

# Modélisation transitoire d'une boucle fluide diphasique à pompage thermocapillaire

Laurent LACHASSAGNE<sup>1\*</sup>, Nicolas DELALANDRE, Vincent AYEL<sup>1</sup>, Cyril ROMESTANT<sup>1</sup>, Yves BERTIN<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire d'études Thermiques

1, avenue Clément ADER - 86961 Futuroscope CHASSENEUIL

\* (auteur correspondant : [laurent.lachassagne@let.ensma.fr](mailto:laurent.lachassagne@let.ensma.fr) )

**Résumé** - Dans cette étude, on cherche à modéliser le comportement dans les phases transitoires d'une boucle fluide diphasique à pompage thermocapillaire (BFDPT). L'approche de modélisation nodale dite « enthalpique » est appliquée au condenseur de la BFDPT. Les résultats obtenus présentent la réponse à plusieurs échelons de puissance ainsi que deux études de sensibilité sur la température de source froide et le coefficient de transfert thermique en zone diphasique.

## Nomenclature

$C_p$	capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$Re$	nombre de Reynolds
$D$	diamètre de conduite, $m$	$T$	température, $K$
$G$	conductance thermique, $W.K^{-1}$	$x$	titre massique de vapeur
$g$	accélération de pesanteur, $m.s^{-2}$	<i>Symboles grecs</i>	
$h$	enthalpie massique, $J.kg^{-1}$	$\Delta P$	perte de charge, $Pa$
$h$	coefficient de transfert, $W.m^{-2}.K^{-1}$	$\tau$	constante de temps, $s$
$k$	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
$L_v$	chaleur latente de vaporisation, $J.kg^{-1}$	<i>cryo</i>	source froide
$m$	masse, $kg$	<i>diph</i>	diphasique
$\dot{m}$	débit de vaporisation, $kg.s^{-1}$	$i,j$	indices de noeuds
$Pr$	nombre de Prandtl	$l$	liquide
$p_r$	pression relative	<i>liq</i>	liquide
$\dot{Q}$	puissance à transférer, $W$	<i>vap</i>	vapeur
$R$	résistance de perte de charge, $Pa.s.kg^{-1}$	<i>sat</i>	saturation

## 1. Introduction

Les boucles fluides diphasiques à pompage thermocapillaire (BFDPT) sont des systèmes de transfert thermique passifs déjà fortement répandus dans l'industrie spatiale et dont l'application est envisagée dans le domaine du transport terrestre et aérien. D'après Maydanik [1], dans ces systèmes, l'extraction et le transport de la chaleur d'une source chaude vers une source froide sont assurés par le concours de deux phénomènes. D'une part, le changement de phase du fluide contenu dans la boucle permet d'extraire une quantité de chaleur par vaporisation de ce fluide; d'autre part, un milieu poreux joue le rôle de moteur mécanique pour le fluide grâce aux forces de capillarité qui s'y exercent et qui compensent les pertes de charge générées par le fluide en écoulement. La position du réservoir de fluide par rapport à l'évaporateur détermine le type de la boucle : « Capillary Pumped Loop » si le réservoir se trouve sur la ligne liquide ou « Loop Heat Pipe » si ce dernier est accolé et thermiquement lié à l'évaporateur. Le modèle instationnaire de BFDPT le plus détaillé de la littérature est celui de Pouzet *et al.* [2] qui s'applique à une CPL. Il a été repris et modifié par Launay *et al.* [3] pour l'appliquer à une LHP. Leur approche consiste à résoudre le système des équations

fondamentales de la dynamique (masse, quantité de mouvement et énergie) appliqué à la boucle décomposée en différents sous-systèmes. Le modèle de Vlassov et Riehl [4] se compose quant à lui d'un modèle approfondi de condenseur et d'un modèle semi-empirique de l'ensemble évaporateur-réservoir. L'approche de modélisation nodale est utilisée par Kaya *et al.* [5] pour une LHP. Ces derniers introduisent la notion intéressante de surchauffe au démarrage qui conditionne la génération de débit à l'évaporateur. Cette étude présente la modélisation nodale d'une BFDPT et plus particulièrement le comportement transitoire du condenseur et du réservoir. La méthode de modélisation utilisée est dite « enthalpique ».

## 2. Approche de modélisation

### 2.1. La méthode utilisée

L'approche de modélisation nodale utilisée dans cette étude est décrite dans la figure 1. L'analogie est faite entre un réseau électrique et un réseau thermique. En outre, dans notre approche, ce dernier est couplé à un réseau hydraulique reposant sur la même analogie.

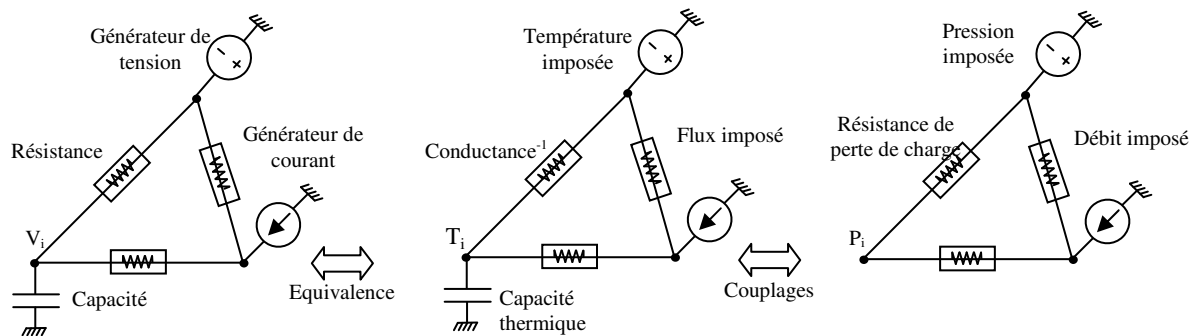


Figure 1 : Approche de modélisation nodale

Ces réseaux correspondent à un système d'équations différentielles en température couplé à un système d'équations algébriques en pression. On fait l'hypothèse qui consiste à négliger la dynamique hydraulique par rapport à la dynamique thermique puisque  $\tau_{hydraulique} \ll \tau_{thermique}$ . Ainsi, les équations en pression ne sont pas des équations différentielles mais des relations de la forme  $\Delta P = R\dot{m}$ . Le flux circulant dans le réseau hydraulique est donc le débit massique. La résistance de pertes de charge  $R$  s'écrit à l'aide des corrélations usuelles selon le régime d'écoulement laminaire ou turbulent. On néglige également la conduction thermique dans les conduites métalliques.

La résolution est réalisée avec le logiciel Esacap. L'utilisation de la température comme variable pose cependant problème : elle implique une discontinuité de l'enthalpie massique lors du changement de phase. C'est pourquoi dans le cas des BFDPT on choisit d'utiliser l'enthalpie massique comme variable à la place de la température. En effet la fonction  $T=f(h)$  est définie et continue. L'équation (1) devient alors l'équation (2). Connaissant la relation  $T_{sat}=f(P)$  la température d'un nœud s'obtient par la relation  $T=f(h,P)$  comme le montre la figure 2 à propos du condenseur. Les trois réseaux enthalpique, thermique et hydraulique fortement couplés et non linéaires sont résolus simultanément sous Esacap.

$$m C_p \frac{dT_i}{dt} = \sum G_{ij} (T_j - T_i) + \sum Q_i \quad (1)$$

$$m \frac{dh_i}{dt} = \sum G_{ij} (T_j - T_i) + \sum Q_i \quad (2)$$

## 2.2. Modèle de condenseur

Le condenseur modélisé est un échangeur à contre courant. Il est constitué d'un tube d'acier inoxydable de diamètre 14 mm et de 3 m de longueur (partie « condenseur ») accolé à un autre tube de diamètre 6 mm et de longueur 1 m (partie « sous refroidisseur ») dans lesquels s'écoule de l'éthanol. La partie « condenseur » est discrétisée en 50 nœuds et la partie « sous refroidisseur » en 15 nœuds (cf. figure 2) dont l'enthalpie massique permet de déterminer l'état : vapeur, liquide ou diphasique. En effet, le titre massique de vapeur  $x$  d'un nœud du condenseur est déterminé à chaque pas de temps du calcul à partir de l'enthalpie massique calculée pour ce nœud (3).

$$\begin{aligned} x &= 0 & \text{si } h &\leq h_{liq,sat} \\ x &= 1 & \text{si } h &\geq h_{vap,sat} \\ x &= \frac{h - h_{liq,sat}}{h_{vap,sat} - h_{liq,sat}} & \text{si } h_{liq,sat} &\leq h \leq h_{vap,sat} \end{aligned} \quad (3)$$

On suppose pour le calcul des pertes de charge que les nœuds diphasiques sont homogènes c'est-à-dire que la vapeur et le liquide circulent à la même vitesse. En ce qui concerne le réseau thermique, les échanges thermiques entre la source froide et la paroi sont considérés parfaits (coefficient d'échange thermique infini), c'est à dire que  $T_{paroi} = T_{cryo}$ . Un modèle d'échange contre courant sera ensuite réalisé afin de faire abstraction de cette hypothèse. Les propriétés thermophysiques de l'éthanol sont stockées dans des tables en fonction de l'enthalpie et de la pression. Le coefficient de transfert thermique en zone diphasique est calculé par la corrélation de Shah [6] (4). Le calcul des pertes de pression dans cette zone est effectué à partir d'un modèle homogène en supposant le régime d'écoulement annulaire.

$$h_{diph} = 0.023 Re_i^{0.8} Pr_i^{0.4} k_i / D \left[ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8 x^{0.76} (1-x)^{0.04}}{Pr_r^{0.38}} \right] \quad (4)$$

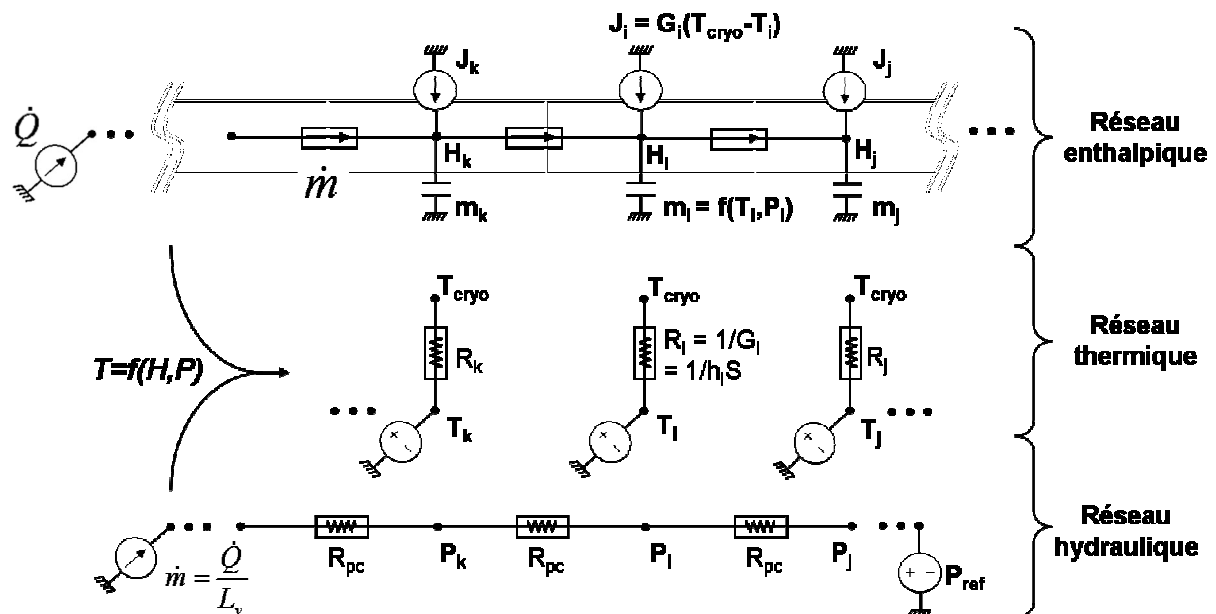


Figure 2 : Modèle de condenseur

Comme le montre la figure 2, les couplages entre les trois réseaux sont très importants. A chaque pas de temps le logiciel Esacap doit trouver les valeurs de l'enthalpie, la température et de la pression par itérations. En effet, une modification de la valeur calculée de l'enthalpie se répercute non seulement sur la température mais aussi sur les propriétés du fluide ainsi que sur le titre massique de vapeur. Dans le cas des nœuds diphasiques le coefficient de transfert thermique s'en trouve fortement modifié. Ainsi dans tous les cas le flux  $J_i$  et dans une moindre mesure la masse  $m_i$  du réseau enthalpique sont modifiés et conduisent à une nouvelle valeur de l'enthalpie du nœud à l'itération suivante. Après convergence sur les valeurs de l'enthalpie, de la pression et de la température, le logiciel Esacap passe au pas de temps suivant dans la simulation.

### 3. Résultats et analyse

#### 3.1. Condenseur

On applique en entrée du condenseur le profil de puissance représenté sur la figure 3. La source froide est considérée à température constante, égale à 20°C. On impose une enthalpie légèrement supérieure à l'enthalpie vapeur de saturation au premier nœud du réseau enthalpique de manière à représenter une configuration proche du fonctionnement d'une boucle diphasique à pompage thermocapillaire. La pression de sortie du réseau hydraulique est fixée à 85000 Pa et le débit d'entrée dépend directement de la puissance appliquée (cf. figure 2).

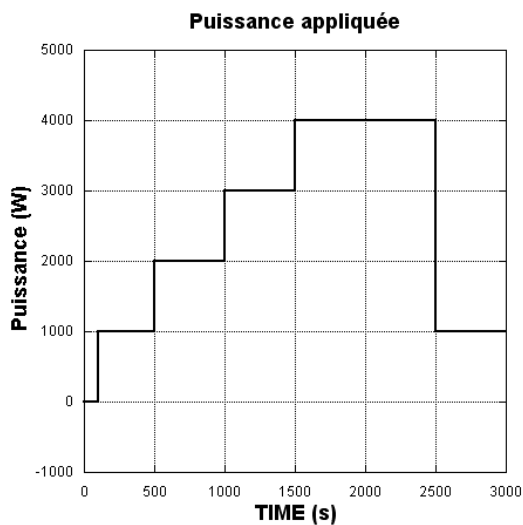


Figure 3: Puissance appliquée en entrée de condenseur

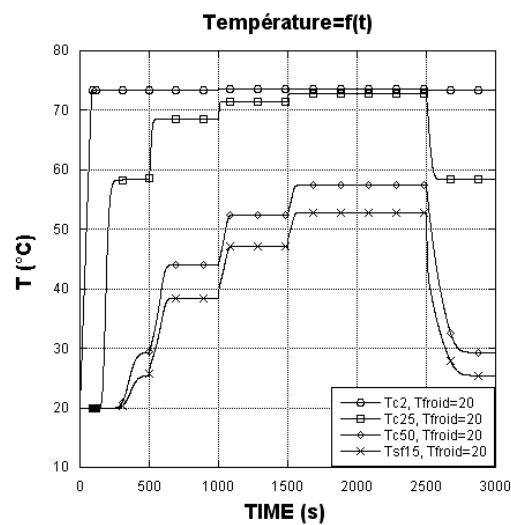


Figure 4: Evolution temporelle des températures

La figure 4 présente l'évolution des températures au sein du condenseur. Les résultats semblent cohérents : le sens de variation des températures est le même que celui de la puissance appliquée. On constate dans un premier temps que la température du nœud " c2 " deuxième nœud du réseau est constante et égale à la température de saturation. Cela justifie l'hypothèse faite dans la plupart des modèles de condenseur de BFDPT qui suppose que le fluide est à l'état de saturation dès le début du condenseur; la longueur nécessaire à la désurchauffe de la vapeur est négligée. On observe également sur le cycle de puissance appliqué que la zone diphasique ne dépasse pas la moitié de la partie condenseur. En effet, la température du nœud 25 se trouve très proche de la température de saturation du fluide. Ce nœud se trouve donc juste après l'extrémité de l'interface de condensation. On voit que la

température des nœuds de la zone liquide (deuxième moitié du condenseur) diminue ensuite pour se rapprocher de la température de la source froide.

La figure 5 montre l'évolution du titre massique de vapeur pour des nœuds de la zone diphasique ainsi que le nœud 25 qui reste toujours en zone liquide. Pour une même puissance appliquée, la valeur de ce titre décroît au fur et à mesure que l'on avance dans le condenseur en suivant le sens de l'écoulement. La zone diphasique ne s'établit pas instantanément. En effet de la vapeur se forme dans le nœud 10 environ 30s après le deuxième nœud. Le titre massique de vapeur du nœud 20 ne devient positif qu'au deuxième palier. L'augmentation de la puissance appliquée entraîne donc l'allongement de la zone diphasique.

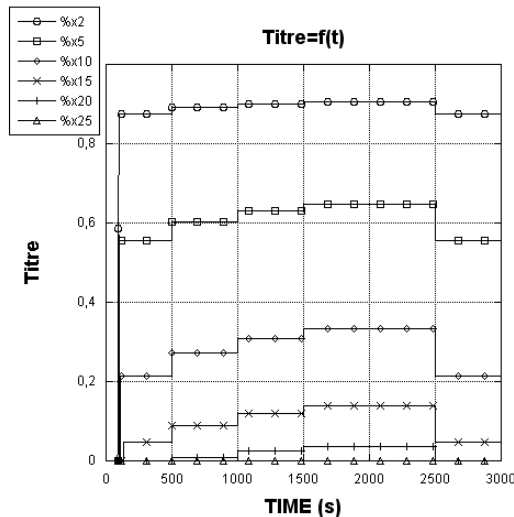


Figure 5: Evolution temporelle du titre massique en vapeur

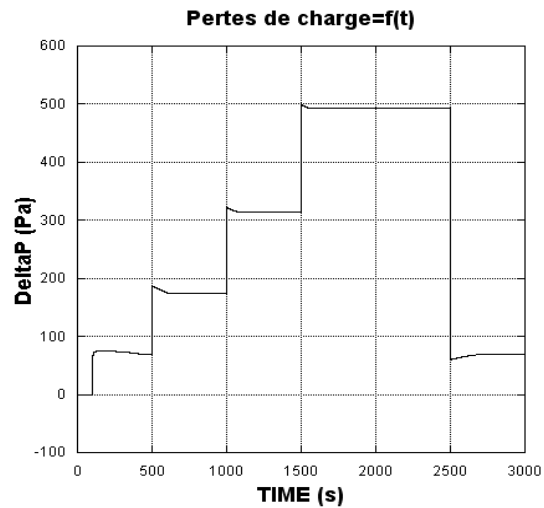


Figure 6: Evolution temporelle des pertes de charge à travers le condenseur

La figure 6 représente l'évolution temporelle des pertes de charge. On observe que la variation globale des pertes de charges est identique à celle de la puissance appliquée à l'entrée du condenseur. Toutefois, on remarque des effets d'inertie à chaque changement de niveau de puissance bien que la dynamique hydraulique eut été négligée. Les seuls éléments capacitifs du modèle (responsables d'effets d'inertie) sont dans le réseau enthalpique (masses). Cela témoigne de l'importance du couplage entre les trois réseaux constitutifs.

### 3.2. Etudes de sensibilité

Deux études paramétriques ont ensuite été menées. L'une porte sur la température de source froide, l'autre sur le coefficient d'échange thermique en zone diphasique. Pour cette dernière on compare les résultats obtenus avec la corrélation de Chato [7], la corrélation de Shah (4) et un coefficient d'échange thermique constant ( $h=2500\text{W}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K}^{-1}$ ). La figure 7 montre que l'on obtient des écarts significatifs, en particulier à forte puissance (jusqu'à  $5^\circ\text{C}$ ). La corrélation de Shah est plus pénalisante du point de vue de la température de sortie. Cependant c'est la seule qui prend en compte le titre vapeur pour le calcul du coefficient d'échange. C'est la raison pour laquelle cette corrélation a été retenue pour notre modèle : non seulement elle représente mieux la physique du transfert mais elle est relativement simple à mettre en place.

La seconde étude permet de mettre en évidence l'importance de la température de source froide. En effet, la figure 8 montre que pour une température de source froide de  $60^\circ\text{C}$  le condenseur n'est pas suffisamment long pour permettre de condenser tout le fluide en circulation. On peut voir également que cette température est un paramètre très influent de

notre modèle. Ainsi, on en déduit qu'il est nécessaire de modéliser plus finement les échanges thermique entre la paroi du condenseur et la source froide (faire abstraction de l'hypothèse d'échange parfait) puis de connaître de manière précise l'évolution de la température de source froide au cours d'un cycle de fonctionnement de l'équipement à refroidir.

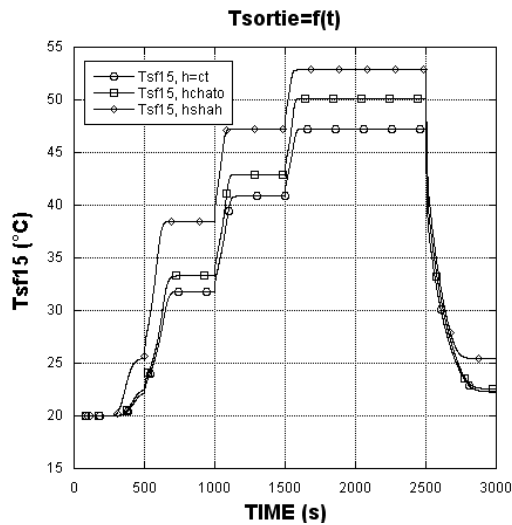


Figure 7 : Evolution de  $T_{sortie}$  pour différents  $h_{diphasique}$

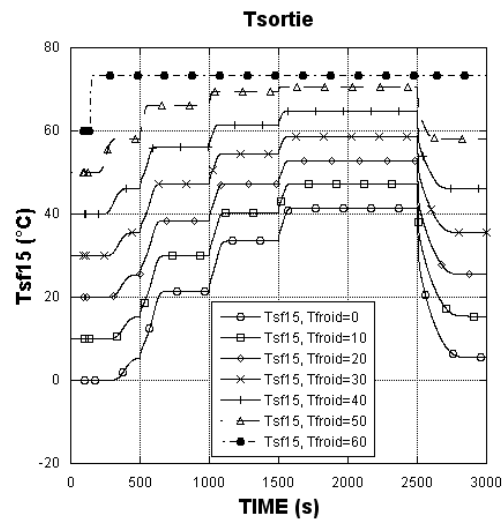


Figure 8 : Evolution de  $T_{sortie}$  pour différentes  $T_{source\ froide}$

## 4. Conclusion

Cet article présente donc un modèle instationnaire de condenseur de boucle diphasique à pompage thermocapillaire destiné à être intégré dans un modèle global de boucle. L'approche de modélisation nodale dite « enthalpique » a été utilisée et les simulations effectuées avec le logiciel Esacap fournissent les profils de température, les titres massiques de vapeur et les pertes de charge pour chaque nœud du réseau. Les études de sensibilité montrent que le choix de la corrélation du coefficient de transfert en zone diphasique a une grande influence sur les résultats. La température de source froide est elle aussi déterminante, c'est pourquoi une modélisation plus fine des échanges avec la source froide est nécessaire.

**Remerciements** - Cette étude entre dans le cadre du projet européen HI-CEPS : « Highly Integrated Combustion Electric Propulsion System » pour le co-développement entre différents partenaires industriels et universitaires d'un véhicule automobile hybride. Cf. <http://www.hi-ceps.eu/>

## Références

- [1] Yu. F. Maydanik, Loop heat pipes, *Applied Thermal Engineering*, 25 (2005), 635-657.
- [2] E. Pouzet, J.L. Joly, V. Platel, J.Y. Granpeix, C. Butto, Dynamic response of a capillary pumped loop subjected to various heat load transients, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (2004), 2293-2316.
- [3] S. Launay, V. Platel, S. Dutour, J.L. Joly, Transient modelling of loop heat pipes for the oscillating behaviour study, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 21(2007).
- [4] V.V. Vlassov, R. Riehl, Mathematical model of a loop heat pipe with cylindrical evaporator and integrated reservoir, *Applied Thermal Ingeeniring*, (2007), .
- [5] T. Kaya, R. Perez, C. Gregori, A. Torres, Numerical simulation of transient operation of loop heat pipes, *Applied Thermal Ingeeniring*, (2007), .
- [6] M.M. Shah, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 22 (1979), 547-556.
- [7] J.C Chato, Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes, *A.S.H.R.A.E Journal*, 4 (1962), 52-60.