

Modélisation des transferts thermiques au travers d'un tube aileté placé dans une chambre de combustion de chaudière biomasse.

Marie CREYX^{1*}, Bernard DESMET¹, Eric DELACOURT¹, Céline MORIN¹

¹Laboratoire TEMPO, UVHC, Université Lille Nord de France
Le Mont Houy – F-59313 Valenciennes Cedex 9

* (auteur correspondant : marie.creyx@etu.univ-valenciennes.fr)

Résumé - Un tube muni d'ailettes longitudinales est placé dans la chambre de combustion d'une chaudière biomasse, induisant un dépôt de suie sur les parois. Un modèle des transferts thermiques est établi. L'influence de l'émissivité équivalente, déduite d'un modèle radiatif spectral, et de la résistance thermique du dépôt sur les températures de tube et d'ailette et sur les différents flux thermiques est étudiée. Une corrélation liant l'émissivité équivalente de la paroi aux températures des produits de combustion et de la paroi permet d'évaluer le flux total transmis à travers le tube aileté encrassé.

Nomenclature

d_w	diamètre interne du tube, m	λ	conductivité thermique ailette, $W.m^{-1}.K^{-1}$
H	longueur ailette, m	λ_d	conductivité thermique dépôt, $W.m^{-1}.K^{-1}$
h	coefficient de convection gaz brûlés, $W.m^{-2}.K^{-1}$	σ	constante de Stefan, $W.m^{-2}.K^{-4}$
h_c	coefficient de convection fluide chauffé, $W.m^{-2}.K^{-1}$	φ	flux thermique surfacique, $W.m^{-2}$
r_d	résistance thermique surfacique dépôt, $m^2.K.W^{-1}$	Φ	flux thermique dans l'ailette par unité de longueur de tube, $W.m^{-1}$
T	température ailette, K	Φ_c	flux thermique reçu fluide chauffé par unité de longueur de tube, $W.m^{-1}$
T_X	température au point X, K	<i>Indices et exposants</i>	
x	coordonnée, m	c	fluide chauffé (air)
<i>Symboles grecs</i>		d	dépôt
δ	épaisseur ailette, m	e	extrémité de l'ailette
δ_d	épaisseur dépôt, m	h	produits de combustion
ε_{eq}	émissivité équivalente	s	surface du dépôt
		w	paroi du tube, base de l'ailette

1. Introduction

Les installations de micro-cogénération à combustible biomasse solide sont constituées d'une chaudière à biomasse de puissance inférieure à 50 kW, d'un système de cogénération à combustion externe dédié à la production d'électricité et d'un échangeur en contact avec les produits de combustion qui permet d'alimenter en chaleur le cogénérateur. Ici, le cogénérateur considéré est un moteur à air chaud de type Ericsson à cycle de Joule ouvert. Il doit être alimenté avec de l'air pressurisé à haute température afin de maximiser ses performances, notamment le rendement thermodynamique [1].

Ainsi, l'échangeur d'alimentation doit fonctionner dans des conditions de températures élevées. Pour cela, il est placé dans la chambre de combustion de la chaudière, à proximité de la flamme. Cela induit un important phénomène de rayonnement en provenance des gaz brûlés et des particules de suie émis lors de la combustion de biomasse [2], mais provoque également l'encrassement des surfaces d'échange [3], ce qui peut être préjudiciable aux

performances du système de micro-cogénération [4]. L'échangeur étudié ici est composé de tubes munis de deux ailettes longitudinales dans lesquelles circule l'air alimentant le moteur Ericsson [5].

Pour évaluer les modes de transferts thermiques dans les ailettes d'un échangeur soumis à un tel environnement, le rayonnement absorbé dans l'ailette est généralement pris en compte avec une linéarisation, comme évoqué par Mueller et Abu-Mulaweh [6]. Certains auteurs prennent en compte le rayonnement avec la loi de Stefan-Boltzmann et une émissivité de paroi fixée, pour différents cas d'ailettes et en utilisant différentes méthodes de résolution numérique (décomposition d'Adomian, méthode des différences finies) [6-7]. Du point de vue du rayonnement émis par les produits de combustion, une émissivité équivalente des gaz et particules de suie associée à la loi de Stefan-Boltzmann est parfois introduite [8]. Des modèles radiatifs plus complexes prenant en compte les propriétés spectrales des produits de combustion et la résolution de l'équation du transfert radiatif sont également utilisés [9].

L'encrassement dans la chambre de combustion de la chaudière biomasse est étudié en général du point de vue de l'interaction entre le milieu réactif et la paroi, avec un focus sur les phénomènes de dépôt de particules de suie [10]. Ces phénomènes dépendent des paramètres suivants : matériau, rugosité et température de la surface, vitesse et propriétés thermiques du fluide, présence de particules de suie, modes de transferts thermiques dans la paroi, design de l'échangeur [11]. Une épaisseur limite du dépôt de suie apparaît, qui dépend des conditions de fonctionnement [12].

Dans ce papier, une ailette rectangulaire encrassée liée à un tube de l'échangeur placé dans les conditions décrites précédemment est étudiée. Les transferts thermiques par conduction, convection et rayonnement la traversant sont modélisés en fonction de l'émissivité équivalente et de la résistance thermique du dépôt de suie. Une corrélation sur l'émissivité équivalente en fonction de la différence de température entre les gaz brûlés et la paroi est établie à partir d'un modèle de rayonnement spectral. L'influence de l'émissivité équivalente et de la résistance thermique du dépôt de suie sur les températures de paroi et d'ailette et sur les flux thermiques transmis est étudiée. Les résultats de l'utilisation d'une corrélation sur l'émissivité équivalente, déduite du modèle radiatif spectral, pour l'évaluation des profils de températures dans l'ailette et en surface de dépôt sont présentés, en soulignant l'effet d'une variation d'émissivité le long de l'ailette sur les profils de température.

2. Modélisation des transferts thermiques

2.1. Transferts thermiques à travers le tube aileté avec dépôt de suie

Le tube d'échangeur (cf. Fig. 1) est muni de deux ailettes longitudinales (épaisseur δ , longueur H , conductivité λ) et recouvert d'un dépôt de suie uniforme (épaisseur δ_d , résistance thermique surfacique $r_d = \delta_d / \lambda_d$). Le fluide chauffé, à température T_c , circule dans le tube aileté qui est en contact sur sa surface externe avec les produits de combustion (gaz brûlés et particules de suie) à haute température T_h . La conductivité thermique du dépôt est supposée très petite par rapport à celle de l'ailette, on peut alors négliger le flux thermique transmis dans le dépôt suivant la direction x par rapport à celui transmis par l'ailette, ce qui revient à admettre que la totalité du flux reçu à la surface du dépôt est transmis à l'ailette. En supposant nul le flux à l'extrémité de l'ailette ($x = 0$), le bilan thermique de la portion d'ailette située entre son extrémité et une section d'abscisse x quelconque s'écrit :

$$\Phi(x) = -\lambda \delta \frac{dT}{dx} = 2 \int_0^x \varphi_s(\zeta) d\zeta \quad (1)$$

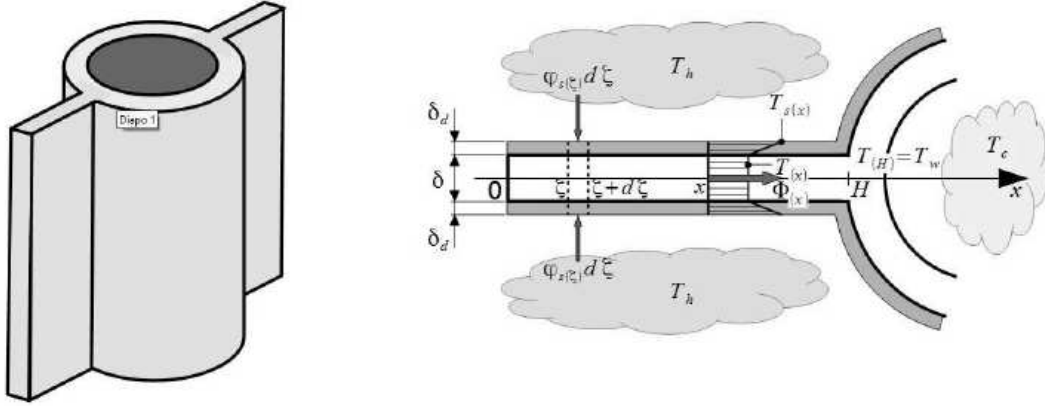


Figure 1 : Schéma du tube aileté avec dépôt de suie

L'équation suivante exprime la conservation du flux traversant le dépôt au niveau de la paroi extérieure :

$$\varphi_s = \sigma \varepsilon_{eq}(T_h^4 - T_s^4) + h(T_h - T_s) = (T_s - T)/r_d \quad (2)$$

où l'émissivité équivalente ε_{eq} caractérise le transfert thermique radiatif entre les produits de combustion chauds et la surface du dépôt à la température T_s . La dernière relation peut être réécrite sous la forme :

$$\underbrace{r_d[\sigma \varepsilon_{eq}(T_h^2 + T_s^2)(T_h + T_s) + h]}_{F_1(T_s)} = \underbrace{(T_s - T)/(T_h - T_s)}_{F_2(T_s)} \quad (3)$$

La relation (3) permet d'exprimer la température de surface du dépôt T_s en fonction de la température des produits de combustion T_h et de la température de l'ailette T . L'expression des fonctions F_1 et F_2 montre que la température de surface du dépôt croît avec l'émissivité équivalente. Avec une géométrie et des caractéristiques de l'ailette et du dépôt fixées, pour une température T_h des gaz brûlés et en supposant connue la température T_e à l'extrémité ($x = 0$) de l'ailette, l'équation (1) peut alors être intégrée. Un schéma prédicteur – correcteur précis au deuxième ordre est utilisé. L'équation (3) permet de définir en chaque point la température de surface T_s en fonction de la température T de l'ailette. La température de la base de l'ailette T_w étant connue, partant d'une hypothèse sur la température à l'extrémité de l'ailette T_e , le profil de température de l'ailette est évalué par un processus itératif en réajustant T_e jusqu'à convergence de la température de la base vers la valeur T_w . Le flux thermique reçu par la surface extérieure du tube en contact avec les gaz brûlés est calculé à l'aide de la relation (2) avec $T = T_w$. Le flux transmis au fluide chauffé circulant à l'intérieur du tube, en supposant l'échange purement convectif, par unité de longueur de tube s'écrit :

$$\Phi_c = \pi d_w h_c (T_w - T_c) \quad (4)$$

Un processus itératif est utilisé pour déterminer la température T_w permettant d'assurer l'égalité du flux reçu par la surface extérieure du tube et des deux ailettes en contact et du flux transmis au fluide chauffé circulant à l'intérieur du tube.

2.2. Émissivité équivalente de la surface en contact avec les produits de combustion

L'émissivité équivalente utilisée dans le modèle précédent résulte de l'interaction entre les gaz brûlés et particules de suie à haute température de la chambre de combustion de la chaudière et la surface du tube aileté. Une méthode d'évaluation de cette émissivité équivalente est proposée.

Le tube aileté, en contact avec les gaz brûlés à haute température issus de la combustion de biomasse, qui sont chargés en particules de suie, en dioxyde de carbone et en vapeur d'eau, reçoit un flux radiatif important en provenance de cet environnement. En considérant l'Hypothèse d'Équilibre Thermodynamique, le flux radiatif en un point B de la paroi s'exprime comme suit :

$$\varphi^R(B) = \int_0^{+\infty} \int_{2\pi (\vec{u} \cdot \vec{n}_B < 0)} \alpha_\nu(B, \vec{u}) I_\nu^{inci}(B, \vec{u}) |\vec{u} \cdot \vec{n}_B| d\Omega d\nu - \int_0^{+\infty} \int_{2\pi (\vec{u} \cdot \vec{n}_B > 0)} I_\nu^{emi}(B, \vec{u}) |\vec{u} \cdot \vec{n}_B| d\Omega d\nu \quad (5)$$

avec $I_\nu^{inci}(B, \vec{u})$ et $I_\nu^{emi}(B, \vec{u})$ luminances monochromatiques directionnelles incidente et émise au point B, α_ν absorptivité monochromatique directionnelle, \vec{n}_B vecteur normal à la surface, \vec{u} vecteur direction d'angle solide unitaire, $d\Omega$ angle solide élémentaire, $d\nu$ nombre d'ondes élémentaire. L'Équation du Transfert Radiatif est utilisée pour déterminer les luminances monochromatiques directionnelles dans Eq. (5) :

$$\frac{\partial I_\nu(M, \vec{u})}{\partial s} = \eta_\nu(M) - \kappa_\nu(M) I_\nu(M, \vec{u}) \quad (6)$$

avec κ_ν , η_ν coefficients monochromatiques d'absorption et d'émission du mélange de particules de suie, dioxyde de carbone et vapeur d'eau. L'Équation du Transfert Radiatif est résolue par la Méthode aux Ordonnées Discrètes. Les coefficients monochromatiques d'absorption et d'émission s'expriment à partir des coefficients d'absorption des particules de suie et du mélange de gaz brûlés (CO_2 et H_2O) [13] :

$$\kappa_\nu(M) = \kappa_\nu^{gas}(M) + \kappa_\nu^{part}(M) \quad (7)$$

$$\eta_\nu(M) = \kappa_\nu^{gas}(M) I_\nu^\circ(T_M^{gas}) + \kappa_\nu^{part}(M) I_\nu^\circ(T_M^{part}) \quad (8)$$

Le coefficient monochromatique d'absorption des particules de suie s'écrit : $\kappa_\nu = A^{part} \nu_c f_\nu$ avec A^{part} coefficient égal à 5,5 [13], ν_c nombre d'ondes, f_ν fraction volumique de suie, tandis que les coefficients monochromatiques d'absorption du dioxyde de carbone et de la vapeur d'eau sont tirés des travaux de Rivière et Soufiani [14].

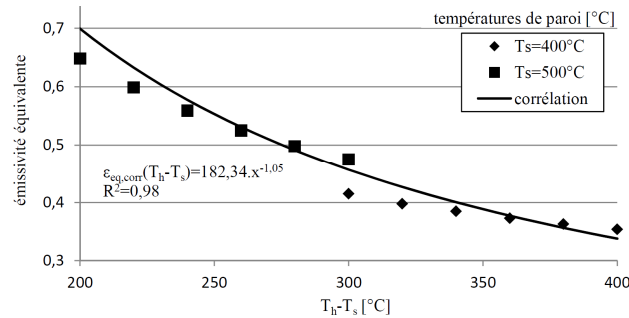


Figure 2 : Emissivité équivalente réelle et corrélée en fonction de la différence de température entre gaz brûlés et dépôt de suie

Ce modèle radiatif spectral a permis de calculer le flux radiatif à la paroi de l'échangeur en fonction des températures des gaz brûlés et de la température de surface de la paroi, en supposant uniformes dans la chambre de combustion la composition des gaz (dédite d'une équation de combustion des pellets de bois [5]), la fraction volumique de suie (1 ppm [15]), la température des produits de combustion [8,10], la température de paroi et l'émissivité de la paroi (prise à la valeur de 0,9 correspondant à l'émissivité d'un dépôt de suie [9]). La couche limite thermique est négligée. À partir de ces résultats, une émissivité équivalente a été définie pour permettre l'utilisation d'une loi similaire à celle de Stefan-Boltzmann dans les calculs de flux radiatifs à la paroi :

$$\varepsilon_{eq}(T_s, T_h) = \varphi^R(T_s, T_h) / \sigma(T_h^4 - T_s^4) \quad (9)$$

Une corrélation sur les émissivités obtenues a été réalisée avec une température des produits de combustion de 700 à 800 °C et une température de paroi entre 400 et 600 °C (cf. Fig. 2) :

$$\varepsilon_{eq}^{corr}(T_s, T_h) = 182,3 (T_h - T_s)^{-1,05} \quad (10)$$

Cette corrélation est validée pour les écarts de température situés entre 200 et 400 °C, par comparaison des résultats du modèle radiatif spectral avec les données bibliographiques [16]. Le flux radiatif peut alors être modélisé avec la loi de Stefan-Boltzmann en introduisant l'émissivité équivalente corrélée (cf. Eq. (10)).

3. Résultats et discussion

Une ailette métallique avec et sans dépôt de longueur 19 mm, d'épaisseur 2 mm, de conductivité thermique 80 W/m.K, liée à un tube de diamètre extérieur 25 mm et d'épaisseur 2 mm est étudié. Le coefficient d'échange convectif considéré est supposé égal à 10 W/m².K sur l'ailette. Les gaz brûlés sont à température fixée à 700 °C, le fluide chauffé est à 100 °C.

3.1. Influence de l'émissivité équivalente dans le cas d'une paroi non encrassée

Les températures et flux thermiques dans le cas sans encrassement, avec un coefficient d'échange convectif de 13,8 W/m².K dans le tube et une émissivité équivalente de la paroi supposée uniforme, sont présentés sur les figures (3) et (4).

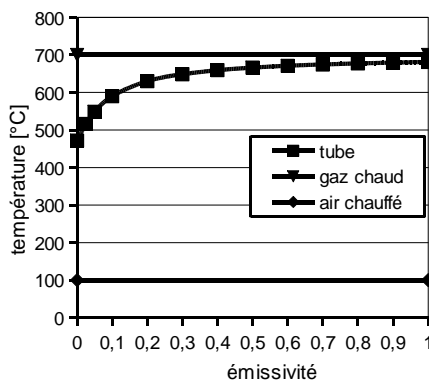


Figure 3 : Température du tube en fonction de l'émissivité de la surface en contact avec les gaz brûlés

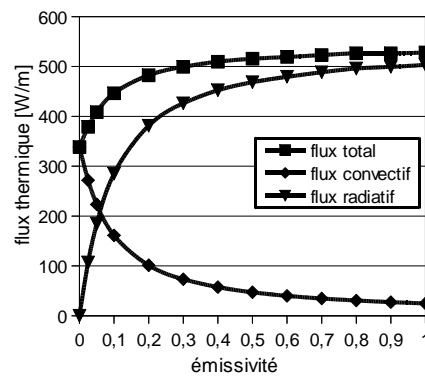


Figure 4 : Flux thermiques échangés en fonction de l'émissivité de la surface en contact avec les gaz brûlés

Lorsque l'échange thermique entre les gaz brûlés et la paroi extérieure est purement convectif (cas où $\varepsilon_{eq}=0$), la température du tube ne dépend que du rapport entre les résistances thermiques de convection sur les faces côté gaz brûlés et fluide chauffé, ainsi que de l'efficacité d'ailette. La température de paroi du tube augmente avec l'émissivité de la surface côté gaz brûlés et tend vers la température des gaz brûlés (cf. Fig. 3). Ce résultat correspond à un échange thermique côté gaz brûlés prépondérant lorsque l'émissivité équivalente est élevée. Le flux convectif diminue lorsque l'émissivité augmente, ce qui est lié à la réduction de l'écart de température entre gaz brûlés et paroi extérieure, tandis que l'échange radiatif augmente (cf. Fig. 4). L'émissivité équivalente a donc une influence prépondérante sur la réduction de l'écart de température dans le calcul du flux radiatif. L'augmentation du flux radiatif est supérieure à la réduction du flux convectif et le flux global augmente avec l'émissivité équivalente. L'augmentation du flux global avec l'émissivité équivalente est assez rapide jusqu'à $\varepsilon_{eq} \approx 0,3$ puis devient ensuite lente. Jusqu'à $\varepsilon_{eq} \approx 0,055$ le flux convectif est supérieur au flux radiatif puis la situation s'inverse pour les valeurs supérieures d'émissivité.

3.2. Influence de la résistance thermique et de l'émissivité équivalente du dépôt de suie

La conductivité thermique d'un dépôt de suie est située entre 0,02 et 0,7 W/m.K [10,17,18] et son épaisseur est située entre 50 μm et 5,8 mm [12,18]. Ainsi la résistance thermique d'un dépôt de suie se situe entre 0 et 0,1 $\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$ [12,18]. Les résistances thermiques de cette étude sont limitées à une valeur maximale de 0,02 $\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$. Lorsque l'on fixe l'émissivité équivalente du dépôt de suie à une valeur de 0,3, une augmentation de la résistance thermique du dépôt induit une légère augmentation de la température du dépôt et une décroissance beaucoup plus marquée de la température de l'ailette (cf. Fig. 5). Pour une résistance thermique de dépôt fixée, le flux radiatif des gaz brûlés vers la paroi et le flux thermique global augmentent avec l'émissivité équivalente (cf. Fig. 6). Pour toute émissivité équivalente fixée, ces flux sont décroissants avec l'augmentation de la résistance thermique. Le flux radiatif représente une part du flux total d'autant plus importante que l'émissivité équivalente est élevée.

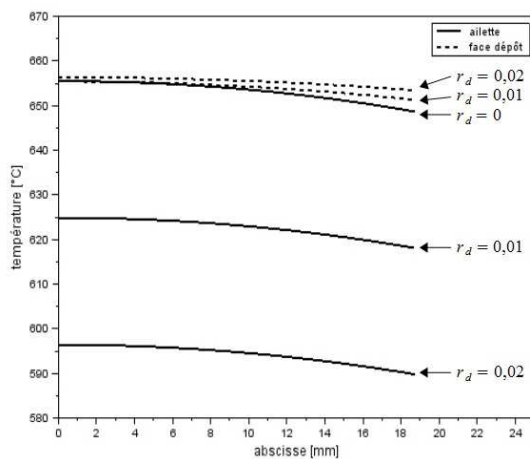


Figure 5 : Profils de température de l'ailette et de la surface du dépôt pour différentes résistances thermiques de dépôt r_d ($\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$)

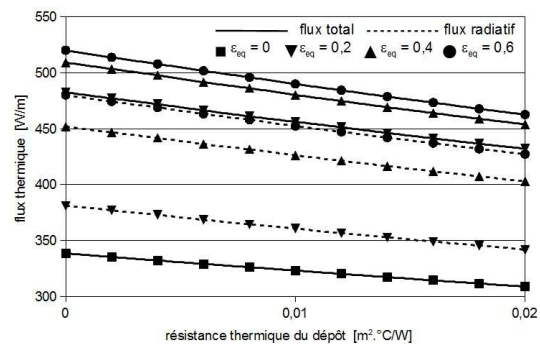


Figure 6 : Flux thermique total et flux radiatif en fonction de la résistance thermique du dépôt, pour différentes émissivités équivalentes

3.3. Effet de l'utilisation de l'émissivité équivalente corrélée sur les profils de température le long de l'ailette

L'ailette est maintenant supposée encrassée, avec une résistance thermique de dépôt $r_d=0,002 \text{ m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$. L'émissivité du dépôt est évaluée à chaque position le long de l'ailette à partir de la corrélation fonction de l'écart de température entre gaz brûlés et surface du dépôt. Le coefficient d'échange convectif est fixé à $230 \text{ W}.\text{m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, correspondant à une huile thermique, afin d'assurer un écart de température entre gaz brûlés et paroi suffisant par rapport à la plage de validité de la corrélation sur l'émissivité équivalente (cf. Fig. 2). La plage de valeurs d'émissivité considérées est définie par le domaine de validation du modèle radiatif spectral. Le coefficient d'échange convectif choisi correspond à l'utilisation d'une huile thermique au sein du tube chauffé (cas d'un échangeur à caloduc).

La température de la surface du dépôt décroît en se rapprochant de la base de l'ailette, induisant une diminution de la valeur de l'émissivité équivalente corrélée (cf. Fig. 7), ce qui est cohérent avec l'évolution de l'émissivité en fonction de la température de surface (cf. Fig. 2). Cette diminution de l'émissivité est conséquente, ce qui doit correspondre à un flux radiatif réduit à proximité de la base de l'ailette, comparé au flux radiatif à l'extrémité de

l'ailette. Le profil de température de l'ailette et de la surface du dépôt est similaire, avec un écart lié à la résistance thermique du dépôt, qui varie peu le long de l'ailette (cf. Fig. 7).

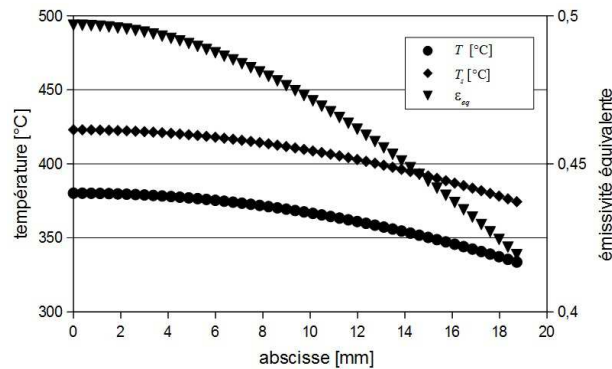


Figure 7 : Emissivité équivalente corrélée et profils de température de la surface du dépôt de suie et de l'ailette le long de l'ailette

4. Conclusion

Un modèle des transferts thermiques conductifs, convectifs et radiatifs au sein d'une ailette liée à un tube d'échangeur avec dépôt de suie et placée dans la chambre de combustion d'une chaudière biomasse, en contact avec un mélange de gaz et particules de suie à haute température, est établi. Une corrélation sur l'émissivité équivalente de la paroi en contact avec les produits de combustion est déduite à partir d'un modèle radiatif spectral.

Une étude paramétrique montre l'effet de l'émissivité équivalente avec une ailette sans encrassement sur la température du tube et sur les flux thermiques radiatifs et globaux. L'augmentation du flux radiatif induit une augmentation de la température du tube et réduit l'échange convectif entre les gaz brûlés et la paroi par diminution de l'écart de température entre ces deux points. En présence d'un dépôt de suie, la résistance thermique influe peu sur la température de surface du dépôt, tandis qu'elle réduit fortement la température de l'ailette. Le flux radiatif décroît avec l'augmentation de la résistance thermique du dépôt, et représente une part du flux global plus importante lorsque l'émissivité équivalente augmente. L'utilisation de l'émissivité équivalente corrélée dans le modèle de transferts thermiques à travers l'ailette liée au tube d'échangeur parcouru par une huile thermique montre que l'émissivité équivalente décroît lorsque l'on se rapproche de la base de l'ailette, donc le flux radiatif décroît le long de l'ailette, en lien avec la réduction de l'écart de températures entre gaz brûlés et paroi.

La corrélation sur l'émissivité équivalente pourrait être affinée, notamment en améliorant le modèle radiatif spectral, pour des écarts de températures réduits par rapport à ceux qui ont été présentés. Une telle corrélation permettrait de modéliser le cas d'un échange convectif limitant dans le tube d'échangeur, induisant des températures à la surface du dépôt proches de celles des gaz brûlés, ce qui est le cas lorsque le tube est parcouru par de l'air alimentant un moteur à air chaud pour une utilisation en micro-cogénération.

Références

- [1] M. Creyx, E. Delacourt, C. Morin, B. Desmet, P. Peultier, Energetic optimization of the performances of a hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson cycle, *Energy*, 49 (2013), 229-239.

- [2] P. Stehlík, Conventional versus specific types of heat exchangers in the case of polluted flue gas as the process fluid – A review, *Appl. Therm. Eng.*, 31 (2011), 1–13.
- [3] L.M. Romeo, R. Garetta, Fouling control in biomass boilers, *Biomass Bioenerg.*, 33 (2009), 854-861.
- [4] M. Kuosa, J. Kaikko, L. Koskelainen, The impact of heat exchanger fouling on the optimum operation and maintenance of the Stirling engine, *Appl. Therm. Eng.*, 27 (2007), 1671-1676.
- [5] M. Creytx, E. Delacourt, C. Morin, B. Desmet, P. Peultier, Modelling of the heat fluxes in a flue gas-air heat exchanger implanted in a solid biomass fuelled micro-combined heat and electrical power system, *Proc. Eurotherm Seminar n°96* (Bruxelles, 17-18 sept. 2013).
- [6] D. W. Mueller, H. I. Abu-Mulaweh, Prediction of the temperature in a fin cooled by natural convection and radiation, *Appl. Therm. Eng.*, 26 (2006), 1662-1668.
- [7] A. Aziz, A. B. Beers-Green, Performance and optimum design of convective-radiative rectangular fin with convective base heating, wall conduction resistance, and contact resistance between the wall and the fin base, *Energ. Convers. Manage.*, 50 (2009), 2622-2631.
- [8] J. Dupuy, J. Maréchal, D. Morvan, Fires from a cylindrical forest fuel burner: combustion dynamics and flame properties, *Combustion and Flame*, 135 (2003), 65–76.
- [9] M.F. Modest, *Radiative heat transfer*, Academic Press (2003).
- [10] P. Venturini, D. Borello, C. Iossa, D. Lentini, F. Rispoli, Modeling of multiphase combustion and deposit formation in a biomass-fed furnace, *Energy*, 35 (2010), 3008-3021.
- [11] M. M. Awad, *Fouling of heat transfer surfaces, Heat transfer – Theoretical analysis, experimental investigations and industrial systems*, InTech (2011).
- [12] M. S. Abd-Elhady, T. Zornik, M. R. Malayeri, S. Balestrino, P. G. Szymkowitz, H. Müller-Steinhagen, Influence of gas velocity on particulate fouling of exhaust gas recirculation coolers, *Int. J. Heat Mass Tran.*, 54 (2011), 838-846.
- [13] L. Tessé, J.-M. Lamet, Radiative transfer modeling developed at Onera for numerical simulations of reactive flows, *The ONERA Journal of Aerospace Lab*, 2 (2011), 1-19.
- [14] P. Rivière, A. Soufiani, Updated band model parameters for H₂O, CO₂, CH₄ and CO radiation at high temperature, *Int. J. Heat Mass Tran.*, 55 (2012), 3349–3358.
- [15] K. Muñoz-Feucht, A. Fuentes, J.-L. Consalvi, Soot volume fraction measurements in a forest fuel layer, *Exp. Therm. Fluid. Sci.*, (2013), *In Press*.
- [16] M. Ben Salah, F. Askri, K. Slimi, S. Ben Nasrallah, Numerical resolution of the radiative transfer equation in a cylindrical enclosure with the finite-volume method, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47 (2004), 2501-2509.
- [17] W. D. Ciro, E. G. Eddings, A. F. Sarofim, Experimental and numerical investigation of transient soot buildup on a cylindrical container immersed in a jet pool fire, *Combust. Sci. and Tech.*, 178 (2006), 2199-2218.
- [18] J. M. Grillot, G. Icart, Fouling of a cylindrical probe and a finned tube bundle in a Diesel exhaust environment, *Exp. Therm. Fluid. Sci.*, 14 (1997), 442-454.

Remerciements

Ce travail a été soutenu par diverses sources de financement : la région Nord-Pas-de-Calais dans le cadre du projet régional Sylwatt, en partenariat avec les laboratoires TEMPO (Valenciennes), PC2A (Lille), CCM (Dunkerque) et l'entreprise Enerbiom ; et également l'ANRT et l'entreprise Enerbiom pour le financement de thèse de Marie Creytx.