

Modélisation des transferts de masse et de chaleur dans un caloduc tournant.

Rémi BERTOSSI*, Noëlie GUILHEM*, Manuel GIRAULT, Vincent AYEL, Cyril ROMESTANT, Yves BERTIN

Laboratoire d'Etudes Thermiques, UMR CNRS ENSMA 6608
1, avenue Clément Ader 86961 Futuroscope Chasseneuil Cedex
* remi.bertossi@let.ensma.fr, noelie.guilhem@let.ensma.fr

Résumé - Les caloducs tournants sont des technologies capables de transférer de l'énergie d'un point chaud vers un point froid, à l'aide de la chaleur latente d'un fluide caloporteur à l'état de saturation en utilisant l'accélération centrifuge comme élément moteur de l'écoulement du liquide. Un modèle a été réalisé afin de prédire les performances de ce type de technologie. Son originalité repose sur une procédure d'optimisation sur les températures de fonctionnement ainsi que sur l'épaisseur de film liquide à l'extrémité de l'évaporateur. Les résultats obtenus ont ainsi permis de prévoir le profil de liquide ainsi que la quantification des échanges thermiques au sein du caloduc.

Nomenclature

a	accélération centrifuge, m/s^2	δ	épaisseur de film liquide, m
g	accélération gravitationnelle, m/s^2	λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
h	chaleur latente, $J.kg^{-1}$	ρ	masse volumique, kg/m^3
L_t	longueur totale du caloduc, m	μ	viscosité dynamique, $Pa.s$
m	masse, kg	ω	vitesse de rotation, tr/min
\dot{m}	débit massique linéique, $kg.s^{-1}.m^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
P	pression, Pa	<i>calc</i>	calculé
Q	flux de chaleur, W	<i>cond</i>	condenseur
R	rayon interne du caloduc, m	<i>evap</i>	évaporateur
Re	nombre de Reynolds	0	initial
T	température, $^{\circ}C$	l	liquide
u	vitesse selon l'axe des x , $m.s^{-1}$	\sim	moyenne sur la longueur L_t
v	vitesse selon l'axe des y , $m.s^{-1}$	<i>sat</i>	saturation
x	axe des abscisses, m	v	vapeur
y	axe des ordonnées, m	w	paroi
<i>Symboles grecs</i>		<i>zone_adia</i>	zone adiabatique

1. Introduction

Les caloducs tournants sont des dispositifs diphasiques soumis à la rotation autour de leur axe longitudinal. Tout comme les caloducs rainurés, ils peuvent transférer de l'énergie entre une source chaude (évaporateur) et une source froide (condenseur) en utilisant l'enthalpie de changement de phase d'un fluide caloporteur, en permanence à l'état de saturation liquide/vapeur. La particularité de ce type de technologie réside dans l'utilisation de l'accélération centrifuge, due à la vitesse de rotation ω , pour assurer le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur.

Le caloduc tournant est composé de trois zones : l'évaporateur (avec un apport d'énergie par chauffage), la zone adiabatique où le passage du fluide se fait sans aucun transfert thermique et le condenseur (restitution de l'énergie vers l'extérieur). Lors de la mise en rotation, l'accélération centrifuge tend à plaquer le liquide contre la paroi interne du

caloduc (figure 1) ; pour un rapport $a/g > 20$, $a = R\omega^2$ étant l'accélération centrifuge, on observe une répartition annulaire du fluide dans le caloduc [1] : il se forme une épaisseur variable de liquide sur la paroi interne et la vapeur occupe le cœur du dispositif. Si ω est insuffisante, le liquide s'accumule dans la partie basse du condenseur et bloque les échanges thermiques [2].

Dans le cas présent, nous allons nous concentrer sur l'étude stationnaire d'un caloduc tournant cylindrique, c'est-à-dire dont la section interne est constante (figure 1). Le film liquide est plus épais au condenseur et s'amincit progressivement jusqu'à l'évaporateur. Cette variation d'épaisseur δ , accompagnée de l'effet de la rotation, engendrent un gradient de pression ΔP_l dans le liquide qui permet d'assurer son pompage du condenseur vers l'évaporateur. Il s'exprime à l'aide de la relation suivante :

$$\Delta P_l = \rho_l \omega^2 R (\delta(x = L_t) - \delta_0) \quad (1)$$

L'évaporation engendre une augmentation de la pression de la vapeur ($P_{v, \text{evap}} > P_{v, \text{cond}}$) provoquant un gradient de pression dans la vapeur, ce qui permet la circulation de cette dernière, de l'évaporateur vers le condenseur.

Afin de décrire le comportement du fluide caloporteur et de prédire les performances des caloducs tournants, des modélisations ont précédemment été réalisées [3, 4, 5]. Les premières utilisaient le modèle de condensation en film modifié de Nusselt dans le condenseur et négligeaient les transferts de chaleur dans l'évaporateur ainsi que la variation de la quantité de fluide caloporteur introduite [3]. Cette dernière a ensuite été intégrée en modélisant les transferts à l'évaporateur où l'on tient compte de la convection naturelle et mixte [4,5].

Le modèle présenté ici a été élaboré en s'inspirant d'un modèle stationnaire utilisé pour modéliser la micro-région (zone d'accrochage du ménisque à la paroi) au sein de caloducs rainurés [6, 7]. Il permet de déterminer le profil de liquide dans le caloduc ainsi que les flux de chaleur et de masse correspondant pour une masse de fluide introduite donnée et pour des températures fixées ($T_{w, \text{evap}}$, T_{sat} , $T_{w, \text{cond}}$).

Tout d'abord, nous allons comparer les ordres de grandeur des différentes pertes de charge intervenant dans le problème puis nous verrons les équations mises en jeu et les hypothèses retenues pour aboutir à une modélisation simple. Nous expliquerons enfin brièvement la procédure d'optimisation faite pour travailler à masse de fluide constante sur différents domaines de températures. Enfin, une étude paramétrique a été menée mettant en évidence un certain nombre de phénomènes. Dans cette étude, le fluide caloporteur utilisé est l'eau.

2. Description du modèle

Dans ce modèle, les équations de Navier-Stokes ont été utilisées pour décrire l'écoulement liquide. Pour évaluer les différentes pertes de charge, on a supposé dans un premier temps que le terme de convection était négligeable par rapport au terme visqueux dans l'équation de bilan de quantité de mouvement et que l'écoulement liquide était unidirectionnel [5]. De plus, les effets de tension superficielle ont été négligés. Les tableaux 1 et 2 répertorient respectivement les paramètres utilisés et les résultats d'un calcul présenté ici pour déterminer les ordres de grandeur des différentes pertes de charge servant à justifier par la suite les hypothèses retenues aboutissant aux équations (5) et (6). De la même façon, les calculs ont été menés pour l'ensemble des résultats présentés sur les figures 3 à 6 afin de justifier ces hypothèses, mais ne sont pas présentés ici. Les données d'entrée de notre modèle sont la géométrie, les propriétés du fluide, les températures ($T_{w, \text{evap}}$, T_{sat} , $T_{w, \text{cond}}$) et l'épaisseur de film

liquide δ_0 en début d'évaporateur ; $T_{w,cond}$ et δ_0 sont déterminés par une procédure d'optimisation décrite dans la suite du paragraphe.

Paramètres	T_{sat}	P_{sat}	ω	T_{evap}	m	R	L_{evap}	L_t
Unité	$^{\circ}C$	Pa	$tr.min^{-1}$	$^{\circ}C$	kg	m	m	m
	100	101450	6000	150	9.10^{-4}	4.10^{-3}	0,04	0,2

Tableau 1 : Paramètres du calcul utilisés pour évaluer les pertes de charge

Résultats du calcul	$\tilde{\delta}$	$\delta(x=L_t)$	δ_0	Q_{zone_adia}
Unité	m	m	m	W
	$1,9.10^{-4}$	$2,1.10^{-4}$	$1,62.10^{-4}$	207

Tableau 2 : Résultats du calcul utilisés pour évaluer les pertes de charge

Pour $x = 0$ (figure 2), la pression à l'interface liquide/vapeur au niveau de l'évaporateur est supposée constante et égale à $P_{sat,0}$. En notant $P_{v,0}$, la pression de la vapeur en $x = 0$ au centre du caloduc ($r = 0$), nous avons la relation suivante :

$$P_{v,0} = P_{sat,0} - \rho_v \int_0^{R-\delta} r \omega^2 dr = P_{sat,0} - \rho_v \omega^2 (R - \delta_0)^2 / 2 \quad (2)$$

On évalue ensuite les pertes de charge liées à l'écoulement de la vapeur. Pour cela, on utilise une corrélation utile dans le cas d'écoulement laminaire, ce qui est notre cas ici. ($Re_v \approx \rho_v u_v (2(R - \delta)) / \mu_v = 1220$) : $\Delta P_v = -f(L_T / (2(R - \delta))) \rho_v u_v^2 / 2$ avec $f Re = 16$ dans le cas de paroi fixe. Cette hypothèse a été retenue étant donné le très faible rapport des vitesses axiales liquide et vapeur ($|u_l / u_v| \approx 10^{-2}$).

Le long de l'interface, la différence de pression est aussi estimée :

$$\Delta P_{sat} = \Delta P_v + \frac{\rho_v \omega^2}{2} \left((R - \delta_{cond})^2 - (R - \delta_{evap})^2 \right) \quad (3)$$

Grandeurs calculées	$P_{v,0}$	ΔP_v	ΔP_{sat}	ΔP_l
Valeurs en Pa	101449,95	-0,93	-0,98	77,18

Tableau 3 : Evaluations des pertes de charge

Le tableau 3 regroupe les valeurs de ces différents termes, ΔP_l étant calculé grâce à la relation (1). Les valeurs obtenues permettent de faire quelques simplifications. En effet, étant donné les valeurs de $P_{v,0}$, de ΔP_v et de ΔP_{sat} , on peut considérer ici que la pression de vapeur P_v reste constante et égale à $P_{sat} = P_{sat,0}$ le long du caloduc. De plus, si l'on compare les valeurs des différentes pertes de charge entre elles, on observe que $\Delta P_{sat} \ll \Delta P_l$ et $\Delta P_v \ll \Delta P_l$. Par conséquent, dans notre problème, on s'intéressera uniquement aux pertes de charge de l'écoulement liquide qui sera étudié par la suite.

Avec les hypothèses formulées ci-dessus, on écrit, l'équation de bilan de quantité de mouvement pour le liquide selon x :

$$-\frac{\partial P_l}{\partial x} + \mu_l \frac{\partial^2 u_l}{\partial y^2} = 0 \quad (4)$$

En intégrant la relation (4) (avec les conditions : $\partial u_l(x, \delta) / \partial y = 0$ et $u_l(x, 0) = 0$), d'une part, et en écrivant que la densité de flux de chaleur par conduction dans l'épaisseur de liquide

$\delta(x)$ est égale à la densité de flux de chaleur transférée par changement de phase au niveau de l'interface liquide/vapeur d'autre part, on obtient le système d'équations adimensionnées :

$$\frac{d\hat{\delta}}{d\chi} = -\frac{3\mu_l\lambda_l(T_{w,evap} - T_{sat})L_T}{\rho_l^2 R\omega^2 h_{lv}\delta_0^4} \cdot \frac{\hat{m}_l}{\hat{\delta}^3} \quad (5)$$

$$\frac{d\hat{m}_l}{d\chi} = -\frac{L_T(T_w - T_{sat})}{\delta_0(T_{w,evap} - T_{sat})} \cdot \frac{1}{\hat{\delta}} \quad (6)$$

avec $\chi = x/L_T$; $\hat{\delta} = \delta/\delta_0$ and $\hat{m}_l = \dot{m}_l h_{lv} / \lambda_l (T_{w,evap} - T_{sat})$. Ainsi, en $\chi = 0$, $\hat{\delta}$ et \hat{m}_l sont respectivement égaux à 1 et 0.

Comme mentionné précédemment, une fois la géométrie, les propriétés du fluide, les températures ($T_{w,evap}$, T_{sat}) fixées, on adapte δ_0 et $T_{w,cond}$ pour satisfaire aux conditions finales $Q(x = L_T) = 0$ et $m_{calc} = m_0$, m_{calc} étant la masse calculée par le modèle, à partir de δ_0 et de l'évolution de $\delta(x)$. δ_0 et $T_{w,cond}$ sont déterminés par une procédure d'optimisation appelée optimisation par essaim particuliaire [8]. On estime que la convergence du calcul est atteinte lorsque l'on a : $(Q(x = L_T)/Q_{zone_adia})^2 + ((m_0 - m_{calc})/m_0)^2 \leq 10^{-8}$

Par conséquent, une fois la géométrie fixée, les propriétés du fluide, la masse de fluide et les valeurs de $T_{w,evap}$ et T_{sat} imposées, l'optimisation portant sur δ_0 et $T_{w,cond}$ peut être faite. Une fois ces deux valeurs trouvées, elles serviront de données d'entrée au calcul. Le système (5-6) est alors résolu en utilisant la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4.

3. Résultats et discussions

La figure 3-a) montre l'évolution de l'épaisseur de film le long du caloduc pour T_{sat} , $\Delta T = T_{w,evap} - T_{sat}$ et ω fixés : on constate, évidemment, que plus la masse de fluide introduite est importante, plus l'épaisseur de film est grande. La figure 3-b), présentant l'évolution du flux transmis ($Q = \dot{m}_l h_{lv} \times 2\pi R$) entre l'évaporateur et le condenseur, permet de distinguer les 3 zones du caloduc : l'évaporateur est caractérisé par une augmentation du flux de chaleur, la zone adiabatique par un flux de chaleur constant et, enfin, le flux de chaleur diminue au condenseur jusqu'à devenir nul à son extrémité. La figure 3-b) est à relier à la figure 3-a) : plus la masse de fluide introduite est grande, plus la résistance thermique par conduction dans l'épaisseur de liquide (δ/λ_l) est grande et donc le flux diminue. Les résultats présentés sur ces deux figures montrent que l'on peut « descendre » jusqu'à une certaine masse (ici, $m = 0,83$ g) appelée masse minimale : cette masse est une « limite » en-dessous de laquelle l'équilibre entre le flux échangé et la masse de fluide introduite ne peut plus être satisfait.

La figure 4 montre que le flux de chaleur augmente avec ΔT , et ce de façon quasi-linéaire. La figure 5 montre, quant à elle, l'évolution de la masse minimale qui peut être introduite dans le caloduc pour différentes valeurs de T_{sat} et ω en fonction de ΔT . On constate que cette masse augmente avec ΔT ; ceci est dû au fait que lorsque ΔT augmente, le flux transféré et donc \dot{m}_l augmentent (6), ce qui nécessite une section de passage de fluide et donc une masse minimale à introduire plus grande (à ω constant). De plus, on constate que plus la vitesse de rotation augmente, plus la masse minimale diminue car ΔP_l (1), élément moteur de l'écoulement liquide, augmente avec ω^2 , d'où Q augmente ; or, à ΔT constant, Q augmente si δ diminue (la résistance thermique doit diminuer). Par conséquent, la masse diminue

(diminution de δ) avec l'augmentation de ω . Enfin, on constate que T_{sat} a une influence non négligeable sur la masse minimale qui peut être injectée dans le système.

Pour finir, sur la figure 6 sont comparées les évolutions des flux en fonction de ΔT pour différentes masses et différentes vitesses de rotation. On constate que pour $m = 1$ g, le flux échangé est plus important pour $\omega = 3000$ tr/min que pour $\omega = 6000$ tr/min. En effet, pour des vitesses de rotation différentes et une même masse de fluide, la répartition de liquide dans le caloduc n'est pas identique : quand ω augmente, la force centrifuge augmente, ce qui a pour effet de faire diminuer $\delta(x = L_t)$ et d'augmenter δ_0 (à masse constante). Sous l'effet de l'augmentation de la résistance thermique à l'évaporateur, Q diminue, ce que l'on observe sur les graphes. Pour une masse de 1,5 g, les flux échangés sont quasiment identiques pour les deux vitesses : quand la masse introduite est trop importante, la différence de variation de la répartition du fluide dans le caloduc est négligeable quelle que soit la valeur de ω ; δ_0 variant peu, Q reste alors quasiment constant.

4. Conclusion

Un modèle permettant de caractériser les transferts de masse et de chaleur dans un caloduc tournant a été développé. Pour cela, un travail sur l'optimisation de l'épaisseur de liquide a été effectué pour pouvoir travailler à masse constante sur des domaines de températures différents. Les résultats obtenus mettent notamment en évidence le fait qu'il existe une masse limite de fluide sous laquelle on ne peut pas descendre sans risquer d'assécher le caloduc. De plus, on a montré l'influence de ΔT , T_{sat} , ω et de la masse de fluide introduite sur les transferts dans le caloduc tournant. Ce modèle peut notamment servir au pré-dimensionnement d'un futur modèle lié à un développement expérimental.

Références

- [1] F. Song, D. Ewing, C.Y. Ching, Experimental investigation on the heat transfer characteristics of axial rotating heat pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47 (2004), 4721-4731.
- [2] C. Jian, T. Chuanjing, Condenser heat transfer in inclined rotating heat pipe, Proceedings of the 6th International Heat Pipe Conference (Grenoble, 1987), 535-561.
- [3] T.C. Daniels, F.K. Al-Jumaily, Investigations of the factors affecting the performance of a rotating heat pipe, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 18 (1974), 961-973.
- [4] H.M. Li, C.Y. Liu, M. Damodaran, Analytical study of the flow and heat transfer in a rotating heat pipe, *Heat Recover. Syst. CHP*, 63 (2) (1993) 115-122.
- [5] F. Song, D. Ewing, C.Y. Ching, Fluid Flow and heat transfer model for high-speed rotating heat pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46 (2003) 4393-4401.
- [6] R. Bertossi, Z. Lataoui, V. Ayel, C. Romestant, Y. Bertin, Evaporation en film mince appliqué aux caloducs rainurés, *Congrès Français de Thermique* (Toulouse, SFT 2008), 533-538.
- [7] P.C. Stephan, C.A. Busse, Analysis of the heat transfer coefficient of grooved heat pipe evaporator walls, *J. Heat Mass Transfer*, 35-2 (1992), 383-391.
- [8] M. Clerc, *L'optimisation par essais particuliers*, Hermès Science Publications (2005).

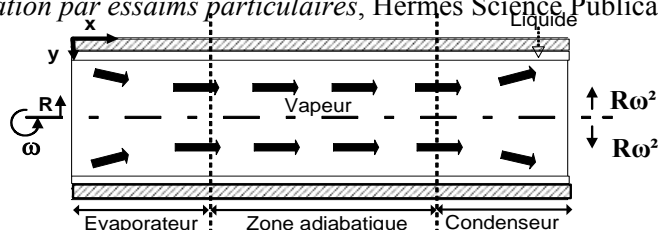


Figure 1 : Schéma de principe du caloduc tournant cylindrique

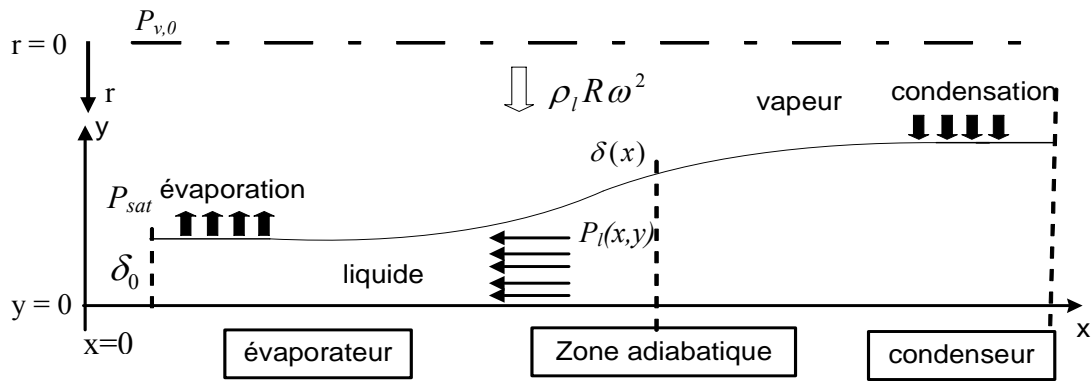


Figure 2 : Evolution du film liquide le long du caloduc

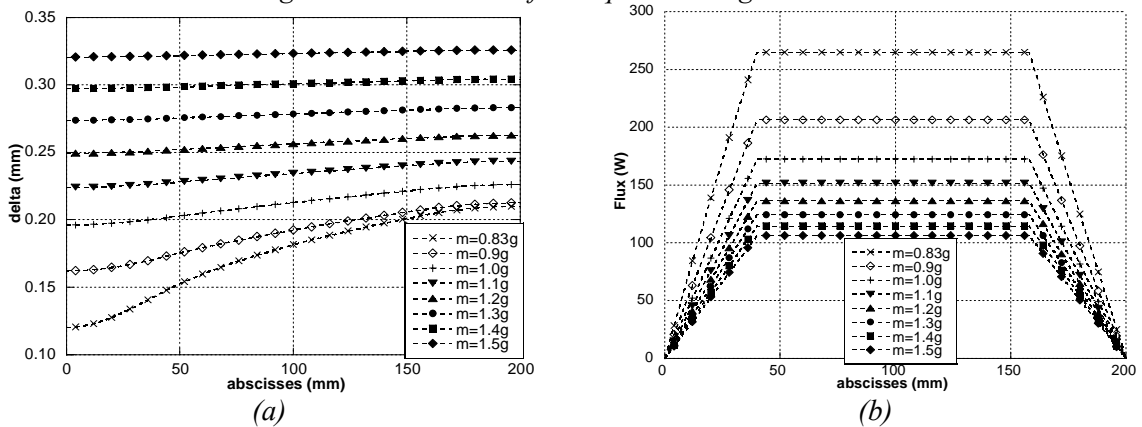


Figure 3 : Evolutions de δ et Q en fonction de x (pour $T_{sat} = 100^\circ\text{C}$, $\Delta T = 50^\circ\text{C}$, $\omega = 6000 \text{ tr/min}$)

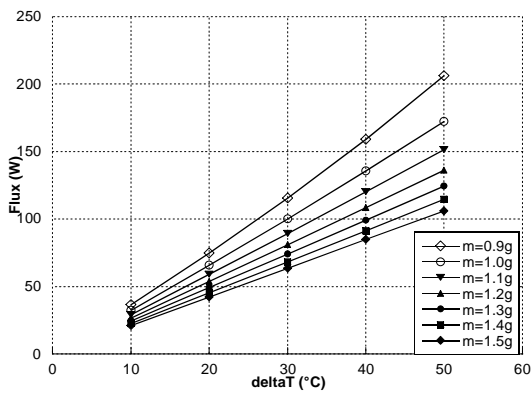


Figure 4 : Evolution du flux en fonction de ΔT ($T_{sat} = 100^\circ\text{C}$)

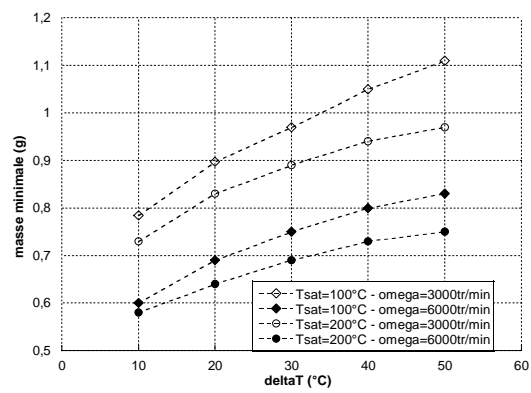


Figure 5 : Evolution de la masse minimale en fonction de ΔT

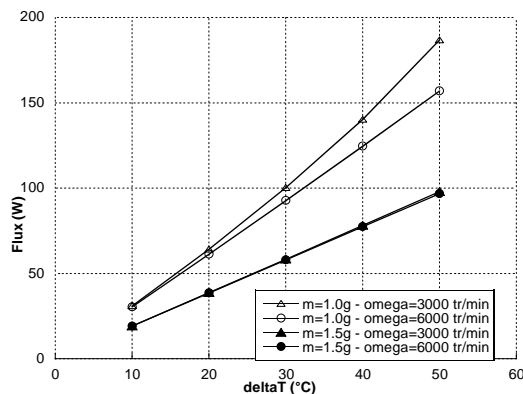


Figure 6 : Comparaison de l'influence des vitesses de rotation sur le flux ($T_{sat} = 200^\circ\text{C}$)