

Malgré les nombreux travaux récents sur le développement de cycles utilisant des fluides dédiés de type Organic Rankine Cycle (ORC), le cycle thermodynamique de Rankine utilisant l'eau comme fluide intermédiaire reste majoritairement utilisé. L'énergie de l'eau vaporisée par la source chaude est récupérée à l'aide de turbines, puis l'eau, circulant en circuit fermé dans le cycle est condensée. Deux solutions techniques permettent de réaliser cette condensation : une tour humide qui nécessite l'utilisation d'eau ou un aérocondenseur sous vide qui utilise l'air comme source froide. Il apparaît que la condensation à l'intérieur des tubes, comme dans le cas des aérocondenseurs fonctionnant à très basse pression de vapeur, est mal connue [1-2]. Les coefficients d'échange thermique de la condensation dans ces échangeurs sont très peu étudiés dans la littérature. Ce manque d'information montre la nécessité d'investigations expérimentales adéquates afin d'obtenir des données fiables et précises sur les méthodes de conception et de calcul des aérocondenseurs sous vide. Dans la littérature, il y a un manque de connaissances sur les aspects modélisation et expérimentation du processus de condensation sous vide [3].

Cet article présente un modèle physique développé afin de reproduire le phénomène de la condensation à l'intérieur d'un tube refroidi en surface. Les résultats de modélisation sont validés par comparaison avec les résultats expérimentaux obtenus à basse pression grâce aux essais effectués.

2. Dispositif expérimental

2.1. Description du banc d'essais

Le banc d'essais est représenté schématiquement sur la *figure 1*. Il permet de caractériser le phénomène de condensation à l'intérieur d'un tube d'essais de section circulaire en acier de conductivité thermique $57,5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ à 20°C . Il est composé d'une section d'essais (1) constituée de deux tubes coaxiaux dont la longueur utile de condensation est de 1,9 m. Le tube d'essais est de diamètre intérieur 56,3 mm et d'une épaisseur de 2 mm. Il est refroidi à l'extérieur par un écoulement d'eau en convection forcée assurée par une pompe (10), un débitmètre électromagnétique ayant une précision à sa pleine échelle (360 kg/h) de 0,4% (9) et un échangeur (4) permettant le refroidissement d'eau en sortie de la section d'essais. Ceci permet de contrôler la puissance de refroidissement et de maintenir fixe la température d'entrée d'eau. Le diamètre hydraulique de l'espace annulaire est de 24,6 mm. Un générateur de vapeur (2) fournit un débit massique de vapeur saturée à l'entrée de la section d'essais où il circule en co-courant avec la phase liquide. De l'eau est également injectée en haut de la section d'essais afin de faire varier le titre de la vapeur en entrée du tube par le biais d'une pompe à engrenage (7) associée à un premier débitmètre à effet Coriolis (8') possédant une précision de 0,1% de la pleine échelle de mesure (20 kg/h). Cette eau est prélevée de la chaudière. Ce procédé permet de simuler un tube d'essais de plus grande longueur. A la sortie du tube d'essais, un séparateur (11) permet à la vapeur non condensée de s'orienter vers un condenseur secondaire (3). Un deuxième débitmètre à effet Coriolis (8'') permet la mesure du débit condensé en plus de l'eau injectée dans la section d'essais. L'eau condensée dans l'échangeur secondaire est mesurée grâce à un troisième débitmètre à effet Coriolis (8'''). Tous les circuits ont été calorifugés afin de limiter les échanges avec l'extérieur. Enfin, une pompe à vide permet de maintenir sous vide l'installation et d'enlever les éventuelles présences d'air. Des capteurs de pression absolue et différentielle ont été placés à l'entrée et à la sortie du tube d'essais pour vérifier la température de saturation mesurée par les thermocouples. Des thermocouples de type K sont placés sur l'axe des circuits de la vapeur et de l'eau de refroidissement pour mesurer les températures d'entrée et de sortie des fluides. Nous utilisons pour cela des doigts de gant de 1,2 mm de diamètre intérieur. Ils sont soudés à la paroi afin de prévenir tout risque de fuite. Tous les capteurs

permettant la mesure des débits massiques, des pressions (6), et des températures (6) sont connectés à une centrale d'acquisition de type Agilent 34970A.

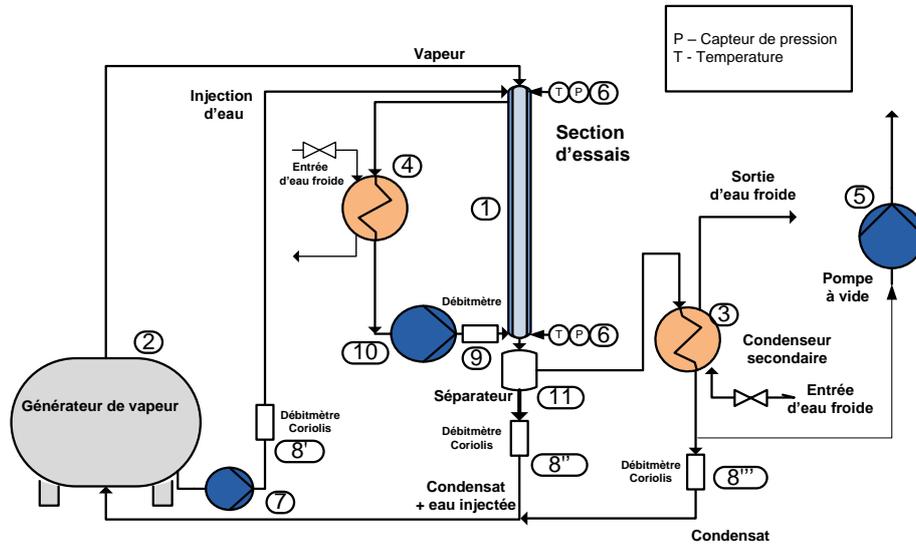


Figure 1 : Schéma de principe de l'installation

2.2. Procédure d'évaluation des coefficients d'échange thermique

Le coefficient d'échange thermique pour la condensation (h_{cond}) est défini par :

$$h_{cond} = \left(\frac{1}{h_{global}} - \frac{D_i}{h_{eau} D_e} - \frac{D_i \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \lambda_p} \right)^{-1} \quad (1)$$

avec h_{global} et h_{eau} représentent respectivement le coefficient d'échange thermique global et celui de l'eau de refroidissement.

Le coefficient h_{global} est donné en fonction du flux échangé et de la différence de température moyenne logarithmique :

$$h_{global} = \frac{\phi}{S_i \Delta T_{ML}} \quad (2)$$

La connaissance du débit \dot{m}_{cond} permet de déterminer le flux de chaleur extrait de la vapeur par condensation et transmis à l'eau de refroidissement :

$$\phi = \dot{m}_{cond} h_{Lv} \quad (3)$$

où h_{Lv} est la chaleur latente de changement d'état vapeur-liquide. Cette dernière relation n'est rigoureuse que pour la condensation d'une vapeur pure saturée et en l'absence de sous-refroidissement du condensat. C'est le cas de tous les essais effectués dans le sens où nous nous assurons de toujours avoir une quantité de vapeur dans le condenseur secondaire.

Le coefficient d'échange thermique d'eau de refroidissement est obtenu à partir de résultats d'essais en considérant la convection forcée de l'eau dans l'espace annulaire. La différence de température moyenne logarithmique est déterminée à partir des températures $T_{v,e}$ et $T_{v,s}$ d'entrée et de sortie de la vapeur du tube d'essais et des températures $T_{eau,e}$ et $T_{eau,s}$ d'entrée et de sortie d'eau de refroidissement :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{v,e} - T_{eau,s}) - (T_{v,s} - T_{eau,e})}{\ln \frac{(T_{v,e} - T_{eau,s})}{(T_{v,s} - T_{eau,e})}} \quad (4)$$

Les écarts de température relevés entre l'entrée et la sortie du tube d'essais sur le circuit de la vapeur sont de l'ordre de 0,2 °C au maximum sur l'ensemble des essais réalisés. Cette différence reste comprise dans la gamme des incertitudes cumulées de mesures réalisées par les thermocouples de type K en entrée et sortie du tube d'essais.

3. Présentation du modèle physique

Le modèle physique est présenté sur la *figure 2*. Il considère un film liquide lisse ou ondulé s'écoulant en co-courant avec un écoulement de vapeur d'eau pure. Le modèle physique traite la condensation de la vapeur d'eau à l'intérieur d'un tube vertical en tenant compte des transferts de masse et de chaleur à l'interface. Le tube étudié est de longueur L , de diamètre intérieur D_i et de diamètre extérieur D_e . Le système est subdivisé en plusieurs pas Δz dans lesquels seront déterminés les caractéristiques de l'écoulement et les coefficients d'échange de transfert thermique. Pour cela, les équations de conservation de masse et de mouvement ainsi que le bilan thermique entre l'intérieur et l'extérieur du tube d'essais sont considérées pour développer le modèle. La résolution de l'ensemble de ces équations est effectuée en respectant des conditions de couplage des phases liquide et vapeur au niveau de l'interface. La contrainte interfaciale à l'interface liquide-vapeur est prise en compte afin de rendre compte de l'influence de la vitesse de la vapeur sur le film de condensat. Les propriétés physiques de la vapeur et de l'eau sont calculées à basse pression et à la température de saturation correspondante [4].

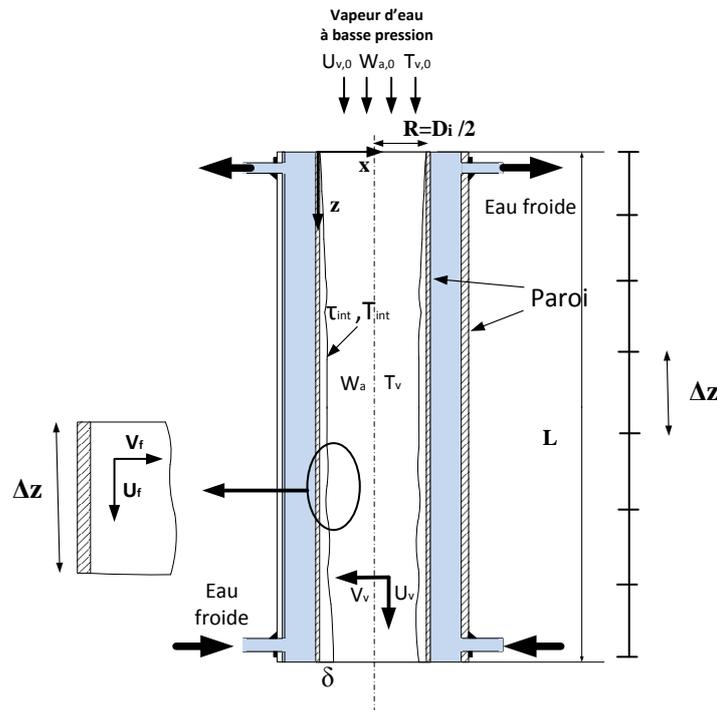


Figure 2: Modèle physique utilisé

L'équation de mouvement est écrite dans chaque phase. Dans la phase liquide, afin de permettre sa résolution, nous considérons la condition d'adhérence au niveau de l'interface paroi-liquide ($U_f=0$ en $x=0$) et la présence d'une contrainte interfaciale à l'interface liquide vapeur du fait de la circulation à co-courant de la vapeur et du condensat ($\tau_{int} = \mu_f \frac{\partial U_f}{\partial x} \Big|_{int}$).

Une double intégration nous permet alors d'écrire l'expression du débit condensé par unité de longueur :

$$\Gamma(z) = \frac{\dot{m}_f(z)}{\pi D_i} = \frac{\rho_f}{R} \left[\frac{1}{\mu_f} g(\rho_f - \rho_m) \left(\frac{-5}{24} \delta^4 + \frac{\delta^3}{3} R \right) + \frac{\tau_{int}}{\mu_f} \left(-\frac{\delta^3}{3} + \frac{\delta^2}{2} R \right) \right] \quad (5)$$

La résolution de cette équation permet d'établir l'expression de l'épaisseur du film.

Dans la phase gazeuse, l'équation de mouvement est utilisée pour déterminer la perte de charge interne au tube :

$$\frac{dP}{dz} = \rho_m g - 2\rho_m U_m \frac{dU_m}{dz} + \tau_{int} \frac{2}{(R-\delta)} \quad (6)$$

Par suite un bilan thermique entre l'intérieur et l'extérieur du tube de condensation est pris en compte. En prenant comme référence la surface intérieure du tube, nous pouvons alors écrire l'égalité suivante :

$$\frac{1}{h_{global}} = \frac{1}{h_{cond}} + \frac{D_i \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \lambda_{tube}} + \frac{D_i}{h_{eau} D_e} \quad (7)$$

avec h_{global} , h_{cond} , h_{eau} , qui représente respectivement le coefficient d'échange global, à l'intérieur du tube, et celui de l'eau de refroidissement.

Le coefficient d'échange côté condensation est donné en considérant l'échange thermique à travers le film de condensat :

$$h_{cond} = Nu \frac{\lambda_f}{L_c} \quad (8)$$

Avec λ_f la conductivité thermique du film et L_c une longueur caractéristique définie par :

$$L_c = \left(\frac{\mu_f^2}{\rho_f^2 g} \right)^{1/3} \quad (9)$$

Le nombre de Nusselt (Nu), va permettre de considérer les perturbations se produisant en surface du film de condensat selon l'approche introduite par Churchill & Usagi [7] et repris plus tard par d'autres auteurs pour un film en écoulement laminaire ou dans la zone de transition laminaire-turbulente. Il est décomposé en deux nombres rendant compte du régime d'écoulement :

$$Nu = (Nu_{f,la}^n + Nu_{f,tu}^n)^{\frac{1}{n}} \quad \text{avec } 2 < n < 4 \quad (10)$$

où n est pris égal à 2,5 dans notre cas en accord avec les essais de Thumm et al. [8].

Le nombre de Nusselt laminaire pour un film liquide formé sur la paroi par condensation et présentant des vagues interfaciales est donné par :

$$Nu_{f,la} = (3Re_f)^{-1/3} F_{vague} \quad (11)$$

F_{vague} est un facteur d'ondulation introduisant l'effet des vagues formées sur la surface du film liquide. Dans le cas d'un film lisse ce facteur est pris égal à 1. Ce facteur a été redéfini à partir des résultats de nos mesures expérimentales en s'appuyant sur les travaux de Thumm et al. [8].

Le nombre de Nusselt turbulent est exprimé par l'équation suivante :

$$Nu_{f,tu} = 0,007 . Re_f^{0,38} Pr_f^N \quad (12)$$

avec :

$$N = [1,3 + 0,24 \ln(Pr_f)]^{-1} \quad (13)$$

La procédure de résolution de l'ensemble des équations suit un calcul itératif réalisé sur la connaissance du débit condensé par unité de longueur et en tenant compte du transfert de chaleur et de masse. La température de l'eau de refroidissement est prise constante et est conforté par le faible écart de température entre l'entrée et la sortie au niveau des essais expérimentaux. La méthode de la sécante est ici utilisée.

4. Résultats expérimentaux et de modélisation

4.1. Condensation de vapeur pure dans un tube en position vertical

La *figure 3* présente quelques résultats de mesure du coefficient d'échange thermique moyen à l'intérieur du tube de condensation en position verticale ainsi que les résultats du modèle numérique développé dans la partie 3 de ce présent article. Le titre de la vapeur en entrée du tube varie entre 0,1 et 1. Le débit massique total de fluide en entrée du tube d'essais est de 20 kg/h. Il correspond au débit d'eau injectée en plus de la vapeur d'eau. La part de vapeur condensée est assurée en influant sur la température de l'eau de refroidissement permettant la condensation effective de la quantité nécessaire de vapeur pour atteindre cet objectif. A chaque essai, nous veillons à abaisser le titre de la vapeur de 15% entre l'entrée et la sortie du tube d'essais. Ceci correspondait à la condensation de 3 kg/h de vapeur à l'intérieur du tube d'essais. Aussi, nous veillons à ce qu'une faible quantité de vapeur passe toujours dans l'échangeur secondaire afin d'assurer l'absence de sous-refroidissement dans la section d'essais. La puissance électrique fournie à la chaudière est donc réglée afin de produire la quantité de vapeur nécessaire. La vapeur entre avec une pression de 35 mbar correspondant à une température de saturation de 26,7 °C. Lors des essais, les valeurs de ΔT_{ML} étaient comprises entre 0,79 et 3,44 K. Ce qui entraîne des erreurs importantes sur l'estimation du coefficient d'échange thermique lorsque le ΔT_{ML} est faible ($\Delta T_{ML} < 2$ °C). Une erreur absolue maximale de 4350 W/(m².K) est observée pour un faible débit de vapeur condensé (correspondant à $Re_{f,moy} = 9,7$). Sur le circuit d'eau de refroidissement la température moyenne était fixée sur une plage définie entre 23,5 et 25,9 °C. Conformément à la théorie de Nusselt établie pour le régime laminaire, le coefficient d'échange diminue lorsque le nombre de Reynolds du film liquide augmente. Cette dégradation du coefficient d'échange thermique correspond à la conduction à travers le film liquide de plus en plus épais. En effet, la résistance thermique augmente avec l'épaisseur du film, diminuant ainsi le coefficient d'échange thermique. Remarquons que le régime d'écoulement du film liquide varie d'un régime laminaire ($Re_{f,moy} < 30$) jusqu'au début de la zone de transition laminaire/turbulent ($30 < Re_{f,moy} < 1200$). La différence entre ces deux régimes est suffisamment faible pour être assimilée à un régime unique. Il est à noter que la vapeur arrive en entrée du tube en régime turbulent ($1900 < Re_{v,e} < 13000$) pour la quasi-totalité des essais effectués. Le nombre de Reynolds est calculé par :

$$Re_i = \frac{4\dot{m}_i}{\pi D_h \mu_i} \Big|_z \quad (14)$$

i et z représentent respectivement le fluide et la zone (d'entrée ou de sortie) dans le tube considérés.

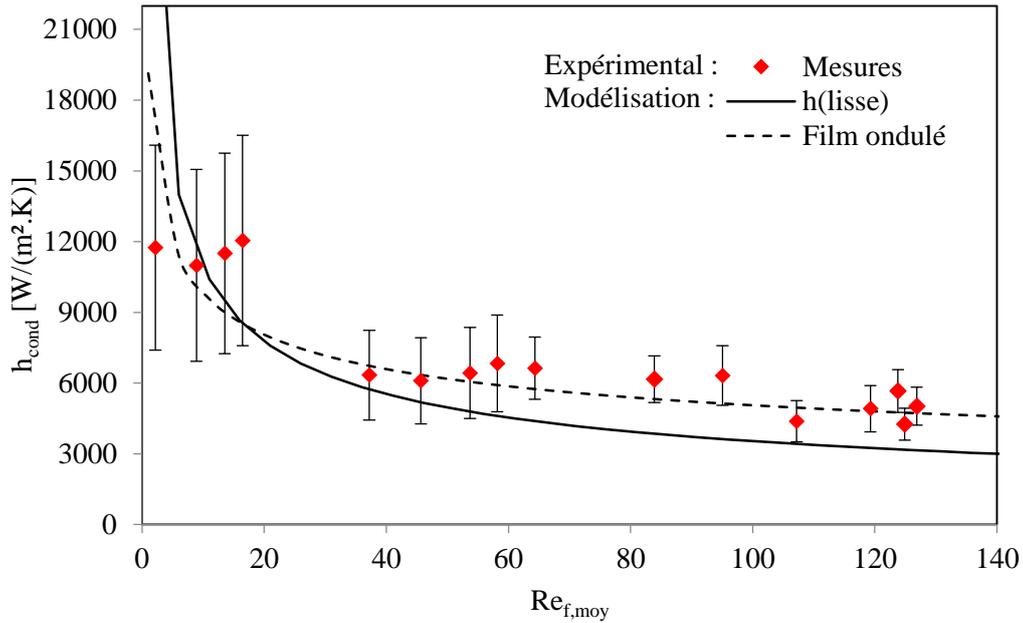


Figure 3 : Evolution du coefficient d'échange thermique à l'intérieur du tube de condensation : Résultats expérimentaux et ceux de la modélisation

Le nombre de Reynolds du film liquide ($Re_{f,moy}$) est calculé en prenant la moyenne entre celui calculé en entrée et celui en sortie du tube de condensation ($Re_{f,moy} = 1/2 (Re_{f,e} + Re_{f,s})$).

En considérant le cas d'un film lisse, nous constatons que le coefficient d'échange thermique sous-estime les mesures notamment pour les plus forts nombres de Reynolds du film. Dans la littérature, Gross et al. [3] ont montré que pour des films en écoulement laminaire ou dans la zone de transition laminaire-turbulente, le film est soumis aux effets d'interface [5-10]. Dans ces zones, la surface du film liquide présente des vagues interfaciales. Elles sont d'autant plus présentes à basse pression qu'à haute pression à cause de l'augmentation de l'épaisseur du film. Cette augmentation est causée par une baisse de la température de saturation de la vapeur qui entraîne une augmentation de la viscosité du film liquide. Cette hausse accroît les effets des forces visqueuses comme le montre la comparaison faite dans le *tableau 1*. Pour le même débit massique de la vapeur à l'entrée du tube, on note une vitesse moyenne d'écoulement de 88 m/s à 35 mbar et de seulement 4 m/s à 1 bar. En introduisant l'effet des vagues interfaciales, la figure 3 montre une bonne concordance entre les résultats des mesures et de modélisation. Afin de prendre en compte cet effet, l'équation (11) est utilisée avec $F_{vague} \neq 1$ en accord avec les travaux de Thumm et al. [8]. Ce coefficient a été adapté afin de tenir compte de nos conditions de basses pressions.

Pression	$\rho_{v,mt}$ (kg.m^{-3})	$\rho_{f,mt}$ (kg.m^{-3})	$\mu_{v,mt}$ (Pa.s)	$\mu_{f,mt}$ (Pa.s)	$U_{v,e}$ (m.s^{-1})	$U_{f,mt}$ (m.s^{-1})	$Re_{v,e}$	$Re_{f,mt}$
35 mbar	$2,53.10^{-2}$	997	$9,73.10^{-6}$	$8,73.10^{-4}$	88	$1,18. 10^{-1}$	12900	79
1 bar	$5,90.10^{-1}$	959	$1,26.10^{-4}$	$2,83.10^{-4}$	4	$1,42. 10^{-1}$	9800	230

Tableau 1: Comparaison des propriétés et grandeurs liées à la vapeur et au condensat.

Les valeurs reportées dans le *tableau 1* (*mt*) sont des moyennes calculées sur l'ensemble des valeurs obtenues sur toute la longueur de condensation.

4.2. Effet de la pression sur le coefficient d'échange thermique

Afin d'étudier l'influence de la pression sur le coefficient d'échange thermique, nous avons considéré la condensation de la vapeur d'eau à l'intérieur d'un tube vertical pour la même configuration du tube étudié sur le banc expérimental. Les pressions d'entrée de la vapeur testées sont 20 mbar et 1 bar. La température d'eau de refroidissement et son coefficient d'échange thermique sont respectivement de 15°C et 4070 W/m²K. Seule la pression de la vapeur est modifiée afin de montrer l'impact unique de ce paramètre. Le débit massique de la vapeur à l'entrée du tube est de 20 kg/h correspondant à un nombre de Reynolds de la vapeur de 13400 pour une pression de 20 mbar et de 9900 pour une pression de 1 bar. La *figure 4* compare les évolutions des coefficients d'échange thermique locaux qui sont présentées en fonction du taux de condensation (comprise entre 0 et 1) dans le tube afin de se soustraire de la longueur de condensation. On remarque que la diminution de la pression dégrade le coefficient d'échange thermique local [2]. Cette dégradation est plus prononcée dans le domaine développé que dans l'entrée du tube. Elle peut aller de 20 à 80% en sortie du tube lorsque le titre de la vapeur baisse de 90 à 20%.

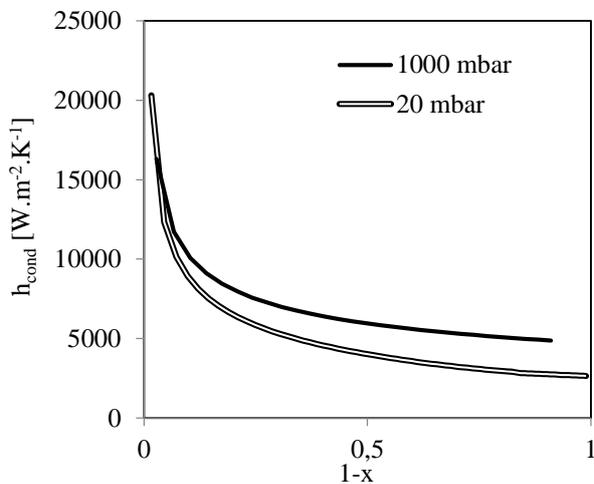


Figure 4: Evolution du coefficient d'échange thermique local en fonction du taux de condensation.

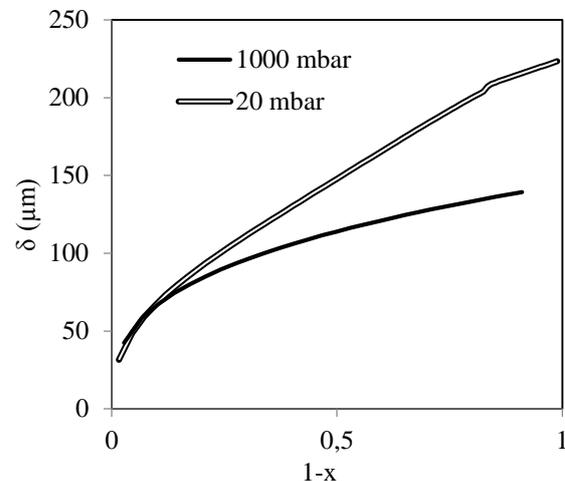


Figure 5: Evolution de l'épaisseur du film liquide.

Cette dégradation du coefficient d'échange thermique local est due à une augmentation de l'épaisseur du film local à basse pression comme le montre la *figure 5*. Cette diminution de l'épaisseur du film est due aux propriétés physiques du liquide et de la vapeur qui sont influencées par le niveau de pression [4]. En effet, lorsque la pression diminue, la température de saturation diminue aussi. Ce qui a pour conséquence d'augmenter la viscosité du liquide et d'amplifier l'effet du frottement entre la paroi et le film liquide. Ceci retarde l'écoulement du condensat. De plus, en raison d'une baisse de la densité de la vapeur résultant de la diminution de la température de saturation de celle-ci, la vitesse de la vapeur augmente. La contrainte interfaciale entre le film liquide et la vapeur tend à accélérer la vitesse d'écoulement du film. L'effet du frottement à la paroi s'oppose à l'effet de pesanteur combiné à celui de la contrainte interfaciale. Il apparaît que l'effet du frottement à la paroi prime et augmente l'épaisseur du film liquide. La résistance à l'échange thermique est donc plus importante dans le cas de la basse pression [6].

5. Conclusion

Cet article présente les résultats des mesures expérimentales et celles issues de la modélisation de la condensation de la vapeur à l'intérieur d'un tube vertical. Nous montrons que du fait de la basse pression, l'épaisseur du film de condensat est augmentée. Elle est alors plus sensible aux effets d'interface. Ces essais à basse pression ont permis de montrer les effets d'interface ainsi que l'impact des variations des propriétés thermiques de chaque phase dues notamment à la baisse de la température de saturation de la vapeur. L'échange thermique est donc dégradé lorsque nous diminuons la pression de la vapeur en entrée du tube comme dans les conditions opératoires adoptées au travers de notre étude.

Références

- [1] A. S. Wanniarachi, J. W. Rose, Film condensation of steam on horizontal finned tubes : Effect of finned spacing, *Trans. ASME J. Heat Transfer*, 108 (1986), 93-99.
- [2] H. C. Wang, J. W. Rose, Effect of interphase matter transfer on condensation on low finned tubes. A theoretical investigation, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47 (2004), 179-184.
- [3] U. Gross, Ch. Philipp, Conjugated shear stress and Prandtl number effects on reflux condensation heat transfer inside a vertical tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 49 (2006), 144-153.
- [4] W. J. Garland, R.J. Wilson, J. Bartak, J. Cizek, M. Stasny, I. Zentrich, Extensions to the approximation functions for the fast calculation of saturated water properties, *Nuclear Engineering and Design*, (1992), 381-388.
- [5] S. Z. Kuhn, Investigation of heat transfer from condensing steam-gas mixtures and turbulent films flowing downward inside a vertical tube, *PhD thesis*, University of California at Berkeley, (1995).
- [6] R. Bellinghausen, U. Renz, Heat Transfer and film thicknesss during condensation of steam flowing at high velocity in a vertical pipe, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35 (1992), 683-689.
- [7] S. W. Churchill et R. Usagi, A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena, *AIChE J.*, 18 (1972), 1121-1128.
- [8] S. Thumm, Ch. Philipp, U. Gross, Film condensation of water in a vertical tube with countercurrent vapour flow, *Int. J. Heat Mass Transfer* 44, (2001), 4245-4256.
- [9] F. L. Blangetti, and E. U. Schlinder, Local heat transfer coefficients in film condensation at high Prandtl numbers, *Condensation Heat Transfer, ASME, 18th National Heat Transfer Conference*, San Diego, (1979), 17-25.
- [10] J. W. Rose, Surface tension effects and enhancement of condensation heat transfer, *Chemical Engineering Research and Design*, (2004), 419-429.

Remerciements

Les auteurs de cet article remercient le Fond Unique Interministériel pour son support financier au projet CAFEE de R&D coordonné par l'entreprise GEA-BTT à Nantes.