

Influence du passage d'une interface liquide/vapeur et du film liquide mouillant la paroi d'un tube capillaire chauffé

Nicolas CHAURIS*, Jean-François BONNENFANT, Vincent AYEL, Cyril ROMESTANT, Yves BERTIN

Institut P², ENSMA

1, avenue Clément ADER 86961 Futuroscope CHASSENEUIL, France

Téléphone : +33 (0)5 49 49 81 00, Fax : +33 05 49 81 01,

*(auteur correspondant : nicolas.chauris@ensma.fr)

Résumé – Les caloducs oscillants sont le siège de phénomènes thermohydrauliques complexes, notamment au voisinage de l'interface entre une bulle de vapeur et un bouchon de liquide. Des mécanismes de dépôt de film mince peuvent alors se coupler au phénomène d'évaporation. Dans un objectif de modélisation globale du système, la détermination des paramètres de ce film liquide (longueur, épaisseur) s'avère nécessaire. Dans cette étude initiale, la sensibilité de ses paramètres est analysée, pour une interface s'écoulant dans un tube chauffé, selon les conditions et la nature de son environnement (fluide, vitesse, flux de chaleur...).

Nomenclature

<i>Bi</i>	nombre de Biot	<i>We</i>	nombre de Weber
<i>Bo</i>	nombre de Bond	<i>x</i>	axe des abscisses, <i>m</i>
<i>c</i>	chaleur massique, $J.kg^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
<i>C</i>	capacité thermique, <i>J</i>	δ_0	épaisseur de film initiale, <i>m</i>
<i>Ca</i>	nombre Capillaire	λ	conductivité thermique, $W.mK^{-1}$
<i>D</i>	diamètre, <i>m</i>	μ	viscosité dynamique, $Pa.s$
<i>D_h</i>	diamètre hydraulique, <i>m</i>	ρ	masse volumique, kg/m^3
<i>E</i>	épaisseur, <i>m</i>	ρ_{elec}	résistivité électrique, $\Omega.m$
<i>Eö</i>	nombre d'Eötvos	σ	tension de surface, $N.m$
<i>g</i>	constante de gravité, $m^2.s^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
<i>h</i>	coefficient d'échange, $W.m^{-2}K^{-1}$	<i>air</i>	air extérieur
<i>I</i>	intensité électrique, <i>A</i>	<i>ax</i>	axial
<i>L</i>	longueur, <i>m</i>	<i>c</i>	zone chauffée
<i>N</i>	nombre de maille	<i>cu</i>	cuiivre
<i>q</i>	densité volumique de puissance, $W.m^{-3}$	<i>e</i>	extérieur
<i>Q</i>	flux de chaleur, <i>W</i>	<i>film</i>	film liquide
<i>R</i>	rayon, <i>m</i>	<i>i</i>	intérieur, indice de maille
<i>Re</i>	nombre de Reynolds	<i>int</i>	interface paroi/fluide dans le tube
<i>R_{th}</i>	résistance thermique, $K.W^{-1}$	<i>l</i>	liquide
<i>t</i>	temps, <i>s</i>	<i>p</i>	paroi
<i>T</i>	température, °C	<i>sat</i>	saturation
<i>v</i>	vitesse, $m.s^{-1}$	<i>v</i>	vapeur

1. Introduction

Le développement des caloducs oscillants et l'intérêt grandissant du secteur industriel pour ce type de technologie contribuent à multiplier le nombre d'études expérimentales, numériques et théoriques sur ce sujet [1,2]. Cependant, leur caractérisation reste encore incomplète et difficile. Un caloduc oscillant est constitué d'un tube métallique de faible

diamètre enroulé en un réseau de boucles, partiellement rempli d'un fluide de travail. Ce fluide va se répartir naturellement sous forme de bulles de vapeur et de poches de liquide par l'effet des forces capillaires. L'application d'un flux de chaleur à une extrémité va créer un mouvement mécanique oscillatoire de l'ensemble des bulles de vapeur, lequel va permettre de transférer la chaleur à la source froide et de l'évacuer par condensation des bulles de vapeur ainsi que convection forcée avec les poches de liquide.

Il est clair que la modélisation complète de ce type de système reste très délicate du fait de la coexistence de phénomènes micro et macroscopiques. Des travaux numériques ont caractérisé ce mouvement oscillatoire, conséquence des effets thermohydrauliques, pour un système d'une seule bulle de vapeur dans un tube chauffé à une extrémité et refroidi à l'autre [3,4]. Les études sur ce sujet stipulent l'existence d'un film liquide et, éventuellement d'une zone asséchée entre la bulle de vapeur et la paroi du tube. Cette zone asséchée peut également être appelée « film adsorbé », pour caractériser une zone où le phénomène d'évaporation n'existe plus.

Cette étude s'inscrit dans un projet global de caractérisation expérimentale et numérique d'un caloduc oscillant (ANR AARDECO). Elle a pour objectif ici l'identification du passage d'un ménisque mouillant une paroi d'un tube chauffé. Dans ce cadre, des travaux de modélisation ont été menés afin d'évaluer, tout d'abord de manière simpliste, l'impact thermique en paroi du passage d'une interface liquide/vapeur dans un tube chauffé. Après avoir présenté brièvement quelques points bibliographiques, nous mènerons une étude paramétrique sur ce type de système (épaisseur de film, flux de chaleur, vitesse de l'interface).

2. Quelques éléments de dimensionnement

Le passage d'une interface liquide/vapeur et d'un film liquide mouillant la paroi d'un tube chauffé représente un système physique complexe à modéliser. Il est le siège de phénomènes micro et macroscopiques et dépend de nombreux paramètres. Avant d'aborder l'aspect modélisation présenté dans cet article, il est important de présenter certains éléments dimensionnant qui vont nous permettre de choisir certaines conditions de fonctionnement (matériaux, dimensions, fluides) et conditions limites du modèle (épaisseur de film, vitesse du liquide...).

2.1. Sur la classification des canaux

Dans le cadre de l'étude des caloducs oscillants, les régimes de transport opérant présentent une dominance des forces de tension superficielle. Cela requiert l'utilisation de canaux suffisamment petits pour que les forces de tension de surface prédominent sur les forces de gravité.

Le critère principal permettant de définir ce type de canal est basé sur une combinaison de la taille du canal et des propriétés thermophysiques du fluide considéré. Le nombre adimensionnel de Bond, ou d'Eötvös, permet de comparer les deux forces :

$$Bo = \sqrt{E\ddot{o}} = \sqrt{\frac{D_h^2 g (\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \quad (1)$$

La littérature n'offre pas une valeur critique unanime en-deçà de laquelle les canaux peuvent être considérés « capillaires ». A titre d'exemple, Bretherton [3] considère cette appellation lorsque $Bo < 1,84$. Khandekar *et al.* [4] utilisent quant à eux la valeur critique $Bo = 2$, pour l'emploi de systèmes capillaires.

2.2. Sur l'épaisseur de film liquide en condition athermique

Il est admis que dans des tubes de dimension capillaire, le déplacement d'un bouchon liquide engendre le dépôt d'un film liquide entre la bulle de vapeur et la paroi interne du tube. Avant de prendre en compte les mécanismes d'évaporation transversale dans ce film liquide, et donc l'évolution de son épaisseur, il s'agit de connaître une valeur limite δ_0 de l'épaisseur de dépôt de film liquide en condition athermique, dans le sillage d'un écoulement liquide. En régime athermique l'épaisseur de film dépend du rapport entre les forces visqueuses et capillaires. Ce dernier est caractérisé par le nombre adimensionnel Ca , appelé nombre capillaire et s'exprimant par la relation, $Ca = \mu_l U_l / \sigma$, où U_l représente la vitesse du bouchon liquide, μ_l la viscosité dynamique du liquide et σ la tension de surface du fluide.

Notons δ_0 , l'épaisseur de dépôt de film liquide en condition athermique. Les premières corrélations établies de l'épaisseur de film sont en général valables pour de faibles valeurs du nombre capillaire [3]. Le comportement de ce type de système est gouverné par un équilibre entre les forces visqueuses et capillaires et caractérisé par de faibles vitesses de dépôt. L'utilisation de fluides susceptibles d'être employés dans les caloducs oscillants (alcools, eau...) à faible viscosité implique des vitesses de déplacement plus élevées. Lorsque la vitesse du bouchon liquide augmente, Aussilous et Quéré [5] ont mis en évidence deux types de régimes : un régime « visco-capillaire », impliquant des fluides à forte viscosité et répondant à une équation empirique (loi de Taylor), dans laquelle l'épaisseur du film dépend uniquement de Ca ; et un régime « visco-inertiel » mettant en jeu des vitesses de déplacement plus élevées et pour lequel les effets inertiels ne sont plus négligeables dans le mécanisme de dépôt de film et sur son épaisseur.

Enfin, dans une étude plus récente [6], Han *et al.* avancent expérimentalement que les forces d'inertie tendent effectivement à épaissir le film pour des nombres de Reynolds élevés, mais la tendance est inversée pour de faibles nombres de Reynolds ; tendance également confirmée numériquement par Kreutzer *et al.* [7]. Han *et al.* [6] ont établi une nouvelle corrélation empirique :

$$\frac{\delta_0}{D} = \frac{0,67Ca^{2/3}}{1 + 3,13Ca^{2/3} + 0,504Ca^{0,672} Re^{0,589} - 0,352We} \quad (2)$$

où D est le diamètre intérieur du tube et Re le nombre de Reynold de l'écoulement liquide. Le nombre de Weber, $We = \rho_l U^2 (R - \delta_0) / \sigma$, traduit le rapport entre les forces inertielles et capillaires. Remarquons que les termes U^2 et $(R - \delta_0)$ jouent deux rôles antagonistes. L'accroissement du premier aura pour effet d'augmenter la valeur de l'épaisseur de film tandis que le deuxième aura tendance à limiter cette valeur de par les dimensions du tube.

Les expériences ont montré que la corrélation (2) permettait de prédire l'épaisseur de film liquide déposé en condition athermique avec ± 15 % d'erreur dans les limites des valeurs $Ca < 0,3$ et $Re < 2000$.

2.3. Application à notre cas d'étude

Nous choisissons ici de travailler avec des températures voisines de 30°C. Les fluides de travail sélectionnés sont **l'eau**, **l'éthanol** et **le pentane**. Ces trois fluides ont l'avantage d'avoir une bonne mouillabilité sur le **cui**vre qui sera le matériau choisi pour le tube capillaire représentatif d'un caloduc oscillant.

A titre de comparaison, la figure 1 présente l'évolution de l'épaisseur de dépôt de film liquide issue de la corrélation (2) de Han *et al.* [6] en fonction de la vitesse du liquide, pour

les différents fluides proposés évoluant dans un tube de diamètre intérieur égal à 2 mm. Notons tout d'abord la forte sensibilité de ce paramètre avec la vitesse lorsque cette dernière est faible (inférieure à 0,5 m/s). Nous constatons de plus une différence notable entre les trois fluides. Ces contrastes observés sur l'épaisseur de dépôt de film liquide auront nécessairement un impact sur les transferts thermiques en paroi du tube chauffé. L'évaporation se faisant au travers du film liquide.

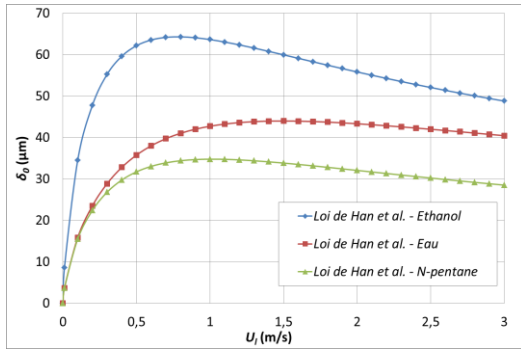


Figure 1 : Evolution de δ_0 fonction de la vitesse d'interface pour les trois fluides

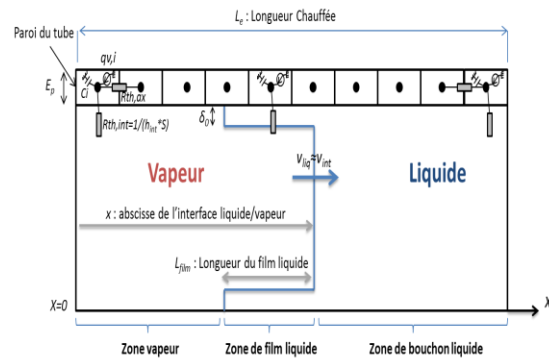


Figure 2 : Schéma de la zone modélisée

3. Présentation du modèle

Le modèle présenté ici a pour objectif d'évaluer la sensibilité de certains paramètres sur la réponse thermique du passage d'une interface liquide/vapeur et de son film mouillant en paroi d'un tube chauffé, dans un but de traçabilité du front liquide/vapeur au niveau de la température extérieure de paroi. Nous utilisons ici une représentation nodale pour modéliser les transferts thermiques (Figure 2). Le domaine modélisé est composé d'un tube de cuivre de longueur $L_c = 20$ cm, de diamètre intérieur égal à 2 mm et d'épaisseur 0,2 mm, dans lequel circule un ensemble constitué d'un bouchon liquide, d'une interface liquide/vapeur suivie d'un film liquide mouillant, et d'une zone asséchée de vapeur saturante. Ces trois zones sont chacune caractérisées par un coefficient d'échange entre la paroi et le fluide h_{int} (Tableau 1). Notons qu'une valeur unitaire a été attribuée de manière arbitraire à la zone asséchée pour marquer sa faible valeur au regard des deux autres zones.

	Bouchon liquide	Zone de film liquide	Zone asséchée
h_{int} ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)	$\frac{Nu(\text{corrélation})\lambda_l}{D_i}$	$\frac{\lambda_l}{\delta_0}$	1

Tableau 1 : Evaluation du coefficient d'échange entre la paroi et le fluide

Considérons tout d'abord que le bouchon liquide dépose dans son sillage un film liquide d'épaisseur δ_0 et de longueur constante. Les hypothèses de ce modèle sont alors décrites par :

- l'épaisseur de film liquide imposée ;
- la longueur de film liquide imposée ;
- les températures du liquide et de la vapeur imposées à T_{sat} ;
- la vitesse débitante du bouchon liquide imposée ;
- une résistance thermique transversale dans la paroi négligeable ($B_i = h_{int}E_p/\lambda_{cuivre} \ll 1$, corps thermiquement mince).

La seule équation hydraulique dans ce modèle, caractérisant le déplacement de l'interface liquide/vapeur, peut s'écrire sous la forme : $dx_{int}/dt = v_{int} = cte$, où x_{int} représente la position de l'interface sur l'axe x , t le temps, et v_{int} la vitesse de l'interface.

Précisons que la vitesse de l'interface liquide/vapeur et celle du bouchon liquide peuvent être reliées par l'expression (3) issue de la conservation de la masse. Ainsi, elles peuvent être considérées en première approximation égales, du fait de la très faible épaisseur de film liquide.

$$v_{int} = \frac{D_i^2}{2D_i^2 - (D_i^2 - 2\delta_0)^2} v_l \quad (3)$$

Le réseau thermique établi décrit sur la figure 2 est composé d'un nombre de nœuds axiaux N dans la paroi du tube de cuivre, fixé à partir de la vitesse imposée v_{int} et du pas de temps dt , et égal à $N = L_c/(v_{int}dt)$. Chaque maille est représentée dans le réseau nodal par plusieurs composants traduisant la capacité thermique de la maille, le flux qui lui est imposé ainsi que les transferts thermiques mis en jeu. Ils sont décrits dans le tableau 2.

Nature du composant	C_i	q_i	$R_{th,int}$	$R_{th,ax}$
Unité	$J.K^{-1}$	$W.m^{-3}$	$K.W^{-1}$	$K.W^{-1}$
Expression	$C_i = c_{cu}\rho_{cu} \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2)dx$	$q_i = \frac{16\rho_{elec}I^2}{\pi^2(D_e^2 - D_i^2)}$	$R_{th,int} = \frac{1}{h_{int}\pi D_i dx}$	$R_{th,ax} = \frac{dx}{\lambda_{cu} \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2)}$

Tableau 2 : Description des différents éléments du réseau nodal

Notons également que chaque maille comporte une résistance thermique (non indiquée dans le Tableau 2) avec le milieu extérieur, considéré isotherme à 25°C, traduisant les pertes par échanges convectifs et radiatifs.

4. Résultats et discussions

Pour l'ensemble des résultats présentés ci-après, les paramètres indiqués dans le tableau 3 sont imposés.

<i>Fluide</i> : eau	$L_{film} = 5 \text{ cm}$
$D_i = 2 \text{ mm}$	$T_{sat} = 30^\circ\text{C}$
$E_p = 0,2 \text{ mm}$	$(T_p - T_{sat})(t=0) = 10^\circ\text{C}$
$L = 0,2 \text{ m}$	$T_{air} = 25^\circ\text{C}$

Tableau 3 : Description des paramètres figés de l'étude

Les figures 3 et 4 nous indiquent les évolutions temporelles de la température de paroi pour différentes abscisses, ainsi que les profils de température axiale à différents instants. Précisons que ces résultats sont obtenus pour une intensité électrique I égale à 100 A (équivalent à un flux de 23,1 W) et une vitesse de l'interface liquide/vapeur de 0,1 m/s.

Nous pouvons distinguer les trois types d'échanges thermiques sur la figure 3. L'augmentation initiale de la température correspond à l'échange de chaleur dans la zone de bouchon liquide. L'accroissement linéaire de la température en fin de courbe traduit des échanges thermiques négligeables entre la paroi et le fluide et correspond à la zone asséchée de vapeur. Enfin, la zone intermédiaire de bouchon liquide se traduit par une forte chute de la

température, suivie d'une stabilisation de celle-ci à un niveau proche de la température de saturation.

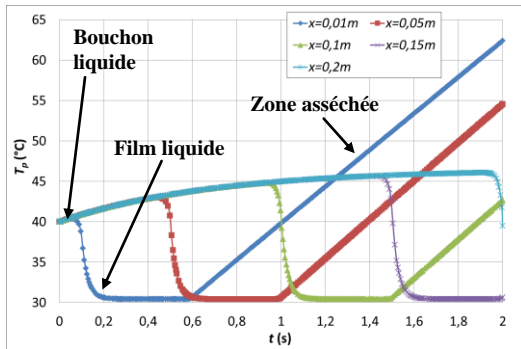


Figure 3 : Evolution temporelle de la température de paroi pour différentes abscisses x

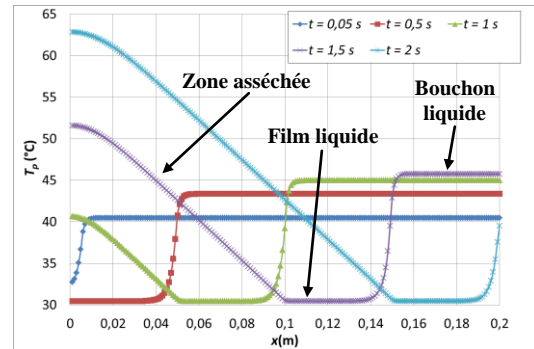


Figure 4 : Profils correspondants de température de paroi à différents instants t

La figure 4 nous permet de corréler la position du film liquide avec les paliers de température proches de T_{sat} . En effet, les échanges thermiques élevés dans cette zone se traduisent par une forte diminution de la température puis une stabilisation à une température proche de T_{sat} , lors du passage du film mince. Ajoutons, que la constante de temps liée à ce type de transfert est très faible.

4.1. Etude paramétrique

4.1.1. Sur l'épaisseur de film

La figure 5 nous montre les profils de température à $t = 1$ s pour différentes épaisseurs de film liquide, comprises entre $10 \mu\text{m}$ et $50 \mu\text{m}$. Ici, l'épaisseur de film n'est donc plus corrélée avec la vitesse de l'interface, celle-ci étant toujours fixée à $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

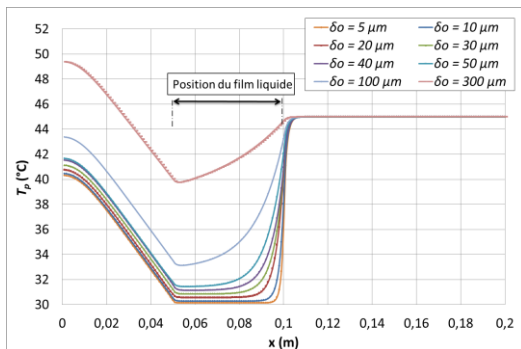


Figure 5 : Profils de température pour différentes épaisseurs de film liquide

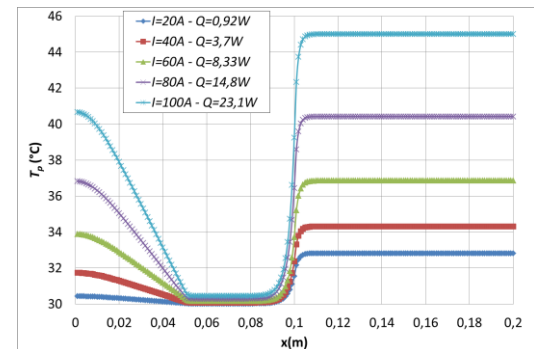


Figure 6 : Profils de température pour différents flux imposés

Tout d'abord remarquons la transition entre la zone asséchée et la zone de film liquide, située à l'abscisse $x = 0,05 \text{ m}$ sur la figure 5. Elle se caractérise par une rupture du profil de température, quelle que soit l'épaisseur de film liquide. En revanche la transition entre le bouchon liquide et la zone de film liquide peut être moins marquée et dépend de l'épaisseur de film liquide. En effet, des phénomènes de diffusions thermiques, dus à la compétition entre les transferts thermiques par évaporation à l'interface paroi/fluide et ceux par conduction axiale, engendrent un gradient thermique plus ou moins prononcé à la frontière entre ces deux zones.

Nous observons également une différence du niveau de température des paliers, obtenus lors du passage du film liquide, d'environ $0,3^{\circ}\text{C}$, pour chaque différence d'épaisseur de film de $10\ \mu\text{m}$.

4.1.2. Sur le flux de chaleur imposé

La figure 6 nous indique les profils de températures à $t = 1\ \text{s}$, pour différentes valeurs de flux de chaleur imposé. Ici, la vitesse de l'interface liquide/vapeur est toujours imposée à $0,1\ \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ et engendre un film liquide d'épaisseur $\delta_0 = 23,5\ \mu\text{m}$.

Si nous rappelons que la température en paroi est initialement fixée à 40°C , nous pouvons constater une nette diminution de la température en paroi dans la zone de bouchon liquide avec la diminution de l'intensité, pour des valeurs de cette dernière inférieures à $80\ \text{A}$ (soit pour des flux inférieurs à $15\ \text{W}$). Dans ce cas les échanges convectifs associés aux pertes extérieures sont supérieurs au flux imposé.

Notons que, lors du passage du film liquide, les gradients de température sont plus marqués pour les plus grandes puissances, ce qui facilite l'identification de la position de l'interface et de la longueur du film liquide.

4.1.3. Sur la vitesse de l'interface

Pour finir, la figure 7 présente les profils de température, pour différentes vitesses de l'interface liquide/vapeur et pour un temps t tel que les positions de l'interface se superposent pour les quatre cas de calcul. Ici l'intensité électrique est imposée à $100\ \text{A}$ (correspondant à un flux de $23,1\ \text{W}$) et l'épaisseur de film liquide est déterminée à partir de la corrélation (2).

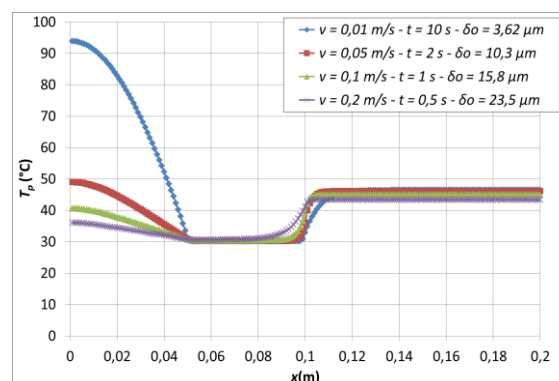


Figure 7 : Profils de température pour différentes vitesses d'interface liquide/vapeur

Remarquons tout d'abord, sur la figure 1, la forte hétérogénéité entre les épaisseurs de film liquide puisqu'elles varient de $3,6\ \mu\text{m}$ à $23,5\ \mu\text{m}$ selon la vitesse imposée en entrée du modèle, pour de faibles valeurs de cette dernière (inférieures à $0,5\ \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$). Cette disparité a un effet direct sur les profils de températures de la figure 7. En effet, comme souligné dans le paragraphe 4.1.1, une augmentation de l'épaisseur de film engendre une diffusion axiale de la chaleur en paroi du tube dans la zone de film liquide.

D'autre part, la variation de la vitesse de l'interface, égale à celle du liquide dans notre cas, n'influence pas uniquement l'épaisseur de film en sortie de bouchon liquide, mais également le coefficient d'échange associé aux transferts thermiques convectifs dans la zone liquide. Ainsi, une diminution de la vitesse aura pour effet de diminuer ce coefficient et d'engendrer une diffusion axiale accentuée de la chaleur de la zone de bouchon liquide vers celle de film liquide. Ce phénomène est accentué par le fait que l'épaisseur de film liquide est d'autant plus

faible que la vitesse est réduite. Il se visualise nettement sur la courbe associée à une vitesse de 0,01 m/s.

5. Conclusion

Le développement d'un film liquide en aval de l'écoulement d'un ménisque mouillant une paroi d'un tube est un phénomène complexe dépendant de nombreux paramètres. Nous avons choisi ici de modéliser ce dernier de manière simplifiée afin de bien mettre en évidence la réponse thermique transitoire d'un tel système, ainsi que la sensibilité à différents paramètres (épaisseur de film, flux de chaleur, vitesse de l'interface) dans un but de caractérisation expérimentale ultérieure. Nous avons pu relever une très nette distinction de la zone de film liquide, ainsi qu'une identification aisée de son étendue et de l'interface liquide/vapeur sur les profils de températures, ce qui semble encourageant pour de futurs développements expérimentaux. En revanche, l'identification de l'épaisseur de film semble beaucoup plus délicate car la variation de ce paramètre engendre de très faibles écarts de température du fait de la très bonne qualité des transferts dans la zone de film liquide. Notons aussi que dans le cas réel le film liquide aura une épaisseur variable à cause des phénomènes d'évaporation. Des études plus approfondies à la fois sur cette modélisation et sur des méthodes d'inversions permettront de corrélérer des données thermiques expérimentales avec les principaux paramètres liés à l'écoulement d'un ménisque mouillant dans un tube chauffé (position, longueur de film, épaisseur); ceci afin de tendre vers une meilleure compréhension du développement d'un film liquide dans le sillage d'un ménisque dans une application de caloduc oscillant.

Références

- [1] S. Khandekar, P. Charoensawana, M. Groll, P. Terdtoon, Closed loop pulsating heat pipes: Part B: visualization and semi-empirical modeling, *Appl. Th. Eng.*, 23 (2003) 2021-2033.
- [2] S.P. Das, V.S. Nikolayev, F. Lefèvre, B. Pottier, S. Khandekar, J. Bonjour, Thermally induced two-phase oscillating flow inside a capillary tube, *Int. J. Heat and Mass Tr.*, 53 (2010) 3905-3913.
- [3] F.P. Bretherton, The Motion of Long Bubbles in tubes, *J. Fluid Mech.*, 10 (1961) 166-188.
- [4] S. Khandekar, P. Panigrahi, F. Lefèvre, J. Bonjour, Local hydrodynamics of flow in a pulsating heat pipe: a review, *Front. Heat Pipes (FHP)*, 1 (2010) 023003.
- [5] P. Aussilous, D. Quéré, Quick deposition of a fluid on the wall of a tube, *Phys. Fluids*, 12 (2000) 2367-2371.
- [6] Y. Han, N. Shikazono, Thickness of liquid film formed in slug flow in micro tube, *Proc. Int. Conf. Heat Tr. and Fl. Flow in Microscale* (Whistler, 21-26 sept. 2008).
- [7] M.T. Kreutzer, F. Kapteijn, J.A. Moulijn, C.R. Kleijn, J.J. Heiszwolf, Inertial and interfacial effects on pressure drop of Taylor flow in capillaries, *AIChE J.*, 51 (2005) 2428-2440.