

Caractérisation du refroidissement des parois d'une chambre de combustion par multiperforations avec angle de dérapage

Characterization of combustion chamber cooling by multiperforated wall with compound angle injection

Philippe REULET^{1*}, Emmanuel LAROCHE¹, David DONJAT¹

¹ONERA/DMPE Université de Toulouse, F-31055 Toulouse

* (auteur correspondant : philippe.reulet@onera.fr)

Résumé – Un banc d'essais à deux canaux séparés par une paroi multiperforée avec des trous inclinés à 30° et perpendiculaires à l'écoulement principal a été modifié pour créer un gradient thermique modéré entre les deux écoulements. Une base de données expérimentale a été générée par la caractérisation aérothermique détaillée de l'interaction entre l'écoulement principal et les jets issus de la paroi perforée. Elle a été complétée par la caractérisation des transferts de chaleur sur les deux faces de la paroi séparatrice. Enfin, une simulation numérique a permis de mieux comprendre la structure complexe tridimensionnelle de cet écoulement.

Mots-clés : Film cooling, Dilution giratoire, Transfert thermique, Simulation numérique

Abstract – An existing test-rig based on a multiperforated plate with 30° angle injection perpendicular to the main flow, was modified to generate a moderate temperature gradient between secondary and primary flows. An experimental database was created with a detailed aerothermal characterization of the interaction between main cold flow and hot injection jets. It was completed by the characterization of the heat transfers on both sides of the separation plate. For a better understanding of this complex tridimensional flow, a numerical simulation was conducted and its results compared to measurements.

Keywords: Effusion cooling, Compound injection, Heat transfer, Numerical simulation

Nomenclature

h coefficient d'échange ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
p pas des perforations (m)
s espacement latéral (m)
T température statique (K)
V vitesse ($m.s^{-1}$)

$$\eta = \frac{T_{ad}-T_p}{T_s-T_p} \quad \text{efficacité adiabatique}$$

Indices et exposants

ad adiabatique
j jet
p canal primaire (froid)
ref référence
s canal secondaire (chaud)
w paroi

Symboles grecs

α angle des trous d'injection (°)
 β angle de dérapage (°)
 ρ masse volumique ($kg.m^{-3}$)

1. Introduction

La conception des chambres de combustion aéronautiques modernes nécessite l'utilisation de parois multiperforées qui permettent de protéger la paroi des gaz de combustion en créant un film froid. En vue de la modélisation des transferts de chaleur associés, des bases de données détaillées sont nécessaires pour les validations des solveurs RANS/LES, mais également pour la dérivation des corrélations de transfert de chaleur utilisées dans les codes internes OD/1D développés par les industriels fabricant des moteurs aéronautiques.

Une piste d'amélioration de l'efficacité du refroidissement par effusion est de changer la direction d'injection par rapport à l'écoulement primaire en ajoutant un dérapage β , ce qui conduit à un mouvement de giration dans une chambre annulaire. Cet effet a été démontré par de nombreux auteurs : Schmidt et al [1] et Sen et al [2] pour une seule rangée de trous, Ligrani et al [3] pour une configuration à deux rangées en quinconce. Ils ont montré que l'amélioration du refroidissement est due à deux effets combinés : l'efficacité adiabatique du film et la modification du coefficient d'échange thermique. Cette analyse est confirmée par Mayle et al [4] qui ont étudié différentes plaques multiperforées percées de trous inclinés avec un dérapage $\beta=45^\circ$. Plus récemment, Zhang et al [5] ont comparé l'efficacité globale du refroidissement du film dans différentes configurations de perçages avec dérapage. D'un point de vue numérique, Arroyo et al [6] a montré la capacité des modèles $k-\omega$ SST et DRSM à reproduire la carte d'efficacité adiabatique, obtenue par Zhang et al.

À notre connaissance, il n'existe pas d'étude dans la littérature présentant une base de données détaillée combinant des mesures aérodynamiques de l'écoulement et les transferts de chaleur pariétaux générés par une plaque multiperforée, pour des conditions anisothermes et une injection avec dérapage $\beta=90^\circ$. L'étude présentée est donc consacrée à la construction d'une telle base de données. Une première validation CFD est présentée, ce qui permet de compléter l'analyse réalisée sur la base de données expérimentale.

2. Dispositif expérimental

2.1. Banc d'essais

Le montage expérimental et les conventions des axes peuvent être visualisés sur la Figure 1. Le montage reprend celui utilisé par Michel [7], pour mettre en œuvre un niveau de température différent pour les écoulements primaire et secondaire. Contrairement aux chambres de combustion, les deux canaux sont rectangulaires et séparés par une plaque multiperforée plane. Le flux primaire, situé dans le canal supérieur (section $448 \times 135 \text{ mm}^2$) est le flux froid, à température ambiante. Le flux secondaire chaud passe dans le canal inférieur (section $448 \times 36 \text{ mm}^2$), avec un système de chauffage créant un gradient de température modéré d'environ 20°C . Les deux flux sont générés par un ventilateur situé en aval de la section d'essai. Une vanne située en amont du canal secondaire contrôle la perte de charge et permet donc de définir le débit traversant les perforations.

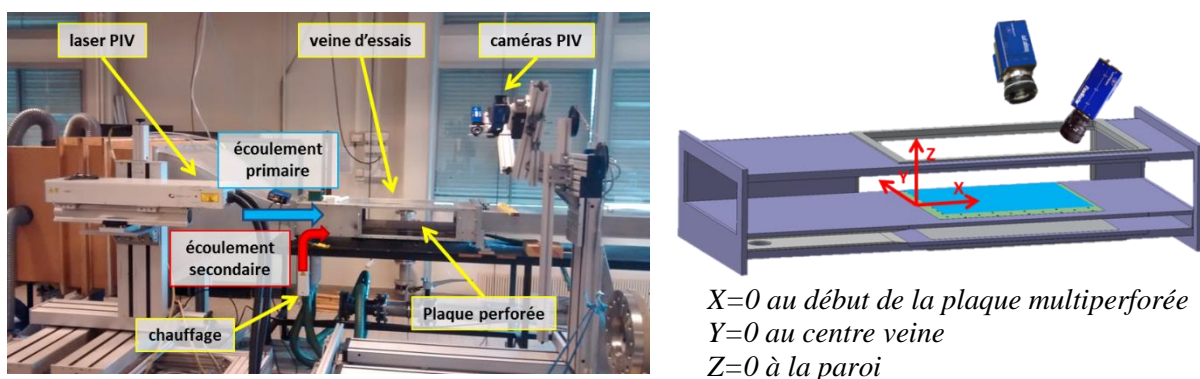


Figure 1 – Montage expérimental dans la configuration des mesures S-PIV (plans Z constant)

La plaque multiperforée a été définie suivant la géométrie réelle d'une paroi de chambre de combustion, à l'échelle 12:1. Son épaisseur est de 10 mm et sa longueur de 448 mm permet de répartir 10 rangées de 9 trous en quinconce, de diamètres 5 mm et d'angles d'inclinaison $\alpha=30^\circ$ et de dérapage $\beta=90^\circ$ (angles entre la vitesse des jets et la vitesse primaire amont). Le pas p entre les rangées est de 43.0 mm, l'espacement latéral s est de 40.25 mm. La vitesse

dans le flux primaire (à $T=20^{\circ}\text{C}$) est de 3.30 m/s. Pour le flux secondaire (à $T=44.2^{\circ}\text{C}$), la vitesse générée est de 2.88 m/s, conduisant à une vitesse moyenne de $V_j = 26$ m/s dans les trous. Même si le rapport de densité $\rho_j/\rho_p = 0.94$ est très différent des conditions des chambres de combustion aéronautiques, ces conditions d'essais permettent d'obtenir des paramètres adimensionnels régissant la pénétration des jets proches des valeurs typiques rencontrées en conditions réelles : rapport de vitesse $V_j/V_p = 7.88$, rapport de soufflage $\rho_j V_j / \rho_p V_p = 7.39$ et rapport de flux de quantité de mouvement $\rho_j V_j^2 / \rho_p V_p^2 = 58.2$.

2.2. Vélométrie par images de particules

La vélocimétrie par image des particules stéréo (S-PIV) est utilisée pour caractériser les champs de vitesse moyenne et des fluctuations dans l'écoulement primaire. L'ensemencement est réalisé avec des particules micrométriques de DEHS, générées avec deux injecteurs TOPAS placés à l'entrée des conduites primaire et secondaire. Le champ aérodynamique est acquis par un système LAVISION PIV 2D-3C. Le système est installé autour du banc d'essai avec un banc de déplacement pour pouvoir effectuer une analyse détaillée de l'écoulement le long de la plaque multiperforée selon les directions Z et X (voir la Figure 1 pour les conventions d'axe). Dans la configuration illustrée sur la Figure 1, les données sont acquises dans un plan Z constant. La zone de mesure couvre toute la longueur de la plaque, sur une largeur de 150 mm au centre de la veine. Elle est divisée en 12 fenêtres de 90×80 mm² avec recouvrement. Ces mesures sont réalisées dans 5 plans : Z=5, 11, 19, 26, 34 mm. À ceux-là s'ajoutent 7 plans transverses (X constant), de la 1^e à la 4^e rangée de trous avec une distance d'un demi-pas : $p/2$. Pour chaque fenêtre, 1500 doublets d'images sont acquis afin de garantir la bonne convergence des grandeurs statistiques (moyennes et écarts types).

2.3. Caractérisation des transferts thermiques

La caractérisation thermique s'appuie sur deux types de mesures : température de l'écoulement dans le canal primaire, transferts thermiques pariétaux sur la paroi multiperforée.

La température de l'écoulement est acquise par un système de thermométrie à fil froid DANTEC utilisant une sonde tungstène 55P15 de diamètre 5 μm , en explorant plusieurs plans. La zone étudiée couvre les 3 premières rangées, sur une largeur d'un pas latéral s.

Une méthode innovante a été mise en œuvre pour l'identification du coefficient d'échange pariétal et de l'efficacité adiabatique, elle s'inspire de la technique utilisée par Roux et al [8]. Il s'agit d'apporter une source de flux de chaleur supplémentaire à la paroi grâce à une peinture conductrice déposée sur sa face supérieure et alimentée par une source de courant stabilisée. Les cartographies de températures des faces supérieure et inférieure de la plaque sont acquises par un système de thermographie infrarouge avec une caméra FLIR SC7600, grâce à un déplacement vertical de la caméra et à deux jeux de miroirs situés aux positions 1 et 2 sur la Figure 2. Ces deux cartographies sont enregistrées en régime stationnaire pour 4 niveaux de puissance électrique générant une densité de flux comprise entre 0 et 460 W/m², faisant ainsi varier les températures de surface d'environ 10°C. La zone de mesure complète est couverte par trois champs de vue (112×90 mm²) avec un recouvrement de 35 mm, grâce au déplacement de tout l'ensemble caméra, miroirs et hublots suivant l'axe X. Pour chaque condition de chauffe et chacun des trois champs de mesure, un calcul thermique de la paroi perforée est réalisé par le solveur thermique ACACIA (intégré dans la plateforme CEDRE, Refloch et al [9]). En conditions aux limites du modèle sont appliquées les températures mesurées sur les faces supérieure et inférieure. Dans les trous, la corrélation de Latzko, reprise de Cottin et al [10], a permis d'estimer un coefficient de transfert thermique h_j . Le modèle thermique fournit la densité de flux thermique sur les deux faces de la plaque. En considérant

les quatre niveaux de puissance, il est possible d'identifier simultanément le coefficient d'échange pariétal et la température adiabatique sur chaque face (Figure 3), par une régression linéaire : $\varphi_w^{(i)} = h \cdot (T_w^{(i)} - T_{ref})$ avec $i = 1 \dots 4$.

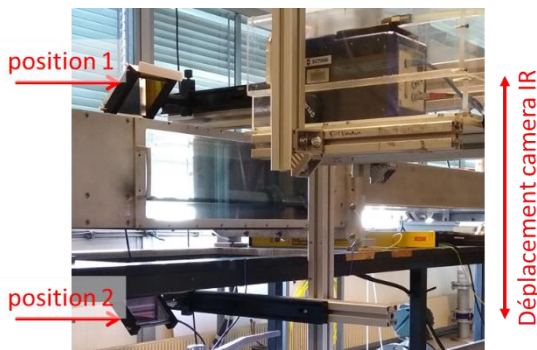


Figure 2 – Configuration des mesures par thermographie infrarouge

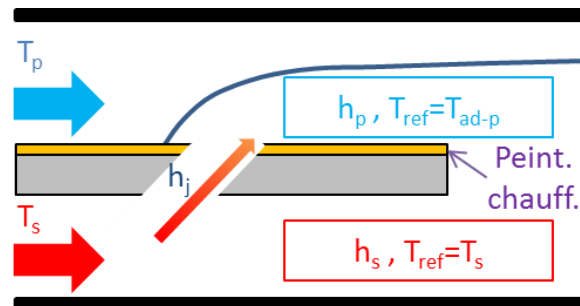


Figure 3 – Schéma de l'estimation des échanges thermiques

3. Modèle de simulation numérique

Le maillage (Figure 4) a été généré à l'aide du logiciel de maillage Centaur®. Ce maillage est hybride, constitué de prismes au niveau des parois, de tétraèdres éloignés des parois et d'un petit nombre de pyramides. La convergence en maillage a été vérifiée sur deux maillages de 50M puis 90M de cellules. L'une des principales différences est le niveau de discrétisation du maillage dans les trous qui passe de 15 cellules sur le diamètre pour le maillage grossier, à plus de 30 cellules pour le maillage fin. Les zones de raffinement successifs sont indiquées par des rectangles de couleurs différentes (Figure 4), avec un facteur deux appliqué dans toutes les directions entre chaque zone. Le calcul est effectué à l'aide du code CEDRE® de l'ONERA, voir Refloch et al [9].

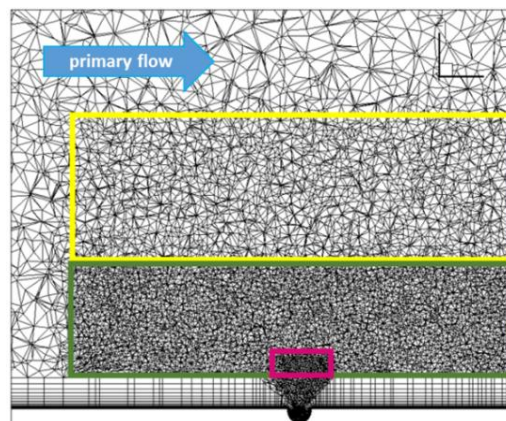


Figure 4 – Vue générale du maillage côté écoulement primaire

Concernant le choix des modèles RANS, le modèle $k-\omega$ SST a été choisi car c'est le modèle de référence utilisé par les industriels, Menter [11]. Les conditions aux limites sont définies à partir des conditions de l'expérience. Des entrées subsoniques sont prescrites pour les canaux chauds et froids aux vitesses et températures de l'expérience. Pour les deux canaux, k et ω sont pris respectivement égaux à $0.1 \text{ m}^2/\text{s}^2$ (valeur tirée des mesures dans le canal primaire) et 100 s^{-1} (valeur permettant d'obtenir un rapport μ_t/μ compris entre 10 et 100).

En ce qui concerne la modélisation thermique, deux calculs ont été effectués. Pour la première simulation, la plaque multiperforée a été considérée comme adiabatique, ce qui

permet d'identifier directement la carte de température adiabatique de paroi T_{ad} (Figure 9b). Pour le second calcul, une température $T_w = 34.6^\circ\text{C}$, égale à la température moyenne mesurée, a été prescrite. Le flux de chaleur à la paroi φ_w est calculé par la simulation, ce qui permet d'identifier le coefficient de transfert de chaleur en écrivant : $\varphi_w = h \cdot (T_w - T_{ad})$.

4. Résultats aérodynamiques

Les champs expérimentaux présentés dans ce paragraphe et le suivant montrent la zone de mesure complète (PIV, fil froid ou ThIR). Les résultats des simulations couvrent l'ensemble de la veine, mais sont parfois coupés pour montrer des détails particuliers de l'écoulement.

L'écoulement est analysé dans la partie centrale de la veine, sur la base des mesures PIV. Cette analyse a été complétée par l'étude détaillée des simulations numériques qui ont permis une meilleure compréhension de la structure 3D de l'écoulement. La zone de mesure est présentée sur les Figure 5 et Figure 6, où sont représentées la norme de la vitesse et la composante axiale (suivant X) dans le plan à $Z=5$ mm au-dessus de la plaque multiperforée.

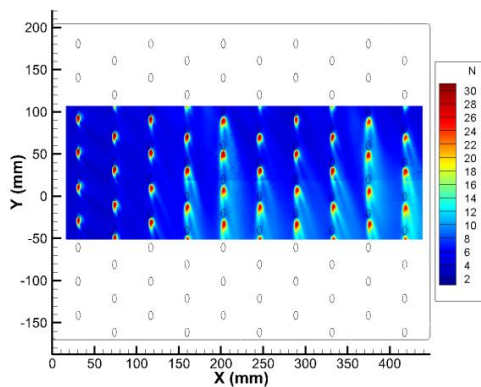


Figure 5 – Champ de la norme de la vitesse dans le plan $Z=5$ mm

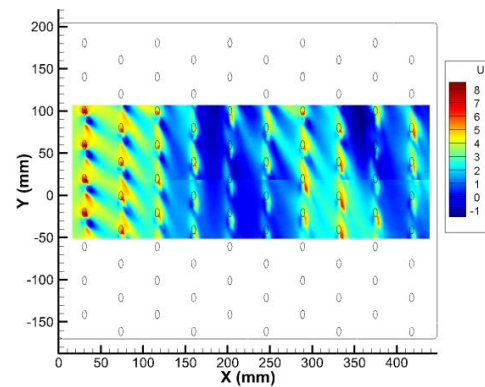


Figure 6 – Champ de la composante axiale U dans le plan $Z=5$ mm

Sur la Figure 5, les vitesses maximales correspondent à l'intersection du jet chaud avec le plan de mesure : l'alimentation des jets est homogène mais la cartographie ne présente aucun comportement périodique. Les trois premières rangées présentent une allure similaire, d'un trou à l'autre. À chaque injection, on distingue la présence de deux branches à grande vitesse séparées par une zone de plus faible vitesse, ce qui correspond à la trace des tourbillons contrarotatifs générés par les interactions entre l'écoulement primaire et les jets. Pour les rangées 2 et 3, le processus semble être plus diffusif, avec une zone de grande vitesse plus étendue. Cette différence de comportement est due à l'interaction des jets avec le film créé par les rangées précédentes alors que la rangée 1 interagit avec l'écoulement primaire non perturbé. Cependant, aucun régime périodique n'apparaît pour les rangées suivantes, et le comportement observé après la rangée 3 semble assez chaotique, avec une pénétration moins nette des jets pour les rangées 4 et 5. L'analyse de la composante axiale (Figure 6) après la rangée 3 montre des valeurs négatives qui correspondent à la présence de larges recirculations à l'aval des jets, dans la région de proche paroi. Ces recirculations sont dues à un mouvement latéral massif dans le canal primaire qui est créé par l'entraînement de l'air par les jets, comme mis en évidence sur la Figure 7. Les vitesses maximales sont observées à la sortie des trous, avec des valeurs locales de 30 m/s, à comparer avec une vitesse amont de 3.3 m/s. L'injection perpendiculaire à l'écoulement principal crée donc un mouvement global, qui interagit avec la paroi latérale de la veine qui dévie l'écoulement vers la paroi supérieure.

La Figure 7(b) montre le plan complet de la norme de la vitesse, issu de la simulation numérique. La comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques révèle la même

topologie d'écoulement. Cependant, le champ expérimental se caractérise par une diffusion plus intense du champ de vitesse dans la zone d'injection. Les vitesses situées de 20 à 40 mm au-dessus de la paroi semblent être plus élevées dans l'expérience, caractérisant un entraînement plus important de l'écoulement par les jets. Ce comportement est cohérent avec la tendance bien connue des modèles de turbulence isotrope RANS de minimiser la diffusion de la turbulence dans les directions latérales (par rapport à la direction d'écoulement principale). Ce processus de diffusion turbulente est confirmé par l'analyse des champs d'énergie cinétique de turbulence (non présentés ici). Il apparaît que le niveau maximum de k est correctement prédit par le modèle $k-\omega$ SST. Cependant, l'extension de la région où l'énergie cinétique turbulente est élevée est largement sous-estimée par le modèle isotrope. La diffusion latérale de la température étant basée sur la diffusion turbulente, on peut s'attendre à une mauvaise prévision du mélange entre le jet chaud et le flux primaire froid.

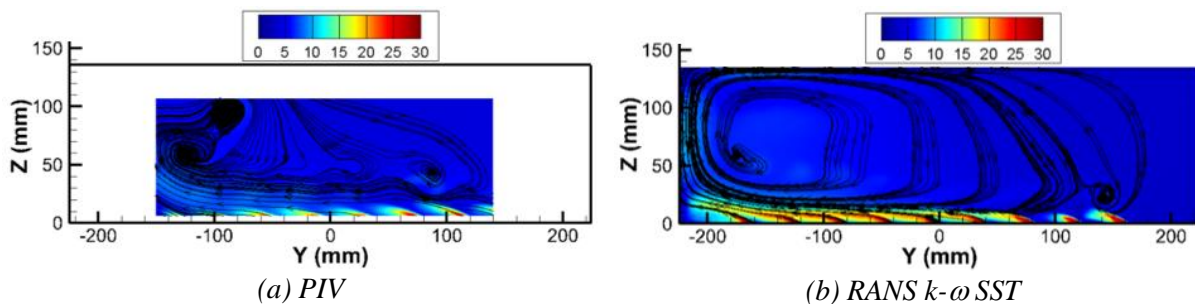


Figure 7 – Champ de vitesse dans le plan de la 4^e rangée

5. Résultats transferts thermiques

L'une des principales contributions de cette étude est la caractérisation thermique du champ d'écoulement autour des trous. Ceci est particulièrement intéressant pour la validation de la simulation numérique. 6 plans à X constant (situés entre les 1^e et 3^e rangées), ainsi qu'un plan à Y constant et un plan à Z constant (non représentés) sont étudiés et les valeurs correspondantes sont tracées sur la Figure 8, pour montrer l'empreinte thermique 3D de cette configuration. La température mesurée est adimensionnée par la relation suivante : $T_a = \frac{T - T_p}{T_s - T_p}$.

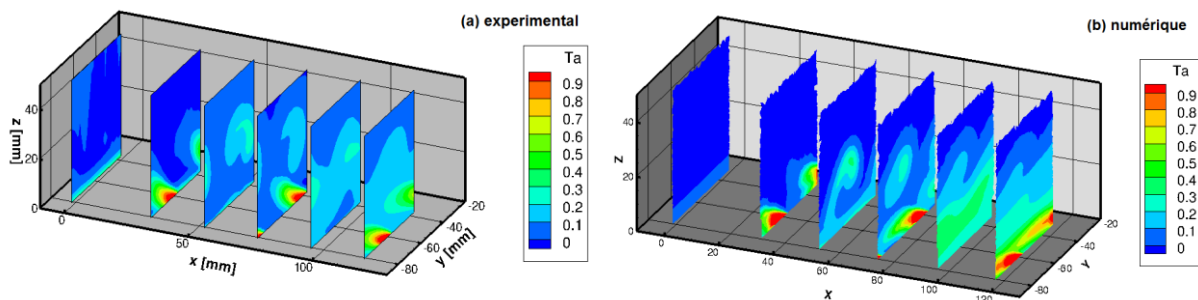


Figure 8 – Champ de température de l'écoulement

Le plan d'entrée ($X=-1.5$ mm) révèle un faible échauffement de la couche limite généré par le flux de chaleur à travers la paroi de séparation en amont des perforations. Le 2^e plan transverse présente un point chaud correspondant à l'emplacement d'un trou d'injection. L'angle de dérapage à 90° des jets génère un désalignement majeur entre le flux primaire et le jet. Il en résulte une température relativement froide immédiatement en aval du premier trou. Cependant, en passant par les différents plans transverses, la température augmente progressivement, ce qui correspond à la création et à la consolidation d'un film chaud de plus en plus efficace.

La Figure 9(a) présente des cartographies expérimentales du coefficient d'échange thermique pariétal et de l'efficacité adiabatique η (température de référence adimensionnée). La distribution du coefficient d'échange du côté injection (face supérieure) est déterminée par la distribution de vitesse près de la paroi (voir Figure 6). Les zones d'échange maximal sont situées proches des points d'injection et peuvent atteindre $150 \text{ W/m}^2/\text{K}$. La distribution du coefficient d'échange est fortement hétérogène en aval de la première rangée, avec de grandes disparités entre les régions de fluide à haute et basse vitesse. Dans la zone inter-rangée, le coefficient d'échange varie de 40 à $90 \text{ W/m}^2/\text{K}$. La distribution après la 3^e rangée diffère des rangées précédentes, sans trace claire du mélange du jet avec le flux principal. Le même schéma a été trouvé pour la vitesse près de la paroi et s'explique par le caractère 3D de l'écoulement, avec un mouvement latéral majeur du fluide à travers le canal primaire. La température de référence adimensionnelle présente le même comportement qualitatif, entraîné par le mélange entre le jet chaud et l'écoulement froid.

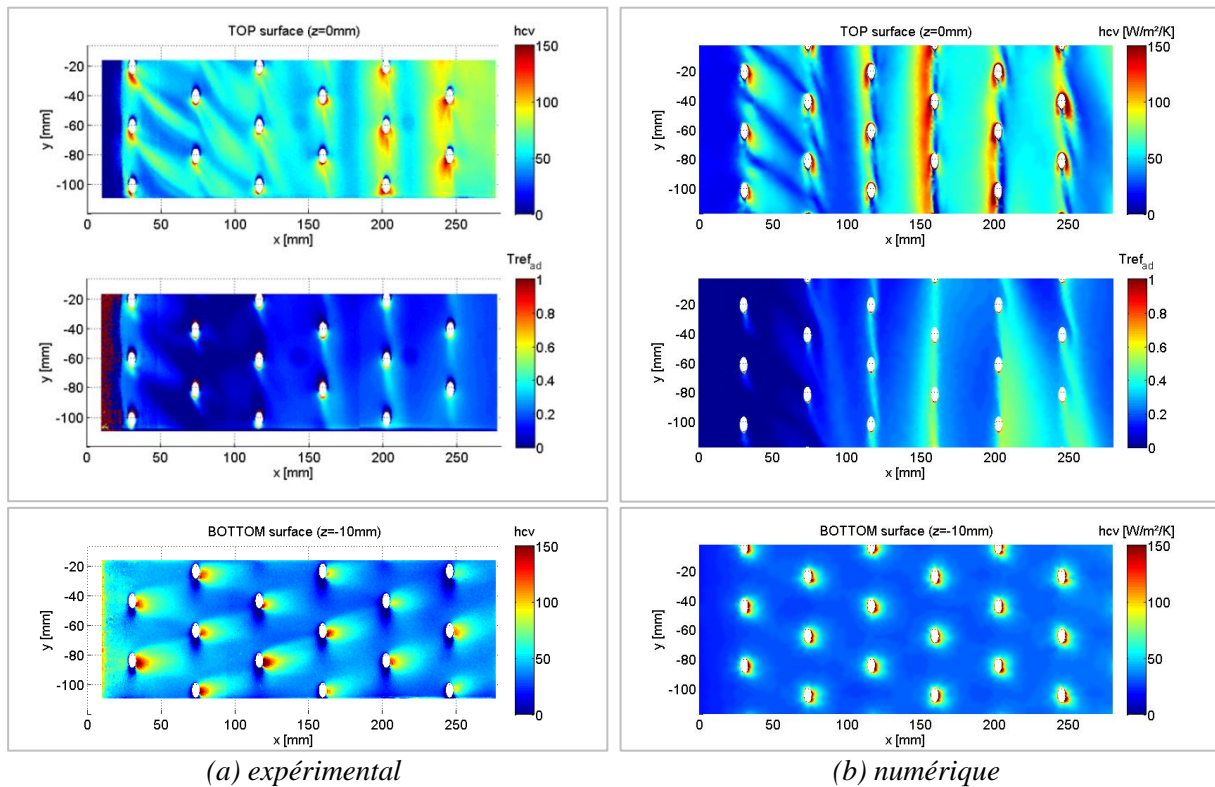


Figure 9 – Cartographies du coefficient d'échange thermique et de l'efficacité adiabatique

Sur la surface inférieure, la répartition du coefficient d'échange est plus homogène entre les trous. En aval de chaque trou, une augmentation significative du transfert de chaleur est présente. Comme mis en évidence par Byerley et al [12], cet accroissement apparaît en raison de l'aspiration de la couche limite par le trou et d'un impact local de l'écoulement en aval du trou. L'analyse de la température de référence adimensionnelle (non présentée sur la figure) révèle une valeur homogène proche de 1, qui correspond à la température du fluide chaud. Les résultats numériques Figure 9(b) sont comparés aux données expérimentales. L'accord est qualitativement satisfaisant. Cependant, quantitativement, des différences importantes apparaissent. Concernant la carte de température adiabatique, elle est généralement surestimée par le calcul, ce qui correspond à une température plus chaude que celle mesurée. La différence moyenne semble se situer entre 20 et 30%. Les faibles valeurs observées pour le coefficient d'échange dans le calcul en aval de la troisième rangée apparaissent dans l'expérience seulement après la quatrième rangée, avec des valeurs plus élevées. En d'autres

termes, la zone de faible vitesse au-delà de cette ligne semble être sous-estimée par le calcul. L'origine d'une telle zone étant l'enroulement de l'écoulement primaire avec les jets, elle semble difficile à prévoir avec un modèle isotrope turbulent classique. L'amplitude de la vitesse dans une telle région peut donc être très sensible à la modélisation de la turbulence.

6. Conclusions et perspectives

Un banc d'essai a été développé pour étudier le champ aérothermique généré par une paroi multiperforée à l'échelle 12:1, avec une direction d'injection perpendiculaire à l'écoulement primaire. Le taux de soufflage considéré est représentatif de celui rencontré dans les chambres de combustion aéronautiques. Le champ de vitesse a été caractérisé en utilisant la technique S-PIV. Le champ de température est acquis en utilisant la technique du fil froid, tandis que la thermographie infrarouge et un post-traitement approprié permettent d'estimer l'efficacité adiabatique et le coefficient d'échange convectif. La comparaison avec une simulation numérique réalisée avec le modèle de turbulence Menter $k-\omega$ SST montre un accord qualitatif sur les principales structures d'écoulement. Cependant, le mélange entre les jets, le film et l'écoulement primaire est sous-estimé par le calcul.

Remerciements

Les auteurs remercient l'Union Européenne pour le soutien financier de cette étude réalisée dans le cadre du projet SOPRANO H2020 690724.

Références

- [1] Schmidt, D. L., Sen, B., Bogard, D. G., 1996, "Film Cooling With Compound Angle Holes: Adiabatic Effectiveness", *ASME J. Turbomach.*, 118(4), pp. 807–813.
- [2] Sen, B., Schmidt, D. L., Bogard, D. G., 1996, "Film Cooling With Compound Angle Holes: Heat Transfer", *ASME J. Turbomach.*, 118 (4), pp. 800–806.
- [3] Ligrani, P., Ramsey, A., 1997, "Film Cooling From Spanwise-Oriented Holes in Two Staggered Rows", *ASME J. Turbomach.*, 119 (3), pp. 562–567
- [4] Mayle, R., Camarata, F., 1975, "Multihole Cooling Film Effectiveness and Heat Transfer", *ASME J. Propul. Power*, 97 (4), pp. 534–538.
- [5] Zhang, C., Lin, Y., Xu, Q., Liu, G., Song, B., 2009, "Cooling Effectiveness of Effusion Walls With Deflection Hole Angles Measured by Infrared Imaging", *Appl. Therm. Eng.*, 29(5), pp. 966–972.
- [6] Arroyo-Callejo, G., Laroche, E., Millan, P., Leglaye, F., Chedevergne, F., 2016, "Numerical Investigation of Compound Angle Effusion Cooling Using Differential Reynolds Stress Model and Zonal Detached Eddy Simulation Approaches", *ASME. J. Turbomach.* October 2016; 138(10): 101001. <https://doi.org/10.1115/1.4033016>
- [7] Michel, B., 2008, "Caractérisation aérodynamique d'un écoulement avec injection pariétale de type dilution giratoire en vue de sa modélisation", Thèse de l'ISAE
- [8] Roux S., Fénot M., Lalizel G., Brizzi L., Dorignac E., 2011, "Experimental investigation of the flow and heat transfer of an impinging jet under acoustic excitation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, no. 15-16, pp. 3277-3290
- [9] Refloch, A., Courbet, B., Murrone, A., Villedieu, P., Laurent, C., Gilbank, P., Troyes, J., Tessé, L., Chaineray, G., Dargaud, J.B., Quémerais, E., Vuillot, F., "CEDRE software", *Aerospace Lab J.* n°2, 2011
- [10] Cottin, G., Laroche, E., Savary, N., Millan, P., 2011, "Modeling of the heat flux for multi-hole cooling applications", *Proc. ASME*, pp. 1955-1965. <https://doi.org/10.1115/GT2011-46330>
- [11] Menter, F. R., "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", *AIAA Journal*, vol. 32, no. 8, pp. 1598-1605, 1994
- [12] Byerley, A.R., Joners, T.V., Ireland, P.T., 1992, "Internal Cooling Passage Heat Transfer Near the Entrance to a Film Cooling Hole: Experimental and Computational Results", *ASME Paper* 92-GT-241