

0017-9310(95)00288-X

Etude expérimentale des coefficients d'échange d'un film de refroidissement sur plaque non-athermane: effet de la géométrie d'injection

E. DORIGNAC et J.-J. VULLIERME

Laboratoire d'Etudes Thermiques URA 1403, E.N.S.M.A., B.P. 109, Chasseneuil du Poitou, 86960 FUTUROSCOPE Cedex, France

(Reçu 2 janvier 1995 et sous forme finale 22 juin 1995)

Abstract—Différentes géométries d'injection (un jet, une rangée et deux rangées) sont testées dans le cas d'un écoulement d'air chaud à travers une paroi chauffée débouchant dans un écoulement extérieur à température ambiante. Le taux de soufflage varie de 0,3 à 2,2; la température d'injection varie de l'ambiante à 65°C. Les températures de surface sont mesurées par thermographie infrarouge. Il est présenté une modélisation des transferts pariétaux utilisant deux coefficients d'échange de chaleur, l'un traduisant l'influence sur la plaque de l'écoulement extérieur, l'autre celui de l'écoulement injecté.

1. INTRODUCTION

L'objet de cette étude est d'augmenter la connaissance des phénomènes aérothermiques qui existent au sein des écoulements présents dans la technique de refroidissement par film, technique utilisée, par exemple pour refroidir les aubes des turbines de moteur d'avion. Les performances du refroidissement dépendent de nombreux paramètres tels que le diamètre des orifices, leur espacement, leur nombre, leur disposition géométrique, leur inclinaison par rapport à la surface, l'épaisseur de la couche limite dynamique de l'écoulement extérieur au niveau de l'injection rapportée au diamètre de l'injection, le taux de soufflage... Dans une application typique de refroidissement par film, le problème est de prévoir, ou de mesurer, la répartition de température dans l'air et à la surface de la paroi afin de déterminer les transferts de chaleur. Le coefficient d'échange de chaleur dans un cas de refroidissement par film est défini par la relation classique de la convection en écoulement forcé :

$$h_f = \frac{\varphi}{T_{aw} - T_w}, \quad (1)$$

où T_w est la température de paroi et T_{aw} , la température adiabatique de paroi. Cette température est souvent donnée sous sa forme adimensionnelle, notée efficacité :

$$\eta = \frac{T_c - T_{aw}}{T_c - T_j}. \quad (2)$$

Dans les travaux bibliographiques [1-5], l'étude des différents paramètres cités précédemment est souvent représentée par la variation de cette efficacité le long

de la plaque en aval de l'injection. Toutefois, ce paramètre ne représente que les cas expérimentaux où la plaque est adiabatique. Cette condition d'adiabaticité présente deux inconvénients : elle n'est pas représentative du problème réel et elle n'est pas facilement réalisable, excepté par le biais de l'analogie du transfert de masse. On rencontre également des études [6] qui traitent le problème de refroidissement à l'aide d'un modèle de superposition.

Le présent article concerne l'étude des transferts de chaleur pariétaux existant sur une plaque plane soumise à un écoulement extérieur et à une injection de géométrie variable. La plaque se trouve à une température intermédiaire entre celle de l'écoulement extérieur (température ambiante) et celle de l'écoulement injecté (température variant de l'ambiante à 65°C). Nous exprimons ces transferts pariétaux en considérant deux coefficients de transfert de chaleur de façon à tenir compte des échanges de chaleur entre l'écoulement extérieur et l'écoulement injecté, échanges qui modifient les répartitions de température dans la couche limite thermique. Nous utiliserons ce modèle à deux coefficients d'échange de chaleur pour comparer différentes configurations géométriques de l'injection.

2. PRINCIPE EXPERIMENTAL

2.1. Montage expérimental

Les expériences ont été effectuées dans une soufflerie subsonique de type Eiffel, dont la veine d'essais (section droite rectangulaire de 1000 mm de long sur 300 mm de large et 400 mm de haut) est placée à l'aval d'un convergent 4/1. Le plancher de cette veine constitue la

NOMENCLATURE

d	diamètre des orifices d'injection	ε	émissivité de la plaque
$G = \rho_j \cdot V_j / \rho_e \cdot U_e$	taux d'injection	φ	densité de flux
h, h_1, h_2	coefficients d'échange de chaleur	η	efficacité.
$M = \rho_j / \rho_e$	rapport des masses volumiques		
$Ri = g \cdot L \cdot \Delta T / U^2 \cdot T$	nombre de Richardson		
T	température		
U, V	vitesse		
x, z	coordonnées sur la plaque.		
Grec		Indices	
δ	épaisseur de la couche limite dynamique	aw	paroi adiabatique
		e	écoulement extérieur
		j	injection
		w	paroi.

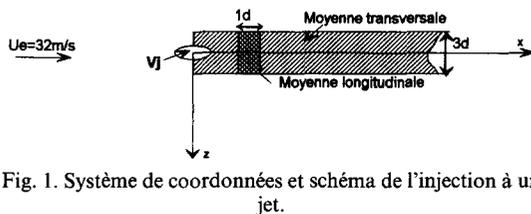


Fig. 1. Système de coordonnées et schéma de l'injection à un jet.

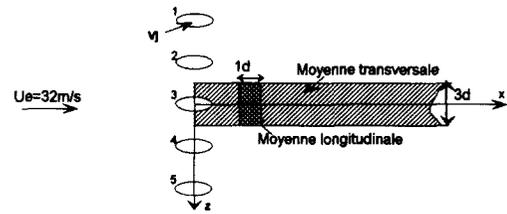


Fig. 2. Système de coordonnées et schéma de l'injection à une rangée de cinq jets.

paroi plane à travers laquelle ont été aménagés les orifices d'injection.

L'écoulement extérieur a une vitesse (U_e) uniforme et égale à 32 m s^{-1} . L'épaisseur de la couche limite dynamique de cet écoulement turbulent est de 15 mm au niveau des orifices d'injection. La température de cet écoulement est celle de l'ambiance—comprise entre 18 et 25°C suivant la date des expériences. En effet, pour des raisons énergétiques et pour simplifier le montage expérimental, nous avons inversé le problème thermique, c'est-à-dire que nous avons étudié le réchauffement de la plaque par une injection d'air chaud dans un écoulement ambiant et non pas le refroidissement par injection d'air froid dans un écoulement chaud. Cette inversion thermique ne modifie pas le problème du fait de la faible valeur du nombre de Richardson (Ri), qui traduit le rapport des forces de gravité sur les forces d'inertie. Dans le cas présent, $Ri = \approx 10^{-2} \cdot \Delta T / T$, il est donc très petit.

L'air est injecté dans la couche limite de cette paroi suivant quatre types de configuration d'injection :

- configuration I—un seul jet (Fig. 1) ;
- configuration II—une seule rangée de cinq orifices ($d = 5 \text{ mm}$, Fig. 2) ;
- configuration III—deux rangées de 11 orifices placés en quinconce (Fig. 3) ;
- configuration IV—une seule rangée de cinq orifices ($d = 15 \text{ mm}$, Fig. 2).

Pour les trois premiers cas d'injection, le diamètre de l'orifice (d) est de 5 mm . L'espacement entre deux

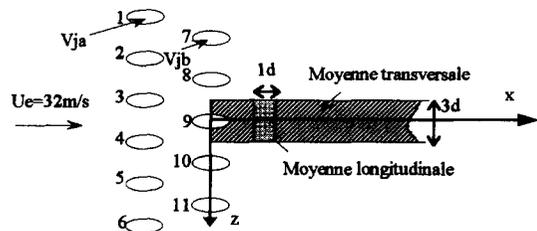


Fig. 3. Système de coordonnées et schéma de l'injection à deux rangées de 11 jets.

trous est de $3d$. La vitesse et la température de l'écoulement injecté sont variables entre 5 et 70 m s^{-1} et entre 30 et 65°C , respectivement. Pour la configuration d'injection III, l'espacement entre deux rangées est également de $3d$. Pour la configuration d'injection IV, le diamètre interne est de 15 mm ; la vitesse et la température de l'écoulement injecté sont comprises entre 5 et 20 m s^{-1} et entre 20 et 70°C . Pour toutes les configurations, l'angle d'inclinaison de l'injection par rapport à l'écoulement extérieur est de 45° . Compte tenu de la valeur de l'épaisseur de la couche limite de l'écoulement extérieur, le rapport δ/d est égal à 3 pour les configurations de I à III et à 1 pour la configuration IV ; nous nous trouvons donc dans un cas expérimental différent de ce que l'on rencontre habituellement dans la littérature, à savoir δ/d autour de $0,1$.

Dans cet article, nous présentons les résultats pour

Tableau 1. Cas expérimentaux pour l'injection à un seul jet

	V_j (m s ⁻¹)	T_j (°C)/ T_e (°C)			
		Cas a	Cas b	Cas c	Cas d
Expérience 1	20	30/17	40/19	52/22	59/24
Expérience 2	30	28/17	40/17	51/22	61/22
Expérience 3	40	27/17	39/19	52/22	62/24
Expérience 4	50	27/17	38/18	51/22	61/23
Expérience 5	60	26/22	38/18	52/22	60/22

Tableau 4. Cas expérimentaux pour l'injection à une rangée de 5 jets ($d = 15$ mm)

	V_j (m s ⁻¹)	T_j (°C)/ T_e (°C)			
		Cas a	Cas b	Cas c	Cas d
Expérience 1	5	18/14	35/17	50/17	67/17
Expérience 2	7			50/17	67/17
Expérience 3	10		35/17	50/17	67/17
Expérience 4	15	18/14	35/17	50/17	67/17
Expérience 5	20	18/14	35/17	50/17	67/17

Tableau 2. Cas expérimentaux pour l'injection à une rangée de cinq jets ($d = 5$ mm)

	V_j (m s ⁻¹)	T_j (°C)/ T_e (°C)		
		Cas a	Cas b	Cas c
Expérience 1	20	22/19	37/19	65/20
Expérience 2	30	22/18	37/19	64/21
Expérience 3	40	22/18	37/20	67/21
Expérience 4	50	22/19	38/20	66/21
Expérience 5	60	22/18	37/20	

les conditions expérimentales récapitulées dans les Tableaux 1–4.

Pour les configurations d'injection I et II, le plancher de la veine d'essais est constitué d'un "sandwich" formé par une plaque en PVC (épaisseur : 5 mm) en contact avec l'écoulement, et par une plaque inférieure en cuivre (épaisseur : 14 mm). Celle-ci est maintenue à une température constante par une circulation intérieure d'eau chaude thermostatée. L'utilisation du cuivre pour la réalisation de cette contre-plaque permet d'assurer l'uniformité de la température. La condition aux limites de la face inférieure de la plaque en PVC, qui est en contact avec cette plaque de cuivre, est donc une condition de température constante. Pour les expériences rapportées ici, la température du bain thermostaté a été fixée à 60°C. Cette température est contrôlée au moyen de thermocouples implantés dans la plaque en cuivre.

Pour les configurations d'injection III et IV, le plancher est soumis à une condition de densité de flux. Pour obtenir cette condition, nous avons utilisé la technique des circuits imprimés [8] pour avoir une surface comparable à un fluxmètre. Ce circuit imprimé est constitué par une plaque (épaisseur 8/10 mm), en résine et fibres de verre recouverte d'une couche de

cuivre. Sur cette couche de cuivre (épaisseur : 35 μ m), des pistes de 1,5 mm de large et espacées de 0,75 mm sont gravées. La géométrie des gravures a été calculée de façon à assurer par conduction un flux uniforme en face avant. Elle est ensuite collée sur une plaque en PVC de 15 mm d'épaisseur. Cette plaque est alimentée en courant continu de façon à dissiper une puissance électrique de l'ordre de 2500 à 3000 W m⁻². Pour un écoulement extérieur de 32 m s⁻¹, cette puissance électrique conduit à une température de surface moyenne autour de 55°C. A l'équilibre thermique, la puissance apportée par effet Joule est dissipée par convection dans le fluide, par conduction vers l'intérieur de la paroi et par rayonnement vers les autres parois de l'environnement. La face arrière de la paroi est isolée, en conséquence les pertes vers l'arrière sont faibles (< 100 W m⁻²); la gamme de température étant comprise entre l'ambiante et 70°C, les pertes par rayonnement sont faibles. Les transferts sont donc essentiellement convectifs et ce flux de chaleur convectif peut être obtenu en mesurant la puissance électrique corrigée des échanges conductifs et radiatifs.

2.2. Techniques de mesure

Les cartes de température de surface ont été relevées au moyen d'une caméra infrarouge placée au-dessus de la veine d'essai. La paroi supérieure de cette veine est formée de plaques perméables. Sur l'une d'elles un orifice circulaire a été aménagé afin de permettre le passage de l'objectif de la caméra lors des essais et de s'affranchir ainsi de l'utilisation d'un hublot dont il faut connaître le coefficient de transmission. Nous pouvons ainsi visualiser le champ des températures sur une longueur de 70d pour les trois premières configurations et sur une longueur de 35d pour la configuration IV. Le dépouillement des enregistrements infrarouges nécessite la connaissance de la valeur

Tableau 3. Cas expérimentaux pour l'injection à deux rangées de 11 jets

	$T_a = T_b$ (°C)/ T_e (°C)					
	V_a (m s ⁻¹)	V_b (m s ⁻¹)	Cas a	Cas b	Cas c	Cas d
Expérience 1	30	30	18/18	35/16	50/15	68/19
Expérience 2	5	30	25/19	39/18	51/15	65/14
Expérience 3	10	30	25/19	39/18	51/15	65/14
Expérience 4	30	5	27/19	39/18	51/15	64/16

de l'émissivité de la cible. Pour déterminer cette valeur, les plaques d'essais sont équipées de plusieurs thermocouples situés à 0,8 mm de la surface libre. En utilisant les thermocouples situés en face arrière (au niveau du cuivre pour les configurations d'injection I et II ou au niveau du PVC pour les configurations III et IV) nous pouvons, par extrapolation, déterminer la température de surface en quelques points de la plaque. Par identification aux valeurs données par la caméra, nous déterminons la valeur de l'émissivité de la plaque ($\varepsilon = 0,94$). Cette méthode de détermination de l'émissivité a pour avantage de permettre un contrôle de cette valeur tout au long des essais.

Pour analyser les transferts, en plus de la température de surface, il nous faut connaître la densité de flux de chaleur échangée. Dans le cas de la plaque fluxmétrique (configuration III et IV), cette grandeur est directement accessible car aux pertes près, que l'on sait estimer, elle correspond à la puissance électrique dissipée. En revanche, dans le cas de la plaque en PVC (configuration I et II), la détermination du flux suppose un calcul numérique de la conduction. Les enregistrements infrarouges permettent d'établir la répartition de température sur la surface libre, et ceux placés dans le cuivre permettent de déterminer la température de la face arrière de la plaque en PVC dont on connaît la conductivité thermique. Il est donc possible par méthode numérique approchée (la méthode nodale) de calculer les répartitions de température dans la plaque en PVC et par suite les flux échangés en surface. Le milieu à étudier, la plaque en PVC, a été décomposé en 22 500 volumes finis. L'écriture du bilan énergétique sur chaque noeud conduit à une équation reliant la température d'un noeud à celles des mailles voisines ou aux conditions aux limites. On obtient ainsi un système de 22 500 équations linéaires qui permet de déterminer les répartitions tridimensionnelles de température. Le flux échangé en surface est alors calculé à partir de l'équilibre thermique existant entre les derniers noeuds du volume et les températures de surface mesurées par thermographie infrarouge.

La précision de calcul du flux de chaleur en surface, pour la plaque en PVC des configurations I et II dépend de la précision des mesures de température de surface et de la précision de la mesure de la résistance interne, grandeurs qui interviennent dans le calcul numérique de la conduction. L'erreur de mesure sur la température de surface est estimée à $\pm 0,5^\circ\text{C}$ pour tenir compte de l'erreur d'étalonnage de la caméra infrarouge ($\pm 0,2^\circ\text{C}$) et de l'erreur due au comportement non-noir des surfaces. Cette variation sur les températures de surface entraîne une variation des flux de surface de l'ordre de 4%. En ce qui concerne l'erreur commise sur la mesure de la résistance interne de la plaque en PVC, nous considérons d'une part une erreur de 5% sur la mesure de la conductivité thermique du PVC, réalisée au laboratoire, d'autre part une erreur de 1% due à l'imprécision possible de la mesure de l'épaisseur de la plaque. Nous avons donc

une erreur totale de 6% sur la valeur de la résistance interne, qui entraîne une erreur de l'ordre de 6% sur le calcul du flux. Au total, nous avons donc une erreur de 10% sur le calcul de flux de surface. Une part importante de cette erreur (6 à 7%) est systématique et identique pour tous les points de la surface.

Pour la plaque fluxmétrique des configurations III et IV, la précision de calcul du flux dépend de la précision des appareils de mesure, de la précision sur les évaluations des pertes vers l'arrière et de l'homogénéité du flux en face avant. La puissance électrique est calculée à partir des mesures de la tension et de l'intensité. L'erreur due à la précision des appareils de mesure est de l'ordre de 0,5%. Nous estimons le calcul des pertes vers l'arrière à 0,5%. Enfin, un test par visualisation infrarouge de la plaque non-percée, nous a permis de vérifier l'homogénéité de la puissance dissipée. Du fait d'une légère variation de l'épaisseur des pistes de cuivre après gravure, les défauts d'homogénéité sont estimés à 4%. Ce qui conduit au total à une erreur de 5% sur les mesures de flux de surface.

3. RESULTATS EXPERIMENTAUX

Le domaine exploré est défini par :

- $0 < x/d < 70$ pour les configurations I à III et par $0 < x/d < 35$ pour la configuration IV où les trous d'injection ont un diamètre plus grand ;
- $-1,5 < z/d < 1,5$ centré autour de l'origine 0. Les Figs. 1-3 présentent le système de coordonnées choisi pour chacune des configurations.

Dans toutes les configurations étudiées ici, les cartes de température de surface permettent de vérifier que le phénomène est symétrique de part et d'autre de l'origine centrale, dans le sens transversal. L'étude des transferts est délicate, on se contente ici d'analyser les échanges de chaleur longitudinaux en aval du jet central. En conséquence, nous avons effectué des moyennes transversales sur une largeur de $3d$ centrée sur cet orifice central. Dans le sens longitudinal, nous avons limité les moyennes sur une distance égale à $1d$ de façon à avoir une bonne définition spatiale en aval de l'injection (zones grisées sur les Figs. 1-3).

3.1. Modèle de superposition

La paroi n'étant pas adiabatique, nous n'avons pas retenu le terme efficacité, équation (2), comme paramètre d'étude. En effet, lorsque la paroi est non-adiabatique, il s'avère que l'efficacité, définie alors par

$$\eta = \frac{T_c - T_w + \varphi/h}{T_c - T_j}, \quad (3)$$

où h est le coefficient d'échange que l'on aurait si l'on n'avait pas d'injection [2], dépend de la température d'injection. La Fig. 4 donne un exemple de la variation de l'efficacité en fonction de la température d'injection. Dans cet article, nous présentons un modèle de type modèle de superposition dans lequel nous gar-

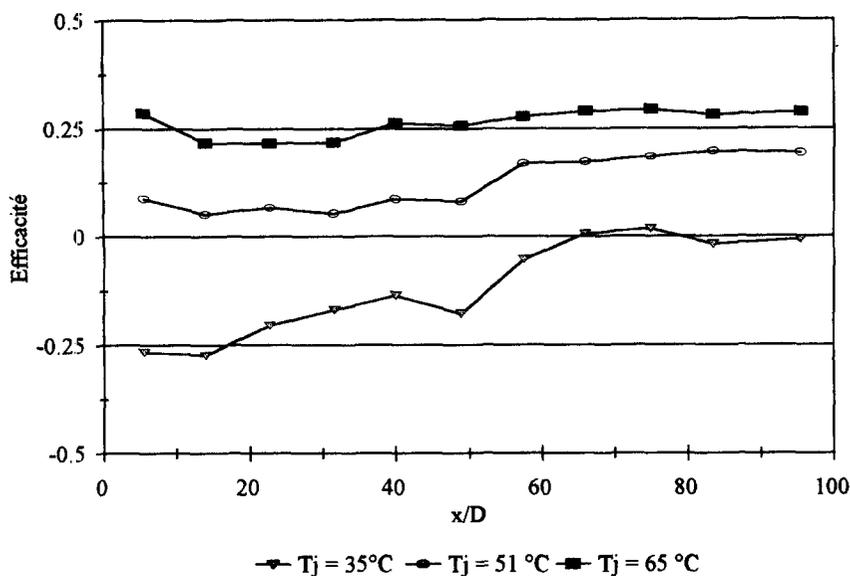


Fig. 4. Variation de l'efficacité en aval de l'injection pour différentes valeurs de la température d'injection.

dans la notion de coefficient d'échange, très utile lorsque l'on veut calculer les flux échangés. Nous considérons deux coefficients liés d'une part à l'échange de chaleur qui existe entre l'écoulement extérieur et la paroi, d'autre part à celui qui existe entre l'injection et la paroi. Ainsi, nous écrivons :

$$\varphi = h_1(T_w - T_e) + h_2(T_w - T_j). \quad (4)$$

T. V. Jones [6] en 1991 a étudié le refroidissement par film en utilisant une approche de superposition en découplant davantage l'aspect dynamique de l'aspect thermique. Il a proposé la décomposition suivante

$$\varphi = \alpha(T_e - T_w) + \beta(T_e - T_j), \quad (5)$$

où α est le taux de transfert de chaleur existant quand l'injection et à la même température que l'écoulement extérieur et β celui existant quand la paroi est à la même température que l'écoulement extérieur.

Ainsi, pour une vitesse d'injection fixée, nous avons fait varier la température d'injection—les cas expérimentaux effectués sont répertoriés dans les Tableaux 1-4. A partir de la mesure de la densité de flux de chaleur φ , de celle de la température de surface T_w , nous avons calculé les valeurs de ces coefficients h_1 et h_2 par régression linéaire à deux variables. Les Figs. 5-8 présentent la validation du modèle en comparant la température de paroi calculée avec la valeur de ces coefficients h_1 et h_2 à la température de paroi mesurée. Nous pouvons constater que les points sont correctement groupés sur la diagonale quelle que soit la géométrie de l'injection.

Il est intéressant de remarquer tout d'abord que si nous avons une paroi adiabatique ($\varphi = 0$), l'efficacité pourrait s'exprimer en fonction des coefficients h_1 et h_2 , comme suit

$$\eta = \frac{h_2}{h_1 + h_2}. \quad (6)$$

De façon à pouvoir confronter nos résultats, nous avons donc tracé la variation du rapport $h_2/(h_2 + h_1)$ le long de la plaque pour différentes vitesses d'injection. Nous limiterons notre comparaison aux travaux réalisés à l'université d'Oxford [7] qui travaille également sur la technique de refroidissement par film en réalisant des expériences sur une plaque non-adiabatique. La Fig. 9 correspondant à un faible taux d'injection

$$\left(G = \frac{\rho_j \cdot V_j}{\rho_e \cdot U_e} = 0,31 \right)$$

montre que nous avons un bon accord avec les résultats de T. V. Jones [7] pour la configuration à une rangée où le diamètre des trous vaut 15 mm (configuration IV). La Fig. 10 présente les résultats pour un taux d'injection supérieur ($G = 0,63$). Les conditions expérimentales de T. V. Jones [7] ne concernent pas ce taux d'injection, nous avons donc comparé nos résultats à ceux de Sinha [5] qui, bien que concernant des expériences en paroi adiabatique, ont l'avantage de traiter le cas d'un rapport $\delta/d = 0,6$ proche de notre configuration IV ($\delta/d = 1$). L'accord entre l'ensemble de ces résultats est moins satisfaisant que dans le cas d'injection de la Fig. 9, mais reste acceptable compte tenu des différences des conditions expérimentales.

A l'aide de ce modèle à deux coefficients qui permet de caractériser l'échange convectif quels que soient les niveaux de température, nous allons pouvoir comparer les différentes géométries d'injection. Nous avons tracé (Figs. 11-18), pour chaque configuration, la variation des coefficients h_1 et h_2 le long de la paroi pour différentes vitesses d'injection. Nous avons en outre tracé la variation du coefficient d'échange de

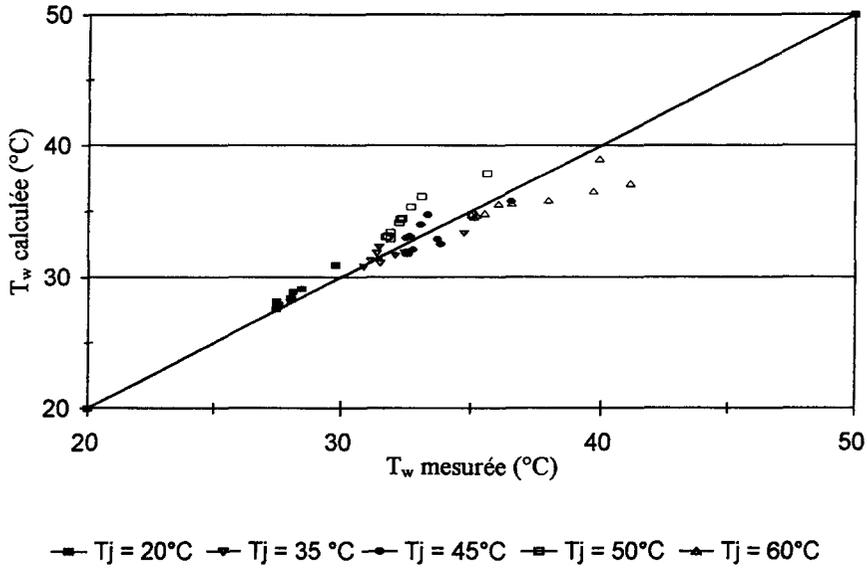


Fig. 5. Validation du modèle—configuration I.

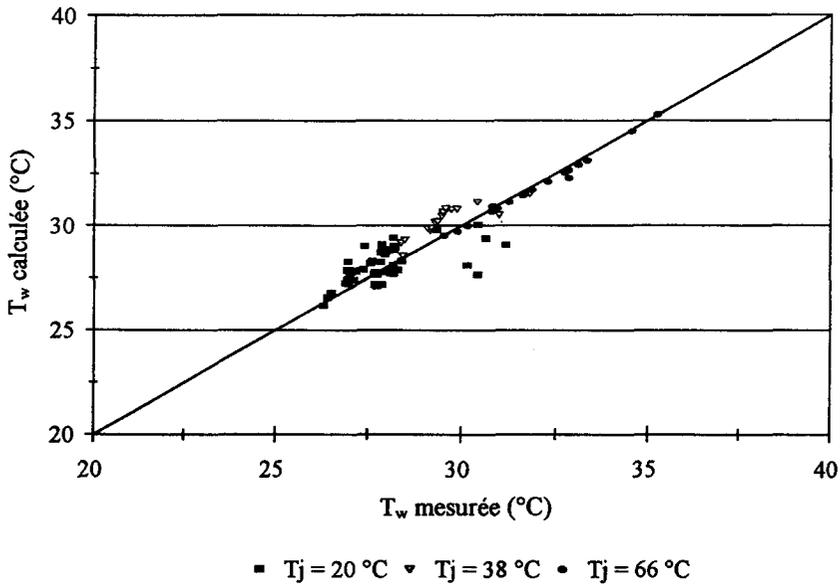


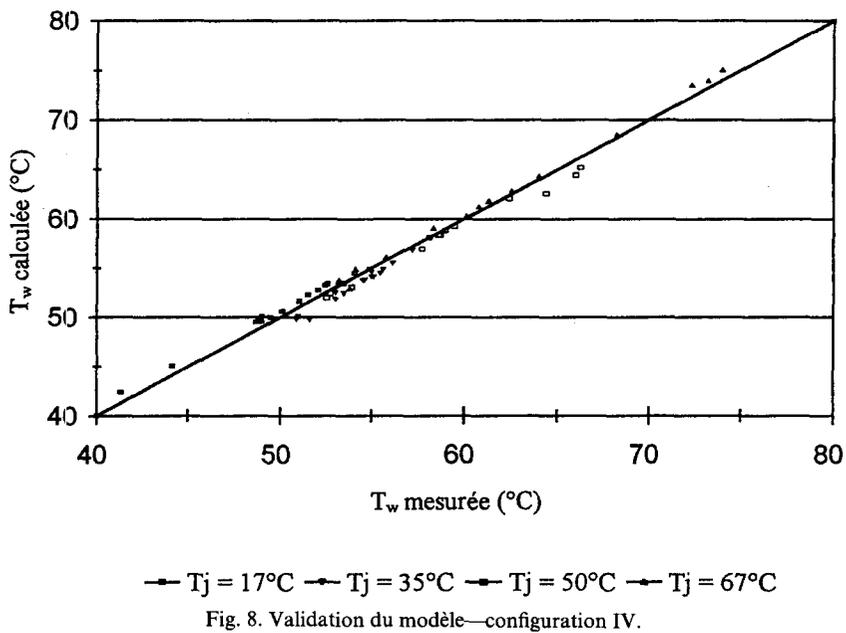
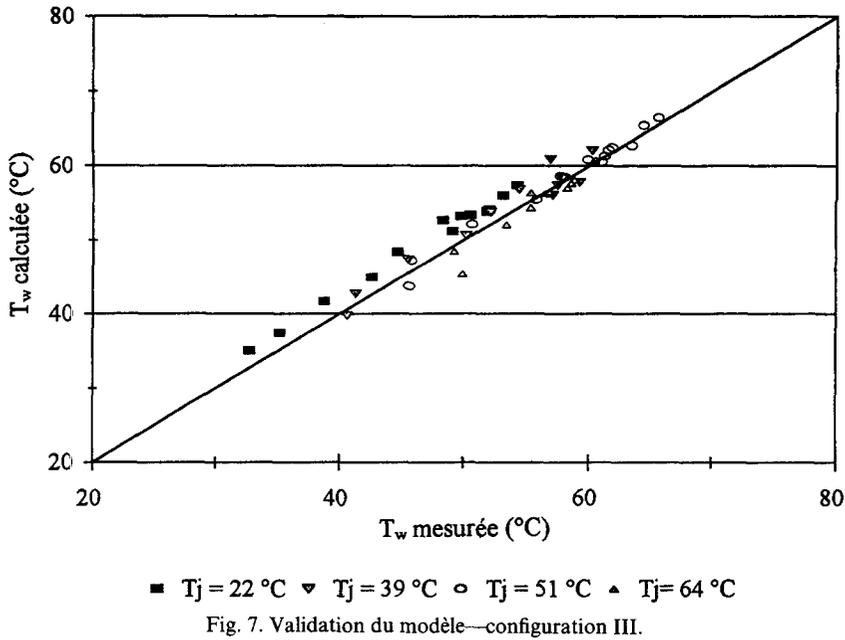
Fig. 6. Validation du modèle—configuration II.

chaleur pour le cas sans injection (valeurs mesurées au préalable sur chaque plaque avant perçage des orifices d'injection). Toutes ces variations de h sont adimensionnées par rapport à h_{amont} , coefficient d'échange existant en amont de l'injection (moyenne pour $-6 \leq x/d \leq -5$ et $-1,5 \leq z/d \leq 1,5$).

Rappelons que dans cette étude le problème thermique est inversé, c'est-à-dire qu'un film efficace doit conduire au réchauffement de la plaque : nous devons

minimiser le transfert de chaleur entre la paroi et l'écoulement d'air extérieur (donc diminuer h_1) et dans le même temps augmenter le transfert de chaleur entre la plaque et l'écoulement d'air injecté (donc augmenter h_2).

L'analyse des courbes ne permet pas de classer le comportement des quatre configurations d'injection étudiées car les variations de h_1 et h_2 peuvent conduire à des compensations au niveau du bilan de flux. Nous

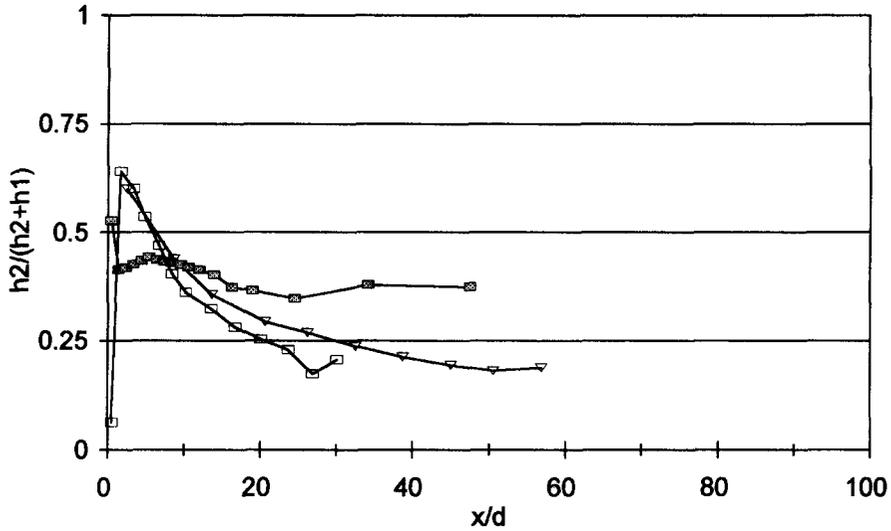


avons donc introduit deux groupements $(h_1 + h_2)$ et $(h_1 - h_2)$ traduisant mieux l'influence de l'injection.

La somme relative $(h_1 + h_2)/h_{\text{amont}}$ traduit l'effet de l'injection sur le comportement aérodynamique. En effet, ce terme correspond à l'échange convectif lorsque la température de l'injection est égale à la température de l'écoulement extérieur. La variation de cette somme a été tracée sur les Figs. 19–22 pour chaque configura-

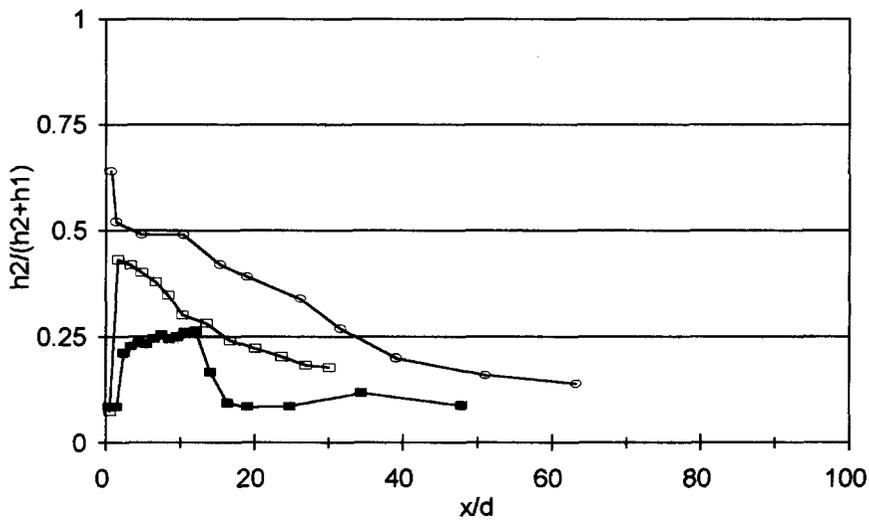
tion. Dans certains cas, les valeurs sont supérieures à celles obtenues sur la plaque sans dispositif d'injection. La présence des écoulements d'injection modifie l'écoulement extérieur provoquant un échange plus grand qu'il faudra alors compenser par un apport important au niveau de la température d'injection.

La différence relative $(h_1 - h_2)/h_{\text{amont}}$ traduit, pour sa part, l'importance du flux qu'il faudrait apporter à



▾ Résultats T.V. Jones $G=0,4$ $M=1,25$ ▣ Configuration II $G=0,31$ $M=1$
 ▣ Configuration IV $G=0,31$ $M=1$

Fig. 9. Comparaison avec les résultats de T. V. Jones en paroi non adiabatique.

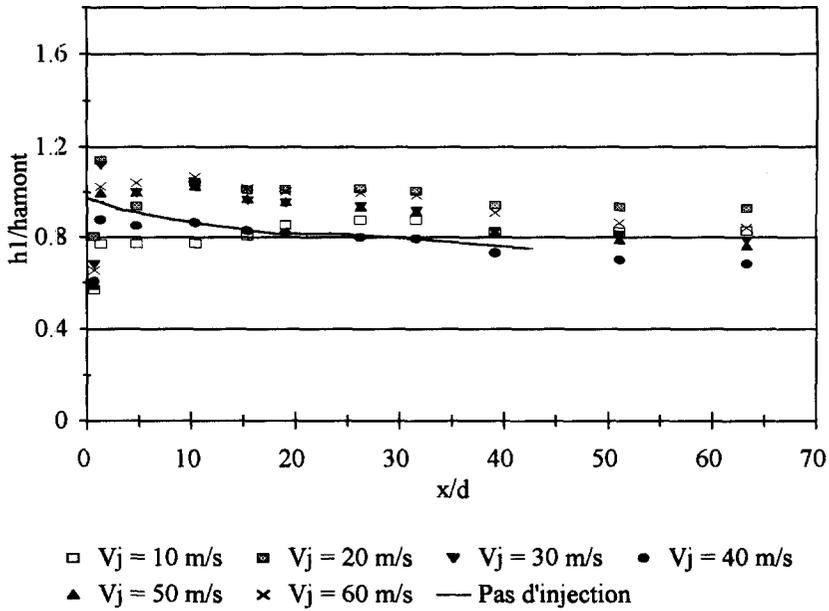
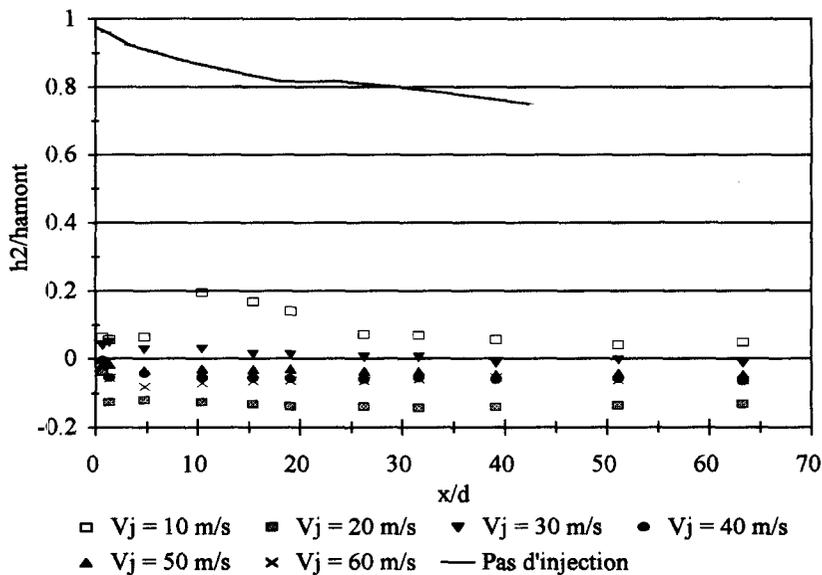


▣ Configuration II $G=0,63$ $M=1$ ▣ Configuration IV $G=M=0,63$
 ○ Résultats Sinha $G=0,6$ $M=1,2$

Fig. 10. Comparaison avec les résultats de Sinha en paroi adiabatique.

la plaque pour l'amener à la température moyenne entre celle de l'écoulement extérieur et celle de l'écoulement d'injection. Ces variations pour chaque configuration sont tracées sur les Figs. 23 à 25. Une valeur faible caractérise des conditions où l'équilibre thermi-

que (paroi athermane) sera proche de la température moyenne. Il faut une valeur négative si l'on veut une température d'équilibre plus proche de la température d'injection que de la température de l'écoulement extérieur (cas d'une protection efficace).

Fig. 11. Variation de h_1/h_{amoont} (configuration I).Fig. 12. Variation de h_2/h_{amoont} (configuration I).

3.2. Comparaison des quatre configurations d'injection

Un seul jet ($\delta/d = 3$). La variation du coefficient h_1 est présentée sur la Fig. 11 et celle du coefficient h_2 sur la Fig. 12, pour différentes vitesses d'injection. On remarque que les variations de h_1 sont en général groupées légèrement au-dessus de la courbe du cas sans injection. Compte tenu que h_1 qualifie l'échange de chaleur entre la paroi et l'écoulement extérieur, cela

laisse penser que la présence d'une injection augmente cet échange de chaleur. En ce qui concerne le coefficient h_2 , il est quasi égal à zéro à $\pm 0,05$ près. La variation de la somme relative $(h_1 + h_2)/h_{\text{amoont}}$ (Fig. 19) montre que la seule présence d'un écoulement injecté provoque une augmentation des échanges de chaleur. Cette augmentation est essentiellement due aux phénomènes aérodynamiques rencontrés lorsque l'injec-

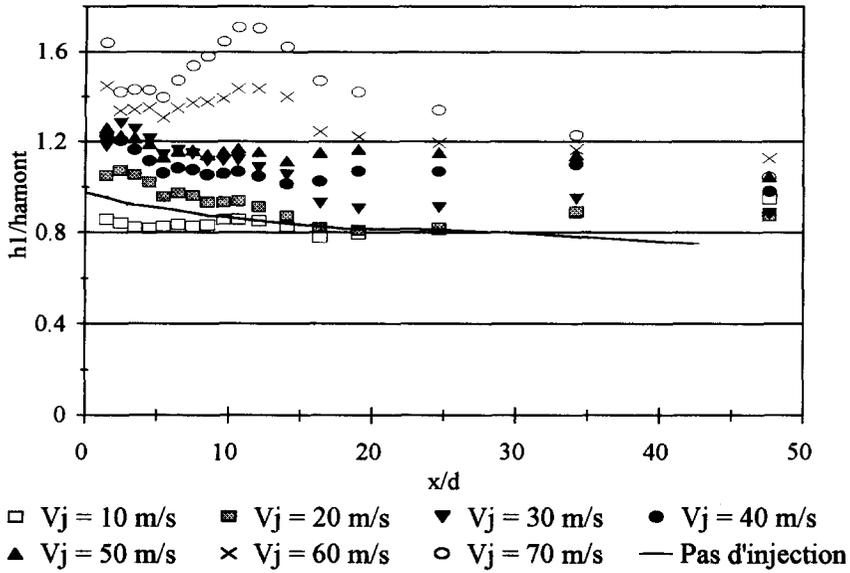


Fig. 13. Variation de h_1/h_{amont} (configuration II).

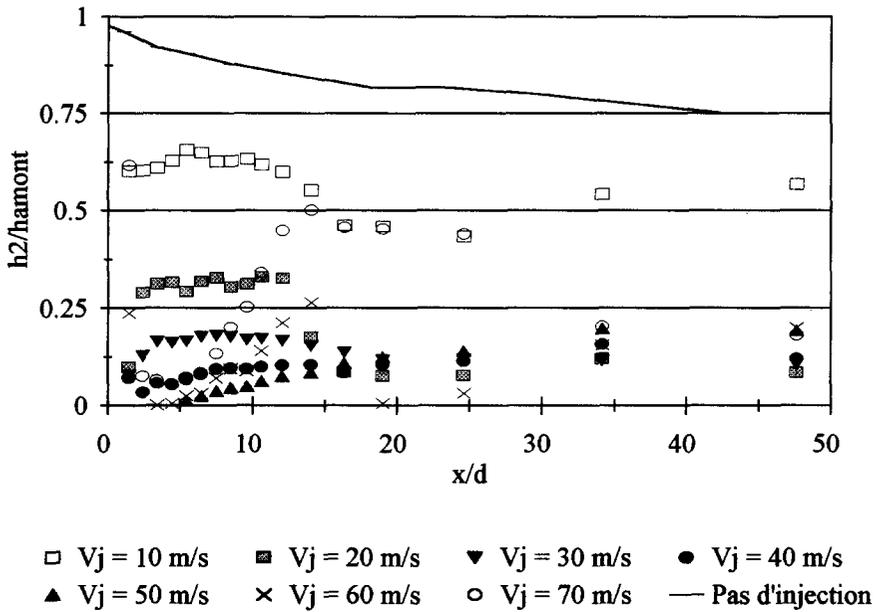
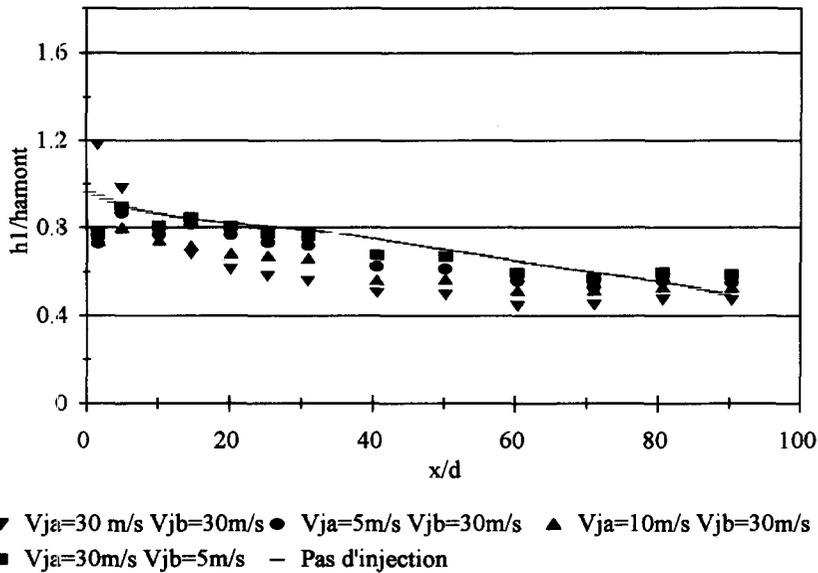
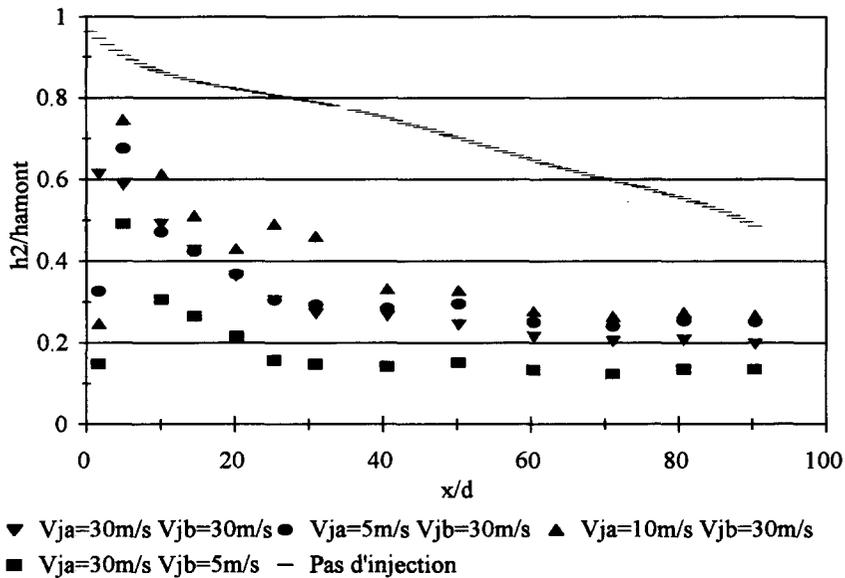


Fig. 14. Variation de h_2/h_{amont} (configuration II).

tion entre dans l'écoulement extérieur. En effet, nous avons observé par des visualisations et des mesures aérodynamiques que l'écoulement extérieur contourne le jet et se glisse entre la plaque et l'écoulement injecté [9]. Le jet ne peut alors pas jouer son rôle protecteur. La variation de la différence relative $(h_1 - h_2)/h_{amont}$ est, dans ce cas d'injection, toujours au-dessus de la courbe du cas sans injection, sauf pour

les faibles valeurs du taux d'injection. La température d'équilibre dans le cas d'une paroi athermane est proche de la température de l'écoulement extérieur.

Une rangée de 5 jets ($\delta/d = 3$). Les valeurs des coefficients h_1 et h_2 sont ici supérieures à celles du cas précédent. La Fig. 20 montre là encore la forte influence de l'aérodynamique sur les échanges: la somme relative des coefficients est très au-dessus de la

Fig. 15. Variation de h_1/h_{amoant} (configuration III).Fig. 16. Variation de h_2/h_{amoant} (configuration III).

courbe du cas sans injection. Dans cette configuration, le passage de l'écoulement extérieur sous l'injection se trouve accentué du fait de la proximité des jets qui canalisent l'écoulement extérieur en l'accéléralant [9]. La variation de la différence relative $(h_1 - h_2)/h_{amoant}$ montre que pour les faibles vitesses d'injection la température d'équilibre se rapproche sensiblement (valeurs en-dessous de la courbe dans le cas sans injec-

tion) de la température moyenne entre celle de l'injection et celle de l'écoulement extérieur.

Deux rangées en quinconce ($\delta/d = 3$). Par rapport aux configurations précédentes, celle-ci présente d'une part des variations du coefficient h_1 situées au-dessous de celle du coefficient représentant le cas sans injection, d'autre part des valeurs de coefficient h_2 plus grandes (allant de 0,75 à 0,25 sur une distance de $30d$).

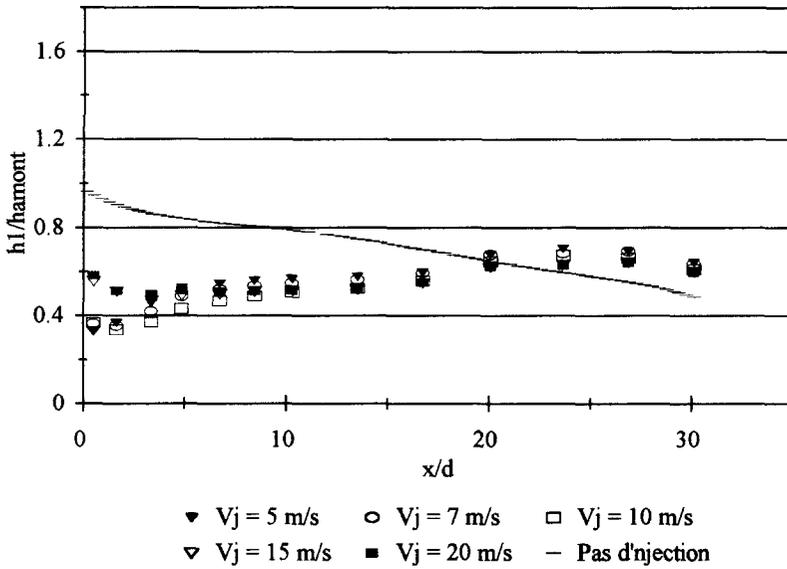


Fig. 17. Variation de h_1/h_{amont} (configuration IV).

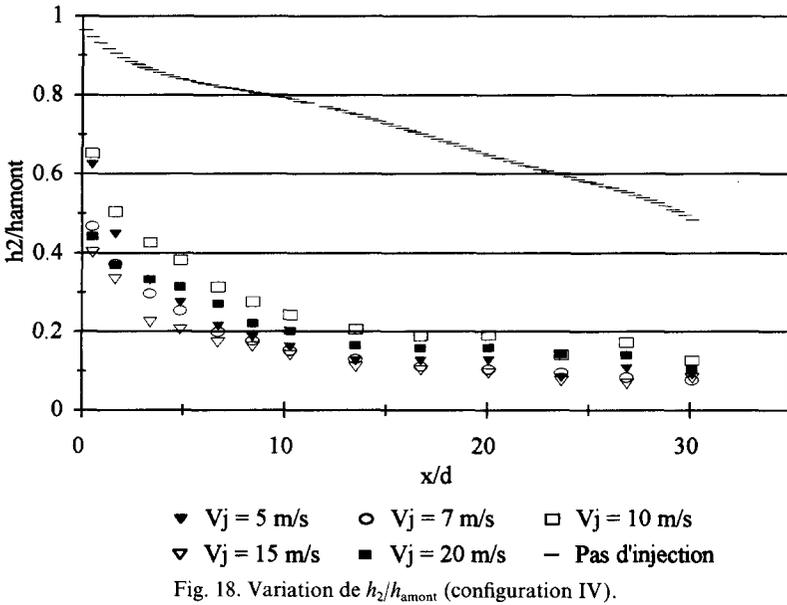
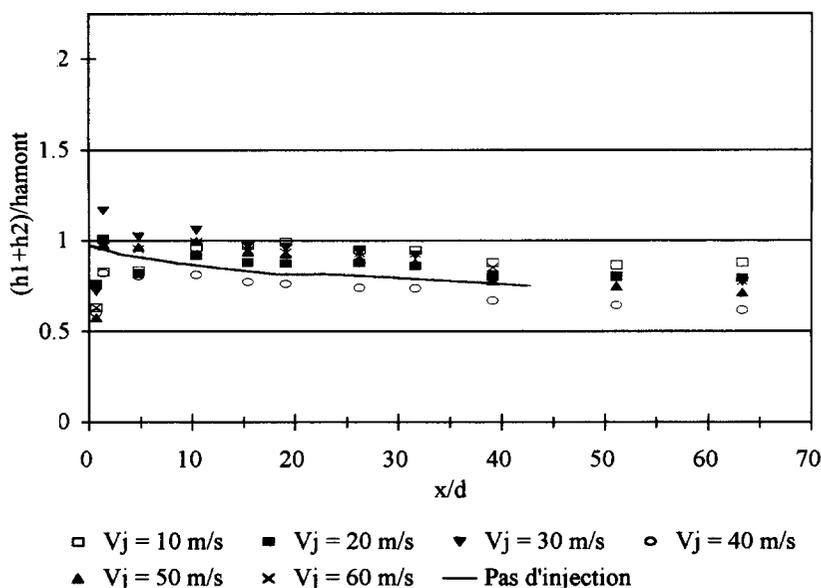
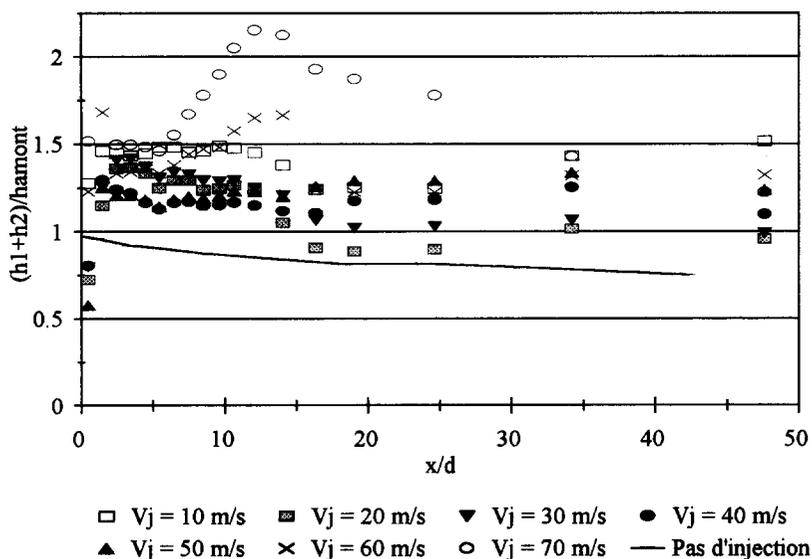


Fig. 18. Variation de h_2/h_{amont} (configuration IV).

Les variations de la somme relative (Fig. 21) sont moins importantes que celles de l'injection à une rangée. La présence d'une deuxième rangée de jets placés en quinconce semble rompre le passage de l'écoulement extérieur sous l'injection et donc diminuer l'échange entre la paroi et l'écoulement extérieur. La Fig. 25 présente les variations de $(h_1 - h_2)/h_{amont}$: la température d'équilibre se rapproche de plus en plus de la température moyenne.

Une rangée de 5 jets ($\delta/d = 1$). Cette configuration

permet de mettre en évidence l'influence du rapport δ/d sur les échanges en présence de film, il faut donc la comparer à celle d'une rangée où $\delta/d = 3$. L'apport énergétique de ces deux configurations est sensiblement le même car dans le cas des jets de gros diamètre la vitesse d'injection est plus faible. Il existe une différence nette entre ces deux configurations en particulier immédiatement après l'injection sur une distance de $20d$. En effet, sur cette zone, la variation de h_1 est nettement au-dessous de la courbe du cas sans inje-

Fig. 19. Variation de $(h_1 + h_2)/h_{\text{amont}}$ (configuration I).Fig. 20. Variation de $(h_1 + h_2)/h_{\text{amont}}$ (configuration II).

tion et ceci quelle que soit la vitesse d'injection. En ce qui concerne le coefficient h_2 , les courbes sont toutes groupées et décroissantes vers une valeur limite de 0,12 que l'on atteint au-delà de $15d$, la valeur maximale est de l'ordre de 0,6. En revanche, l'effet aérodynamique semble estompé, les valeurs de la somme relative $(h_1 + h_2)/h_{\text{amont}}$ sont quasiment toujours en-dessous de la courbe du cas sans injection (Fig. 22), et on obtient des valeurs négatives pour la différence relative $(h_1 - h_2)/h_{\text{amont}}$ (Fig. 26). Cette configuration permet

d'atteindre une température d'équilibre proche de celle de l'injection et d'assurer ainsi un film protecteur de la paroi.

4. CONCLUSION

Les résultats expérimentaux obtenus sur une paroi non athermane en présence d'une injection ne peuvent être corrélés que si l'on tient compte des deux écarts de température entre la paroi et chacun des deux écou-

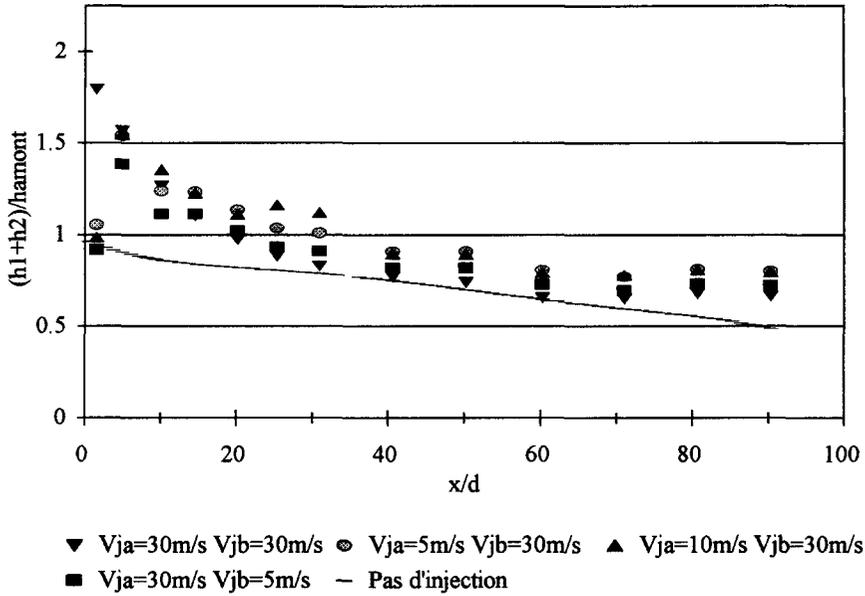


Fig. 21. Variation de $(h_1 + h_2)/h_{amont}$ (configuration III).

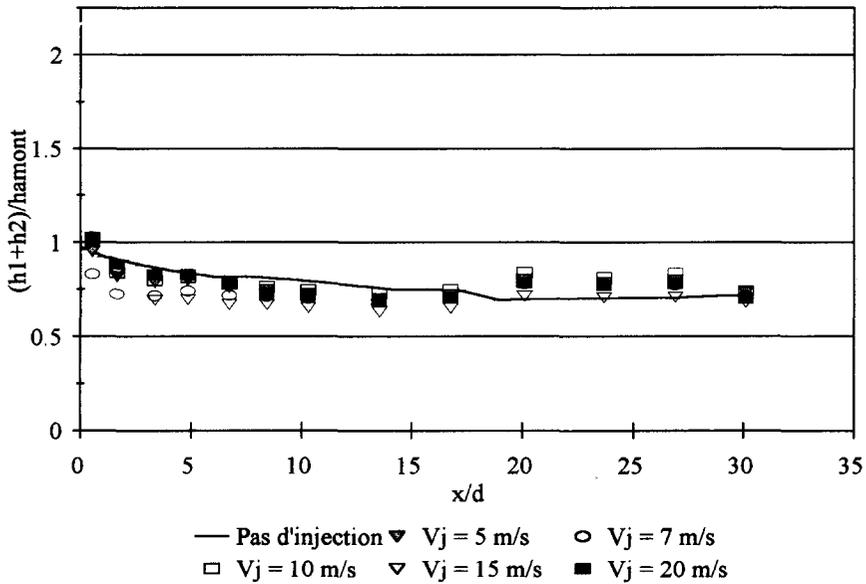
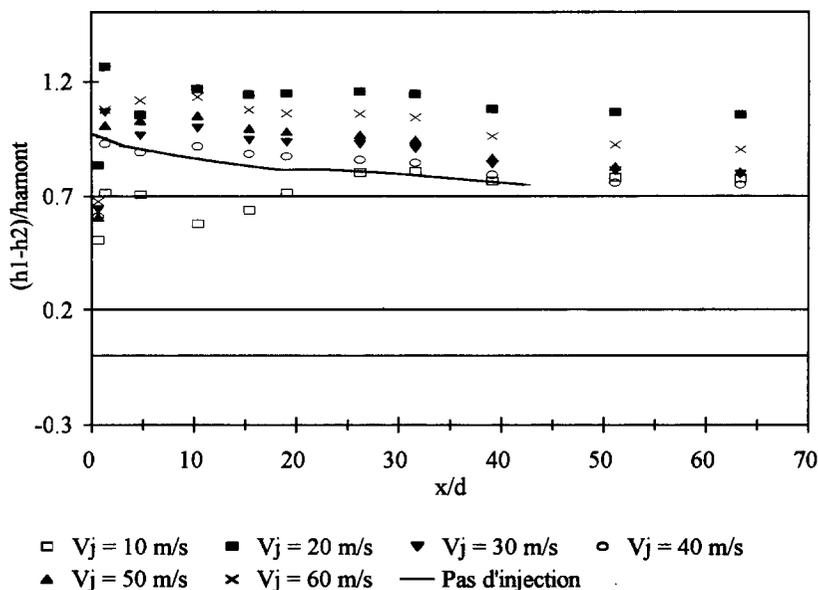
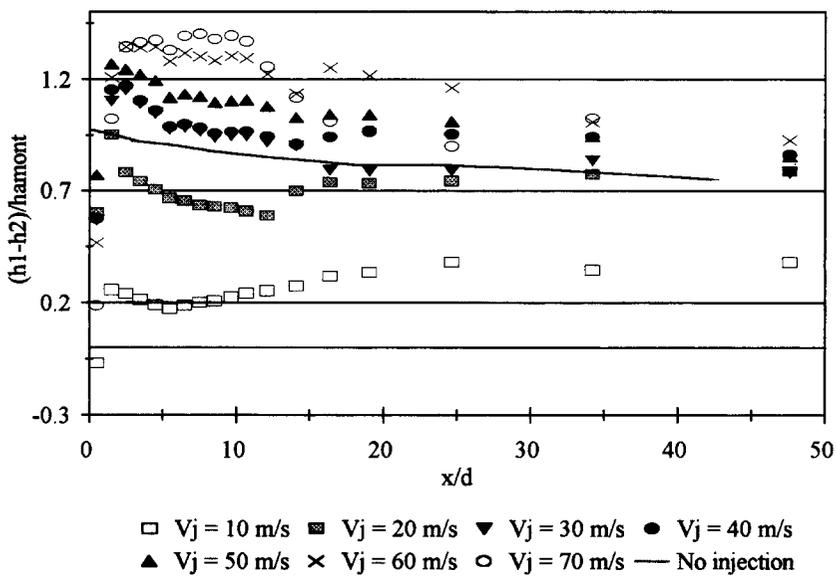


Fig. 22. Variation de $(h_1 + h_2)/h_{amont}$ (configuration IV).

lements. Nous proposons d'exprimer les transferts thermiques pariétaux à l'aide de deux coefficients d'échange h_1 et h_2 liés aux températures des écoulements extérieur et d'injection. Dans le cas d'une paroi athermane, on peut calculer à partir de la valeur de ces coefficients celle de l'efficacité définie habituellement dans ce cas

$$\left(\eta = \frac{h_2}{h_1 + h_2} \right)$$

Nous avons montré que pour comparer les performances des différentes configurations d'injection il est intéressant d'analyser les variations des valeurs $(h_1 + h_2)$ et $(h_1 - h_2)$. Elles traduisent respectivement

Fig. 23. Variation de $(h_1 - h_2)/h_{\text{amont}}$ (configuration I).Fig. 24. Variation de $(h_1 - h_2)/h_{\text{amont}}$ (configuration II).

l'influence de l'écoulement d'injection sur l'écoulement extérieur et l'équilibre thermique de la plaque placée en situation athermane.

La comparaison des valeurs de ces coefficients, obtenues pour les configurations d'injection étudiées, a permis d'évaluer leurs capacités à protéger correctement la paroi. Si le diamètre des orifices d'injection est petit devant l'épaisseur de la couche limite au niveau de l'injection, les performances sont faibles car l'écou-

lement extérieur contourne les jets et vient se glisser entre ceux-ci et la paroi, en particulier juste à l'arrière des jets. Dans le cas d'une rangée d'injection, elles sont légèrement meilleures pour des taux d'injection inférieurs à l'unité. La présence d'une deuxième rangée placée en quinconce améliore sensiblement les performances. Si le diamètre des orifices est de l'ordre de grandeur de l'épaisseur de la couche limite, cas généralement étudié, la protection est beaucoup plus efficace.

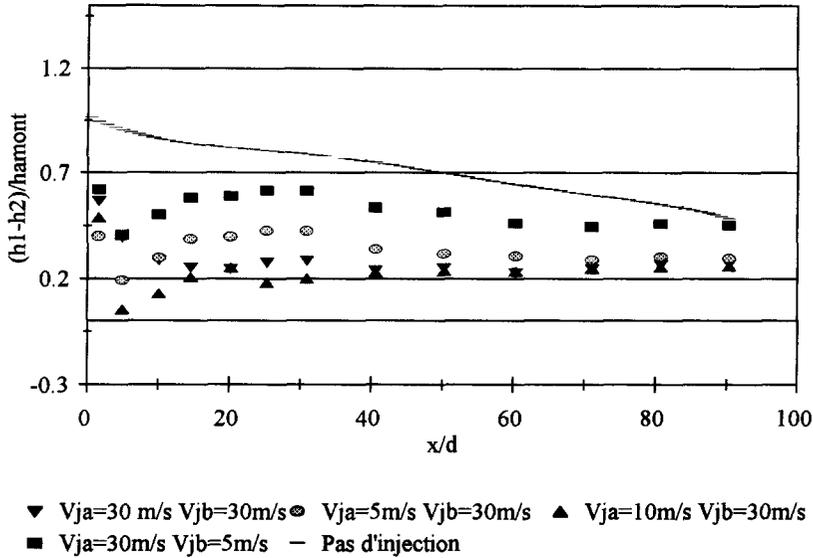


Fig. 25. Variation de $(h_1 - h_2)/h_{amont}$ (configuration III).

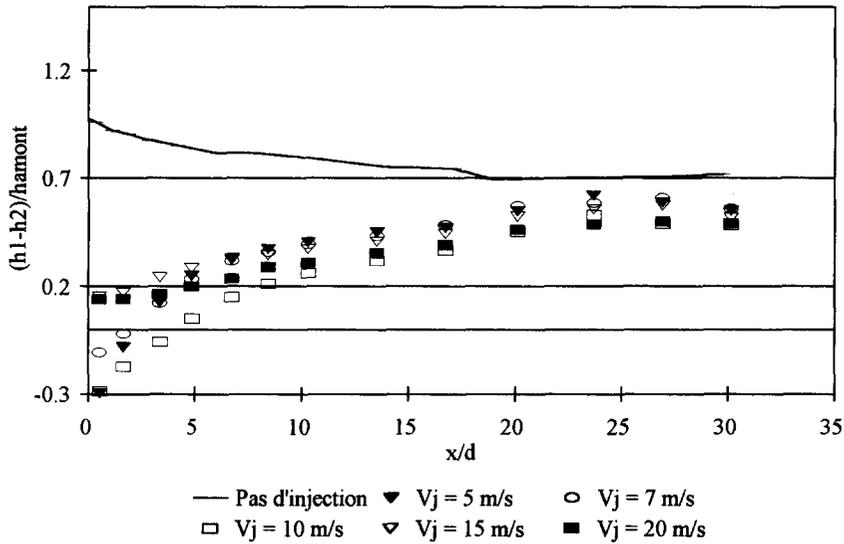


Fig. 26. Variation de $(h_1 - h_2)/h_{amont}$ (configuration IV).

Remerciements—Ce travail, entrepris à l'initiative de la SNECMA, a pu être réalisé grâce au soutien financier de la DRET, Direction des Recherches, Etudes et Techniques.

RÉFÉRENCES

1. D. E. Metzger, D. I. Takeuchi et P. A. Kuenstler, Effectiveness and heat transfer with full-coverage film cooling, *Trans. ASME*, 180-184 (1973).
2. V. L. Eriksen et R. J. Goldstein, Heat transfer and film cooling following injection through inclined circular tubes, *J. Heat Transfer* 5, 239-245 (1974).
3. G. Bergeles, A. D. Gosman et B. E. Launder, The near-

- field character of a jet discharged to a main stream, *J. Heat Transfer* 98, 373-378 (1976).
4. W. P. Webster et S. Yavuzkurt, Measurements of mass transfer coefficient and effectiveness in the recovery region of a film-cooled surface, *Gas Turbine Conference and Exhibition*, Dusseldorf, West Germany (1986).
5. A. K. Sinha, D. G. Bogard et M. E. Crawford, Film cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio, *Trans. ASME* 113, 442-449 (1991).
6. T. V. Jones, Definition of heat transfer coefficients in the turbine situation. IMICHE, paper C423/046 (1991).
7. A. J. H. Teekaram, C. J. P. Forth et T. V. Jones, The use

- of foreign gas to simulate the effects of density ratios in film cooling, 88-GT-37, Amsterdam (1988).
8. E. Dorignac et J.-J. Vullierme, Qualification d'une méthode de mesure des échanges convectés sur des obstacles de formes courbes, *Colloque de Thermique SFT* 92, Sophia Antipolis, France, pp. 99–105 (1992).
 9. E. Foucault, P. Deniboire, J.-L. Bousgarbics, J.-J. Vullierme et E. Dorignac, Etude expérimentale du transfert de chaleur près d'une paroi chauffée en présence d'injections multiples (Ecoulement subsonique), *Heat Transfer Cooling Gas Turbines* 4.1–4.10 AGARD-CP-727 (1993).

EXPERIMENTAL STUDY OF HEAT TRANSFER COEFFICIENTS IN FILM COOLING ON A NON-ADIABATIC WALL: EFFECTS OF INJECTION GEOMETRY

Abstract—Different injection geometries (one jet, one row of jets and two injection rows) are tested here. The injection flow goes through a heated wall into a turbulent boundary layer of ambient air. The injection rate varies between 0.3 and 2.2; the injection temperature varies from the ambient to 65°C. The temperature of the wall is measured by infrared thermography. This paper presents a model of the wall heat transfer by using two coefficients of heat transfer. One translates the influence of the mainflow on the plate, the other the influence of the injection flow.