MODELISATION D'UNE MACHINE DE CLIMATISATION TRITHERME A EJECTO-COMPRESSEUR

L. BOUMARAF [*], *A. LALLEMAND* [**]

[*] UNIVERSITÉ d'Annaba (Algérie), [**] UPRES A CNRS 5008, INSA Lyon (France)

Rezumat. *Cu scopul de a optimiza funcţionarea unei instalaţii de climatizare tritermă cu ejecto-compresor, se dezvoltă, în această lucrare, un model global de funcţionare bazat pe modele de comportament ale organelor instalaţiei. Reprezentarea schimbătoarelor de căldură (generator, condensator, vaporizator) este obţinută prin intermediul coeficienţilor de transfer locali. Aceste modele utilizează caracteristicile fizice şi proprietăţile termodinamice, ca titlu comparativ ale fluidelor frigorifice clasice care sunt actual interzise (R11, R114) şi a altor fluide (R123, R141b, R142b). Studiul comparativ efectuat pentru temperaturile surselor caldă (120°C), itermediară (35°C) şi rece (10°C) arată în mod concret influenţa naturii fluidului frigorific atât în ceea ce priveşte rata de antrenament, cât şi eficacitatea frigorifică şi randamentul exergetic. Performanţele maximale ale instalaţiei corespund fluidului R142b, care pare cel mai adaptat acestor condiţii de funcţionare.*

Mots clés: *machines tritherme; éjecto-compresseur ; modélisation ; fluide frigorigène.*

Nomenclature

A : caractéristique de la pompe, $kg^{-1}m^{-1}$
B : caractéristique de la pompe, $m^{-1}s^{-1}$
C : caractéristique de la pompe, *Pa*, ou capacité thermique massique, J/kg.K
D : diamètre de tube, m
D_h : diamètre hydraulique, m
g : accélération de la pesanteur, m²/s
h : enthalpie massique du fluide thermodynamique, J/kg
Lv : enthalpie massique de changement de phase, J/kg
$\dot{M}$: débit massique de réfrigérant, kg/s
M_w : débit massique du fluide caloporteur, kg/s
m : masse de fluide thermodynamique, kg
P : pression, Pa
Pr : nombre de Prandtl
$\dot{Q}$: puissance thermique, W
Re : nombre de Reynolds
S : surface, m²
T : température du fluide thermodynamique, K
U : taux d'entraînement de l'éjecteur
w : travail massique, J/kg
x : titre de la vapeur

Lettres grecques

α : coefficient de transfert thermique, W/m²K
δ : angle de contact
ε : efficacité frigorifique
η : rendement mécanique
θ : température du fluide caloporteur, K
λ : conductivité thermique, W/mK
μ : viscosité dynamique, kg/ms
ρ : masse volumique, kg/m³
σ : tension superficielle, N/m
Δ : ecart
χ : paramètre de Martinelli

Indices

B : bouilleur
c : condensation
C : condenseur
d : désurchauffe
dp : zone diphasique
e : entrée
eq : équivalent
E : evaporateur
F :frigorifique
i : interne
l : liquide
M : motrice
p : paroi ou pompe
s : sortie
sat : saturation
u : zone de surchauffe
v : vapeur
w : caloporteur
μ : zone liquide du bouilleur
σ : sous refroidissement

1. INTRODUCTION

Parmi les machines frigorifiques trithermes utilisant une source chaude gratuite (énergie solaire ou rejets thermiques), la machine à éjecto-compresseur [4] présente un intérêt certain en raison de sa simplicité de conception et de sa mise en œuvre.

La recherche des performances optimales de cette machine utilisée pour la climatisation nous a conduit à la mise au point d'un modèle global de son fonctionnement basé sur les modèles de comportement de ses organes. Le programme d'ensemble qui réunit les modèles élémentaires ne comporte qu'un nombre

restreint de variables d'entrée (températures et débits des fluides caloporteurs aux entrées des échangeurs et surchauffes souhaitées au bouilleur et à l'évaporateur).

Ce modèle a été utilisé pour tester le comportement de la machine selon les fluides utilisés: R11, R114 (pris en considération uniquement à titre de comparaison), R123, R141b, R142b. Ainsi, il est possible de proposer pour des conditions de fonctionnement déterminées de la machine, un fluide frigorigène adapté.

2. MACHINE TRITHERME A EJECTO-COMPRESSEUR

La machine de climatisation à éjecto-compresseur (Fig. 1) est constituée de deux boucles : l'une motrice, avec un bouilleur en contact avec la source chaude et une pompe, l'autre frigorifique composée d'un évaporateur en contact avec la source froide et d'un détendeur. 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.

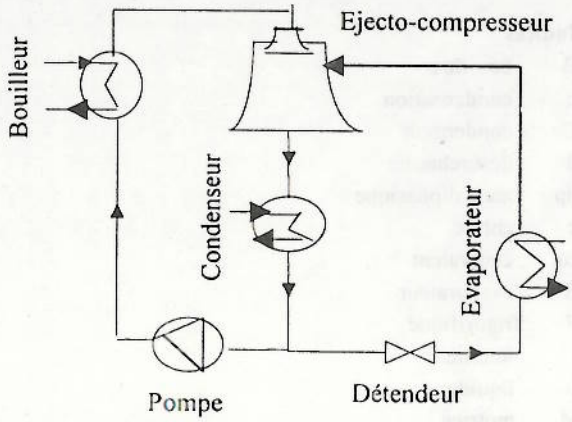


Fig. 1. Schéma de principe de la machine à éjecto-compresseur.

L'efficacité frigorifique ε est définie par:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_B + W_P}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{M}_F}{\dot{M}_M}\frac{\Delta h_E}{(\Delta h_B + w_P)} = U\frac{\Delta h_E}{(\Delta h_B + w_P)} \qquad (1)$$

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; $U = \dot{M}_F / \dot{M}_M$ est le taux d'entraînement de l'éjecteur; Δh_E, Δh_B et w_P étant respectivement, les variations d'enthalpie du fluide lors de sa traversée de l'évaporateur et du bouilleur, d'une part, le travail massique produit par la pompe d'autre part.

Les études théoriques et expérimentales qui ont été réalisées sur cette machine dans notre laboratoire [5; 6] 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 :

$$U_{opt} = 3{,}32\left[\frac{1}{r}\left(1-\frac{1{,}21}{\xi}\right)\right]^{2{,}12} \qquad (2)$$

où r est le taux de compression (P_C/P_E) de la partie génératrice et ξ est le rapport moteur (P_B/P_C) de l'éjecteur; P_C, P_E et P_B étant les pressions d'équilibre liquide-vapeur au condenseur, à l'évaporateur et au bouilleur, respectivement.

Un autre paramètre important pour l'évaluation des performances de cette machine est le rendement exergétique η_{ex}. Les températures des sources de chaleur étant supposées égales aux températures du fluide caloporteur à l'entrée des échangeurs, en considérant que la température de la source intermédiaire θ_{eC} soit confondue avec la température du milieu ambiant et en négligeant la puissance consommée par la pompe, il vient :

$$\eta_{ex} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_c} \qquad (3)$$

où

$$\varepsilon_c = \frac{\theta_{eE}}{\theta_{eC} - \theta_{eE}}\frac{\theta_{eB} - \theta_{eC}}{\theta_{eB}} \qquad (4)$$

est le rendement de Carnot de la machine et θ_{eB}, θ_{eE} sont respectivement les températures des sources chaude et froide.

3. MODELES ELEMENTAIRES

3.1. 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).

3.1.1. 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 de Dittus & Boelter [3]:

$$\alpha_{wC} = 0,023\,\mathrm{Re}_w^{0,8}\,\mathrm{Pr}_w^{0,4}\,\lambda_w / D_{Ci} \qquad (5)$$

où Re_w et Pr_w sont respectivement les nombres de Reynolds et de Prandtl de l'eau et λ_w sa conductivité thermique et D_{Ci} le diamètre intérieur du tube interne du condenseur.

Concernant le transfert thermique réfrigérant-paroi, pour la zone de sous-refroidissement, le régime est laminaire ce qui conduit à un nombre de Nüsselt Nu_σ constant [3]. Le coefficient de transfert thermique dans ce cas est donné par la relation:

$$\alpha_\sigma = \mathrm{Nu}_\sigma\,\lambda_l / Dh_C \qquad (6)$$

Pour la zone de désurchauffe, la corrélation de Dittus & Boelter appliquée à la vapeur a été utilisée pour déterminer le coefficient d 'échange α_d.

Dans la zone de condensation, la corrélation de Cavallini a été choisie pour évaluer le coefficient de transfert α_c dans cette zone:

$$\alpha_c = C\,\mathrm{Re}_{eq}^n\,\mathrm{Pr}_l^m\,Dh_C / \lambda_l \qquad (7)$$

Dans cette relation, Re_{eq} est le nombre de Reynolds équivalent donné par :

$$R_{eq} = \frac{4\dot{M}_{eq}}{\pi Dh_C \mu_l} \qquad (8)$$

avec :

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

où x est le titre en vapeur du fluide thermodynamique, et:

C=0,05 ; n=0,8 ; m=1/3 si $R_{eq} \geq 5.10^4$

C=5,03 ; n=1,3 ; m=1/3 si $R_{eq} < 5.10^4$

3.1.2. Résolution du transfert thermique dans le condenseur

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. La première technique est utilisée pour les zones de condensation et de désurchauffe et la deuxième pour celle de sous refroidissement.

La masse du réfrigérant contenue dans l'installation est constante. Cela impose donc une certaine condition de remplissage des divers organes de la machine frigorifique en particulier du condenseur. Dans un premier temps, une valeur arbitraire est attribuée à la surface d'échange du liquide dans la zone de sous-refroidissement S_σ. Cette valeur est éventuellement corrigée lors de la mise en œuvre du modèle global de la machine.

Ainsi les températures du caloporteur $\theta_{s\sigma}$ et du réfrigérant $T_{s\sigma}$ à leurs sorties de la zone de sous refroidissement sont calculées par la méthode du nombre d'unités de transfert [7]. La surface 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 température de la paroi T_{Pi} est considérée comme variable le long du tube mais constante dans une section droite. Elle est calculée en fonction de la température de l'eau.

L'élément de surface ΔS_C relatif à une variation de titre Δx de la vapeur est déterminé à l'aide de l' équation de conservation de l'énergie:

$$\Delta S_C = \frac{L_v \dot{M}\Delta x}{\alpha_{wC}\left(T_{Pi} - \theta_i\right)} \qquad (9)$$

Ces calculs sont effectués à partir de $x = 0$ jusqu'à $x = 1$.

La température du caloporteur au pas suivant est déterminée par:

$$\theta_{i+1} = \theta_i + \frac{L_v \dot{M}\Delta x}{\dot{M}_{wC} C_w} \qquad (10)$$

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

3.1.3. Modélisation du condenseur

Les variables d'entrée et de sortie du condenseur sont représentées sur la figure 2.

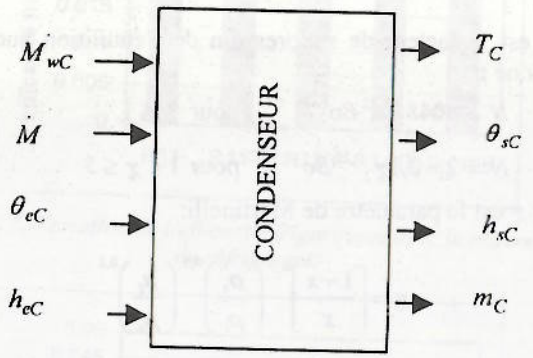


Fig. 2. Variables d'entrée et de sortie du condenseur.

La température de condensation T_C est initialisée à une valeur arbitraire, les équations précédentes permettent alors de déduire la surface totale du condenseur S_C^* nécessaire à la désurchauffe, à la condensation et au sous-refroidissement. Si cette surface est différente de la surface réelle du condenseur S_C, la température T_C est modifiée jusqu'à convergence.

Le modèle permet aussi de calculer la masse de réfrigérant m_C contenue dans l'échangeur.

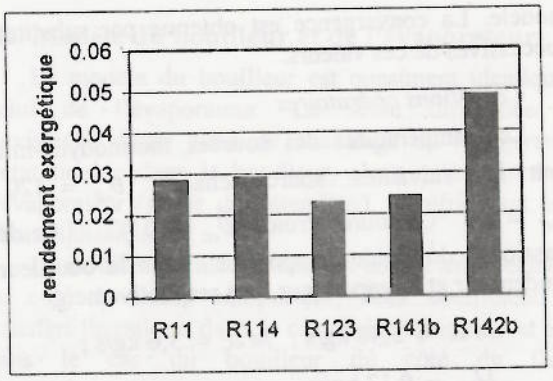


Fig. 7. Variation du rendement exergétique avec la nature du réfrigérant.

5. 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 et surchauffes souhaitées au bouilleur et à l'évaporateur de déterminer les caractéristiques de la machine de climatisation à éjecto-compresseur. Ainsi, grâce à ce modèle, une étude comparative pour les fluides : R11, R114 , R123, R141b, R142b a démontré que le R142b conduit aux performances maximales dans les conditions de fonctionnement fixées.

Enfin, l'intérêt de ce modèle réside dans la possibilité de son extension aux mélanges de réfrigérants qui constituent une source importante pour le remplacement des CFC et HCFC dont l'emploi est ou sera proscrit du fait de leur impact sur l'environnement.

BIBLIOGRAPHIE

[1] BOUMARAF, L., LALLEMAND, A., *Recherche d'un mélange de fluides frigorigènes adapté au fonctionnement d'une machine tritherme à éjecto-compresseur*, Int. J. Refrig., Vol. 22, pp.580–589, 1999.

[2] DORANTES, R.J., LALLEMAND, A., *Influence de la nature des fluides purs ou en mélanges non azéotropiques sur les performances d'une machine de climatisation à éjecto-compresseur*, Int. J. Refrig., Vol. 18, N° 1, pp. 21–30, 1995.

[3] GOSSE, J. *Guide technique de thermique*, Dunod, Paris, 1981.

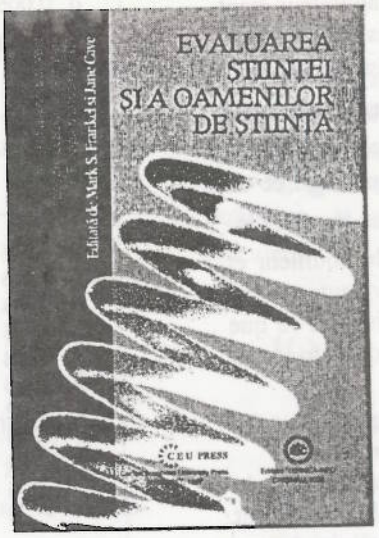
[4] LALLEMAND, A., DORANTES, R.J., STAADER, J., *Performances d'une machine de réfrigération à éjecto-compresseur à deux fluides de masses molaires différentes*, 19th Int. Cong. Refrig., La Haye, Vol. B1, pp. 123–130, 1995.

[5] LU, L.T., *Etudes théorique et expérimentale de la production de froid par machine tritherme à éjecteur de fluide frigorigène*, Thèse, Institut national polytechnique, Grenoble, France, 1986.

[6] NAHDI, E., *Etude paramétrique expérimen-tale des caractéristiques du système tritherme à éjecteur*, Thèse, Institut national des sciences appliquées, Lyon, France, 1989.

[7] SACADURA, J.F., *Initiation aux transferts thermiques*, Technique et Documentation, Paris, 1980.

[8] STEPHAN, K., ABDELSALAM, M., *Heat transfer correlations for natural convective boiling*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp. 73–87, 1980.

[9] JUNG, D.S., Mc LINDEN, M., RADERMACHER, R., DIDION, D., *Horizontal flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, N° 9, pp. 1751–1764, 1989.

Noi apariții