été choisie pour évaluer le coefficient de transfert \mathbf{a}_c dans cette zone :

$$\mathbf{a}_c = C Re_{eq}^n Pr_l^m Dh_c / I_l \quad (11)$$

où Re_{eq} est le nombre de Reynolds équivalent donné par : $Re_{eq} = \frac{4 \dot{M}_{eq}}{p Dh_c m_l}$ (12)

avec :

$$\dot{M}_{eq} = \dot{M} \left[(1-x'') + x'' \sqrt{\frac{r_l}{r_v}} \right]$$

$$C=0.05 ; n=0.8 ; m=1/3 \text{ si } Re_{eq} \geq 5.10^4 \text{ et } C=5.03 ; n=1/3 ; m=1/3 \text{ si } Re_{eq} < 5.10^4$$

L'évaluation du coefficient de transfert thermique réfrigérant liquide ou vapeur / paroi nécessite la connaissance des propriétés de transport du mélange binaire dans la phase considérée.

La conductivité thermique I_v et la viscosité dynamique m_v dans la phase vapeur sont déterminées par des corrélations tirées de [5] moyennant les caractéristiques pseudocritiques du mélange binaire à l'état vapeur.

Quant à ces propriétés pour le mélange binaire liquide respectivement I_l et m_l sont calculées à l'aide de corrélations empiriques [5].

D'autre part, la capacité calorifique du mélange binaire à l'état liquide c_l et à l'état vapeur à pression constante c_{pv} sont déterminées par une méthode basée sur l'équation d'état (PR) [4].

4.1.2. Résolution du transfert thermique dans le condenseur

La surface S_s de sous refroidissement est calculée par déduction des surfaces de désurchauffe et de condensation de la surface totale réelle du condenseur. Les températures du caloporteur q_{ss} et du réfrigérant T_{ss} à leurs sorties de cette zone sont calculées par la méthode du nombre d'unités de transfert [6].

La surface S_d de la zone de désurchauffe est déterminée par la méthode de l'écart logarithmique moyen.

Pour la zone de condensation, un coefficient de transfert local est utilisé. La pression P_c étant considérée constante, la température du réfrigérant T_i au point de titre x_i'' est calculée à l'aide de la résolution du système d'équations (5-7) qui permet aussi de déterminer les compositions x_i et y_i des deux phases liquide et vapeur.

La température de la paroi T_{pi} est calculée alors en fonction de la température de l'eau q_i et du réfrigérant T_i .

L'élément de surface ΔS_C relatif à une variation de titre $\Delta x''$ de la vapeur est déterminé à l'aide de l'équation de conservation de l'énergie. La connaissance des coefficients de transfert permet soit de calculer les surfaces nécessaires aux échanges connaissant les températures de l'eau et du réfrigérant à l'entrée et à la sortie de la zone considérée, soit inversement de calculer les températures de sortie connaissant la surface et les températures d'entrée. La première technique est utilisée pour les zones de condensation et de désurchauffe et la deuxième pour celle de sous refroidissement .

$$\Delta S_C = \frac{(h_i - h_{i+1}) M \Delta x''}{\mathbf{a}_{wC} (T_{pi} - q_i)} \quad (13)$$

La température du caloporteur au pas suivant est déterminée par :

$$q_{i+1} = q_i + \frac{(h_i - h_{i+1}) M \Delta x''}{M_{wC} C_w} \quad (14)$$

La surface de la zone diphasique est égale à la somme des éléments de surface ΔS_C .

4.1.3. Modélisation du condenseur

Les variables d'entrée et de sortie du condenseur sont représentées sur la *figure 2*. La modélisation du condenseur est basée sur la convergence de la température du caloporteur à la sortie de l'échangeur q_{sC} . Cette dernière est initialisée en considérant que la condensation est totale et qu'il n'y a pas de sous refroidissement. Le modèle permet aussi de calculer la masse de réfrigérant M_{FC} contenue dans l'échangeur.

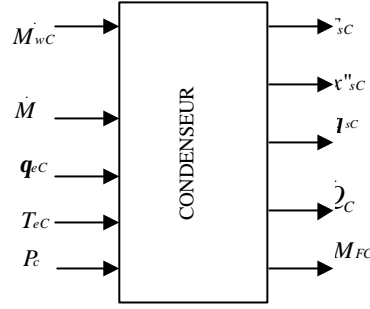


Figure 2 : Variables d'entrée et de sortie du condenseur

4.2. Modèle du bouilleur et de l'évaporateur

Le fonctionnement du bouilleur est quasiment identique à celui de l'évaporateur, la seule différence est l'existence d'une zone de chauffage du réfrigérant à l'état liquide dans le bouilleur, alors qu'à l'entrée de l'évaporateur (sortie du détendeur), le réfrigérant est à l'état diphasique.

Le modèle de calcul utilise un coefficient d'échange du côté du fluide caloporteur, deux coefficients de transfert thermique dans le cas de l'évaporateur et trois dans le cas du bouilleur du côté du réfrigérant.

4.2.1. Coefficients de transfert thermique

L'évaporateur et le bouilleur sont constitués de trois tubes jointifs recouverts d'un tube enveloppe, le réfrigérant circule dans les trois tubes et le caloporteur à contre courant dans l'espace entre tubes et enveloppe.

Les coefficients de transfert caloporteur-paroi de l'évaporateur a_{wE} et du bouilleur a_{wB} sont obtenus à l'aide de la corrélation de Dittus&Boelter donnée par la relation (8), le diamètre dans ce cas étant le diamètre hydraulique de l'échangeur considéré.

Concernant les coefficients de transfert thermique du côté du fluide thermodynamique dans les zones monophasiques de chauffage du liquide a_m et de surchauffe de la vapeur a_{uB} pour le bouilleur et a_{uE} pour l'évaporateur, la corrélation de Dittus&Boelter est encore appliquée avec les propriétés physiques du mélange à z_i dans la phase considérée.

Pour les zones diphasiques, le coefficient d'échange est évalué à l'aide de la corrélation de Young&al [7] :

$$a_{dp} = a_{nbc} + a_{cec} = \frac{N}{C_{un}} a_{un} + C_{me} F_p a_l \quad (15)$$

avec

$$a_{un} = \frac{1}{C_{un}} \frac{a_1 a_2}{(a_1 x_2 + a_2 x_1)} \quad (16)$$

a_1 et a_2 sont les coefficients d'échange en ébullition nucléée calculés par la corrélation de Stephan &al [8] :

$$a_1, a_2 = 207 \frac{I_l}{bd} \left[\frac{fbd}{I_l T_{sat}} \right]^{0.745} \left(\frac{r_v}{r_l} \right)^{0.581} P_{rl}^{0.5333} \quad (17)$$

où :

$$bd = 0.0146 d \left[\frac{2s}{g(r_l - r_v)} \right]^{0.5}$$

et d est l'angle de contact du réfrigérant égal à 35° et s sa tension superficielle calculée à l'aide d'une corrélation tirée de [4]. N est le facteur de suppression de l'ébullition nucléée donné par :

$$N = 4048c^{1.22} Bo^{1.13} \quad \text{pour } c \leq 1$$

$$N = 2.0 - 0.1c^{-0.28} Bo^{-0.33} \quad \text{pour } 1 < c \leq 5$$

où C est le paramètre de Martinelli :

$$c = \left[\frac{1-x''}{x''} \right]^{0.9} \left(\frac{r_v}{r_l} \right)^{0.5} \left(\frac{m_l}{m_v} \right)^{0.1}$$

$Bo = \frac{f}{mL_v}$ est le nombre de Bo-Pierre, F_p est un facteur de correction :

$$F_p = 2.37 \left(0.29 + \frac{1}{c} \right)^{0.85}$$

a_l est le coefficient de transfert thermique en phase liquide seule, calculé par la corrélation de Dittus&Boelter moyennant les propriétés physiques du mélange :

$$a_l = 0.023 \frac{I_l}{d_i} \left[\frac{m(1-x'')d_i}{\dot{m}} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (18)$$

C_{um} et C_{me} sont des fonctions des fractions molaires x_i et y_i explicitées dans [7].

4.2.2. Résolution du transfert thermique dans le bouilleur et l'évaporateur

Le principe de résolution est identique à celui utilisé dans le cas du condenseur. La méthode consiste à calculer les surfaces d'échange des zones de chauffage du liquide et d'évaporation dans le cas du bouilleur et celle d'évaporation dans le cas de l'évaporateur connaissant les températures du réfrigérant et du caloporteur dans ces zones. La surface de la zone de surchauffe lorsqu'elle existe est déduite de la surface totale réelle de l'échangeur.

4.2.3. Modélisation du bouilleur et de l'évaporateur

Les variables d'entrée et de sortie sont notées sur la *figure 3* pour le bouilleur et sur la *figure 4* pour l'évaporateur.

La modélisation est basée sur la convergence de la température du caloporteur à la sortie de l'échangeur q_{sB} dans le cas du bouilleur et q_{sE} dans le cas de l'évaporateur. Cette dernière est initialisée en considérant que l'évaporation est totale et qu'il n'y a pas de surchauffe. Le modèle permet aussi de calculer la masse de réfrigérant contenue dans l'échangeur.

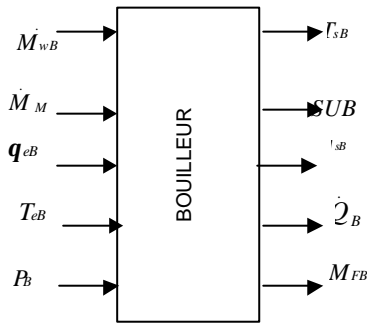


Figure 3 : Variables d'entrée et de sortie du bouilleur

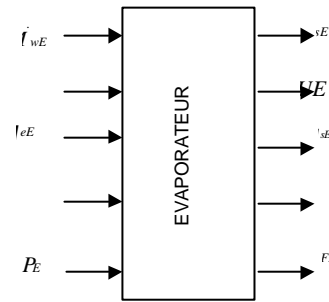


Figure 4 : Variables d'entrée et de sortie de l'évaporateur

4.3. Modèle de la pompe

Le débit du fluide moteur \dot{M}_M est relié aux variables d'entrée P_B et P_C par la caractéristique de la pompe :

$$\Delta P = P_B - P_C = A \dot{M}_M^2 + B \dot{M}_M + C \quad (19)$$

A, B et C sont des constantes.

Les enthalpies h_{eP} et h_{sP} sont reliées par :

$$h_{sP} = h_{eP} + h_p \frac{\Delta P}{r_l} \quad (20)$$

4.4. Modèle de l'éjecteur

Le taux d'entraînement U de l'éjecteur est déterminé à l'aide de la relation (2). Par ailleurs, l'enthalpie du réfrigérant à la sortie de l'éjecteur (ou à l'entrée du condenseur) h_{eC} est reliée aux enthalpies du fluide frigorigène (sortie de l'évaporateur) et du fluide moteur (sortie du bouilleur) par :

$$h_{eC} = \frac{h_{sB} + U h_{sE}}{1 + U} \quad (21)$$

5. MISE EN ŒUVRE DU MODELE GLOBAL DE FONCTIONNEMENT

Ce modèle est basé sur la conservation de la charge frigorifique et la conservation de la composition totale z_i . Les surchauffes au bouilleur et à l'évaporateur étant fixées, à partir des valeurs initialisées des pressions (supposées constantes) P_B dans le bouilleur, P_C dans le condenseur et P_E dans l'évaporateur et par conséquent des caractéristiques du fluide frigorigène à l'entrée de la pompe h_{eP} et de l'éjecteur h_{sB} et h_{sE} , l'usage successif des modèles de la pompe, de l'éjecteur, du condenseur, du bouilleur et de l'évaporateur conduit à de nouvelles valeurs de la masse de réfrigérant et des surchauffes dans le bouilleur et dans l'évaporateur. Les calculs sont répétés jusqu'à l'obtention de la convergence sur ces paramètres.

Application du modèle

A titre de test, ce modèle a été utilisé pour faire une étude comparative des performances de la machine frigorifique tritherme à éjecto-compresseur en fonction de différentes concentrations en R152a du mélange binaire R152a/R142b. Les températures des sources thermodynamiques sont les suivantes : source chaude $q_{eB} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$; source intermédiaire $q_{eC} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$; source froide $q_{eE} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Sur les figures 5, 6 et 7 sont représentés respectivement l'efficacité frigorifique e (équation 1), le taux d'entraînement U (équation 2) et le rendement exergetique h_{ex} (équation 3) et ce pour une puissance frigorifique de 4 kW (h_p est supposé égal à 50%).

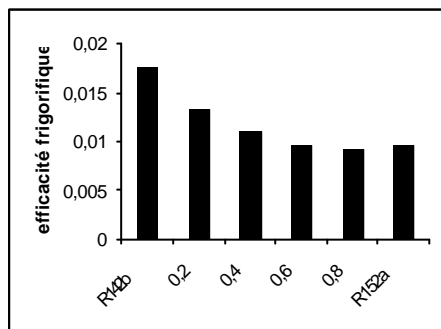


Figure 5 : Variation de l'efficacité frigorifique avec la concentration en R152a

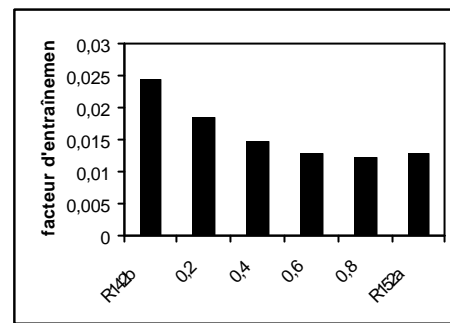


Figure 6 : Variation du taux d'entraînement avec la concentration en R152a

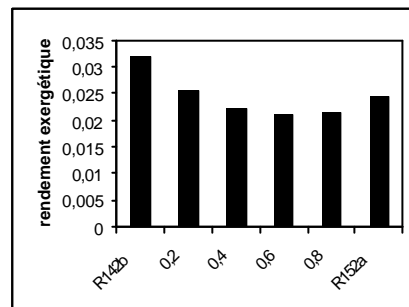


Figure 7 : Variation du rendement exergetique avec la concentration en R152a

6. CONCLUSION

Le modèle présenté permet à partir d'un nombre relativement restreint de données : température et débit du fluide caloporteur à l'entrée des échangeurs, ainsi que les surchauffes souhaitées au bouilleur et à l'évaporateur et la composition initiale de la charge frigorifique de déterminer les caractéristiques de la machine de climatisation à éjecto-compresseur utilisant un mélange binaire de fluides frigorigènes. L'étude comparative pour différentes proportions de mélange quasi azéotropique des fluides : R152a, R142b a démontré une chute des performances de la machine due au mélangeage du R152a au R142b. Ce dernier, étant celui qui conduit aux performances maximales dans les conditions de fonctionnement fixées.

Enfin, l'étape suivante dans l'exploitation de ce modèle sera son extension à d'autres mélanges notamment non azéotropiques dans le but de mettre au point un mélange de fluides (constitué de HFC ou HCFC) qui conduirait à de meilleures performances de cette machine.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Lallemand A., Dorantès R. J. et Staader, J., "Performances d'une machine de réfrigération à éjecto-compresseur à deux fluides de masses molaires différentes", 19th. Int. Cong. Refrig., La Haye, Vol. B1, pp. 123-130 (1995).
- [2] Lu LT., "Etudes théorique et expérimentale de la production de froid par machine tritherme à éjecteur de fluide frigorigène", thèse de doctorat, Institut national polytechnique, Grenoble, (France) (1986).
- [3] Nahdi E., "Etude paramétrique expérimentale des caractéristiques du système tritherme à éjecteur", thèse de doctorat, Institut national des sciences appliquées, Lyon, France (1989).
- [4] "Thermodynamic Tables. HFCs and HCFCs", vol 1, Japanese Association of Refrigeration (1994.).
- [5] Jung D. S. et Radermacher R., "Transport properties and surface tension of pure and mixed refrigerants", Ashrae Transactions: Research (1991).
- [6] Sacadura J.F., "Initiation aux transferts thermiques", Technique et Documentation, Paris (1980).
- [7] Jung D. S., Mc Linden M., Radermacher R. et Didion, D., "Horizontal flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, N° 9 (1989), pp. 1751-1764.
- [8] Stephan, K. et Abdelsalam, M. "Heat transfer correlations for natural convective boiling", Int. J. of Heat and Mass Transfer, vol 23 (1980), pp.73-87.

NOMENCLATURE

<i>A</i>	Caractéristique de la pompe,	$\text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$	<i>P</i>	Pression	Pa
<i>B</i>	Caractéristique de la pompe,	$\text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$	<i>P_r</i>	Nombre de Prandtl	
<i>C</i>	Caractéristique de la pompe ou capacité calorifique	Pa J/kg.K	<i>Q̇</i>	Puissance thermique	
<i>D_e</i>	Diamètre du tube	m	<i>R_e</i>	Nombre de Reynolds	
<i>D_h</i>	Diamètre hydraulique	m	<i>S</i>	Surface	m^2
<i>g</i>	Accélération de la pesanteur	m^2/s	<i>SUB</i>	Surchauffe au bouilleur	K
<i>h</i>	Enthalpie massique	J/kg	<i>SUE</i>	Surchauffe à l'évaporateur	K
<i>L_v</i>	Enthalpie de changement de phase	J/kg	<i>T</i>	Température	K
<i>M</i>	masse molaire	kg/mol	<i>U</i>	Facteur d'entraînement de l'éjecteur	
<i>Ṁ</i>	Débit massique de réfrigérant	kg/s	<i>x</i>	Fraction molaire en phase liquide	
<i>Ṁ_w</i>	Débit massique du fluide caloporteur	kg/s	<i>x''</i>	Titre de la vapeur	
<i>m</i>	Masse de réfrigérant	kg	<i>y</i>	Fraction molaire en phase vapeur	
	Lettres grecques		<i>z</i>	Fraction molaire totale	
				Indices	
<i>a</i>	Coefficient de transfert thermique	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$	<i>B</i>	Bouilleur	
<i>h</i>	Rendement mécanique		<i>C</i>	Condenseur	
<i>q</i>	Température du caloporteur	K	<i>d</i>	Désurchauffe	
<i>l</i>	Conductivité thermique	$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$	<i>E</i>	Evaporateur	
<i>m</i>	Viscosité dynamique	kg/ms	<i>e</i>	Externe	
<i>r</i>	Masse volumique	kg/m^3	<i>F</i>	Frigorifique	
<i>s</i>	Tension superficielle	N/m	<i>i</i>	Interne ou constituant i	
<i>f</i>	Densité de flux thermique	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$	<i>l</i>	Liquide	
			<i>p</i>	Paroi ou pompe	
			<i>s</i>	Sortie	
			<i>v</i>	Vapeur	
			<i>w</i>	Caloporteur	
			<i>σ</i>	Sous refroidissement	