



Study of the influence of the number of holes rows on the convective heat transfer in the case of full coverage film cooling

Etude de l'influence du nombre de rangées de trous sur les échanges convectifs dans le cas du refroidissement par multiperforation

Brice Petre, Eva Dorignac *, J.J. Vullierme

Laboratoire d'Etudes Thermiques, U.M.R. C.N.R.S 6608-ENSMA, Téléport 2—1, Av Clément ADER, BP 40109, 86961 Futuroscope Chasseneuil Cedex, France

Abstract

The protection of the combustion wall chamber of aeronautic propeller is assumed with a full coverage film cooling. In the case of 1–9 rows of eight staggered holes, we have measured several profiles of temperature in the mainstream perturbed by jets. Variations of wall temperatures T_p have been measured simultaneously along the wall. Those experiences have been performed for three thermal cases, which are a function of the mainstream temperature T_e , the injected temperature T_i and the electrical density φ_{dissi} imposed at the wall. Three blowing rates $M = \rho_i U_i / \rho_e U_e$ are imposed too. The results are compared with the reference case without holes. The exam of the temperature profiles allows us to find a minimum number of rows to create a homogeneous cold layer. Two schemes of the convective heat transfer with two coefficients are presented and allow to represent each of the three thermal cases for the three blowing rates. Those models take into account of the three characteristic temperatures (T_e , T_i and T_p). One model is studied for 9 rows with infrared thermography. For five blowing rates, four zones of variations and an influence of M on the two coefficients are underlined.

© 2003 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

Résumé

Le refroidissement des parois de chambre de combustion des turbines aéronautiques est assuré au moyen d'une technique d'injection d'air frais par multiperforation. Dans le cas de 1 à 9 rangées de 8 trous droits en quinconce, des profils de température moyenne ont été mesurés orthogonalement à la paroi d'injection dans un écoulement transversal perturbé par des jets. Des variations de température de paroi T_p ont été mesurées simultanément le long de la paroi multiperforée. Ces expériences ont été faites pour trois cas thermiques qui sont fonction des températures T_e de l'écoulement principal, T_i de l'écoulement injecté et de la densité de flux φ_{dissi} dissipée électriquement à la paroi. Trois taux d'injection $M = \rho_i U_i / \rho_e U_e$ sont imposés. Les résultats sont comparés au cas de référence sans trou. L'examen des profils de température moyenne a permis de définir un nombre minimum de rangées à partir duquel la couche de refroidissement est formée. Deux modélisations des échanges convectifs à 2 coefficients d'échange sont présentées et permettent chacune de modéliser les 3 cas thermiques. Elles tiennent compte des 3 températures caractéristiques du problème (T_e , T_i et T_p). Un modèle des échanges convectifs est retenu et dans le cas de 9 rangées, des mesures de températures pariétales par thermographie infrarouge sont effectuées.

* Corresponding author. Fax: +5-49-49-81-01.

E-mail address: dorignac@let.ensma.fr (E. Dorignac).

Nomenclature

D	diamètre des trous d'injection, m
e	épaisseur du matériaux, m
h	coefficient d'échange, $W m^{-2} K^{-1}$
M	taux d'injection. $M = \rho_i U_i / \rho_e U_e$
Nu	nombre de Nusselt
Re	nombre de Reynolds
T	température, K
U	vitesse moyenne, $m s^{-1}$
x_1	distance par rapport au bord d'attaque de la paroi d'injection, m
x_2	distance par rapport à la rangée la plus proche en amont, m
y	distance latérale, m
UI	Unité d'Intensité, mesure de la caméra infrarouge

Symboles grecs

α	angle d'injection, °
δ_{cl}	épaisseur de couche limite, m
δ_{cr}	épaisseur de couche de refroidissement, m
δ_{jet}	hauteur de pénétration thermique du jet, m
ε	émissivité totale
ε_p	émissivité de la paroi d'injection

τ	transmissivité du hublot en fluorine
φ	densité de flux, $W m^{-2}$
ϕ	flux, W
λ	conductivité thermique, $W m^{-1} K^{-1}$
ρ	masse volumique de l'air, $kg m^{-3}$

Indices

arr	pertes par la face arrière
cc	cas chaud
cf	cas froid
cm	cas moyen
ci	cc, cm ou cf
dissi	dissipé électriquement
e	écoulement principal
ext	milieu extérieur
i	écoulement injecté
mes	mesuré
p	paroi d'injection
ray	rayonnement
ref	référence
0	sans trous

Exposant

*	adimensionné par rapport au cas sans trou
---	---

Pour cinq taux d'injection M , 4 zones de variations ainsi qu'une influence particulière de M sur les 2 coefficients sont mises en évidence.

© 2003 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

Depuis l'apparition des turbines aéronautiques et la volonté d'accroître leurs performances (réduction de la consommation et des émissions de polluants, augmentation de la poussée spécifique, . . .), les motoristes sont confrontés au problème du refroidissement des parois de chambre de combustion. En effet, l'accroissement des performances passe par la conception de nouveaux type de chambre de combustion et par une augmentation de la température en entrée de turbine et donc de la température des gaz de combustion [1,2].

Les parois de la chambre de combustion sont exposées à d'importants flux radiatifs et convectifs. Les gaz chauds peuvent en effet atteindre des températures de l'ordre de 1800 K. Les matériaux actuels ne pouvant supporter de telles élévations de températures, il est impératif d'en assurer la protection thermique. Le principe général consiste à injecter, à travers les parois de la chambre de combustion, une partie de l'air frais provenant des compresseurs placés en amont.

Différentes techniques d'injection ont été mises au point. Certaines utilisent les matériaux poreux (refroidissement par transpiration), d'autres introduisent de nouveaux type de matériaux combinant impact et transpiration (*le Lamilloy* [3], *le Transply* [4]). Le refroidissement par transpiration s'avère être le plus efficace [5] mais comporte nombre d'inconvénients telsque: l'obturation des pores par les suies issues de la combustion, le coût de production, ou la faible résistance à l'oxydation.

Ainsi, le type d'injection le plus couramment utilisé est l'injection au travers de rangées de trous ($D \cong 0.6$ mm) généralement inclinés dans le sens de l'écoulement principal. Ce type de refroidissement est appelé «refroidissement par multiperforation». Les coûts de fabrication de ce type de parois réduits par l'amélioration des techniques de perçage, les performances intéressantes obtenues, font que le refroidissement par multiperforation suscite toujours l'intérêt des industriels.

Cette protection thermique est assurée par trois processus: un refroidissement en amont des trous, un refroidissement important à l'intérieur des trous et un

refroidissement en aval des trous par formation d'une couche protectrice d'air frais due à la coalescence des jets issus des multiperforations [6]. C'est cette couche de refroidissement, que nous nous proposons d'étudier.

L'optimisation des performances du refroidissement par multiperforations passe par l'étude des différents facteurs d'influence géométriques et aérothermiques. Le compromis idéal consiste à prélever le moins d'air possible dans les compresseurs, tout en assurant un refroidissement pariétal suffisant.

Géométriquement, interviennent: le diamètre D de la perforation, l'espacement latéral p/D et longitudinal s/D entre les trous, l'angle d'injection simple α , la géométrie de l'injection (sortie évasée ou non), la longueur d'entrée du trou L/D et la configuration en ligne ou en quinconce des trous.

Aérodynamiquement, interviennent: le taux d'injection $M = \rho_i U_i / \rho_e U_e$ et parfois de rapport $I = \rho_i U_i^2 / \rho_e U_e^2$, l'épaisseur de la couche limite au point d'injection δ_{cl}/D , le taux de turbulence Tu , le nombre de Reynolds de l'écoulement principal Re_{De} ou injecté Re_{Di} , le rapport des températures T_i/T_e des écoulements injecté et principal, le rapport des densités ρ_i/ρ_e . La configuration des trous en quinconce est depuis longtemps préférable à la configuration en ligne [7]. Elle permet de limiter l'apparition de points chauds. Les espacements latéral p/D et longitudinal s/D sont généralement du même ordre de grandeur (de l'ordre de 6 [8] et toujours inférieurs à 10). Un trou avec sortie évasée entraîne une meilleure protection en aval des trous [9–11]. Les jets pénètrent moins dans la couche limite (pour un même débit d'injection par rapport à une perforation classique) et se dispersent davantage latéralement. Cependant le perçage de telle géométrie est très difficile. L'angle d'injection α influe sur la hauteur de pénétration des jets dans la couche limite et varie de 90° à 17° [12]. De plus une diminution de l'angle d'injection accroît la surface d'échange à l'intérieur des trous. Généralement, l'angle d'inclinaison α des trous dans le sens de l'écoulement est de l'ordre de 35° .

Afin de quantifier l'influence de tous ces paramètres sur la couche de refroidissement, deux méthodes peuvent être employées. La première utilise les notions d'efficacité totale de refroidissement η_{tot} ou d'efficacité adiabatique (paroi idéalement isolante) de refroidissement η_{ad} [13].

Ces paramètres font intervenir les différentes températures caractéristiques du problème:

$$\eta_{tot} = (T_p - T_e) / (T_i - T_e) \quad (1)$$

$$\eta_{ad} = (T_{pad} - T_e) / (T_i - T_e) \quad (2)$$

L'efficacité η_{ad} permet de quantifier l'effet seul de la couche de refroidissement sur la température de paroi alors que l'efficacité totale η_{tot} caractérise le refroidissement total en amont des trous, dans les trous et en aval des trous.

La seconde méthode s'intéresse aux échanges convectifs le long de la paroi multiperforée [14]. Dans ce cas, le problème repose sur la modélisation des échanges convectifs φ_{cv} le long d'une paroi multiperforée avec trois températures caractéristiques (T_p , T_e et T_i). Doit-on introduire un ou plusieurs coefficients h_j d'échange par convection?

$$\varphi_{cv} = f(h_j) \cdot g(T_p, T_e, T_i) \quad (3)$$

Le but de cette étude expérimentale est de proposer une solution à ce problème complexe dans des cas géométriques et aérothermiques relativement simples. De plus, peu de travaux traitent de l'influence de l'ouverture successive des rangées sur la variation de la température de paroi dans la zone perforée et en aval de celle-ci.

Ainsi, la première partie de cette étude traite de l'influence du nombre de rangées sur la formation de la couche de refroidissement. Elle repose sur l'exploitation de profils de température moyenne mesurés dans l'écoulement transversal par 3 thermocouples le long d'une paroi percée de 1 à 9 rangées de 8 trous ($D = 6$ mm) placées en quinconce.

Trois cas thermiques et trois taux d'injection M ont été choisis afin d'imposer toutes les conditions possibles en paroi: émettrice, athermane et absorbante. Les résultats obtenus sont comparés au cas de protection nulle (sans trou).

Les mesures de température en paroi ont permis de dégager deux modélisations possibles des échanges convectifs le long d'une paroi multiperforée. Ces 2 modélisations utilisent chacune 2 coefficients d'échange.

$$\varphi_{cv} = h_e \cdot (T_p - T_e) + h_i \cdot (T_p - T_i) \quad (4)$$

$$\varphi_{cv} = h_{cf}(T_p) \cdot (T_p - T_e) + h_{2moy} \cdot (T_e - T_i) \quad (5)$$

Toutefois une seule modélisation est retenue et permet de dégager 4 zones de variations identiques des 2 coefficients le long de la paroi multiperforée.

La seconde partie est basée sur des mesures de températures pariétales par thermographie infrarouge. Elle permet de généraliser la modélisation choisie à l'ensemble de la paroi d'injection. Ces mesures faites pour une gamme de taux d'injection M plus importante confirme l'existence des 4 zones et mettent en évidence l'influence particulière de M sur chacun des 2 coefficients d'échange.

2. Dispositif expérimental

2.1. Présentation générale du dispositif

Les expériences ont été faites dans une veine d'étude parallélépipédique de section d'entrée $100 \text{ mm} \times 300 \text{ mm}$

et de longueur 800 mm. Elle est parcourue par un écoulement transversal et par un écoulement injecté.

L'écoulement principal est généré par 2 ventilateurs montés en parallèle (Fig. 1a). Ceux-ci sont associés indépendamment à des panneaux débitmétriques permettant de contrôler le débit volumique total Q_e . L'écoulement transversal peut être chauffé à l'aide d'une

résistance électrique jusqu'à $T_e = 343$ K ou bien refroidi jusqu'à $T_e = 289$ K en passant dans un échangeur à contre-courant à eau. La résistance électrique ainsi que l'échangeur ont été placés en aval des débitmètres. Les calculs de débit volumique Q_e tiennent compte des changements de température entre la sortie des ventilateurs ($T_{\text{sortie}} = 313$ K) et celle imposée dans la veine.

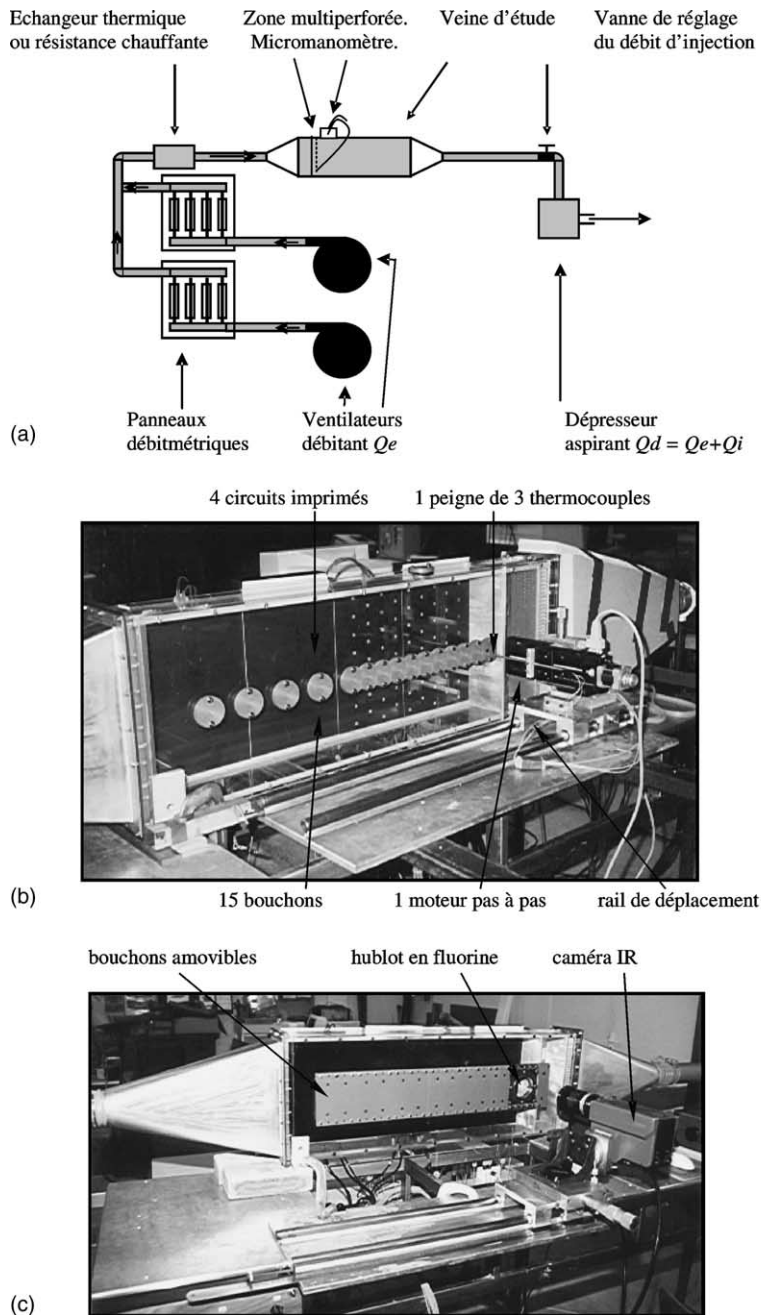


Fig. 1. Schéma général du banc expérimental.

L'écoulement injecté à température ambiante $T_i = T_{ext}$ est généré par un dépresseur placé en aval de la veine d'étude. Il aspire à la fois l'écoulement principal et l'écoulement dans les perforations:

$$Q_d = Q_e + Q_i \tag{6}$$

Lors de l'ouverture de la première rangée, une sonde de pression totale implantée orthogonalement à la paroi interne d'un trou, a permis d'étalonner, sans écoulement principal, le débit d'injection voulu. Grâce à une vanne placée entre le dépresseur et la veine, il est possible de contrôler par la suite le débit de l'écoulement injecté pour un débit d'écoulement principal imposé, et ainsi M.

2.2. Présentation de la veine d'étude

La paroi d'injection (Fig. 1b) peut être percée de 1 à 9 rangées de 8 trous placées en quinconce. Le diamètre des trous est de $D = 6$ mm, leur inclinaison simple de $\alpha = 90^\circ$. Les espacements latéral p/D et longitudinal s/D sont fixés à 6 et correspondent aux valeurs proches de celles utilisées pour les paroi réelles [8]. Nous avons délibérément choisi des trous droits afin de pouvoir observer précisément l'effet d'accumulation des rangées de jets. Les jets pénètrent ainsi profondément dans la couche limite dynamique, ce qui permet d'obtenir des mesures précises (points particuliers tels que minimum

de températures, zone proche paroi, recherche d'une température particulière...).

La première rangée est située à $x_1/D = 5.5$ du bord d'attaque de la paroi d'injection, ainsi la $n^{ième}$ rangée sera située après perçage à:

$$x_1/D = 5.5 + 6 \cdot (n - 1) \quad n = 1 \text{ à } 9 \tag{7}$$

La paroi d'injection est constituée de trois couches de matériaux (Fig. 2d).

La première couche, directement en contact avec l'écoulement, est constituée de 4 plaques en époxy ($e_{epoxy} = 1.6$ mm, $\lambda_{epoxy} = 0.32$ W m⁻¹ K⁻¹) chacune gravée d'un circuit imprimé en cuivre ($\epsilon_{cu} = 0.2$) pouvant générer une densité de flux électrique ϕ_{diss} constante et mesurable (Figs. 1b et 2a). La couche d'époxy est directement collée sur une paroi en altuglas ($e_{altuglas} = 10$ mm, $\lambda_{altuglas} = 0.2$ W m⁻¹ K⁻¹), qui assure la rigidité de l'ensemble. Sur l'autre face d'altuglas est collée une plaque isolante de styrodur ($e_{styrodur} = 30$ mm, $\lambda_{styrodur} = 0.03$ W m⁻¹ K⁻¹) permettant de limiter les pertes vers l'arrière ϕ_{arr} . Ainsi la paroi d'injection offre une longueur d'entrée de trou de $L/D = 6.9$.

Pour les sondages par thermocouples dans l'écoulement transversal, la paroi de sondage en altuglas ($\epsilon_{altuglas} = 0.9$) située à 100 mm de la paroi d'injection ($\cong 17D$) est équipée sur toute sa longueur de 15 bouchons étanches et amovibles numérotés de $m = 1$ à 15 (Fig. 1b). Un bouchon spécial permet l'intrusion d'une

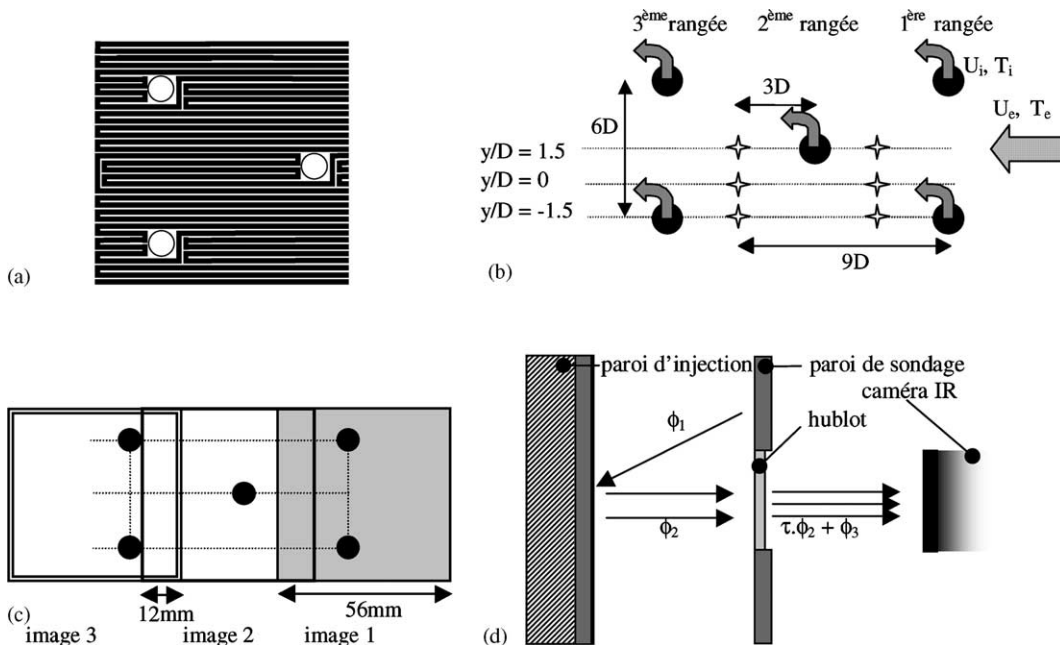


Fig. 2. Caractéristiques des techniques de mesures (a) Schéma d'un motif du circuit imprimé en cuivre; (b) Définition des 3 plans de sondage y/D et des 3 axes verticaux de sondages des thermocouples \star ; (c) Schéma du recouvrement de 3 images sur 16 et (d) Détail des 3 couches constituant la paroi d'injection Bilan de flux sur le champ d' U_{mes} mesuré par la caméra IR.

tige rigide dans la veine d'étude. Elle est instrumentée d'un peigne de 3 thermocouples Chromel–Alumel ayant une soudure de diamètre 0.2 mm. Cette tige est fixée sur le chariot mobile d'un moteur pas à pas, lui-même solidaire d'un rail de déplacement qui permet le sondage de bouchons en bouchons.

Les 3 thermocouples sont rigoureusement espacés de $1.5D$, et permettent la mesure simultanée de 3 profils verticaux de températures dans les plans orthogonaux à la paroi d'injection $y/D = -1.5, 0$ et 1.5 (Fig. 2b).

Les sondages sont effectués aux emplacements x_1/D suivants par rapport au bord d'attaque de la paroi d'injection:

$$\begin{aligned} x_1/D &= 8.5 + 6.(m - 1) \quad \text{pour } m : 1 \text{ à } 11 \\ x_1/D &= 68.5 + 12.(m - 11) \quad \text{pour } m : 12 \text{ à } 15 \end{aligned} \quad (8)$$

La paroi d'injection est équipée le long de l'axe $y/D = 0$ de thermocouples placés entre la plaque d'altuglas et celle d'époxy. Ces thermocouples mesurent ainsi les températures T_{pmes} ($x_1/D, y/D = 0$).

Un thermocouple, placé en entrée de veine, permet de mesurer et contrôler T_e . Un autre thermocouple, placé en sortie d'injection permet de mesurer T_i .

Un bilan thermique monodimensionnel entre la température interne de paroi T_{pmes} et la température extérieure T_{ext} permet de calculer la température de la paroi en contact avec l'écoulement principal T_p ($x_1/D, y/D = 0$). En utilisant les résistances conductives $R_{cd} = e/\lambda S$ et convective $R_{cv} = 1/hS$ associé à la conservation du flux Φ_{arr} , T_p est donné par:

$$\Phi_{arr} = (T_{pmes} - T_{ext})/\Sigma R = (T_p - T_{pmes})/R_{cdépoxy} \quad (9)$$

La connaissance à chaque position x_1/D de la température de paroi T_p permet de quantifier la densité de flux rayonné φ_{ray} à la paroi. Connaissant la densité de flux φ_{dissi} dissipée électriquement à la paroi, les pertes arrières φ_{arr} , la densité de flux convectif φ_{cv} est obtenue par bilan:

$$\varphi_{dissi} = \varphi_{cv} + \varphi_{arr} + \varphi_{ray} \quad (10)$$

La validation de ce calcul monodimensionnel ainsi que l'influence de l'augmentation du taux d'injection M (i.e. du coefficient d'échange dans le trou) sur la mesure faite avec le thermocouple de paroi a été étudiée numériquement [15,16].

Le problème bidimensionnel axisymétrique stationnaire a été résolu en utilisant une méthode nodale. Il a été montré qu'une augmentation du taux M et donc du coefficient d'échange dans le trou ne perturbait pas la mesure T_{pmes} ($x_1/D, y/D = 0$) faite par le thermocouple de paroi.

Ainsi, seule l'influence de la couche de refroidissement perturbe la mesure de T_{pmes} ($x_1/D, y/D = 0$). De plus, ce programme a validé l'approximation monodimensionnelle utilisée. En effet, la comparaison des va-

leurs données par le calcul numérique 2D avec celles calculées à partir de l'approximation 1D ne montre pas de différence.

Dans le cas des mesures par thermographie infrarouge, la paroi de sondage a été changée (Fig. 1c) et permet le déplacement d'un hublot en fluorine ($\tau = 0.94$ dans l'infrarouge) à l'aide d'un système de bouchons étanches. De plus, la paroi d'injection a été peinte en noir ($\varepsilon_p = 0.94$) afin d'en augmenter l'émissivité, ceci entraînant de meilleures mesures par caméra infrarouge.

3. Techniques de mesure

3.1. Mesures par thermocouples

Les mesures par thermocouples reposent sur l'établissement de 3 profils verticaux de température moyenne. Le déplacement du peigne de thermocouples est assuré par un moteur pas à pas. Les déplacements du peigne sont pilotés par ordinateur à l'aide d'un programme du logiciel de commande *HP VEE*.

Trois zones ont été définies et permettent le choix de trois pas de déplacement:

- une zone 1 proche de la paroi, d'épaisseur $D/3$ avec un pas initial de 0.1 mm après contact avec la paroi et 10 pas de 0.2 mm.
- une zone 2 intermédiaire d'épaisseur $2D/3$ avec 10 pas de 0.4 mm.
- une zone 3 lointaine d'épaisseur variable de $7D$ à $11D$ avec des pas de 1 mm.

Le programme *HP VEE* pilote aussi la centrale d'acquisition *HP 3497A*. L'échantillonnage pour chaque déplacement est de 25 mesures pour tous les thermocouples à la fréquence de 10Hz. La fréquence d'un jet libre étant très largement supérieure à 10Hz et compte tenue de l'inertie thermique du thermocouple, notre échantillonnage permet d'obtenir de très bonnes valeurs moyennes de la température au point de sondage. Des échantillonnage de 50 et 100 mesures ont été testés mais sans différences notables. Les thermocouples considérés, sont ceux plongés dans l'écoulement, dans l'orifice d'injection, et ceux placés le long de la paroi d'injection. L'échantillonnage est ensuite moyenné et pour chaque thermocouple, la valeur est enregistrée dans un unique fichier.

Le programme permet, via la centrale, l'acquisition des tensions et intensités, circulant dans les quatre circuits imprimés. Quatre rhéostats permettent de régler indépendamment et précisément la tension circulant dans chaque circuit et donc la densité φ_{dissi} de flux dissipée électriquement.

3.2. Mesure par thermographie infrarouge

Les mesures de températures pariétales ont été faites par une caméra infrarouge AGEMA 880SWB équipée d'un mono détecteur refroidi par azote liquide. Son objectif d'ouverture de 12° associé à deux bagues allonges de 5 et 10 mm permet d'obtenir une scène thermique de dimension 56 × 56 mm.

Les déplacements le long de la paroi de sondage, du hublot en fluorine de 44 mm d'ouverture fournissent en 16 images la cartographie complète de la paroi d'injection. Les images de dimension 56 mm × 56 mm ont une zone de recouvrement de 12 mm assurant ainsi l'obtention de résultats non perturbés par les effets de bords de l'armature emprisonnant le hublot (Fig. 2c).

Un second ordinateur gère l'acquisition et le fonctionnement de la caméra infrarouge à l'aide du logiciel d'acquisition *ADDELIE*. La cadence d'acquisition est de 50 images en 8 secondes. Immédiatement après l'acquisition, la moyenne des images est effectuée afin d'éliminer le bruit de mesure. L'image obtenue est un champ radiatif exprimé en Unité d'Intensité (unité propre à la caméra). Les images mesurées ne sont pas immédiatement exploitables. Il est nécessaire de convertir ces unités d'intensité UI en température et surtout de tenir compte de la présence du hublot et de la paroi de sondage. En effet, le flux radiatif ϕ_{mes} mesuré par la caméra n'est pas le flux radiatif ϕ_p réellement émis par la paroi d'injection.

Quatre termes de flux radiatifs entrent dans le bilan qui permettra de calculer le flux ϕ_p réellement émis par la paroi d'injection (Fig. 2d):

- (a) le flux ϕ_1 apparent provenant de la paroi de sondage et reçu par la paroi d'injection
- (b) la paroi d'injection émet un flux total ϕ_2 qui est la somme du flux réellement émis par la paroi auquel s'ajoute la réflexion du flux provenant de la paroi de sondage
- (c) ce flux apparent venant de l'échantillon transmis par le hublot en fluorine est $\tau \cdot \phi_2$
- (d) la caméra reçoit en plus un flux ϕ_3 provenant de l'émission du hublot qui est à même température que la veine.

Ainsi le flux apparent ϕ_{mes} mesuré par la caméra s'écrit:

$$\begin{aligned} \phi_{mes} &= \tau \cdot \phi_2 + \phi_3 \\ &= \tau \cdot (\epsilon_p \cdot \phi_p + (1 - \epsilon_p) \cdot \epsilon_{altuglas} \cdot \phi_{sondage}) \\ &\quad + (1 - \tau) \cdot \phi_{sondage} \end{aligned} \quad (11)$$

soit:

$$\phi_p = \frac{\phi_{mes} - \phi_{sondage} \cdot [1 - \tau + \epsilon_{altuglas} \cdot (1 - \epsilon_p)]}{\epsilon_p \cdot \tau} \quad (12)$$

Les champs de flux radiatif étant exprimés en Unités d'Intensité, il vient:

$$UI_p = \frac{UI_{mes} - UI_{sondage} \cdot (1 - \tau + \tau \cdot \epsilon_{altuglas} \cdot (1 - \epsilon_p))}{\epsilon_p \cdot \tau} \quad (13)$$

La relation suivante permet ensuite de calculer la température de la paroi connaissant les paramètres d'étalonnage de la caméra fournis par le constructeur:

$$\begin{aligned} UI &= R / (e^{(B/T)} - F) \quad R = 494585 \quad F = 42 \\ B &= 3003.09 \text{ K}^{-1} \quad UI \text{ l'unité d'intensité} \end{aligned} \quad (14)$$

Connaissant UI_{mes} fournie par la caméra, $UI_{sondage}$ calculée à partir de $T_{psondage}$, il est possible de calculer UI_p et ainsi la température T_p de la paroi.

4. Résultats et discussion

4.1. Présentation des conditions aérothermiques

Trois cas thermiques ont été choisis afin d'imposer tous les comportements possibles à la paroi: émettrice ($T_p > T_e$), athermane ($T_p = T_e$), absorbante ($T_p < T_e$).

Ces cas sont les suivants avec $T_{ext} = T_i = 293 \text{ K}$

- Cas froid (cf): $T_e/T_i = 1$, $\phi_{dissi} = 500 \text{ W/m}^2$.
⇒ paroi refroidie.
- Cas moyen (cm): $T_e/T_i = 1.06$, $\phi_{dissi} = 350 \text{ W/m}^2$.
⇒ paroi quasi athermane.
- Cas chaud (cc): $T_e/T_i = 1.15$, $\phi_{dissi} = 100 \text{ W/m}^2$.
⇒ paroi chauffée.

Pour toutes les expériences, le nombre de Reynolds de l'écoulement principal basé sur le diamètre D est $Re_{De} = 630$.

Les profils de températures adimensionnés présentés (Figs. 3a, b et 4b), ont été établis à 3 diamètres en aval de la 5^{ème} rangée d'injection dans le cas de 5 rangées pour un taux d'injection $M = 2$. Les profils de température (Fig. 3a) mesurés pour le cas froid apportent peu de renseignements quant à l'interaction de l'écoulement injecté avec l'écoulement principal. Cependant, grâce à l'égalité de T_e et de T_i , le cas froid permet le calcul d'un coefficient d'échange par convection h_{cf} ($x_1/D, y/D = 0$) le long de la paroi d'injection et sa comparaison avec le cas sans perforation h_{cf0} :

$$\phi_{cv} = h_{cf} \cdot (T_{pct} - T_e) \quad (15)$$

Ce coefficient est déterminé avec une erreur de 6.5% [16]. Les cas moyen (Fig. 3b) et chaud (Fig. 4b) ne permettent pas ce calcul d'un coefficient d'échange puisque 3 températures caractéristiques T_p , T_e et T_i interviennent. Cependant, il est possible de déceler la présence du jet et

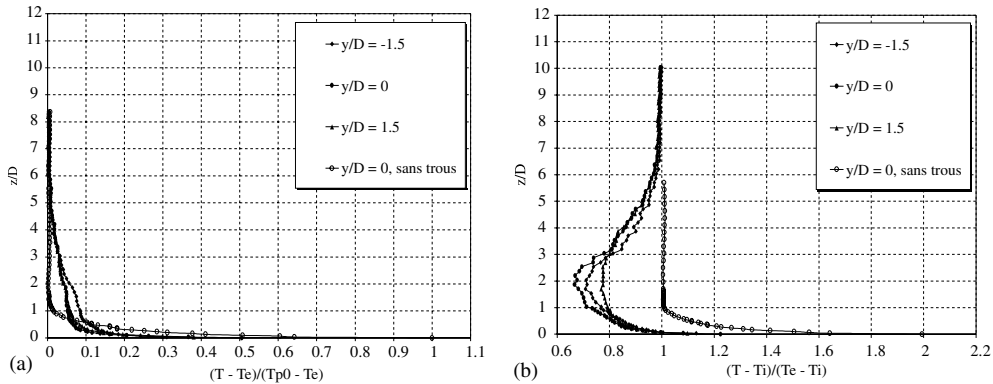


Fig. 3. Présentation des cas thermique froid et moyen. 5 rangées, $M = 2$, profils de températures adimensionnés, $x_1/D = 32.5$, $x_2/D = 3$, $Re_{De} = 630$. Comparaison avec les profils mesurés dans le cas sans trous. (a) Cas froid $T_c/T_i = 1$, $\varphi_{diss} = 500 \text{ W m}^{-2}$; (b) Cas moyen $T_c/T_i = 1.06$, $\varphi_{diss} = 350 \text{ W m}^{-2}$.

de définir une hauteur de pénétration thermique du jet $\delta_{jet}(x_1/D, y/D)$ ainsi qu'une épaisseur de couche de refroidissement $\delta_{cr}^*(x_1/D, y/D)$. Cette hauteur de pénétration du jet correspond au lieu du minimum de $T_{cm}^* = (T_{mescm} - T_i)/(T_e - T_i)$ pour le cas thermique moyen et de T_{cc}^* pour le cas chaud. L'épaisseur de la couche de refroidissement correspond à la hauteur pour laquelle les profils redeviennent confondus avec ceux mesurés dans le cas sans trous.

Les thermocouples de paroi permettent de comparer les variations de:

$$T_{pcm}^*(x_1/D, y/D = 0) = (T_{pcm} - T_i)/(T_e - T_i) \quad (16)$$

$$T_{pcc}^*(x_1/D, y/D = 0) = (T_{pcc} - T_i)/(T_e - T_i) \quad (17)$$

avec le cas de protection nulle: $T_{pcm0}^*(x_1/D, y/D = 0)$ et $T_{pcc0}^*(x_1/D, y/D = 0)$.

Le second paramètre important de cette étude est le taux d'injection M . La vanne manuelle placée entre la veine d'étude et le dépresseur, nous permet d'imposer les trois taux d'injection $M = 1, 2$ et 5 .

Les profils de températures présentés (Fig. 4a–c) ont été établis dans le cas de 5 rangées à 3D en aval de la 5^{ème} rangée pour les trois taux d'injection.

Ces profils mettent en évidence l'importance de l'influence de M sur la hauteur de pénétration thermique du jet δ_{jet} et donc sur l'épaisseur de couche de refroidissement δ_{cr} . Dans le plan du jet ($y/D = -1.5$) les hauteurs de pénétration thermique du jet sont respectivement pour $M = 1, 2$ et 5 , $\delta_p = 0.5D, 2D$ et $4D$. Les épaisseurs de couche de refroidissement sont $\delta_{cr} = 4D$ pour $M = 1$, $\delta_{cr} = 6D$ pour $M = 2$ et $\delta_{cr} = 11D$ pour $M = 5$.

Pour le cas froid et les trois taux M , il y a décroissance du coefficient $h_{cf}(x_1/D, y/D = 0)$ (Fig. 4d) jusqu'à 3D en aval de la 1^{ère} rangée ($x_1/D = 8.5$). Par la suite, il y a apparition d'un palier jusqu'à 3D en amont de la 5^{ème} et dernière rangée ($x_1/D = 30.5$). Il est situé autour de 25

$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ pour $M = 1$, $30 \text{ W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ pour $M = 2$ et autour de $40 \text{ W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ pour $M = 5$. En aval de la 5^{ème} et dernière rangée ($x_1/D = 32.5$), il s'opère ensuite un rapide retour au cas de protection nulle.

Les variations de température de paroi mesurées dans les cas moyen (Fig. 4e) et chaud (Fig. 4f) montrent une décroissance de T_{pcm}^* et T_{pcc}^* de 3D en aval de la première rangée jusqu'à 3D en amont de la 5^{ème} rangée. Par la suite il s'opère là aussi, pour chaque taux M , un rapide retour vers les valeurs du cas de protection nulle.

4.2. Etude de l'influence du nombre de rangées sur la formation de la couche de refroidissement

L'étude complète de l'influence de 1 à 9 rangées d'injection sur la formation de la couche de refroidissement pour les 3 cas thermiques et les 3 taux d'injection fournit les résultats suivants.

L'examen des profils de températures moyennes adimensionnés, obtenus dans le cas chaud nous a permis de relever pour les différents nombres de rangées et chaque taux M les hauteurs de pénétration thermique du jet δ_{jet} dans l'axe de celui ci ($y/D = \pm 1.5$) et les épaisseurs de couche de refroidissement δ_{cr} dans les trois plans ($y/D = -1.5, 0$ et 1.5).

Le nombre de rangées, pour lequel les épaisseurs de couche de refroidissement dans les 3 plans sont égales, correspond au nombre de rangées minimum nécessaire à la formation de la couche de refroidissement. Le tableau présenté (Fig. 5) montre que cette condition est vérifiée pour un minimum de 5 rangées de trous droits en quinconce.

Les variations de $h_{cf}(x_1/D, y/D = 0)$ présentées (Fig. 6a–c) montrent pour chaque M une rapide décroissance jusqu'à 3D après la première rangée. Au fur et à mesure de l'ouverture des rangées, il y a apparition pour $M = 1$ et 2 , d'un palier qui subsiste jusqu'à $x_2/D = 3D$ en aval

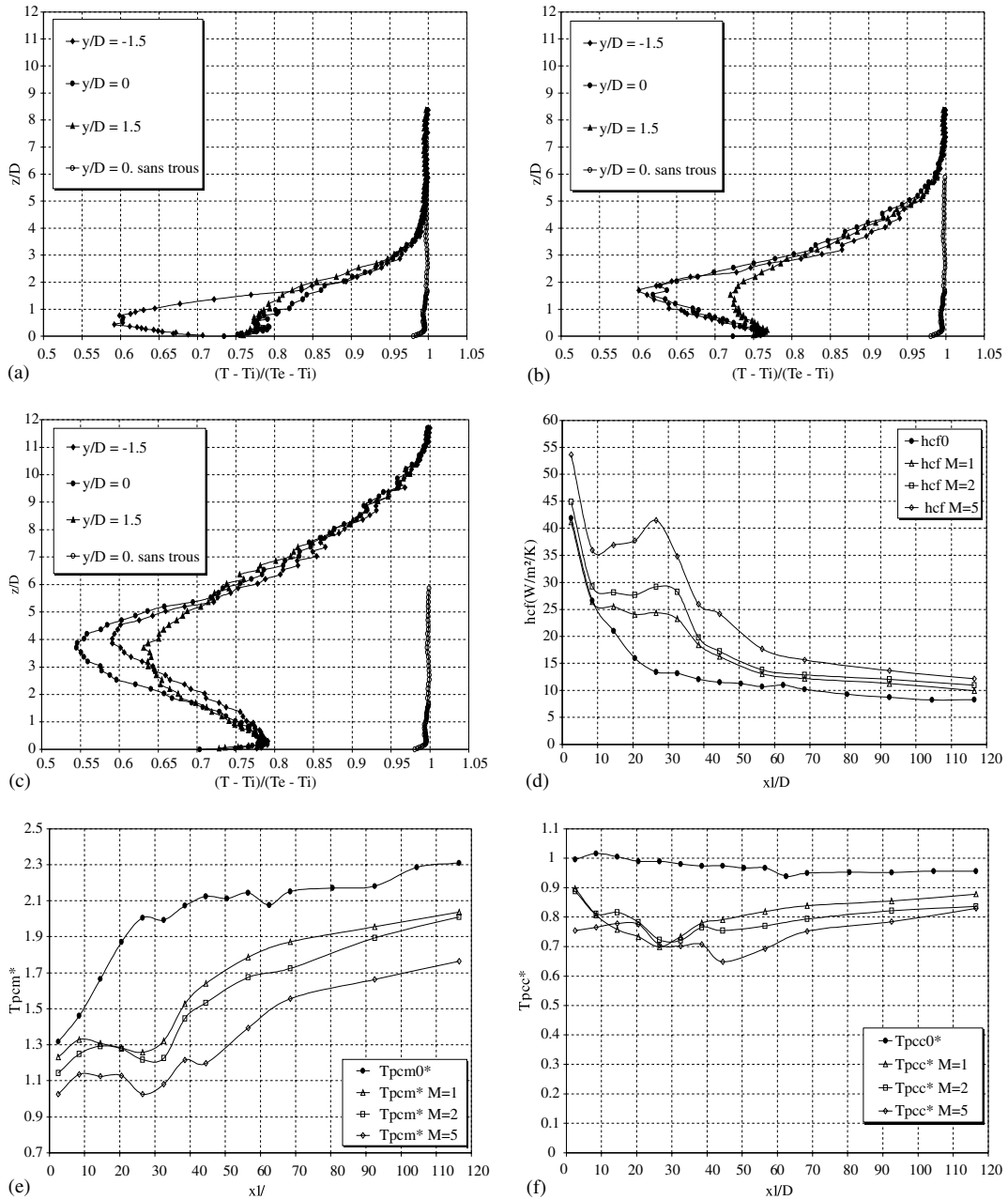


Fig. 4. Influence de M . Cas chaud.5 rangées. Profils de températures adimensionnés $x_1/D = 32.5, x_2/D = 3$. Variation de h_{cf}, T_{pcm}^* et T_{pec}^* . (a) Cas chaud, $M = 1, T_e/T_i = 1.15, \phi_{diss} = 100 \text{ W m}^{-2}$; (b) $M = 2$; (c) $M = 5$; (d) Cas froid, h_{cf} le long de la paroi d'injection; (e) Cas moyen, T_{pcm}^* le long de la paroi d'injection; (f) Cas chaud, T_{pec}^* le long de la paroi d'injection.

de la dernière rangée ouverte. Pour $M = 1$, ce palier est situé autour de $25 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, pour $M = 2$ il est situé autour de $30 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Pour $M = 5$, il n'est plus possible de situer de palier caractéristique, cependant h_{cf} ($x_1/D, y/D = 0$) oscille autour de $40 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

En adimensionnant h_{cf} ($x_1/D, y/D = 0$) par rapport au cas sans perforation h_{cf0} ($x_1/D, y/D = 0$), les varia-

tions de $h_{cf}^*(x_1/Dy/D0)$ ne montrent aucune amélioration du refroidissement jusqu'à $x_1/D = 8.5$ (3D après la 1^{ère} rangée)(Fig. 6a–c). Au fur et à mesure de l'ouverture des rangée, il y a croissance importante jusqu'à $x_1/D = 32.5$ (3D après la 5^{ème} rangée).

Pour plus de 5 rangées et au delà de $x_1/D = 32.5, h_{cf}^*$ ($x_1/D, y/D = 0$) continue à augmenter mais avec une

Taux d'injection M	$M = 1$			$M = 2$			$M = 5$		
Axe y/D du profil	-1.5	0	1.5	-1.5	0	1.5	-1.5	0	1.5
1 rangée, $x_1/D = 8.5$	2D	1.2D	1.4D	3.2D	1.6D	2.9D	5.7D	3.9D	4.7D
2 rangées, $x_1/D = 14.5$	1.7D	2.5D	3.7D	4D	4.2D	5.4D	7D	7.2D	7.9D
3 rangées, $x_1/D = 20.5$	3D	3.4D	3.7D	4.7D	5.5D	5.7D	8.5D	9D	9.2D
4 rangées, $x_1/D = 26.5$	3.4D	3.5D	3.7D	5.2D	5.7D	5.7D	9.7D	10D	10D
5 rangées, $x_1/D = 32.5$	3.9D	4D	4.4D	6D	6.2D	6.2D	10.9D	10.9D	10.9D
6 rangées, $x_1/D = 38.5$	4D	4.2D	4.2D	6.7D	6.7D	6.7D	11.2D	11.2D	11.2D
7 rangées, $x_1/D = 44.5$	4.5D	4.5D	4.7D	7.2D	7.2D	7.2D	11.4D	11.4D	11.4D
8 rangées, $x_1/D = 50.5$	4.7D	4.7D	4.9D	7.2D	7.2D	7.2D	11.4D	11.4D	11.4
9 rangées, $x_1/D = 56.5$	5.2D	5.2D	5.4D	8D	8D	8D	12.5D	12.5D	12.5D

Fig. 5. Epaisseur de la couche de refroidissement, 3D en aval de la dernière rangée, en fonction de M , de 1 à 9 rangées pour $y/D = -1.5, 0$ et 1.5 .

pente plus faible jusqu'à 3D avant la dernière rangée. En aval de la dernière rangée, h_{cf}^* ($x_1/D, y/D = 0$) décroît rapidement.

Ainsi le refroidissement est inefficace jusqu'à $x_1/D = 8.5$ (3D en aval de la 1^{ère} rangée), la couche de refroidissement se forme au fur et à mesure de l'ouverture de 1 à 5 rangées. Cette couche est formée pour 5 rangées, entretenue et améliorée lors de l'ouverture de rangées supplémentaires. Elle est ensuite rapidement détruite en aval de la dernière rangée.

Les variations de T_{pcm}^*/T_{pcm0}^* et de T_{pcc}^*/T_{pcc0}^* (Fig. 7d–f) montrent une décroissance continue dans la zone perforée de $x_1/D = 8.5$ (3D après la 1^{ère} rangée) jusqu'à 3D en amont de la dernière rangée. En comparant les variations de h_{cf}^* et de T_{pcm}^*/T_{pcm0}^* et T_{pcc}^*/T_{pcc0}^* , il apparaît:

- qu'à une croissance de h_{cf}^* correspond une décroissance de T_{pcm}^*/T_{pcm0}^* et de T_{pcc}^*/T_{pcc0}^*
- qu'à un maximum de h_{cf}^* correspond un minimum de T_{pcm}^*/T_{pcm0}^* et de T_{pcc}^*/T_{pcc0}^*
- qu'à une décroissance de h_{cf}^* correspond une croissance de T_{pcm}^*/T_{pcm0}^* et de T_{pcc}^*/T_{pcc0}^* .

Ainsi, il doit nécessairement exister une relation liant h_{cf}^* à T_{pcm}^*/T_{pcm0}^* et à T_{pcc}^*/T_{pcc0}^* le long de l'axe $y/D = 0$. Nous avons donc tenté de déterminer une température de référence T_{refcm} et T_{refcc} , liant le coefficient h_{cf} et la température T_e de l'écoulement principal. Ce problème étant thermiquement semblable, l'influence de T_p a été prise en compte en corrigeant la valeur du coefficient d'échange h_{cf} en considérant l'invariance du nombre de Nusselt:

$$Nu_D(T_{pcf}) = Nu_D(T_{pci}) \cdot ci : cf, cm, cc \quad (18)$$

donc

$$\begin{aligned} h_{cf}(T_{pci}) &= h_{cf}(T_{pcf}) \cdot (\lambda_{ci}/\lambda_{cf}) \\ \varphi_{cvci} &= h_{cf}(T_{pci}) \cdot (T_{pci} - T_{refci}) \\ &= h_{cf}(T_{pcf}) \cdot (\lambda_{ci}/\lambda_{cf}) \cdot (T_{pci} - T_{refci}) \end{aligned}$$

λ_{ci} calculée à la température de film $(T_{pci} + T_e)/2$.

$$T_{refci} = T_{pci} - \varphi_{cv}/h_{cf}(T_{pci}). \quad (19)$$

Nous avons établis les variations de T_{refcm} et de T_{refcc} pour chaque taux d'injection M et chaque cas de nombre de rangées. Dans le cas de 5 et 9 rangées (Fig. 8a et b), il apparaît que T_{refci} varie en fonction du taux d'injection le long de la paroi d'injection. Il est donc nécessaire de faire intervenir les 3 températures caractéristiques (T_p, T_e, T_i) pour modéliser les échanges convectifs.

5. Modélisations des échanges convectifs le long de la paroi d'injection

Deux types de modélisation peuvent être définies. La première est parfois utilisée dans le cas d'une rangée de trous [10]. Elle repose sur la décomposition du flux convectif en deux termes. Deux coefficients d'échange h_e , ($x_1/D, y/D = 0$) et $h_i(x_1/D, y/D = 0)$ sont utilisés et respectivement référencés à T_e et T_i .

La seconde modélisation se base aussi sur la décomposition du flux convectif en deux termes et utilise le coefficient h_{cf} ($x_1/D, y/D = 0$) déterminé expérimentalement dans le cas froid. Cette seconde décomposition introduit pour chaque cas thermique ci (cm et cf) un second coefficient d'échange que nous avons nommé h_{2ci} ($x_1/D, y/D = 0$).

5.1. Premier modèle utilisant h_e et h_i

Dans nos expériences, la détermination de (h_e, h_i) repose sur la résolution d'un système de 3 équations (les 3 cas thermiques) à 2 inconnues:

$$\begin{aligned} (1) \quad \varphi_{cvf} &= h_e \cdot (T_{pcf} - T_e) + h_i \cdot (T_{pcf} - T_i) \\ (2) \quad \varphi_{cvcm} &= h_e \cdot (T_{pcm} - T_e) + h_i \cdot (T_{pcm} - T_i) \\ (3) \quad \varphi_{cvcc} &= h_e \cdot (T_{pcc} - T_e) + h_i \cdot (T_{pcc} - T_i) \end{aligned} \quad (20)$$

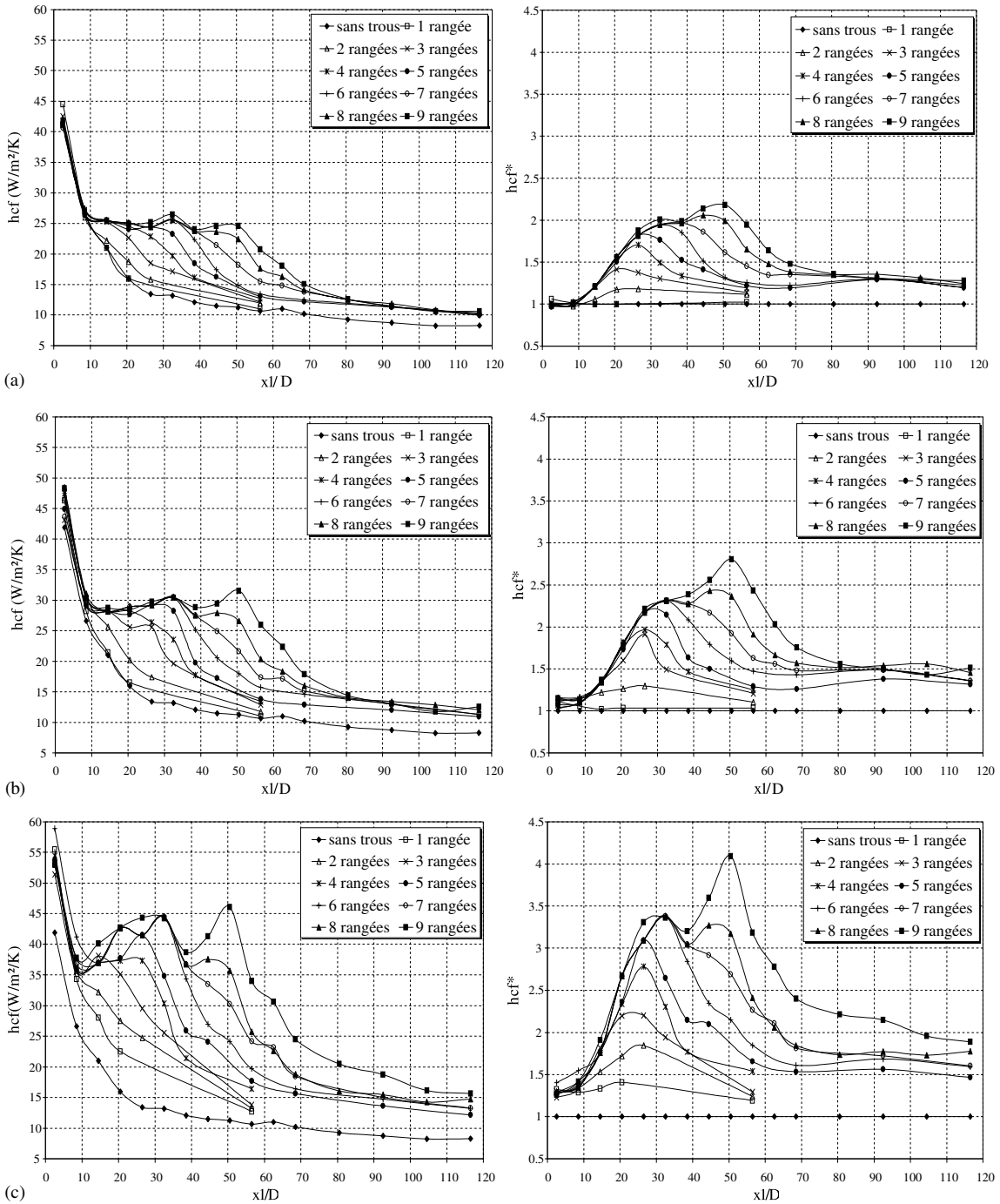


Fig. 6. Variation de h_{cf} ($x_l/D, y/D = 0$), de $h_{cf}^* = h_{cf}/h_{cf0}$, pour $M = 1, 2$ et 5 , de 1 à 9 rangées. Cas froid: (a) $M = 1$; (b) $M = 2$ et (c) $M = 5$.

La résolution de ce système fournit 3 couples de solutions (h_e, h_i). Pour 1 à 9 rangées et pour chaque taux M , ce système d'équations a été résolu. Les variations des 3 couples de solutions (h_e, h_i) sont généralement proches

voir confondues. Ces coefficients sont déterminés avec une erreur de 10% [16]. Ainsi, nous avons calculé le couple moyen (h_{emoy}, h_{imoy}) de ces 3 couples. Nous avons comparé (h_{emoy}, h_{imoy}) avec le couple optimal (h_e, h_i)

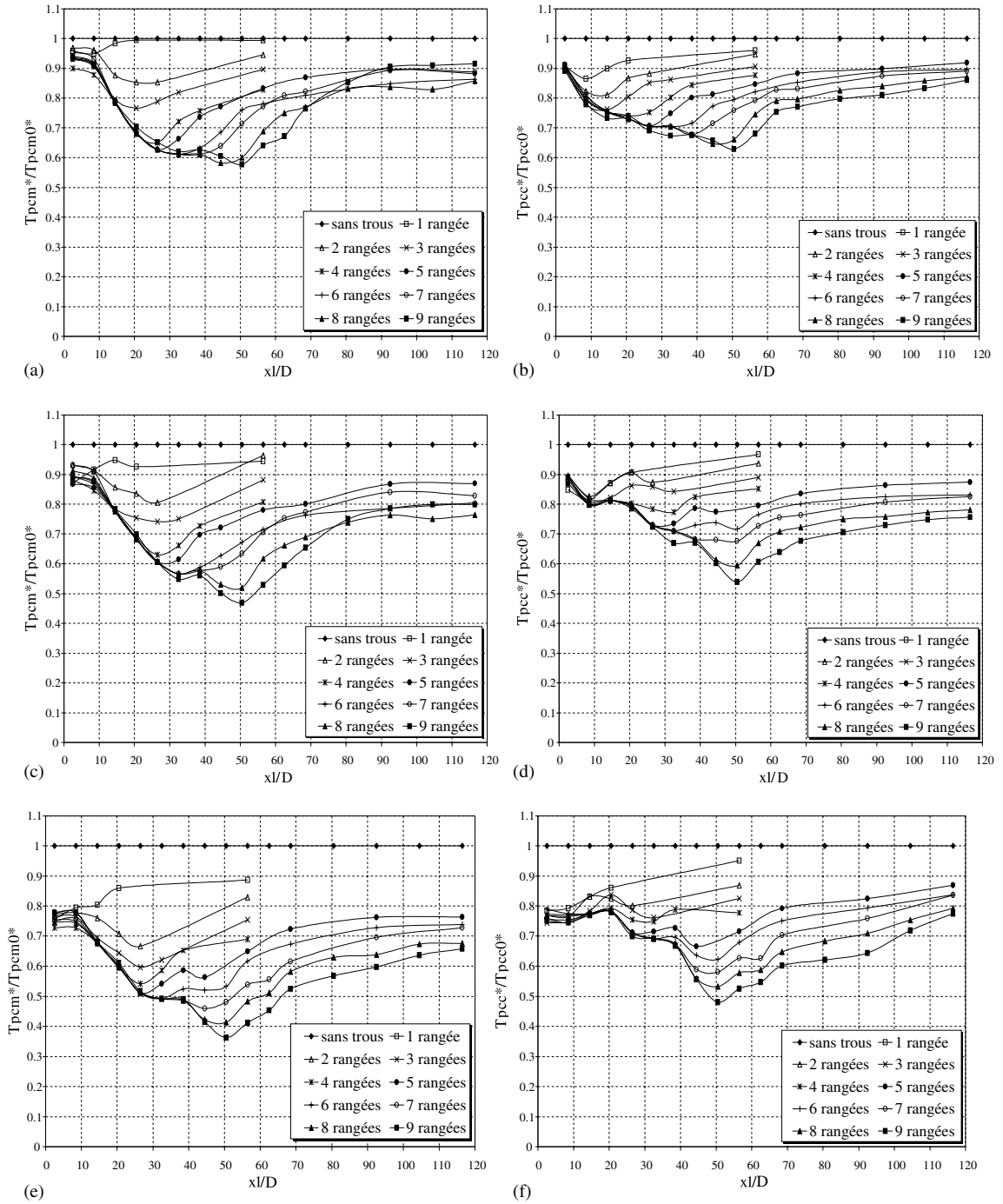


Fig. 7. Variation de T_{pcm}^*/T_{pcm0}^* et T_{pcc}^*/T_{pcc0}^* , pour $M = 1, 2$ et 5 , de 1 à 9 rangées. Cas moyen et cas chaud: (a) T_{pcm}^*/T_{pcm0}^* , $M = 1$; (b) T_{pcc}^*/T_{pcc0}^* , $M = 1$; (c) T_{pcm}^*/T_{pcm0}^* , $M = 2$; (d) T_{pcc}^*/T_{pcc0}^* , $M = 2$; (e) T_{pcm}^*/T_{pcm0}^* , $M = 5$ et (f) T_{pcc}^*/T_{pcc0}^* , $M = 5$.

calculé automatiquement par le *Solveur* de *Excel* qui utilise la «méthode des moindres carrés». Les valeurs sont identiques.

Nous avons représenté (Fig. 9a–c) les variations de ($h_c^* = h_c/h_{cf0}$, $h_i^* = h_i/h_{cf0}$) pour les trois taux M et les cas de 1 à 9 rangées le long de l'axe $y/D = 0$.

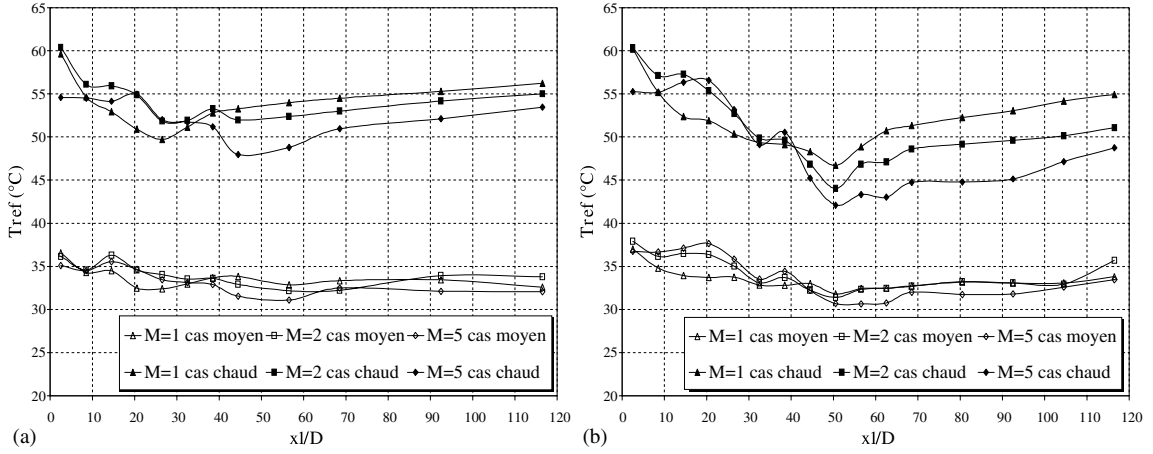


Fig. 8. Calcul de T_{refcm} et de T_{refcc} , pour $M = 1, 2$ et 5 , le long de la paroi d'injection: (a) 5 rangées et (b) 9 rangées.

Le coefficient adimensionné h_e^* reste proche de 1 jusqu' à $x_1/D = 8.5$ (3D après la 1^{ère} rangée), et traduit l'inefficacité du refroidissement. Au fur et à mesure de l'ouverture des rangées, h_e^* augmente pour atteindre une valeur maximale dans le cas de 6 rangées, et ceci jusqu' à $x_1/D = 32.5$ (3D en aval de la 5^{ème} rangée). Par la suite, h_e^* décroît asymptotiquement jusqu'à 1 pour les trois taux M . Le coefficient h_i^* augmente continuellement à partir de $x_1/D = 8.5$ (3D après la 1^{ère} rangée) jusqu' à 3D avant la dernière rangée. En aval de la dernière rangée et pour les trois taux M , h_i^* tend asymptotiquement vers 0.5. Notons que les zones respectives de variations de h_e^* et de h_i^* ne sont pas identiques le long de la paroi d'injection.

5.2. Second modèle utilisant le coefficient h_{cf}

Pour modéliser les échanges convectifs à l'aide du coefficient h_{cf} déterminé précédemment dans le cas thermique froid, deux cas sont envisageables. L'un utilise comme température de référence celle de l'écoulement T_e , et l'autre cas utilise la température de l'injection T_i . Ainsi, nous allons déterminer un coefficient d'échange h_{2ci} défini pour chaque cas thermique ci de la façon suivante:

$$\begin{aligned} \text{cas 1 : } \varphi_{cvci} &= h_{cf}(T_{pci}) \cdot (T_{pci} - T_e) + h_{2ci} \cdot (T_e - T_i) \\ \text{cas 2 : } \varphi_{cvci} &= h_{cf}(T_{pci}) \cdot (T_{pci} - T_i) + h_{2ci} \cdot (T_i - T_e) \end{aligned} \quad (21)$$

Dans ces 2 cas, si nous imposons l'égalité $T_e = T_i$ (ce qui correspond au cas froid cf de nos expériences), nous retrouvons l'expression simple du calcul de h_{cf} . Le but est d'obtenir, pour le cas chaud et le cas moyen, des coefficients d'échange h_{2cm} et h_{2cc} identiques. Les variations (Fig. 10a et b) de h_{2cm} et h_{2cc} le long de l'axe

$y/D = 0$ pour chaque taux d'injection M montrent que quel que soit le nombre de rangées les 2 modèles offrent des résultats intéressants. Cependant le cas 1 fournit des variations de h_{2cm} et h_{2cc} le long de l'axe $y/D = 0$ quasiment confondues. Nous pouvons ainsi définir pour la suite de notre étude un coefficient h_{2moy} :

$$h_{2moy} = (h_{2cm} + h_{2cc})/2 \quad (22)$$

Ce coefficient est déterminé avec une erreur de 11% [16]. L'expression suivante modélise parfaitement les 3 cas thermiques ci: cf cm et cc.

$$\varphi_{cvci} = h_{cf}(T_{pci}) \cdot (T_{pci} - T_e) + h_{2moy} \cdot (T_e - T_i) \quad (23)$$

Les graphiques (Fig. 11a–c) présentent les variations de ($h_{cf}^* = h_{cf}/h_{cf0}$, $h_{2moy}^* = h_{2moy}/h_{cf0}$) pour les 3 taux d'injection M et les cas de 1 à 9 rangées le long de l'axe $y/D = 0$. Lors de l'ouverture successive des rangées, il y a augmentation de h_{2moy}^* de $x_1/D = 8.5$ (3D après la 1^{ère} rangée) jusqu'à 3D avant la dernière rangée. En aval de la dernière rangée, h_{2moy}^* tend asymptotiquement vers 0.5 alors que h_{cf}^* tend vers 1. De plus contrairement à h_e^* et h_i^* , lorsque la couche de refroidissement est formée, (pour 5 à 9 rangées), nous pouvons définir 4 zones de variations de h_{cf}^* et de h_{2moy}^* identiques pour les 3 taux M le long de la paroi d'injection:

- zone 1 de $x_1/D = 2.5$ à $x_1/D = 8.5$ (3D en aval de la 1^{ère} rangée)
- zone 2 de $x_1/D = 8.5$ à $x_1/D = 26.5$ (3D en amont de la 5^{ème} rangée)
- zone 3 de $x_1/D = 26.5$ à $x_1/D = 50.5$ (3D en amont de la 9^{ème} et dernière rangée)
- zone 4 de $x_1/D = 50.5$ à $x_1/D = 116.5$ (zone non percée).

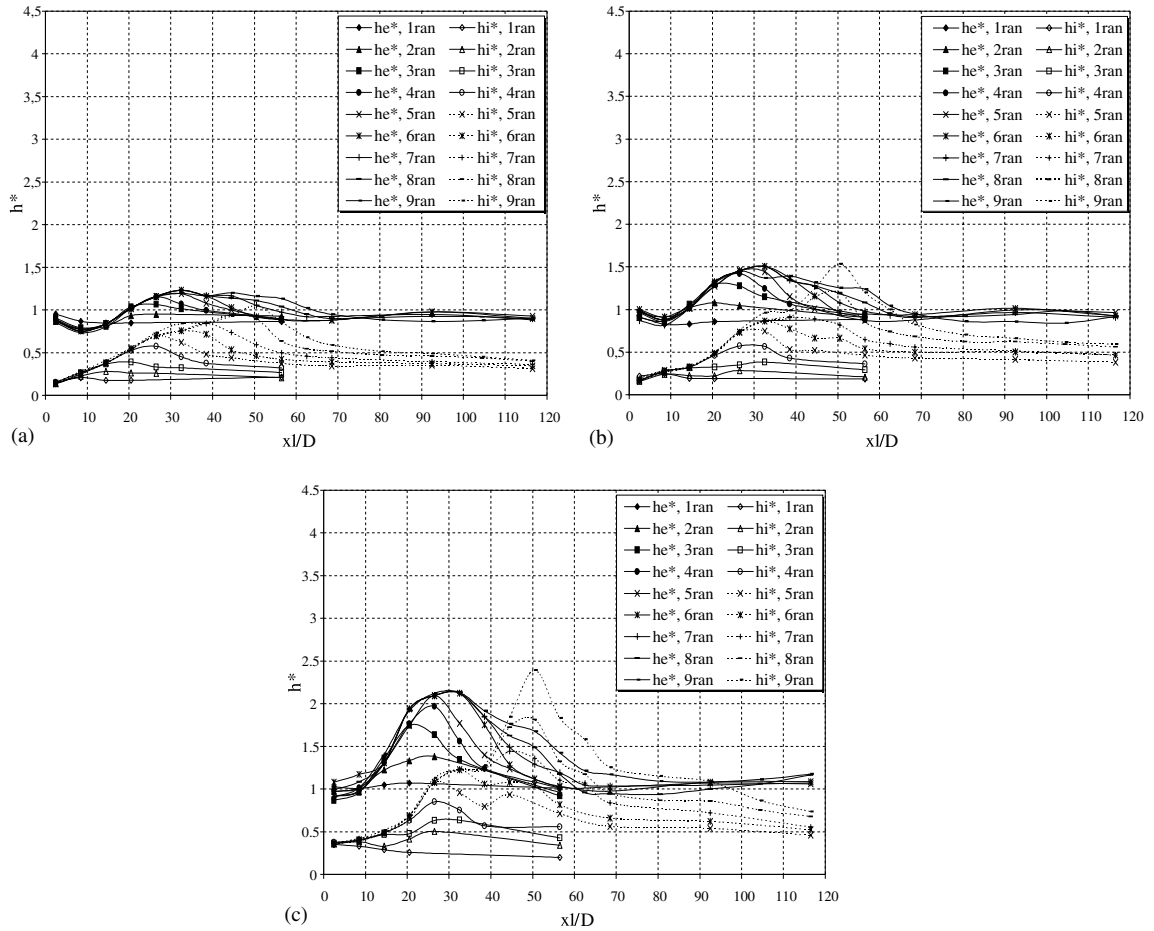


Fig. 9. Variation de ($h_c^* = h_c/h_{c0}$, $h_i^* = h_i/h_{i0}$) de 1 à 9 rangées, pour $M = 1, 2$ et 5 , $y/D = 0$: (a) $M = 1$; (b) $M = 2$ et (c) $M = 5$.

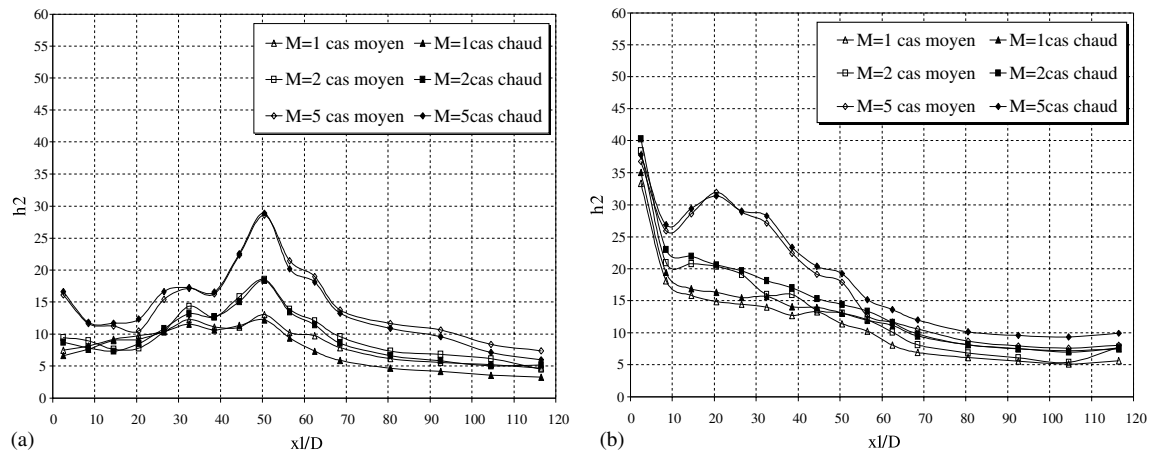


Fig. 10. Recherche du cas le plus favorable à la détermination de h_{2cm} et h_{2cc} , $M = 1, 2$ et 5 . Cas de 9 rangées: (a) Cas 1 et (b) Cas 2.

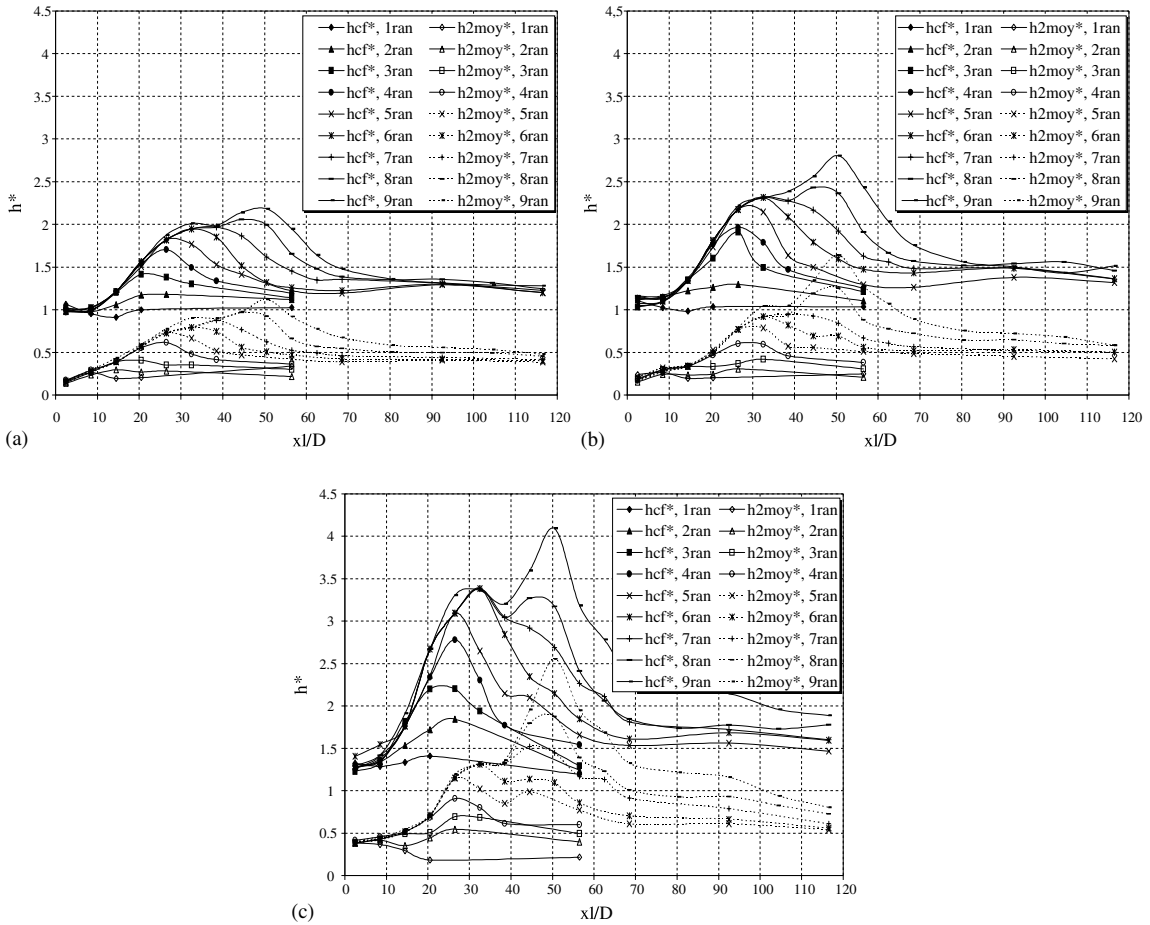


Fig. 11. Variation de ($h_{cf}^* = h_{cf}/h_{cf0}$, $h_{2moy}^* = h_{2moy}/h_{2moy0}$) de 1 à 9 rangées, $M = 1, 2$ et 5 , $y/D = 0$: (a) $M = 1$; (b) $M = 2$ et (c) $M = 5$.

C'est pour cette seconde raison que nous retenons ce second modèle qui modélise parfaitement les 3 cas thermiques ci (cf cm cc):

$$\varphi_{cvci} = h_{cf}(T_{pci}) \cdot (T_{pci} - T_e) + h_{2moy} \cdot (T_e - T_i) \quad (24)$$

Afin de valider complètement ce modèle établi uniquement sur l'axe $y/D = 0$, il sera nécessaire de le vérifier sur les axes comportant des trous ($y/D = \pm 1.5$) pour une gamme de taux d'injection M plus importante.

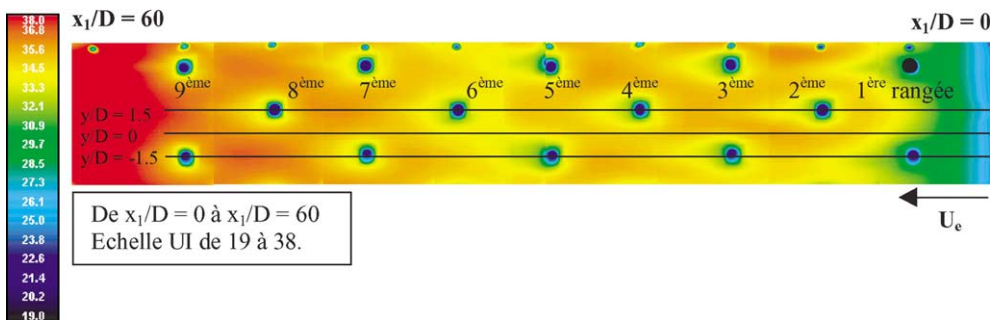


Fig. 12. Champ d' U_{mes} dans la zone perforée de $x_1/D = 0$ à 60 . Cas froid, $M = 1$. Positions des 3 axes y/D .

6. Validation du modèle convectif par thermographie infrarouge

Pour chaque cas thermique précédemment définis (Fig. 12 et 13a et b), nous avons fait varier M de 1 à 5.

Les champs d'UI présentés (Fig. 14a–e) montrent dans le cas froid l'influence de M sur la variation du champ d'UI le long de la plaque. Ils mettent en évidence au niveau de la 1^{ère} rangée d'injection l'individualisation des jets et la faible dispersion latérale de ces jets dans le cas de sortie

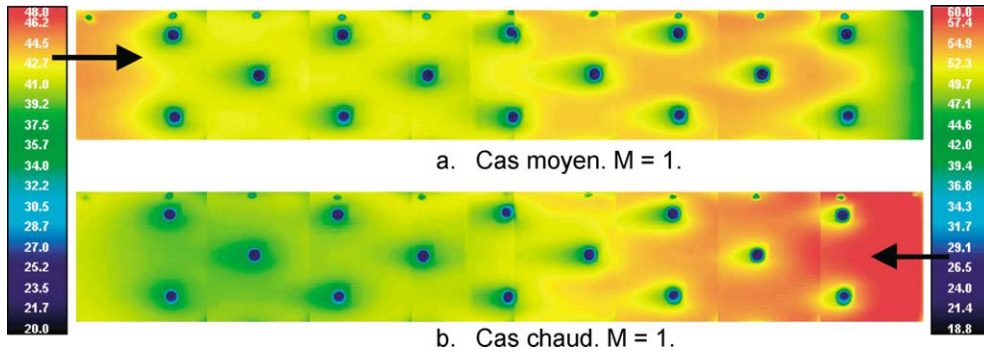


Fig. 13. Champs d' UI_{mes} dans la zone perforée de $x_1/D = 0$ à 60, pour $M = 1$, cas moyen et chaud.

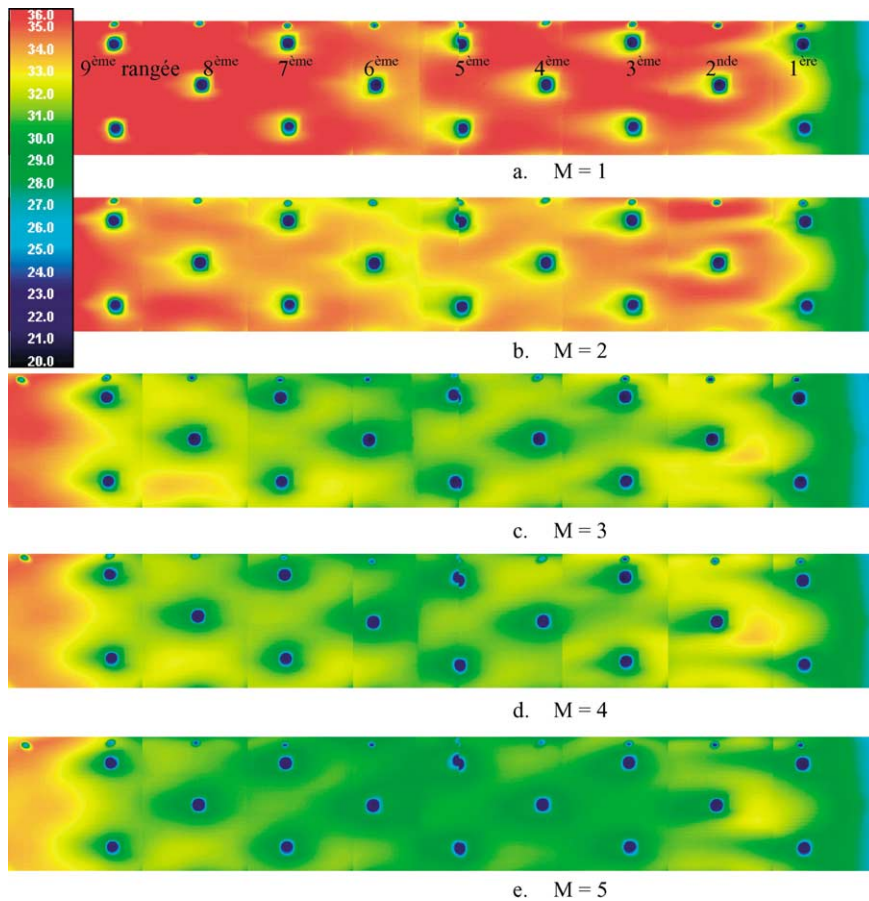


Fig. 14. Influence du taux d'injection M sur les champs d' UI_{mes} dans la zone perforée de $x_1/D = 0$ à 60. Pour le cas froid et $M = 1, 2, 3, 4$ et 5.

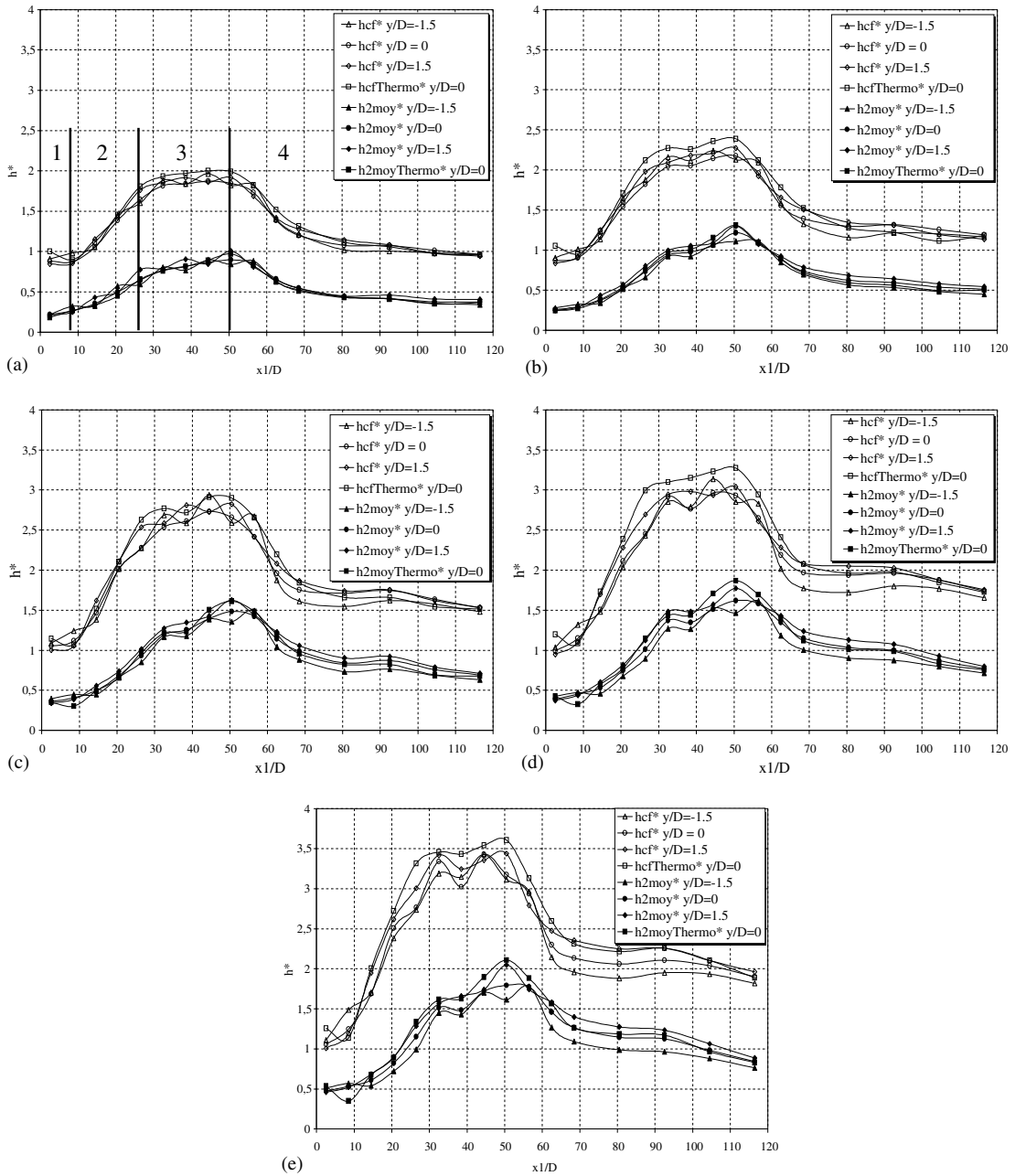


Fig. 15. Variations de h_{cf}^* et h_{2moy}^* le long de la paroi, $y/D = -1.5, 0, 1.5$. $M = 1, 2, 3, 4, 5$ Situation des 4 zones de variation de h_{cf}^* et h_{2moy}^* le long de la paroi, $M = 1$: (a) $M = 1$; (b) $M = 2$; (c) $M = 3$; (d) $M = 4$ et (e) $M = 5$.

non évasée et à angle droit. Afin de pouvoir comparer qualitativement tous les champs entre eux, l'échelle de variation des UI a été choisie identique pour les cinq taux M . Ce choix n'est pas le plus judicieux pour pouvoir observer la présence des jets pour les cas $M = 1$ et 5. Cependant, il apparaît sur ces champs que la formation de la couche de refroidissement s'initialise à partir de 3 rangées d'injection puisque qu'en amont

les jets restent réellement individualisés. On peut observer pour les cas $M = 2, 3$ et 4 (mais cela est aussi vrai pour $M = 1$ et 5) que la zone de refroidissement optimal est bien située après la 5^{ème} rangée et que cette zone perdure jusqu'à la dernière rangée percée. Enfin, tous ces cas permettent d'observer le rapide retour au cas de faible refroidissement dès la fin de la zone perforée.

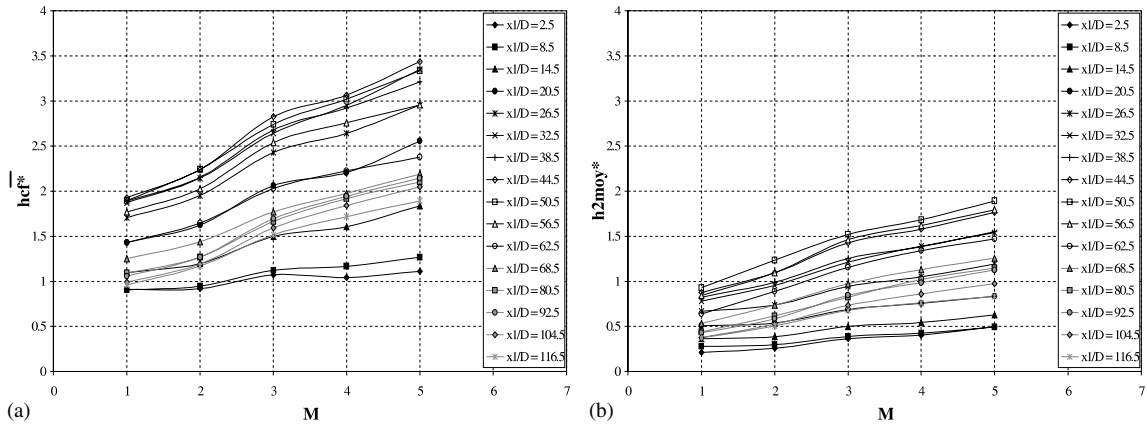


Fig. 16. Variations de \bar{h}_{cf}^* et \bar{h}_{2moy}^* (moyennés sur les 3 axes y/D) en fonction de M pour x_1/D fixé: (a) \bar{h}_{cf}^* et (b) \bar{h}_{2moy}^* .

6.1. Utilisation de h_{cf} , h_{2moy}

La modélisation retenue, utilise le coefficient h_{cf} calculé dans le cas froid le long des 3 axes $y/D = -1.5, 0$ et 1.5 et repose sur la détermination d'un second coefficient pour chaque cas thermique ci:

$$\varphi_{cv} = h_{cf}(T_{pci}) \cdot (T_{pci} - T_e) + h_{2ci} \cdot (T_e - T_i) \tag{25}$$

Pour ce modèle, nous avons tracé pour chaque taux d'injection M , les variations du couple (h_{2cm} , h_{2cc}). Les variations obtenues à l'aide de ce modèle étant quasiment confondues, nous avons défini, tout comme dans la partie précédente, le coefficient d'échange h_{2moy} :

$$\begin{aligned} \varphi_{cv} &= h_{cf}(T_{pci}) \cdot (T_{pci} - T_e) + h_{2moy} \cdot (T_e - T_i) \\ h_{2moy} &= (h_{2cm} + h_{2cc})/2 \end{aligned} \tag{26}$$

Les variations de ($h_{cf}^* = h_{cf}/h_{cf0}$, $h_{2moy}^* = h_{2moy}/h_{cf0}$) le long de la paroi d'injection pour les 3 axes y/D permettent de retrouver à nouveau les 4 zones de variation quel que soit M et quel que soit y/D (Fig. 15):

- zone 1 de $x_1/D = 2.5$ à $x_1/D = 8.5$ (3D en aval de la 1^{ère} rangée)
- zone 2 de $x_1/D = 8.5$ à $x_1/D = 26.5$ (3D en amont de la 5^{ème} rangée)
- zone 3 de $x_1/D = 26.5$ à $x_1/D = 50.5$ (3D en amont de la 9^{ème} et dernière rangée)
- zone 4 de $x_1/D = 50.5$ à $x_1/D = 116.5$ (zone non percée).

La zone 1 correspond à une zone de refroidissement inefficace due à l'individualisation des jets émergents de la 1^{ère} rangée. La zone 2 montre la formation de la couche de refroidissement due à l'accumulation des rangées de jets et à la fin de l'individualisation des jets. Cette couche est formée pour 5 rangées. Au delà de 5 rangées, la zone 3 traduit l'entretien et l'amélioration de

la couche de refroidissement. Enfin en aval de la zone perforée, la zone 4 montre le retour au cas de protection nulle pour $M < 3$. Les variations respectives de chacun des coefficients adimensionnés h_{cf}^* et h_{2moy}^* sont quasiment identiques le long des 3 axes $y/D = -1.5, 0$ et 1.5 , ce qui permet le calcul de \bar{h}_{cf}^* et \bar{h}_{2moy}^* dans ces 4 zones. Le caractère stratifié des variations de h_{cf}^* et h_{2moy}^* pour chaque M , montre une influence linéaire de M . Cette hypothèse est vérifiée en traçant les variations de \bar{h}_{cf}^* et \bar{h}_{2moy}^* en fonction de M pour toutes les abscisses x_1/D de mesure (Fig. 16). Ainsi, il est possible d'établir des corrélations liant les différents coefficients \bar{h}_{cf} et \bar{h}_{2moy} à M dans ces 4 zones de variation. Cependant, l'intérêt d'établir ces corrélations dans le cas de trous droits est restreint du fait de la non-utilisation de telles géométries dans l'application industrielle. Il sera donc intéressant d'appliquer désormais uniquement les cas froid et chaud pour une configuration de trous inclinés ($\alpha = 35^\circ$ par exemple), afin d'établir dans la zone perforée et en aval de celle ci des corrélations liant les coefficients (\bar{h}_{cf} , \bar{h}_{2moy}) au taux d'injection M .

7. Conclusion

L'objectif principal de cette étude était de tenter de modéliser les échanges convectifs le long d'une paroi multiperforée lorsque 3 températures caractéristiques sont mises en jeu.

Le second objectif était de comprendre l'influence du nombre de rangées sur la formation de la couche de refroidissement qui intervient dans la protection des parois de chambre de combustion.

Pour une géométrie simple (de 1 à 9 rangées de 8 trous de $D = 6$ mm à 90° , $p/D = s/D = 6$) et pour 3 cas thermiques (paroi absorbante, athermane et émettrice), nous avons pu observer l'influence du taux d'injection M ($M = 1,2$ et 5) sur les évolutions de $h_{cf}^* = h_{cf}/h_{cf0}$, de

T_{pcm}^*/T_{pcm0}^* et de T_{pcc}^*/T_{pcc0}^* le long de la paroi en $y/D = 0$ (interligne de jets).

Les profils de températures issus de sondage par thermocouples dans la zone multiperforée et en aval de celle-ci, ont permis de montrer qu'un nombre minimum de 5 rangées de trous droits était nécessaire à la formation de la couche de refroidissement. Enfin la couche de refroidissement entièrement formée pour 9 rangées ouvertes s'estompe rapidement si elle n'est pas entretenue grâce à des rangées supplémentaires.

Le calcul d'une température de référence T_{refci} à partir du coefficient d'échange $h_{cf}(T_{pci})$ n'apporte aucun résultat intéressant. Ainsi le flux convectif a été décomposé en deux termes:

$$\begin{aligned} \varphi_{cvci} &= h_e \cdot (T_{pci} - T_e) + h_i \cdot (T_{pci} - T_i) \\ \varphi_{cvci} &= h_{cf}(T_{pci}) \cdot (T_{pci} - T_e) + h_{2ci} \cdot (T_e - T_i) \end{aligned} \quad (27)$$

La résolution du système de 3 équations aux deux inconnues h_e et h_i , a fourni de bons résultats mais avec des écarts supérieurs à ceux obtenus entre h_{2cc} et h_{2cm} . De plus les variations respectives de h_e et h_i ne sont pas identiques. Ainsi, le schéma utilisant les deux coefficients h_{cf} et h_{2ci} est celui à retenir pour les raisons suivantes:

- La détermination de h_{cf} est sans ambiguïté. En effet, le calcul de h_{cf} est fait dans le cas où le problème est à deux températures T_p et T_e et la mise en œuvre d'un banc expérimental pouvant imposer les conditions thermiques du cas froid est facilement réalisable.
- Les variations des coefficients h_{2cc} et h_{2cm} sont confondues pour tous les cas de rangées ouvertes et tous les taux d'injection M . Ceci permet de considérer qu'un seul coefficient h_{2moy} et de passer à l'avenir de 3 cas expérimentaux à 2 cas (froid et chaud).
- les variations conjuguées de h_{cf} et h_{2moy} ont une interprétation aisée (courbes distinctes ayant 4 zones de variations identiques pour 5 rangées et plus).

La seconde partie avait pour but de valider le long des 3 axes y/D pour une gamme importante de taux d'injection M , la modélisation des échanges convectifs que nous avons choisi précédemment:

$$\varphi_{cv} = h_{cf}(T_{pci}) \cdot (T_{pci} - T_e) + h_{2moy} \cdot (T_e - T_i) \quad (28)$$

Après avoir validé ce schéma pour 5 taux d'injection, nous avons confirmé l'existence de 4 zones identiques de variations des coefficients adimensionnés \bar{h}_{cf}^* et \bar{h}_{2moy}^* le long des 3 axes y/D . Ces 4 zones ainsi que les champs d'UI présentés ont confirmées que la couche de refroidissement commençait à se former à partir de 3 rangées et était complètement formée pour 5 rangées de trous droits. De plus, nous avons mis en évidence l'influence linéaire du taux d'injection M sur chacun de ces 2

coefficients. Ainsi, il sera possible d'établir des corrélations liant \bar{h}_{cf} et \bar{h}_{2moy} à M dans ces 4 zones de variation. Ce travail sera à mener dans le cas de trous inclinés pour des températures mises en jeu plus importantes afin de se rapprocher des conditions industrielles d'utilisation et ainsi modéliser les échanges convectifs le long d'une paroi multiperforée grâce à l'expression finale:

$$\varphi_{cv} = h_{cf}(T_p) \cdot (T_p - T_e) + h_2 \cdot (T_e - T_i) \quad (29)$$

Références

- [1] D. Gérard, D. Ansart, O. Mahias, M. Desaulty, Technologies avancées de refroidissement appliquées aux foyers antipollution, SFT, Elsevier, Toulouse, France, 1997, pp. 37–52.
- [2] N.T. Birch, 2020 vision: the prospects for large civil aircraft propulsion, 22nd International Congress of Aeronautical Sciences, 2000, Harrogate, UK.
- [3] D.A. Nealy, S.B. Reider, Evaluation of laminated porous wall materials for combustor liner cooling, Transaction of the Asme Journal of Engineering for Power 102 (April) (1980) 268–276.
- [4] A.B. Wassel, J.K. Bhangu, The Development and Application of Improved Combustor Wall Cooling Techniques, 1980, ASME Paper 80-GT-66.
- [5] P.V. Lebrocq, B.E. Launder, C.H. Priddin, Experiments on transpiration cooling. First paper. Discrete hole injection as a means of transpiration cooling; an experimental study, Proc. Instn. Mech. Eng. 187 (17/73) (1973) 149–157.
- [6] B. Lakshminarayana, Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery, Wiley-Interscience Publication, New York, 1996 (ISBN 0-47L-85546-4).
- [7] D.E. Metzger, D.I. Takeuchi, P.A. Kuentler, Effectiveness and heat transfer with full coverage film cooling, ASME Journal of Engineering for Power (July) (1973) 180–184.
- [8] J.L. Champion, Etude expérimentale des films pariétaux de refroidissement produits par une paroi multiperforée. Cas des conditions de fonctionnement des chambres de combustion de moteurs aéronautiques, Thèse de l'Université de Poitiers, 1997.
- [9] R.J. Goldstein, E.R.G. Eckert, F. Burggraft, Effect of hole geometry and density on three-dimensional film cooling, International Journal of Heat Mass Transfer 17 (1973) 575–607.
- [10] E. Dornnac, B. Petre, J.J. Vullierme, Etude comparative du refroidissement par film en aval d'une rangée de jets à section de sortie soit cylindrique soit évasée, SFT, Elsevier, Marseille, France, 1998, pp. 109–114.
- [11] K. Thole, M. Gritsch, A. Schulz, S. Wittig, Flowfield measurements for film cooling holes with expanded exits, ASME Journal of Turbomachinery 120 (1998) 327–335.
- [12] M. Martiny, A. Schulz, S. Wittig, Full coverage film cooling investigations: adiabatic wall temperatures and flow visualization, 1995, ASME Paper 95-WA/HT-4.

International Mechanical Engineering Congress and Exposition San Francisco, California, 1995.

- [13] G.E. Andrews, A. Asere, Transpiration cooling of gas turbine combustion chamber walls, Symposium Series 86 (1984) 1047–1056.
- [14] R.J. Goldstein, H.H. Cho, Heat (Mass) transfer and film cooling effectiveness with injection through discrete holes: part 1—Within holes and on the back surface, *ASME Journal of Turbomachinery* 117 (July) (1995) 440–450.
- [15] B. Petre, E. Dorignac, J.J. Vullierme, Temperature and convective heat transfer coefficient profiles downstream a multiperforated plate—Application to combustion chamber cooling, 22nd International Congress of Aeronautical Sciences, 2000, Harrogate, UK.
- [16] B. Petre, Etude des échanges convectifs en espace confiné le long d'une paroi multiperforée. Application au refroidissement des parois de chambre de combustion, Thèse de l'Université de Poitiers, 2001.