

Etude expérimentale des échanges de chaleur pariétaux dans un refroidisseur d'air suralimenté d'un moteur à combustion interne

Experimental study of wall heat transfers in an intercooler of an internal combustion engine

Maximilien Blanc¹, François Delcourt¹, Éric Delacourt¹, Céline Morin¹, David Chalet²

¹ Univ. Polytechnique Hauts-de-France, CNRS, UMR 8201 – LAMIH, 59313 Valenciennes, France

² Ecole Centrale de Nantes, LHEEA lab. (ECN CNRS UMR 6598), Nantes, France

RÉSUMÉ. Des mesures par thermocouples et thermographie infrarouge sont réalisées sur le refroidisseur d'air suralimenté d'un moteur à allumage commandé (cylindrée : 1,2 L, taux de compression : 10,5:1, puissance : 95,6 kW) pour plusieurs points de fonctionnement moteur. Une méthode de calcul est développée pour caractériser localement les propriétés thermiques du fluide (masse volumique, chaleur spécifique, viscosité dynamique, etc, ...) selon la température pour ensuite déterminer le coefficient de transfert de chaleur et le nombre de Nusselt.

ABSTRACT. Experimental measurements by thermocouples and infrared thermography are made in the intercooler of a supercharged spark-ignition engine (engine displacement: 1.2L, compression ratio: 10.5:1, power: 95.6kW) for several engine operating points. A calculation method is developed to define locally the fluid thermal properties (density, specific heat, dynamic viscosity, etc, ...) as a function of temperature. Following, local heat transfer coefficient and Nusselt number are determined.

MOTS-CLÉS. Convection, Coefficient de transfert de chaleur local, Echangeur, Echanges de chaleur pariétaux, Thermographie infrarouge.

KEYWORDS. Convection, Local heat transfer coefficient, Intercooler, Parietal heat transfer, Thermal imaging.

1. Introduction

Les échangeurs de chaleurs sont présents dans diverses applications industrielles sous de nombreuses conditions de fonctionnement. Celles-ci affectent les performances des applications d'ingénierie thermique. L'intérêt est alors de mieux comprendre le mécanisme de transfert de chaleur entre le fluide et les parois afin d'améliorer l'efficacité du transfert thermique (en compromis avec les pertes de charges) et la compacité des échangeurs. L'étude proposée ici est plus particulièrement centrée sur les échangeurs de chaleur air-air compacts destinés au groupe motopropulseur d'une automobile. Plusieurs études expérimentales ont déjà été menées sur ces types d'échangeurs [HUA 14, LAW 08, SAN 06] mais elles se focalisent essentiellement sur le coefficient de friction. De nombreuses études [HAB 02, ELS 08, TAL 16], dans des conditions d'écoulements similaires, permettent d'établir des corrélations entre le nombre de Nusselt et les paramètres caractérisant l'écoulement, mais toutes ces corrélations sont proposées pour des échanges globaux et des géométries modèles (tube circulaire ou rectangulaire). Des études thermiques [DON 07, WAN 20] ont également été réalisées sur des géométries proches de celle étudiée dans cet article mais les corrélations utilisées pour calculer le nombre de Nusselt concernent la partie eau de l'échangeur et non la partie air.

L'objectif de cette étude est de caractériser expérimentalement l'influence de plusieurs paramètres d'un écoulement d'air sur le coefficient d'échange de chaleur convectif local et d'en établir une cartographie pour en déduire le nombre de Reynolds (de 100 à 300) ou encore le nombre de Prandtl (de 0,6 à 0,8). La géométrie de l'échangeur étudié est complexe, elle est composée d'une multitude d'ailettes persiennes dans la partie air moteur ainsi que dans la partie air de refroidissement (Figure 1).

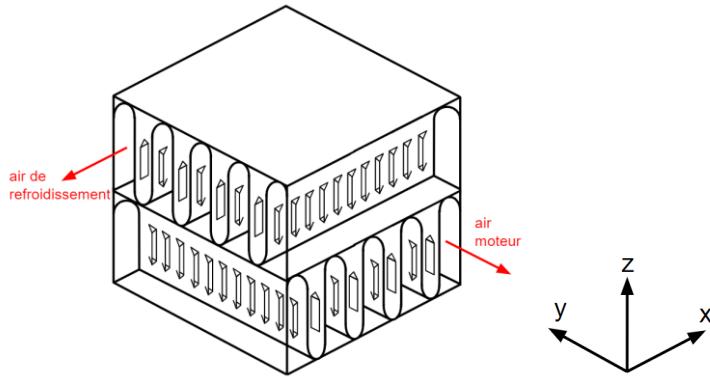


Figure 1. Schéma d'une partie d'un canal intérieur et extérieur du RAS

Par ailleurs l'échangeur présente un fort gradient de température aux entrées/sorties des deux circuits fluides (de 283 K à 318 K), c'est pour cela qu'une étude locale des échanges de chaleurs devient très intéressante pour développer ultérieurement des mécanismes d'optimisation. Dans un premier temps, le banc expérimental avec son instrumentation et la procédure sont décrits puis la méthode de calcul utilisée est présentée. Finalement les résultats obtenus font l'objet d'une discussion.

2. Etude expérimentale du RAS

2.1. Description du banc expérimental

Afin d'étudier expérimentalement les échanges thermiques au sein d'un RAS pour différentes conditions moteur, des essais expérimentaux ont été réalisés sur un banc moteur disponible au LHEEA (Figures 2 et 3). Le moteur à allumage commandé est suralimenté, il dispose d'une cylindrée de 1,2 L avec un taux de compression de 10,5 :1 et développe une puissance maximale de 95,6 kW. Le frein dynamique connecté au moteur est une génératrice électrique permettant de contrôler le couple, le régime de rotation et la consigne de charge du moteur thermique (position papillon). Des adaptations ont été apportées sur ce dispositif expérimental pour mieux contrôler le flux d'air de refroidissement (boîte de vitesses retirée, utilisation d'un ventilateur pour reproduire les conditions d'avancement du véhicule, ...). L'étude du coefficient de transfert thermique convectif porte sur le refroidisseur d'air suralimenté (RAS) présenté sur les Figures 2 et 3.

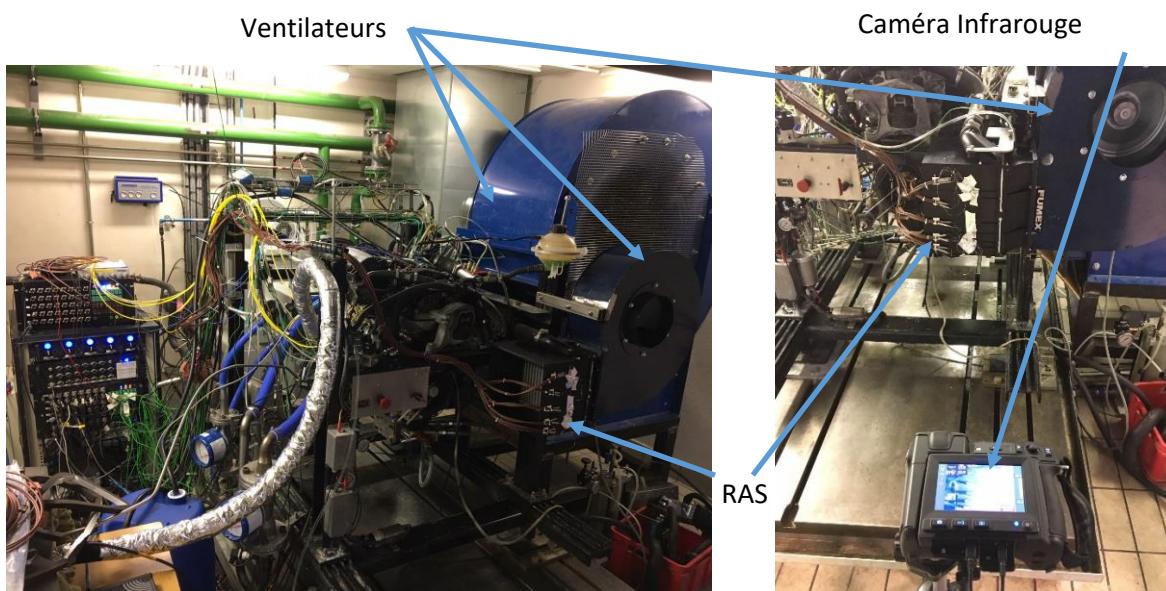


Figure 2. Banc d'essais moteur

Figure 3 : Vue du RAS dans son carénage et de la caméra infrarouge.

En entrée du RAS, l'air pressurisé provient du compresseur. Cet air passe ensuite dans les différents canaux du RAS (Figure 1) pour ressortir plus froid mais toujours pressurisé afin d'alimenter le moteur. La distribution de l'air entre tous les canaux est obtenue grâce à un divergent en entrée. Le RAS est composé de 16 canaux intérieurs (air moteur) avec 39 espaces inter-ailette par canaux et de 17 canaux extérieurs (air ventilation) avec 161 espaces inter-ailette. Les dimensions d'un canal sont de 7x48x210 mm³. Il est constitué d'aluminium de conductivité thermique $\lambda_{alu}=237 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$. La paroi extérieure est refroidie grâce à un ventilateur qui est lui-même raccordé à un variateur afin de reproduire l'écoulement d'air associé au déplacement du véhicule. L'air provenant du ventilateur est contrôlé par un carénage spécifiquement créé pour une répartition dans les différents canaux extérieurs du RAS. L'instrumentation autour du RAS est également installée sur ce carénage.

2.2. *Instrumentation*

Deux circuits d'air sont identifiables pour cette expérimentation. Le premier circuit correspond à l'air dans le circuit moteur (l'air sort du compresseur puis est dirigé vers les cylindres du moteur), les grandeurs mesurées sont la pression, le débit massique et la température en entrée et en sortie du RAS. Le second circuit correspond à la veine d'air permettant de refroidir l'air moteur. Les grandeurs mesurées sont ici le débit volumique et la température de l'air en sortie du ventilateur, la pression à l'intérieur du carénage et les différentes températures en paroi de l'échangeur (Tableau 1). Les variables « moteurs » tels que le régime moteur, le couple et l'avancement du véhicule sont également relevées. Dans le processus d'échange de chaleur, la température de l'air moteur diminue au fur et à mesure de sa progression dans le RAS. Par conséquent, l'échangeur a été découpé en différentes parties selon l'axe d'avancement du fluide moteur (axe y). La figure 5 représente la cartographie de température de la paroi de 3 des 4 canaux étudiés grâce à la réalisation de fenêtres optiques sur la face latérale droite de l'échangeur (seules quelques fines fenêtres ont été réalisées pour limiter les échanges de chaleur avec l'extérieur).

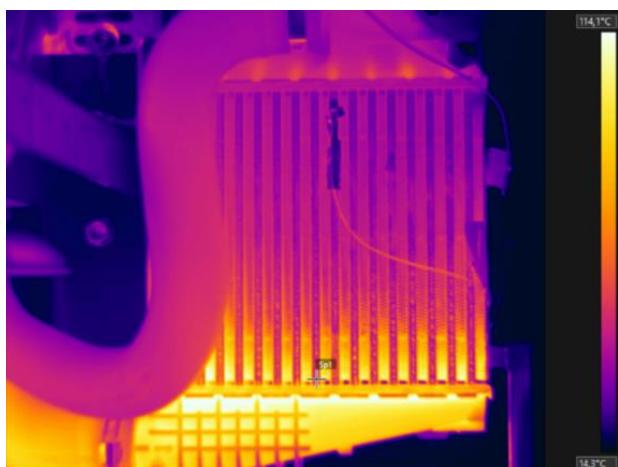


Figure 4. Image thermographique de la face avant du RAS pendant un essai.

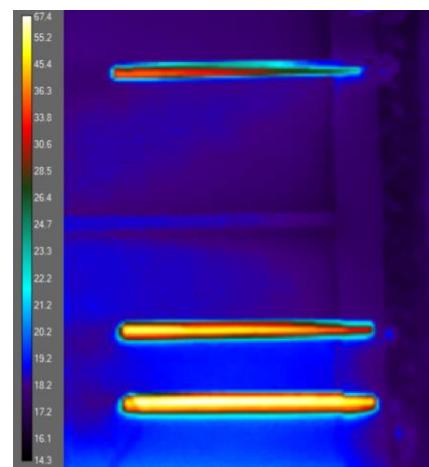


Figure 5. Image thermographique des canaux du RAS lors d'un essai en °C

Cette cartographie a été obtenue à l'aide d'une caméra IR et plusieurs thermocouples de type K ont été utilisés pour déterminer la valeur de l'émissivité. L'abscisse de la figure 5 (axe x) correspond à la direction de l'écoulement de ventilation.

	Etendue de mesure	Incertitude
Thermocouple type T classe 1 ø=0,5mm	-40 °C à +350 °C	±0,5 K
Caméra Infrarouge FLIR T640 : 640x480	-40 °C à +150 °C	±2,0 K
Capteurs de Pression Kristler Type 4049B	0-5 bar absolu	15 mbar

Tableau 1. Liste de l'instrumentation utilisée avec l'étendue et incertitude de mesure

2.3. Procédure

Afin d'étudier l'influence des différents paramètres d'un écoulement, plusieurs essais ont été réalisés et sont décrits dans le Tableau 2. Tous les essais ont été réalisés deux fois afin de s'assurer d'une bonne reproductibilité. Le moteur est contrôlé via une station de commande dédiée (Logiciel STARS d'Horiba). Ce dispositif permet ainsi de modifier indépendamment le régime moteur (et donc le débit massique de l'air moteur), le couple ou la vitesse du véhicule (simulée par la vitesse d'air de refroidissement de l'échangeur). Ces modifications ont pour conséquences de modifier le débit volumique, la pression ou encore la température de l'air moteur. Les essais sont réalisés selon le protocole suivant : 1 min à 20 Nm, montée linéaire du couple jusqu'à 200 Nm en 5 s, attente de stabilisation de la température (6 à 7 min) et enfin diminution du couple à 20 Nm en 5s pour une stabilisation pendant 3 min.

N°Essai	Couple (Nm)	Ventilation (km.h ⁻¹)	Régime moteur (tr.min ⁻¹)
1	20	30	2000
2	20	80	2000
3	20	130	2000
4	20	30	3000
5	20	80	3000
6	20	80	4000

Tableau 2. Description des conditions d'essais

3. Principe de calcul des coefficients de transfert convectif

A partir des essais réalisés, les coefficients de transfert convectif globaux et locaux peuvent être calculés. Via l'équation bilan de l'énergie sur une cellule (Figure 7), le coefficient de transfert convectif local peut être déterminé à partir de l'équation (1) :

$$h(x,y) = \frac{q_m(x,y) * c_p * [T_s(x,y) - T_e(x,y)]}{S_{ech}[T_p(x,y) - T_{air}(x,y)]} \quad [1]$$

Avec h le coefficient de transfert de chaleur ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$), q_m le débit massique (kg.s^{-1}), c_p la chaleur spécifique ($\text{J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$), S_{ech} la surface d'échange convectif (m^2), T_s et T_e les températures en sortie et entrée de la cellule de calcul (K), T_p la température de paroi du RAS (K) et T_{air} la température du film (K).

Pour résoudre l'équation [1], plusieurs données expérimentales comme la température moyenne ou locale de la paroi du RAS et du fluide doivent être déterminées. Les Figures 4 et 5 montrent que la température évolue principalement que dans deux directions dans le RAS : l'épaisseur (x) et la hauteur (y) (Figure 3). Une méthode de calcul est mise en place pour calculer les différentes grandeurs selon les deux axes (x et y) grâce à la caméra infrarouge et aux différents capteurs. Cette méthode est décrite sur la Figure 6 et est implantée sous Matlab.

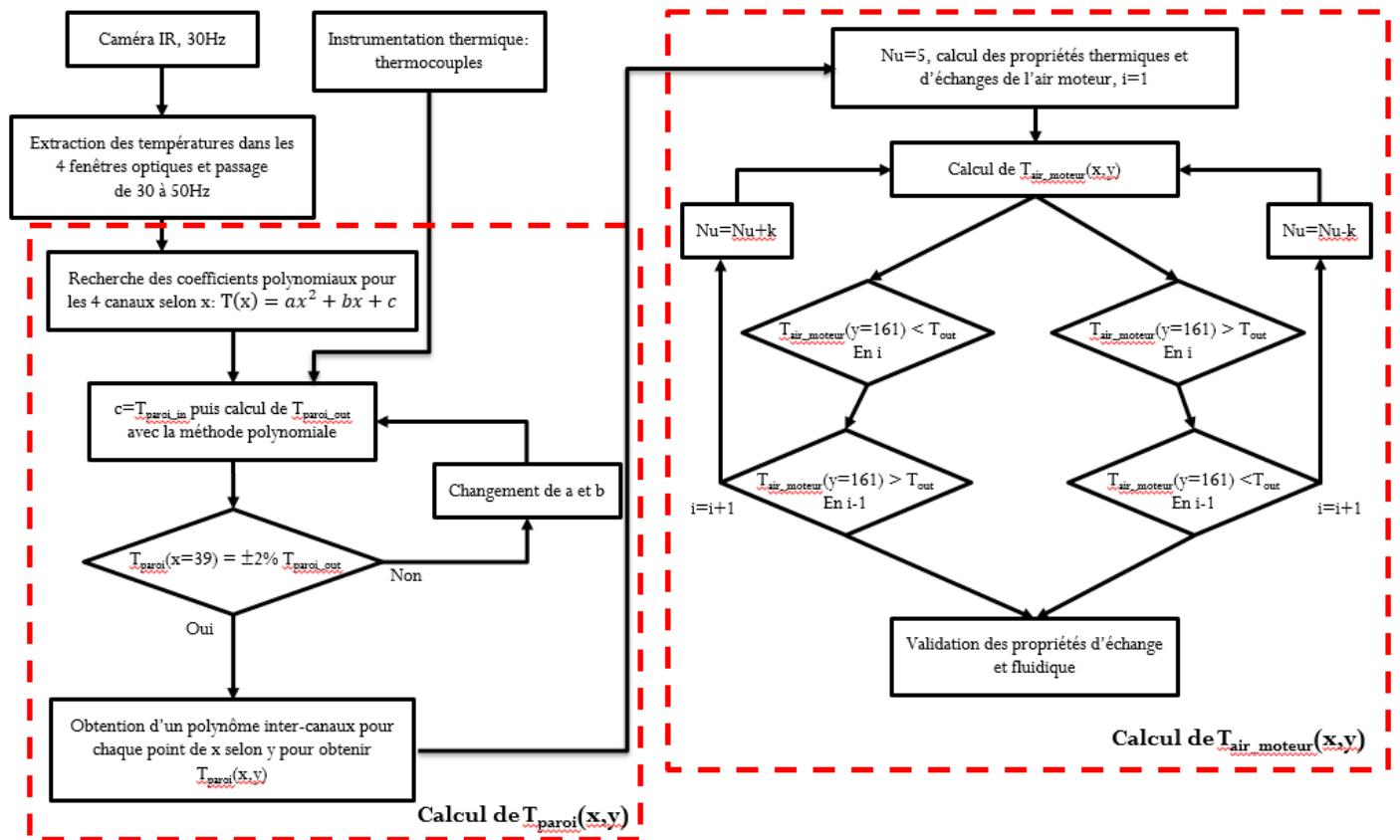


Figure 6. Synoptique de la méthode de calcul pour obtenir le coefficient de transfert thermique local

Dans un premier temps, les données provenant de la caméra (Figure 5) sont extraites puis corrigées grâce à des thermocouples collés à la paroi du RAS et placés à l'entrée et à la sortie de chaque fenêtre de visualisation. Une fois mesurée et corrigée, la température locale de la paroi sur chacune des 4 fenêtres optiques est approximée selon l'axe x par un polynôme de degré 2 ($T(x)=ax^2+bx+c$). Le coefficient c correspond donc à la température en $x=0$. Une correction des coefficients polynomiaux a et b est faite si la valeur finale ($x=39$) est différente à $\pm 0,1\%$ de la température de paroi mesurée en sortie. Pour obtenir les valeurs de la température de la paroi selon y (axe représentant l'avancement de l'air dans le circuit moteur), une approximation polynomiale suivant y et pour chaque canal en x a été recherchée grâce aux 4 températures suivant y obtenues pour chaque x à l'aide des 4 fenêtres optiques (Figure 5). La température $T_{paroi}(x,y)$ selon x et y est ainsi obtenue. Cette température contribue au calcul des propriétés du fluide dans chacune des cellules de calcul (Figure 7). L'ensemble de ces cellules (39x161 cellules) représente l'un des seize canaux du RAS pour l'air moteur.

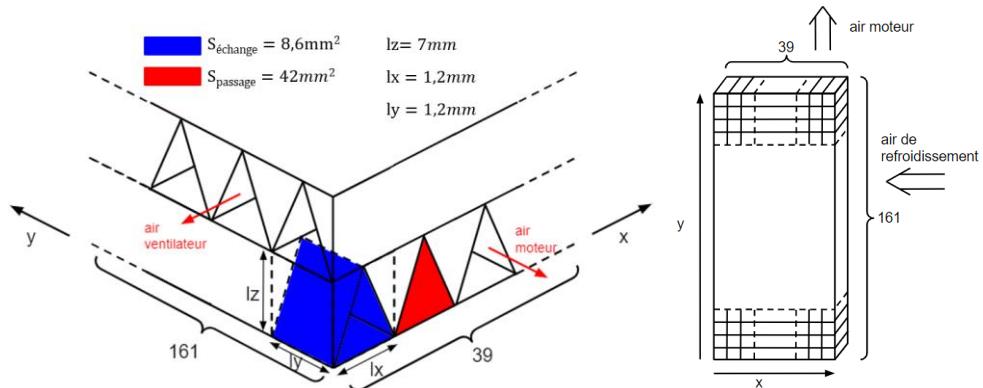


Figure 7. Schématisation d'une cellule de calcul

Dans un second temps, la température de l'air moteur et de l'air de refroidissement dans tout l'échangeur est calculée. L'instrumentation permet d'avoir la température en entrée et en sortie du RAS, la pression ainsi que le débit. Une valeur initiale du nombre de Nusselt provenant d'essais réalisés dans la littérature est utilisée [LAW 08, SAN 06] pour démarrer le calcul itératif. A partir de cette valeur initiale du Nusselt, le coefficient de transfert thermique est calculé puis la température en sortie de chaque cellule (on supposera des températures uniformes dans chaque cellule) suivant y pour chaque canal selon l'axe x (39 canaux). La température finale de l'air moteur de chaque canal (soit en $y=161$) est comparée à la température de l'air moteur en sortie du RAS obtenue par un thermocouple. En fonction de cette différence, la valeur du nombre de Nusselt est modifiée et le calcul recommence jusqu'à obtenir une différence de température inférieure à $0,1^{\circ}\text{C}$. Dès que cette dernière condition est validée, le processus itératif se termine. Pour l'air de refroidissement une méthode polynomiale similaire à la première méthode est utilisée. Les cartographies de températures (de l'air moteur, de l'air de refroidissement et de la paroi) obtenues à partir de cette méthode montrent des zones à fort gradient de température (Figure 8).

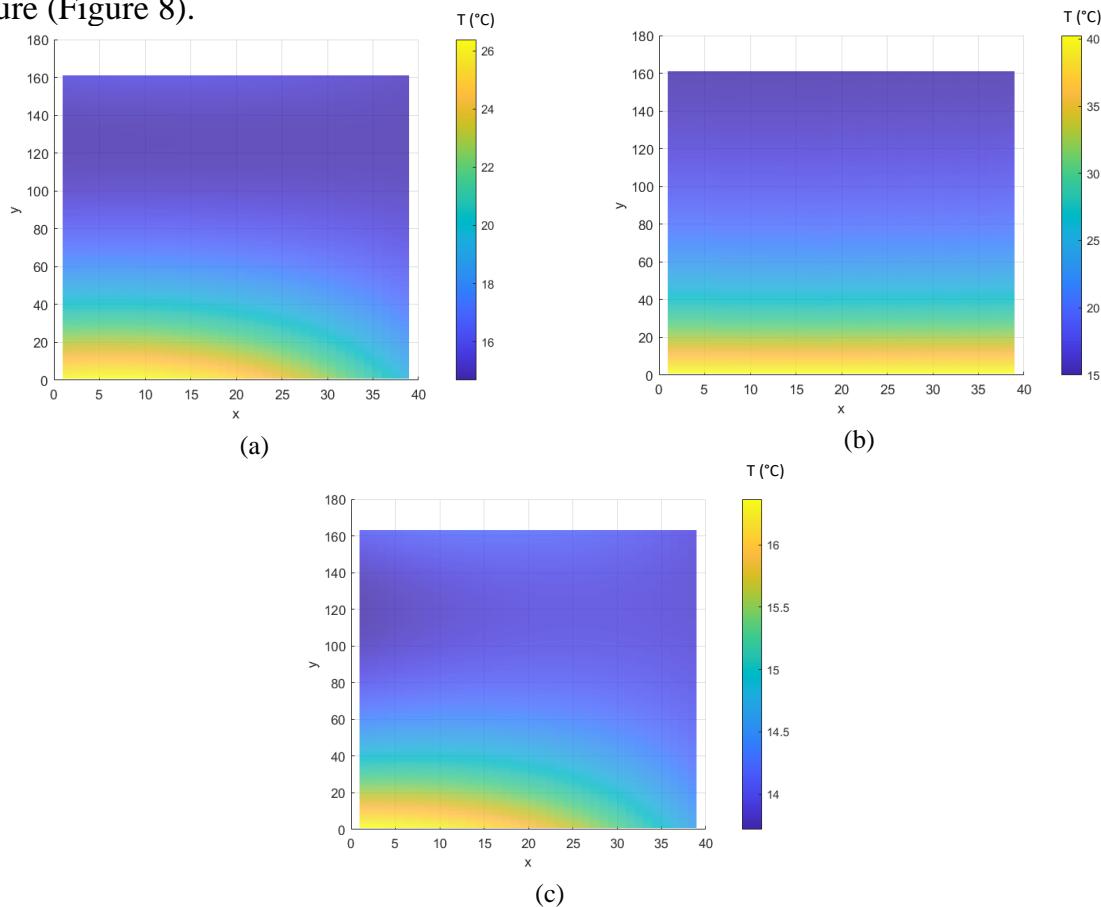


Figure 8. Cartographie des températures de la paroi (a), de l'air moteur (b) et de l'air de refroidissement (c) pour l'essai n°6 à $t=0$ s, x et y correspondent à la position de la cellule dans le maillage

Les équations utilisées pour calculer les nombres adimensionnels sont les suivantes :

$$Re(x, y) = \frac{\rho(x, y) * V(x, y) * D_{h_local}}{\mu(x, y)} \quad [2]$$

$$Pr(x, y) = \frac{\mu(x, y) * c_p}{k(x, y)} \quad [3]$$

$$Nu(x, y) = \frac{D_{h_local} * h(x, y)}{k(x, y)} \quad [4]$$

Avec $\rho(x, y)$ la masse volumique de l'air (kg.m^{-3}), $V(x, y)$ la vitesse de l'air (m.s^{-1}), D_h le diamètre hydraulique (mm), $\mu(x, y)$ la viscosité dynamique ($\text{kg.m}^{-1}\text{s}^{-1}$), $k(x, y)$ la conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$), $Nu(x, y)$ le nombre de Nusselt, $Re(x, y)$ le nombre de Reynolds et $Pr(x, y)$ le nombre de Prandtl.

Pour calculer ces nombres, les propriétés géométriques et fluidiques doivent être déterminées. Le diamètre hydraulique est obtenu en considérant 16 canaux de section $7 \times 48\text{mm}^2$, soit un diamètre hydraulique local de $D_{h_local}=2\text{mm}$. Il est nécessaire de prendre en compte l'influence de la pression et de la température sur la masse volumique de l'air considéré gaz parfait. La loi de Sutherland [SUT 93] est utilisée comme expression de la viscosité dynamique et prend en compte l'influence de la température de la cellule $T(x, y)$.

$$\rho(x, y) = 1,293 * \frac{273,15}{T(x, y)} * \frac{P}{101\,325} \quad [5]$$

$$\mu(x, y) = \frac{1,458 * 10^{-6} * T^{1,5}}{T(x, y) + 110,4} \quad [6]$$

Pour la gamme de température explorée ($10\text{-}45^\circ\text{C}$), une valeur constante de la chaleur spécifique est considérée : $cp=1006 \text{ J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$. En revanche la conductivité thermique de l'air est calculée en fonction de la température à partir des équations [7] et [8] [EUC 13] :

$$k_j(T) = A_j + B_j * T + C_j * T^2 + D_j * T^3 \quad [7]$$

$$k(x, y) = \frac{\sum_j x_j * k_j(T(x, y)) * M_j^{1/3}}{\sum_j x_j * M_j^{1/3}} \quad [8]$$

Avec A, B, C et D des coefficients pour le calcul de la conductivité thermique de chaque gaz (N2 et O2), x_j la fraction molaire de chaque gaz j et M_j la masse molaire de chaque gaz j (g/mol).

4. Résultats et discussion

Dans cette partie, le nombre de Nusselt et les coefficients d'échanges sont calculés et discutés selon les conditions de fonctionnement du moteur et en fonction de la position dans le RAS. Les barres d'incertitude en x= [5, 15, 25, 35] représente l'erreur de reproductibilité sur les essais.

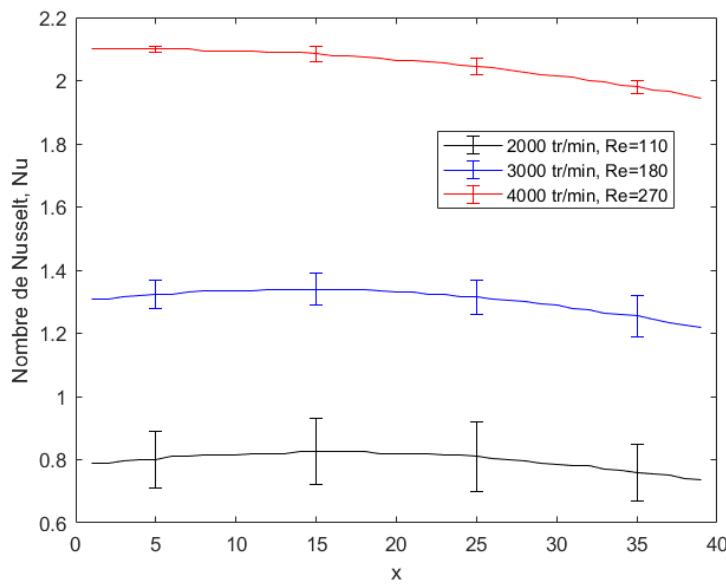


Figure 9. Evolution du nombre de Nusselt selon la position pour différents régimes et nombre de Reynolds pour les essais à couple (20 Nm) et à refroidissement (80 km.h^{-1}) constants à $t=0\text{s}$

Dans un premier temps les résultats de la Figure 9 montrent que le nombre de Nusselt n'est pas constant entre les différents essais malgré un régime laminaire dans les canaux ($100 < \text{Re}(x,y) < 300$) et évolue, ici, avec le débit et le régime moteur. Une augmentation de 1000 tr.min^{-1} représente une augmentation du nombre de Nusselt d'environ 50 %, comme le soulignent également Lawson et al. [LAW 08] ainsi que et Sanders al. [SAN 06]. L'augmentation du nombre de Reynolds a pour conséquence l'augmentation du nombre de Nusselt. Lawson et al. [LAW 02] relèvent des valeurs du nombre de Nusselt plus importantes : $\text{Nu}=2-13$ pour $\text{Re}=216$, tandis que, dans les essais présentés ici, les nombres de Nusselt ont une valeur entre 1,8 et 2,2 pour un nombre de Reynolds de 270. Deux paramètres peuvent expliquer ces différences : une géométrie légèrement différente (pas d'ouverture aux extrémités des ailettes) ainsi que les températures mises en jeu, plus faibles dans le cadre de cette étude. La figure 10 montre des nombres de Nusselt très proches malgré la variation de la vitesse de refroidissement.

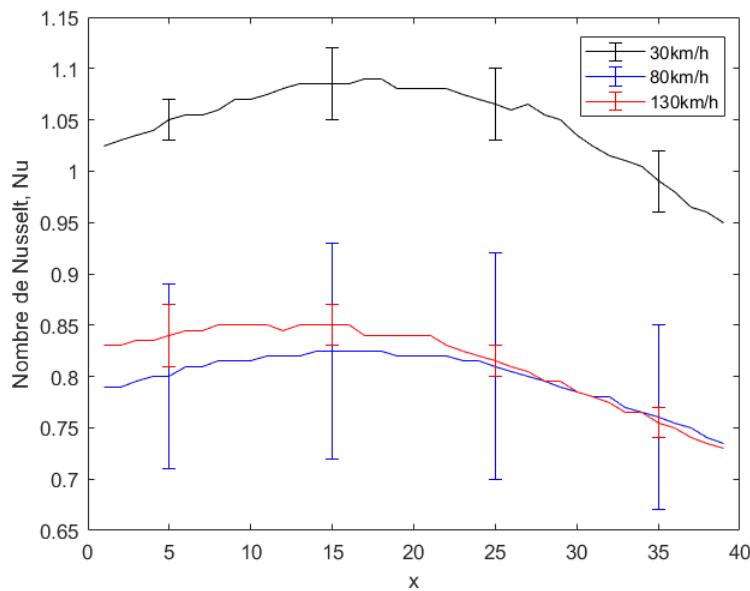


Figure 10. Evolution du nombre de Nusselt selon la position pour différentes vitesses pour les essais à couple (20 Nm) et régime moteur (2000 tr.min^{-1}) constants à $t=0\text{s}$

En revanche, le nombre de Nusselt de chaque essai évolue peu entre les différents canaux (selon l'axe x). Toutes les valeurs sont comprises dans un intervalle de 10 % autour de la valeur moyenne. Ce qui confirme une certaine constance du nombre de Nusselt malgré diverses conditions expérimentales.

Connaissant le nombre de Nusselt, le coefficient de transfert est déduit à partir de l'équation [4]. Les résultats de la figure 11 montrent que pour de faibles températures, le coefficient de transfert convectif est plus influencé par le nombre de Nusselt que par la conductivité thermique de l'air. En effet pour les essais a et b de la figure 11, le coefficient est quasiment constant le long des différents canaux. Dans l'essai c de la figure 11 (essai à $4000 \text{ tr}.\text{min}^{-1}$), une distribution selon (x,y) du coefficient de transfert thermique est représentée. Cependant, ce dernier reste inférieur à celui des essais réalisés par Dong et al [DON 07] qui mesurent des coefficients de l'ordre de $50 \text{ W.m}^{-2} \text{K}^{-1}$ pour les vitesses les plus faibles, les coefficients augmentant avec la vitesse.

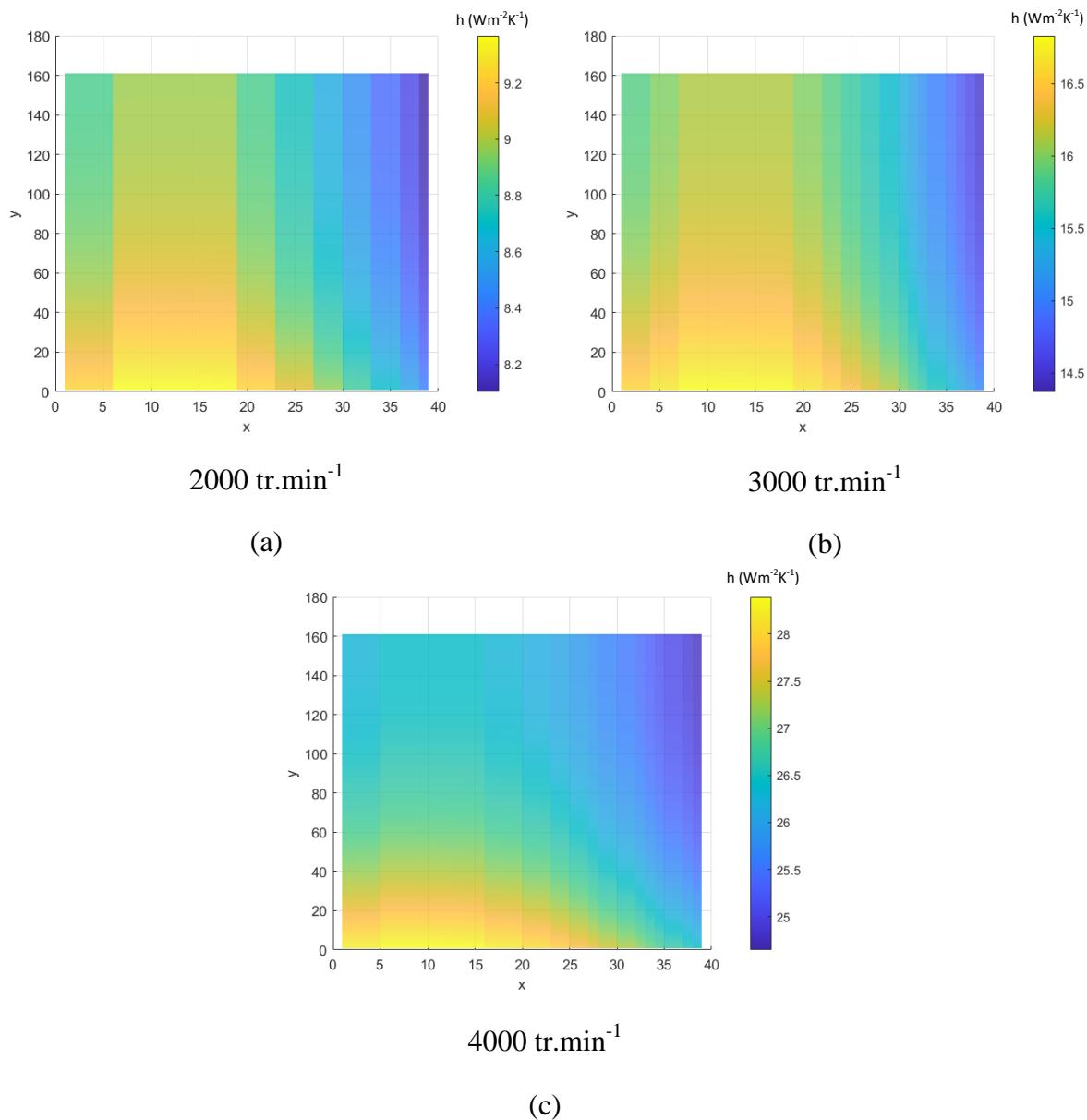


Figure 11. Cartographie des coefficients de transfert thermiques pour les essais à 20 Nm et 80 km.h^{-1} pour différents régimes moteur à $t=0 \text{ s}$, x et y correspondent à la position de la cellule dans le maillage.

Conclusion

Cette étude avait pour objectif de décrire localement les échanges de chaleurs. Une méthode de calcul a été mise en place afin de déterminer les cartographies des coefficients de transfert thermique. Elle permet, à partir de mesures expérimentales par caméra thermique et thermocouples, d'obtenir la

température de la paroi avec un nombre de cellules égal à la résolution de la caméra IR utilisée. Cette méthode donne accès à une analyse thermique locale.

Cette étude permet de souligner les différences sur le nombre de Nusselt entre les valeurs obtenues expérimentalement et celles obtenues théoriquement (nombre de Nusselt constant en écoulement laminaire dans une conduite) ou dans la littérature. La valeur du Nombre de Nusselt reste constante le long de la géométrie mais certains paramètres comme le régime moteur à couple constant peuvent avoir une influence. Une augmentation de $1000 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$ représente une augmentation du nombre de Nusselt d'environ 50 %. Il sera intéressant par la suite de faire varier indépendamment les paramètres caractéristiques de l'écoulement en fonction des conditions de fonctionnement du moteur.

Références

- [HUA 14] Y. Huang, Z. Liu, G. Lu, X. Yu, "Multi-scale thermal analysis approach for the typical heat exchanger in automotive cooling systems", International Communications in Heat and Mass Transfer 59, 75-87, 2014
- [LAW 08] M. J. Lawson, K. A. Thole, "Heat transfer augmentation along the tube wall of a louvered fin heat exchanger using practical delta winglets", International Journal of Heat and Mass Transfer 51, 2346–2360, 2008
- [SAN 06] P. A. Sanders, K. A. Thole, "Effects of winglets to augment tube wall heat transfer in louvered fin heat exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer 49, 4058–4069, 2006
- [HAB 02] M.A. Habib, A.M. Attya, A.I. Eid, A.Z. Aly, "Convective heat transfer characteristics of laminar pulsating pipe air flow", Heat and Mass transfer 38, 221-232, 2002
- [ELS 08] E. A.M. Elshafei, M. Safwat, H. Mansour, H. Sakr, "Experimental study of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe", International Journal of Heat and Fluid Flow 29, 1029-1038, 2008
- [TAL 16] D. Taler, J. Taler, "Simple heat transfer correlations for turbulent tube flow", 4th Scientific and Technical Conference on Modern Technologies and Energy Systems, WTiUE 2016
- [DON 07] J. Dong, J. Chen, Z. Chen, W. Zhang, Y. Zhou, "Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers", Energy Conversion and Management 48, 1506–1515, 2007
- [WAN 20] C.S. Wang, T.C. Wei, P.Y. Shen, T.M. Liou, "Lattice Boltzmann study of flow pulsation on heat transfer augmentation in a louvered microchannel heat sink", International Journal of Heat and Mass Transfer 148, 119139, 2020
- [SUT 93] W. Sutherland "The viscosity of gases and molecular force", Philosophical Magazine 36, 07-531, 1893
- [EUC 13] A. Eucken, "On the thermal conductivity of several gases," Z. Phys., vol. 14, pp. 324-332, 1913