



**HAL**  
open science

## Modélisation d'une pompe à bulle solaire

Benhmidene Ali, Chaouachi Bechir, Gabsi Slimane

► **To cite this version:**

Benhmidene Ali, Chaouachi Bechir, Gabsi Slimane. Modélisation d'une pompe à bulle solaire. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00166044

**HAL Id: hal-00166044**

**<https://hal.science/hal-00166044>**

Submitted on 29 Aug 2007

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

## MODELISATION D'UNE POMPE A BULLE SOLAIRE

Benhmidene ALI, Chaouachi BECHIR et Gabsi SLIMANE

Unité de recherche : Environnement, Catalyse et Analyse des Procédés. Ecole Nationale d'Ingénieurs de Gabes, Rue Omar Ibn Elkhattab 6029 Gabes Tunisie  
*aahmiden@yahoo.fr, bechir.chaouachi@enig.rnu.tn, slimanegabsi@yahoo.fr*

### Résumé

La modélisation des écoulements diphasiques a été réalisée pour un mélange eau-ammoniac qui circule dans une colonne verticale chauffée, de longueur 2m et de diamètre 5mm. Ce travail a été réalisé dans des conditions de non équilibre thermique. Trois zones de fluide ont été mises en évidence. L'influence des paramètres thermiques a été étudiée. Les résultats de simulation montrent l'influence de la température d'entrée, de la quantité de chaleur reçue sur la chute de pression dans la colonne et par suite sur l'efficacité de la pompe. La variation de la chute de pression en fonction des débits d'écoulement montre une instabilité pour différents flux de chaleur et débits d'écoulement.

### Mots Clés

Pompe à bulles, modélisation, différence finie, chute de pression.

## 1. INTRODUCTION

Une pompe à bulles est utilisée dans un cycle pour jouer un double rôle : assurer la circulation de fluide et la séparation des phases (désorption). L'efficacité d'une telle pompe est définie par la quantité de réfrigérant désorbée par unité du temps. Les performances d'un cycle à absorption dépendent en premier lieu des performances de cette pompe à bulles.

Plusieurs auteurs ont intéressé à l'étude théorique et expérimentale de la pompe à bulles isolée ou incorporée dans un cycle d'absorption. Pfaff et al [1] ont construit un banc d'essai en verre pour évaluer les performances de la pompe à bulles, afin de visualiser les configurations des écoulements, analyser leurs impacts sur les débits et valider leur modèle analytique. Le taux de pompage étudié par ces auteurs est pratiquement indépendant de l'apport de chaleur, mais augmente avec la diminution de diamètre de tube de la pompe et l'augmentation de la hauteur de la charge. Pour valider son modèle analytique Delano [2] a utilisé un dispositif expérimental dont l'eau est le fluide de circulation. Dans ce contexte White [3], a présenté une approche théorique différente, elle a modélisé la pompe à bulles en utilisant la théorie de la pompe « air-lift ». Un modèle théorique basé sur les équations de conservation de masse et de mouvement a été développé. Elle a réalisé un montage expérimental pour valider son modèle (basé sur le principe de pompe air-lift). Ces résultats montrent que la pompe à bulle fonctionne en régime à poche.

Dans tous ces travaux les auteurs supposent que le fluide frigorigène, à l'entrée de la pompe à bulle, est en état de saturation. En réalité ce fluide peut atteindre la pompe à bulle sans être à la saturation. En effet le fluide dans la pompe à bulle peut être partagé en trois types : fluide en état de chauffage, fluide en ébullition sous refroidissement et fluide à la saturation. Plusieurs études expérimentales [4] ont porté sur la détermination des paramètres de fonctionnement de mélange diphasique (La chute de pression, coefficient de transfert,...). Cependant la simulation d'écoulements diphasiques a pour objectif le dimensionnement d'une unité frigorigène ainsi que la prédiction de fonctionnement de cette unité. Des modèles

analytiques et numériques ont été élaborés pour la prédiction de comportement des écoulements diphasiques dans des conduites chauffées.

Dans le présent travail, nous avons intéressé, à partir d'une étude théorique basée sur les équations bilan, à l'étude de la chute de pression le long d'une colonne vertical chauffée. Nous avons mis l'accent de l'influence de la non équilibre thermique sur la chute de pression. Ce travail a été réalisé en utilisant un mélange eau ammoniac.

## 2. MODELE MATHEMATIQUE

### 2.1. Fluide à une seule phase

Nous avons utilisé les équations :

- Equation de continuité  $\frac{\partial u_f}{\partial z} = 0$  (1)

- Equation de mouvement  $\rho_f u_f \frac{\partial u_f}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} - \frac{f_f}{D_h} \rho_f u_f^2 + g \rho_f$  (2)

- Equation d'énergie  $u_f \frac{\partial h_f}{\partial z} = \frac{q \xi_h}{\rho_f A_c}$  (3)

### 2.2. Fluide à deux phases

En accord avec le model de non-équilibre, le point de début d'ébullition, commence à une distance  $z_o$  de l'entrée de colonne. Cette distance est donnée par Saha et Zuber[5] comme le suivant :

- Pour  $\Delta h_{sub} \geq \Delta h(z_o)$  :  $z_o = \frac{G.A_c [\Delta h_{sub} - \Delta h(z_o)]}{q \cdot \xi_h}$  (4)

Où  $\Delta h(z_o) = 0,0022 \frac{q \cdot D_h C_p}{k_f}$  si  $Pe \leq 70000$  (5)

et  $\Delta h(z_o) = 154 \frac{q}{\rho_f \cdot u_f}$  si  $Pe \geq 70000$  (6)

- Pour  $\Delta h_{sub} \leq \Delta h(z_o)$  :  $z_o = 0$  (7)

Zuber et al [6] suppose une distribution d'enthalpie, entre  $z=z_o$  et  $z \rightarrow \infty$  comme le suivant :

$$\frac{h_f(z) - h_f(z_o)}{h_f(z_1) - h_f(z_o)} = 1 - \exp\left(-\frac{z - z_o}{\Delta l}\right) \quad \text{Où } \Delta l = z_1 - z_o \quad (8)$$

Les mêmes auteurs ont supposé une variation de la fraction de vide moyenne et de la qualité de vapeur de la forme :

$$\langle \alpha \rangle = x \left[ C_o \frac{\rho_f - \rho_g}{\rho_f} x + \left\{ C_o + \frac{V_{gj}}{u_f} \right\} \frac{\rho_g}{\rho_f} \right]^{-1} \quad (9)$$

$$x = \frac{q \cdot \xi_h \cdot \Delta l}{G \cdot A_c \Delta h_{fg}} \cdot \frac{z^+ - T^+}{1 + C_p \Delta T_s \cdot (1 - T^+) / \Delta h_{fg}} \quad (10)$$

$$\text{Où } T^+ = \frac{T_1(z) - T(z_0)}{T_{\text{sat}}(z_0) - T(z_0)} ; \quad z^+ = \frac{z - z_0}{\Delta l} \quad (11)$$

Pour étudier la chute de pression dans la région à ébullition sous refroidie nous avons utilisé les équations de :

- Conservation de matière dans le mélange

$$\frac{\partial(\rho_m u_m)}{\partial z} = 0 \quad (12)$$

- Conservation de masse dans la phase vapeur

$$\frac{\partial(\alpha \rho_g u_g)}{\partial z} = \Gamma_g \quad (13)$$

- Conservation de mouvement dans le mélange (on néglige l'effet de la tension de surface)

$$\rho_m u_m = -\frac{\partial P}{\partial z} - \frac{f_m}{D_h} \rho_m u_m^2 + g \rho_m - \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho_f - \rho_m}{\rho_m - \rho_g} \frac{\rho_f \rho_g}{\rho_m} V_{jg}^2 \right) \quad (14)$$

- Conservation de l'énergie dans le mélange (on néglige l'effet de l'énergie cinétique et potentielle)

$$\rho_m u_m \frac{\partial h_m}{\partial z} = \frac{q \xi_h}{A_c} - \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho_f - \rho_m}{\rho_m} \frac{\rho_f \rho_g}{\rho_f - \rho_g} V_{jg} (h_g - h_f) \right) \quad (15)$$

### 2.3 Résolution des équations bilans

Les équations bilan sont discrétisées suivant la longueur de colonne chauffée. Pour la région à deux fluides (régions à ébullition sous refroidie et saturée) le volume de contrôle est défini de façon que le débit soit à l'interface alors que les autres paramètres sont définis aux nœuds de ce volume. La méthode de correction de l'erreur est employée pour évaluer la valeur de la pression  $P_{in}$  à l'entrée.

## 3. EXPLOITATION DES RESULTATS

A l'entrée de la région en ébullition sous refroidie, le point de génération de vapeur ( $z=z_0$ ) est calculé et pris comme le point de début de l'ébullition, au lieu du point où la température de totalité de liquide atteint la saturation à la pression locale.

La longueur chauffée est alors divisée par le point de génération de vapeur en une région monophasé (région 1) et une région d'ébullition biphasée (région d'ébullition sous refroidie et de saturation : région2). Chaque région est calculée en utilisant les différences finis des équations qui le décrivent. Selon l'état du fluide, les équations constitutives sont choisies

Les courbes de la chute de pression sont montrées sur les figures 1, 2,3 et 4 pour une variation de flux chaleur. Comme il est clair dans ces courbes, pour les faibles flux de chaleur ( $q < 200 \text{ w/m}^2$ ) une instabilité a été mise en évidence, pour ( $300 < q < 850 \text{ w/m}^2$ ) la chute de pression varie exponentiellement, alors que pour ( $850 < q < 1200 \text{ w/m}^2$ ) la chute de pression augmente pour atteindre un maximum puis décroît. Dans ce dernier intervalle de flux de chaleur, les valeurs de la chute de pression ne dépassent pas 8bar, ce résultat est le plus proche des travaux expérimentaux réalisés par [7]. Pour  $q > 1300$  la variation de la chute de pression est instable.

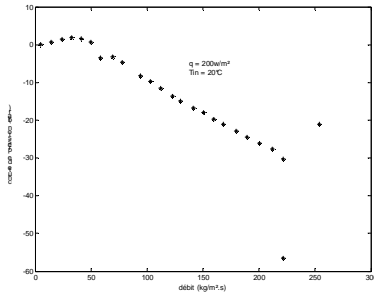


Figure 1: chute de pression  $q=200w/m^2$

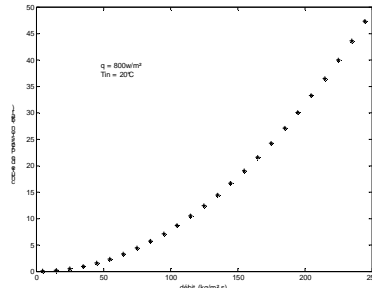


Figure 2: chute de pression  $q=800w/m^2$

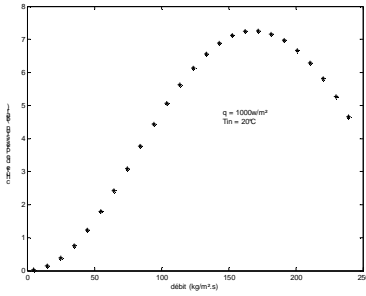


Figure3 : chute de pression  $q=1000w/m^2$

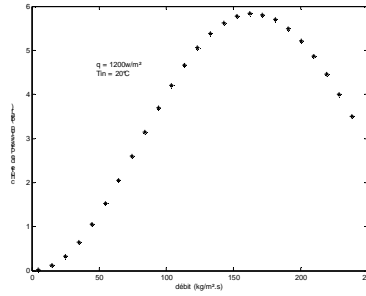


Figure 4: chute de pression  $q=1200w/m^2$

Le même phénomène à été mis en évidence pour une variation de la température  $T_{in}$  à l'entrée de la colonne figure4-8 pour ( $T_{in}<10^{\circ}C$ ) la chute de pression varie exponentiellement alors que haut delà de cette valeur et jusqu'à  $30^{\circ}C$ , où la variation sera instable, la chute de pression prend une allure conforme aux résultats expérimentaux [7].

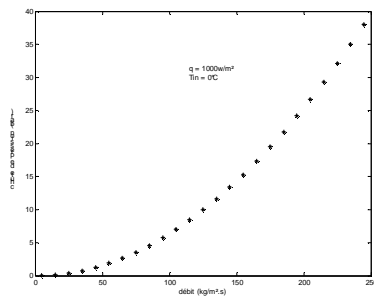


Figure 5: chute de pression  $T_{in}=0^{\circ}C$

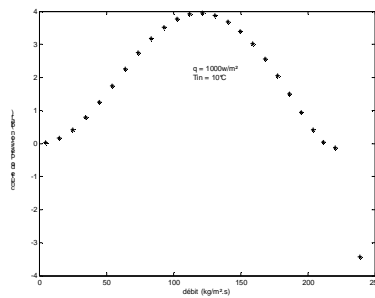


figure 6: chute de pression  $T_{in}=10^{\circ}C$

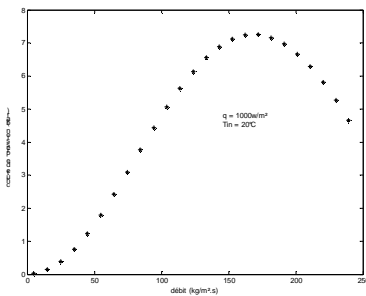


Figure 7: chute de pression  $T_{in}=20^{\circ}C$

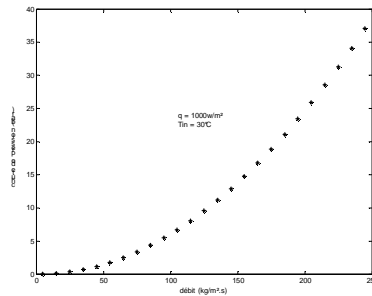


figure 8: chute de pression  $T_{in}=30^{\circ}C$

## CONCLUSION

L'étude de la chute de pression à été réalisée, dans une colonne verticalement chauffée, en se basant sur les équations bilans. Ces équations ont été discrétisées et résolues en utilisant la méthode de différence finie décalée. Les résultats de simulation de la chute de

pression en fonction de débit d'écoulement pour différent flux de chaleur montrent une instabilité pour des flux de chaleur inférieure à 200w/m<sup>2</sup> et supérieurs à 1300w/m<sup>2</sup>. Une variation exponentielle de la chute de pression a été mise en évidence. Alors que l'intervalle de flux de chaleurs les plus proche des résultats expérimentaux est celle comprise entre 850 w/m<sup>2</sup> et 1200w/m<sup>2</sup>. Pour la variation de la température l'intervalle de température le plus adéquat à partir de cette simulation est 10°C<T<sub>in</sub>.

Un prototype expérimental peut être réaliser pour valider les résultats de simulation.

## Nomenclatures

Ac	section de colonne, $m^2$	$z_0$	abscisse du point de génération de vapeur, $m$
$C_0$	paramétriser de distribution	$\Delta$	variation
$C_p$	chaleur spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	Symboles grecs	
$D_h$	diamètre hydraulique, $m$	$\alpha$	fraction de vide
f	facteur de friction	$\Gamma$	rapport de masse de vapeur généré
G	débit massique, $kg.m^{-2}.s^{-1}$	$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
g	accélération de pesanteur, $m.s^{-2}$	$\xi_h$	périmètre chauffé, $m$
h	enthalpie, $J.kg^{-1}$	$\sigma$	tension de surface, $N.m^{-1}$
$\Delta h_{fg}$	chaleur latente de vaporisation	Exposant, indices	
P	pression, <i>bar</i>	f	phase liquide
Pe	nombre de Pecklet	g	phase vapeur
q	flux de chaleur, $W.m^{-2}$	m	mélange de deux phases
t	temps, <i>s</i>	sat	saturation
T	température, <i>K</i>	tp	deux phases
$T_0$	température du liquide à $z_0$ , <i>K</i>	in	entrée
u	vitesse, $m.s^{-1}$	sub	sous refroidie
$V_{gj}$	vitesse de glissement de vapeur, $m.s^{-1}$		
x	qualité de vapeur		
z	abscisse, <i>m</i>		
$z_1$	abscisse de point où $T_f = T_{sat}$ , <i>m</i>		

## Références

- [1] M. Pfaff et S.S. Merthy, Studies on bubble pump a water-lithium bromide vapour absorption refrigeration , *Int J. refrige*, Volume 21,pp 452-462 , 1998.
- [2] A. D. Delano, Design analysis of the Einstein refrigeration cycle, *Ph D Dissertation*, Georgia institute of technology, 1998.
- [3] S. J. White, Bubble pump design and performance, *M. Sc Thesis*, Georgia Institute of Technology, 2001.
- [4] B. Sumith, F. Kaminaga et K. Matsumura, Saturated flow boiling of water in a vertical small diameter tube, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, volume 27, pp 789–901, 2003.
- [5] P. Saha, N. Zuber, Point of net vapor generation and vapor void fraction in subcooled boiling, *Heat Transfer, Proc. 5th International Heat Transfer Conference*, Volume 4, pp. 175–179, 1974.
- [6] N. Zuber, F.W. Staub et G. Bijwaard, Vapor void fraction in subcooled boiling and saturated boiling systems, *Proc. 3rd International Heat Transfer Conference*, Volume 5, p.24, 1966.
- [7] H.T. Liu, Parametric study of two-phase flow instabilities in a force-convective boiling upflow system, *M.S. Thesis*, University of Miami, Coral Gables, FL, 1989.