THESE

Pour l'obtention du Grade de

DOCTEUR DE L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DE MECANIQUE ET D'AEROTECHNIQUE

(Diplôme National – Arrêté du 7 août 2006)

Ecole doctorale : Science et Ingénierie en Matériaux, Mécanique, Energétique et Aéronautique

Secteur de Recherche : Energie, Thermique, Combustion et Mécanique des milieux Fluides

Présentée par :

Minh Nhat NGUYEN

****

ETUDE EXPERIMENTALE DES ECHANGES CONVECTIFS DUS AU DEVELOPPEMENT D'UN FILM D'AIR FROID

****

Directeur de thèse : **Eva DORIGNAC**

Co-encadrant de thèse : **Matthieu FENOT**

Soutenue le 03 février 2012

Devant la Commission d'Examen

– JURY –

Mme. I. TREBINJAC	Maître de Conférences à l'Ecole Centrale de Lyon	Rapporteur
M. B. BAUDOIN	Professeur des Universités à l'Ecole des Mines de Douai	Rapporteur
M. A. BAÏRI	Professeur à l'Université de Paris X, Nanterre	Président
M. D. LEMONNIER	Directeur de Recherche CNRS, Institut P', Poitiers	Examinateur
Mme. E. DORIGNAC	Professeur à l'Université de Poitiers, Institut P', Poitiers	Examinateur
M. M. FENOT	Maître de Conférences à l'ENSMA, Institut P', Poitiers	Examinateur

REMERCIEMENTS

Cette thèse a été réalisée au sein de l'Institut Pprime de Poitiers, département FTC (Fluide, Thermique, Combustion). A ce titre, je tiens tout d'abord à remercier Monsieur Denis LEMONNIER, responsable de la branche Thermique, pour avoir accepté de m'accueillir dans son laboratoire et pour la confiance qu'il m'a accordé.

De même, je remercie tout particulièrement Eva DORIGNAC et Matthieu FENOT, mes directeurs de thèses, pour m'avoir suivi tout au long de ce travail ainsi que pour le soutien et l'encouragement qu'ils m'ont apporté durant ces trois années.

Je souhaite évidemment remercier Madame Isabelle TREBINJAC, Maître de Conférences à l'Ecole centrale de Lyon, et Monsieur Bernard BAUDOIN, Professeur des Universités à l'Ecole des Mines de Douai, pour avoir accepté d'être rapporteurs de ce mémoire.

Je remercie également Monsieur Abderahmane BAÏRI, Professeur à l'Université de Paris X Nanterre et Monsieur Denis LEMONNIER, directeur de recherche au CNRS, pour avoir accepté d'examiner ce travail et pour leur participation en tant que membres du jury.

Je tiens également à remercier toute l'équipe des techniciens pour le soutien technique qu'ils m'ont apporté dans la réalisation du montage expérimental, ainsi que tous le personnel de la branche Thermique de l'Institut P' pour leur amitié.

Enfin, je souhaite exprimer ma sincère gratitude envers ma famille et mes ami(e)s pour leur soutien constant tout au long de mes études et notamment de mon doctorat.

SOMMAIRE

NOMENCLATURE

CHAPITRE I : INTRODUCTION

I.1 CONTEXTE DE L'ÉTUDE 1

I.2 TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT 2

I.2.1 Refroidissement par convection interne forcée 2

I.2.1.1 Convection interne (Écoulement interne) 2

I.2.1.2 Impact de Jets 3

I.2.2 Refroidissement par film 4

I.2.2.1 Effusion 4

I.2.2.2 Transpiration 4

I.2.2.3 Multiperforation (Film cooling) 5

I.3 LE REFROIDISSEMENT PAR MULTIPERFORAION 6

I.3.1 Généralités 6

I.3.2 Facteur d'influence du refroidissement par multiperforation 6

I.3.2.1 Facteurs géométriques 6

I.3.2.2 Facteurs aérothermiques 8

I.3.3 Etude des transferts thermiques sur une paroi multiperforée 8

I.4 ORGANISATION DU MÉMOIRE 10

CHAPITRE II : ETUDES BIBLIOGRAPHIQUES

II.1 GÉNÉRALITÉS 11

II.2 INFLUENCE DES FACTEURS GÉOMETRIQUES 13

II.2.1 Influence du nombre de rangées n 13

II.2.2 Influence de l'angle d'inclinaison α et de l'angle composée β 15

II.2.2.1 Influence de l'angle d'inclinaison α 15

II.2.2.2 Influence de l'angle composée β 19

II.2.3 Influence de la disposition des rangées d'injections 22
II.2.4 Influence de l'espacement latéral, p, entre deux injections d'une même rangée et de l'espacement longitudinal, s, entre deux rangées ouvertes consécutives 24
II.2.5 Influence de la géométrie de la sortie des injections 25
II.2.6 Influence des obstacles à la sortie des injections 31
II.2.7 Influence de l'imperfection de l'injection 35
II.3 INFLUENCE DES FACTEURS AÉROTHERMIQUES 36
II.3.1 Influence du taux de soufflage M 36
II.3.2 Influence du rapport de masse volumique de deux écoulements 38
II.3.3 Influence de la vitesse V_e de l'écoulement principal et de la vitesse V_i de l'écoulement d'injection 40
II.3.4 Influence du rapport de la température de deux écoulements T_e/T_i 41
II.3.5 Influence de l'intensité de turbulence Tu de l'écoulement principal 42
II.3.6 Influence du gradient des pressions 45
II.4 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIE 46

CHAPITRE III : DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET TECHNIQUE DE MESURES

III.1 INTRODUCTION 49
III.2 MONTAGNE EXPÉRIMENTAL 49
III.2.1 Alimentation de l'air 51
III.2.2 Réchauffeur électrique 52
III.2.3 Système de contrôle de débit 52
III.2.4 Veine d'essais 52
III.2.4.1 Zone de tranquillisation 53
III.2.4.2 Zone d'étude 53
III.3 TECHNIQUE DE MESURES THERMIQUES 57
III.3.1 Détermination des flux échangés sur la paroi d'injection 57
III.3.1.1 Densité de flux électrique $\varphi_{élec}$ généré par le circuit imprimé sur la paroi d'injection 59

III.3.1.2 Densité de flux échangé par rayonnement entre la paroi d'injection et la paroi de sondage $\varphi_{ray,ch}$ 59

III.3.1.3 Densité de flux échangé par rayonnement entre la face en arrière de la paroi d'injection et l'écoulement froid $\varphi_{ray,fr}$ 60

III.3.1.4 Densité de flux échangé par convection entre la face en arrière de la paroi d'injection et l'écoulement froid $\varphi_{conv,fr}$ 61

III.3.2 Détermination du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ et de la température adiabatique T_{ad} 63

III.4 INCERTITUDES 68

CHAPITRE IV : RESULTATS EXPERIMENTAUX

IV.1 INTRODUCTION 73

IV.2 INFORMATIONS SUR LES CONFIGURATIONS ET SUR LA PRÉSENTATION DES RÉSULTATS 74

IV.2.1 Définition des configurations 74

IV.2.2 Information sur la présentation des résultats 75

IV.3 CONDITIONS EXPÉRIMENTALES 75

IV.3.1 Conditions thermiques 76

IV.3.2 Conditions aérodynamiques 76

IV.4 TECHNIQUE D'EXPLOITATION DES RESULTATS 78

IV.5 REPRÉSENTATIONS DES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX 81

IV.5.1 Cas de référence 81

IV.5.1.1 Cas de la paroi non perforée 81

IV.5.1.2 Cas de 3-4-5-7 rangées ouvertes 84

IV.5.2 Influence de l'espacement latéral, p, entre deux injections d'une même rangée et de l'espacement longitudinal, s, entre deux rangées ouvertes consécutives 96

IV.5.2.1 Cas : p fixe et s variable 96

IV.5.2.2 Cas : p variable et s variable 100

IV.5.3 Entretien de la couche de refroidissement 104

IV.5.3.1 Influence du nombre de rangées supplémentaires sur la couche de refroidissement 106
IV.5.3.2 Influence de l'espacement s entre deux rangées supplémentaires sur la couche de refroidissement 110
IV.5.3.3 Influence de l'espacement p entre deux injections sur la couche de refroidissement 116
IV.5.3.4 Comparaison de différentes configurations supplémentaires 120
IV.6 CONCLUSIONS INTERMEDIAIRES 124

CHAPITRE V : VERS LES HAUTES TEMPERATURES

V.1 INTRODUCTION 127
V.2 DESCRIPTION DE VEINE D'ESSAIS DE THALIE 127
V.2.1 Description de la veine d'essais 129
V.2.2 L'écoulement primaire 130
V.2.3 L'écoulement secondaire 131
V.3 MOYENS DE MESURE DE TEMPÉRATURE DE LA PAROI 132
V.4 METHODE DE MESURE 133
V.5 CONFIGURATIONS DES TESTS ET RESULTATS EXPERIMENTAUX 145
V.5.1 Caractéristiques de la paroi d'essais 145
V.5.2 Conditions aérothermiques 145
V.5.3 Zone de mesure 147
V.5.4 Résultats expérimentaux 147
V.5.3.1 Profils de coefficients d'échange 148
V.6 CONCLUSIONS INTERMEDIAIRES 153

CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES 155

REFERENCE BIBLIOGRAPHIE 159

ANNEXE A ÉTALONNAGE DES VENTURIS 167

ANNEXE B THERMOGRAPHIE INFRAROUGE 171

ANNEXE C DÉTAILS SUR LE CALCUL DES INCERTITUDES DE MESURES 173

ANNEXE D RÉSOLUTION DE L'ÉQUATION DE TRANSFERT DE CHALEUR 175

ANNEXE E CARTOGRAPHIES DU COEFFICIENT D'ECHANGE $h_{conv,ch}$ ET DE L'EFFICACITE ADIABATIQUE η_{ad} 181

ANNEXE F COMPLEMENT DES RESULTATS EXPERIMENTAUX AUX HAUTES TEMPERATURES 187

NOMENCLATURE

NOMENCLATURE

Symbole	Unité	Définition
D	mm	Diamètre d'injection
p	mm	Espacement latéral entre deux injections d'une même rangée
s	mm	Espacement longitudinal entre deux rangées consécutives
M		Taux de soufflage
I		Rapport des quantités de mouvement
L	mm	Longueur d'injection
e	mm	Epaisseur de la paroi multiperforée
n		Nombre d'injections
R		Nombre de rangées d'injections ouvertes
Q_e	$kg.s^{-1}$	Débit masse de l'écoulement principal
Q_i	kg.s-1	Débit masse de l'écoulement secondaire
U_e	$m.s^{-1}$	Vitesse moyenne de l'écoulement principal
U_i	$m.s^{-1}$	Vitesse moyenne de l'écoulement secondaire
T_e	°C	Température de l'écoulement principal
T_i	°C	Température de l'écoulement secondaire
h	$W.m^{-2}.K^{-1}$	Coefficient d'échange
t	s	Temps
C_p	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	Chaleur massique

NOMENCLATURE

❑ SYMBOLES GRECS

α		Angle d'injection dans le sens de l'écoulement
β		Angle composé dans le sens latéral
η		Efficacité adiabatique locale
$\bar{\eta}$		Efficacité adiabatique moyenne-latérale
$\bar{\bar{\eta}}$		Efficacité adiabatique moyenne-spatiale
σ	$W.m^{-2}.K^{-4}$	Constant de Stefan-Boltzmann
λ	$W.m^{-1}.K^{-1}$	Conductivité thermique
ε		Emissivité
ρ	$kg.m^{-3}$	Masse volumique
ϕ	W	Flux
φ	$W.m^{-2}$	Densité de flux

❑ NOMBRES ADIMENSIONNELS

Nu	Nombre de Nusselt local
$\overline{Nu}$	Nombre de Nusselt moyen-latéral
$\overline{\overline{Nu}}$	Nombre de Nusselt moyen-spatial
Re	Nombre de Reynolds

❑ INDICES, EXPOSANTS

ad	Relatif à la paroi adiabatique
cond	Conduction

NOMENCLATURE

conv	Convection
ray	Rayonnement
réf	Référence
max	Relatif à la valeur maximale
min	Relatif à la valeur minimale
ch	Relatif à l'écoulement chaud (Ecoulement principal)
fr	Relatif à l'écoulement froid (Ecoulement secondaire)
vp	Relatif à la veine primaire
vs	Relatif à la veine secondaire

CHAPITRE I

INTRODUCTION

I.1 CONTEXTE DE L'ÉTUDE

De nos jours, deux éléments importants intéressent particulièrement les motoristes aéronautiques : chercher à améliorer les performances des turboréacteurs et réduire la consommation du carburant pour limiter au maximum les émissions de polluants. L'accroissement des performances d'un turboréacteur passe par l'augmentation du taux de compression et par l'augmentation de la Température d'Entrée de Turbine (TET). Cela entraîne la hausse des températures des gaz en sortie de la chambre de combustion.

Toutefois, malgré les progrès de recherche sur de nouveaux matériaux, des traitements thermiques ou des isolants thermiques, la température maximale que les meilleurs matériaux des aubes peuvent supporter est de l'ordre de 1200°C alors que celle des gaz de combustion peut atteindre aujourd'hui jusqu'à près de 1900°C. D'autre part, le procédé de fabrication de tels matériaux reste toujours coûteux empêchant de les utiliser. Il est donc impératif de refroidir l'ensemble de la turbine pour baisser les températures en dessous de ce seuil critique. La Figure I.1 présente l'évolution de la Température d'Entrée Turbine au cours des années et la progression des techniques de refroidissement.

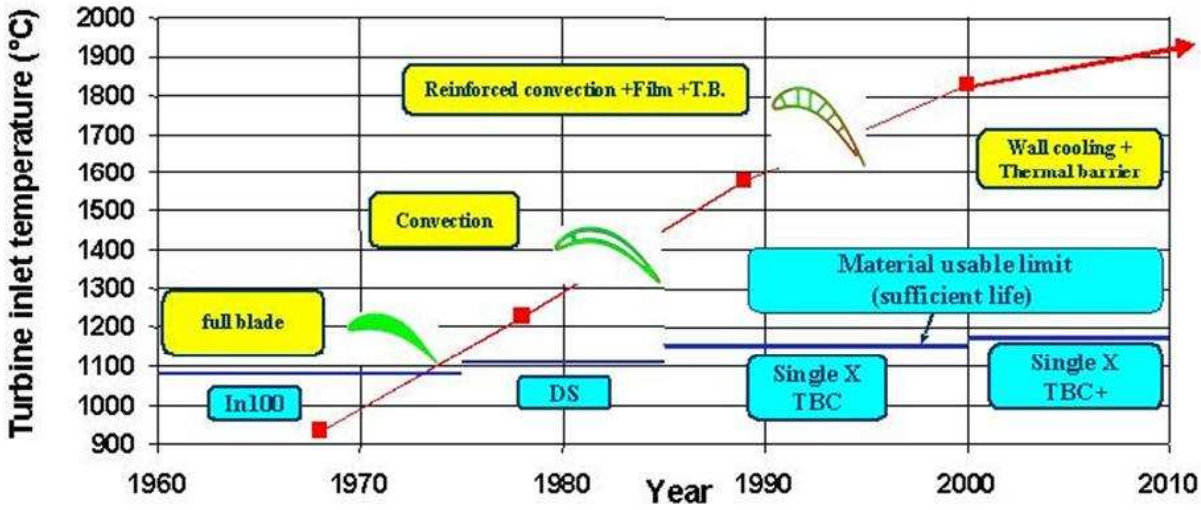


Figure I.1 : Évolution de la Température d'Entrée de Turbine (TET) et Evolution des techniques de refroidissement **[**1**]**

Le refroidissement utilise une quantité d'air frais prélevée au niveau du compresseur. Cet air ne participe pas à la combustion. Ce fait représente une perte d'énergie et bien sûr, la poussée du turbo décroît. Les motoristes aéronautiques cherchent à la fois à améliorer la performance du refroidissement et à diminuer cette quantité d'air. Plusieurs techniques de refroidissement sont nées de là.

I.2 TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT

Les composants d'une turbine à gaz nécessitent d'être efficacement refroidis afin de résister aux sollicitations thermiques générées par l'écoulement chaud des gaz de combustion. Il existe plusieurs techniques de refroidissement pouvant être classées en deux grands groupes : refroidissement par convection interne forcée (convection interne / impact de jets) ; refroidissement par film (effusion / transpiration / multiperforation). L'amélioration de performance de ces technologies fait toujours l'objet de nombreuses études et recherches. Rappelons successivement ces techniques.

I.2.1 Refroidissement par convection interne forcée

I.2.1.1 Convection interne (Écoulement interne)

Le refroidissement par convection interne forcée est la plus ancienne des techniques de refroidissement. Cette technique consiste à évacuer le flux de chaleur reçu par l'aube. Pour cela, on fait circuler l'air frais à l'intérieur de l'aubage par des canaux.

Pour améliorer cette technique, on augmente les échanges convectifs entre le fluide et la paroi en plaçant à l'intérieur des canaux des éléments qui vont perturber l'écoulement. Ces éléments peuvent être des ailettes, des picots, des pontets ou des perturbateurs (Figure I.2).

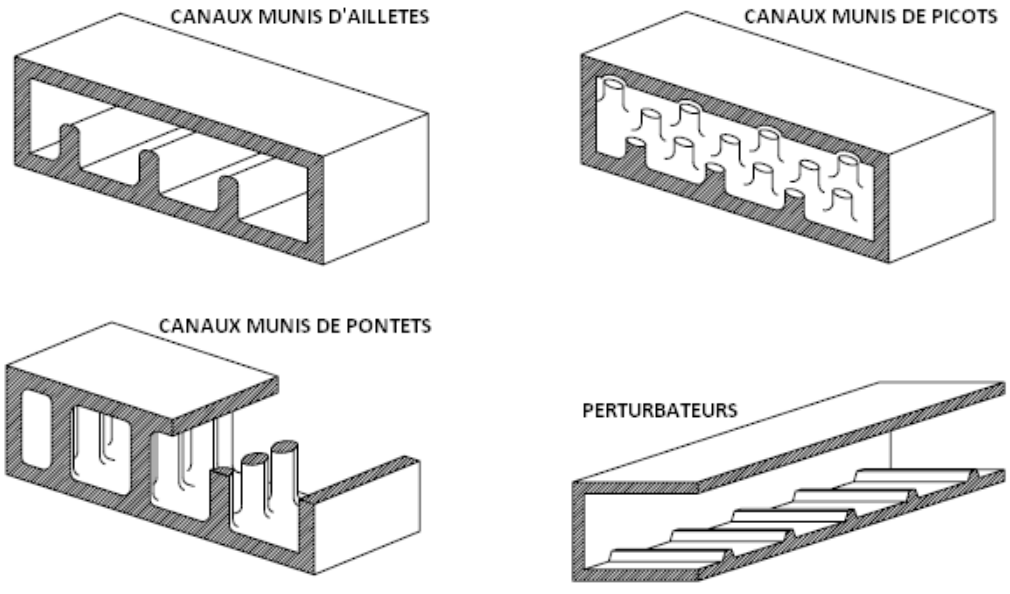
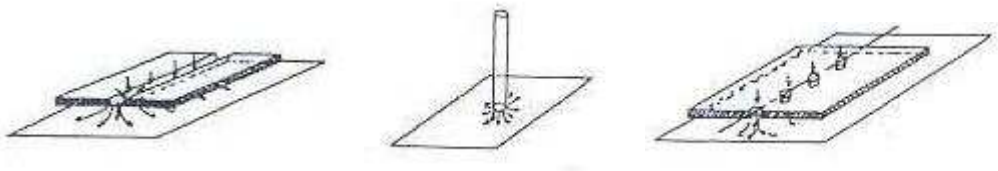


Figure I.2 : Ailettes, Picots, Pontets et Perturbateurs

I.2.1.2 Impact de Jets

Le refroidissement par impact de jets est également utilisé dans les turbomachines pour le refroidissement des aubages de turbine fixes ou mobiles, les chambres de combustion, les anneaux de turbine, ... L'air de refroidissement s'écoulant au travers des orifices d'impact vient frapper la paroi à refroidir. Il existe trois types d'orifices d'émission différents qui permettent d'injecter de l'air en direction de la paroi à refroidir : la fente, la buse et les orifices circulaires (Figure I.3)

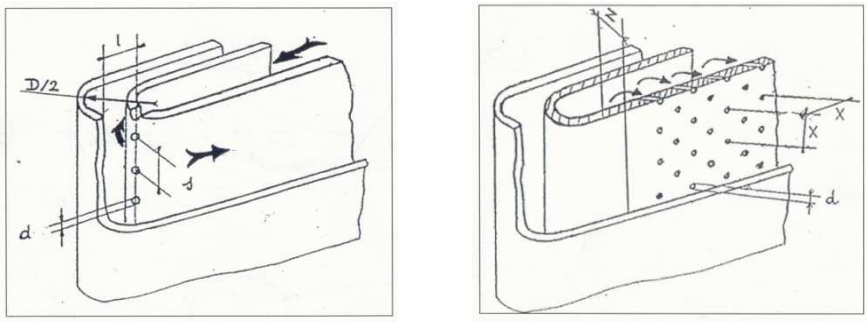


(a) (b) (c)

La fente *La buse* *Les orifices circulaires*

Figure I.3 : Trois types d'orifices d'impact

Le refroidissement par impact de jets est classé en deux technologies : l'impact concentré (l'air frais injecté à travers une rangée unique de jets (Figure I.4a)) et l'impact réparti (l'air frais injecté à travers une matrice de jets (Figure I.4b)).



(a) (b)

Impact concentré *Impact réparti*

Figure I.4 : Refroidissement interne par impact de jets

L'impact de jets est une des techniques de refroidissement efficace. Toutefois, le rapport du coût de fabrication et l'efficacité de refroidissement pose le problème de leur utilisation.

I.2.2 Refroidissement par film

I.2.2.1 Effusion

La technique de refroidissement par effusion consiste à évacuer l'air frais à travers une paroi poreuse. En terme de refroidissement, l'efficacité de cette technique est très grande. Cependant, l'effusion comporte plusieurs inconvénients tels que la faible résistance mécanique des parois poreuses, le coût de fabrication, le risque d'obturation des pores par les suies provenant de la combustion, … qui la rendent peu utilisable dans un turboréacteur.

I.2.2.2 Transpiration

Une des technologies du refroidissement efficace est nommée « Transpiration ». Cette technique est une combinaison du refroidissement par impact et par film.

La transpiration est basée sur la circulation de l'air frais à travers plusieurs couches de parois multiperforées dont les trous sont décalés pour permettre à l'air de passer de l'un à l'autre par des mini-canaux (Figure I.5).

De même que pour l'effusion, il faut remarquer que bien que ce type de refroidissement soit très efficace du point de vue de la protection thermique, il existe également des inconvénients, par exemple le coût de fabrication de tels matériaux, leur faible résistance mécanique.

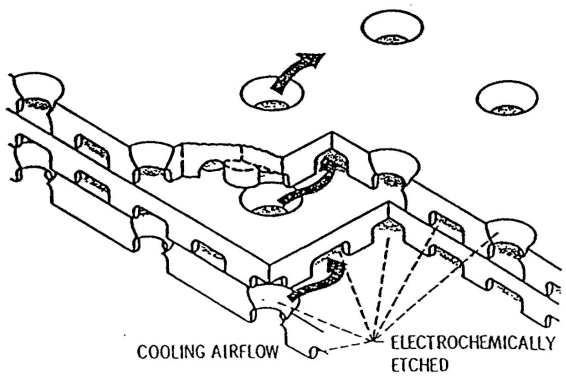


Figure I.5 : Procédé de transpiration de type Lamilloy

I.2.2.3 Multiperforation (Film cooling)

L'air frais nécessaire prélevé au niveau du compresseur traverse, grâce aux orifices, la paroi de la chambre de combustion ainsi que celle de l'aube et forme une couche protectrice d'air frais entre les gaz chauds et la paroi. C'est cette couche de refroidissement que nous nous proposons d'étudier (Figure I.6).

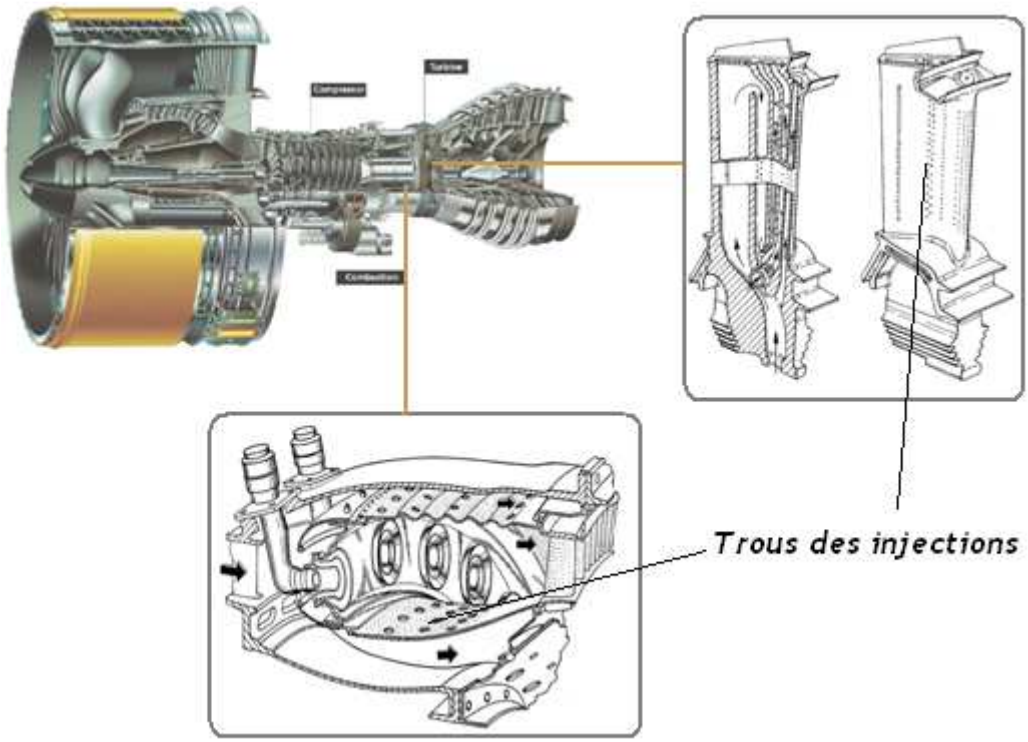


Figure I.6 : Refroidissement par multiperforation dans une chambre de combustion

Cette technique de 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.

Dans le domaine aéronautique, bien que la performance soit moins importante que celle produite par les deux modes de refroidissement précédant, la technique de refroidissement par multiperforation est aujourd'hui la protection thermique externe la plus largement utilisée pour refroidir les aubes de turbines ou bien les chambres de combustion des turboréacteurs grâce à son bon rapport entre le coût de fabrication et la performance de refroidissement.

I.3 LE REFROIDISSEMENT PAR MULTIPERFORAION

I.3.1 Généralités

Afin de pouvoir évaluer les performances de refroidissement par multiperforation, les mesures de « l'efficacité du refroidissement » ainsi que « du coefficient de transfert de chaleur par convection» font toujours l'objet de nombreuses études et recherches.

Ces deux grandeurs dépendent fortement de plusieurs facteurs pouvant être regroupés en deux grandes familles : « Facteurs géométriques » et « Facteurs Aérothermiques ».

I.3.2 Facteur d'influence du refroidissement par multiperforation

I.3.2.1 Facteurs géométriques

La Figure I.7 présente les principales grandeurs qui sont à considérer pour l'étude du refroidissement par multiperforation.

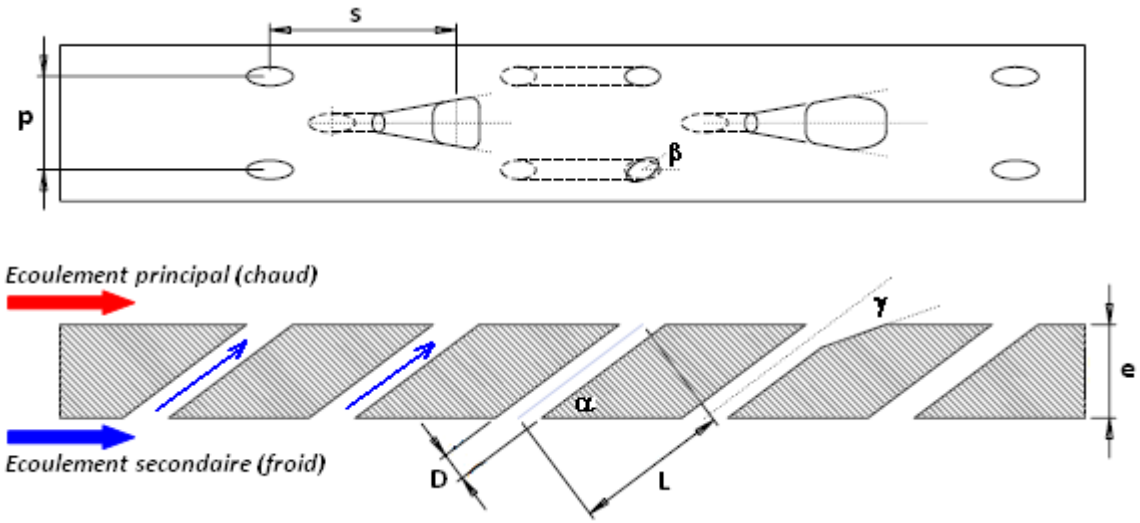
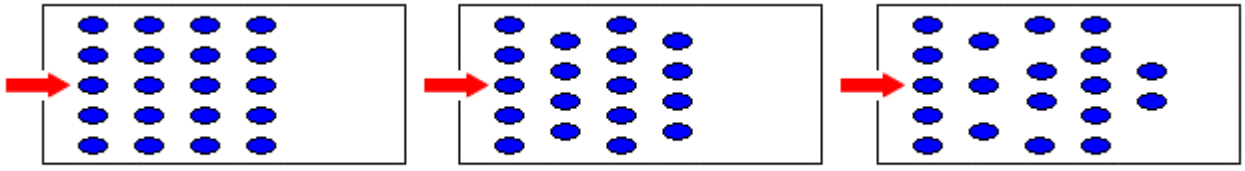


Figure I.7 : Description géométrique de la paroi multiperforée

Précisons ces grandeurs géométriques :

- Diamètre D des trous : grandeur géométrique utilisée pour adimensionner les autres grandeurs géométriques.
- L'espacement latéral p au sein d'une même rangée et l'espacement longitudinal s entre deux rangées consécutives. Ces deux grandeurs sont généralement utilisées sous forme de deux quantités adimensionnées p/D et s/D.
- Nombre de rangées n.
- L'angle d'inclinaison α dans le sens d'écoulement principal et l'angle composé β dans le sens latéral
- Epaisseur de la paroi e.
- Longueur des injections L adimensionnée par L/D. On peut constater facilement que L dépend fortement de α et de e: $L = \frac{e}{\sin\alpha}$.
- La configuration du champ des trous : en ligne, en quinconce ou irrégulière (Figure I.8).



Trous en ligne *Trous en quinconce* *Trous irréguliers*

Figure I.8 : Configuration du champ des trous

- La géométrie de la sortie des trous : cercle (trous perpendiculaires) ou elliptique (trous inclinés) ou évasée ; avec/sans angle γ évasé en arrière (laid back).
- L'imperfection de la surface des trous peut avoir une l'influence sur le film cooling. Plusieurs techniques existent pour réaliser les injections, celle du forage laser est une des techniques les plus utilisées pour sa rapidité. Mais elle entraîne des perforations imparfaites.

I.3.2.2 Facteurs aérothermiques

Précisons les principales grandeurs aérothermiques pouvant avoir une influence sur la performance de la technique de refroidissement par multiperforation :

- La vitesse U_e de l'écoulement principal et celle U_i de l'écoulement d'injection.
- Le taux de soufflage $M = \frac{\rho_i U_i}{\rho_e U_e}$
- Le rapport des quantités de mouvement $I = \frac{\rho_i U_i^2}{\rho_e U_e^2}$
- La masse volumique ρ_e de l'air de l'écoulement principal et celle ρ_i de l'air de l'écoulement d'injection.
- Le taux de turbulence Tu de l'écoulement principal.
- Les températures des deux écoulements : celle de l'écoulement principal et celle de l'écoulement d'injection.

I.3.3 Etude des transferts thermiques sur une paroi multiperforée

La loi thermique de Newton permet de modéliser de façon simple les échanges convectifs entre un fluide et une paroi :

$$\varphi_{conv} = h_{conv}(T_p - T_{réf}) \quad \text{(I.1)}$$

Avec

h_{conv} : coefficient d'échange convectif ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

T_p : température de la paroi (K)

$T_{réf}$: température de référence (K)

Dans le cas d'un écoulement simple d'un fluide isotherme, la température du fluide T_{fluide} loin de la paroi est souvent considérée comme température de référence $T_{réf}$ ($T_{réf}=T_{fluide}$). Cependant, cette considération n'est plus valable dans le cas d'une paroi multiperforée. Effectivement, l'injection d'un écoulement secondaire à une température différente au travers des trous conduit à un problème à « trois températures » (température de l'écoulement principal, température de l'écoulement d'injection et température de la

paroi) Il n'est donc plus possible de considérer la température du fluide loin de la paroi comme température de référence. Pour s'affranchir de cette difficulté, la plupart des études des transferts thermiques sur une paroi multiperforée ont proposé d'utiliser la température adiabatique de la paroi T_{ad} comme température de référence de la relation (I.1). Il s'agit de la température de la paroi dans le cas où cette dernière n'échange pas de chaleur avec le fluide en contact avec elle (φ_{conv}=0).

Afin d'étudier les transferts thermiques sur une paroi multiperforée, nous allons étudier les deux grandeurs principales : le coefficient d'échange convectif h_{conv} et la température adiabatique de la paroi T_{ad}. Ces deux grandeurs sont souvent étudiées sous forme des grandeurs adimensionnées étant définies par les relations suivantes :

- Nombre de Nusselt Nu (correspondant au coefficient d'échange convectif h_{conv}) :

$$\mathrm{Nu} = \frac{h_{conv} D}{\lambda} \tag{I.2}$$

Avec :

h_{conv} : coefficient d'échange convectif ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

D : diamètre des injections (m)

λ : conductivité thermique de l'écoulement principal ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

- Efficacité adiabatique η_{ad} (correspondant à la température adiabatique de la paroi T_{ad}) :

$$\eta_{ad} = \frac{T_{ad} - T_e}{T_i - T_e} \tag{I.3}$$

Avec :

T_{ad} : température adiabatique de la paroi (K)

T_e : température de l'écoulement principal (K)

T_i : température de l'écoulement d'injection (K)

I.4 ORGANISATION DU MÉMOIRE

Quatre chapitres viennent s'ajouter à cette première partie d'introduction et à la conclusion de notre étude. Quatre annexes complètent, en fin de document, les informations données dans le corps du texte.

Le chapitre 2 est consacré à une étude bibliographique des travaux effectués sur la technique de refroidissement par multiperforation. Cette étude est organisée en fonction des paramètres géométriques et aérothermiques listés dans le présent chapitre. L'objectif de cette étude est de présenter l'état de l'art concernant l'influence des paramètres géométriques ainsi que aérodynamiques sur le refroidissement par multiperforation.

Le chapitre 3 présente dans une première partie le dispositif expérimental du banc d'essais dans les conditions de basse température. Dans une deuxième partie, nous décrivons la méthode d'exploitation des mesures afin de pouvoir déterminer les deux grandeurs principales : le nombre de Nusselt et l'efficacité adiabatique le long de la paroi d'injection. Enfin, ce chapitre se termine par un calcul d'incertitude sur ces deux grandeurs.

Le chapitre 4 réunit les résultats de l'ensemble des expériences effectuées sur le banc basse température. Au cours de ce chapitre, nous étudions tout d'abord l'influence du nombre de rangées ouvertes R et l'influence du taux de soufflage M sur la formation de la couche de refroidissement. Ensuite, les influences de l'espacement latéral, p, entre deux injections sur une même rangée et de l'espacement longitudinal, s, entre deux rangées ouvertes sont analysées. Enfin, nous nous intéressons en particulier au maintien de la couche de refroidissement par l'ouverture de rangées supplémentaires.

Le chapitre 5 est consacré à l'étude de faisabilité d'une technique de mesure instationnaire sur des expériences réalisées sur un banc d'essais quasi industriel, appelé banc Thalie. Ce banc reproduit des conditions expérimentales relativement représentatives de celles rencontrées dans un moteur. Ce chapitre commence par une description du banc d'essais. Ensuite, la méthode de dépouillement permettant de déterminer les échanges thermiques (coefficient d'échange convectif) dans la veine d'essais est détaillée. La dernière partie du chapitre rassemble tous les résultats expérimentaux obtenus.

CHAPITRE II

ETUDES BIBLIOGRAPHIQUES

II.1 GÉNÉRALITÉS

Le refroidissement par multiperforation est une des techniques utilisées couramment dans les turboréacteurs aussi il existe beaucoup d'études et de recherches sur le sujet. R. S. Bunker [**2**] signale qu'il y a eu plus de 2700 articles ces quarante dernières années. L'objet de ces travaux est d'améliorer l'efficacité de ce type de refroidissement de manière générale, et de trouver pour des configurations particulières un refroidissement optimal. Les paramètres de ces études sont nombreux, et on peut citer notamment le nombre de trous d'injection(s) au sein d'une rangée [**3**], [**4**], [**5**], [**6**], …, le nombre de rangée(s) d'injections (souvent une[**7**], [**8**], [**9**], …, ou deux [**10**], [**11**], [**12**], [**13**], …, et parfois plus[**14**], [**15**], [**16**], …), la forme de l'injection, [**2**] est une revue d'articles qui ne traitent que de ce paramètre.

La présente étude bibliographique s'organisera en envisageant successivement l'influence des différents facteurs présentés précédemment. Les plupart des auteurs étudient généralement l'influence d'un seul ou de seulement quelques paramètres sur une même étude.

Nous nous pencherons, tout d'abord, sur l'influence des facteurs géométriques puis sur l'influence des facteurs aérothermiques.

La partie suivante donne quelques définitions utilisées dans cette étude afin d'en faciliter la lecture.

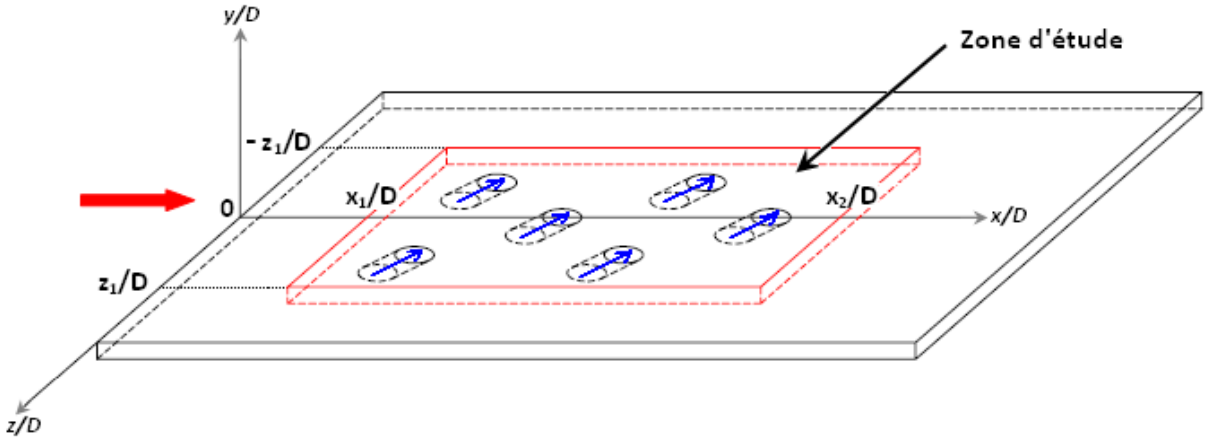


Figure II.1 : Exemple géométrique d'une paroi multiperforée

- L'efficacité moyenne-latérale du refroidissement est la moyenne de l'efficacité locale à une position x/D dans la direction latérale:

$$\overline{\eta_{lat}}\left(\frac{x}{D}\right) = \frac{1}{2\left(\frac{z_1}{D}\right)} \int_{-z_1/D}^{z_1/D} \eta\left(\frac{x}{D}, \frac{z}{D}\right) d\left(\frac{z}{D}\right) \quad \text{(II.1)}$$

- L'efficacité moyenne-spatiale du refroidissement est la moyenne de l'efficacité moyenne-latérale dans une zone définie et calculée par :

$$\overline{\overline{\eta_{spa}}} = \frac{1}{\frac{x_2}{D} - \frac{x_1}{D}} \int_{x_1}^{x_2} \overline{\eta_{lat}}\left(\frac{x}{D}\right) d\left(\frac{x}{D}\right) \quad \text{(II.2)}$$

- Le coefficient d'échange convectif moyen-latéral est la moyenne du coefficient d'échange convectif local à une position x/D :

$$\overline{h_{lat}}\left(\frac{x}{D}\right) = \frac{1}{2\left(\frac{z_1}{D}\right)} \int_{-z_1/D}^{z_1/D} h\left(\frac{x}{D}, \frac{z}{D}\right) d\left(\frac{z}{D}\right) \quad \text{(II.3)}$$

- Le coefficient d'échange convectif moyen-spatial est la moyenne du coefficient d'échange dans une zone définie et calculé par :

$$\overline{\overline{h_{spa}}} = \frac{1}{\frac{x_2}{D} - \frac{x_1}{D}} \int_{x_1}^{x_2} \overline{h_{lat}}\left(\frac{x}{D}\right) d\left(\frac{x}{D}\right) \quad \text{(II.4)}$$

II.2 INFLUENCE DES FACTEURS GÉOMETRIQUES

II.2.1 Influence du nombre de rangées n

F. Bazdidi-Tehrani et al [**15**] étudient l'influence du nombre de trous par unité de surface sur la performance du refroidissement en utilisant trois parois multiperforées dont les caractéristiques sont les suivantes :

I : D=1,31mm Nombre de trous/m^2 : 26910 p/D=s/D=4,7

V : D=2,24mm Nombre de trous/m^2 : 9688 p/D=s/D=4,6

E : D=3,27mm Nombre de trous/m^2 : 4306 p/D=s/D=4,7

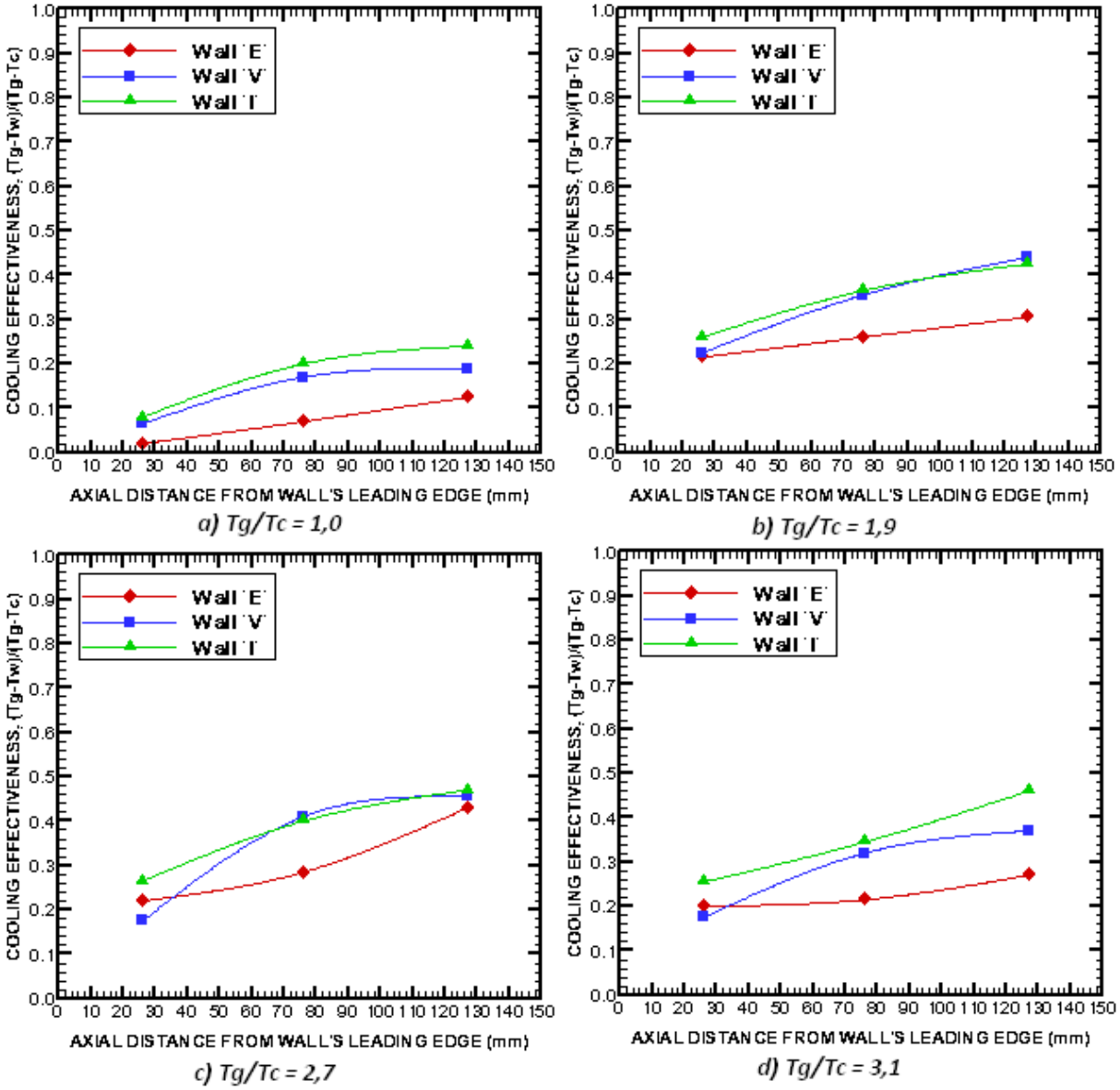


Figure II.2 : Variation de l'efficacité adiabatique des configurations testées E, V et I pour un débit de l'écoulement secondaire par unité de surface G=0,17 kg.s^{-1}.m^{-2} [**15**]

Les trous sont arrangés en ligne pour les trois modèles. Pour pouvoir observer l'influence du nombre de perforations, le débit de l'écoulement secondaire par unité de surface G est fixé à 0,17 $kg.s^{-1}.m^{-2}$. Les expériences sont réalisées pour plusieurs ratios Tg/Tc entre la température de l'écoulement principal (variant entre 300K et 930K) et la température de l'écoulement d'injection (maintenue constante à 300K). Ce ratio de température varie entre 1,0 et 3,1. Les résultats montrent que, quel que soit ce ratio, l'efficacité adiabatique du refroidissement des deux modèles I et V est proche, et ces deux modèles (I et V) sont plus efficaces que le modèle E (Figure II.2). Selon les auteurs, le nombre de trous optimal par unité de surface est de l'ordre de 10000 trous pour un inter-trou p/D fixé à 4,7.

B. Petre et al [**14**] étudient l'influence du nombre de rangées sur la formation de la couche du refroidissement en traitant des profils de température dans l'écoulement principal. Ces profils sont mesurés par des thermocouples. Leurs études sont réalisées sur un banc d'essais contenant 9 rangées de 8 ou 7 trous placés en quinconce. Ces trous sont perpendiculaires à l'écoulement principal (α=90°). Trois taux de soufflage sont imposés (M=1, 2 et 5). Les examens des profils de température moyenne montrent que l'initialisation de la couche de refroidissement est à partir de $3^{ème}$ rangée ouverte et qu'un nombre minimum de cinq rangées de trous droits est nécessaire à la formation de la couche de refroidissement. Et cette couche de refroidissement, entièrement formée pour neuf rangées ouvertes, s'estompe rapidement si elle n'est pas entretenue grâce à des rangées supplémentaires, par exemple.

A. Messaadi et al [**17**] se sont également intéressés à la formation de la couche de refroidissement. Leurs travaux ont été réalisés sur un banc d'essais équipé d'une plaque d'injection contenant 9 rangées de 8 ou 7 trous placés en quinconce. Les injections sont inclinées à 30° dans le sens de l'écoulement principal. Leurs résultats ont montré que la couche de refroidissement est amorcée à partir de la $4^{ème}$ rangée ouverte quel que soit le taux de soufflage testé (M=3, 4 et 5). Comme l'observation des travaux de B. Petre [**14**], ils ont également trouvé que cette couche de refroidissement s'estompe rapidement si elle n'est pas entretenue.

II.2.2 Influence de l'angle d'inclinaison α et de l'angle composée β

La Figure II.3 permet de visualiser l'angle d'inclinaison α (situé dans le plan xOy) et l'angle composé β (situé dans le plan xOz):

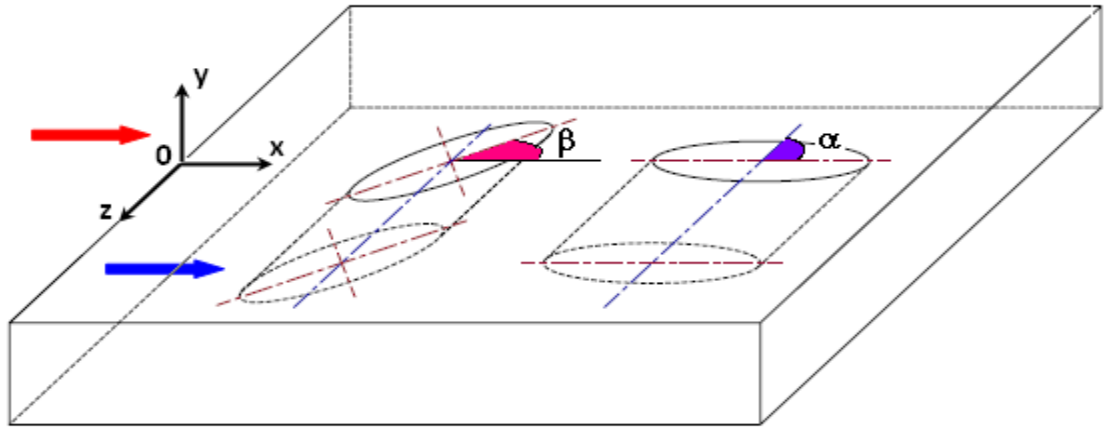


Figure II.3 : Exemple de l'angle d'inclinaison α et de l'angle composé β sur une paroi

II.2.2.1 Influence de l'angle d'inclinaison α

Afin d'étudier l'influence de l'angle d'inclinaison des injections sur la performance du refroidissement par multiperforation, plusieurs études ont été menées en considérant soit l'efficacité du refroidissement, soit le coefficient d'échange convectif.

Auteurs	Nombre de trous/ Nombre de rangées	α	M	p/D	s/D	Résultats représentés
N. W. Foster et al [**8**] (1980)	?/ 1	35°/55°/90°	0,5 … 2,5	3	6	$\overline{\eta_{lat}}$
W. O. Afejuku et al [**18**] (1983)	?	30°/90°	0,5 … 1,5	6	6	η_{ad}
N. Hay et al [**19**] (1985)	?	35°/90°	0,5 … 2,0	3	?	η_{ad}, $\overline{\eta_{lat}}$
C. H. N. Yuen et al [**12**] (2005)	9/2	30°/60°/90°	0,3 … 2,0	3	12,5	$\overline{\eta_{lat}}$
Y. Lin et al [**16**] (2006)	?/12	30°/150°	1,0 … 4,0	4	8	$\overline{\eta_{lat}}$
B. Prêtre [**14**] (2001) et A. Messaadi [**17**] (2003)	5/9	90°/30°	1,0 … 5,0	6	6	$\overline{\eta_{lat}}$

Tableau II.1 : Bilan des études de l'influence de l'angle d'inclinaison α des injections sur le film cooling

Tous ces travaux ont été réalisés sur des plaques planes soumises à un refroidissement d'une ou plusieurs rangée(s) dont les perforations ont une sortie de forme cylindrique ou elliptique (correspondant aux perforations perpendiculaires ou inclinées). Généralement, il y a trois types d'angle d'inclinaison des injections : inclinaison co-courant (« streamwise », Figure II.4a), inclinaison perpendiculaire (Figure II.4b) et inclinaison inverse (Figure II.4c).

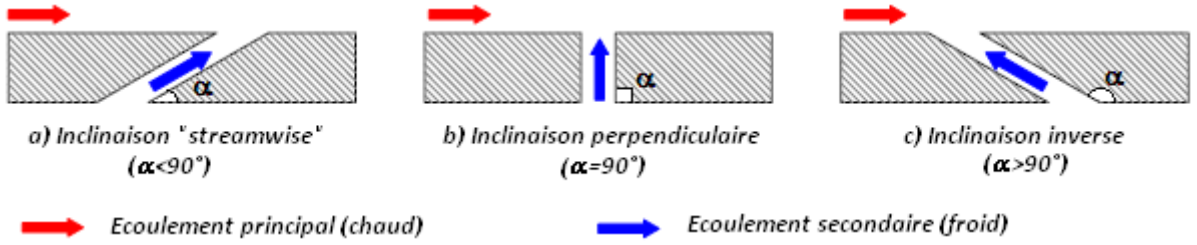


Figure II.4: Trois types d'inclinaison des injections

N. W. Foster et al [**8**] ont étudié le film cooling sur un banc d'essais contenant une seule rangée. Trois configurations sont testées correspondant aux trois angles d'inclinaisons différentes : 35°, 55° et 90°. L'espacement s entre deux trous est fixé à 3D pour les trois configurations. Les essais ont été effectués pour deux valeurs de taux de soufflage M=0,5 et M=1,4.

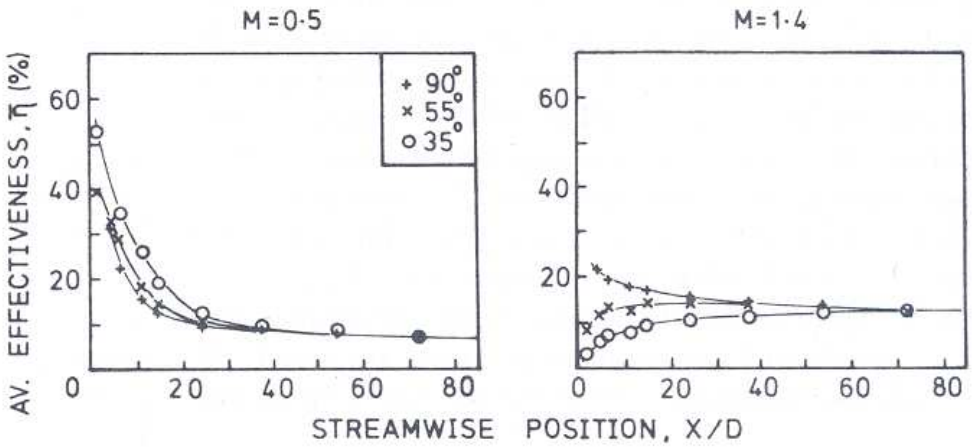


Figure II.5 : Distribution de l'efficacité moyenne-latérale aux trois angles d'inclinaisons α pour deux taux de soufflages M [**8**]

La variation de l'efficacité moyenne-latérale du refroidissement montre que pour le taux de soufflage M=0,5, plus l'angle d'inclinaison α diminue, plus l'efficacité du refroidissement augmente. Au contraire, pour le taux de soufflage plus grand M=1,4, la diminution d'angle d'inclinaison α entraîne une réduction de l'efficacité. Cependant, à partir

d'une certaine distance x/D=40 pour le taux de soufflage M=0,5 et x/D=50 pour M=1,4, l'efficacité devient indépendante de l'angle d'inclinaison α. Nous constatons que cette distance augmente en fonction du taux de soufflage M (Figure II.5).

Les expériences de N. W. Foster et al [**8**] et W. O. Afejuku et al [**13**] montrent que pour les petits taux de soufflage, plus l'angle d'inclinaison α des injections est petit, plus l'efficacité moyenne-latérale est améliorée. Ce résultat a été également retrouvé dans les études récentes comme celles de C. H. Yuen et al [**12**], de Y. Lin et al [**16**].

Selon les auteurs, pour une petite inclinaison, la pénétration du jet dans l'écoulement principal est réduite et occasionne une faible interaction entre les deux écoulements. Il en résulte que le mélange de l'air refroidi et de l'air principal est diminué et l'efficacité du refroidissement est donc améliorée. Cependant, l'équipe de N. W. Foster et al [**8**] ainsi que celle de Y. Lin et al [**16**] ont constaté que l'efficacité η a une distribution plus homogène pour des injections à grands α par rapport à des injections à petits α.

Parmi les deux valeurs de taux de soufflage testées M=0,5 et M=1,4, N. W. Foster et al [**8**] ont constaté que les injections dont l'angle d'inclinaison est grand permettent un meilleur refroidissement pour le taux de soufflage plus grand (M=1,4). C.H.N. Yen et al [**12**] ont trouvé que l'augmentation du taux de soufflage – pour la gamme de taux de soufflage M=0,33 à 2 – fait disparaître l'influence de l'angle d'inclinaison des injections sur la performance du refroidissement. L'efficacité latérale du film est presque la même, quel que soit l'angle d'inclinaison.

L'équipe de Y. Lin et al [**16**] a réalisé ses recherches sur un banc d'essais de 12 rangées d'injections dont l'angle d'inclinaison α est 30° (Inclinaison « streamwise ») et 150° (Inclinaison inverse). La variation de l'efficacité adiabatique moyenne-latérale (Figure II.6) a montré que : les injections à une inclinaison inverse (α =150°) produit un refroidissement plus efficace que les injections à une inclinaison streamwise (α=30°) jusqu'à x/D=40, ce qui correspond à la 6ème rangée pour M≈2 et jusqu'à x/D=30 ce qui correspond à la 5ème rangée pour M≈4. Par contre, en aval de ces positions (x/D=30 et x/D=40 pour M≈4 et M≈2 respectivement), les injections à une inclinaison « streamwise » entraîne un refroidissement plus efficace.

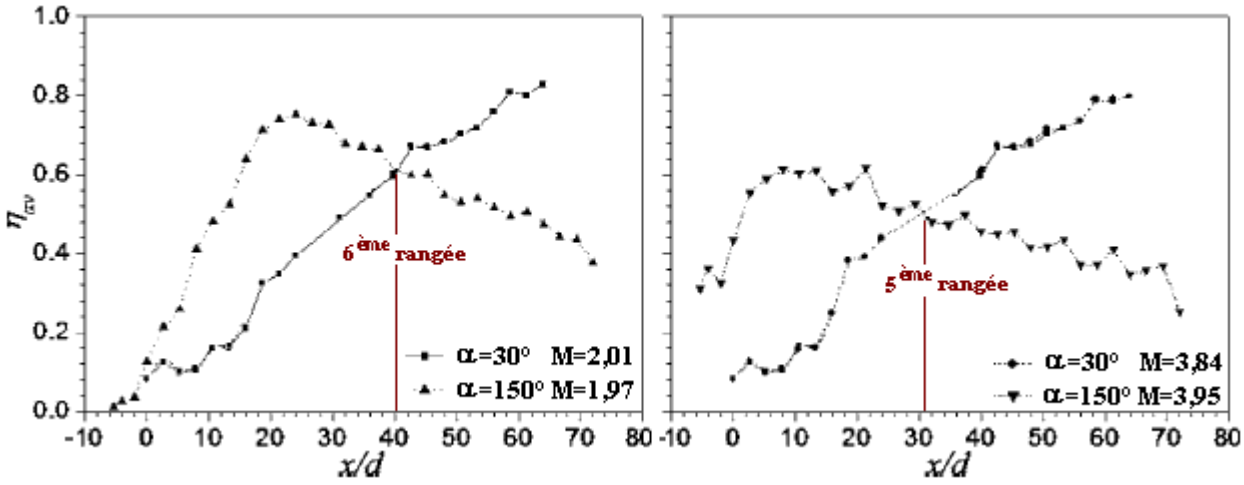


Figure II.6 : Influence de l'angle d'inclinaison a de l'injection sur l'efficacité [**16**]

Une distribution optimale de l'efficacité du refroidissement pourrait être obtenue si deux types d'inclinaisons étaient utilisés en même temps – utilisation de l'inclinaison « inverse » pour les premières rangées et de l'inclinaison « streamwise » pour les dernières rangées (Figure II.7).



Figure II.7 : La configuration optimale proposée par Yuzhen Lin et al [**16**]

L'équipe de N. Hay et al [**19**] a présenté, quant à elle, ses résultats sous la forme d'un coefficient d'échange convectif. Ils en déduisent qu'au voisinage des injections, le transfert de chaleur diminue lorsque l'angle d'inclinaison des jets diminue. Par contre, ce transfert décroît plus vite avec x loin du trou pour le cas des jets à 90° par rapport au cas des jets à 35°. Cela est expliqué, par certains auteurs, par l'interaction plus forte entre le jet et l'écoulement transversal dans le cas d'une injection perpendiculaire.

A la suite des travaux de B. Pêtre [**14**], A. Messaadi [**17**] a poursuivi des expériences sur le même montage, avec des injections inclinées de 30° au lieu de 90°. Une comparaison de ces deux travaux est présentée pour considérer l'influence de l'angle d'inclinaison d'injection sur les performances du refroidissement. Cette comparaison est limitée au cas du taux de soufflage M=5. Les résultats montrent que, quel que soit le nombre de rangées ouvertes, la hauteur de pénétration pour des injections de 90° est toujours plus grande que celle pour des injections de 30° (Figure II.8). On peut conclure que l'injection à

angle incliné, qui reste davantage près de la paroi, donne une meilleure protection de la paroi par rapport à l'injection perpendiculaire.

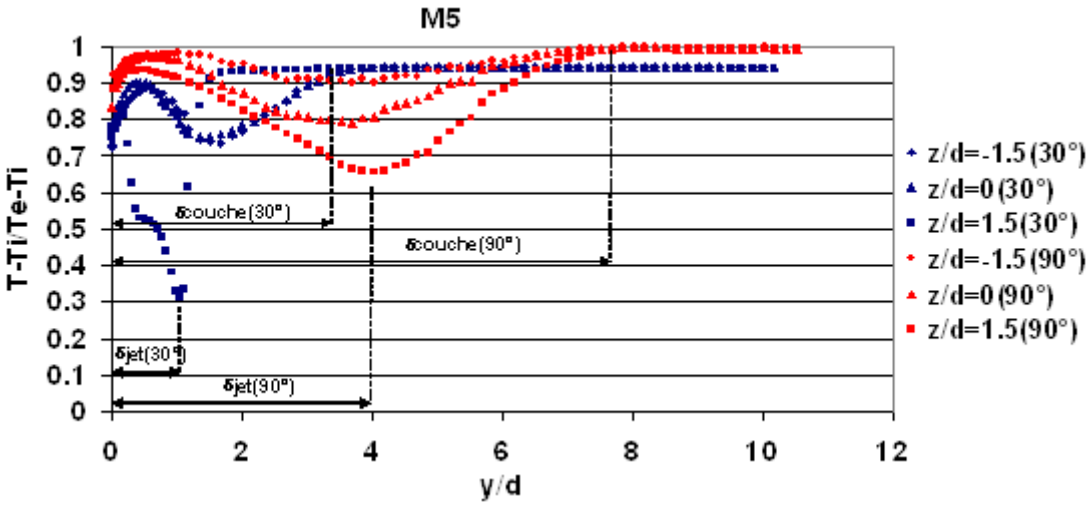


Figure II.8 : Superposition des profils de température adimensionnée pour deux angles d'inclinaison 30° et 90° à deux rangées ouvertes et à la position x/d=14,5 **[17]**

II.2.2.2 Influence de l'angle composée β

La géométrie des injections est un des paramètres importants qui agit beaucoup sur l'efficacité du refroidissement. Il y a une tendance générale à utiliser des injections plus complexes pour pouvoir améliorer la performance du refroidissement. C'est pour cela, qu'en plus de l'angle d'inclinaison α, beaucoup de chercheurs s'intéressent à ajouter un angle composé β (nommé aussi l'angle d'orientation de la perforation par rapport à l'écoulement principal) dans les injections.

Auteurs	α	β	M	p/D	Sortie du trou	Résultats représentés
D.L. Schmidt et al [**20**] (1996)	35°	0° / 60°	0,5 … 2,5	3	Cylindrique Evasé	$\bar{\eta}_{lat}$
B. Sen et al [**21**] (1996)	35°	0° / 60°	0,4 … 2,0	3	Cylindrique Evasé	$\bar{\eta}_{lat}$, $\bar{\bar{\eta}}_{spa}$ et $\bar{h}/h_0$
H. W. Lee et al [**22**] (2001)	35°	0°/30°/60°	0,5 … 2,0	3	Evasé	η_{ad}, $\bar{\eta}_{lat}$, $\bar{\bar{\eta}}_{spa}$
H. Nasir et al [**23**] (2001)	55°	0°/60°	0,5 … 1,5	3	Cylindrique	$\bar{\eta}_{lat}$, $\bar{\bar{\eta}}_{spa}$ et $\bar{h}/h_0$
M. S. Hung et al [**24**] (2009)	35°	0°/45°/90°	0,5 … 2,0	3	Cylindrique Evasé	$\bar{\eta}_{lat}$

Tableau II.2 : Bilan des études de l'influence de l'angle composé β sur le film cooling

H. Nasir et al [**23**] ont étudié ce paramètre β sur le film cooling avec une paroi équipé d'une rangée de six injections. Les injections sont inclinées de 55° par rapport à la surface de la paroi. Aussi, les injections ont soit un angle composé β=60° soit un angle composé nul β=0°. Le taux de soufflage varie de 0,5 à 1,5. Ils ont trouvé que, pour le taux de soufflage M=0,5 ou M=1,5, l'angle composé β entraîne une amélioration significative En revanche, pour un taux de soufflage moyen M=1, l'angle composé n'a aucune influence sur l'efficacité du film cooling (Figure II.9).

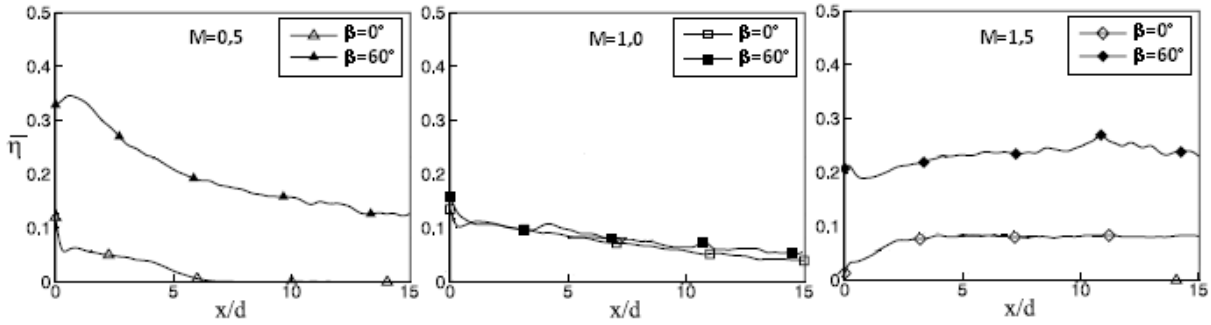


Figure II.9 : Influence de l'angle composé β sur l'efficacité moyenne-latérale pour les taux de soufflage différents [**23**]

Les résultats abordés précédemment concernent le cas où un angle composé est appliqué à des injections cylindriques. Tous les auteurs qui ont appliqué un angle composé à des injections évasées ont conclu que l'ajout d'un angle composé dans le cas d'injections évasées produit un refroidissement plus efficace. L'efficacité du refroidissement peut s'accroître jusqu'à 200% pour un taux de soufflage de 1,25, selon l'observation de l'équipe de D.L. Schmidt [**20**]. Cependant, cette amélioration diminue en aval. L'efficacité du cas de l'angle composé β appliqué à des injections évasées a tendance à se rapprocher de celle des injections cylindriques.

Quel que soit le taux de soufflage testé, l'équipe de Hasan Nasir et al [**23**] a constaté que les injections avec un angle composé β entraînaient un coefficient d'échange convectif moyen-latéral plus élevé. Ce résultat a également été mis en évidence dans une étude récente réalisée par l'équipe de M.-S. Hung et al [**24**].

M.-S. Hung et al [**24**] étudient des caractéristiques du film cooling sur une surface concave et une surface convexe au lieu d'une surface plane. Chaque surface contient d'une seule rangée de plusieurs injections. Pour chaque surface, quatre modèles d'injection sont envisagés :

Modèle A :	Trou cylindrique	Angle composé β=0°
Modèle B :	Trou évasé	Angle composé β =0°
Modèle C :	Trou évasé	Angle composé β =45°
Modèle D :	Trou évasé	Angle composé β =90°

Pour faciliter les comparaisons, les autres paramètres tels que le diamètre du trou, la longueur du trou, l'espacement entre les trous, … sont maintenus invariables. Le taux de soufflage varie de 0,5 à 2,0. Pour étudier la performance du refroidissement, des mesures du coefficient d'échange convectif moyen-latéral et de l'efficacité moyenne-latérale sont faites.

Pour la surface concave, les résultats mesurés montrent qu'une augmentation du taux de soufflage peut significativement augmenter le coefficient h et l'efficacité η pour les quatre modèles testés. En comparaison avec les modèles sans l'angle composé (A et B), les modèles avec un angle composé (C et D) obtiennent un coefficient d'échange plus grand, surtout pour les grands taux de soufflage. Les trous évasés donnent une meilleure efficacité latérale en ajoutant un angle composé. Par contre, l'angle composé β trop élevé (modèle D) entraîne une diminution d'efficacité.

Quant à la surface convexe, pour le petit M de 0,5, l'efficacité du film est plus grande pour les modèles A et B que pour les modèles C et D. Ce résultat est inversé, c'est-à-dire que les modèles C et D sont plus efficaces que les modèles A et B, dans le cas où les essais sont réalisés pour un taux de soufflage égal ou supérieur à 1. Cependant, pour toute la gamme de taux de soufflage, les coefficients d'échange des modèles C et D sont toujours plus grands par rapport aux modèles A et B.

B.Y. Maiteh et al [**10**] ont parlé de l'uniformité de distribution d'efficacité du refroidissement. Les essais ont été effectués sur une plaque de deux rangées de trous inclinés de 35°. Les injections ont ou non des angles composés β suivant les configurations. Quatre modèles différents sont envisagés :

Modèle	Disposition	β (1ère rangée)	β (2ère rangée)
A	En ligne	30°	30°
B	Quinconce	30°	30°
C	En ligne	0°	30°
D	Quinconce	0°	30°

Que les trous des deux rangées soient en quinconce ou en ligne, la configuration avec une combinaison d'angle composé pour deux rangées (β=0° pour la première rangée et β=30° pour la deuxième rangée) offre une protection plus uniforme que la configuration dont les deux rangées ont un angle composé identique (Modèles A et B). Par contre, le modèle C donne une diminution d'efficacité significative en comparaison de celle des modèles A et B.

En conclusion, une combinaison de deux rangées en quinconce dont une rangée sans angle composé et une rangée avec angle composé donne une protection meilleure et plus uniforme.

II.2.3 Influence de la disposition des rangées d'injections

Les études faites sur ce point sont classées selon deux motifs différents : configuration des trous agencés de façon régulière (en ligne ou en quinconce) ou de façon irrégulière (Figure I.8 c). La configuration irrégulière a été peu étudiée. A notre connaissance, une seule référence numérique donne des résultats sur l'efficacité pour cette configuration. Ensuite, pour le motif régulier, les études sont basées sur la comparaison entre la disposition en ligne et la disposition en quinconce. Plusieurs auteurs ont réalisé expérimentalement ce motif.

Concernant la configuration irrégulière, J.K. Hedrick et al [**25**] présentent une approche d'optimisation de position des rangées de trous. Cette étude numérique doit permettre de réduire la quantité d'air prélevée pour le refroidissement par film de composants exposés à de hautes températures. Cette étude cherche à optimiser l'espacement latéral en maintenant des valeurs constantes pour l'ensemble des autres paramètres géométriques et aérothermiques. Ils imposent une contrainte de température à la paroi et le modèle permet de faire varier s/D pour chaque rangée ouverte, de le choisir le plus grand possible, tout en respectant cette contrainte. Ainsi il apparaît que les besoins en air injecté pourraient être diminués dans le cas où le champ de perforations serait irrégulier.

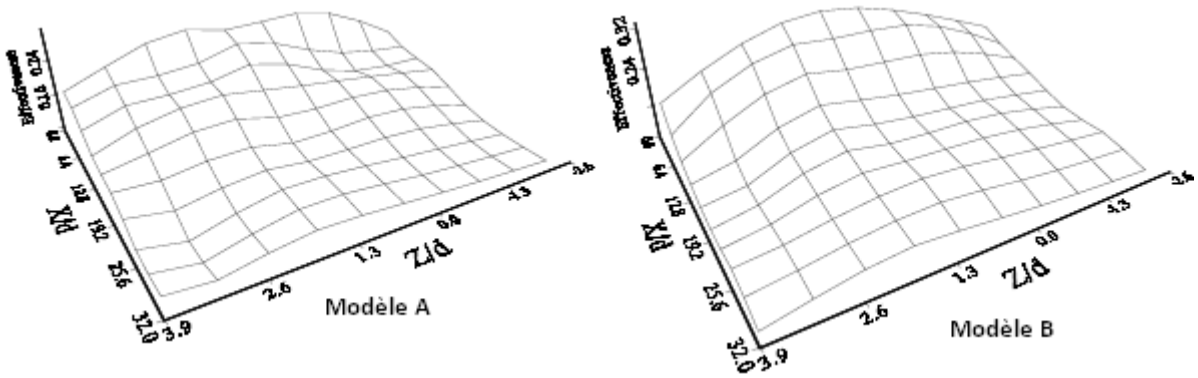
Concernant la configuration régulière, W. O. Afejuku et al [**13**] présentent une étude expérimentale pour deux rangées dont l'espacement est 10D, 20D, 30D et 40D. La distance entre deux trous sur une même rangée est 3D. Les injections sont inclinées à 35°. L'écoulement d'injection est un mélange de Fréon 12 avec de l'air dans le but de maintenir le

ratio de masse volumique de l'écoulement d'injection et de celui principal autour de 2. Deux dispositions des trous sont envisagées : en ligne et en quinconce. Il a été constaté que la disposition en quinconce donne toujours une meilleure efficacité que celle en ligne.

B. Y. Maiteh et al [**10**] s'intéressent au refroidissement par film généré par deux rangées de trous inclinés de 35° et ayant ou non des angles composés β. Les effets de dispositions des rangées sont étudiés pour le taux de soufflage 0,3 et 0,5. Les espacements entre les trous et entre des rangées sont respectivement 2,0 et 2,31. Quatre modèles sont envisagés :

Modèle	Disposition	β (1ère rangée)	β (2ère rangée)
A	En ligne	30°	30°
B	Quinconce	30°	30°
C	En ligne	0°	30°
D	Quinconce	0°	30°

La comparaison entre deux modèles A (injections en ligne) et B (injections en quinconce) indique que la distribution d'efficacité du modèle B est plus uniforme que celle du modèle A pour les deux taux de soufflage testés. Malgré l'absence d'angle composé sur les trous de la première rangée dans les modèles C (injections en ligne) et D (injections en quinconce), il semble que l'efficacité du modèle D soit également plus uniforme que celle du modèle C. Les résultats ont également confirmé que l'efficacité du film cooling dans le cas des injections en quinconce (Modèles B et D) a été améliorée par rapport au cas des injections en ligne (Modèles A et C) (Figure II.10).



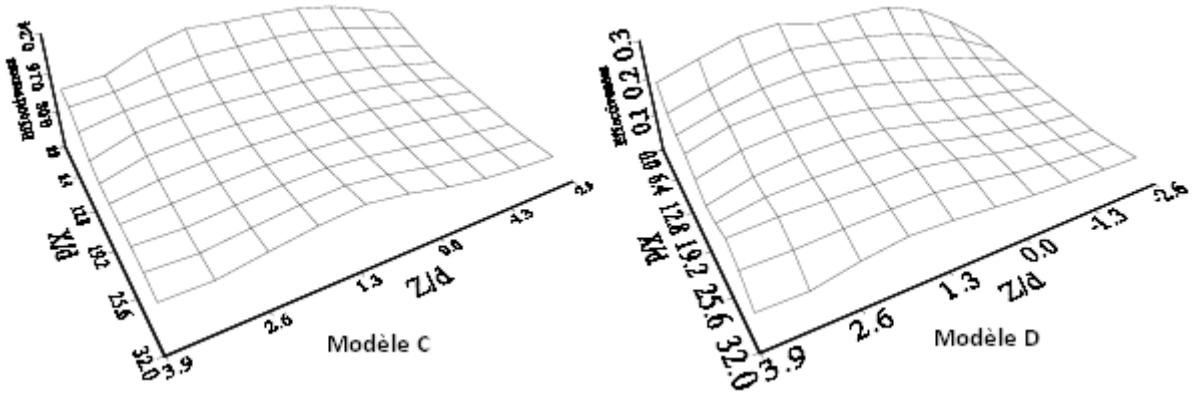


Figure II.10 : Distribution de l'efficacité du film cooling pour M=0,2 des quatres modèles étudiés par B.Y. Maiteh et al [**10**]

II.2.4 Influence de l'espacement latéral, p, entre deux injections d'une même rangée et de l'espacement longitudinal, s, entre deux rangées ouvertes consécutives

Concernant les études de l'influence de la distance d'inter-trous p/D sur une même rangée, R. E. Mayle et al [**26**] ont étudié expérimentalement une plaque dont les perforations étaient inclinées de 30° par rapport à la surface et de 45° par rapport à l'écoulement. Ces perforations étaient disposées en quinconce. Trois distances d'inter-trous avaient été envisagées : p/D=8, 10 et 14. L'équipe de N. W. Foster et al [**8**] a réalisé se travaux sur un banc qui contenait des perforations perpendiculaires à l'écoulement principal (α=90°). Quatre distances d'inter-trous avaient alors été envisagées : p/D=2,5 ; 3,0 ; 3,75 et 5,0. Ces deux équipes sont arrivées finalement au même constat : plus la distance d'inter-trou était importante, plus l'efficacité du film diminuait.

D'autre part, les résultats de N. W. Foster ont également mis en évidence que le plus petit inter-trou p/D=2,5 donne une distribution d'efficacité latérale plus uniforme par rapport aux autres inter-trous pour un taux de soufflage M=2,4.

Afin d'étudier l'influence de la distance d'inter-rangée, s/D, sur la performance du film cooling, l'équipe de M. Sasaki et al [**27**] ont réalisé des essais sur des plaques planes multi-rangées de huit ou neuf injections disposées en quinconce. L'inclinaison des injections par rapport à l'écoulement principal est de 45°. La distance d'inter-trou est de 3D dans une rangée et la distance entre deux rangées consécutives est de 5D et 10D. Les résultats

obtenus ont montré que, plus les rangées sont proches, plus l'efficacité moyenne-latérale du film est améliorée.

B. Leger et al [**28**] ont réalisé leurs études sur le refroidissement par multiperforations dans les conditions réelles. Deux plaques sont utilisées : une avec l'espacement entre deux rangées de 10D et l'autre de 6D. Les autres caractéristiques géométriques des injections sont les mêmes : les injections sont inclinées à 30° et les rangées sont en quinconce. L'espacement entre deux trous sur une même rangée est de 11D. Le refroidissement par multiperforations le plus efficace est obtenu pour une plaque dont l'espacement entre deux rangées est petit.

II.2.5 Influence de la géométrie de la sortie des injections

Par rapport à un trou standard – qui a une sortie cylindrique ou elliptique (Figure II.11a) – un trou évasé a une augmentation de la section à la sortie qui entraîne une réduction de quantité de mouvement de jet sortant du trou. Par conséquent, la pénétration du jet dans l'écoulement principal décroît également. Il en résulte que l'efficacité du refroidissement est améliorée. Plusieurs études sont réalisées avec plusieurs formes de sortie des injections : cylindrique, évasée latérale, évasée en arrière ou bien une combinaison d'évasée latérale et arrière. Pour mieux comprendre l'influence de ce paramètre géométrique sur le refroidissement par film, nous présenterons quelques études:

Auteurs	**α**	**M**	**p/D**	**Géométrie de la sortie étudiée**			**Résultats représentés**
				cylindrique	*Evasée latérale (fanshaped)*	*Evasée en arrière (laidback)*	
M. Gritsch et al [**29**] (1998)	30°	0,25 … 1,75	3	✓	✓	✓	$\overline{h/h_0}_{lat}$ et $\overline{\overline{h/h_0}}_{spa}$
J. Dittmar et al [**30**] (2001)	45°	0,5 … 1,5	4	✓	✓		η_{ad}
Y. Yu et al [**9**] (2002)	30°	0,5 … 1,0	5	✓	✓	✓	η_{ad}
Y. J. Kim et al [**31**] (2004)	30°	0,74 … 1,70	3	✓	✓	✓	$\bar{\eta}_{lat}$
Y. Lu et al [**32**] (2007)	30°	0,5 … 1,5	6	✓	✓	✓	η_{ad}, $\bar{\eta}_{lat}$
L. Guangchao et al [**33**] (2008)	45°	1,2 … 2,5	3	✓	✓	✓	$\bar{\eta}_{lat}$ et $\bar{h}/h_0$

Tableau II.3 : Bilan des études de l'influence de la géométrie de la sortie d'injection sur film cooling

De nombreuses recherches expérimentales ont analysé l'influence de la géométrie de la sortie des trous sur l'efficacité du refroidissement par multiperforation ainsi que sur le coefficient d'échange convectif latéral. M. Gritsch et al [**29**] ont fait des expériences sur un dispositif ayant un seul trou incliné de 30° dans le sens de l'écoulement. Trois géométries différentes de sortie du trou sont testées pour un taux de soufflage variant de 0,25 à 1,75 : la sortie cylindrique (Figure II.11a), la sortie évasée avec un évasement de 14° dans le sens latéral (fanshaped) (Figure II.11b) et la sortie identique à la sortie (b) avec un évasement supplémentaire de 15° vers l'arrière (fanshaped + laidback) (Figure II.11c).

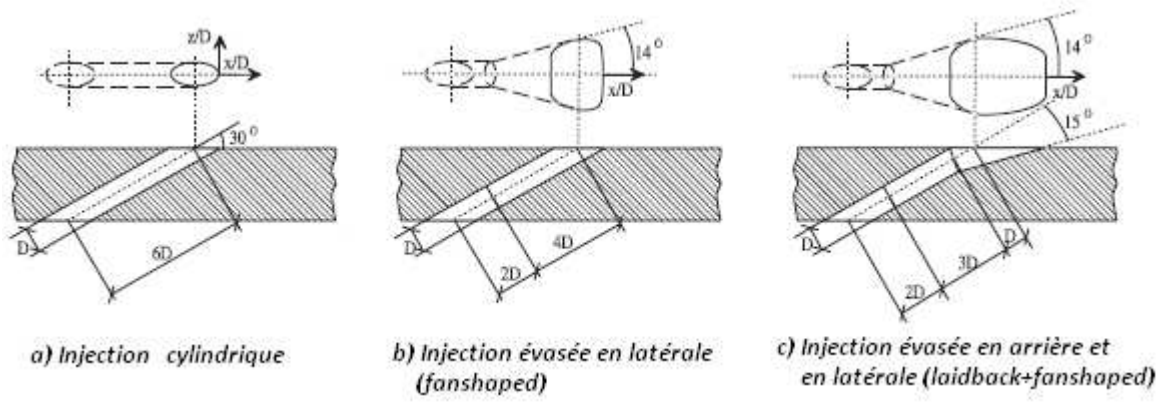


Figure II.11 : Trois géométries de la sortie d'injection utilisée par Michael Gritsch[**29**]

Les résultats sont présentés sous la forme du coefficient d'échange convectif local et du coefficient d'échange convectif latéral-moyen (Figure II.12).

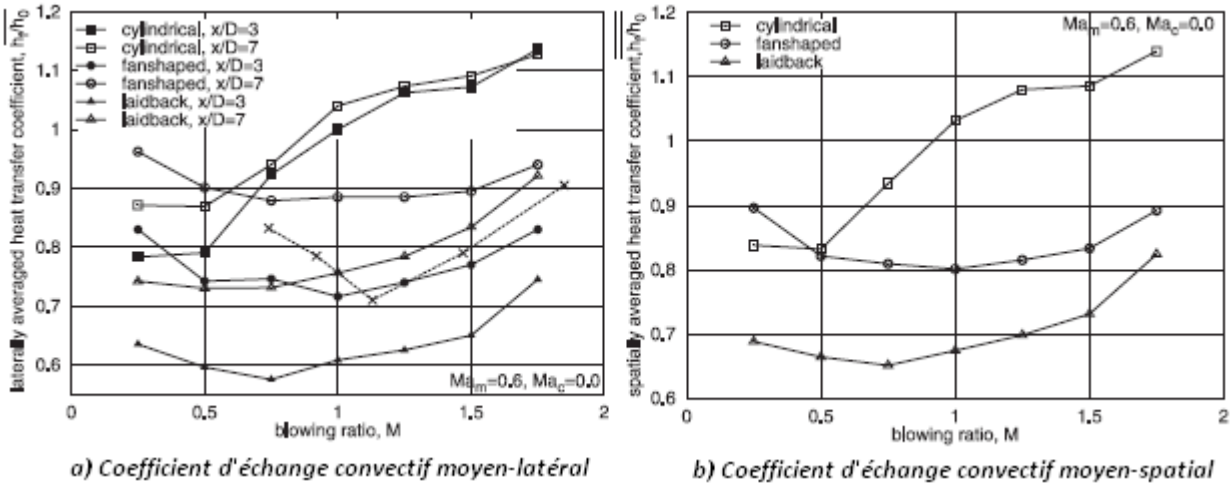


Figure II.12 : Influence de la géométrie de la sortie de l'injection sur le coefficient d'échange [**29**]

Pour les deux géométries évasées, les distributions du coefficient d'échange convectif local sont voisines. Les deux géométries évasées montrent une diminution significative du coefficient d'échange convectif local par rapport à celui de la sortie

cylindrique. Ce fait est expliqué par l'accroissement de la surface à la sortie du trou qui entraîne la décroissance du flux dynamique d'injection – la réduction de la pénétration de l'injection dans l'écoulement est donc évidente.

Quant au coefficient d'échange moyen-latéral, dans le cas où la sortie des trous est cylindrique, sa valeur augmente en fonction de x/D pour un taux de soufflage M<1,25 et semble indépendant de x/D pour un taux de soufflage M> 1,25. Cependant, dans le cas où la sortie des trous est évasée, le coefficient d'échange convectif latéral-moyen est une fonction directe de x/D pour toutes les gammes de taux de soufflage testés. De plus, dans le cas d'un taux de soufflage M>0,5, la variation du coefficient d'échange convectif moyen-spatial (Figure II.12b) montre que les injections cylindriques produisent un meilleur transfert de chaleur que les injections évasées. Dans les mêmes conditions M>0,5, les injections évasées en latérale (fanshaped) donnent un meilleur coefficient que les injections évasées en arrière (laidback). Par contre, dans le cas d'un taux de soufflage M<0,5, les injections cylindriques semblent moins efficaces que les injections évasées en latérale (fanshaped), mais plus efficaces que les injections en arrière (laidback).

J. Dittmar et al [**30**] ont étudié l'influence de la sortie des injections sur l'efficacité du refroidissement en envisageant deux bancs d'essais différents : le premier comprend deux rangées de 8 trous en quinconce dont la sortie est cylindrique, le deuxième contient une seule rangée de 8 trous dont la sortie est évasée dans la direction latérale d'un angle de 14° (fanshaped). Les injections, pour les deux cas, sont inclinées de 45° dans le sens de l'écoulement principal et sont espacés de 4D. La distance inter-rangées est de 2,5D. Les résultats obtenus montrent que l'efficacité est meilleure dans le cas des injections évasées pour toutes les gammes de taux de soufflage testés. Cependant, pour le taux de soufflage de 0,2, les injections cylindriques semblent donner la même efficacité que celle des injections évasées : l'utilisation des injections évasées n'améliore alors pas beaucoup l'efficacité du refroidissement. Par contre, les injections évasées améliorent notablement l'efficacité du refroidissement dans le cas où le taux de soufflage varie de 0,4 à 1,5. L'amélioration de l'efficacité adiabatique du refroidissement en utilisant les injections évasées est due à la réduction de la quantité de mouvement à la sortie des jets. Ces trous évasés font décroître la pénétration du jet dans l'écoulement principal et améliorent l'élargissement latéral des jets et augmentent l'efficacité du film.

Y. Yu et al [**9**] ont étudié la performance du film cooling sur un banc d'essais contenant une seule rangée de cinq trous espacés de 5D dans la direction latérale. Ces trous

sont inclinés de 30°. Trois configurations de la sortie des trous sont envisagées : cylindrique (A) / évasée en arrière de 10° (« *laidback* ») (B) / évasée en arrière de 10° et de 10° dans le sens latéral (« *laidback + fanshaped* ») (C). Les expériences sont réalisées pour deux valeurs de taux de soufflage M=0,5 et M=1,0. Les auteurs utilisent la technique des cristaux liquides pour mesurer l'efficacité du film et le coefficient d'échange convectif.

La configuration C avec deux angles évasés en latéral et en arrière produit la performance la plus significative. Elle donne la plus haute efficacité parmi les trois configurations testées. La marge d'amélioration de l'efficacité – qui dépend du taux de soufflage – est de 30% à 50%. Plus le taux de soufflage est élevé, plus cette amélioration est importante, surtout dans la zone située près des injections. La configuration B (laidback) est considérée comme un cas intermédiaire, elle montre une amélioration mais très faible en comparaison de la configuration A (injections cylindriques). Cela implique que l'influence de l'angle évasé en arrière (laidback) sur l'efficacité du refroidissement est moins importante que celle de l'angle évasé latéral (fanshaped). Quant au coefficient d'échange convectif, une réduction de 20%-30% est constatée quand nous comparons deux configurations B, C avec la configuration A. Cette réduction peut atteindre jusqu'à 50% quand le taux de soufflage vaut 1,0. Ce résultat confirme que l'un des principaux effets de forme de l'injection est la réduction du coefficient d'échange convectif.

Pour envisager l'influence de la géométrie d'injection à la sortie, Y.J. Kim et al [**34**] étudient un corps cylindrique contenant trois rangées de 5 trous en quinconce. Ces trous sont inclinés de 30° dans la direction longitudinale. Plusieurs configurations sont testées : avec une sortie cylindrique, une sortie évasée en arrière, une sortie évasée à la fois en arrière et en latéral (Figure II.13). Le taux de soufflage varie de 0,74 à 1,7.

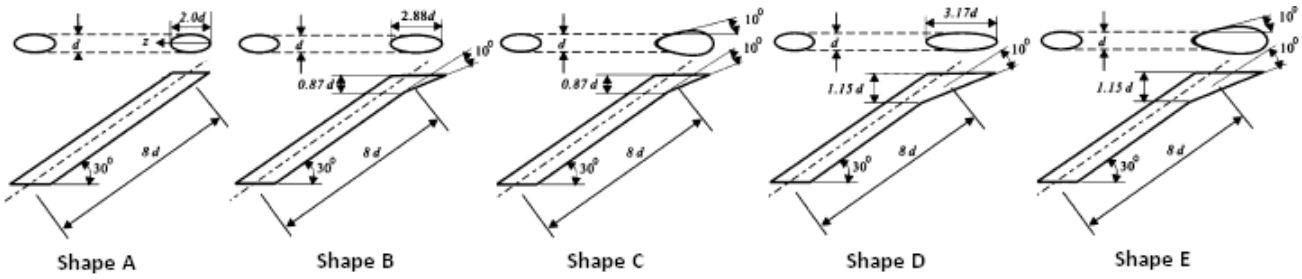


Figure II.13 : Géométries de la sortie des trous [**34**]

L'efficacité du refroidissement par film – qui est mesurée par caméra infrarouge – montre que la performance du refroidissement peut être améliorée en contrôlant la géométrie de sortie des injections. Les injections évasées en arrière (les deux modèles B et

C) entraînent une augmentation notable de l'efficacité en comparaison avec les injections cylindriques. Toutefois, en réalisant une forme de gouttelette (tear-drop) tels les modèles C et E, l'efficacité de ces deux modèles est moins importante que celle des deux modèles B et D. Parmi les cinq modèles, le modèle D présente la meilleure efficacité quel que soit le taux de soufflage testé. Pour le taux de soufflage de 1,7 (le plus grand testé), le modèle D obtient la meilleure performance dont l'influence se maintient loin des trous.

Y. Liu et al [**32**] ont étudié l'influence de la géométrie de la sortie des trous et de l'angle composé β. Le banc d'essais est un corps semi-cylindrique contenant trois rangées de six trous. Tous les jets sont inclinés de 30°. Cinq types de modèles sont testés avec l'angle composé de 30° ou de 45° (Figure II.14). Le taux de soufflage varie de 0,5 à 1,5.

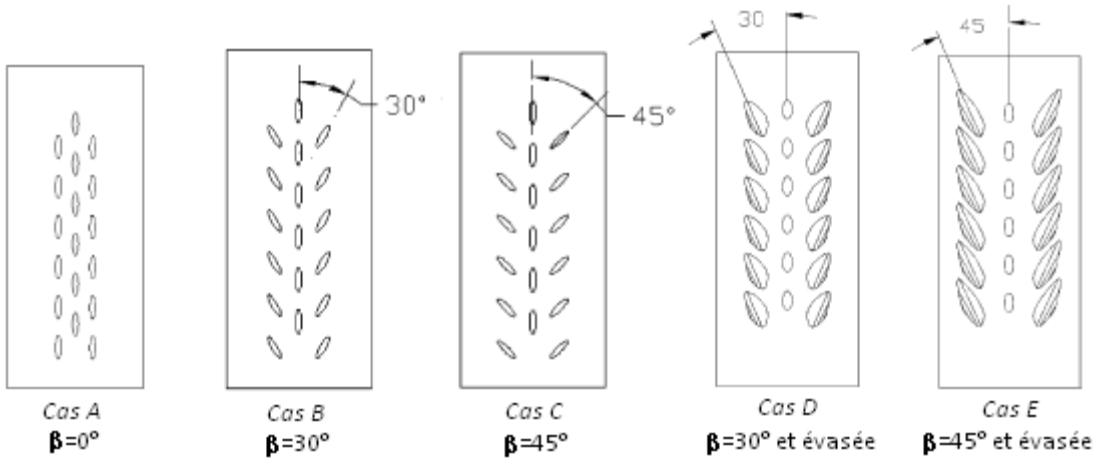


Figure II.14 : Configuration des injections ayant un angle composé β[**32**]

Les configurations à injections évasées et angles composés (Figure II.14, cas D et E) entraînent une diminution de l'efficacité du refroidissement dans la zone d'injection (0<x/D<3). Cette diminution est proportionnelle à l'augmentation du taux de soufflage. Par contre, ces configurations apportent une nette amélioration de l'efficacité du refroidissement au-delà de la zone d'injection (x/D>3), quel que soit le taux de soufflage testé. Ainsi, dans la zone 3D<x<10D, les modèles D et E entraîne une augmentation de 400% de l'efficacité, contre plus de 100% au-delà de la zone x/D>10 par rapport aux autres modèles A, B et C. Ces résultats conduisent les designers à une conclusion intéressante : l'influence de la géométrie de la sortie des injections sur l'efficacité du refroidissement par film cooling est plus importante que l'influence de l'angle composé β des injections.

L. Guangchao et al [**33**] effectue leurs études sur un banc d'essais comprenant une rangée de 7 injections. Trois géométries de la sortie des injections sont choisies : injection

cylindrique (Figure II.15a), injection évasée (évasée latérale de 14° et évasée vers l'arrière de 7°) à la sortie (Figure II.15c) et injection évasée (évasée latérale de 15°) à la sortie ainsi qu'à l'entrée (Figure II.15b). Ces expériences sont réalisées pour les trois valeurs de rapports de quantité de mouvement I (1, 2, 4). Le CO_2 est utilisé comme écoulement d'injection pour obtenir le ratio de masse volumique de 1,5. Leurs résultats sont présentés en terme de coefficient d'échange convectif (h/h_0) et d'efficacité du film cooling.

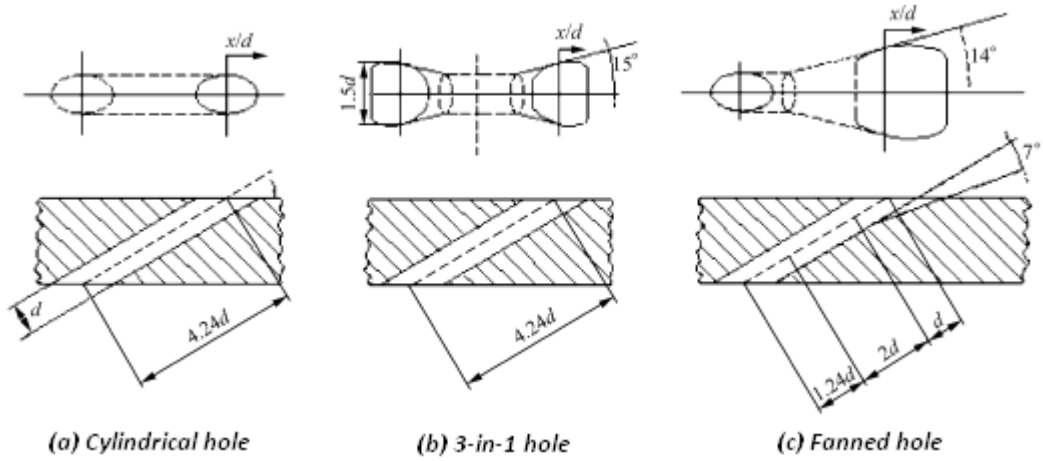


Figure II.15 : Perforation dont la géométrie d'entrée et de sortie est évasée (3-in-1) [**33**]

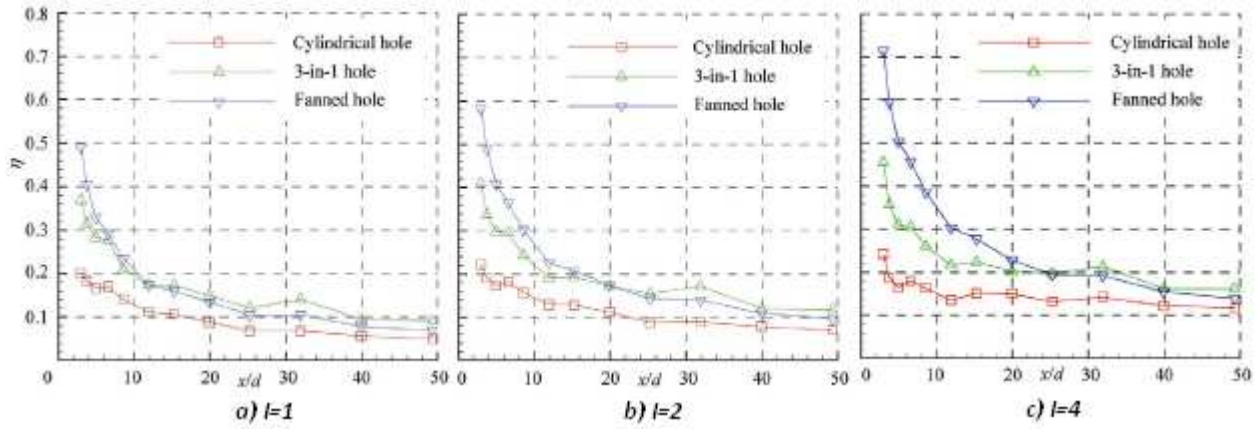


Figure II.16 : Influence de géométrie de la sortie des injections sur l'efficacité du film cooling [**33**]

Les résultats de l'équipe ont montré que l'efficacité du film cooling dépend de la géométrie de la sortie des injections. Les injections cylindriques sont moins efficaces que les injections évasées pour trois valeurs de rapports de quantité de mouvement I testées, surtout pour une quantité de mouvement I=4 (Figure II.16c). En comparant entre deux types d'injection évasée, l'efficacité du film cooling – dans le cas où les injections sont évasées à la sortie ainsi qu'à l'entrée (3-in-1) – est plus petite que dans le cas où les injections ne sont évasées qu'à la sortie. Plus la quantité de mouvement I est grande, plus la différence de

l'efficacité du film cooling de ces deux cas devient importante. Ceci peut être expliqué par le fait que la forme évasée de la sortie du jet provoque d'une part, une faible pénétration du jet dans l'écoulement principal, d'autre part un étalement plus large de l'écoulement injecté en proche paroi. Les injections évasées conduisent alors à une meilleure efficacité latérale et l'efficacité moyenne est donc améliorée.

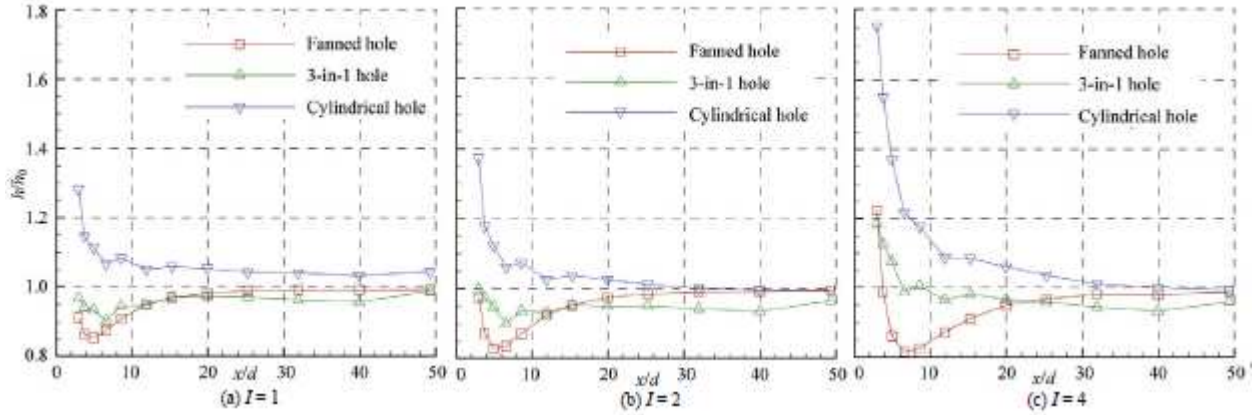


Figure II.17 : Influence de géométrie de la sortie des injections sur le coefficient d'échange convectif [**33**]

En ce qui concerne le coefficient d'échange convectif, une forte dépendance du rapport du coefficient d'échange convectif h/h_0 à la géométrie de sortie des injections est également observée, surtout au voisinage des injections (les injections se situent à x/D= 0) pour la valeur importante de ratio de quantité de mouvement I=4 (Figure II.17c). Ce rapport h/h_0 est plus grand pour les injections cylindriques que pour les injections évasées. Pour la quantité de mouvement plus faible I=1 et I=2, les deux types d'injection évasée (fanned hole et 3-in-1 hole) ont une variation du coefficient d'échange assez identique (Figure II.17a et b).

II.2.6 Influence des obstacles à la sortie des injections

Plusieurs techniques ont été étudiées afin d'améliorer l'efficacité du refroidissement par multiperforation. Une de ces techniques consiste à utiliser des petits obstacles à la sortie de l'injection. Malgré les difficultés rencontrées à d'utiliser de telles solutions en situation réelle, quelques travaux ont été réalisés.

L'étude menée par Khadem et al [**35**] peut être considérée comme une des premières études sur ce point. Ils ont mis des obstacles carrés en amont des injections. Les auteurs ont mesuré les champs de vitesse. Les résultats de ces études ne s'arrêtent qu'à

l'aspect aérodynamique sans parler de l'aspect thermique. Aucune information sur l'influence d'obstacles ni sur l'efficacité du refroidissement ni sur le coefficient d'échange convectif n'est abordé. Cependant, une réduction de 40% pour la pénétration d'injection représente un résultat intéressant et notable.

Si les études précédentes ont été réalisées pour des obstacles carrés et pour les jets perpendiculaires à l'écoulement principal, S. Ekkad et al [**36**] ont envisagé ces expériences avec les jets inclinés de 35° pour trois positions d'obstacles : en amont / en aval / à droite et à gauche de la sortie des trous. Les résultats ont montré que l'efficacité du refroidissement peut être améliorée de 200% pour des obstacles en amont des trous alors qu'aux autres positions, l'influence des obstacles sur l'amélioration de l'efficacité du refroidissement n'est pas notable. Selon les auteurs, ces obstacles aident à générer le tourbillon à la sortie d'injection. Cependant, seule la position horizontale des obstacles (parallèle à la surface de l'écoulement) est considérée.

Une étude récente de A.P. Rallabandi et al [**7**] montre également une amélioration de l'efficacité en positionnant un obstacle rectangulaire en amont d'une rangée de sept trous (Figure II.18).

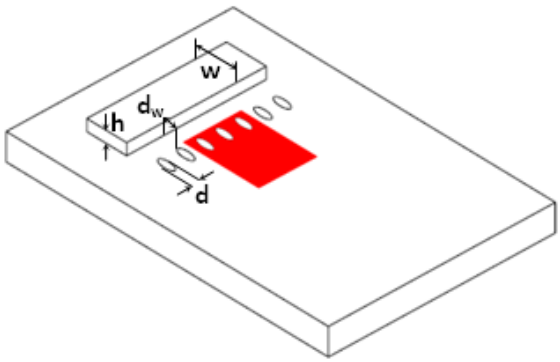


Figure II.18 : Description de l'obstacle dans les études de A.P. Rallabandi [**7**]

Les trous sont inclinés de 30° et espacés de 3D. Ces études sont réalisées sur quatre géométries de trous différentes :

A : Trous cylindriques sans angle composé (β=0°)
B : Trous cylindriques avec angle composé (β=45°)
C : Trous évasés sans angle composé (β=0°)
D : Trous évasés avec angle composé (β=45°)

En plus de la position de l'obstacle par rapport aux injections, la largeur et l'épaisseur de l'obstacle sont également étudiées pour pouvoir observer leur influence sur la

performance du refroidissement. Une seule efficacité moyenne-latérale est représentée. Les auteurs ont constaté que l'obstacle a une influence positive sur l'efficacité dans les zones au voisinage des trous pour les trous avec ou sans l'angle composé β. Cette influence est plus significative en présence d'un angle composé β. Cependant, l'obstacle tend à réduire l'efficacité du film en aval des injections quand les trous sont évasés. Cette influence négative se prononce beaucoup plus dans le cas où l'angle composé des injections est nul. Quant à l'influence des caractéristiques de l'obstacle sur la performance du film, la distance entre l'obstacle et les injections d_w et l'épaisseur de l'obstacle h (Figure II.18) ont un effet monotone croissant sur l'efficacité du film lorsque la largeur de l'obstacle w (Figure II.18) n'a aucun effet sur l'efficacité du film. Plus l'obstacle est épais et proche des injections, plus l'efficacité est améliorée.

Une autre étude de l'influence des obstacles sur le film cooling a été effectuée par l'équipe de H. Nasir et al [**36**]. Trois emplacements de l'obstacle ont été choisis : en amont des injections, en aval des injections et des deux côtés de l'injection. Ils ont constaté que l'obstacle en amont de l'injection fait augmenter significativement l'efficacité du film cooling tandis que les autres positions de l'obstacle n'améliorent pas l'efficacité du film. Il en résulte donc que l'obstacle en amont des injections est une position optimale pour améliorer l'efficacité du film cooling.

L'équipe de H. Nasir et al [**37**] continue d'étudier l'influence des obstacles sur le film cooling en modifiant l'orientation des obstacles. Les obstacles se placent en amont des injections (position optimale de l'obstacle trouvée dans leur étude précédente [**36**]) avec trois orientations différentes : horizontale (Figure II.19a), orientée vers le haut d'un angle de +45° (Figure II.19b) et orientée vers le bas d'un angle de –45° (Figure II.19c) par rapport à la surface d'injections. Toutes les expériences sont envisagées pour trois valeurs de taux soufflage 0,56 et 1,13 et 1,7.

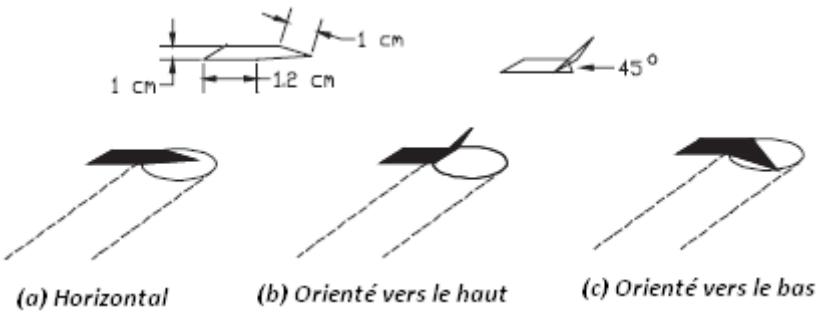


Figure II.19 : Configurations d'obstacle à la sortie des trous étudiés par H. Nasir et al [**37**]

Les auteurs constatent que, parmi les trois orientations de l'obstacle, la meilleure amélioration de l'efficacité pour le taux de soufflage le plus grand M=1,7 est obtenue pour l'obstacle horizontal, pour le taux de soufflage le plus faible M=0,56, l'obstacle orienté vers le bas semble être la plus efficace. Enfin, l'efficacité du refroidissement du cas de l'obstacle orienté vers le bas et celle de l'obstacle horizontal sont assez identiques pour les taux de soufflage M=0,56 et M=1,13. Pour le cas des obstacles orientés vers le haut, le résultat est quasiment inefficace, et va même jusqu'à une réduction de l'efficacité par rapport au cas sans obstacle (Figure II.20).

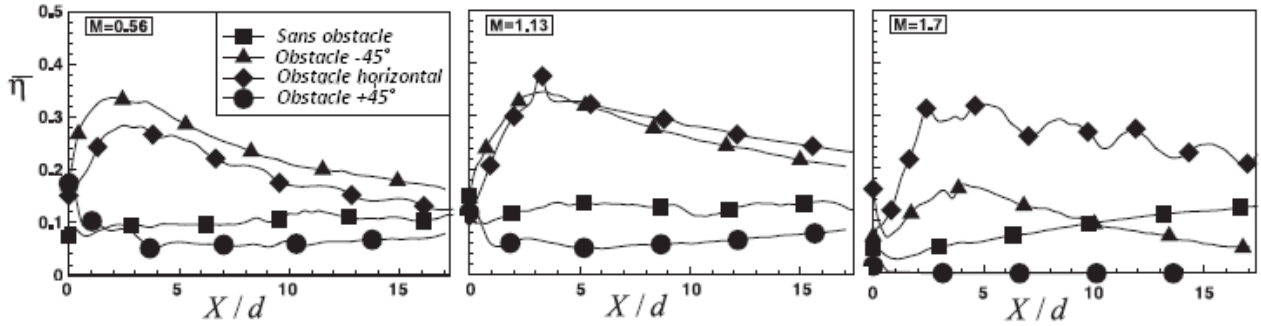


Figure II.20 : Influence de l'orientation des obstacles sur l'efficacité du film cooling [**37**]

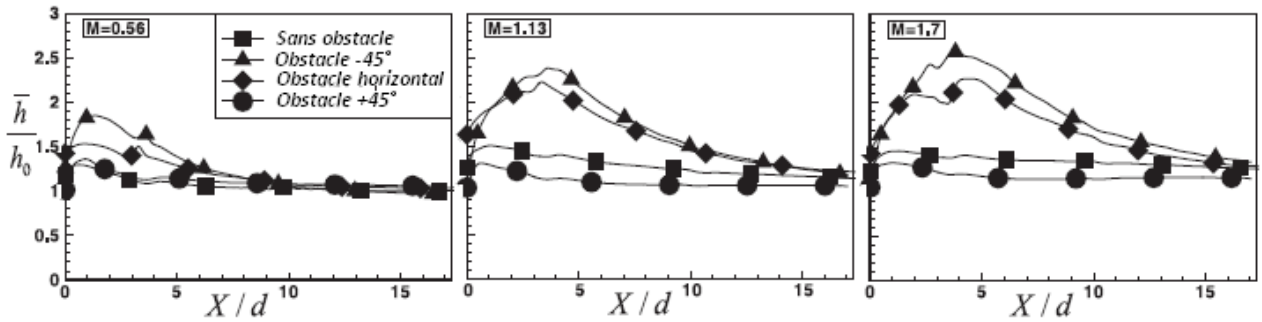


Figure II.21 : Influence de l'orientation des obstacles sur le coefficient d'échange convectif [**37**]

Concernant le coefficient d'échange convectif (Figure II.21), leurs résultats montrent que l'obstacle orienté vers le bas produit un meilleur coefficient, quel que soit le taux de soufflage testé. Cependant, la différence enregistrée dans les configurations « a » (obstacle orienté vers le bas) et « c » (obstacle horizontal) – Figure II.19 – est faible. De même, comme nous l'avons observé sur la distribution de l'efficacité du refroidissement, un obstacle orienté vers le haut conduit également à une réduction du transfert de chaleur par rapport au cas sans obstacle.

La chute de pression au travers des injections a été également étudiée. L'étude a montré que cette chute est plus grande pour l'obstacle orienté vers le bas que pour

l'obstacle horizontal. Aussi, bien que la performance de l'obstacle mis à l'horizontal soit équivalente à celle de l'obstacle orienté vers le bas, l'obstacle à l'horizontal reste le cas le plus performant.

II.2.7 Influence de l'imperfection de l'injection

Il existe plusieurs techniques pour fabriquer des multiperforations. Une de ces techniques la plus utilisée est le forage au laser grâce à ses caractéristiques telles que la rapidité, la haute précision, … Toutefois, ce procédé comporte un inconvénient majeur : il peut conduire à une imperfection dans les trous pendant le procédé de production. Cette imperfection peut atteindre 25% du diamètre de trou (Allmen et Blatter [**38**]).

A partir de cette remarque, deux études expérimentales sont réalisées par M. B. Jovanovic et al [**39**], [**40**] pour étudier l'influence d'une fabrication imparfaite. La première étudie l'influence d'une imperfection se situant à la sortie d'une injection perpendiculaire à l'écoulement principal. La deuxième étudie l'imperfection se situant à trois positions différentes d'une injection inclinée de 37° dans le sens de l'écoulement principal : la première imperfection est placée à la sortie du trou (Figure II.22a), la deuxième à 1,2D de la sortie du trou (Figure II.22b) et la troisième à 2,5D de la sortie du trou (Figure II.22c). Ces imperfections prennent 44% de diamètre de trou. L'étude expérimentale sur le trou parfait est également envisagée afin de pouvoir évaluer facilement l'influence de l'imperfection du trou sur l'efficacité du refroidissement.

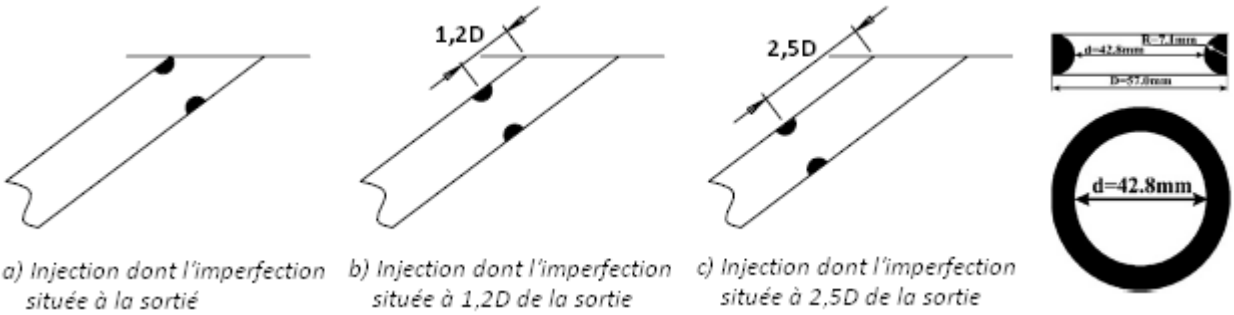


Figure II.22 : Modèles de trous imparfaits étudiés dans les travaux de M. B. Jovanovic [**40**]

L'utilisation d'eau pour l'écoulement principal et pour l'écoulement d'injection conduit à un ratio unitaire de masse volumique et le rapport de vitesse entre deux

écoulements (VR) remplace le taux de soufflage M. Toutes les expériences sont réalisées pour des ratios de vitesse différents.

L'observation des résultats montre que dans les cas (b) (c), la meilleure efficacité est obtenue au faible rapport de vitesse (VR=0,4) et que pour le cas (a), la plus grande efficacité se produit au rapport de vitesse de 0,7. L'imperfection à la première position (a) a une influence très faible sur l'efficacité au petit ratio de vitesse. Le deuxième cas (b) n'a aucune influence sur l'efficacité du film cooling. Cependant, au ratio de vitesse moyen, l'imperfection de ce cas (b) diminue significativement l'efficacité. Et le troisième cas n'a pas du tout d'influence sur l'efficacité du refroidissement.

Beaucoup d'études concernent l'influence des facteurs géométriques sur la performance du refroidissement par multiperforations. Parmi ces études, les plus intéressantes portent sur les injections évasées, les injections avec angle composé β, les injections combinées d'un angle composé β et d'une sortie évasée, … Cependant, les techniques utilisées pour fabriquer ces injections sont, pour la plus part, difficiles à mettre en œuvre.

II.3 INFLUENCE DES FACTEURS AÉROTHERMIQUES

II.3.1 Influence du taux de soufflage M

Le taux de soufflage est un des paramètres aérothermiques important présent dans la plupart des articles sur le film cooling. Nous rappelons ici la définition de taux de soufflage :

$$M = \frac{\rho_i V_i}{\rho_e V_e} \qquad \text{(II.5)}$$

Avec

ρ_i, ρ_e : masse volumique de l'écoulement d'injection et principal respectivement ($kg.m^{-3}$),

V_i, V_e : vitesse de l'écoulement d'injection et celle de l'écoulement principal respectivement ($m.s^{-1}$).

Concernant l'influence de ce paramètre sur la performance du refroidissement par multiperforation, quelques travaux sont cités dans les paragraphes qui suivent.

M. Martiny et al [**41**] ont expérimentalement étudié le refroidissement d'une plaque multiperforée de 7 rangées de 8 trous en quinconce. Ces trous sont inclinés de 17°. L'espacement latéral p/D et l'espacement longitudinal s/D sont respectivement de 4,48 et 7,46. Ils mesurent les températures de la surface par thermographie infrarouge pour le taux de soufflage M variant de 0,5 à 4,0. Il apparaît qu'une augmentation du taux de soufflage M entraîne une plus grande pénétration des injections dans l'écoulement principal et ainsi conduit à une diminution de l'efficacité adiabatique. De plus, ils remarquent que cette efficacité adiabatique est maximale et constante après la $4^{ème}$ rangée pour le taux de soufflage de 0,5 et atteint une valeur de 0,45.

B. Leger et al [**28**] ont réalisé leurs études sur le refroidissement par multiperforations dans les conditions réelles. Les injections de diamètre 0,5mm sont inclinées de 30° et rangées en quinconce. L'espacement entre deux trous sur une même rangée et entre deux rangées est respectivement de 6,74D et 5,84Dmm. Le taux de soufflage varie de 0,42 à 3,14 en faisant varier la vitesse de deux écoulements – la vitesse de l'écoulement principal et de l'écoulement secondaire varie respectivement de 34 à 102 $m.s^{-1}$ et de 27 à 80 $m.s^{-1}$ – tandis que leur masse volumique est constante. Pour un grand taux de soufflage (autour de 3), l'écoulement d'injection est plus fort et le refroidissement est plus efficace (environ 15%) en aval de la zone d'injection. Ce résultat semble en contradiction avec la référence [**41**], toutefois, nous ne connaissons pas la valeur des débits injectés qui, comme nous le verrons, a aussi une influence sur l'efficacité.

R. Dizene et al [**42**] ont réalisé une étude expérimentale d'une rangée de jets dans un écoulement transonique dont le nombre de Mach est 0,72. Les mesures sont effectuées pour trois valeurs de taux de soufflage de 0,24, 0,37 et 0,50. Les résultats montrent que parmi les trois valeurs de M testées, le cas de M=0,37 donne une efficacité de refroidissement optimale au voisinage et en aval des injections. Un taux de soufflage plus élevé (correspond à la vitesse d'injection plus élevée) entraîne un décollement des jets de la paroi et entraîne évidemment une réduction de l'effet de film des injections. Par contre, un taux de soufflage plus faible conduit à un mélange important avec la couche limite de l'écoulement en amont et diminue donc l'efficacité du film produit par les injections.

M.Y Jabbari et al [**43**] ont étudié le film cooling sur une paroi de deux rangées d'injection. Le taux de soufflage M varie de 0,2 à 1,5. Ils ont constaté que l'augmentation du taux de soufflage – au-delà de M=0,5 – n'entraîne pas une réduction de l'efficacité du refroidissement. De plus, le refroidissement latéral est considérablement amélioré, même très loin en aval de la dernière rangée. Cependant, le rapport du coefficient d'échange h/h_0 – h_0 obtenu dans le cas d'une paroi sans injection – augmente avec le taux de soufflage. Pour le taux de soufflage M inférieur à 0,5, le rapport h/h_0 est très proche de 1.

Enfin, l'influence des autres facteurs aérothermiques décrite ci-après sera toujours associée à une plage de variation du taux de soufflage M.

II.3.2 Influence du rapport de masse volumique de deux écoulements

Concernant l'influence du rapport de masse volumique de deux écoulements, nous allons citer quelques travaux présentés dans le Tableau II.4.

Auteurs	α	M	p/D	ρ_i/ρ_e	Résultats représentés
D. R. Pedersen et al [**4**] (1977)	35°	0,4 … 1,5	3	?	$\bar{\eta}_{lat}$
A. K. Sinha et al[**44**] (1991)	35°	0,5 … 1,0	3	1,2 … 2,0	$\bar{\eta}_{lat}$
A. J. H. Teekaran et al[**3**] (1988)	35°	0,5 … 2,0	6	0,8 … 1,9	$\bar{\eta}_{lat}$ et $\bar{h}/h_0$
W. Haas et al (1992)	30°	0,5 … 1,5	3	?	?

Tableau II.4 : Bilan des études de l'influence du rapport de masse volumique entre deux flux sur film cooling

D. R. Pedersen et al [**4**] étudient l'influence de rapport des masses volumiques sur une rangée de cinq trous d'injections espacés de 3D et inclinés de 35°. Les différents rapports de masse volumique sont obtenus en utilisant l'hélium, CO_2 et Fréon 12 mélangés avec l'air. Les résultats montrent que pour des taux de soufflage inférieurs à 0,6 ce paramètre a un effet négatif sur l'efficacité. C'est-à-dire qu'une augmentation du rapport de masse volumique entraîne une diminution de l'efficacité. Cependant, à partir du taux de soufflage de 0,6 l'efficacité du film est améliorée lorsque le rapport de masse volumique augmente.

A. K. Sinha et al [**44**] fait une étude sur une rangée de 5 trous inclinés de 35°. L'espacement entre deux trous est 3D. La température d'écoulement principal est maintenue à 300K. La température d'injection varie de 150K à 250K pour avoir une variation du rapport de masse volumique de 1,2 à 2. Deux valeurs du taux de soufflage sont choisies : 0,5 et 1. Il est noté que pour le taux de soufflage M=0,5, les jets restent proches de la plaque et que les distributions de l'efficacité de la ligne centrale sont pratiquement identiques pour deux rapports de masse volumique (1,2 et 2). Aucune amélioration n'est remarquée tout au long de la plaque d'essais (Figure II.23a). Cependant, pour le taux de soufflage de 1, l'efficacité de la ligne centrale augmente avec le rapport de masse volumique. Cette augmentation est assez importante et peut atteindre jusqu'à 50% quand le rapport de masse volumique passe de 1,2 à 2 (Figure II.23b).

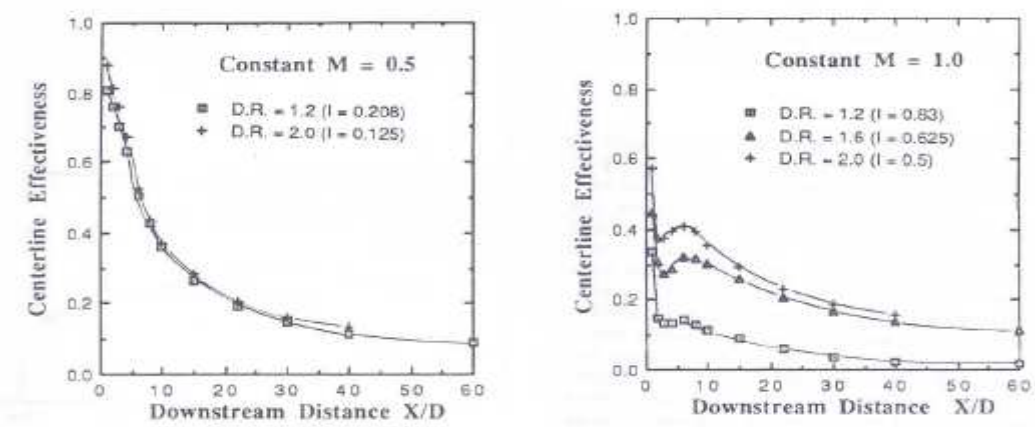


Figure II.23 : Influence du ratio de masse volumique sur l'efficacité de la ligne centrale du film cooling

A. J. H. Teekaram et al [**3**] traitent de l'influence du rapport de masse volumique ρ_i/ρ_e sur le refroidissement par film en utilisant des analogies de transfert de masse. Pour des injections perpendiculaires, ils en déduisent qu'une variation du rapport des masses volumiques n'entraîne aucune variation sur le rapport des coefficients d'échange convectif h/h_0 alors que pour des injections inclinées de 35°, une augmentation du rapport des masses volumiques entraîne une diminution du rapport des coefficients de convection.

II.3.3 Influence de la vitesse V_e de l'écoulement principal et de la vitesse V_i de l'écoulement d'injection

L'équipe de H. H. Cho et al [**45**] fait varier la vitesse de l'écoulement d'injection pour avoir le nombre de Reynold compris entre 3000 à 8320 dans leur étude. Le nombre de Reynold est basé sur le diamètre des injections. Leur plaque d'essais est constituée d'une matrice de 7x7 injections espacées de 3D (avec D=25,4mm). En observant les résultats, ils ont constaté que l'efficacité du refroidissement est améliorée avec le nombre de Reynold et son allure est conservée pour différentes vitesses d'injection.

Les études de Y. Yu et al [**9**] sont effectuées sur une paroi contenant une rangée de 5 trous pour déterminer l'efficacité ainsi que le coefficient d'échange convectif. Ils ont également changé la vitesse d'injection pour couvrir une plage du nombre de Reynold de 2350 à 4600 basé sur le diamètre d'injection. Les résultats obtenus ont montré que l'influence de la vitesse d'injection est négligeable.

L'équipe d'A. B. Mehendale et al [**46**] ont expérimentalement étudié l'influence du nombre de Reynold (basé sur la vitesse de l'écoulement d'injection) sur la performance du film cooling sur un corps semi-cylindrique. Le corps est constitué de quatre rangées dont les perforations sont perpendiculaires à l'écoulement et inclinées de 30° dans le sens latéral. Le taux de soufflage étudié est de l'ordre de 0,8 (basé sur le débit massique moyen de l'écoulement d'injection). Les expériences sont effectuées pour trois nombres de Reynolds différents (25000 / 40000 / 100000). Tous les essais sont réalisés dans les conditions où l'écoulement principal et celui de l'injection sont maintenus à la température ambiante, avec une température du corps semi-cylindrique maintenue à 20-25°C au-dessus de celle de l'écoulement principal. Les mesures montrent qu'une augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation de l'efficacité moyenne-latérale du film et de celle du coefficient d'échange convectif moyen-latéral. Les auteurs expliquent cette augmentation du fait d'une plus grande quantité de mouvement de l'écoulement en proche paroi pour un nombre de Reynold plus grand, qui entraine un éloignement les jets de la paroi.

II.3.4 Influence du rapport de la température de deux écoulements T_e/T_i

B. Leger et al [**28**] ont étudié l'influence du rapport entre la température de l'écoulement principal et celle de l'écoulement d'injection sur l'efficacité du film cooling. Ces expériences sont réalisées sous les conditions thermiques qui correspondent à une chambre de combustion réelle (la température de l'écoulement principal peut atteindre 1400 K). Ils ont effectués un ensemble d'expériences pour lesquelles la température de l'écoulement principal chaud (T_h) varie de 860K à 1400, la température de l'écoulement froid des jets (T_c) est maintenue constante à 300K. Pour analyser leurs résultats, ils ont choisi une configuration de référence $\left(\frac{T_h}{T_c}\right)_{réf} = 3{,}87$. La Figure II.24 représente la variation de l'efficacité adiabatique de refroidissement pour trois rapports de température $\left(\frac{T_h}{T_c}\right)^* = \left(\frac{T_h}{T_c}\right) \Big/ \left(\frac{T_h}{T_c}\right)_{réf}$ compris entre 0,9 et 1,25.

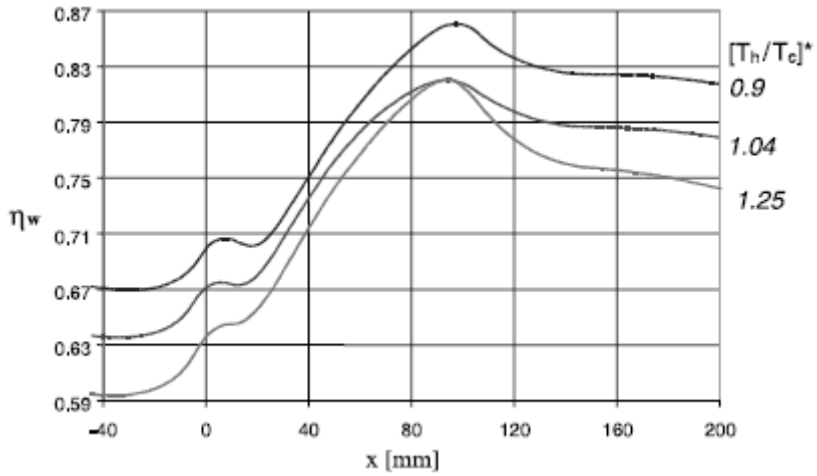


Figure II.24 : Influence de la température sur l'efficacité adiabatique de refroidissement [**28**]

Les résultats obtenus par cette étude nous ont montré que l'efficacité adiabatique du refroidissement varie à l'inverse du rapport de la température de l'écoulement principal sur celle de l'injection. La valeur maximale de l'efficacité adiabatique tombe de 0,86 à 0,82 quand le rapport passe de 0,9 à 1,04 ou 1,25. Toutefois, l'évolution de l'efficacité du refroidissement le long de la plaque est quasi identique pour tous les rapports de la température testés (Figure II.24).

II.3.5 Influence de l'intensité de turbulence Tu de l'écoulement principal

L'intensité de turbulente Tu de l'écoulement principal est également un des paramètres aérothermiques souvent étudié.

Auteurs	α	M	p/D	Tu %	Résultats représentés
G. W. Jumper et al [**47**] (1991)	30°	0,5 … 1,5	6	14 … 17	$\bar{\eta}_{lat}$
V. P. Lebedev et al [**48**] (1995)	30°	0,5 … 2,0	SI	0.2 … 15	$\bar{\eta}_{lat}$ et $\bar{h}/h_0$
J. P. Bons et al [**5**] (1996)	35°	0,55 … 1,85	3	0,96 … 17,3	$\bar{\eta}_{lat}$
J. Dittmar et al [**30**] (2001)	30°	0,5 … 2,0	SI	4 … 10	$\bar{\eta}_{spa}$
S. Ou et al [**49**] (2001)	20°	1,5 … 2,5	7,86	1,0 … 20	
J. E. Mayhew et al [**50**] (2003)	30°	0,5 … 1,5	3	0,1 … 10	$\bar{\eta}_{lat}$

Tableau II.5 : Bilan des études de l'influence de l'intensité de turbulence Tu de l'écoulement principal sur le film cooling

G. W. Jumper et al [**47**] traitent de l'influence de l'intensité de turbulence de l'écoulement principal sur l'efficacité du refroidissement par film sur une rangée de trous inclinés de 30°. L'intensité de turbulence d'écoulement principal varie de 14% à 17%. Il apparaît qu'une augmentation de l'intensité de turbulence entraîne une diminution du niveau de l'efficacité ainsi que de son maintien en aval des trous.

J. P. Bons et al [**5**] étudient les effets de la turbulence de l'écoulement principal sur l'efficacité du refroidissement d'une rangée de cinq trous inclinés de 35°. La longueur des trous est 3,5D et l'espacement p entre deux trous est de 3D. Les conditions aérothermiques sont 0,95 pour le ratio des masses volumiques et de 0,55 à 1,85 pour le taux de soufflage. En passant l'intensité de turbulence de 0,96% à 17,3%, les auteurs ont obtenu une réduction de l'efficacité du refroidissement d'environ 70% dans la région adjacente en aval des trous, ce qui confirme l'influence négative des fortes intensités de turbulence obtenues par l'étude précédente. En revanche, la forte intensité de turbulence entraîne une amélioration de l'efficacité dans la zone entre les injections dans la direction latérale. Cela contribue à une meilleure diffusion latérale des jets et donc à une meilleure coalescence entre les jets voisins.

En plus de l'étude de l'influence de la géométrie de la sortie du trou à l'efficacité du refroidissement, J. Dittmar et al [**30**] ont également étudié l'influence de l'intensité de turbulence Tu de l'écoulement principal. Trois valeurs de Tu sont testées : 4%, 6% et 10%.

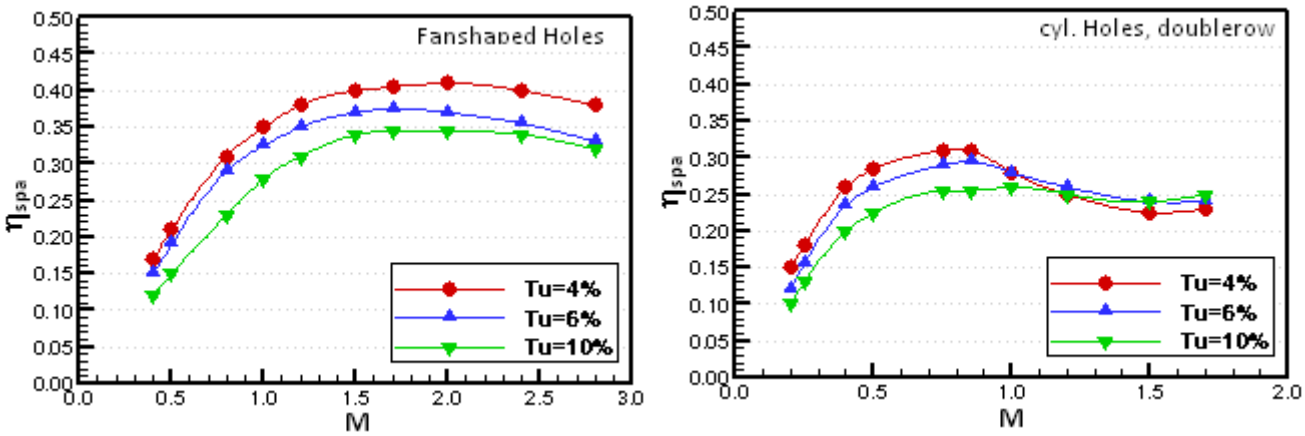


Figure II.25 : Influence de l'intensité de turbulence Tu sur l'efficacité du refroidissement [**30**]

Les résultats montrent que dans le cas d'une forte intensité de turbulence, quelle que soit la géométrie de la sortie des trous (cylindrique ou évasée), plus le taux de turbulence s'accroît, plus l'efficacité moyenne-spatiale décroît. Une grande intensité de turbulence fortifie le mélange des deux écoulements : principal et injection. Cependant, pour le cas des trous dont la sortie est cylindrique, l'intensité de turbulence semble n'avoir aucune influence sur l'efficacité moyenne-spatiale de refroidissement à partir d'un taux de soufflage de 1,20. Il a même une influence inverse, c'est-à-dire que l'augmentation de l'intensité de turbulence entraîne une petite amélioration de l'efficacité pour de grands taux de soufflage (Figure II.25).

J.E. Mayhew et al [**50**] ont expérimentalement étudié l'influence de l'intensité de turbulence de l'écoulement principal Tu sur un banc d'essais équipé d'une rangée de trois injections inclinées de 30°. L'espacement entre des injections est 3D. Deux valeurs de l'intensité de turbulence sont testées: une faible valeur de 0,1% et une forte valeur de 10%. Trois taux de soufflage (M=0,46 et 0,92 et 1,38) sont envisagés dans ces expériences avec un ratio de masse volumique constant et proche de l'unité. La distribution d'efficacité du refroidissement est mesurée en utilisant la méthode des cristaux liquides.

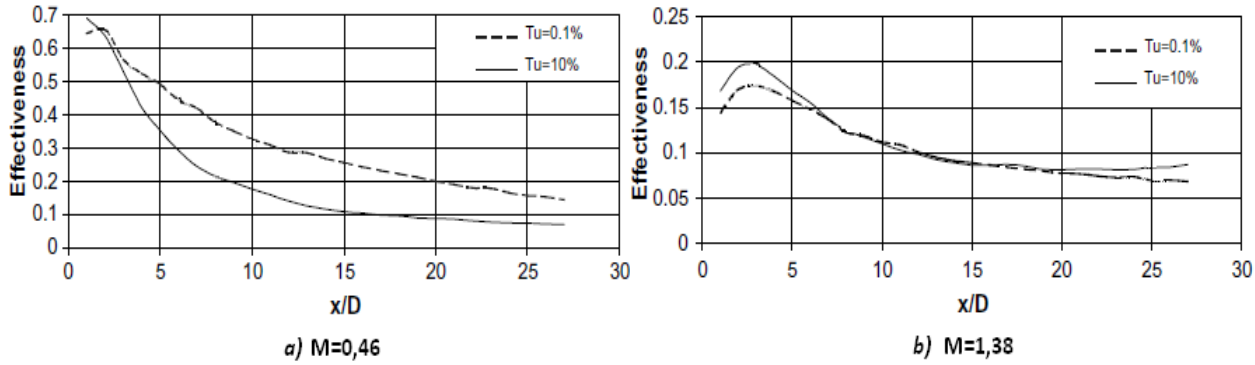


Figure II.26 : Influence de l'intensité de turbulence de l'écoulement principal Tu sur l'efficacité de refroidissement [**50**]

La forte intensité de turbulence (Tu=10%) a peu d'influence sur l'efficacité de refroidissement pour le fort taux de soufflage M=1,38 (Figure II.26b). En revanche, pour le taux de soufflage plus faible M=0,46, l'intensité de turbulence Tu=10% entraîne une diminution importante de l'efficacité qui peut atteindre 150% par rapport à Tu=0,1% (Figure II.26a)

S. Ou et al [**49**] étudient l'influence de l'intensité de turbulence sur un corps demi-cylindrique contenant quatre rangées de 4 trous. Les trous sur une même rangée sont espacés par 4D. Les trous sont inclinés de 30° dans la direction latérale et de 90° dans la direction « streamwise ». Les essais sont réalisés à deux taux de soufflage M=0,4 et M=1,2. Pour le faible taux de soufflage M=0,4, une augmentation significative de l'efficacité moyenne-latérale est observée quand l'intensité de turbulence passe de 9,67% à 0 ,75%. Cette augmentation se prolonge jusqu'à x=40D et peut atteindre jusqu'à 75%. Par contre, pour le taux de soufflage plus grand M=1,2, il semble que l'intensité de turbulence n'a aucun impact sur l'efficacité du refroidissement, ce qui a été également observé dans les études de James E. Mayhew et al [**50**].

En conclusion, l'ensemble de ces études s'accorde peu. Il semblerait toutefois qu'une augmentation du l'intensité de turbulence de l'écoulement principal entraîne une diminution de l'efficacité de refroidissement pour un faible taux de soufflage (M<1,2). En revanche, pour un taux de soufflage plus grand (M>1,2), l'intensité de turbulence de l'écoulement principal semble ne pas avoir d'influence sur l'efficacité du refroidissement.

II.3.6 Influence du gradient des pressions

Pour étudier l'influence du gradient de pressions sur le refroidissement par multiperforations, B. Y. Maiteh et al [**51**] ont réalisé les expériences sur une plaque constituée de deux rangées d'injection. Ces injections ont un angle d'inclinaison α=35° et un angle composé β=30°. Le gradient de pression K varie de -1,11.10^{-6} à +1,11.10^{-6}. Les résultats sont présentés pour les deux valeurs de taux de soufflage M=0,2 et M=0,6.

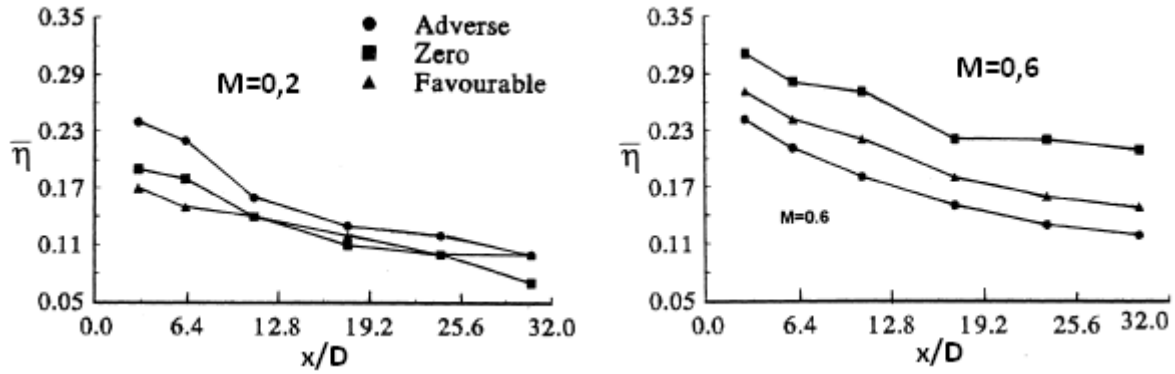


Figure II.27 : Influence du gradient de pression sur l'efficacité adiabatique moyenne-latérale du film cooling [**51**]

Ils ont montré que le gradient de pression favorable entre la plaque d'injection et le haut de la veine principale (K= -1,11.10^{-6}) diminue l'efficacité adiabatique moyenne-latérale de refroidissement dans tous les cas de taux de soufflage testés. Cette diminution est plus significative pour un taux de soufflage plus grand. Par contre, l'influence du gradient de pression adverse (K= +1,11.10^{-6}) dépend beaucoup du taux de soufflage. Le gradient de pression adverse tend à augmenter légèrement l'efficacité adiabatique moyenne-latérale pour M=0,2 tandis qu'il entraîne une réduction importante de l'efficacité adiabatique pour un taux de soufflage plus grand, M=0,6 (Figure II.27).

Avec le même dispositif expérimental, B. Y. Maiteh et al [**10**] ont repris les études de l'influence du gradient de pression sur le refroidissement par multiperforations. Les paramètres géométriques et aérothermiques n'ont pas changé par rapport aux études précédentes [**51**]. Ces études se concentrent sur l'influence du gradient de pression sur la dilution et sur l'uniformité de la couche de refroidissement.

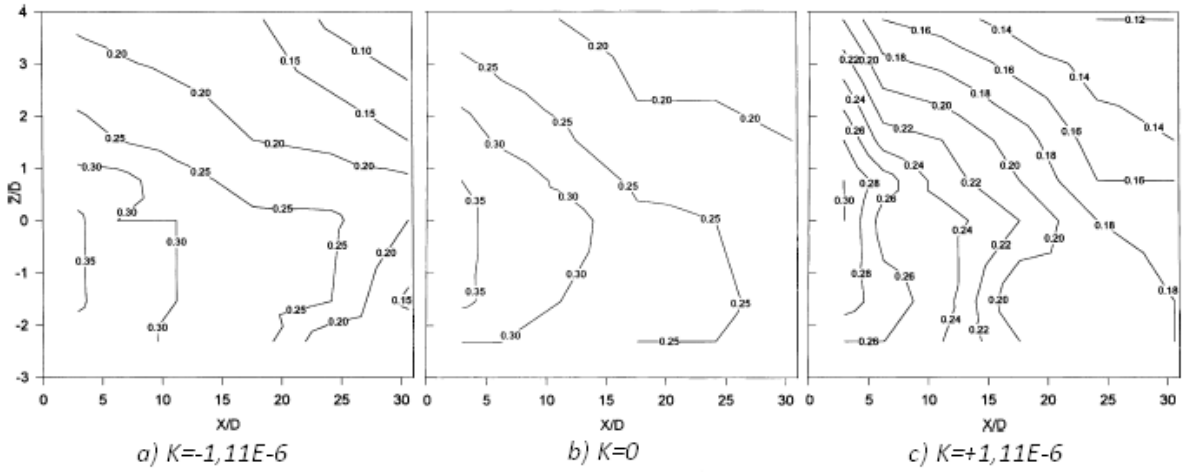


Figure II.28 : Les contours de l'efficacité adiabatique du refroidissement pour M=0,6 [**10**]

Les contours de l'efficacité adiabatique du film cooling, que les auteurs présentent, montrent que pour un taux de soufflage de 0,6, la présence d'un gradient de pression favorable entraîne une augmentation de dilution de l'écoulement d'injection qui provoque une réduction de protection du film cooling sur toute la surface. En effet, l'observation de la Figure II.28 montre que le cas en présence de gradient nul conduit à des valeurs de l'efficacité comprises entre 0,20 et 0,35 alors que le cas avec présence de gradient de pression conduit à une variation entre 0,10 et 0,35 pour le cas favorable et entre 0,12 et 0,30 pour le cas adverse.

II.4 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIE

Le refroidissement des chambres de combustion par multiperforation est un phénomène complexe à étudier en raison de la multitude des paramètres d'influence. L'ensemble de ces études analysent l'influence d'un ou plusieurs paramètres géométriques ou aérothermiques sur la performance du refroidissement, pour lesquelles nous récapitulons ci-dessous les principaux résultats:

- La disposition des injections en quinconce assure un refroidissement optimal de la paroi par rapport à la disposition en ligne.
- Plus l'angle d'inclinaison des injections α est petit, plus l'efficacité du refroidissement est améliorée pour un faible taux de soufflage (M=0,5). Par

contre, un grand angle d'inclinaison conduit à un meilleur refroidissement pour un taux de soufflage plus fort (M=1,4).

- L'injection avec un angle composé β conduit à une amélioration du refroidissement.
- Concernant l'espacement entre deux injections sur une même rangée p/D et celui entre deux rangées ouvertes s/D, plus les injections sont proches, plus le refroidissement est efficace.
- La sortie de l'injection évasée permet au jet de pénétrer moins fort dans la couche limite turbulente et d'assurer un refroidissement latéral plus important.
- Le taux de soufflage est le facteur le plus important. Pour des taux de soufflage inférieur à 1,5, une augmentation du taux de soufflage M entraîne une diminution de l'efficacité. En revanche, pour des taux de soufflage supérieur à 1,5, l'efficacité adiabatique s'améliore avec l'augmentation du taux de soufflage dans le cas où l'écoulement d'injection est en régime turbulent.
- Un fort taux de turbulence de l'écoulement principal conduit à une diminution de l'efficacité du refroidissement.
- Le rapport de masse volumique de deux écoulements (ρ_i/ρ_e) n'a aucune influence ou a une influence négative sur l'efficacité du film pour un taux de soufflage inférieur de 0,6. Au-delà de cette valeur de taux de soufflage (M>0,6), l'augmentation du rapport de masse volumique améliore la performance du refroidissement.

Dans la plupart des cas, plusieurs études[**7**], [**8**], [**10**], [**12**], [**32**], [**46**], [**51**], … ont été réalisées sur un banc d'essais d'une ou deux rangées d'injections ouvertes ou sur un banc d'essais équipé une seule injection [**29**]. D'autres études[**9**], [**16**], [**41**], [**47**], … ont été effectuées sur un banc d'essais dont le nombre de rangées d'injection va jusqu'à 12 rangées ouvertes. Cependant, parmi ces études, seules deux études antérieures [**14**], [**17**] à notre étude et réalisées au laboratoire, s'intéressent à l'influence de l'ouverture successive des rangées d'injection sur la formation de la couche de refroidissement. Elles ont notamment mis en évidence qu'au minimum 4 rangées étaient nécessaires pour obtenir une couche de refroidissement et que cette couche de refroidissement s'estompait assez rapidement au-delà de la zone de multiperforation.

De plus, les études précédentes sont souvent réalisées dans des conditions moins drastiques (température jusqu'à 200°C et pression ambiante) que celles rencontrées dans la réalité. Peu d'études [**28**], [**52**] ont été réalisées dans les conditions réelles rencontrées dans les chambres de combustion. Ces études ont été réalisées pour étudier l'influence de certains paramètres géométriques et aérothermiques sur l'efficacité du film cooling. Cependant, l'influence de ces paramètres sur le transfert de chaleur aux travers de la paroi n'a pas été observée dans cette étude. Quelques-uns de leurs résultats sont : l'augmentation de l'angle d'inclinaison α fait diminuer l'efficacité du film cooling, l'augmentation du diamètre de l'injection conduit à une meilleure efficacité du refroidissement. L'efficacité du film s'améliore avec le rapport de la température de deux écoulements T_e/T_i.

Compte tenu de ces résultats antérieurs, notre étude expérimentale sera décomposée en deux parties principales :

La première partie est consacrée aux études du refroidissement par film cooling réalisée sur un banc d'essais dont les températures des deux écoulements sont de l'ordre de 20°C à 40°C et a pour objectif principal d'optimiser le maintien de la couche de refroidissement en ajoutant des rangées supplémentaires, en modifiant l'organisation des trous et des rangées d'injection. Auparavant, nous étudions l'influence du taux de soufflage M et l'influence du nombre de rangées d'injections ouvertes R sur la formation de la couche de refroidissement ; ainsi que l'influence de l'espacement latéral, p, entre deux injections d'une même rangée et l'influence de l'espacement longitudinal, s, entre deux rangées consécutives sur la couche de refroidissement. Ces études préalables nous permettrons de choisir une configuration de base sur laquelle nous travaillerons à modifier le motif de l'injection.

La deuxième partie est consacrée aux études du refroidissement sur un banc d'essais quasi industriel, appelé banc Thalie. Ce banc fonctionne donc dans les conditions proches de celles rencontrées dans une chambre de combustion (la température et la pression pouvant atteindre jusqu'à 1400°C et jusqu'à 7 bar respectivement). Cependant, les conditions extrêmes du banc Thalie n'autorisent pas l'application directe des techniques expérimentales développées à des conditions de températures et de pressions plus faibles. Il est donc nécessaire de développer une nouvelle technique de mesure des transferts de chaleur applicable à ce cas de conditions extrêmes. L'objectif de cette partie expérimentale est donc de mener une étude de faisabilité d'une nouvelle technique de mesure propre à répondre aux conditions de température et de pression du banc Thalie.

CHAPITRE III

DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL

ET TECHNIQUES DE MESURES

III.1 INTRODUCTION

Comme nous l'avons dit dans le chapitre précédent, dans la réalité, la Température d'Entrée de Turbines (TET) peut atteindre les 1900°C et la température de l'air frais prélevé du compresseur pour refroidir la turbine est de l'ordre de plusieurs centaines de degrés. Donc, il est difficile de reproduire de telles conditions thermiques réelles lorsque l'on fait des études expérimentales en laboratoire. Dans ce chapitre, nous étudierons les caractéristiques du refroidissement par multiperforations sous des conditions à faible température. Les transferts de chaleur sur une paroi multiperforée seront analysés à travers la variation du nombre de Nusselt et celle de l'efficacité adiabatique du refroidissement sur toute la longueur de la paroi, pour différentes configurations caractérisées par deux paramètres : différents espacements latéraux p entre deux injections d'une même rangée et différents espacements longitudinaux s entre deux rangées ouvertes consécutives. De plus, pour chaque configuration traitée, quelques paramètres aérothermiques (tel que le taux de soufflage M, le débit masse de l'écoulement d'injection Q_i, …) seront étudiés pour déterminer leur influence sur l'efficacité du refroidissement. Cette étude a pour but de repérer le développement de la couche de refroidissement pour plusieurs rangées.

Dans le cadre de cette étude, la température de l'écoulement principal a été fixée à 40°C et l'air ambiant dont la température sera de l'ordre de 20°C sera utilisé comme écoulement d'injection. L'étude thermique s'appuiera sur les champs de température de la paroi d'injection obtenus par thermographie infrarouge.

L'objectif de ce chapitre est de présenter une description détaillée du dispositif expérimental ainsi que des techniques de mesures utilisées.

III.2 MONTAGNE EXPÉRIMENTAL

Une vue générale du montage est présentée en Figure III.1 et le schéma du montage en Figure III.2. Les caractéristiques de ses composants sont détaillées dans les paragraphes qui suivent. Le montage expérimental de l'étude sera constitué de :

- Une alimentation en air par ventilateur pour générer l'écoulement principal (l'écoulement chaud)
- Un système de contrôle de débit en amont (une vanne de réglage et un tube de venturi) pour régler le débit de l'écoulement principal généré par le ventilateur.
- Un réchauffeur électrique pour maintenir l'écoulement principal à la température désirée (40°C).
- La veine d'essais portant une paroi multiperforée de 81 trous inclinés de 30° par rapport de la paroi et de 6mm de diamètre.
- Un système de contrôle de débit en aval (une vanne de réglage et un tube de venturi) pour régler le débit de l'écoulement à la sortie de la veine d'essais. Cet écoulement est un mélange de l'écoulement principal et de l'écoulement d'injection.
- Un dépresseur placé en aval du montage pour générer l'écoulement d'injection. L'utilisation du dépresseur permet de créer un écoulement d'injection plus propre et plus homogène dans toutes les perforations.

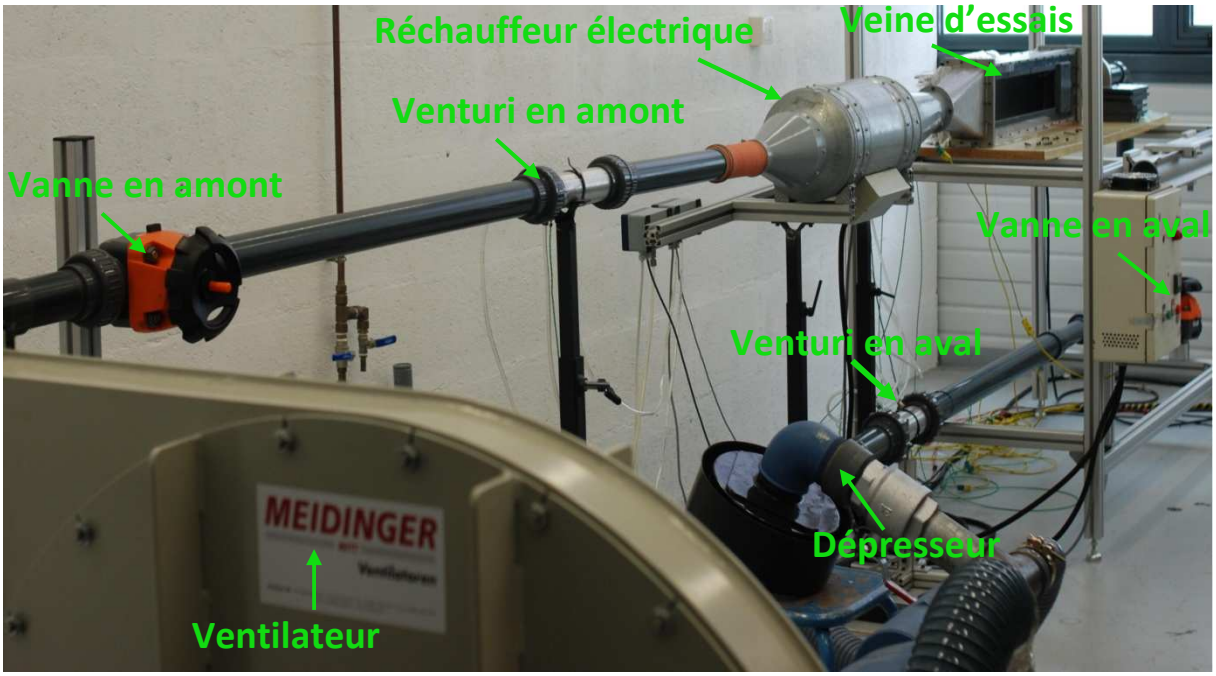


Figure III.1 : Photographie du dispositif expérimental

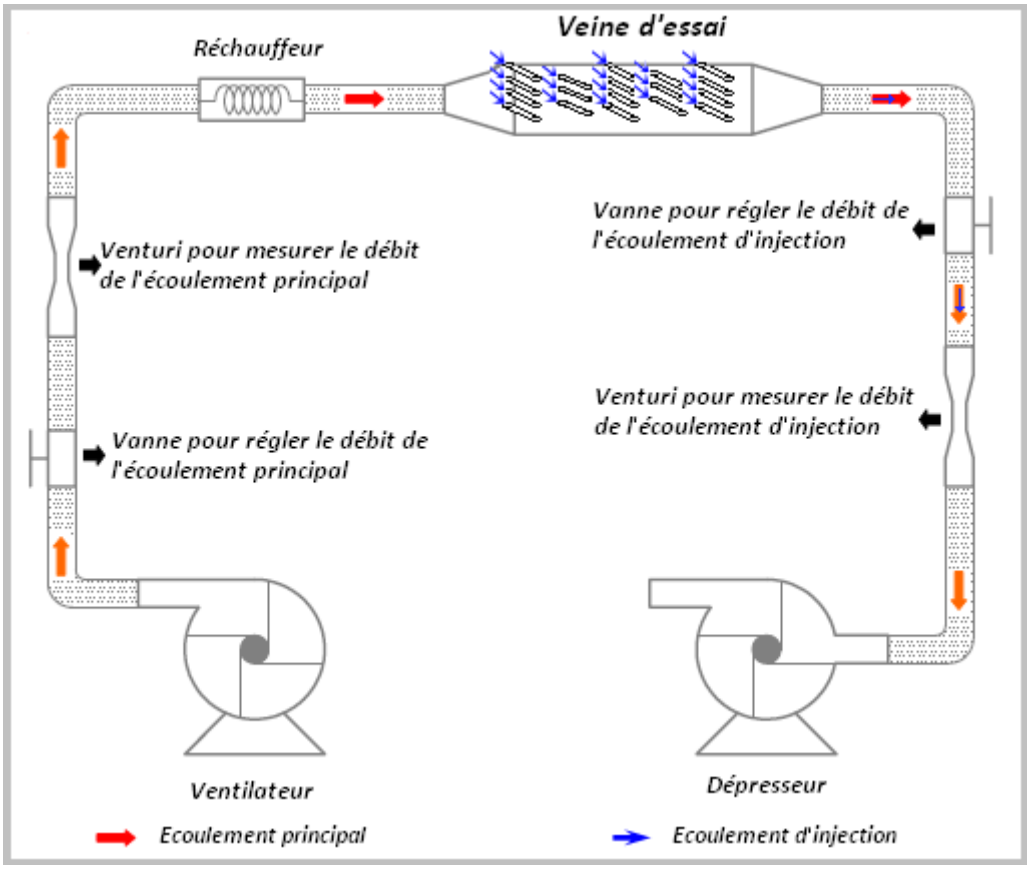


Figure III.2 : Schéma du dispositif expérimental

III.2.1 Alimentation de l'air

L'écoulement principal est généré par un ventilateur centrifuge du type MEIDINGER HP 98/10-13 20000Pa. Ce ventilateur est relié à un variateur de fréquence. Il est capable de fournir un débit nominal de 250$m^3.h^{-1}$ soit 90$g.s^{-1}$. Un échangeur à eau est positionné à la sortie afin de maintenir l'air dans le circuit à la température ambiante.

L'écoulement d'injection est généré par aspiration à l'aide d'un dépresseur du type MPR CL44/1. Ce dépresseur placé en aval de la veine d'essai permet d'aspirer l'écoulement principal ainsi que l'écoulement injecté. Il est capable de fournir un débit nominal de 75$g.s^{-1}$.

Nous pouvons facilement déduire le débit de l'écoulement d'injection, Q_i, du débit de l'écoulement principal, Q_e, généré par le ventilateur et du débit de l'écoulement aspiré, Q_d, par le dépresseur. La relation entre ces trois débits est : $Q_i = Q_d - Q_e$

III.2.2 Réchauffeur électrique

Avant d'entrer dans la veine d'essais, l'écoulement principal passe par un réchauffeur qui permet de chauffer jusqu'à la température désirée (dans le cadre de notre étude, la température est fixée à 40°C). L'écoulement principal sera chauffé par une résistance électrique. La température du réchauffeur est maintenue à une valeur de consigne par un système de régularisation.

III.2.3 Système de contrôle de débit

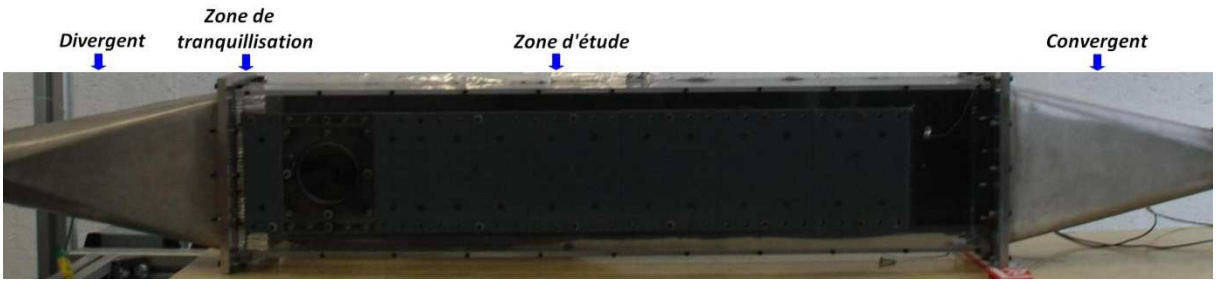
Le premier système de contrôle de débit situé en amont de la veine d'essais permet de mesurer le débit de l'écoulement principal Q_e. Le second placé en aval de la veine d'essais mesure le débit de l'écoulement aspiré par le dépresseur Q_d (donc le débit de l'écoulement d'injection Q_i).

Le débit masse de chaque écoulement est réglé et mesuré par un système de contrôle de débit. Chaque système de contrôle de débit est constitué d'un venturi assurant la mesure du débit de l'écoulement et d'une vanne de réglage permettant de prélever un débit désiré. Le venturi est relié à un thermocouple de type K et à des capteurs de pression absolue et différentielle. Ce venturi a été étalonné et le détail de cet étalonnage est donné en Annexe A.

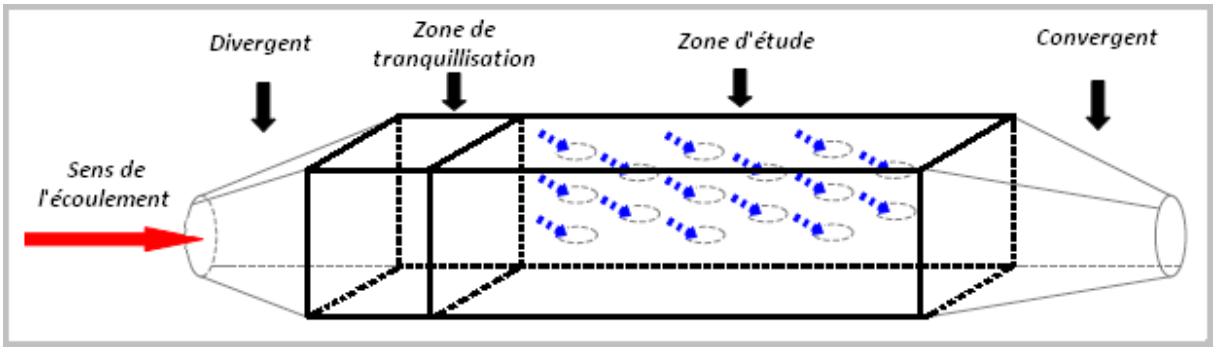
Pour l'ensemble des expériences réalisées, le débit massique de l'écoulement principal a été fixé à 45g.s^{-1} et celui de l'écoulement d'injection peut atteindre au maximum 25g.s^{-1} maximal suivant les expériences réalisées.

III.2.4 Veine d'essais

La veine d'essais est une conduite rectangulaire de section 100x185mm et de longueur de 900mm. Elle se compose de deux zones : une zone de tranquillisation de 100mm et une zone d'étude de 800mm. L'entrée et la sortie de cette veine sont respectivement reliées à un divergent et à un convergent (Figure III.3).



a) Photographie de la veine d'essai



b) Représentation schématique de la veine d'essai

Figure III.3 : Veine d'essais

III.2.4.1 Zone de tranquillisation

La zone de tranquillisation, placée entre la sortie du divergent et l'entrée de la zone d'étude, a une longueur de 100mm. Cette zone est équipée une structure en nid d'abeille. Le but de ce système est d'homogénéiser l'écoulement transversal émergeant du convergent et de casser les structures qui en résultent.

III.2.4.2 Zone d'étude

La zone d'étude a la forme d'une conduite rectangulaire constituée de quatre plaques : les deux plaques verticales placées en vis-à-vis dont l'une est la paroi d'injection contenant des perforations et l'autre est une paroi transparente pour permettre les mesures de la température de la paroi d'injection par thermographie infrarouge. Cette paroi transparente appelée également « paroi de sondage » a été percée et équipée d'un hublot qui permet d'effectuer les mesures par thermographie infrarouge. Les deux plaques latérales horizontales transparentes relient les deux autres plaques pour créer la conduite.

La paroi d'injection est une plaque de dimension 880x185mm^2 et de 1,6mm d'épaisseur en résine d'époxy. Sa conductivité thermique a été mesurée au laboratoire et vaut 0,32±0,02 W.m^{-1}.K^{-1} dans le sens de l'épaisseur et 0,63±0,02 W.m^{-1}.K^{-1} dans les sens longitudinal et latéral. La faible valeur de conductivité thermique de l'époxy permet de limiter les pertes de chaleur par conduction vers l'arrière de la paroi d'injection.

Un circuit de cuivre de 17,5µm d'épaisseur est gravé au-dessus de la paroi d'injection et dissipe un flux électrique mesurable. La paroi d'injection se nomme également plaque chauffante. Le schéma du circuit de cuivre est présenté en Figure III.4.

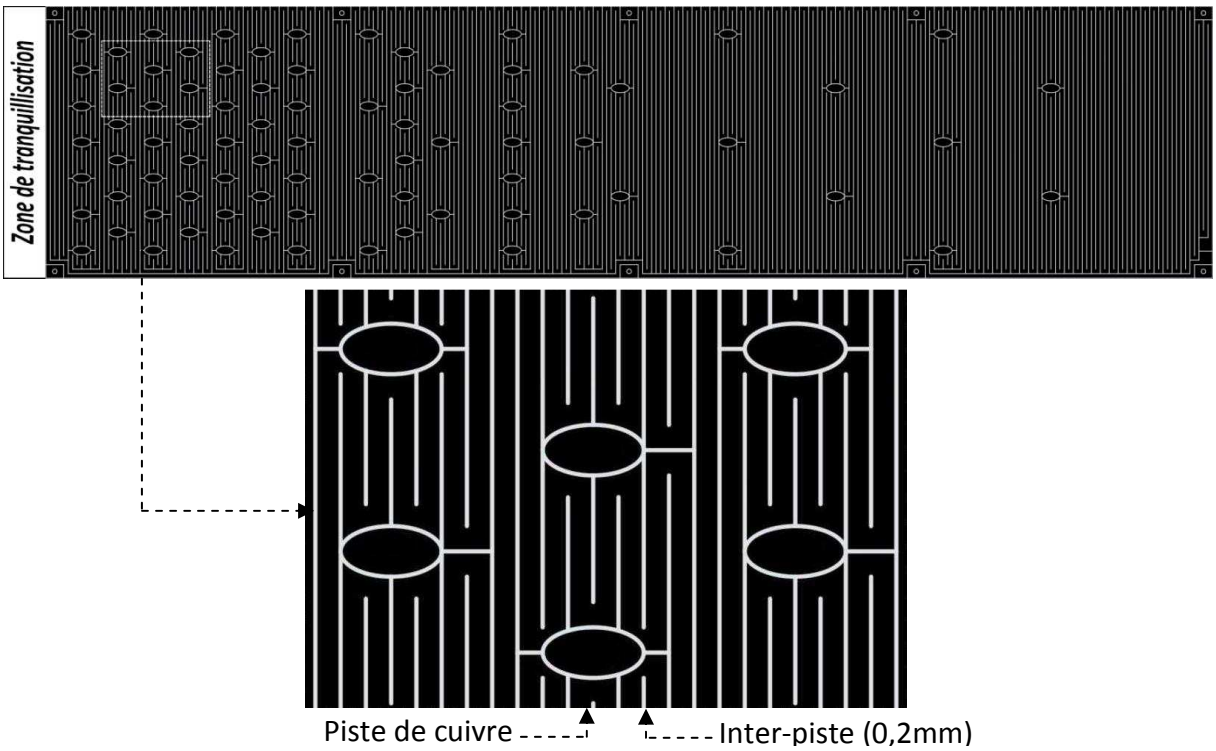
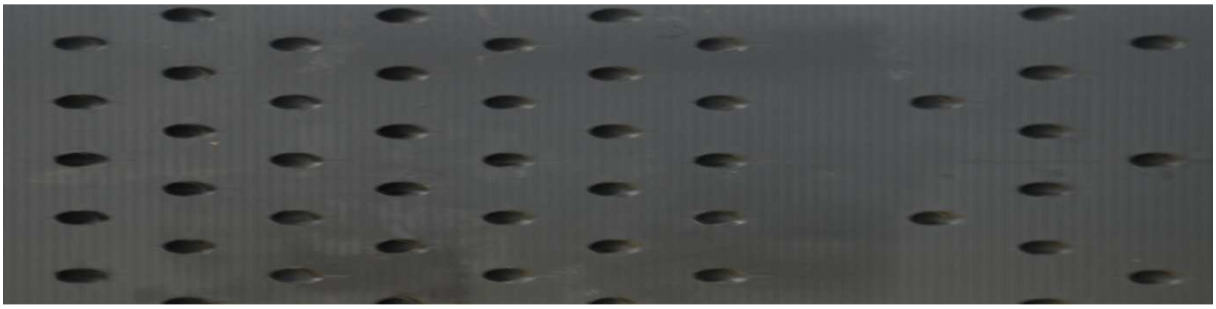


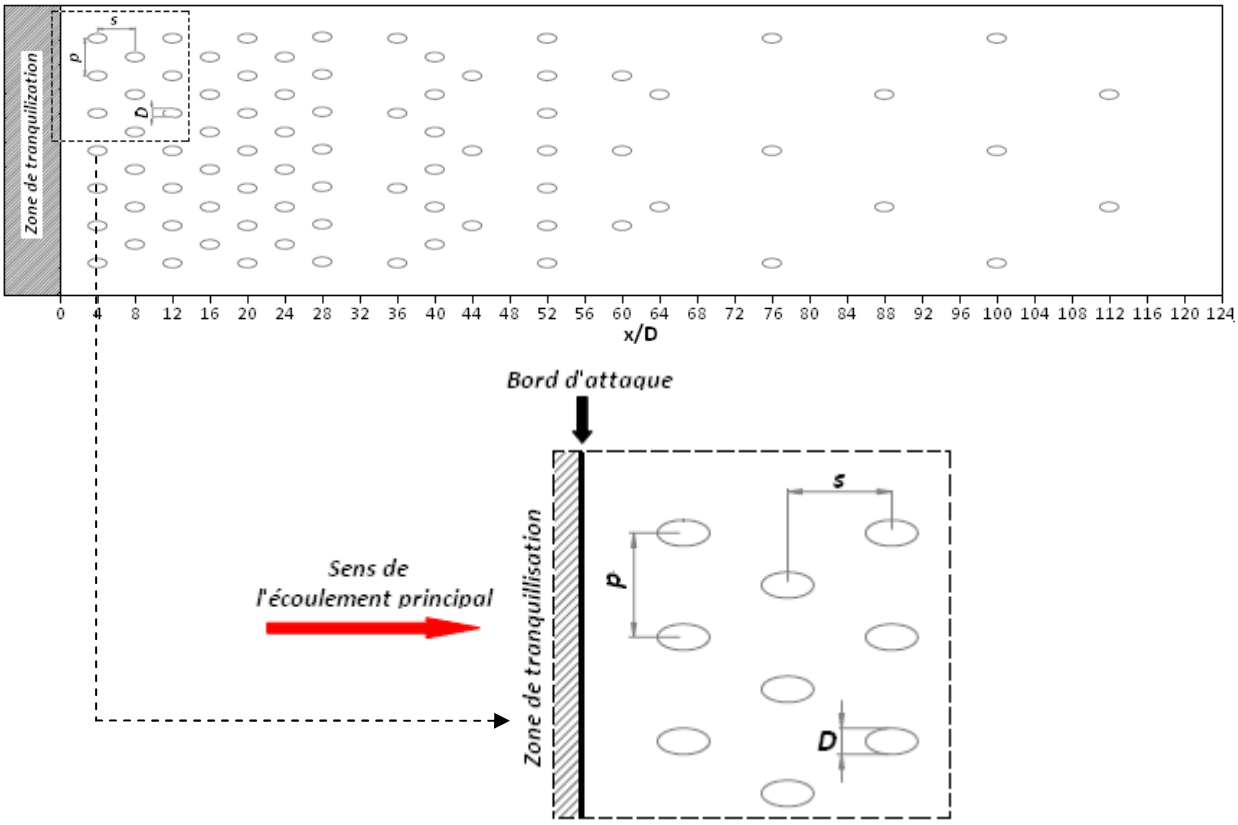
Figure III.4 : Plaque multiperforée

Le largueur de la piste est de 3,4mm et l'inter-piste est de 0,2mm [**53**]. Le cuivre a une résistivité électrique de 1,78.10$^8\Omega$m à une température de 20°C ce qui donne au circuit une résistance de 9,4Ω. Ce circuit est alimenté par une alimentation en puissance HP 6012A et peut fournir une puissance maximale de 1000W et ainsi permettra de chauffer la plaque jusqu'à 80°C par effet Joule. Comme la tension U, l'intensité du courant I ainsi que la surface du circuit S sont connues, il est possible de déterminer précisément le flux dissipé $\varphi_{élec}$ dans la plaque chauffante. Le calcul de masse volumique de flux électrique dissipé sera détaillé ultérieurement au paragraphe 3.3 « Techniques de mesures ».

Le champ de température de la paroi d'injection sera mesuré par caméra infrarouge, la plaque a donc été peinte en noir pour augmenter son émissivité ε_p. La valeur de l'émissivité de la paroi d'injection est mesurée expérimentalement et vaut 0,95±0,02. Une couche d'isolant d'épaisseur de 20cm et de conductivité thermique très faible 0,03±0,02 $W.m^{-1}.K^{-1}$ sera posée sur la face arrière de la plaque chauffante pour limiter au maximum les pertes de chaleur vers l'arrière.



a) Photo de la plaque chauffante (vue partielle)



b) Représentation schématisée de la plaque chauffante

Figure III.5 : Distribution des injections sur la plaque chauffante

La plaque chauffante est percée de 17 rangées contenant de 2 à 7 trous pour chaque rangée selon son emplacement par rapport au bord d'attaque. La première rangée

est située à 4D par rapport au bord d'attaque (juste après de la zone de tranquillisation). Il y a au total 81 trous placés en quinconce. Le diamètre de la perforation est de 6mm et son inclinaison est de 30° par rapport au plan de la plaque. La géométrie de la sortie des trous est donc elliptique. La distribution générale des trous sur la paroi chauffante est illustrée en Figure III.5.

L'espacement latéral p entre deux injections sur une même rangée et l'espacement longitudinal s entre deux rangées consécutives varient de 4D à 12D selon le cas d'essai. La première rangée se situe toujours à 4D du bord d'attaque (juste après la zone de tranquillisation) pour tous les cas. Chaque cas d'essai forme une distribution des injections différentes sur la paroi. Ces distributions nous permettent d'étudier l'influence de ces deux paramètres (p et s) sur l'efficacité du refroidissement par multiperforations. L'emplacement des rangées d'injections par rapport au bord d'attaque est présenté dans le Tableau III.1.

Rangée	**R1**	**R2**	**R3**	**R4**	**R5**	**R6**	**R7**	**R8**	**R9**
x/D	4	8	12	16	20	24	28	36	40
Nombre de trous / rangée	7	6	7	6	7	6	7	4	6
Rangée	**R10**	**R11**	**R12**	**R13**	**R14**	**R15**	**R16**	**R17**	
x/D	44	52	60	64	76	88	100	112	
Nombre de trous / rangée	3	7	3	2	3	2	3	2	

Tableau III.1 : Emplacement des rangées d'injections par rapport au bord d'attaque

Chaque trou est connecté à un tube en polycarbonate de longueur de 120 mm pour guider l'écoulement d'injection. Le but de ces tubes est d'obtenir un écoulement d'injection établi (dont le profil de vitesse est bien connu) et identique pour tous les tubes, ainsi que d'assurer l'écoulement d'injection suivant un angle d'inclinaison de 30° jusqu'à la surface de la plaque. Pour pouvoir connecter les tubes avec les trous, dans un premier temps, les tubes sont collés sur un support (Figure III.6). Ensuite, cet ensemble (le support + les tubes) est collé sur la plaque chauffante. Chaque rangée d'injections est équipée d'un support.

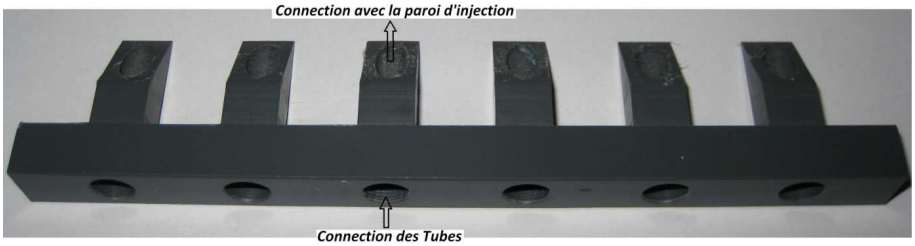


Figure III.6 : Le support des injections

III.3 TECHNIQUE DE MESURES THERMIQUES

Les paragraphes suivants expliquent la méthode utilisée pour pouvoir remonter aux informations thermiques importantes sur la paroi d'injection : celle des échanges de chaleur caractérisés par le coefficient d'échange convectif h et celle de l'efficacité adiabatique de refroidissement. Il est donc nécessaire de réaliser la mesure du flux échangé entre la paroi d'injection et l'écoulement principal, ainsi que la mesure de la température de la paroi d'injection par thermographie infrarouge.

III.3.1 Détermination des flux échangés sur la paroi d'injection

Le bilan des flux échangés au travers de la paroi d'injection peut se schématiser de la façon suivante (Figure III.7):

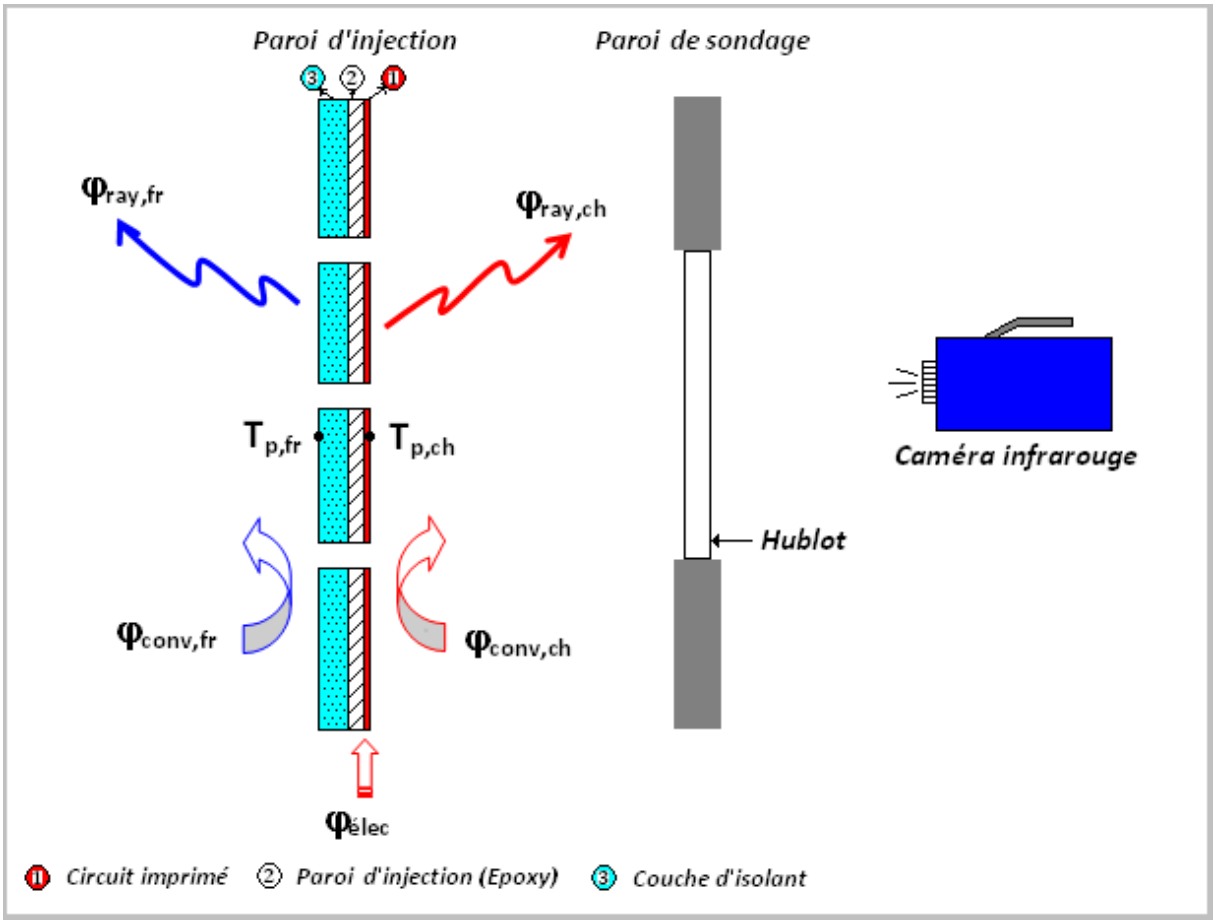


Figure III.7 : Bilan des échanges thermiques au travers de la paroi d'injection

Ce schéma peut s'écrire mathématiquement sous la forme :

$$\varphi_{\text{élec}} = \varphi_{\text{conv,ch}} + \varphi_{\text{ray,ch}} + \varphi_{\text{conv,fr}} + \varphi_{\text{ray,fr}} \quad \text{(III.1)}$$

On en déduit la masse volumique de flux d'échange par convection entre la paroi d'injection et l'écoulement chaud :

$$\varphi_{\text{conv,ch}} = \varphi_{\text{élec}} - \varphi_{\text{ray,ch}} - \left(\varphi_{\text{conv,fr}} + \varphi_{\text{ray,fr}}\right) \quad \text{(III.2)}$$

Avec :

$\varphi_{\text{élec}}$: densité de flux électrique généré par le circuit imprimé sur la paroi d'injection (W.m^{-2})

$\varphi_{\text{conv,ch}}$: densité de flux échangé par convection entre la paroi d'injection et l'écoulement chaud (W.m^{-2})

$\varphi_{\text{ray,ch}}$: densité de flux échangé par rayonnement entre la paroi d'injection et la paroi de sondage (W.m^{-2})

$\varphi_{\text{conv,fr}}$: densité de flux échangé par convection entre la face en arrière de la paroi d'injection et l'écoulement froid (ambiance dans notre étude) (W.m^{-2})

$\varphi_{\text{ray,fr}}$: densité de flux échangé par rayonnement entre la face en arrière de la paroi d'injection et l'écoulement froid (ambiance dans notre étude) (W.m^{-2})

L'étude de transferts thermiques de la paroi d'injection a été caractérisée par l'étude du coefficient d'échange. Le calcul de ce coefficient d'échange nécessite de déterminer la densité de flux qui est évacuée par convection $\varphi_{\text{conv,ch}}$ entre l'écoulement en contact avec la paroi et elle-même. Il faut donc connaitre la densité de flux dissipé électriquement par le circuit gravé sur la paroi d'injection $\varphi_{\text{élec}}$, la densité de flux radiatif échangé entre la paroi d'injection et paroi de sondage $\varphi_{\text{ray,ch}}$, ainsi que les densités de flux convectif et radiatif échangés entre la paroi d'injection et l'écoulement froid. Le détail de ces calculs est décrit dans les paragraphes qui suivent.

III.3.1.1 Densité de flux électrique $\varphi_{élec}$ généré par le circuit imprimé sur la paroi d'injection

Comme il a été dit précédemment, la paroi d'injection est chauffée par l'intermédiaire du circuit électrique gravé sur sa surface. La résistance de ce circuit à 20°C étant connue, tout comme l'intensité du courant injecté dans le circuit de chaque essai, il est donc possible de déterminer la densité de flux électrique dissipé par la relation suivante :

$$\varphi_{\text{élec}} = \frac{\mathrm{RI}^2}{\mathrm{S}} \qquad \text{(III.3)}$$

Avec

R : résistance du circuit imprimé dépendant la température de la paroi et calculé par la relation suivante : $\mathrm{R} = 1{,}69.10^{-8}\left(3{,}43.10^{-8}\mathrm{T}_{\mathrm{p,ch}} - 4{,}68.10{-}3\right)(\Omega)$

I : intensité du courant circulant dans le circuit imprimé (A)

S : surface chauffante de la paroi d'injection (m^2)

III.3.1.2 Densité de flux échangé par rayonnement entre la paroi d'injection et la paroi de sondage $\varphi_{ray,ch}$

La densité de flux radiatif échangé entre la paroi d'injection et la paroi de sondage est calculée à partir de l'équation ci-dessous:

$$\varphi_{\mathrm{ray,ch}} = \mathrm{F}\varepsilon_{\mathrm{total}}\sigma\left(\mathrm{T}_{\mathrm{p,ch}}^4 - \mathrm{T}_{\mathrm{psond}}^4\right) \qquad \text{(III.4)}$$

Avec

$T_{p,ch}$: température de la paroi d'injection (K)

T_{psond} : température de la paroi de sondage (K)

σ : constante de Stefan-Boltzmann (σ = 5,67.10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4})

F : facteur de forme (F=1) [**54**]

$\varepsilon_{\mathrm{total}}$: émissivité totale étant définie par la relation suivante

$$\varepsilon_{total} = \frac{\varepsilon_p \varepsilon_{psond}}{\varepsilon_p + \varepsilon_{psond} - \varepsilon_p \varepsilon_{psond}} \quad \text{(III.5)}$$

ε_p : émissivité de la paroi d'injection (ε_p=0,95±0,02)

ε_{psond} : émissivité de la paroi du sondage (ε_{psond}=0,90±0,02)

La paroi de sondage a été équipée de quelques thermocouples pour mesurer sa température, T_{psond}. Notons que la paroi de sondage est en contact avec l'écoulement principal dont la température a été fixée à 40°C pendant tous les essais, ainsi les résultats de mesures de cette température par thermocouples montrent que la température de la paroi de sondage peut être prise égale à la température de l'écoulement chaud T_e.

III.3.1.3 Densité de flux échangé par rayonnement entre la face en arrière de la paroi d'injection et l'écoulement froid $\varphi_{ray,fr}$

Comme nous le voyons dans le schéma du bilan thermique appliqué à la paroi d'injection (Figure III.7), la face en arrière de la paroi d'injection a été équipée d'une couche d'isolant. Cette couche d'isolant est revêtue d'une feuille aluminisée dont l'émissivité est faible (de l'ordre de 0,1). Cette couche d'isolant a pour objectif d'éviter les pertes de flux en face arrière.

La densité de flux radiatif perdue en face arrière peut être calculée à partir de l'expression suivante :

$$\varphi_{ray,fr} = \varepsilon\sigma\left(T_{p,fr}^4 - T_{réf}^4\right) \quad \text{(III.6)}$$

Avec :

ε : émissivité de la paroi d'injection en face arrière (ε=0,1)

σ : constante de Stefan-Boltzmann (σ = 5,67.10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4})

$T_{p,fr}$: température de la paroi d'injection en face arrière (K)

$T_{réf}$: température de référence (température ambiante dans notre étude) (K)

Dans le cadre de notre étude, la densité de flux électrique généré par le circuit imprimé sur la paroi d'injection ne dépasse pas 1500 W.m^{-2} pour que la température de la paroi d'injection en face avant ne dépasse pas 80°C (température critique du matériau de la

paroi d'injection : époxy). Nous pouvons donc estimer que la densité de flux radiatif perdue en face arrière vaut au maximum 0,23 W.m^{-2} ce qui correspond à 0,01% du flux électrique généré par le circuit imprimé. Le terme de densité de flux radiatif en face arrière $\varphi_{ray,fr}$ peut donc être négligé dans l'équation (III.2).

III.3.1.4 Densité de flux échangé par convection entre la face en arrière de la paroi d'injection et l'écoulement froid $\varphi_{conv,fr}$

Par un bilan de flux conductif monodimensionnel au travers des couches de la paroi d'injection, la densité du flux perdu en face arrière de la paroi d'injection est définie par la relation ci-dessous :

$$\varphi_{perdue} = \frac{T_{p,av} - T_{p,arr}}{\frac{e_{épo}}{\lambda_{épo}} + \frac{e_{iso}}{\lambda_{iso}}} \quad \text{(III.7)}$$

Avec :

$T_{p,av}$: température de la paroi d'injection en face avant (K)

$T_{p,arr}$: température de la paroi d'injection en face arrière (K)

$e_{épo}$: épaisseur de la couche d'époxy ($e_{épo}$ = 0,0016m)

$\lambda_{épo}$: conductivité thermique de la couche d'époxy ($\lambda_{épo}$ = 0,32 W.m^{-1}.K^{-1})

e_{iso} : épaisseur de la couche d'isolant (e_{iso} = 0,020m)

λ_{iso} : conductivité thermique de la couche d'isolant (λ_{iso} = 0,03 W.m^{-1}.K^{-1})

Ce flux perdu peut être décomposé en deux modes de transfert de chaleur :

$$\varphi_{perdue} = \varphi_{conv,fr} + \varphi_{ray,fr} \quad \text{(III.8)}$$

Comme nous venons de le voir dans le paragraphe précédent, le flux perdu en face arrière par rayonnement est très faible et peut être négligé. On en déduit donc que :

$$\varphi_{conv,fr} = \frac{T_{p,ch} - T_{p,fr}}{\frac{e_{épo}}{\lambda_{épo}} + \frac{e_{iso}}{\lambda_{iso}}} \quad \text{(III.9)}$$

D'une autre manière, la densité de flux convectif perdue en face arrière peut également être calculée à l'aide de la relation suivante :

$$\varphi_{conv,fr} = h_{conv,fr}\left(T_{p,fr} - T_{réf}\right) \quad \text{(III.10)}$$

Avec :

$h_{conv,fr}$: coefficient d'échange convectif en face arrière ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

$T_{p,fr}$: température de la paroi d'injection en face arrière (K)

$T_{réf}$: température de référence (aussi la température ambiante) (K)

En associant l'équation (III.9) et (III.10), la densité de flux convectif en face arrière peut être remplacée par l'équation (III.11):

$$\varphi_{conv,fr} = \frac{T_{p,ch} - T_{réf}}{\frac{e_{épo}}{\lambda_{épo}} + \frac{e_{iso}}{\lambda_{iso}} + \frac{1}{h_{conv,fr}}} \quad \text{(III.11)}$$

Pour pouvoir déterminer cette densité de flux convectif perdue, nous devons estimer le coefficient d'échange convectif $h_{conv,fr}$. Nous pouvons considérer ici un échange de chaleur par convection naturelle entre la face arrière de la paroi d'injection et l'ambiance. Le coefficient d'échange convectif $h_{conv,fr}$ correspondant peut donc être calculé à l'aide de la corrélation suivante :

$$h_{conv,fr} = \frac{\overline{Nu}.\lambda}{L} \quad \text{(III.12)}$$

$$\overline{Nu} = 0{,}59(Gr.Pr)^{0,25} \qquad \text{pour} \quad 10^4 < Gr.Pr < 10^9$$

$$\overline{Nu} = 0{,}13(Gr.Pr)^{0,33} \qquad \text{pour} \quad Gr.Pr > 10^9$$

Avec :

L : largeur de la plaque d'injection (m)

λ : conductivité thermique de l'air ambiant ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

Gr : nombre de Grashof

Pr : nombre de Prandtl

En appliquant des conditions thermiques utilisées dans toutes les expériences de notre étude (le flux électrique généré par le circuit imprimé, la température maximale de la plaque d'injection, …), la valeur du coefficient d'échange convectif $h_{conv,fr}$ entre la face arrière de la plaque d'injection et l'ambiance ne pourra pas dépasser $6{,}5 W.m^{-2}.K^{-1}$. Il est

donc possible d'estimer le flux perdu par convection en face arrière de la plaque d'injection. Ce flux perdu est de l'ordre de 3-5% par rapport à la densité de flux électrique dissipé. Au vu de ces résultats, nous pouvons négliger le terme de densité de flux convectif en face arrière $\varphi_{\mathrm{conv,fr}}$ dans l'équation de bilan thermique au travers de la plaque d'injection (III.2).

Par conséquent, nous obtenons l'équation suivante :

$$\varphi_{\mathrm{conv,ch}} = \varphi_{\mathrm{élec}} - \varphi_{\mathrm{ray,ch}} \qquad \text{(III.13)}$$

Afin d'obtenir la densité de flux échangé par convection entre la paroi d'injection et l'écoulement principal $\varphi_{\mathrm{conv,ch}}$ nous ne nous intéressons qu'à déterminer deux densités de flux : celle générée par le circuit imprimé $\varphi_{\mathrm{élec}}$ et celle échangée par rayonnement entre la paroi d'injection et la paroi de sondage $\varphi_{\mathrm{ray,ch}}$.

III.3.2 Détermination du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ et de la température adiabatique T_{ad}

La densité de flux échangé par convection entre la paroi d'injection et l'écoulement principal (l'écoulement chaud) est décrite par la loi classique de Newton :

$$\varphi_{\mathrm{conv,ch}} = \mathrm{h}_{\mathrm{conv,ch}}\left(\mathrm{T}_{\mathrm{p,ch}} - \mathrm{T}_{\mathrm{réf}}\right) \qquad \text{(III.14)}$$

Avec

$h_{conv,ch}$: coefficient d'échange convectif ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

$T_{p,ch}$: température de la paroi en face avant (K)

$T_{réf}$: température de référence (K)

En général, pour le calcul du coefficient d'échange convectif, la température de référence dans l'équation de Newton est souvent remplacée par la température de l'écoulement. Cependant, dans le cas d'une paroi multiperforée comme la nôtre, l'écoulement injecté par les multiperforations sur la paroi agit sur l'écoulement principal. Cette interaction casse le caractère monotone de la couche limite thermique. Le remplacement de la température de référence par celle de l'écoulement principal n'est donc plus valable. La détermination de la température de référence est devenue plus difficile.

Afin de résoudre cette difficulté, plusieurs auteurs ont proposés des modèles différents. Certains auteurs [**19**], [**55**] utilisent des modèles de calcul du coefficient d'échange convectif en décomposant le flux d'échange convectif en deux termes ne faisant intervenir que la température de l'écoulement principal, celle d'injection et celle de la paroi. D'autres auteurs [**6**], [**12**], [**29**] ont utilisé la température adiabatique de la paroi T_{ad} comme température de référence $T_{réf}$. Cette température adiabatique T_{ad} est la température de la paroi lorsque l'on impose un flux nul sur la paroi ou autrement dit, lorsque la paroi est adiabatique.

Dans le cadre de cette thèse, la méthode de mesure de la température adiabatique de la paroi, T_{ad}, a été choisie pour calculer le flux de chaleur par convection sur la paroi d'injection, de façon à déterminer ensuite le coefficient d'échange convectif et l'efficacité adiabatique du refroidissement. La technique de calcul de température adiabatique T_{ad} [**56**] sera succinctement décrite dans les paragraphes ci-dessous.

En utilisant la température adiabatique comme température de référence, la loi de Newton – pour le cas d'un échange convectif entre une paroi d'injection et un écoulement chaud – peut s'écrire:

$$\varphi_{conv,ch} = h_{conv,ch}\left(T_{p,ch} - T_{ad}\right) \qquad \text{(III.15)}$$

Ou sous la forme suivante :

$$T_{p,ch} = \frac{1}{h_{conv,ch}}\varphi_{conv,ch} + T_{ad} \qquad \text{(III.16)}$$

Cette écriture nous permet d'obtenir une équation sur laquelle nous pouvons appliquer une régression linéaire simple.

Pour une configuration quelconque étudiée, nous réalisons plusieurs mesures en injectant une densité de flux électrique différente pour chaque mesure. Pour chacune de ces densités de flux électrique injecté, nous estimons la densité de flux d'échange convectif $\varphi_{conv,ch}$ entre la paroi d'injection et l'écoulement principal par le bilan thermique comme il a été détaillé plus haut (Eq. (III.13). La mesure de la température de la paroi d'injection $T_{p,ch}$ se fait par thermographie infrarouge. Et pour chacun de ces couples ($\varphi_{conv,ch}$ et $T_{p,ch}$) intervenant dans l'équation (III.16), nous obtenons toujours le même couple ($h_{conv,ch}$ et T_{ad}). Il est donc possible de réaliser une régression linéaire à partir des couples ($\varphi_{conv,ch}$ et $T_{p,ch}$) afin d'extraire le couple ($h_{conv,ch}$ et T_{ad}) en chaque position de la paroi d'injection.

Le coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ et la température adiabatique T_{ad} sont ensuite adimensionnés respectivement sous la forme du nombre de Nusselt Nu et celle de l'efficacité adiabatique du refroidissement η_{ad}. Le couple ($h_{conv,ch}$ et T_{ad}) sera donc remplacé par le couple (Nu et η_{ad}).

$$Nu = \frac{h_{conv,ch} D}{\lambda} \quad \text{(III.17)}$$

$$\eta_{ad} = \frac{T_{ad} - T_e}{T_i - T_e} \quad \text{(III.18)}$$

Avec

D : diamètre de l'injection (m)

λ : conductivité thermique de l'air à la température de l'écoulement principal ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

T_{ad} : température adiabatique de la paroi d'injection (K)

T_e : température de l'écoulement principal (K)

T_i : température de l'écoulement d'injection (K)

Pour une configuration expérimentale quelconque composée de trois paramètres : géométrique (nombre de rangé ouverte, espacement entre deux trous p/D, espacement entre deux rangées s/D, …), aérodynamique (le taux de soufflage M, …) ou thermique (température de l'écoulement principal, température de l'écoulement d'injection, …), quatre mesures sont réalisées correspondant aux quatre densités de flux électrique $\varphi_{élec}$ dissipé par le circuit imprimé. Le choix des densités de flux électrique injecté doit respecter la tenue mécanique de l'époxy dont la température maximale est de l'ordre de 80°C. Les quatre flux électriques utilisés sont représentés dans le Tableau III.2:

N° de l'essai	Flux électrique injecté ($W.m^{-2}$)
1	320
2	700
3	1225
4	1500

Tableau III.2 : Récapitulatif des flux électriques dissipés

La Figure III.8 nous montre la procédure d'une expérience pour arriver à déterminer l'échange thermique ainsi que l'efficacité de refroidissement d'une paroi d'injection.

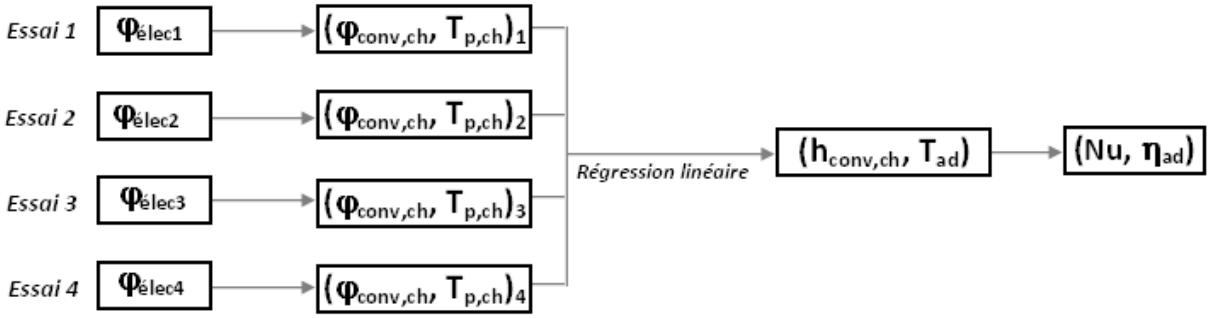


Figure III.8 : Schéma d'exploitation du couple (Nu et η_{ad})

La Figure III.9 présente un exemple de détermination du couple ($h_{conv,ch}$ et T_{ad}) par une régression linéaire de quatre points.

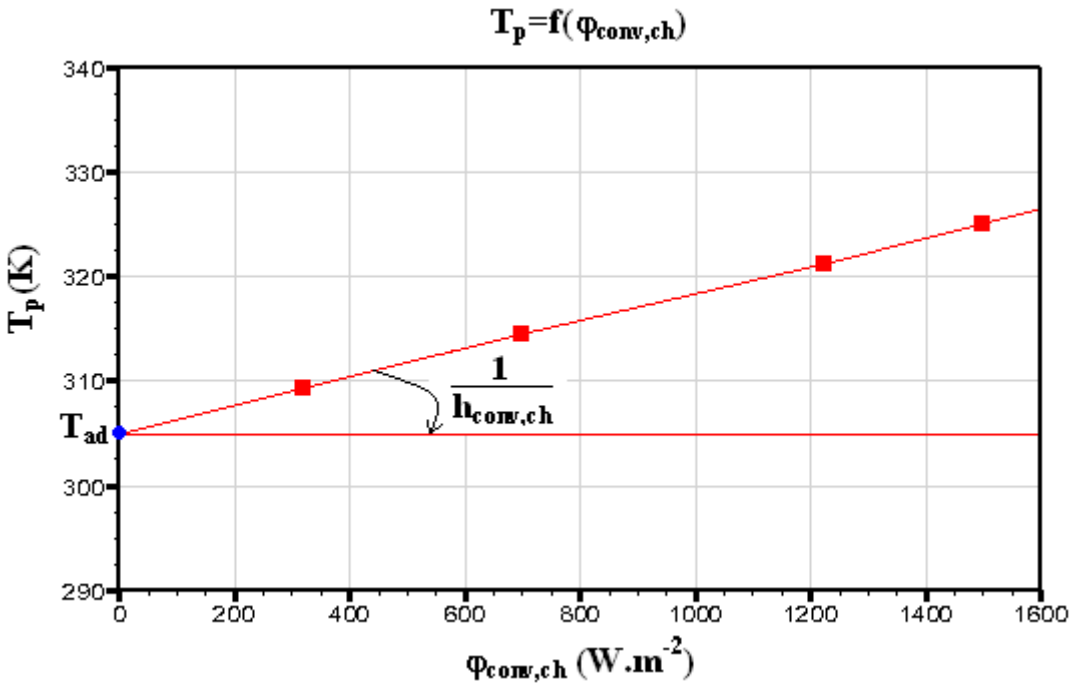


Figure III.9 : Exemple de détermination du couple ($h_{conv,ch}$ et T_{ad}) par une régression linéaire

Les valeurs du couple ($h_{conv,ch}$ et T_{ad}) sont donc obtenues par les relations suivantes :

$$h_{conv,ch} = \frac{1}{a} = \frac{1}{\left[\frac{n\sum(\varphi_{conv,ch} \times T_{p,ch}) - \sum \varphi_{conv,ch} \times \sum T_{p,ch}}{n\sum \varphi_{conv,ch}^2 - \left(\sum \varphi_{conv,ch}\right)^2}\right]} \qquad \text{(III.19)}$$

$$T_{ad} = b = \frac{\sum \varphi_{conv,ch}^2 \times \sum T_{p,ch} - \sum \varphi_{conv,ch} \times \sum (\varphi_{conv,ch} T_{p,ch})}{n \sum \varphi_{conv,ch}^2 - \left(\sum \varphi_{conv,ch}\right)^2} \quad \text{(III.20)}$$

Ensuite, le coefficient de régression R^2 est calculé pour contrôler la qualité de cette régression linéaire ainsi que pour vérifier la validité de la méthode.

$$R^2 = \frac{\left[n \sum (\varphi_{conv,ch} T_{p,ch}) - \sum \varphi_{conv,ch} \times \sum T_{p,ch}\right]^2}{\left[n \sum \varphi_{conv,ch}^2 - \left(\sum \varphi_{conv,ch}\right)^2\right] \times \left[n \sum T_{p,ch}^2 - \left(\sum T_{p,ch}\right)^2\right]} \quad \text{(III.21)}$$

Avec

n : nombre de points utilisés pour une régression (n=4 dans notre cas)

a : pente de la droite de régression

b : ordonnée à l'origine de la droite de régression

Plus le coefficient de régression R^2 s'approche de 1, plus les points sont alignés. La valeur du R^2 est égale à 1 signifiant une régression parfaite.

La Figure III.10 présente un exemple de cartographies des grandeurs $h_{con,ch}$, T_{ad} ainsi que R^2 d'une configuration testée.

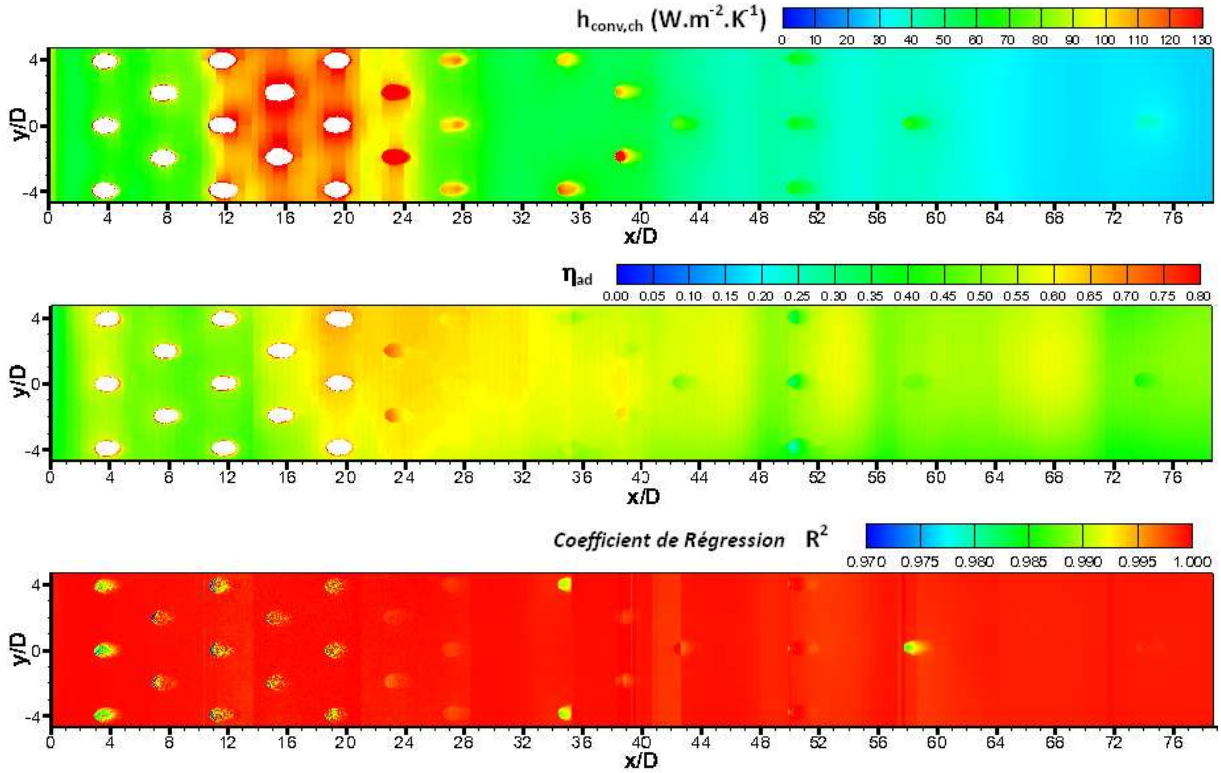


Figure III.10 : Exemple des cartographies de $h_{con,ch}$ et T_{ad} et R^2 de la configuration R5p4s4 testée pour un taux de soufflage M=4

Nous nous intéressons ici en particulier à la cartographie du coefficient de régression R^2. Cette dernière montre que ce coefficient est toujours proche de 1 (>0,995), donc que la méthode est validée et les résultats sur $h_{conv,ch}$ ainsi que sur T_{ad} sont fiables.

III.4 INCERTITUDES

Avant de présenter les résultats expérimentaux au chapitre suivant, il est nécessaire d'estimer des incertitudes commises sur les deux valeurs d'intérêt de notre étude : l'incertitude sur le nombre de Nusselt Nu ainsi que sur l'efficacité adiabatique η_{ad}. Cela nous permet de quantifier un intervalle de confiance sur les résultats expérimentaux obtenus.

Comme nous le savons, le nombre de Nusselt et l'efficacité adiabatique sont calculés à partir du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ et la température adiabatique T_{ad} (Eq. (III.17) et (III.18)). Donc, nous avons besoin tout d'abord de déterminer les incertitudes sur le coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ et celles sur la température adiabatique T_{ad}. Une étude d'incertitude des divers paramètres de l'étude sera réalisée par la méthode statistique [**57**].

Nous avons distingué deux types d'incertitude : l'incertitude aléatoire et l'incertitude globale. L'incertitude aléatoire correspond à l'incertitude de dispersion, c'est-à-dire à l'incertitude commise entre deux mesures d'une grandeur donnée. L'incertitude globale prend en compte l'incertitude aléatoire et l'incertitude systématique (l'étalonnage, méthodes de calcul, …). Le Tableau III.3 présente ces incertitudes sur quelques grandeurs qui peuvent intervenir dans le calcul des incertitudes sur le coefficient d'échange $h_{conv,ch}$ et sur la température adiabatique T_{ad}.

GRANDEURS	INCERTITUDES GLOBALES	INCERTITUDES ALEATOIRES
$T_{p,ch}$ (K)	1	0,1
T_e (K)	1	0,1
$T_{amb}=T_i$ (K)	1	0,1
T_{psond} (K)	1	0,1
$\varepsilon_{p,ch}$	0,02	–
ε_{psond}	0,02	–
λ_p ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	0,005	–

Tableau III.3 : Incertitudes estimées des grandeurs de mesure

Pour les grandeurs qui dépendent de plusieurs autres grandeurs (par exemple : $\varphi_{élec}=f(R, I, S)$, $\varphi_{ray,ch}=g(T_{p,ch}, T_{psond}, \varepsilon)$, …), il est impossible d'évaluer directement leurs incertitudes. Elles sont évaluées aux travers des incertitudes des grandeurs dont elles dépendent (par exemple : $u(\varphi_{élec})=f[u(R), u(I), u(S)]$, $u(\varphi_{ray,ch})=f[u(T_{p,ch}), u(T_{psond}), u(\varepsilon)]$, …).

Si nous supposons qu'une telle grandeur y est composée de N autres grandeurs [$y = f(x_1, x_2, …, x_{N-1}, x_N)$], l'incertitude de la grandeur y se nommant l'incertitude-type composée sera calculée à l'aide la relation suivante :

$$u^2(y) = \sum_{i=1}^{N} \left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\right)^2 u^2(x_i) \qquad \text{(III.22)}$$

Avec

$u(y)$: incertitude type composée de la grandeur y

$u(x_i)$: incertitude type composée du variable x_i

Comme nous l'avons abordé dans les paragraphes précédents (Cf. III.3.2), le couple ($h_{conv,ch}$, T_{ad}) est obtenu par une régression linéaire simple de quatre couples ($\varphi_{conv,ch}$ et $T_{p,ch}$). Les valeurs du couple ($h_{conv,ch}$, T_{ad}) sont calculées grâce aux équations (3.18) et (3.19). En associant ces équations à l'équation (3.21), l'incertitude-type composée du coefficient d'échange $u(h_{conv,ch})$ et celle de la température adiabatique $u(T_{ad})$ sont exprimées par les relations suivantes (n=4 dans notre étude) :

$$u^2(h_{conv,ch}) = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial h_{conv,ch}}{\partial \varphi_{conv,ch,i}}\right)^2 u^2(\varphi_{conv,ch,i}) + \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial h_{conv,ch}}{\partial T_{p,ch,i}}\right)^2 u^2(T_{p,ch,i}) \qquad \text{(III.23)}$$

$$u^2(T_{ad}) = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial T_{ad}}{\partial \varphi_{conv,ch,i}}\right)^2 u^2(\varphi_{conv,ch,i}) + \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial T_{ad}}{\partial T_{p,ch,i}}\right)^2 u^2(T_{p,ch,i}) \qquad \text{(III.24)}$$

Les détails pour déterminer les dérivées de $h_{conv,ch}$ et T_{ad} en fonction de $\varphi_{conv,ch}$ et de $T_{p,ch}$ peuvent être consultés en Annexe C. Il nous reste à calculer les incertitudes de la densité de flux convectif $u(\varphi_{conv,ch})$ et celles de la température de la paroi $u(T_{p,ch})$ pour chaque essai i.

Rappelons que la densité de flux échangé par convection entre la paroi d'injection et l'écoulement principal $\varphi_{conv,ch}$ est calculée par l'équation (3.12). L'incertitude sur $\varphi_{conv,ch}$ est alors déterminée par la relation suivante:

$$u^2(\varphi_{conv,ch}) = u^2(\varphi_{élec}) + u^2(\varphi_{ray,ch}) \quad \text{(III.25)}$$

En combinant les équations (3.3) et (3.21), les incertitudes-types composées liées à la densité de flux électrique dissipé sont évaluées à l'aide de la relation suivante :

$$u^2(\varphi_{élec}) = \left(2\frac{RI}{S}\right)^2 u^2(R) + \left(\frac{R^2}{S}\right)^2 u^2(I) + \left(\frac{R^2 I}{S^2}\right)^2 u^2(S) \quad \text{(III.26)}$$

A partir des équations (3.4) et (3.21), les incertitudes-types composées liées à la densité de flux échangé par rayonnement entre la paroi d'injection et la paroi de sondage sont évaluées à l'aide de la relation suivante:

$$\begin{aligned} u^2(\varphi_{ray,ch}) = {} & \left[\sigma\left(T_{p,ch}^4 - T_{psond}^4\right)\right]^2 u^2(\varepsilon_{total}) \\ & + (4\sigma\varepsilon_{total})^2 \left[\left(T_{p,ch}^3\right)^2 u^2(T_{p,ch}) + \left(T_{psond}^3\right)^2 u^2(T_{psond})\right] \end{aligned} \quad \text{(III.27)}$$

Où

$$\begin{aligned} u^2(\varepsilon_{total}) = {} & \left(\frac{\varepsilon_{psond}}{\varepsilon_{p,ch} + \varepsilon_{psond} - \varepsilon_{p,ch}\varepsilon_{psond}}\right)^2 u^2(\varepsilon_{p,ch}) \\ & + \left(\frac{\varepsilon_{p,ch}}{\varepsilon_{p,ch} + \varepsilon_{psond} - \varepsilon_{p,ch}\varepsilon_{psond}}\right)^2 u^2(\varepsilon_{psond}) \end{aligned} \quad \text{(III.28)}$$

En utilisant des équations (III.16), (III.17) et (III.21), nous pouvons déduire les incertitudes-types composées du nombre de Nusselt et celles de l'efficacité adiabatique grâce aux relations suivantes :

$$u^2(Nu) = \left(\frac{D}{\lambda}\right)^2 u^2(h_{conv,ch}) + \left(\frac{h_{conv,ch}}{\lambda}\right)^2 u^2(D) + \left(\frac{h_{conv,ch} D}{\lambda^2}\right)^2 u^2(\lambda) \quad \text{(III.29)}$$

$$u^2(\eta_{ad}) = \left(\frac{1}{T_i - T_e}\right)^2 u^2(T_{ad}) + \left[\frac{T_{ad} - T_e}{(T_i - T_e)^2}\right]^2 u^2(T_e) + \left[\frac{T_{ad} - T_i}{(T_i - T_e)^2}\right]^2 u^2(T_i) \quad \text{(III.30)}$$

Ensuite, ces incertitudes-types composées du nombre de Nusselt $u(Nu)$ et de l'efficacité adiabatique $u(\eta_{ad})$ sont multipliées par un facteur t_s dépendant de l'indice de

confiance pour obtenir leurs incertitudes élargies : U(Nu) et U(η_{ad}). Dans le cadre de notre étude, nous avons choisi un facteur t_s=2,92 qui correspond à un indice de confiance de 95%.

$$U(Nu) = 2{,}92 \times u(Nu)$$

$$U(\eta_{ad}) = 2{,}92 \times u(\eta_{ad})$$

Les incertitudes élargies obtenues sont ensuite présentées sous la forme des incertitudes relatives U(Nu)/Nu et U(η_{ad})/ η_{ad}. La Figure III.11 présente les incertitudes relatives (en %) du nombre de Nusselt et de l'efficacité adiabatique pour la configuration de base. Nous constatons que l'incertitude relative du nombre de Nusselt est inférieure à 3% (Figure III.11a) tandis que celle de l'efficacité adiabatique est inférieure à 7% (Figure III.11b).

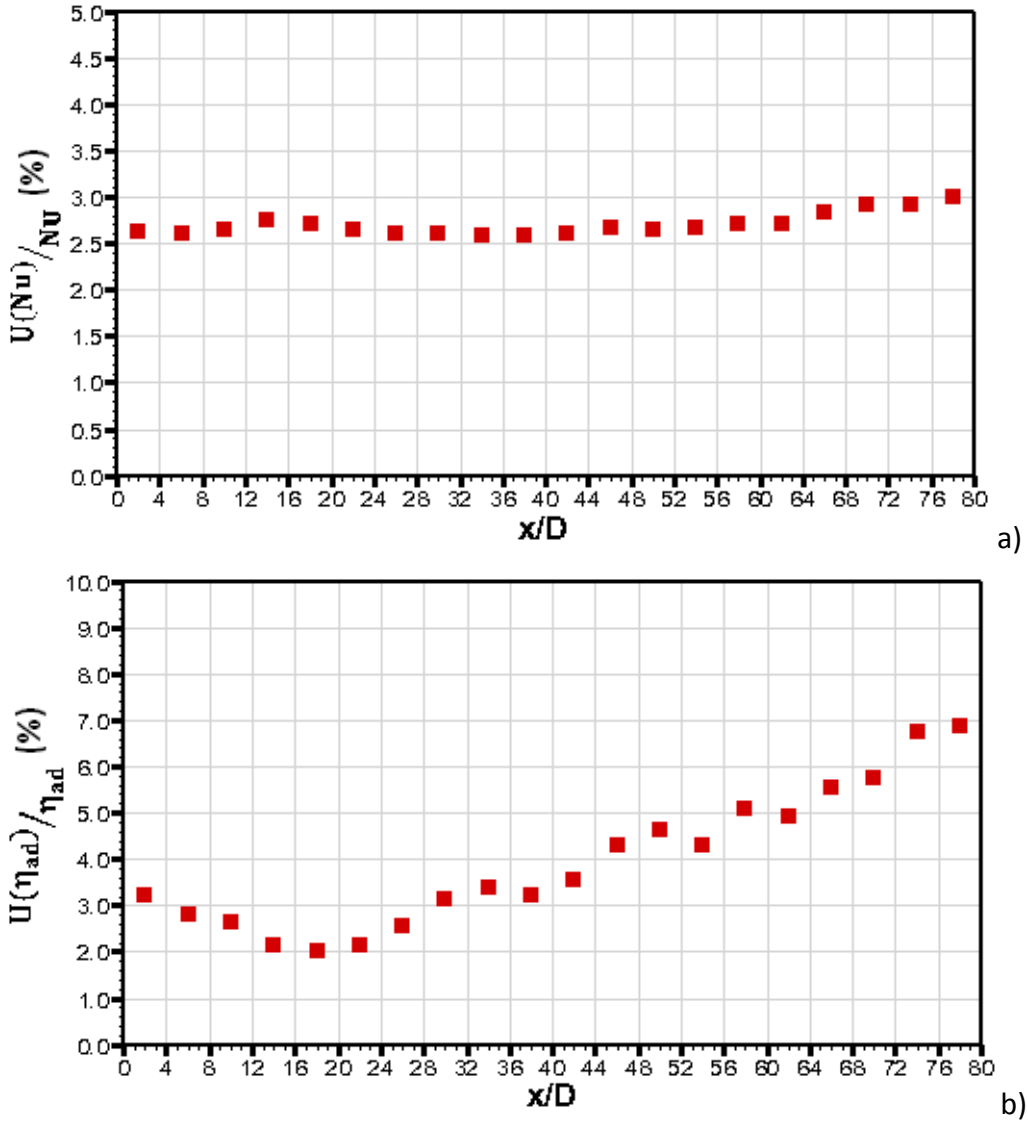


Figure III.11 : Distribution des incertitudes relatives:
a) sur le nombre de Nusselt Nu et b) sur l'efficacité adiabatique η_{ad}

CHAPITRE IV

RESULTATS EXPERIMENTAUX

IV.1 INTRODUCTION

Dans un premier temps, nous allons regarder l'ensemble des conditions expérimentales utilisées (conditions aérothermiques : températures des écoulements, taux de soufflage, … et conditions géométriques : distributions des injections sur la plaque, …). Ensuite, afin de mieux comprendre l'analyse des résultats des expériences réalisées, nous allons aborder la façon d'exploiter les résultats.

Les variations du nombre de Nusselt ainsi que celles de l'efficacité adiabatique de refroidissement tout au long de la paroi multiperforée sont présentées dans ce chapitre. Les expériences réalisées sont divisées en trois groupes principaux.

Premièrement, notre expérience consiste en une étude des transferts thermiques d'une paroi non perforée. Cette expérience nous permettra d'une part de valider la qualité de notre dispositif expérimental et d'autre part de comparer facilement le cas d'une plaque protégée par film cooling avec le cas d'une plaque sans protection pour pouvoir en déduire l'impact du refroidissement. Ensuite, nos expériences consistent, pour des taux de soufflage différents, en des études sur des configurations avec le nombre de rangées d'injection ouvertes différent. Ces expériences ont pour objectif d'étudier l'influence du taux de soufflage M et l'influence de l'ouverture des rangées d'injection sur la formation de la couche de refroidissement.

Deuxièmement, notre étude a pour but d'étudier l'influence de deux paramètres géométriques sur le film cooling : l'espacement latéral, p, entre deux injections d'une même rangée et l'espacement longitudinal, s, entre deux rangées ouvertes. Dans un premier temps, nous allons observer l'influence de l'espacement longitudinal, s, sur le film cooling. L'espacement entre deux rangées ouvertes est s = 4D et s = 12D tandis que l'espacement entre deux injections est maintenu invariable, p=4D. Dans un second temps, la modification de ces deux paramètres a été effectuée simultanément, s=p=4, s=p=8 et s=p= 12.

Dernièrement, l'ensemble des expériences est réalisé dans le but d'entretenir la couche de refroidissement, par modification du motif d'injection, une autre zone d'injection sera proposée en ajoutant des rangées supplémentaires. L'influence du nombre de rangées supplémentaires ainsi que leur position par rapport à la première zone d'injection seront étudiées.

IV.2 INFORMATIONS SUR LES CONFIGURATIONS ET SUR LA PRÉSENTATION DES RÉSULTATS

IV.2.1 Définition des configurations

Dans les paragraphes qui suivent, quelques expressions sont utilisées pour désigner les noms des configurations de chaque expérience réalisée. Cette partie donne les règles utilisées pour définir ces expressions :

- R4p4s4 est constitué de trois composantes dont les caractéristiques (Figure IV.1) sont :
  - R4 : le nombre de rangées ouvertes, ici **R=4**
  - p4 : l'espacement entre deux trous d'une même rangée, ici **p=4D**
  - s4 : l'espacement entre deux rangées, ici **s=4D**

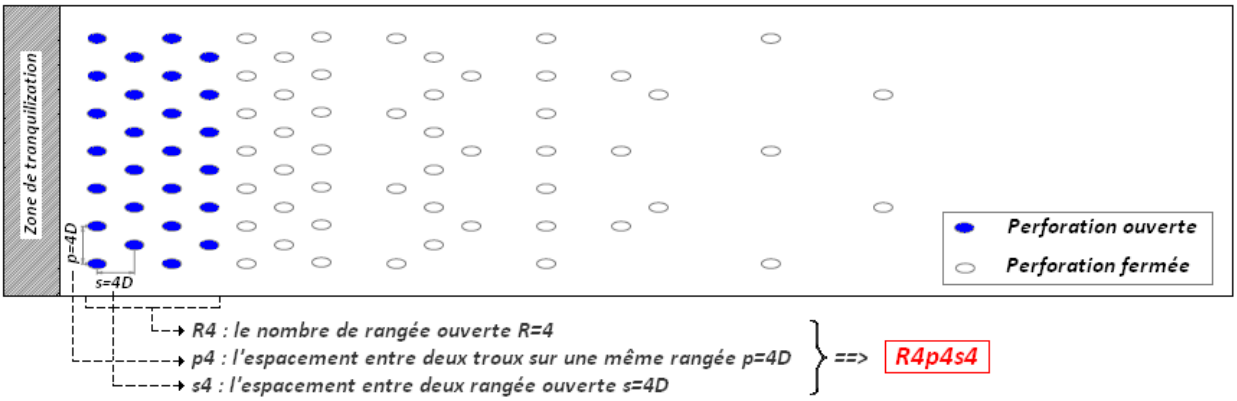


Figure IV.1 : Exemple de définition du nom d'une configuration, celle-ci représente « la configuration de base »

La première partie de l'ensemble de nos expériences est un groupe d'essais réalisé sur des configurations comprenant de 3, 4, 5 et 7 rangées ouvertes. Chaque configuration du cas de référence est testée avec les taux de soufflage différents (M=1, 3, 4). L'objectif de cette partie expérimentale est de visualiser la formation de la couche de refroidissement.

IV.2.2 Information sur la présentation des résultats

Concernant la présentation des résultats expérimentaux (graphes du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ moyen-spatial, de l'efficacité adiabatique moyenne-spatiale $\overline{\overline{\eta_{\mathrm{ad}}}}$) des traits en couleurs sont représentés. Ces traits ont pour but de repérer l'emplacement des rangées d'injection ouvertes. Les couleurs des traits correspondent aux couleurs des courbes. La Figure IV.2 donne un exemple de représentation des résultats.

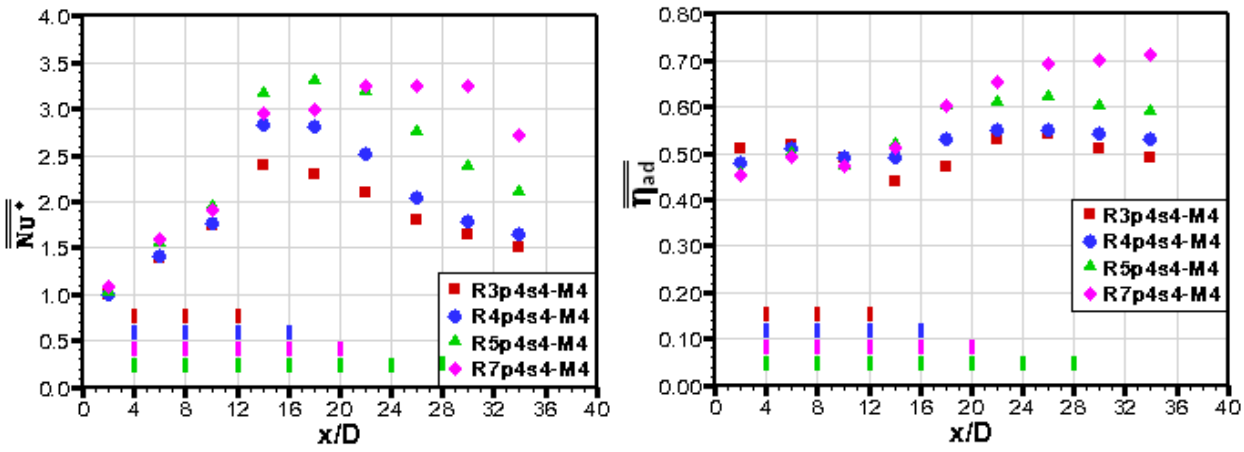


Figure IV.2 : Exemple de présentation des résultats (nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ et efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$)

Notons que le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ est déterminé par la relation suivante :

$$\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}} = \overline{\overline{\left(\frac{\mathrm{Nu}}{\mathrm{Nu}_0}\right)}} \qquad \text{(IV.1)}$$

Nu correspond au nombre de Nusselt d'un cas avec injection et Nu_0 correspond au nombre de Nusselt du cas sans injection.

IV.3 CONDITIONS EXPÉRIMENTALES

Nous rappelons ici les conditions thermiques et aérodynamiques qui seront imposées lors de nos essais expérimentaux.

IV.3.1 Conditions thermiques

Comme nous l'avons présenté dans le chapitre précédent, l'écoulement principal est chauffé jusqu'à 40°C par un chauffage électrique, avant d'entrer dans la veine d'essais. L'air ambiant de la salle d'expérience sera utilisé comme l'écoulement d'injection dont la température est de l'ordre de 20°C. Ces conditions thermiques des deux écoulements sont conservées pour toutes les expériences réalisées dans le cadre de cette étude.

Conditions thermiques	
L'écoulement principal	T_e = 40°C
L'écoulement d'injection	$T_i \approx$ 20°C

Tableau IV.1 : Conditions thermiques utilisées

IV.3.2 Conditions aérodynamiques

La condition aérodynamique la plus importante dans nos essais est le taux de soufflage M. Ce dernier est calculé par la relation suivante :

$$M = \frac{\rho_i U_i}{\rho_e U_e} \qquad \text{(IV.2)}$$

Avec

ρ_i : la masse volumique de l'écoulement d'injection ($kg.m^{-3}$)

U_i : la vitesse de l'écoulement d'injection ($m.s^{-1}$)

ρ_e : la masse volumique de l'écoulement principal ($kg.m^{-3}$)

U_e : la vitesse de l'écoulement principal ($m.s^{-1}$)

Le taux de soufflage M peut s'écrire également sous la forme suivante :

$$M = \frac{\rho_i U_i (nS_i)}{\rho_e U_e S_e} \times \frac{S_e}{nS_i} \qquad \text{(IV.3)}$$

Avec

S_i : la section d'injection calculée par $\frac{\pi D^2}{4}$ (m^2)

S_e : la section de la veine d'essais (S_e = 0,13966 m^2)

n : le nombre d'injections ouvertes

Le débit massique de l'écoulement principal et celui de l'écoulement d'injection sont calculés par les relations ci-dessous :

$$Q_e = \rho_e U_e S_e \quad \text{(IV.4)}$$

$$Q_i = \rho_i U_i (nS_i) \quad \text{(IV.5)}$$

Il est donc possible d'en déduire la relation entre le taux de soufflage M et le débit massique des deux écoulements principal et d'injection :

$$M = K \times \frac{Q_i}{Q_e} \quad \text{(IV.6)}$$

Avec

$$K = \frac{S_e}{nS_i} = \frac{327,15}{n}$$

Q_i : le débit massique de l'écoulement d'injection ($kg.s^{-1}$)

Q_e : le débit massique de l'écoulement principal ($kg.s^{-1}$)

Pour l'ensemble des configurations étudiées, le débit massique de l'écoulement principal a été fixé à 45$g.s^{-1}$, il correspond à une vitesse moyenne de l'écoulement principal de 2$m.s^{-1}$. Le taux de soufflage M sera donc contrôlé par le débit massique de l'écoulement d'injection.

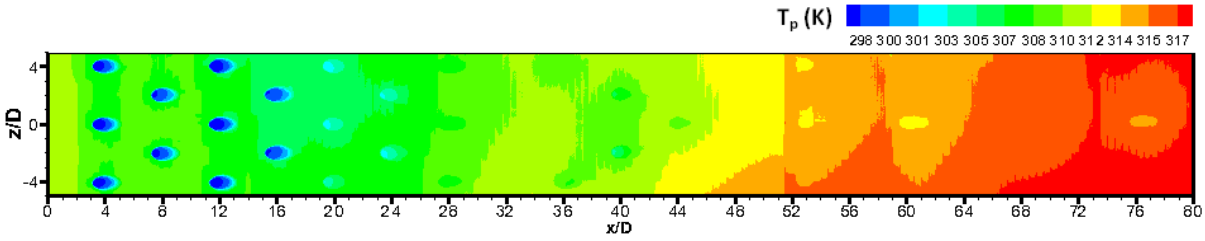
Le Tableau IV.2 répertorie l'ensemble des taux de soufflage M testés ainsi que le débit massique de l'écoulement d'injection utilisé.

Taux de soufflage M	**Débit massique de l'écoulement secondaire par injection ($g.s^{-1}$)**	**Vitesse de l'écoulement secondaire U_i ($m.s^{-1}$)**
1	0,14	4,2
2	0,27	8,3
3	0,41	12,4
4	0,55	16,6
5	0,69	20,7

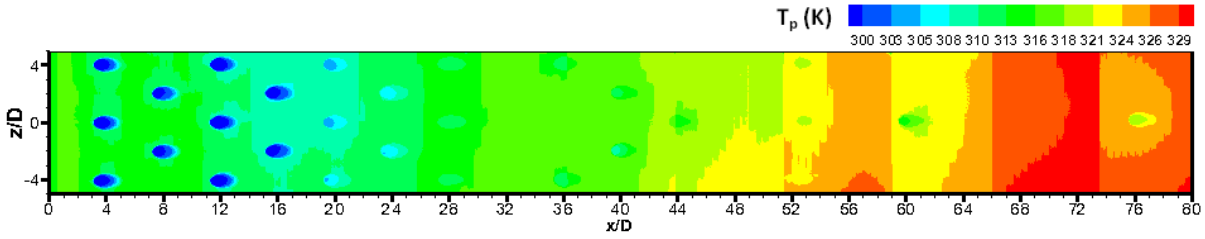
Tableau IV.2 : Récapitulatif des taux de soufflage M testés

IV.4 TECHNIQUE D'EXPLOITATION DES RESULTATS

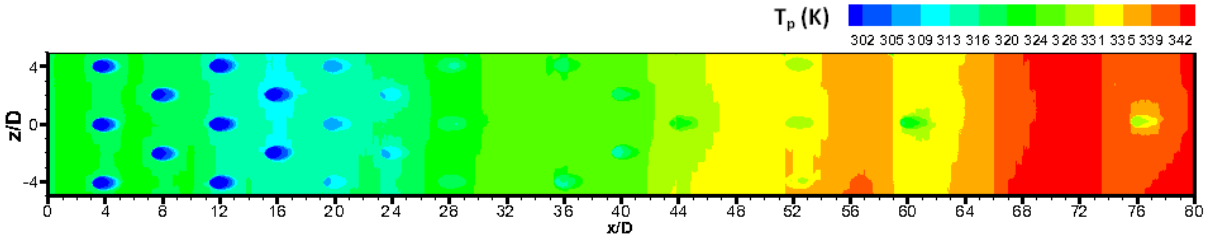
Les résultats obtenus sont issus de l'exploitation de cartes de température de la paroi mesurées par thermographie infrarouge (Annexe B). La Figure IV.3 présente un exemple des cartes de température de la paroi correspondant au quatre flux électriques injectés pour la configuration de base R4p4s4.



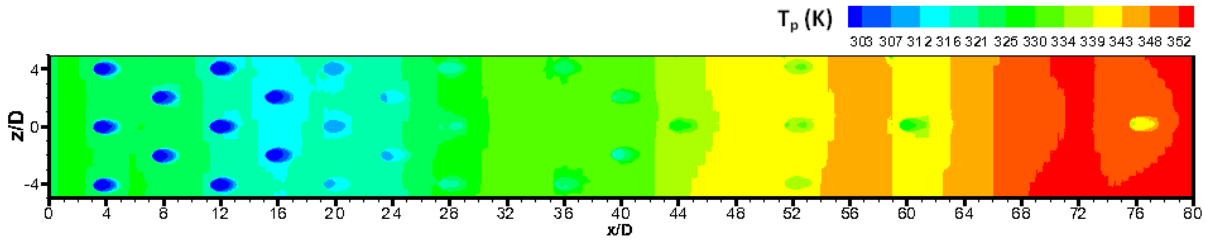
a) Flux électrique injecté $\varphi_{élec}$=320 (W.m^{-2})



b) Flux électrique injecté $\varphi_{élec}$=700 (W.m^{-2})



c) Flux électrique injecté $\varphi_{élec}$=1225 (W.m^{-2})



d) Flux électrique injecté $\varphi_{élec}$=1500 (W.m^{-2})

Figure IV.3 : Cartographies de la température de la paroi suivant les quatre flux électriques dissipés pour la configuration R4p4s4

Ces cartographies de la température de la paroi ont été obtenues à partir d'un échantillonnage de 50 images effectué à une fréquence de 50Hz pendant 10s en ne gardant qu'une seule image sur dix. Cela est fait afin de minimiser le bruit de mesures. Lors de nos essais, la position de la caméra infrarouge conduit à une résolution d'environs 0,3x0,3 mm^2 par pixel.

La largeur des cartes de température de la paroi d'injection se limite à 10D par rapport à largeur 30D de la plaque (Figure IV.4). Cette zone d'observation correspond à la partie centrale de la paroi d'injection, est non affectée par les effets de bord et est suffisante pour notre étude.

Les cartographies de la température de la paroi d'injection seront traitées par la méthode de régression linéaire décrite dans le chapitre précédent, afin de remonter aux cartographies du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ ainsi qu'à celles de la température adiabatique de paroi T_{ad}.

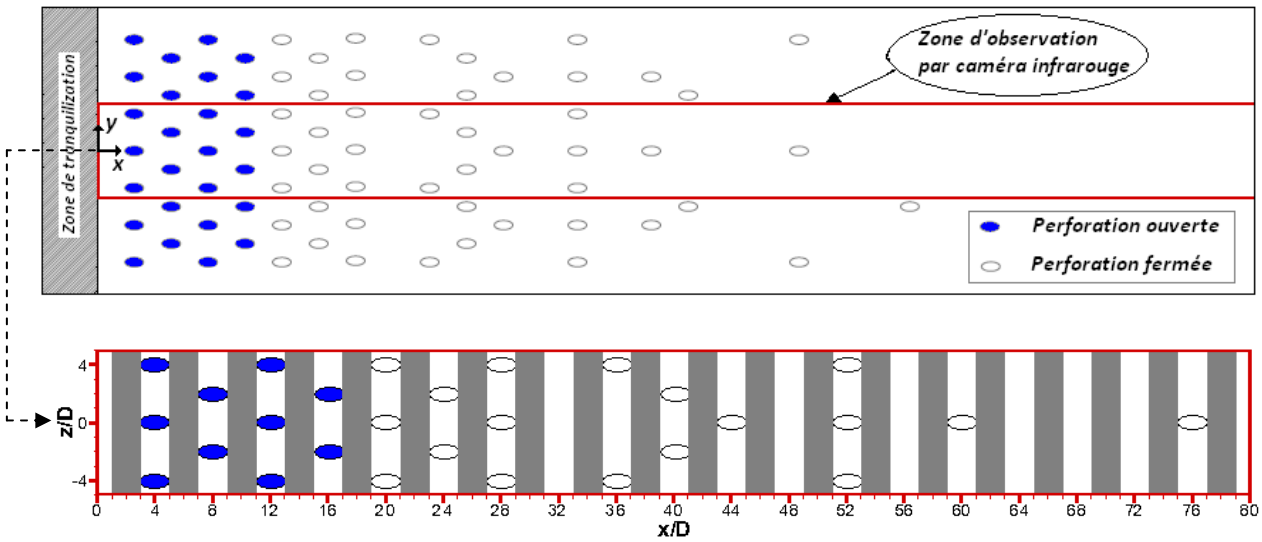


Figure IV.4 : Zone d'observation de la paroi d'injection par caméra infrarouge
a) Paroi multiperforée dans son ensemble b) Zone d'observation par la caméra infrarouge

Rappelons que les cartographies du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ et celles de la température adiabatique T_{ad} seront ensuite exprimées sous la forme adimensionnée du nombre de Nusselt Nu et de l'efficacité adiabatique η_{ad} en utilisant les relations suivantes :

$$Nu = \frac{h_{conv,ch} D}{\lambda} \qquad (IV.7)$$

$$\eta_{ad} = \frac{T_{ad} - T_e}{T_i - T_e} \quad \text{(IV.8)}$$

Avec

D : diamètre de l'injection (m)

λ : conductivité thermique de l'air à la température de référence (température adiabatique) ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

T_e : température de l'écoulement principal (chaud) (K)

T_i : température de l'écoulement secondaire (froid) (K)

Ces deux grandeurs seront présentées par des profils moyennés. Premièrement, nous allons moyenner suivant l'axe z sur toute la largeur de la cartographie, soit 10D, pour obtenir une valeur moyenne que nous appelons « la valeur moyenne-latérale ». Pour éviter les perturbations dans les calculs moyens, les zones perforées ne sont pas prise en compte dans cette valeur moyenne. La détermination de ces valeurs moyennes-latérales est effectuée grâce à la relation suivante :

$$\overline{Nu}\left(\frac{x}{D}\right) = \frac{1}{L}\int_{-L/2}^{L/2} Nu\left(\frac{x}{D}, \frac{z}{D}\right) d\left(\frac{z}{D}\right) \quad \text{(IV.9)}$$

$$\overline{\eta_{ad}}\left(\frac{x}{D}\right) = \frac{1}{L}\int_{-L/2}^{L/2} \eta_{ad}\left(\frac{x}{D}, \frac{z}{D}\right) d\left(\frac{z}{D}\right) \quad \text{(IV.10)}$$

Avec L=10D : largeur de la cartographie (largeur de la zone d'observation par caméra infrarouge).

Deuxièmement, afin d'améliorer la lisibilité des courbes, nous allons moyenner les valeurs moyenne-latérales obtenues précédemment suivant l'axe x sur un intervalle de 2D (largeur de la zone grise, Figure IV.4b) pour obtenir les valeurs moyenne-spatiales. Le calcul de ces valeurs moyennes-spatiales est défini de la manière suivante :

$$\overline{\overline{Nu}} = \frac{1}{2D}\int_{0}^{2D} \overline{Nu}\left(\frac{x}{D}\right) d\left(\frac{x}{D}\right) \quad \text{(IV.11)}$$

$$\overline{\overline{\eta_{ad}}} = \frac{1}{2D}\int_{0}^{2D} \overline{\eta_{ad}}\left(\frac{x}{D}\right) d\left(\frac{x}{D}\right) \quad \text{(IV.12)}$$

Ces moyennes permettent d'enlever les zones d'injections pour lesquelles la mesure de température par thermographie infrarouge en sortie d'injection n'a pas de sens.

IV.5 REPRÉSENTATIONS DES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Comme nous l'avons vu en introduction, les expériences sont divisées en trois groupes principaux. Cette partie nous informe sur la présentation des résultats obtenus au fur à mesure pour ces trois groupes.

Chaque partie expérimentale sera commencée par une présentation des géométries ainsi qu'une présentation des caractéristiques de toutes les configurations. Elle sera ensuite poursuivie par des analyses sur les deux grandeurs obtenues : le rapport du nombre de Nusselt moyen-spatial (ou le nombre de Nusselt relatif moyen-spatial) et l'efficacité adiabatique moyenne-spatiale.

IV.5.1 Cas de référence

IV.5.1.1 Cas de la paroi non perforée

Tout d'abord, nous réalisons des mesures de transfert de chaleur sur une plaque non perforée (ou plaque plane). Ensuite, nous comparons les résultats obtenus avec ceux calculés par la corrélation de Colburn [**58**]. Cette comparaison nous permet de valider la qualité de notre dispositif expérimental.

Pour pouvoir réaliser cette mesure expérimentale sur la plaque non perforée, les perforations de la plaque (81 trous) ont été obturées pour empêcher l'écoulement d'injection de traverser les perforations. (Figure IV.5). Nous avons pris soin de placer les obturateurs de telle sorte que la plaque soit la plus plane possible de façon à minimiser la perturbation due aux trous bouchés.

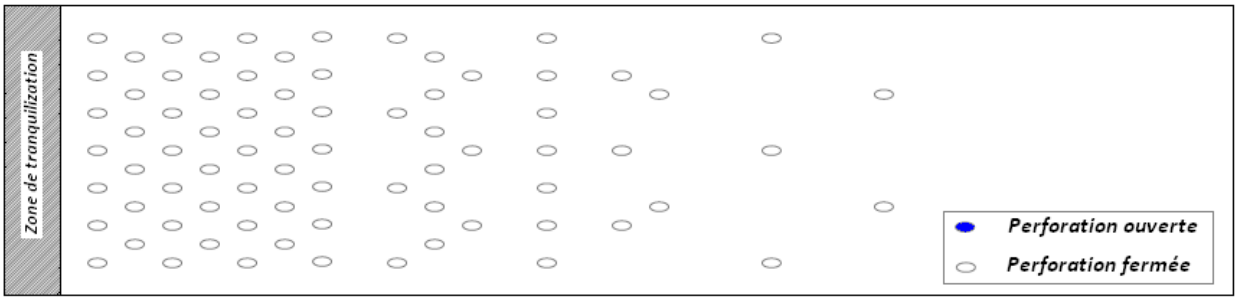


Figure IV.5 : La plaque non perforée obtenue en obturant les perforations

La corrélation de Colburn est utilisée pour évaluer la variation du nombre de Nusselt à des fins de comparaison avec nos résultats. Cette corrélation s'exprime par la relation suivante :

$$Nu_{x,Cor} = \frac{h_x D}{\lambda_{air}} = \frac{D}{x} \times 0{,}0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \qquad \text{(IV.13)}$$

Avec

$Nu_{x,Cor}$: nombre de Nusselt à la position x

x : position sur la plaque (m)

Re_x : nombre de Reynold, défini par la relation suivante :

$$Re_x = \frac{U_e x}{\upsilon}$$

Pr : nombre de Prandlt

D : Diamètre des orifices d'injection.

La Figure IV.6 présente la distribution du nombre de Nusselt mesuré dans le cas d'une plaque non perforée (plaque plane).

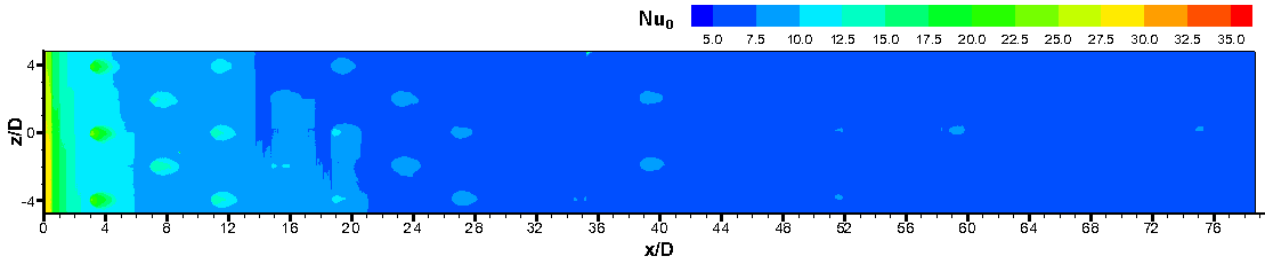


Figure IV.6 : Cartographie du nombre de Nusselt Nu_0 dans le cas d'une plaque plane

Au-delà de cette distribution, nous pouvons en déduire le profil du nombre de moyennes-spatiales en moyennant suivant l'équation (IV.11).

La variation du nombre de Nusselt $\overline{\overline{\mathrm{Nu}_0}}$ obtenue expérimentalement ainsi que la variation du celui obtenu par la corrélation de Colburn dans le cas d'une plaque plane sans perforation sont présentées sur la Figure IV.7.

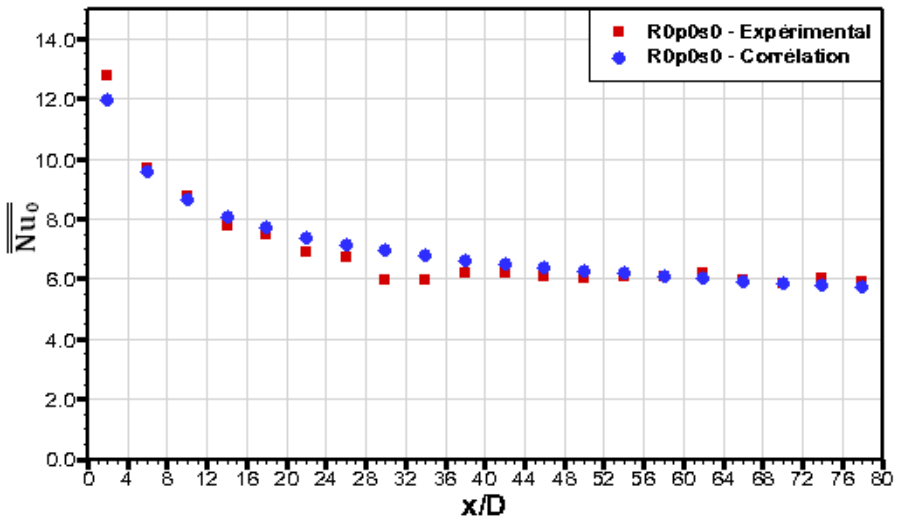


Figure IV.7 : Variation du nombre de Nusselt $\overline{\overline{Nu_0}}$ d'une plaque plane sans perforation obtenue expérimentalement (courbe rouge) et obtenue par la corrélation de Colburn (courbe bleue)

Au regard de la variation du nombre de Nusselt $\overline{\overline{\mathrm{Nu}_0}}$ obtenu expérimentalement (courbe rouge) et celle obtenue par la corrélation de Colburn (courbe bleue), nous constatons que les valeurs du nombre de Nusselt dans les deux cas sont comparables, validant la qualité de notre dispositif expérimental.

Particulièrement, au vu de l'évolution du nombre de Nusselt expérimental (courbe rouge), nous pouvons constater que le nombre de Nusselt atteint une valeur maximale dans la région du bord d'attaque de la plaque ($\overline{\overline{\mathrm{Nu}_0}} \approx 13$ à la position x/D=2), puis diminue jusqu'à une valeur asymptotique ($\overline{\overline{\mathrm{Nu}_0}} = 6$) à partir de la position x/D=30 et reste constant jusqu'à la fin de la plaque. En effet, cette variation du nombre de Nusselt $\overline{\overline{\mathrm{Nu}_0}}$ correspond à la formation et au développement de la couche limite thermique. Nous constatons que la couche limite thermique a été complètement formée au-delà de la position x/D=30, ce qui explique une variation constante du nombre de Nusselt au-delà de cette position jusqu'à la fin de la plaque.

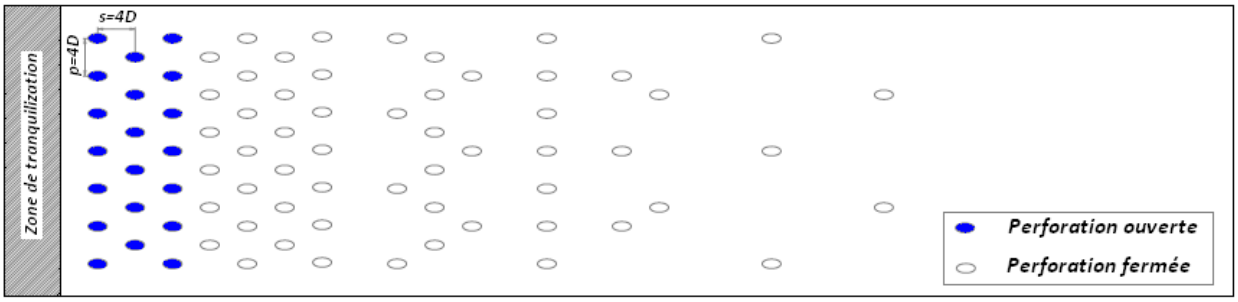
Par la suite, cette évolution du nombre de Nusselt $\overline{\overline{\mathrm{Nu}_0}}$ sera utilisée pour normaliser le nombre de Nusselt obtenu dans tous les cas d'essais avec injection. Cela nous permettra de comparer les résultats obtenus avec injection à ceux obtenus sans injection (cas de protection nulle). Les profils du nombre de Nusselt obtenus seront donc présentés sous la forme du nombre de Nusselt relatif (Equation (IV.1)).

IV.5.1.2 Cas de 3-4-5-7 rangées ouvertes

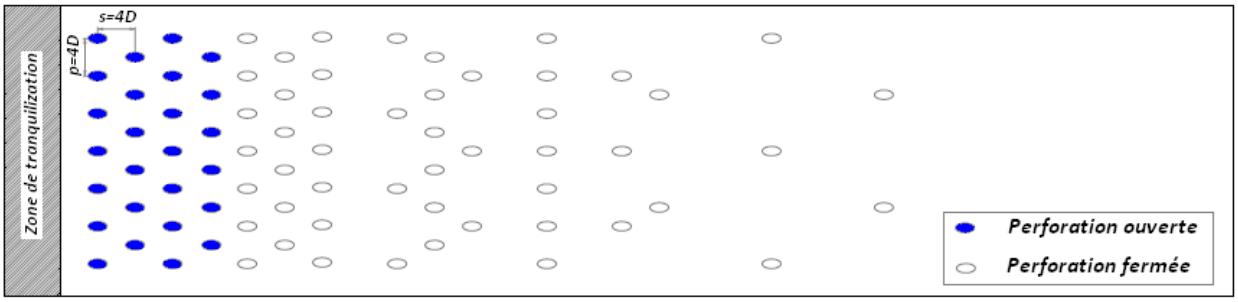
i. Géométries des configurations étudiées

Le cas de référence dans notre étude rassemble les expériences réalisées sur des configurations dont l'espacement p entre deux injections d'une même rangée et l'espacement s entre deux rangées ouvertes, sont égaux à 4D. Le nombre de rangées ouvertes de ces configurations varie de 3 à 7 (3, 4, 5 et 7).

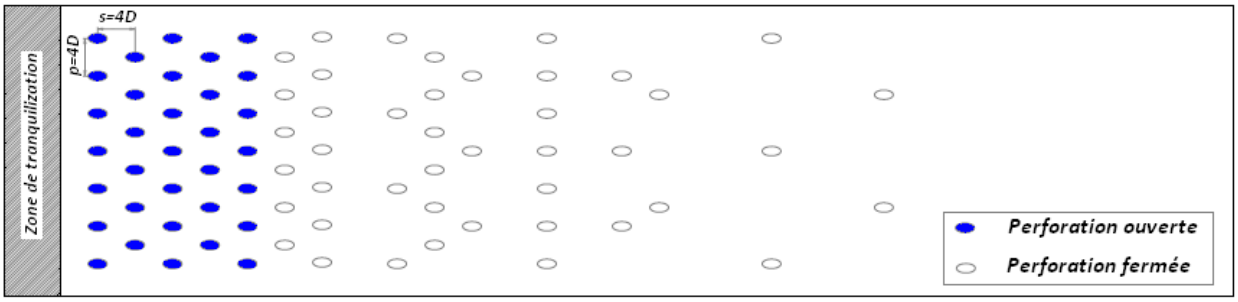
La Figure IV.8 présente la distribution des injections sur la plaque pour chaque configuration utilisée dans la deuxième série d'expériences.



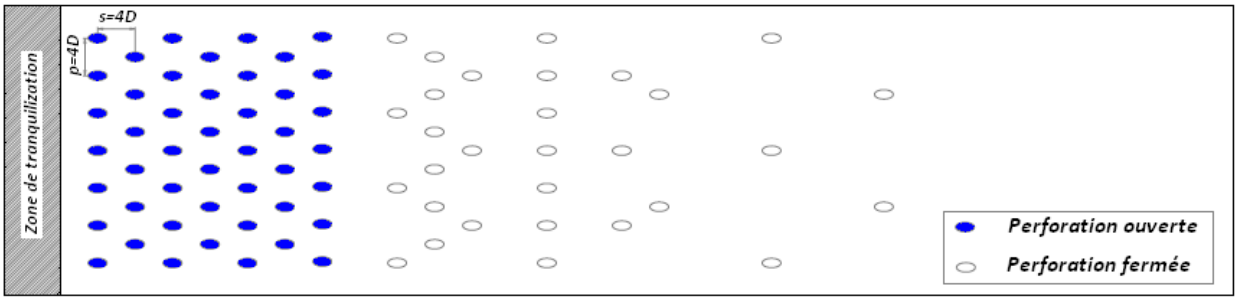
a) Configuration avec trois rangées ouvertes (R3p4s4)



b) Configuration avec cinq rangées ouvertes (R4p4s4)



c) Configuration avec sept rangées ouvertes (R5p4s4)



d) Configuration avec sept rangées ouvertes (R7p4s4)

Figure IV.8 : La distribution des injections sur la plaque selon de nombre de rangées ouvertes

Pour chacune de ces configurations, trois valeurs de taux de soufflage M sont choisies pour étudier leur influence sur la formation de la couche de refroidissement. L'ensemble des expériences réalisées avec les valeurs des paramètres est répertorié dans le Tableau IV.3.

Nom d'essai	Nombre de rangée ouverte R	p/D	s/D	Taux de soufflage M
R3p4s4-M1	3	4	4	1
R4p4s4-M1	4			
R5p4s4-M1	5			
R7p4s4-M1	7			
R3p4s4-M3	3			3
R4p4s4-M3	4			
R5p4s4-M3	5			
R7p4s4-M3	7			
R3p4s4-M4	3			4
R4p4s4-M4	4			
R5p4s4-M4	5			
R7p4s4-M4	7			

Tableau IV.3 : Valeurs des paramètres des essais du cas de référence

ii. Variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$

Ce paragraphe présente les résultats obtenus dans le cadre de l'étude de l'influence du nombre de rangées ouvertes R et l'influence du taux de soufflage M sur la variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}}}^*$. L'observation de ces résultats va nous permettre de déterminer le nombre minimum de rangées ouvertes à partir duquel la couche de refroidissement commence à se former.

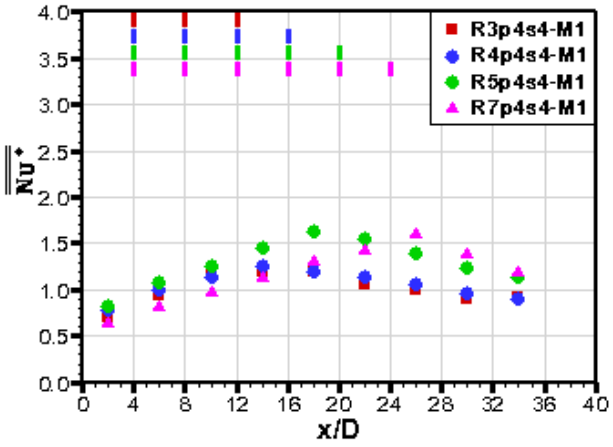
Sur la Figure IV.9, nous présentons l'évolution du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ de l'ensemble des résultats du cas de référence mesurés pour différents nombres de rangées ouvertes R ainsi que pour différents taux de soufflage M.

Nous nous intéressons à la variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ avec le nombre de rangées d'injection ouvertes (Figure IV.9, colonne gauche), deux tendances se dégagent suivant la valeur de taux de soufflage M. En effet, pour le faible taux de soufflage M=1, quel que soit le nombre de rangées ouvertes, le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ augmente dans la zone de multiperforation jusqu'à une valeur maximale de l'ordre de $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$=1,3 pour R=3 et R=4, l'ordre de $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$=1,6 pour R=5 et R=7 puis diminue au-delà de la zone multiperforée sans toutefois atteindre la valeur initiale ($\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$=0,6 à x/D=2) puisque $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$= 0,9 à x/D=33 (Figure IV.9a).

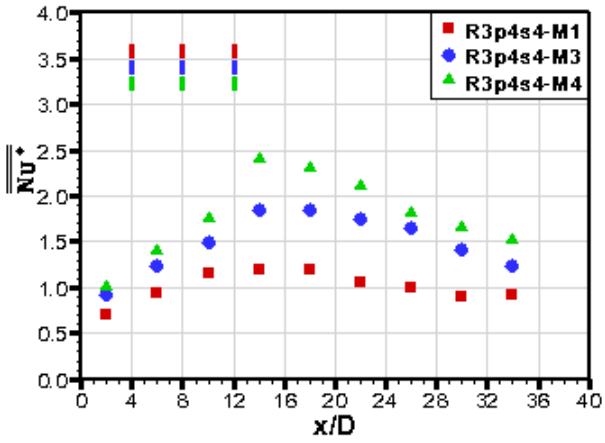
Pour les taux de soufflage plus grands M=3 et M=4, nous observons toujours une augmentation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ dans la zone de multiperforation quel que soit le nombre de rangées ouvertes. Au-delà de cette zone, le comportement est différent suivant le nombre de rangées ouvertes. En effet, pour le cas de trois rangées ouvertes R=3 (Figure IV.9.b), la valeur du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ commence à diminuer au-delà de la zone multiperforée. Pour les deux autres cas R=5 (Figure IV.9.d) et R=7 (Figure IV.9.f), il apparait la présence d'un palier sur les profils avant d'atteindre la fin de la zone multiperforée. Ce palier est davantage marqué pour le cas R=7. Cette présence de palier traduit une construction progressive de la couche de refroidissement. Cependant, le palier disparaît au-delà de la zone multiperforée, ce qui est observé par la diminution du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ (Figure IV.9 c et e). Cela montre que la couche de refroidissement s'estompe si elle n'est pas entretenue.

D'autre part, l'ouverture d'une rangée supplémentaire entraîne un écart maximal des valeurs du nombre de Nusselt, $\Delta\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$, différent suivant que l'on passe de 3 à 4 rangées ouvertes ($\Delta\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}} = 0{,}5$ pour M=4) ou de 4 à 5 rangées ouvertes ($\Delta\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}} = 0{,}7$ pour M=4). Ce comportement a également observé par l'ouverture de deux rangées supplémentaires. En effet, nous observons de différents écarts des valeurs du nombre de Nusselt, $\Delta\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$, suivant que l'on passe de 3 à 5 rangées ouvertes ($\Delta\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}} = 1{,}2$ pour M=4) ou de 5 à 7 rangées ouvertes ($\Delta\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}} = 0{,}5$ pour M=4). Au vu de ces résultats, il est possible qu'une fois la couche de refroidissement formée, l'ouverture de rangées supplémentaires

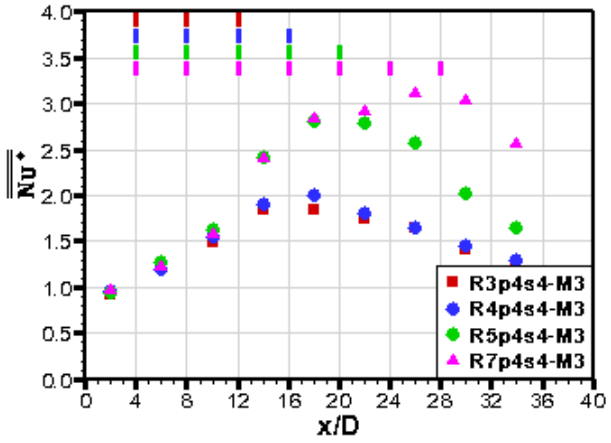
n'a qu'un effet d'entretien de la couche de refroidissement plutôt qu'un effet d'augmentation des transferts de chaleur.



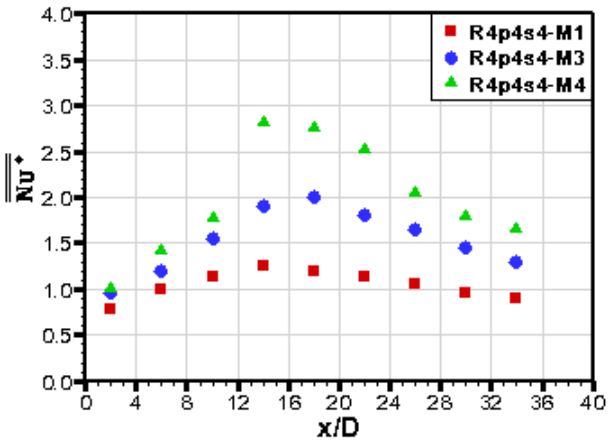
a)



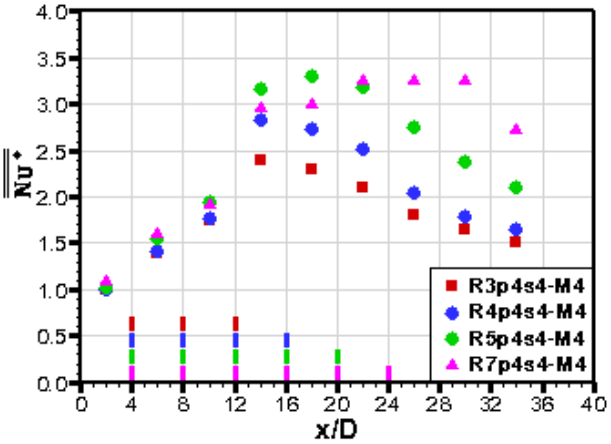
b)



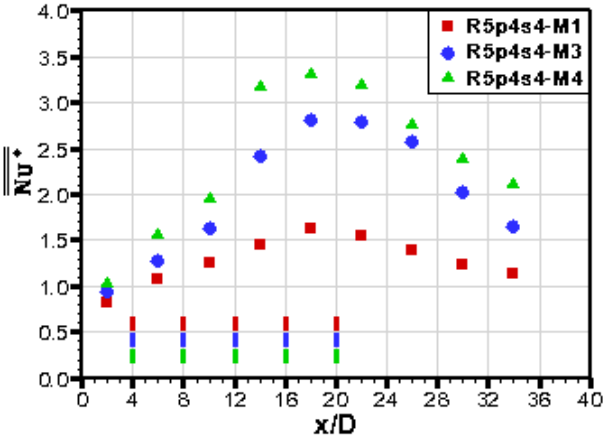
c)



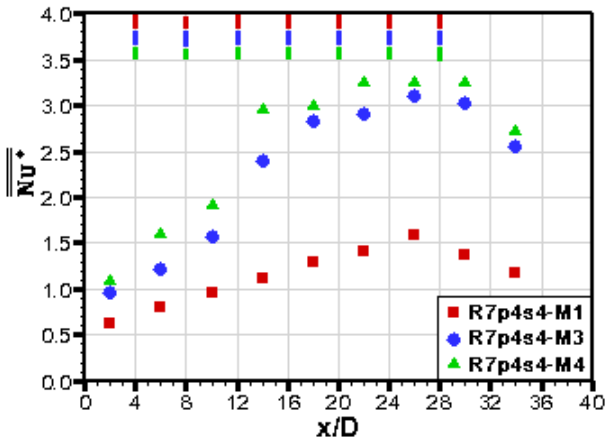
d)



e)



f)



g)

Figure IV.9 : Variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ en fonction du nombre de rangées d'injection ouvertes R pour un taux de soufflage donné (colonne gauche) et du taux de soufflage M pour un nombre de rangées ouvertes donné (colonne droite).

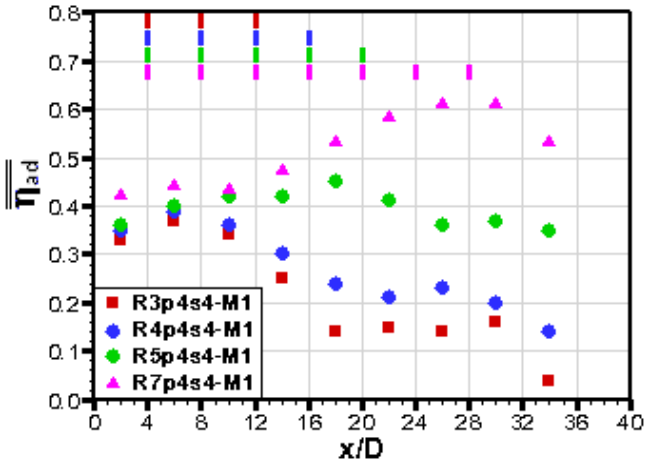
On peut constater que le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ augmente jusqu'à une valeur maximale dans la zone de multiperforation quel que soit du taux de soufflage M. Au-delà de la zone multiperforée, le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ commence à diminuer. En effet, dans la zone de multiperforation, le fait d'injecter l'écoulement secondaire par des injections brise la structure de la couche limite de l'écoulement principal, ce qui augmente les transferts de la chaleur. En aval de cette zone multiperforée, les jets commencent à se rattacher à la paroi ce qui provoque la diminution du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ dans cette zone.

Pour un nombre de rangées ouvertes donné, la Figure IV.9 (colonne droite) présente l'évolution du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ en fonction du taux de soufflage M. L'observation de ces profils a montré que les valeurs du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ augmentent avec l'augmentation du taux de soufflage M quel que soit le nombre de rangées ouvertes.

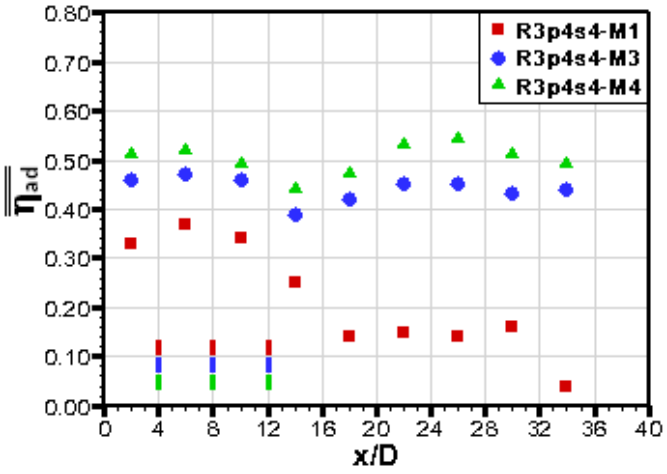
En conclusion, à partir de la 4ème rangée ouverte, nous observons la formation de la couche de refroidissement.

iii. Variation de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$

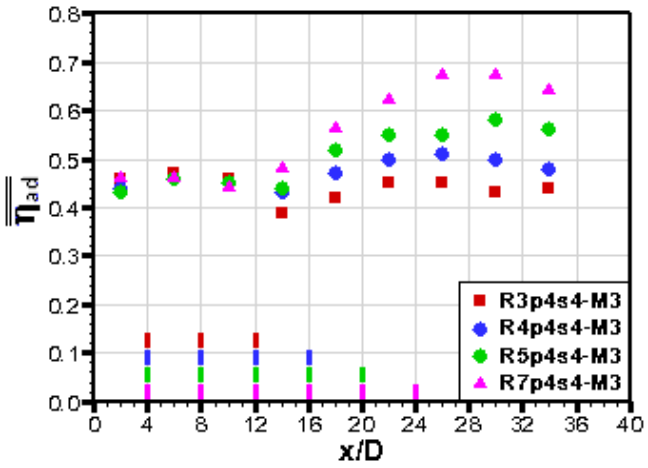
Les profils de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ en fonction du taux de soufflage M et du nombre de rangées ouvertes R ont été tracés sur la Figure IV.10.


$\overline{\overline{\eta}}_{ad}$
x/D
R3p4s4-M1
R4p4s4-M1
R5p4s4-M1
R7p4s4-M1

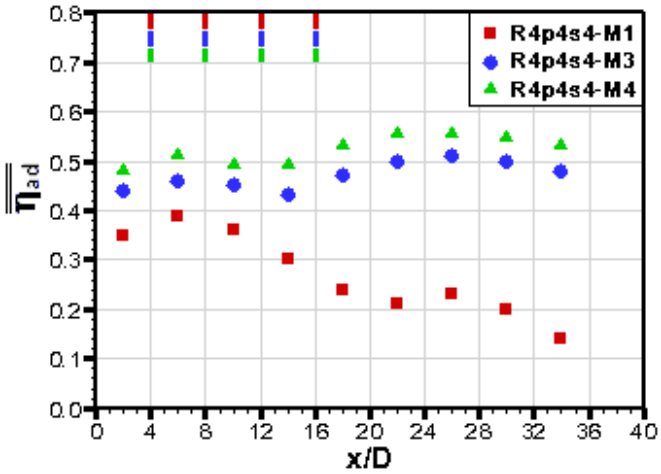
a)


$\overline{\overline{\eta}}_{ad}$
x/D
R3p4s4-M1
R3p4s4-M3
R3p4s4-M4

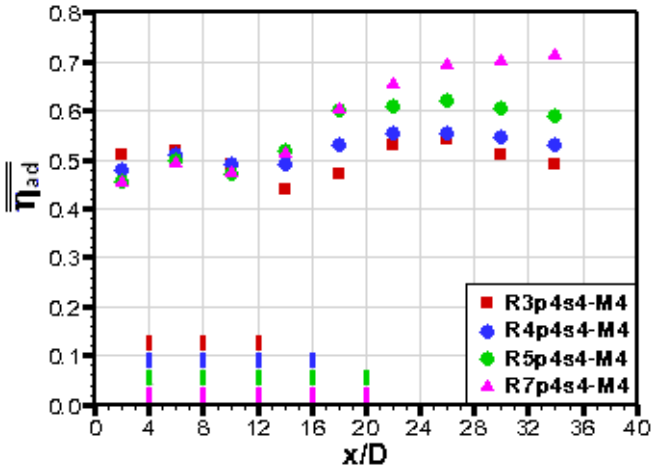
b)


$\overline{\overline{\eta}}_{ad}$
x/D
R3p4s4-M3
R4p4s4-M3
R5p4s4-M3
R7p4s4-M3

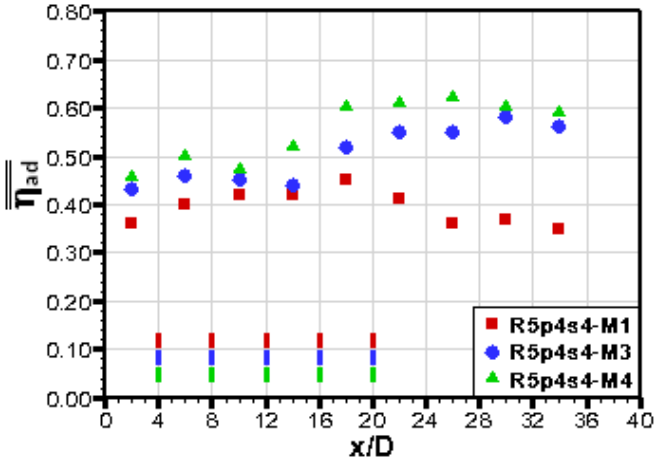
c)


$\overline{\overline{\eta}}_{ad}$
x/D
R4p4s4-M1
R4p4s4-M3
R4p4s4-M4

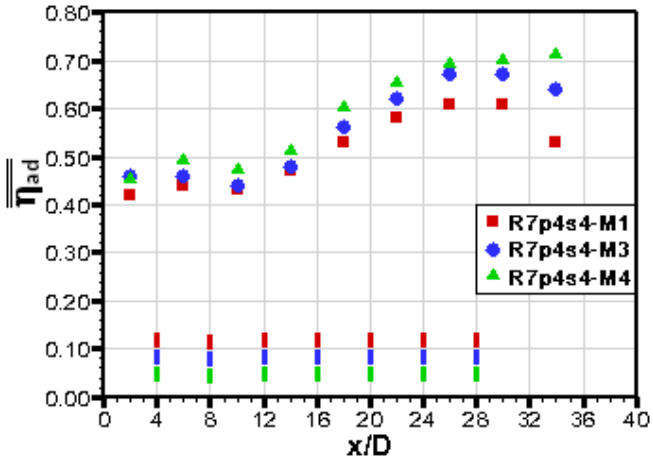
d)


$\overline{\overline{\eta}}_{ad}$
x/D
R3p4s4-M4
R4p4s4-M4
R5p4s4-M4
R7p4s4-M4

e)


$\overline{\overline{\eta}}_{ad}$
x/D
R5p4s4-M1
R5p4s4-M3
R5p4s4-M4

f)



g)

Figure IV.10 : Variation de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta}}_{ad}$ en fonction du nombre de rangées d'injection ouvertes pour un taux de soufflage donné (colonne gauche) et du taux de soufflage M pour un nombre de rangées ouvertes donné (colonne droite).

Nous commencerons par l'influence du nombre de rangées ouvertes pour un taux de soufflage donné sur l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ (Figure IV.10a, c, e : colonne gauche). L'analyse des graphes permet de mettre en évidence deux zones principales :

La zone x=[2, 12] : zone de multiperforation commune à toutes les configurations. Il apparaît que pour le faible taux de soufflage M=1, la valeur de l'efficacité adiabatique augmente très légèrement avec l'augmentation du nombre de rangées ouvertes, tandis que pour les taux de soufflage plus forts M=3 et M=4, l'efficacité adiabatique est quasi indépendant dans cette zone du nombre de rangées ouvertes. Ces observations peuvent traduire que l'ouverture des rangées d'injection supplémentaires n'a pas ou que très peu d'influence sur les rangées en amont.

Au-delà de la position x/D=12 : nous constatons que l'ouverture de rangées d'injection entraîne une amélioration importante de l'efficacité adiabatique quel que soit le taux de soufflage. Plus précisément, en position x/D=12, les courbes de l'efficacité adiabatique du cas à trois rangées ouvertes se séparent des autres (cas R=4, R=5 et R=7). En position x/D=16, c'est le cas des courbes R=4 et finalement, les courbes des configurations R=5 et R=7 se séparent à la position x/D=20. En fait, juste après la dernière rangée ouverte, nous notons une stagnation ou une baisse de l'efficacité adiabatique tandis que l'efficacité adiabatique dans les configurations ayant plus de rangées ouvertes continue d'augmenter. Ce phénomène trouve sans doute son origine dans l'augmentation du débit de l'écoulement

d'injection qui accompagne l'ouverture de rangées supplémentaires et vient entretenir le film d'air froid.

L'influence du taux de soufflage pour un nombre de rangées ouvertes donné sur l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ est montrée sur la Figure IV.10 b, d, f, colonne droite. Notons que quel que soit le nombre de rangées ouvertes (R=3, 4, 5 ou 7), l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ augmente avec l'augmentation du taux de soufflage M. Cette augmentation est plus ou moins significative et est mise en évidence par le Tableau IV.4.

Ce tableau présente l'écart maximal des valeurs de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ d'une part entre M=1 et M=3 et d'autre part, entre M=3 et M=4 :

Nombre de rangée	**Ecart maximal des valeurs de l'efficacité adiabatique $\Delta\overline{\overline{\eta_{ad}}}$**	
	Entre les deux cas M=1 et M=3	**Entre les deux cas M=3 et M=4**
R=3	0,40	0,11
R=4	0,34	0,08
R=5	0,21	0,08
R=7	0,11	0,07

Tableau IV.4 : Ecart maximal des valeurs de l'efficacité adiabatique pour les configurations de 3, 5 et 7 rangées ouvertes pour différents taux de soufflage

On constate que cet écart diminue lorsque le nombre de rangées ouvertes augmente. Toutefois, cet écart est moins significatif lorsque l'on compare M=3 avec M=4 (Tableau IV.4). Il semble qu'il existe un nombre spécifique de rangées ouvertes à partir duquel le taux de soufflage a très peu d'influence sur la valeur de l'efficacité du film cooling. Ce comportement a été observé dans l'étude de Y. Lin et al [14]. Ils ont mesuré l'efficacité adiabatique sur une paroi comprenant neuf rangées ouvertes. Ils ont trouvé que le taux de soufflage n'a pas d'influence sur l'évolution de l'efficacité adiabatique le long de paroi. La variation de l'efficacité adiabatique – pour les deux taux de soufflage M=2,01 et M=3,84 – sont quasiment identiques (Figure IV.11).

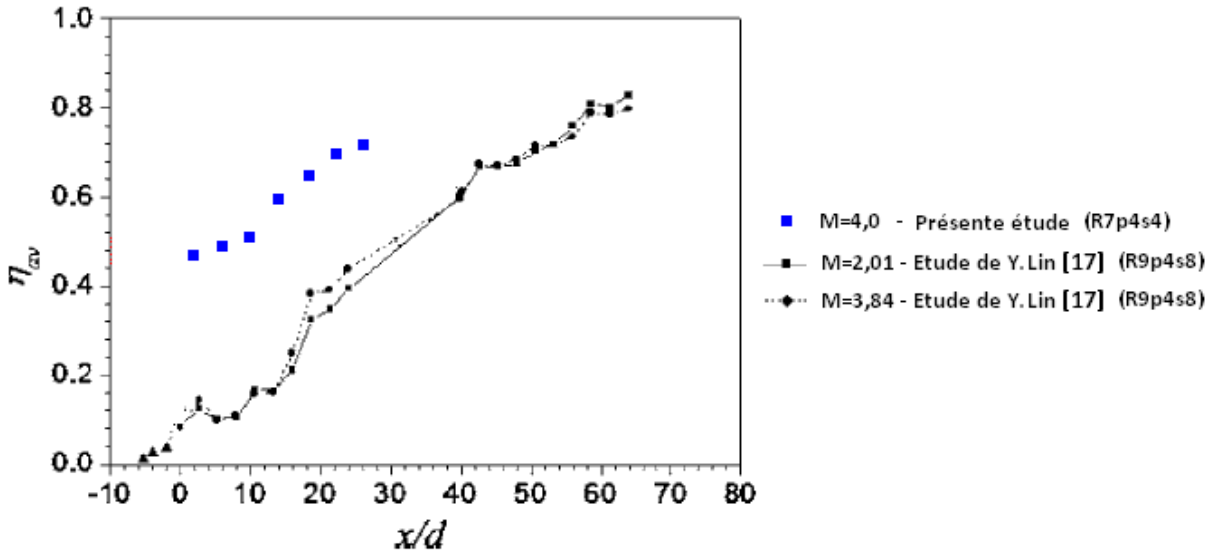


Figure IV.11 : Superposition de l'évolution de l'efficacité adiabatique du cas R7p4s4 de notre étude et du cas R9p4s8 de l'étude de Y. Lin [16]

De plus, en comparaison avec notre étude, la Figure IV.11 met en évidence que l'allure de l'évolution de l'efficacité adiabatique de deux études est semblable. L'écart important qui existe entre les valeurs de l'efficacité adiabatique de notre étude et celles de l'étude de Y. Lin et al [**16**] peut être en partie expliquée par la différence de l'espacement, s, entre deux rangées ouvertes qui vaut 8D dans l'étude de Y. Lin et al [**16**] et 4D dans notre étude. Nous verrons ultérieurement qu'une diminution de l'espacement entre deux rangées ouvertes augmente la valeur de l'efficacité adiabatique du refroidissement.

L'influence du taux de soufflage sur l'efficacité du film cooling a également été étudiée par plusieurs auteurs. Dans le cas d'une rangée d'injection et pour des taux de soufflage inférieurs à l'unité (M<1), quelques équipes [**6**], [**12**], … ont trouvé que l'augmentation du taux de soufflage M fait diminuer légèrement l'efficacité adiabatique. L'équipe de R.J. Goldstein [**45**] a confirmé ce résultat pour un taux de soufflage qui varie entre 0,2 et 1,5 dans le cas de deux rangées d'injection.

Cependant, l'équipe T. Yoshida et al [**59**] a montré que l'efficacité adiabatique augmente avec l'augmentation du taux de soufflage M à partir de la valeur 1,5 (M>1,5) dans le cas où l'écoulement d'injection est en régime turbulent (comme dans le cas de notre étude). En effet, dans le cas des injections en régime turbulent, la forme « plus aplatie » du profil de vitesse à la sortie limite la pénétration des jets dans l'écoulement principal, ce qui permet de maintenir l'écoulement d'injection au voisinage de la paroi et d'améliorer l'efficacité adiabatique. Ces résultats ont également été trouvés par J.P. Champion [**60**] dont

l'étude a été réalisée sur une paroi de 34 rangées d'injection inclinées de 30° avec un taux de soufflage 1,6<M<5,8.

Regardons maintenant ces résultats avec l'influence de nombre de rangées ouvertes R (Figure IV.10, colonne gauche).

Pour un taux de soufflage faible (M=1), les profils montrent que l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ augmente légèrement le long de la paroi dans la zone de multiperforation et diminue en aval de cette zone multiperforée quel que soit le nombre de rangées ouvertes.

Pour les taux de soufflage plus forts M=3 et M=5, la valeur de l'efficacité varie peu jusqu'à x/D=12, ce qui correspond aux trois premières rangées de la zone d'injection, au-delà de x/D=12, l'efficacité adiabatique augmente avec le nombre de rangées ouvertes. Ceci laisse penser que l'augmentation de l'efficacité est liée à l'apparition de la couche de refroidissement.

iv. Synthèse

La Figure IV.12 présente la variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ et de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ moyennés sur toute la surface de la paroi d'injection en fonction du nombre de rangées ouvertes pour différents taux de soufflage.

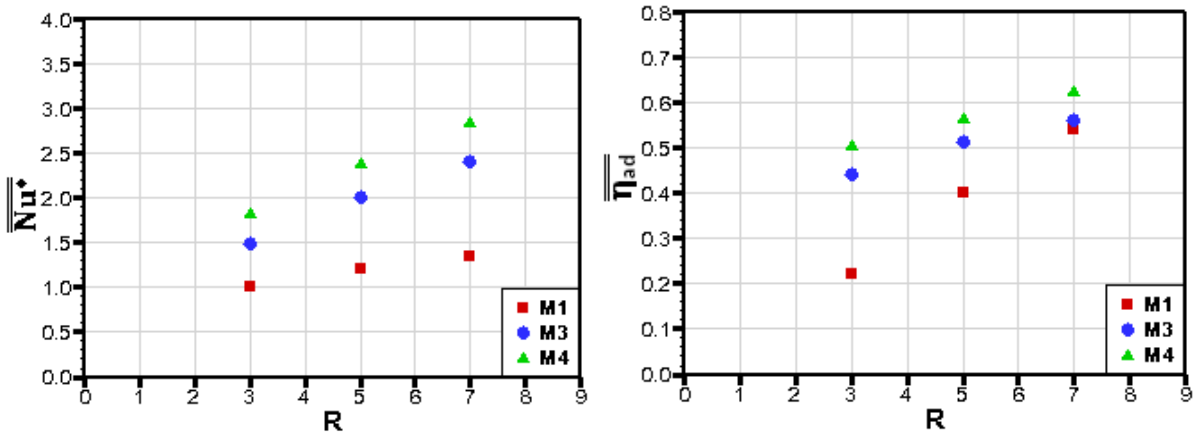


Figure IV.12 : Variation du nombre de Nusselt relatif et de l'efficacité adiabatique moyennés sur toute la paroi d'injection en fonction du nombre de rangées ouvertes pour différents taux de soufflage

Cette représentation en moyenne confirme qu'une augmentation du nombre de rangées ouvertes ainsi qu'une augmentation du taux de soufflage entraînent une augmentation des transferts de chaleur pariétaux et de l'efficacité adiabatique du

refroidissement. Pour un taux de soufflage donné, le nombre de Nusselt et l'efficacité adiabatique semblent évoluer de façon linéaire en fonction de l'ouverture des rangées.

La Figure IV.13 fait une comparaison des variations de l'efficacité adiabatique de notre étude et de l'étude antérieure de A. Messaadi [**17**]. Rappelons que l'efficacité adiabatique de notre étude a été moyennée sur toute la surface – de largeur de 10D et de longueur de 80D (Figure IV.4) – de la paroi d'injection tandis que celle de A. Messaadi a été moyennée sur toute la longueur – 120D – de la paroi d'injection pour la ligne centrale comprise entre deux injections. De plus, les caractéristiques des configurations ne sont pas identiques : p=s=4 pour notre étude et p=s=6 pour l'étude de A. Messaadi. Ces différences pourraient expliquer l'écart des valeurs de l'efficacité adiabatique entre les deux études. Malgré ces différentes caractéristiques, les graphes ont montré que l'influence du nombre de rangées d'injection ouvertes et celle du taux de soufflage sont assez semblables pour les deux études. Il apparaît que pour un taux de soufflage donné, l'efficacité adiabatique varie de façon quasiment linéaire en fonction du nombre de rangées ouvertes.

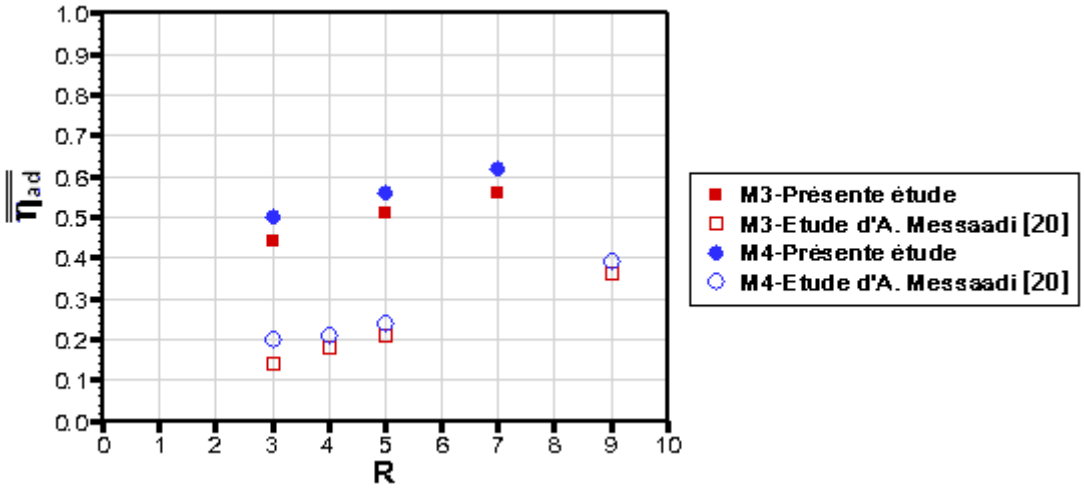
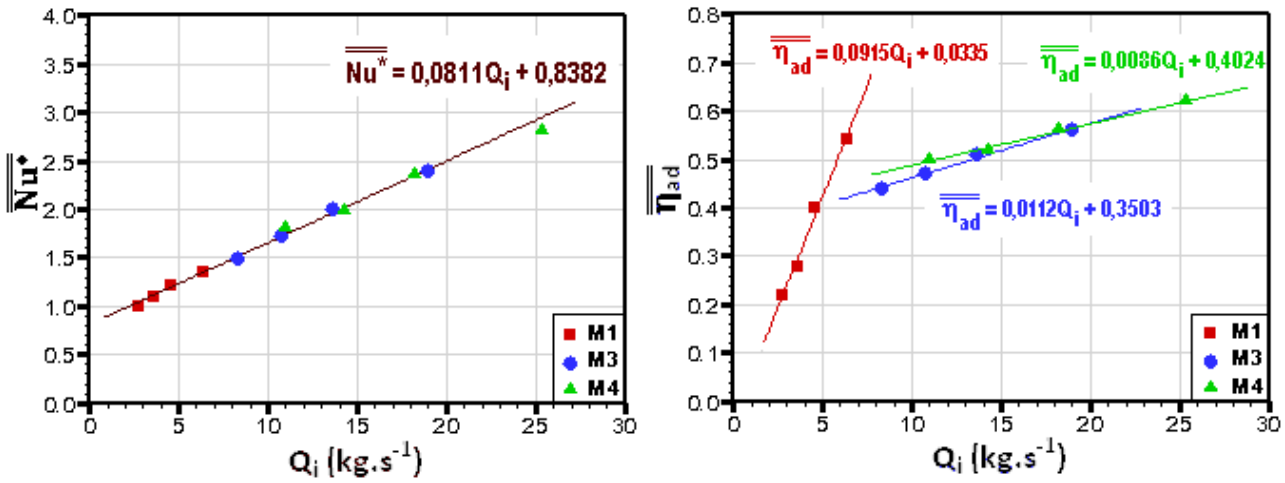


Figure IV.13 : Comparaison de la variation de l'efficacité adiabatique de présente étude et celle de A. Messaadi **[**17**]**

La Figure IV.14 rassemble le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ et l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ moyennée sur toute la paroi d'injection en fonction du débit de l'écoulement d'injection pour chaque configuration étudiée et pour différents taux de soufflage M.



a) *b)*

Figure IV.14 : Variation du nombre de Nusselt relatif et de l'efficacité adiabatique moyennés sur toute la paroi d'injection en fonction du débit de l'écoulement d'injection.

La Figure IV.14a montre que le nombre du Nusselt adimensionné augmente avec le débit d'injection quelle que soit la valeur du taux de soufflage. Par exemple, pour un débit d'injection identique ($Q_i \approx 18 g.s^{-1}$) et des taux de soufflage différents (M=3 et M=4), le nombre de Nusselt relatif ne varie pas (=2,4). Le paramètre important semble donc être le débit de l'écoulement d'injection.

La Figure IV.14b montre une variation différente de l'efficacité adiabatique suivant l'intensité du taux de soufflage. Pour le faible taux de soufflage (M=1), l'efficacité adiabatique varie linéairement avec une pente de 0,0915 (Figure IV.14b, droite rouge). Pour le fort de taux de soufflage (M=3 ou M=4), elle varie également linéairement mais suivant une pente plus faible : 0,0112 pour M=3 (Figure IV.14b, droite bleue) et 0,0086 pour M=4 (Figure IV.14b, droite verte). En conséquence, pour une même efficacité, il faudra un nombre de rangées ouvertes important pour les faibles taux de soufflage et un nombre de rangées ouvertes moins important pour les forts taux de soufflage.

En résumé de cette partie expérimentale des cas de référence, les résultats que nous venons de présenter conduisent à deux remarques :

- Premièrement, concernant l'influence du nombre de rangées ouvertes R : Quel que soit le nombre de rangées ouvertes (R=3, 4, 5 ou 7), le nombre de Nusselt relatif et l'efficacité adiabatique diminuent en aval de la zone de multiperforation.

- Deuxièmement, concernant le taux de soufflage M, l'augmentation du taux de soufflage M entraîne à la fois une augmentation du nombre de Nusselt relatif et à la fois une augmentation de l'efficacité adiabatique quel que soit le nombre de rangées

ouvertes. De plus, les résultats ont également montré qu'une configuration ayant peu de rangées d'injection obtenait une meilleure efficacité adiabatique dans le cas où le taux de soufflage est grand (M=4). Au contraire, pour un faible taux de soufflage (par exemple M=1), une configuration ayant plusieurs rangées d'injection est nécessaire pour obtenir un refroidissement efficace.

En conséquence, la configuration R4p4s4 et le taux de soufflage M=4 seront utilisés comme configuration de base et taux de soufflage de base pour l'ensemble des expériences qui suivent.

IV.5.2 Influence de l'espacement latéral, p, entre deux injections d'une même rangée et de l'espacement longitudinal, s, entre deux rangées ouvertes consécutives

Les résultats que nous allons présenter dans ce paragraphe concernent l'influence de l'espacement, s, entre deux rangées consécutives ouvertes, ainsi que l'influence de l'espacement, p, entre deux injections sur une même rangée ouvertes, sur la formation du film cooling. Dans un premier temps, les expériences ne s'intéressent qu'à l'influence de l'espacement s en fixant p. Dans un second temps, les espacements p et s varient simultanément pour étudier leurs influences sur le film cooling.

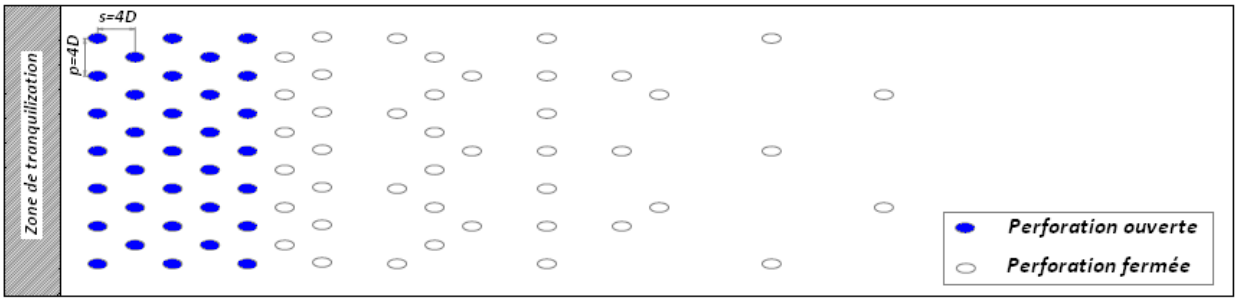
IV.5.2.1 Cas : p fixe et s variable

i. Géométrie des configurations étudiées

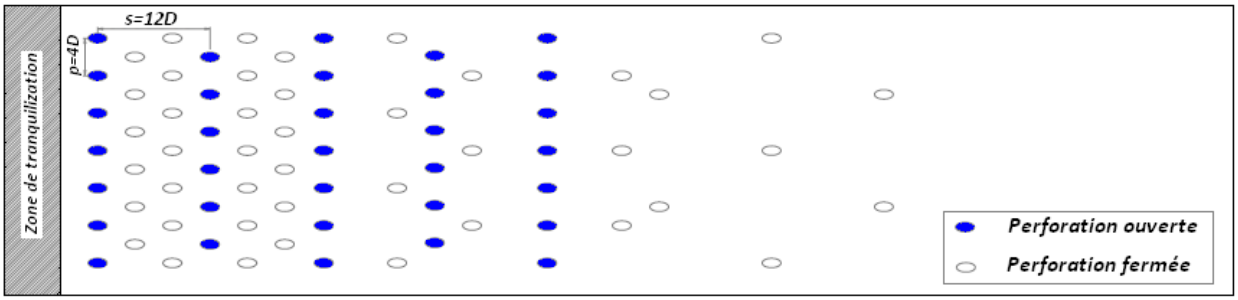
Dans cette partie expérimentale, nous allons utiliser deux configurations contenant cinq rangées ouvertes. L'espacement, p, entre deux injections d'une même rangée ouverte est fixé à 4D tandis que l'espacement, s, entre deux rangées ouvertes varie et vaut soit 4D, soit 12D pour constituer deux configurations différentes. Les deux essais sont effectués au taux de soufflage M=4. Nous pouvons noter que les nombres d'injection des deux configurations sont identiques; par conséquent, ces deux cas ont le même débit pour l'écoulement d'injection. Les caractéristiques géométriques et aérodynamiques sont résumées dans le Tableau IV.5 et la Figure IV.15.

Nom d'essai	Nombre de rangée ouverte R	p/D	s/D	M	Débit Q_i ($g.s^{-1}$)
R5p4s4	5	4	4	4	18
R5p4s12	5	4	12		

Tableau IV.5 : Récapitulatif des caractéristiques des configurations utilisées pour étudier l'influence de l'espacement entre deux rangées ouvertes.



a) Configuration R5p4s4



b) Configuration R5p4s12

Figure IV.15 : Configurations utilisées dans le cadre de l'étude de l'influence de l'espacement entre deux rangées ouvertes s

ii. Variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$

Tout d'abord, nous allons observer les profils du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}}}^*$ pour cette partie expérimentale, présentés sur la Figure IV.16.

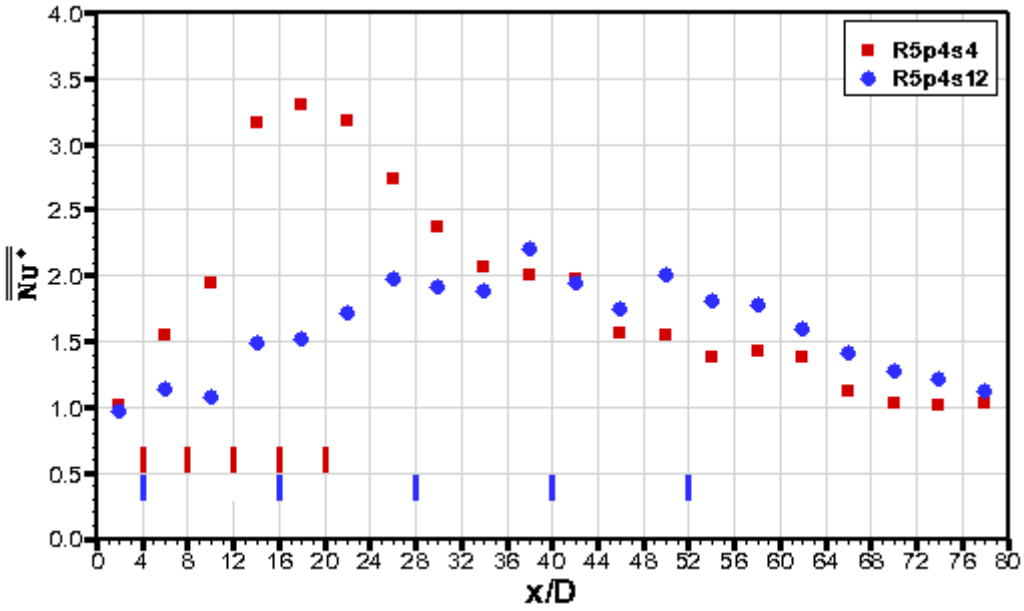


Figure IV.16 : Distribution du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ au taux de soufflage M=4

Les résultats montrent que quel que soit l'espacement entre deux rangées ouvertes, s=4D ou s=12D, le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ augmente dans la zone de multiperforation puis il diminue en aval de cette zone jusqu'à la fin de la paroi d'injection.

Dans le cas où les rangées ouvertes sont plus serrées (R5p4s4, courbe rouge), le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ augmente rapidement dans la zone multiperforée et au-delà de cette zone, il diminue également rapidement jusqu'à la fin de la paroi en rejoignant le cas sans perforation. Nous constatons que plus l'espacement entre deux rangées ouvertes est grand, plus l'augmentation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ dans la zone de multiperforation ainsi que la diminution du nombre de Nusselt en aval de cette zone sont lentes. Effectivement, pour le cas R5p4s4, la valeur du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ augmente de 1,0 à 3,3 sur une distance x/D=[2,18] tandis que pour le cas R5p4s12, le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ augmente de 1,0 à 2,3 sur une distance x/d=[2, 38]. Nous observons que les rangées plus espacées entrainent un nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ plus élevé dans la zone x/D=[48, 80] que les rangées moins espacées. La distance de la zone multiperforée étant plus courte dans le cas R4p4s4, la turbulence est certainement plus forte lorsque les deux rangées ouvertes sont plus proches. Il en résulte que le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ augmente.

iii. Variation de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$

La Figure IV.17 présente les variations de l'efficacité adiabatique moyenne-spatiale pour les deux configurations (R5p4s4 et R4p4s12) étudiées.

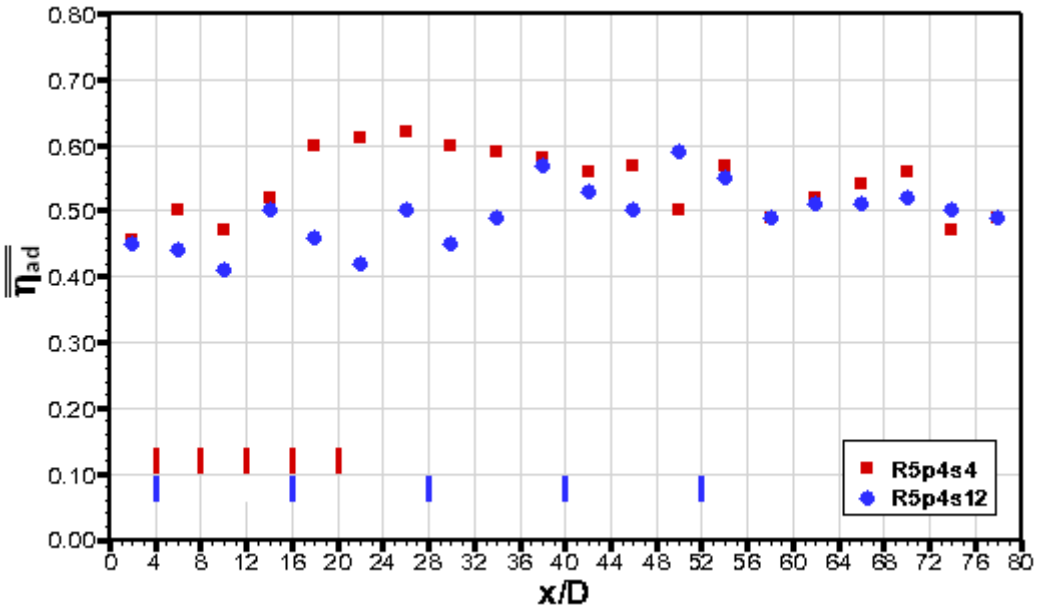


Figure IV.17 : Evolution de l'efficacité adiabatique moyenne-spatiale pour différents espacements entre deux rangées ouvertes s au taux de soufflage M=4

En ce qui concerne le cas de cinq rangées ouvertes dont l'espacement entre deux rangées ouvertes s est 4D (R5p4s4), l'évolution de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ a tendance à augmenter progressivement dans la zone de multiperforation (zone de x/D=2,5 à x/D=20) et elle continue à augmenter jusqu'à la position x/D=26. Au-delà de la position x/D=26, elle commence à diminuer jusqu'à la fin de la paroi. Autrement dit, cette tendance montre une construction de la couche de refroidissement et cette couche se prolonge en aval de la zone de multiperforation sur une distance de 6D.

Dans le cas d'un espacement entre deux rangées de 12D (R5p4s12), nous obtenons une efficacité moins importante que dans le cas d'un espacement entre deux rangées de 4D (R5p4s4). Cependant, en regardant l'ensemble de la zone de multiperforation du cas R5p4s12 (de x/D=2 à x/D=52), nous observons également une tendance d'augmentation de l'efficacité adiabatique le long de la paroi. Cette augmentation de l'efficacité adiabatique ne se maintient pas et diminue en aval de la zone de multiperforation (à partir de x/D=52) jusqu'à la fin de la paroi d'injection.

iv. Synthèse

Quantitativement, le tableau ci-dessous montre les valeurs du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ et de l'efficacité adiabatique obtenues en moyennant sur toute la paroi de multiperforation.

	R5p4s4	**R5p4s12**
$\overline{\overline{Nu^*}}$	1,84	1,52
$\overline{\overline{\eta_{ad}}}$	0,54	0,50

Pour la configuration où les rangées ouvertes sont plus espacées (R5p4s12), le nombre de Nusselt moyen est plus faible de 12,5% et l'efficacité adiabatique moyenne est plus faible de 7,5% environ par rapport au cas où les rangées ouvertes sont moins espacées (R5p4s4). Ces résultats montrent que le faible espacement longitudinal s entre des rangées ouvertes paraît plus intéressant.

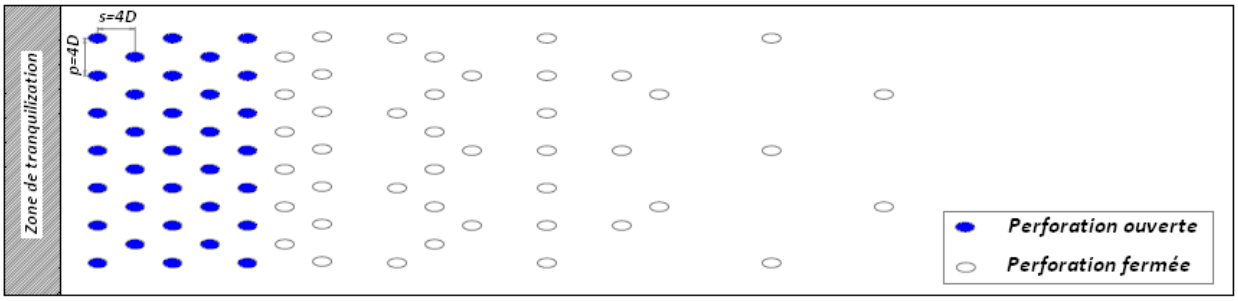
IV.5.2.2 Cas : p variable et s variable

i. Géométrie des configurations étudiées

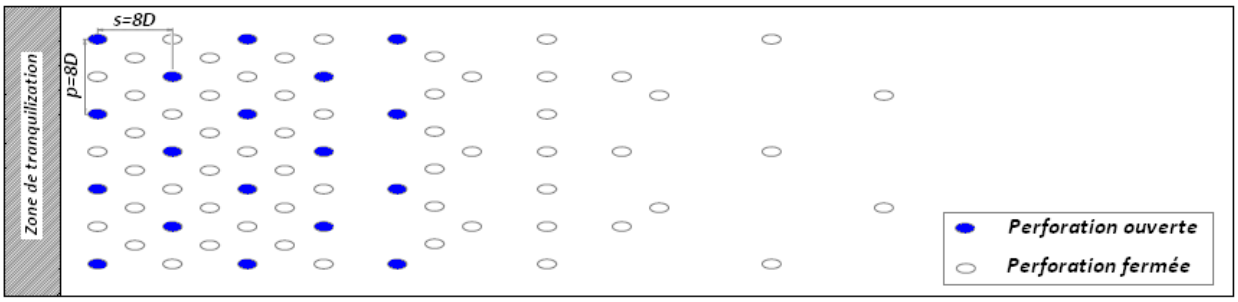
Trois configurations vont être utilisées dans le cadre de cette partie expérimentale. Chaque configuration contient cinq rangées de 6 ou 7 injections. Le taux de soufflage M varie de 4 à 10, le débit de l'écoulement d'injection est gardé constant et égal à Q_i=18g.s^{-1} dans tous les cas d'essais. Le Tableau IV.6 et la Figure IV.18 présentent les caractéristiques des trois configurations.

Nom d'essai	**Nombre de rangées ouvertes R**	**p/D**	**s/D**	**M**
R5p4s4	5	4	4	4
R5p8s8	5	8	8	7,5
R5p12s12	5	12	12	10

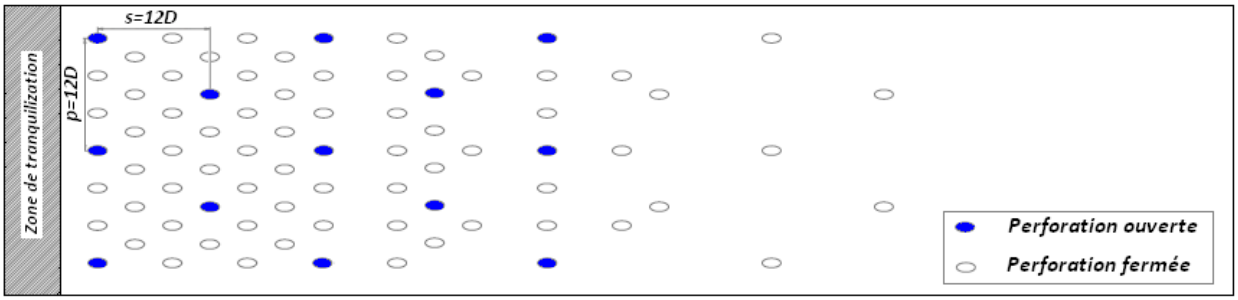
Tableau IV.6 : Récapitulatif des caractéristiques des configurations testées dans la cadre de l'étude de l'influence de l'espacement entre deux injections et de l'espacement entre deux rangées ouvertes



a) Configuration R5p4s4



b) Configuration R5p8s8



c) Configuration R5p12s12

Figure IV.18 : Récapitulatif des configurations utilisées pour l'étude des influences de l'espacement entre deux injections et de l'espacement entre deux rangées ouvertes

ii. Variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$

La Figure IV.19 présente l'effet de l'influence de l'espacement, p, entre deux injections et celle de l'espacement, s, entre deux rangées ouvertes sur l'évolution du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ le long de la paroi multiperforée.

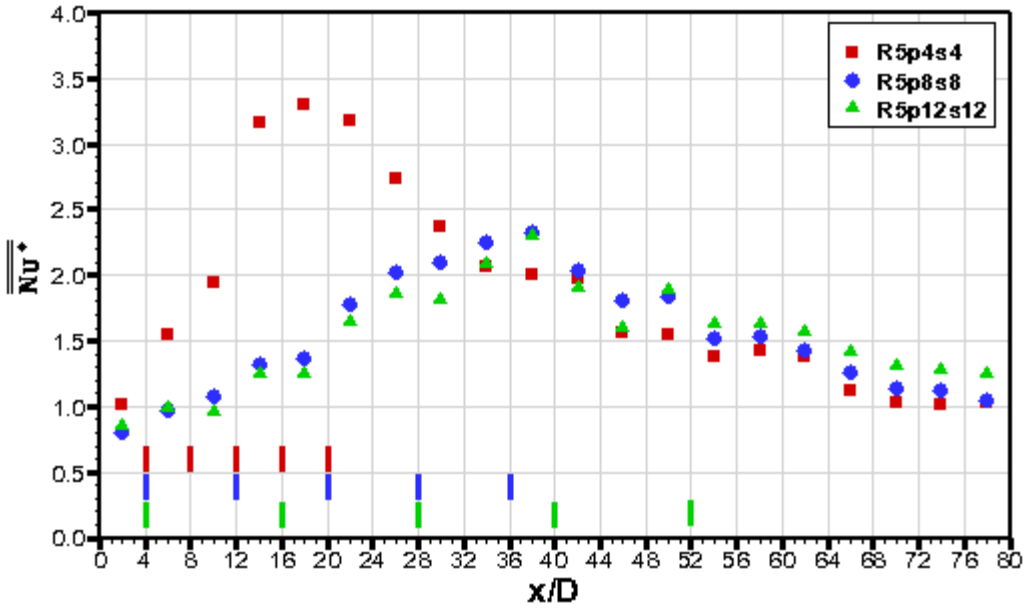


Figure IV.19 : Représentation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ obtenu dans les trois configurations R5p4s4, R5p8s8 et R5p12s12 pour un débit de l'écoulement secondaire Q_i=18,15 g.s^{-1}

Pour les trois configurations testées, les résultats montrent que la variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ peut être schématisée par deux zones. La première zone est la zone de multiperforation où le nombre de Nusselt augmente jusqu'à un palier. La deuxième est en aval de la zone multiperforée où le nombre de Nusselt diminue jusqu'à une valeur asymptotique au bout de la paroi.

Dans la zone multiperforée, l'augmentation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ pour le cas R5p4s4 est plus forte que celle observée pour les deux autres cas R4p8s8 et R5p12s12. Pour le cas R5p4s4, le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ augmente de 1,0 à 3,3 ($\Delta\overline{\overline{Nu}}^*$=2,3) sur une distance de 18D (x/D=[2, 28]) tansdis que pour les deux cas, R4p8s8 et R5p12s12, le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ passe de 0,90 à 2,30 ($\Delta\overline{\overline{Nu}}^*$=1,4) sur une distance de 36D (x/D=[2, 38]).

Par contre, en aval de la zone multiperforée, nous constatons que le nombre de Nusselt pour le cas R5p4s4 diminue plus rapidement que celui pour les cas R5p8s8 et R5p12s12. En effet, pour la configuration R5p4s4, la totalité de l'écoulement secondaire est injectée dans la veine d'essais sur une distance de 22D – distance de la zone multiperforée – tandis que pour les deux autres cas R4p8s8 et R5p12s12, cette distance est 38D et 54D respectivement. Il s'agit d'un mélange de deux écoulements plus important dans le cas R5p4s4 qui conduit à l'augmentation plus rapide du nombre de Nusselt par rapport aux deux autres cas.

Dans la zone de multiperforation, nous observons que le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ est plus important pour la configuration où p et s sont petits (R5p4s4). En aval de la zone de multiperforation, quelles que soit les configurations d'espacement p et s, la variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ est semblable et décroissante. La variation du nombre de Nusselt relatif est assez identique pour les deux configurations dont les injections sont plus espacées (p=s=8 et p=s=12). Cela pourrait signifier qu'au-delà d'une certaine valeur, l'espacement p entre deux injections et l'espacement s entre deux injections n'ont plus d'influence sur les transferts de la chaleur.

iii. Variation de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$

Sur la Figure IV.20, nous avons présenté l'évolution de l'efficacité adiabatique moyenne-spatiale $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ obtenue pour l'étude de l'influence des deux paramètres p et s :

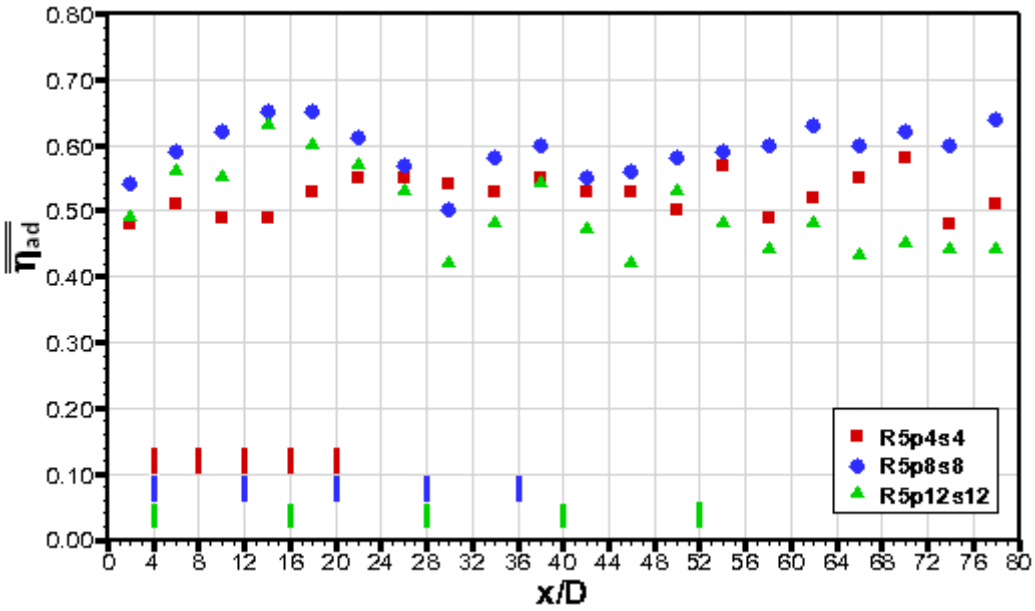


Figure IV.20 : Représentation de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ obtenue dans les trois configurations R5p4s4, R5p8s8 et R5p12s12 pour un débit de l'écoulement secondaire Q_i=18 g.s^{-1}

Dans la zone x/D=[2,22], l'efficacité adiabatique du cas R4p4s4 est inférieure à celle des deux autres cas (R5p8s8 et R5p12s12) . Au-delà de cette zone, l'efficacité adiabatique est assez semblable pour les trois configurations.

iv. Synthèse

Le Tableau IV.7 présente les valeurs du nombre de Nusselt relatif et de l'efficacité adiabatique moyennées sur toute la surface de paroi d'injection pour les trois configurations R4p4s4-R5p8s8-R5p12s12.

	R5p4s4	**R5p8s8**	**R5p12s12**
$\overline{\overline{Nu^*}}$	1,84	1,53	1,52
$\overline{\overline{\eta_{ad}}}$	0,54	0,60	0,50

Tableau IV.7 : Nombre de Nusselt relatif et efficacité adiabatique moyennés sur l'ensemble de la paroi d'injection pour les trois configurations R5p4s4, R5p8s8 et R5p12s12

Nous constatons que l'augmentation de l'espacement latéral p et de l'espacement longitudinal s entraîne à une diminution du nombre de Nusselt relatif. Il apparaît que cette diminution tend vers une valeur seuil. En effet, le nombre de Nusselt relatif diminue de 17% en passant de la configuration R5p4s4 à la configuration R5p8s8, tandis que le nombre de Nusselt relatif a une même valeur en passant de la configuration R5p8s8 à la configuration R5p12s12. Par contre, en ce qui concerne l'efficacité adiabatique, nous observons qu'elle varie très peu.

Rappelons ici que les trois configurations ont une même consommation d'écoulement d'injection et que le taux de soufflage M est bien différent pour chaque configuration. Ceci confirme que la variation de la valeur de l'efficacité adiabatique dépend davantage du débit de l'écoulement d'injection que du taux de soufflage.

IV.5.3 Entretien de la couche de refroidissement

Rappelons ici deux études antérieures: l'étude de B. Petre [**14**] réalisée sur une paroi multiperforée avec des injections perpendiculaires et l'étude de A. Messaadi [**17**] réalisée sur une paroi multiperforée avec des injections inclinées de 30° et des espacements p = s = 6D. Le résultat essentiel de ces deux études est que l'on observe la formation d'une couche de refroidissement à la $3^{ème}$ ou $4^{ème}$ rangée ouverte mais que cette couche de refroidissement disparaît rapidement hors de la zone multiperforée si elle n'est pas entretenue.

L'analyse des résultats dans la partie des cas de référence de notre étude a montré que la couche de refroidissement commence à se former à partir de la quatrième rangée ouverte. En conséquence, nous allons choisir la configuration à quatre rangées ouvertes, notée R4p4s4, comme « *la configuration de base* » (Figure IV.1). Dans cette configuration, la couche de refroidissement est pleinement formée. Une fois la couche formée, nous allons chercher à la maintenir en ajoutant des rangées supplémentaires. L'objectif est de trouver des configurations avec le moins possible de perforations qui peuvent maintenir la couche de refroidissement le plus loin possible. Pour faciliter la lecture, la nouvelle configuration constituée sera présentée de la façon suivante (Figure IV.21) :

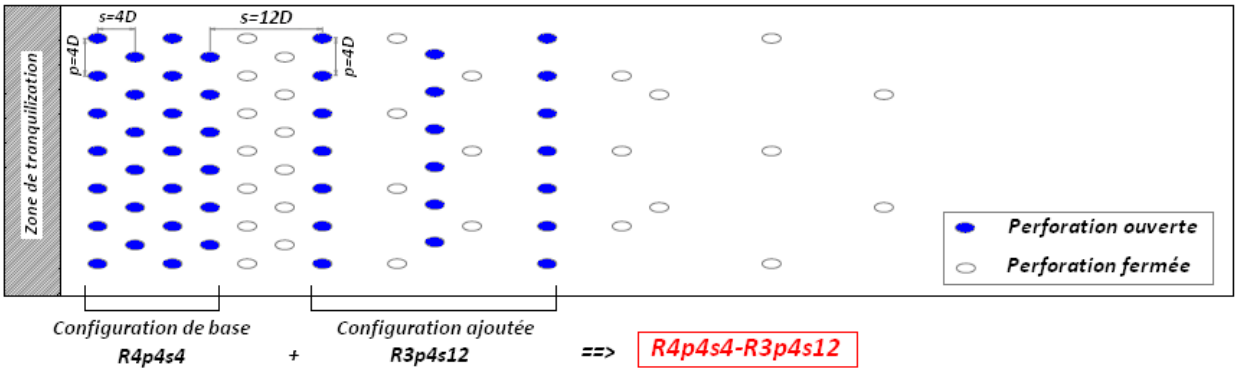


Figure IV.21 : Exemple de définition du nom d'une configuration

Par exemple, la configuration R4p4s4-R3p4s12 (Figure IV.21) est constituée de deux parties, la première correspond à la configuration de base (R4p4s4) et la seconde est la configuration ajoutée (R3p4s12). Dans la partie ajoutée R3p4s12, R est le nombre de rangées ouvertes ajoutées (ou nombre de rangées supplémentaires), p signifie l'espacement entre deux injections sur une même rangée supplémentaire (p=4D) et s est à la fois l'espacement entre deux rangées supplémentaires et aussi l'espacement entre la dernière rangée de la configuration de base et la première rangée supplémentaire (s=12D).

Dans cette partie de l'étude, nous avons ajouté des rangées d'injection supplémentaires sur la configuration de base pour maintenir la couche de refroidissement. Trois paramètres ont été choisis pour étudier leur influence sur le refroidissement : le nombre de rangées d'injection supplémentaires ajoutées, l'espacement, p, entre deux injections d'une même rangée supplémentaire et l'espacement, s, entre deux rangées supplémentaires.

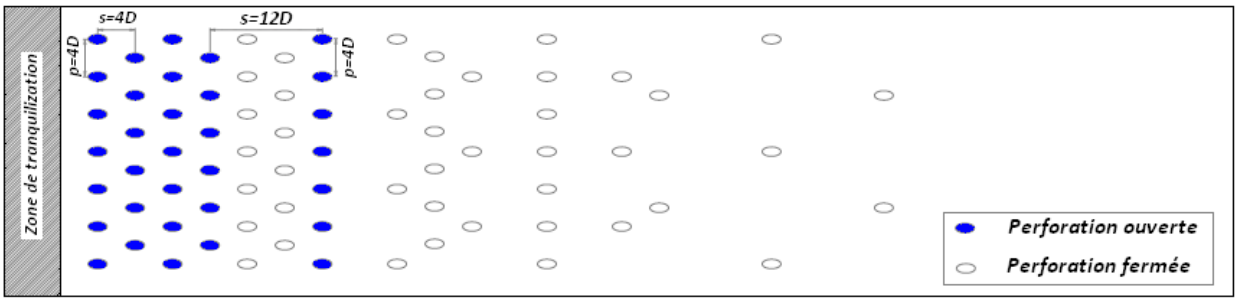
IV.5.3.1 Influence du nombre de rangées supplémentaires sur la couche de refroidissement

i. Géométrie des configurations étudiées

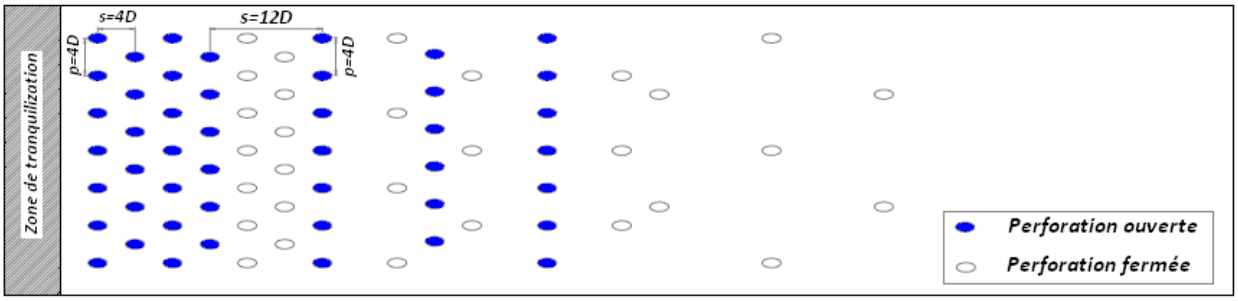
Dans cette partie expérimentale, nous avons ajouté une ou trois rangées supplémentaires sur la configuration de base R4p4s4 pour étudier l'influence du nombre de rangées supplémentaires sur la couche de refroidissement. Le taux de soufflage M=4 reste invariable pour toutes les configurations. Les valeurs des conditions expérimentales sont résumées dans le Tableau IV.8 et les géométries des configurations sont présentées dans la Figure IV.22:

Nom d'essai	Configuration de base			Configuration ajouté			Débit de l'écoulement secondaire Q_i ($g.s^{-1}$)
	R	p/D	s/D	R	p/D	s/D	
R4p4s4 (Configuration de base)	4	4	4				14
R4p4s4-R1p4s4				1	4	4	18
R4p4s4-R3p4s4				3	4	4	25
R4p4s4-R1p4s12				1	4	12	18
R4p4s4-R3p4s12				3	4	12	25

Tableau IV.8 : Récapitulatif des caractéristiques des configurations pour l'étude du maintien de la couche de refroidissement.



a) Configuration R4p4s4-R1p4s12



b) Configuration R4p4s4-R3p4s12

Figure IV.22 : Géométrie des configurations utilisées pour l'étude du maintien de la couche de refroidissement.

ii. Variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$

La Figure IV.23 présente la distribution du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ pour les trois configurations : R4p4s4 (courbe rouge), R4p4s4-R1p4s4 (courbe bleue) et R4p4s4-R3p4s4 (courbe verte).

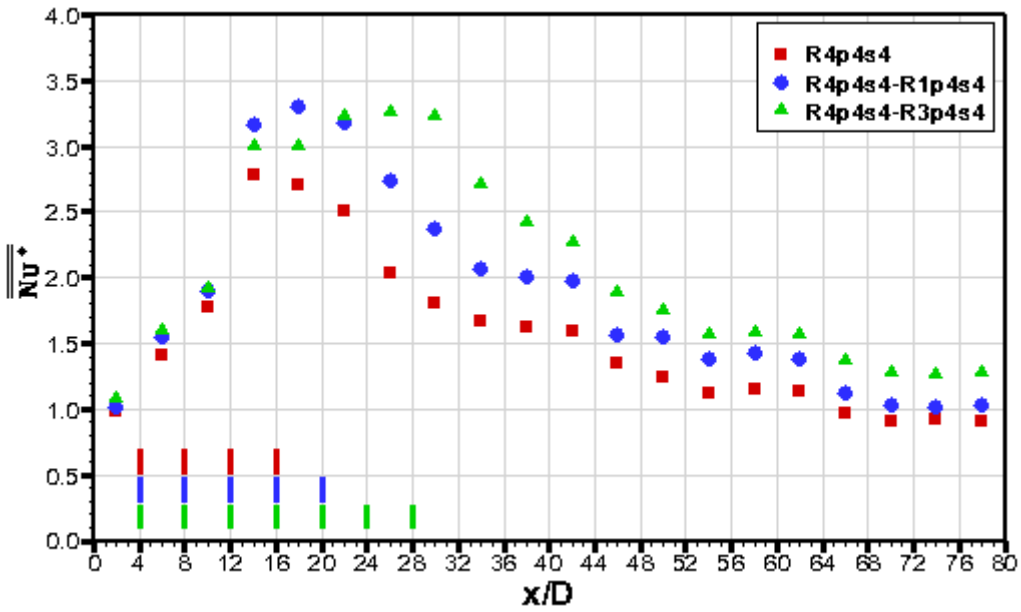


Figure IV.23 : Représentation du nombre de Nusselt dans l'étude de l'influence du nombre de rangées supplémentaires sur l'entretien de la couche de refroidissement

Nous constatons que dans la zone x/D=[2, 12], la valeur du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ connait une très légère augmentation (de l'ordre de l'incertitude) avec

l'ouverture des rangées supplémentaires, cela confirme que l'ouverture des rangées supplémentaires n'a pas d'influence sur la zone multiperforée en amont.

Quel que soit le nombre de rangées ouvertes, nous constatons que le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ augmente significativement sur la zone commune des trois premières rangées [x/D = 2, 12] en passant de 1 à 1,9. L'ouverture de la quatrième rangée provoque un saut dans la valeur de $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ autour de 3. Et au-delà de cette 4ème rangé, la variation du nombre de Nusselt $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ est différente suivant les cas.

Pour le cas de la configuration de base R4p4s4, le nombre de Nusselt relatif décroît assez rapidement vers la valeur du cas de la plaque plane sans injection.

Pour les deux autres cas, nous observons que l'ouverture de rangées supplémentaires n'entraîne pas une augmentation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ mais un maintien de sa valeur. Au-delà de la zone multiperforée, la décroissance de $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ n'est pas monotone puisqu'elle présente des zones, que nous appellerons paliers, où la valeur est constante. Ainsi, notons la présence d'un palier sur une distance de 8D dans la zone x/D=[34, 42] et dans la zone x/D=[54, 62] pour la configuration R4p4s4-R1p4s4 et R4p4s4-R3p4s4 respectivement.

Globalement, les résultats obtenus ont montré que le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ augmente avec l'ouverture des rangées supplémentaires tout au long de la paroi, surtout dans la zone constituée par les rangées supplémentaires et en aval de cette zone. Rappelons que l'ouverture de rangées supplémentaires entraîne une consommation plus grande de l'écoulement secondaire (Cf §IV.3.2, Equation IV.5), bien que le taux de soufflage soit identique dans toutes les configurations testées. En effet, l'ouverture d'une rangée supplémentaire – configuration R4p4s4-R1p4s4 – fait augmenter le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ jusqu'à 23% mais il consomme 22% de plus d'écoulement d'injection par rapport à la configuration de base R4p4s4. Et l'ouverture de trois rangées supplémentaires fait augmenter le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ jusqu'à 43% mais il consomme 44% de plus d'écoulement d'injection par rapport à la configuration de base.

iii. Variation de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$

La Figure IV.24 présente la variation de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{\mathrm{ad}}}}$ le long de la paroi d'injection pour les trois configurations : configuration de base R4p4s4, configuration

avec une rangée supplémentaire R4p4s4-R1p4s4 et configuration de trois rangées supplémentaires R4p4s4-R3p4s4 :

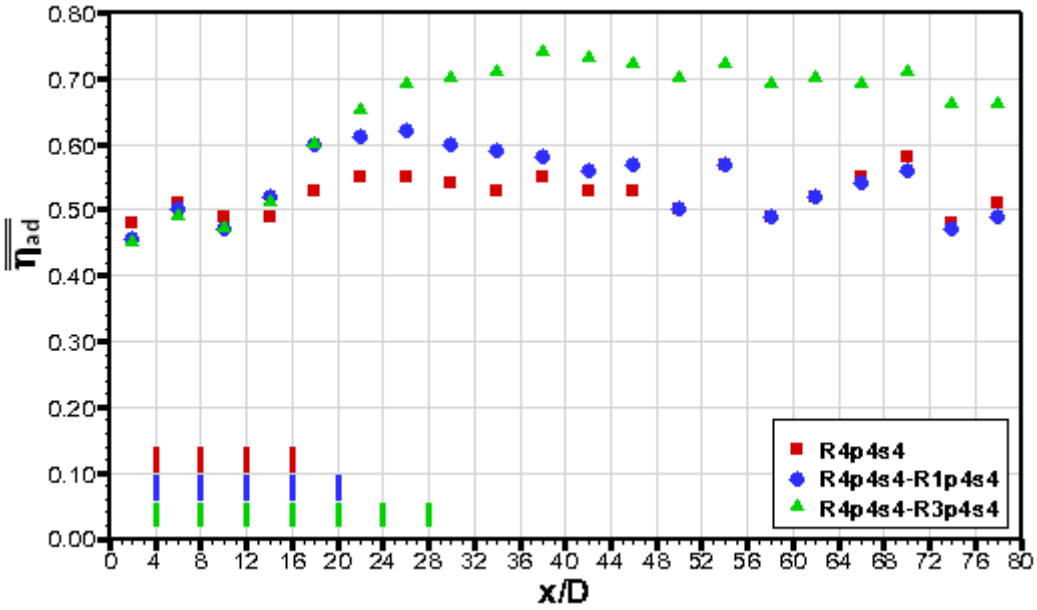


Figure IV.24 : Représentation de l'efficacité adiabatique dans l'étude de l'influence de l'ouverture des rangées supplémentaires sur la formation de la couche de refroidissement

Les courbes nous permettent de mettre en évidence deux zones principales sur la variation de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$:

La première est la zone x/D=[2,16] : nous constatons une légère diminution (de l'ordre de l'incertitude) de l'efficacité adiabatique avec l'augmentation de l'ouverture des rangées supplémentaires. Ce constat nous permet, encore une fois, de déduire que l'ouverture des rangées supplémentaires n'a pas ou que très peu d'influence sur les zones de multiperforation en amont.

La deuxième est au-delà de la zone x/D=[2,16], où nous observons une nette augmentation de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ avec l'ouverture des rangées supplémentaires. A l'ouverture d'une rangée supplémentaire R4p4s4-R1p4s4, l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ montre une amélioration maximale de 12% à la position x/D=26 par rapport à la configuration de base R4p4s4. En aval de cette position, l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ commence à diminuer et rejoint celle de la configuration de base R4p4s4 à la position x/D=50 jusqu'au bout de la paroi. Quant à la configuration de l'ouverture de trois rangées supplémentaires R4p4s4-R3p4s4, notons une amélioration de l'efficacité adiabatique très importante par rapport à la configuration de base et par rapport à la configuration de

l'ouverture d'une rangée supplémentaire. Cette amélioration atteint une valeur maximale (environs 26%) à la position x/D=38 et un maintien de cette valeur jusqu'à la fin de la paroi d'injection.

iv. Synthèse

Le Tableau IV.9 résume le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ et de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{\mathrm{ad}}}}$ moyennés sur toute la surface de la paroi d'injection.

	R4p4s4	R4p4s4-R1p4s4	R4p4s4-R3p4s4
$\overline{\overline{\mathbf{Nu}^*}}$	1,53	1,84	2,06
$\overline{\overline{\boldsymbol{\eta}_{\mathbf{ad}}}}$	0,52	0,54	0,65

Tableau IV.9 : Nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\boldsymbol{Nu}^*}}$ et l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\boldsymbol{\eta_{ad}}}}$ moyenné sur toute la paroi d'injection pour les trois configurations R4p4s4 et R4p4s4-R1p4s4 et R4p4s4-R3p4s4

Au vu de ces résultats, nous pouvons en déduire que les rangées supplémentaires n'ont pas, ou que très peu d'influence sur les rangées en amont. En revanche, elles ont une influence significative au-delà de la zone où elles sont ajoutées : plus on ajoute de rangées supplémentaires, plus l'efficacité adiabatique s'améliore et plus la zone de refroidissement est étendue. L'ouverture des rangées supplémentaires entraîne des transferts de chaleur plus élevés, liés au mélange plus important de l'écoulement principal et de l'écoulement d'injection.

IV.5.3.2 Influence de l'espacement s entre deux rangées supplémentaires sur la couche de refroidissement

i. Géométrie des configurations étudiées

Nous avons ajouté une ou trois rangées supplémentaires dont l'espacement s entre la dernière rangée de la configuration de base avec la première rangée supplémentaire ou entre deux rangées supplémentaires varie et vaut soit s=4D soit s=12D. Dans cette partie, nous allons comparer ces résultats afin de pouvoir observer l'influence de ce paramètre s sur le refroidissement.

ii. Variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$

La Figure IV.25 présente une comparaison de la variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ des trois configurations différentes : configuration de base R4p4s4, configuration avec l'ouverture d'une rangée supplémentaire à 4D (R4p4s4-R1p4s4), configuration avec l'ouverture de trois rangées supplémentaires à 12D (R4p4s4-R1p4s12).

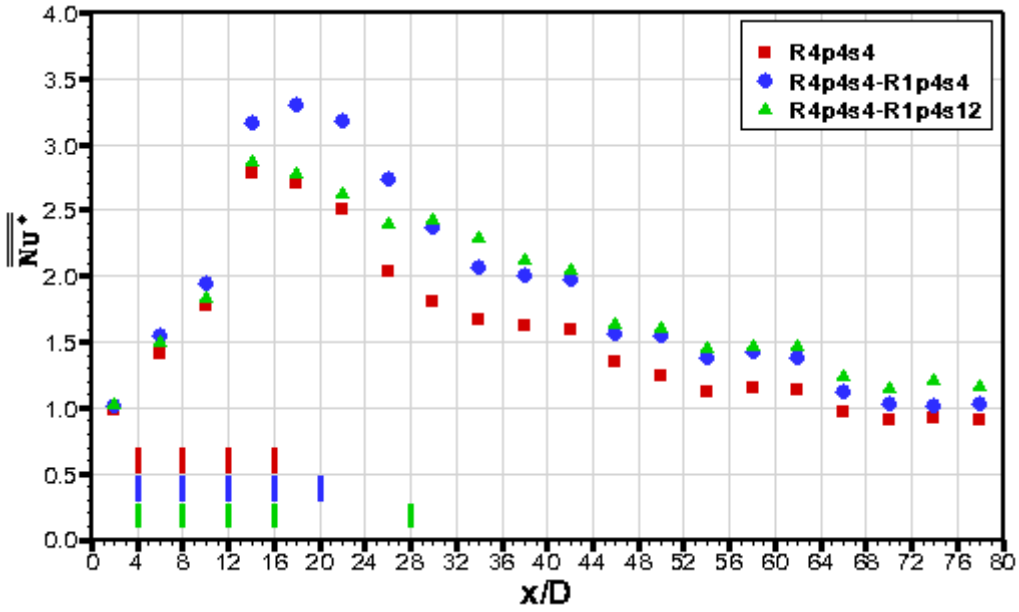


Figure IV.25 : Représentation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ dans l'étude de l'influence de l'espacement de la rangée supplémentaire sur l'entretien de la couche de refroidissement

Globalement, les courbes nous montrent que l'ouverture d'une rangée supplémentaire par rapport à la configuration de base R4p4s4 entraîne une augmentation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ quelle que soit la distance entre la rangée supplémentaire et la dernière rangée de la configuration de base. L'ouverture d'une rangée supplémentaire immédiatement derrière la configuration de base entraîne une augmentation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ de 0,4 à 0,6 (dans la zone x/D=[14, 22]). Derrière l'injection supplémentaire, la variation du nombre de Nusselt reste supérieure au nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$ du cas de base tout en diminuant progressivement vers celui du cas sans injection. Le cas d'ouverture d'une rangée supplémentaire plus espacée (R4p4s4-R1p4s12) suit la courbe du cas de base jusqu'à x/D=22 et la position x/d=26 correspond à l'ajout de la rangée supplémentaire. Au-delà de cette position, la courbe de R4p4s4-R1p4s12 suit la courbe R4p4s4-R1p4s4. En conclusion, le cas de faible espacement est préférable, puisqu'il

permet une augmentation de nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ sur toute la longueur de la plaque.

Au-delà de la position x/D=30, nous observons que l'allure de la variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ semble identique pour les deux configurations ayant une rangée supplémentaire (R4p4s4-R1p4s4 et R4p4s4-R1p4s12). Dans cette zone, nous retrouvons que l'ouverture d'une rangée supplémentaire fait augmenter le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ par rapport au cas de base quel que soit la position de la rangée supplémentaire.

En ce qui concerne les résultats des expériences de l'ouverture des trois rangées supplémentaires avec un espacement entre rangées supplémentaires de respectivement 4D et 12D, les distributions du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ sont présentées sur la Figure IV.26.

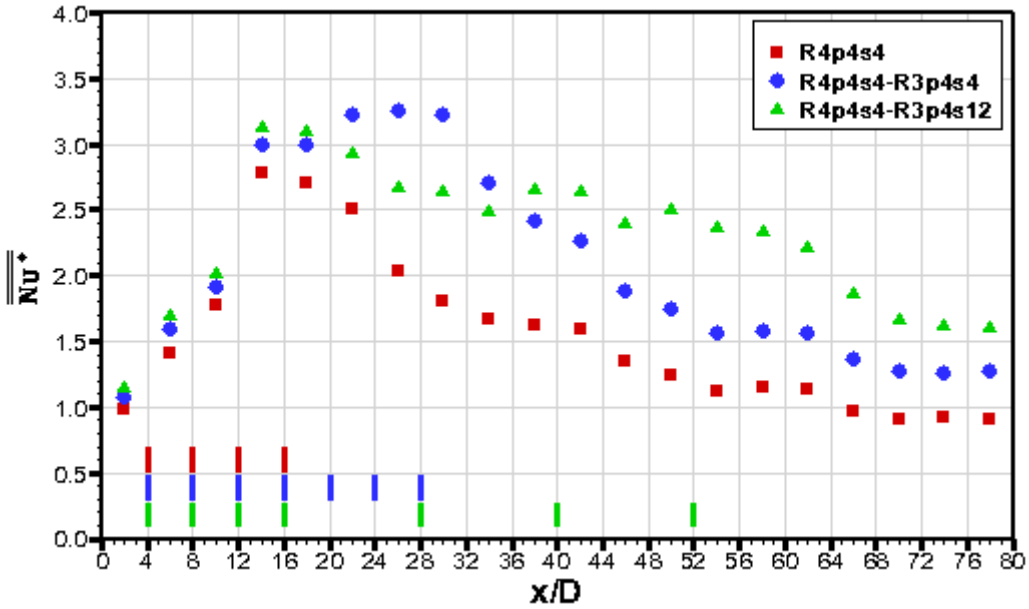


Figure IV.26 : Représentation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ dans l'étude de l'influence de l'espacement de la rangée supplémentaire sur l'entretien de la couche de refroidissement

La zone de multiperforation commune x/D=[2,16] aux trois configurations, nous observons peu de différences sur la variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$. Au-delà de la position x/D=16, l'ouverture de rangées supplémentaires entraîne une augmentation significative du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$. L'ouverture de trois rangées supplémentaires moins espacées (R4p4s4-R3p4s4) produit un nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ plus élevé dans la zone x/D=[16, 34] par rapport à l'ouverture de rangées supplémentaires plus espacées

(R4p4s4-R3p4s12). Au-delà de la position x/D=34, la variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ est inversée. L'ouverture de rangées supplémentaires plus espacées produit un nombre de Nusselt plus élevé par rapport à l'ouverture de rangées moins espacées.

Au vu de ces résultats, la configuration aux rangées supplémentaires plus espacées semble assurer davantage le maintien d'une valeur conséquente du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ sur toute la plaque.

iii. Variation de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$

La Figure IV.27 présente la variation de l'efficacité adiabatique pour la configuration de base R4p4s4 et les configurations à l'ouverture d'une rangée supplémentaire R4p4s4-R1p4s4 et R4p4s4-R1p4s12

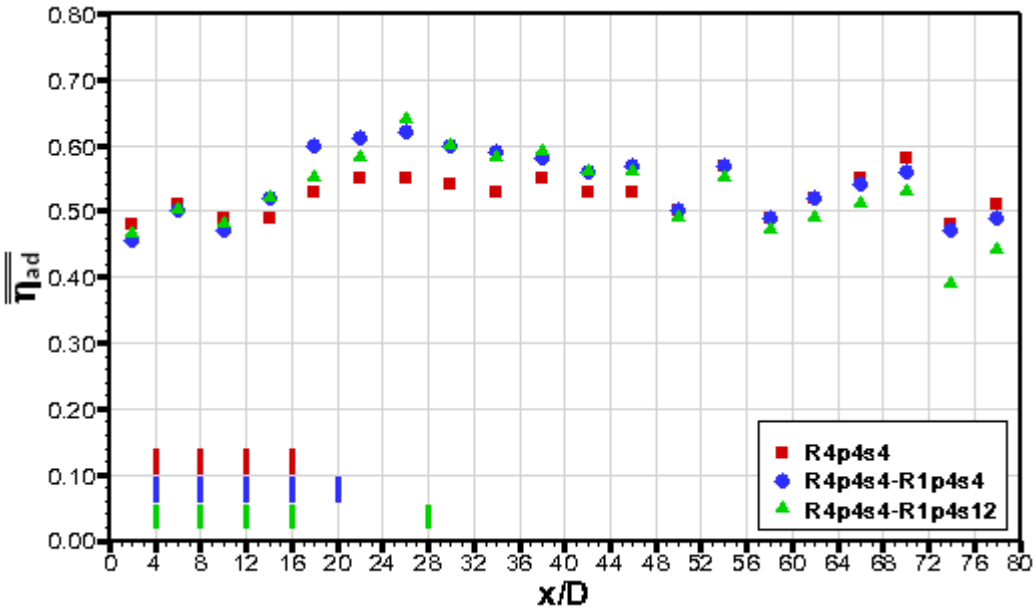


Figure IV.27 : Distribution de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ dans le cas d'ajout d'une rangée pour l'entretien de la couche de refroidissement pour un taux de soufflage M=4

Nous observons que l'ouverture d'une rangée supplémentaire améliore l'efficacité adiabatique dans la zone où la rangée supplémentaire a été ajoutée (x/D=[18,38]) par rapport à la configuration de base R4p4s4. Les deux courbes bleue et verte mettent en évidence que la position de la rangée supplémentaire ajoutée à la configuration de base R4p4s4 entraîne peu de différence sur la variation de l'efficacité adiabatique. Rappelons que les deux configurations R4p4s4-R1p4s4 et R4p4s4-R1p4s12 ont consommé la même quantité

de débit de l'écoulement d'injection pour refroidir la paroi. Cela peut confirmer que l'utilisation d'un même débit de l'écoulement d'injection produit une même efficacité adiabatique.

La Figure IV.28 présente la distribution de l'efficacité adiabatique moyenne-latérale des trois cas d'essais : cas de référence (R4p4s4), R4p4s4-R3p4s4 et R4p4s4-R3p4s12 pour un taux de soufflage M=4.

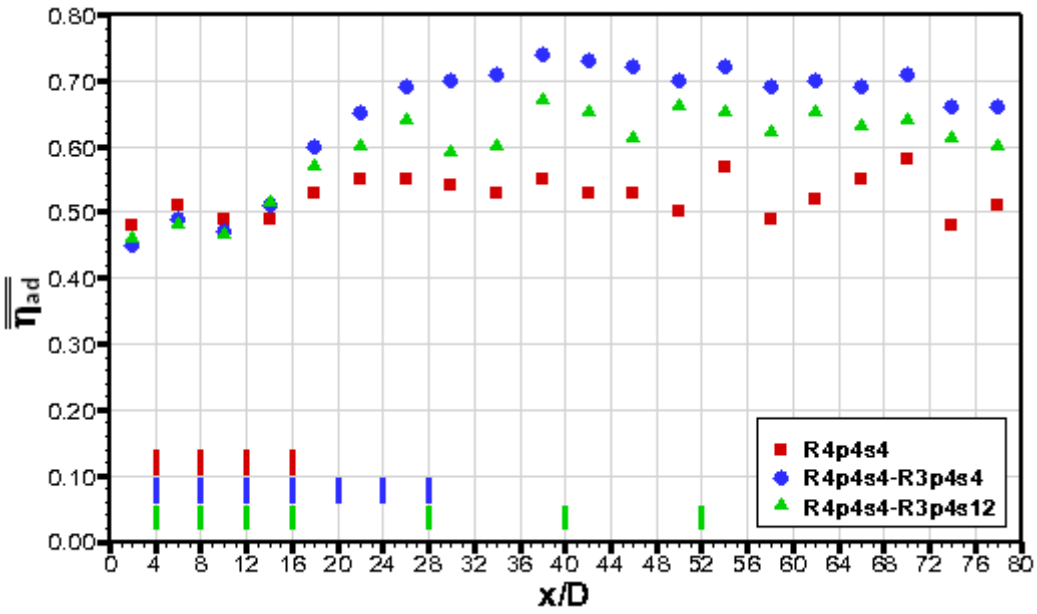


Figure IV.28 : Représentation de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ dans l'étude de l'influence de l'espacement entre deux rangées supplémentaires sur l'entretien de la couche de refroidissement pour un taux de soufflage M=4

Nous constatons que l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ ne varie pas jusqu'à la position x/D=16 pour les trois configurations. L'ajout de deux rangées supplémentaires n'a donc pas d'influence sur la première zone de multiperforation.

Au-delà de cette position x/D=16, nous observons que, l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ subit une amélioration significative, quel que soit l'espacement entre deux rangées supplémentaires. Toutefois, plus l'espacement entre deux rangées supplémentaires est petit, plus l'amélioration de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ est grande. En ajoutant trois rangées supplémentaires avec un espacement entre des rangées de 4D, l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ accroît jusqu'à la position x/D=38 puis diminue très légèrement jusqu'à la fin de la paroi. Par contre, pour le cas des rangées supplémentaires plus espacées 12D, l'efficacité adiabatique augmente de façon plus irrégulière

Pour le cas de référence, la couche de refroidissement commence à se former au bout de la quatrième rangée ouverte. L'ajout des rangées supplémentaires plus espacées vient casser la structure de la couche de refroidissement. Il s'agit d'un mélange plus important et donc une diminution de l'efficacité adiabatique juste en aval de l'injection.

iv. Synthèse

Le Tableau IV.10 présente les valeurs du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ et l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{\mathrm{ad}}}}$ moyennées sur toute la paroi d'injection pour les configurations à l'ouverture d'une rangée supplémentaire.

	R4p4s4	**R4p4s4-R1p4s4**	**R4p4s4-R1p4s12**
$\overline{\overline{\mathbf{Nu}^*}}$	1,53	1,84	1,80
$\overline{\overline{\boldsymbol{\eta}_{\mathbf{ad}}}}$	0,52	0,54	0,52

Tableau IV.10 : Nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ et l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ moyennés sur toute la paroi d'injection pour les trois configurations R4p4s4 et R4p4s4-R1p4s4 et R4p4s4-R1p4s12

Nous pouvons remarquer que l'ouverture d'une rangée supplémentaire peut faire augmenter le nombre de Nusselt relatif d'environ 15% à 18% par rapport au cas de base, tandis que l'efficacité adiabatique ne varie pas ou que très peu (d'environ 3%, soit de l'ordre de l'incertitude). Par contre, l'ouverture d'une rangée supplémentaire dont l'espacement entre la rangée supplémentaire et la dernière rangée de base s=4D ou s=12D entraîne un nombre de Nusselt assez proche. L'écart entre ces deux cas de la valeur moyenne-spatiale du nombre de Nusselt relatif n'est que de 3%. Il en résulte que la position de la rangée supplémentaire n'a pas ou que très peu d'influence sur le nombre de Nusselt moyen.

Le Tableau IV.11 donne la valeur du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ et l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{\mathrm{ad}}}}$ moyennée sur toute la paroi d'injection pour les configurations à l'ouverture de trois rangées supplémentaires. Nous pouvons remarquer qu'en ajoutant trois rangées supplémentaires, le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ est nettement amélioré par rapport au cas de base. Cette augmentation est de 25% à 30% suivant la position des rangées supplémentaires. Plus l'espacement entre deux rangées supplémentaires s est grand, plus le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ sera augmenté. Cette augmentation est de l'ordre de 10% en ajoutant trois rangées supplémentaires dont l'espacement est de 12D au lieu de 4D.

Concernant l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$, il est montré que l'ouverture des rangées supplémentaires plus espacées (R4p4s4-R3p4s12) ne fait augmenter que de 7% l'efficacité adiabatique par rapport au cas de base, lorsque l'ouverture des rangées supplémentaires moins espacées (R4p4s4-R3p4s4) améliore de 14% l'efficacité adiabatique. Au vu de ces résultats, l'ouverture de rangées supplémentaires améliore l'efficacité adiabatique. Quantitativement, plus l'espacement entre deux rangées supplémentaires est petit, plus l'amélioration de l'efficacité adiabatique est importante.

	R4p4s4	**R4p4s4-R3p4s4**	**R4p4s4-R3p4s12**
$\overline{\overline{Nu^*}}$	1,53	2,06	2,27
$\overline{\overline{\eta_{ad}}}$	0,52	0,65	0,60

Tableau IV.11 : Nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ et l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ moyennés sur toute la paroi d'injection pour trois configuration R4p4s4 et R4p4s4-R3p4s4 et R4p4s4-R3p4s12

IV.5.3.3 Influence de l'espacement p entre deux injections sur la couche de refroidissement

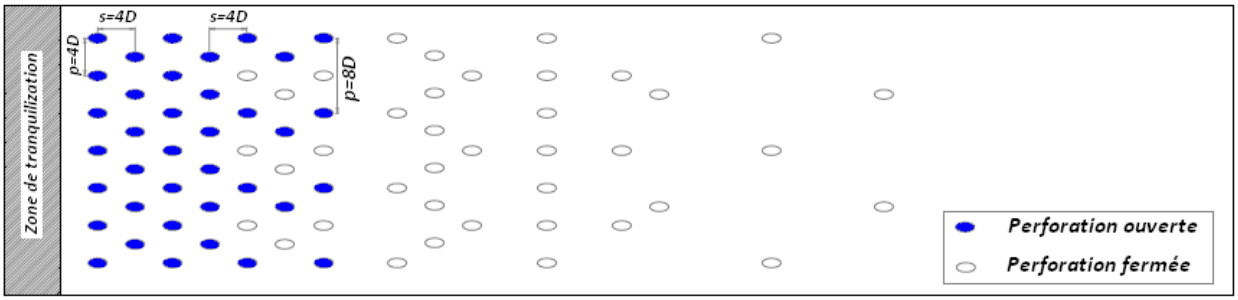
i. Géométrie des configurations étudiées

Les deux configurations sont constituées en ajoutant trois rangées supplémentaires sur la configuration de base. Pour les deux configurations, l'espacement entre deux rangées supplémentaires est s = 4D. Et l'espacement entre deux injections sur une même rangée supplémentaire est de 8D pour la première configuration et de 12D pour la deuxième configuration.

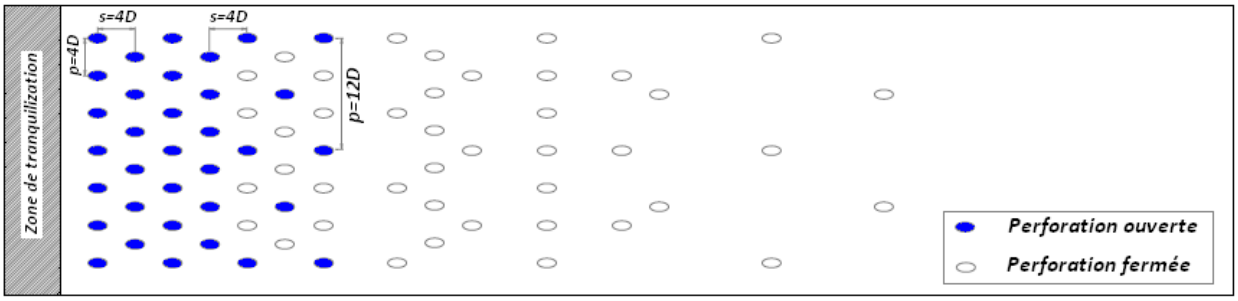
Nom d'essai	**Configuration de base**			**Configuration ajoutée**			**Débit de l'écoulement d'injection Q_i ($g.s^{-1}$)**
	R	**p/D**	**s/D**	**R**	**p/D**	**s/D**	
R4p4s4-R3p8s4	4	4	4	3	8	4	20
R4p4s4-R3p12s4				3	12	4	19

Tableau IV.12: Récapitulatif des configurations pour l'étude de l'influence de l'espacement p entre deux injections sur une même rangée supplémentaire sur la couche de refroidissement

Les géométries de chaque configuration sont présentées sur la Figure IV.23 :



a) Configuration R4p4s4-R3p8s4



b) Configuration R4p4s4-R3p12s4

Figure IV.29 : Distribution des configurations utilisées pour étudier l'influence de l'espacement, p, entre deux injections sur une même rangée.

ii. Variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}^*}$

La Figure IV.30 présente l'évolution du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}}^*}$ le long de la paroi.

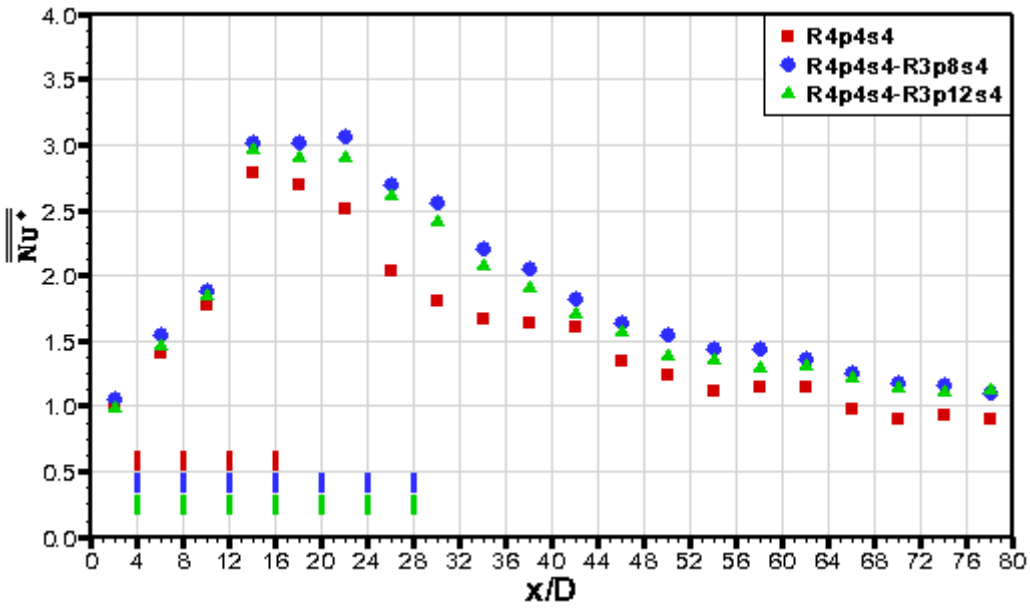


Figure IV.30 : Représentation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ dans l'étude de l'influence de l'espacement entre deux injections sur l'entretien de la couche de refroidissement

Notons que la variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ est assez semblable pour les deux configurations R4p4s4-R3p8s4 et R4p4s4-R3p12s4. Les résultats montrent qu'il existe peu de différence sur la variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$, entre les trois configurations étudiées, sur la zone x/D=[2, 14]. Au-delà de cette zone, nous observons la présence d'un palier sur une distance de 8D dans la zone x/D=[14, 22] quel que soit l'espacement p entre deux injections de la rangée supplémentaire. Au-delà de cette zone, les distributions du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ sont identiques en diminuant jusqu'à la fin de la paroi.

Il apparait donc que l'espacement entre deux injections sur une même rangée supplémentaire n'a pas d'influence sur le nombre de Nusselt.

iii. Variation de l'efficacité adiabatique

Les distributions de l'efficacité adiabatique moyenne-spatiale sont présentées sur la Figure IV.31

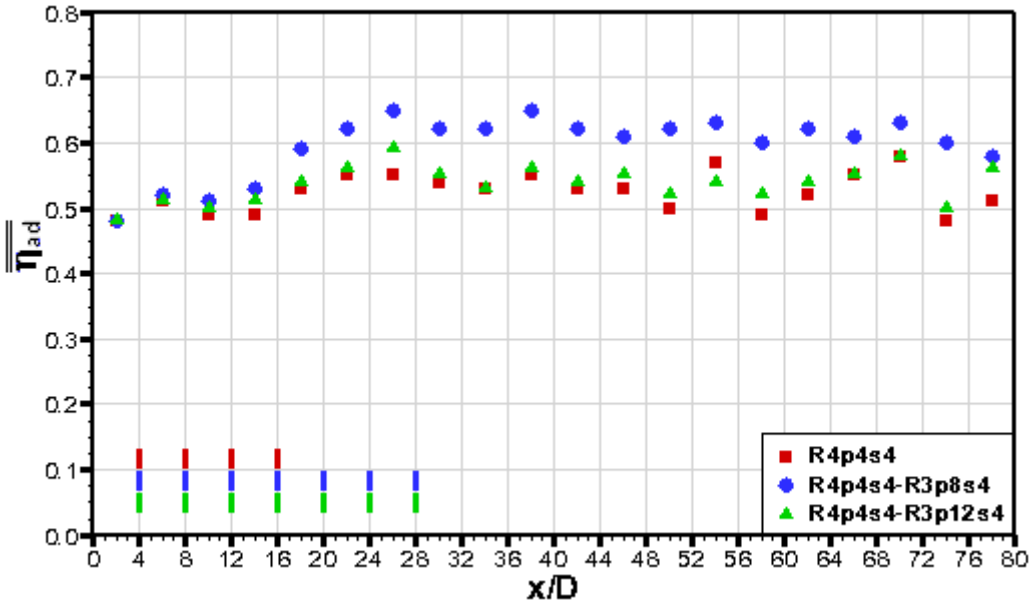


Figure IV.31 : Représentation de l'efficacité adiabatique dans l'étude de l'influence de l'espacement entre deux injections sur l'entretien de la couche de refroidissement

L'ouverture de rangées supplémentaires dont l'espacement entre deux injections d'une même rangée supplémentaire est moins espacé (s=8D) conduit à une valeur de l'efficacité adiabatique plus élevée que celle du cas de base. Cette amélioration est maintenue jusqu'à la fin de la paroi. En revanche, l'ouverture de rangées supplémentaires dont la distance entre deux rangées est plus espacée (p=12D) n'a pas d'influence sur l'efficacité adiabatique. La variation de l'efficacité adiabatique de la configuration R4p4s4-R3p12s4 et de la configuration de base R4p4s4 sont identiques. Ces différents comportements des configurations sont dus à la différence de la consommation de l'écoulement d'injection. En effet, la configuration R4p4s4-R3p8s4 a consommé plus de 13% de l'écoulement d'injection par rapport à la configuration de base, tandis que la configuration R4p4s4-R3p12s4 et la configuration de base ont utilisé une même quantité de l'écoulement d'injection.

iv. Synthèse

Le Tableau IV.13 présente le nombre de Nusselt relatif et l'efficacité adiabatique moyennés sur toute la paroi d'injection.

L'ouverture de trois rangées supplémentaires fait augmenter nettement le nombre de Nusselt relatif par rapport au cas de base. Cette augmentation est de l'ordre de 15% à 20% suivant l'espacement latéral entre deux injections sur la rangée

supplémentaire. Cela est dû à l'augmentation du débit de l'écoulement d'injection en ouvrant des rangées supplémentaires. Par contre, l'ouverture de trois rangées supplémentaires n'a pas ou que très peu d'influence sur l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ suivant l'espacement latéral entre deux injections de la rangée supplémentaire. Il apparait donc que l'espacement latéral, p, entre deux injections sur la rangée supplémentaire de 8D est plus efficace que celui de 12D. Cela provient du fait d'une consommation du débit de l'écoulement d'injection plus importante pour la configuration avec p=8D. Contrairement à ce que nous avons obtenu pour les configurations dont l'espacement longitudinal, s, entre deux rangées supplémentaires est plus grand.

	R4p4s4	**R4p4s4-R3p8s4**	**R4p4s4-R3p12s4**
$\overline{\overline{Nu^*}}$	1,53	1,85	1,75
$\overline{\overline{\eta_{ad}}}$	0,52	0,60	0,54

Tableau IV.13 : Nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ et l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ moyennés sur toute la paroi d'injection pour trois configuration R4p4s4 et R4p4s4-R3p4s4 et R4p4s4-R3p4s12

IV.5.3.4 Comparaison de différentes configurations supplémentaires

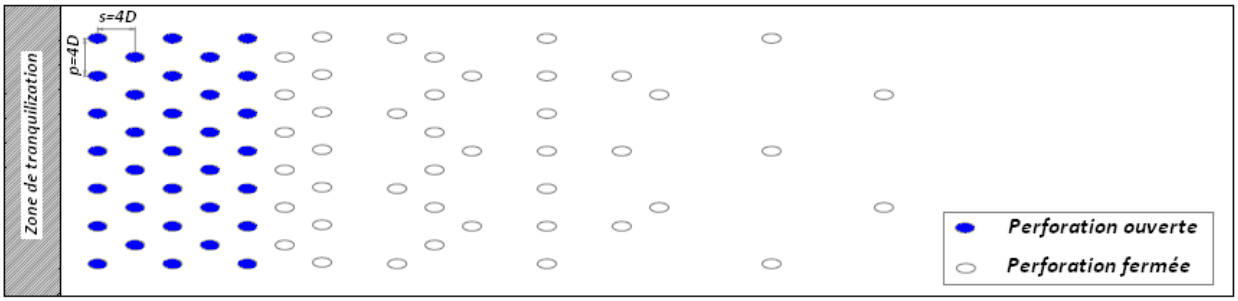
i. Géométrie des configurations étudiées

Pour un même taux de soufflage M=4, ce paragraphe regroupe à la fois des résultats de la configuration de base (R4p4s4), les configurations avec une rangée supplémentaire ajoutée sur la configuration de base (R4p4s4-R1p4s4 et R4p4s4-R1p4s12) et la configuration avec trois rangées supplémentaires ajoutées (R4p4s4-R3p12s4). Les détails de géométrie et des conditions aérothermiques correspondant à chaque configuration sont présentés dans le Tableau IV.14.

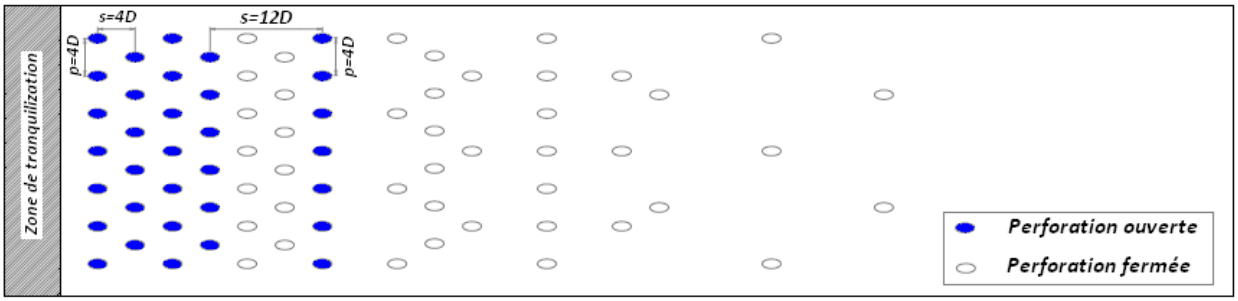
Nom d'essai	Configuration de base			Configuration ajoutée			M	Débit de l'écoulement secondaire ($g.s^{-1}$)
	R	p/D	s/D	R	p/D	s/D		
R4p4s4	4	4	4	-	-	-	4	14
R4p4s4-R1p4s4	4	4	4	1	4	4	4	18
R4p4s4-R1p4s12	4	4	4	1	4	12	4	18
R4p4s4-R3p12s4	4	4	4	3	12	4	4	18

Tableau IV.14 : Configurations utilisées pour étudier l'influence de l'espacement entre deux injections p et celle de l'espacement entre deux rangées ouvertes s.

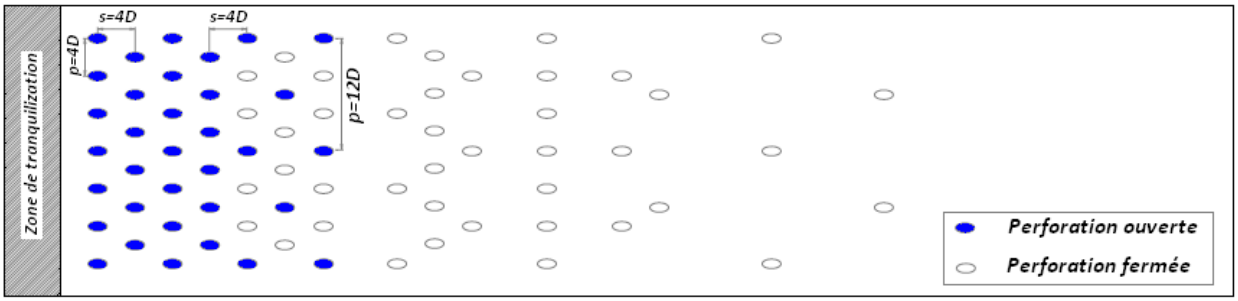
Rappelons ici les géométries de ces configurations utilisées :



Configuration R4p4s4-R1p4s4



Configuration R4p4s4-R1p4s12



Configuration R4p4s4-R3p12s4

Figure IV.32 : Géométrie de configurations utilisées pour étudier l'influence de l'espacement latéral p entre deux injections et celle de l'espacement longitudinal s entre deux rangées ouvertes.

ii. Variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu}}^*$

La Figure IV.33 présente l'évolution du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{\mathrm{Nu}}}^*$ obtenue pour la configuration de base et trois configurations R4p4s4-R1p4s4, R4p4s4-R1p4s12, R4p4s4-R3p12s4.

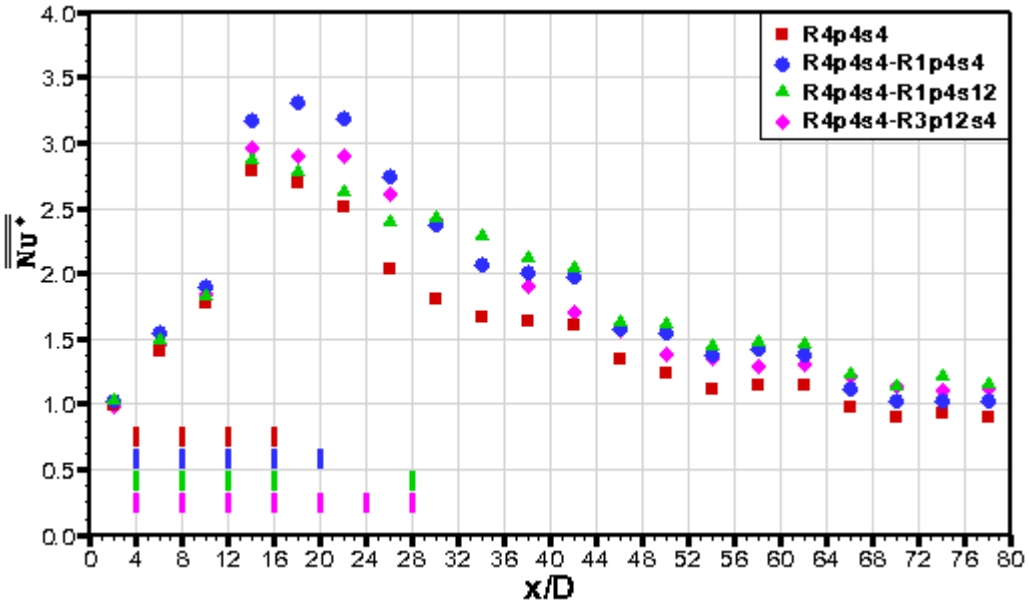


Figure IV.33 : Représentation du nombre de Nusselt dans l'étude de l'influence de répartition des injections sur la couche de refroidissement

Pour une position quelconque de x/D, nous observons une augmentation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ quelle que soit l'injection supplémentaire considérée. Dans la zone multiperforée de la configuration de base 2<x/D<16, il semble que le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ de trois configurations est similaire et a le même ordre de grandeur que celui de la configuration de base R4p4s4. Cela confirme que quel que soit le nombre de rangées supplémentaires et quelle que soit la disposition des injections supplémentaires, le fait d'ajout des injections supplémentaires ne perturbe pas la première zone de multiperforation.

L'ajout des injections supplémentaires fait augmenter le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$, surtout dans la zone où les injections supplémentaires sont ajoutées. En aval de la zone supplémentaire, le nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ diminue rapidement jusqu'à la fin de la paroi en rejoignant le cas de base.

iii. Variation de l'efficacité adiabatique

Les profils de l'efficacité adiabatique des configurations comparées sont présentés sur la Figure IV.34.

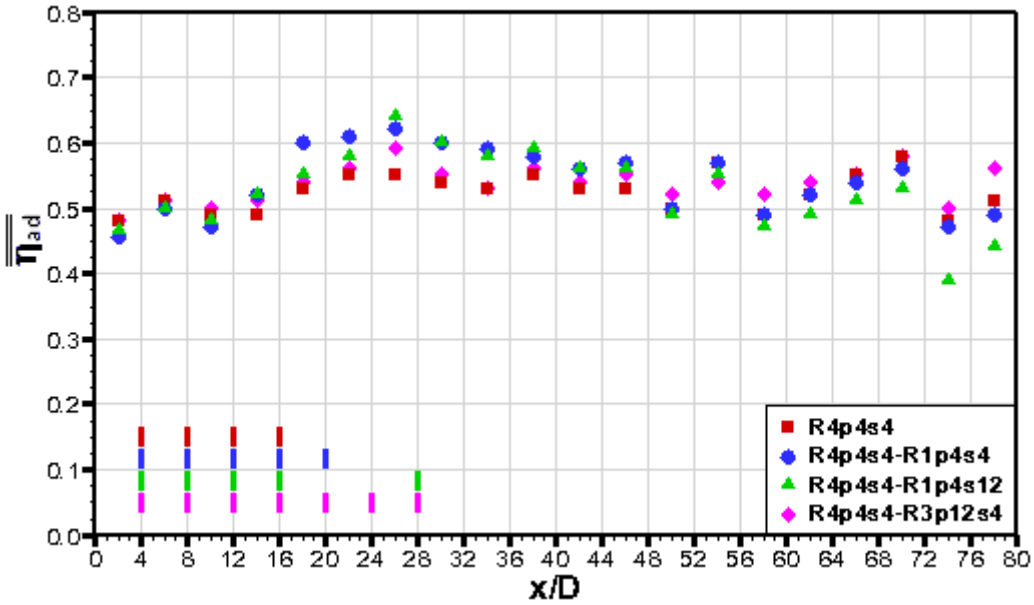


Figure IV.34 : Représentation de l'efficacité adiabatique dans l'étude de répartition des injections sur la couche de refroidissement

Comme ce que nous avons observé sur la variation du nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$, l'efficacité adiabatique semble invariable dans la zone multiperforée commune x/D=[2, 16] (zone multiperforée de la configuration de base) quel que soit le motif de la configuration supplémentaire. Au-delà de cette zone, il existe une zone de 20D (x/D=[18, 36]) où il est montré que l'ouverture d'une rangée supplémentaire entraîne une amélioration de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ quelle que soit la distance entre la rangée supplémentaire et la dernière rangée de la configuration de base s=4D ou s=12D. En revanche, le cas de l'ouverture de trois rangées supplémentaires R4p4s4-R3p12s4 n'apporte aucune amélioration – par rapport au cas de base – sur la distribution de l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$.

Notons que les trois configurations avec les rangées supplémentaires utilisent une même quantité du débit de l'écoulement d'injection pour refroidir la paroi. Il apparait que les efficacités adiabatiques sont très semblables quelle que soit la répartition des injections supplémentaires. Néanmoins, on semble pouvoir noter une légère amélioration de l'efficacité adiabatique dans la répartition des injections supplémentaires sur une rangée complète est plus intéressante que la répartition des injections supplémentaires sur plusieurs rangées.

iv. Synthèse

Le Tableau IV.15 présente les valeurs du nombre de Nusselt relatif et de l'efficacité adiabatique moyennées sur toute la paroi d'injection pour les quatre configurations étudiées.

	R4p4s4	R4p4s4-R1p4s4	R4p4s4-R1p4s12	R4p4s4-R3p12s4
$\overline{\overline{Nu^*}}$	1,53	1,84	1,80	1,75
$\overline{\overline{\eta_{ad}}}$	0,52	0,54	0,52	0,54

Tableau IV.15 : Nombre de Nusselt relatif $\overline{\overline{Nu^*}}$ et l'efficacité adiabatique $\overline{\overline{\eta_{ad}}}$ moyenné sur toute la paroi d'injection pour un débit de l'écoulement d'injection Q_i=18g.s^{-1}

Nous pouvons constater que l'ouverture des injections supplémentaires – sur une seule rangée comme les cas R4p4s4-R1p4s4 et R4p4s4-R1p4s12 ou sur plusieurs rangées avec un grand espacement entre des injections R4p4s4-R3p12s4 – fait augmenter le nombre de Nusselt relatif de 13% à 17% par rapport au cas de la configuration de base R4p4s4. En revanche, l'ouverture des injections supplémentaires n'a pas ou que très peu d'influence sur l'efficacité adiabatique quelle que soit la répartition des injections supplémentaires. En résumé, pour un même débit, le motif d'injection supplémentaire à une rangée semble le plus favorable pour la protection de la paroi.

IV.6 CONCLUSIONS INTERMEDIAIRES

Dans ce chapitre, trois groupes d'expériences ont été réalisées pour étudier l'influence de certains paramètres sur le film cooling.

Tout d'abord, nous avons regardé l'influence du taux de soufflage (M=1, 3, 4) et l'influence du nombre de rangées ouvertes (R=3, 4, 5 et 7) sur la formation de la couche de refroidissement, avec un espacement, p, entre deux injections d'une même rangée et un espacement, s, entre deux rangées fixés à p=s=4D. Les résultats obtenus ont montré que dans la zone de multiperforation, pour un taux de soufflage M donné, le nombre de rangées ouvertes R n'a pas ou que très peu d'influence sur les transferts de chaleur et sur l'efficacité adiabatique du film cooling, ce qui est en accord avec les résultats de la bibliographie. Pour

un nombre de rangées ouvertes R donné, l'augmentation du taux de soufflage M fait augmenter le nombre de Nusselt ainsi que l'efficacité adiabatique. Au-delà de la zone multiperforée, l'augmentation du taux de soufflage M et celle du nombre de rangées ouvertes R font augmenter le nombre de Nusselt ainsi que l'efficacité adiabatique.

L'ensemble de ces résultats expérimentaux nous ont permis de mettre en évidence que la couche de refroidissement commence à se former à partir de la quatrième rangée ouverte pour un taux de soufflage M=4. Cependant, elle s'estompe rapidement si elle n'est pas entretenue par des rangées supplémentaires. Au vu de cette constatation, nous avons adopté la configuration R4p4s4 comme « la configuration de base ». Autour de cette configuration, nous avons cherché à la compléter par un nouveau motif d'injection dans le but de maintenir la couche de refroidissement.

Ensuite, nous avons étudié l'influence de l'espacement, p, entre deux injections d'une même rangée et l'influence de l'espacement, s, entre deux rangées ouvertes. Nous avons trouvé que les injections moins espacées entraînent une augmentation des transferts de chaleur entre paroi d'injection et l'écoulement principal, ainsi qu'une amélioration de l'efficacité adiabatique. En effet, l'augmentation de l'espacement longitudinal, s, entre deux rangées ouvertes fait diminuer le nombre de Nusselt relatif moyen-latéral $\overline{\overline{\mathrm{Nu}^*}}$ de 12,5% et l'efficacité adiabatique moyennée sur toute la plaque de 7,5%.

Enfin, nous avons étudié plusieurs motifs d'injection afin d'entretenir la couche de refroidissement. Les résultats principaux que nous avons obtenus sont les suivants :

L'ouverture d'une seule rangée supplémentaire entraîne une augmentation notable du nombre de Nusselt quelle que soit la position de la rangée supplémentaire tandis qu'elle n'a que très peu d'influence sur l'efficacité adiabatique. Toutefois, les résultats obtenus ont également montré l'influence de répartition des injections sur la paroi. Il apparaît que répartir des injections supplémentaires sur une rangée complète est une solution plus intéressante que de répartir des injections sur plusieurs rangées dont la distance entre les injections est grande.

L'ouverture de trois rangées supplémentaires entraîne une amélioration significative du nombre de Nusselt ainsi que de l'efficacité adiabatique. De plus, nous pouvons observer que cette amélioration se maintient jusqu'à la fin de la paroi d'injection. Cependant, contrairement à l'ouverture d'une seule rangée supplémentaire, la position du motif d'injection supplémentaire de trois rangées a une influence sur les valeurs du nombre de Nusselt et de l'efficacité. En effet, l'ouverture des trois rangées supplémentaires adjacentes

à la configuration de base conduit à un nombre de Nusselt moins élevé (de l'ordre de 9%) et à une amélioration de l'efficacité adiabatique (l'ordre de 7%) que le cas de l'ouverture des trois rangées supplémentaires plus espacées. Toutefois, le niveau de la valeur du nombre de Nusselt local du cas de trois rangées adjacentes est plus intéressant car il fait apparaître la présence de la couche de refroidissement sur une longueur plus grande. En conséquence, ces résultats permettent d'en déduire que l'ajout de rangées supplémentaires juste derrière la configuration de base semble le plus intéressant.

CHAPITRE V

VERS LES HAUTES TEMPERATURES

V.1 INTRODUCTION

La technique du film cooling a largement été étudiée, plus de 2700 articles depuis 1970 nous dit R. S. Bunker [**2**]. Toutefois, ces nombreux travaux concernent majoritairement des études pour lesquelles les températures des écoulements en présence sont relativement faibles, elles n'excèdent guère 50°C. Sur le site universitaire poitevin, nous avons un banc d'essais industriel, le banc THALIE, sur lequel des tests de parois multiperforées sont effectués. Ce banc permet donc de reproduire des conditions expérimentales proches de celles rencontrées dans une chambre de combustion (températures jusqu'à 1400K et pressions jusqu'à 7 bar).

Cependant, ces conditions extrêmes n'autorisent pas l'application directe des techniques expérimentales développées à des pressions et des températures plus faibles. Il est donc indispensable de développer une nouvelle méthodologie de mesure des transferts de chaleur pour ces configurations réelles de refroidissement. Ce chapitre vise donc à rapporter sur l'étude de faisabilité d'une nouvelle technique de mesure propre à répondre aux conditions de température et de pression du banc THALIE.

Au cours de ce chapitre, nous allons dans un premiers temps décrire le banc THALIE, présenter les caractéristiques aérodynamiques et thermiques de l'écoulement primaire et de l'écoulement secondaire. Dans un deuxième temps, la technique de mesure et la technique d'exploitation des mesures seront développées. Dans une dernière partie, les expériences effectuées avec leurs conditions aérothermiques respectives seront décrites. Et enfin, les résultats obtenus seront présentés et analysés sous la forme de coefficients d'échange entre la paroi et les écoulements l'entourant.

V.2 DESCRIPTION DE VEINE D'ESSAIS DE THALIE

Le banc d'essais THALIE est dédié à la caractérisation « **TH**ermique et **A**érodynamique des **LI**ners **E**xpérimentaux ». Il a été conçu dans le but d'étudier les contraintes auxquelles sont soumises les parois (avec ou sans perforations) de chambre de combustion dans des conditions représentatives de ces chambres (Figure V.1)

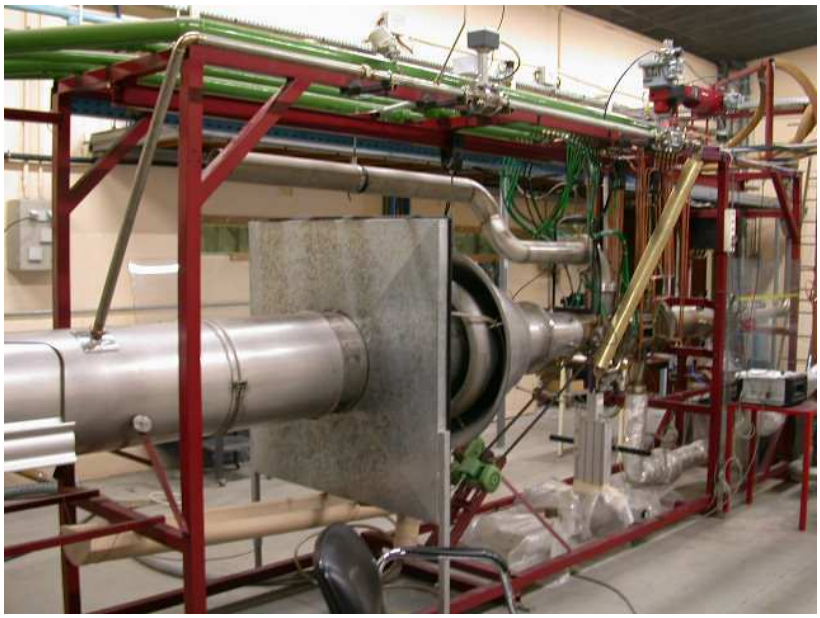


Figure V.1 : Vue générale du banc Thalie

Ainsi, des mesures aérodynamiques de vitesse ou de concentration CO_2 ont pu être réalisées notamment dans le cas de parois refroidies par multiperforation. A ces mesures aérauliques se sont également ajoutées des mesures thermiques qui se sont, pour l'instant, toujours limitées à la mesure des températures pariétales. Néanmoins, la maitrise de ces différentes techniques de mesure permet d'envisager une méthodologie plus fine permettant de remonter aux coefficients d'échange. Avant de nous intéresser aux premiers tests de la méthode de mesures en régime instationnaire proposée, un bref descriptif de la configuration de la veine d'essais (Figure V.2) est nécessaire.

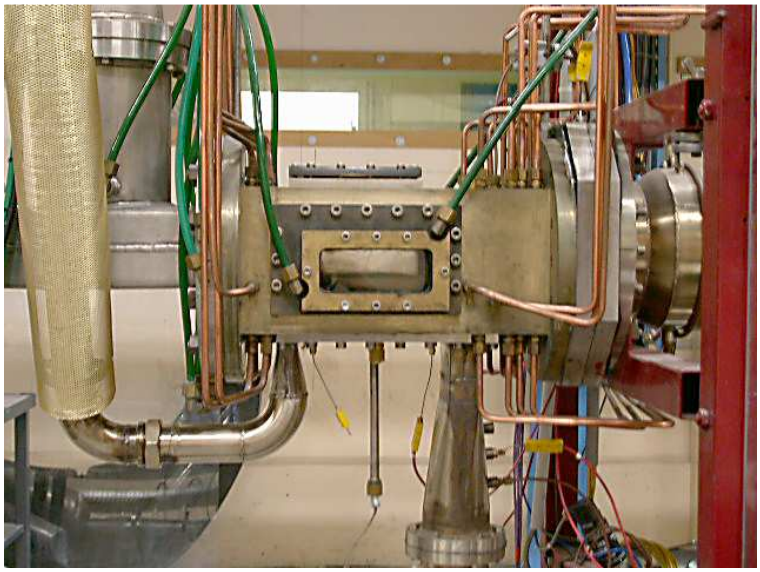
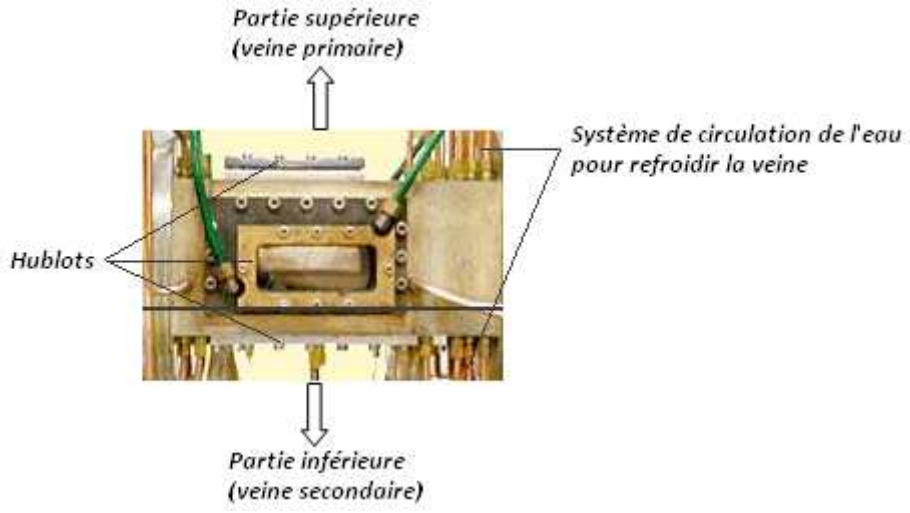


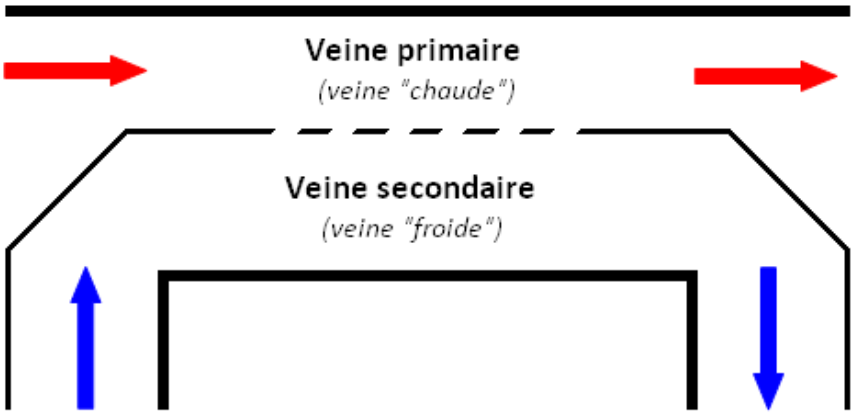
Figure V.2 : Veine d'essai du banc Thalie

V.2.1 Description de la veine d'essais

La configuration expérimentale de la veine d'essais de Thalie est présentée en Figure V.3. Une vue partielle de cette veine est présentée dans la Figure V.3a. La veine d'essais de Thalie est une pièce massive de bronze refroidie par une circulation d'eau dans le solide. Elle permet de réaliser des études expérimentales sur différentes parois de forme rectangulaire pouvant être montées sur un support interchangeable. Chaque face de la veine est équipée d'une ouverture rectangulaire permettant de réaliser les mesures aérothermiques. Un soin tout particulier a été apporté aux fixations des hublots, afin de générer le moins de perturbations possibles à l'écoulement. Ainsi, la surface du hublot est en retrait de seulement 2mm de la paroi interne de la veine à cause d'un joint nécessaire pour réduire le choc mécanique entre le hublot et la veine d'essais.



a) Photographie de la veine d'essais



b) Représentation schématique de la veine d'essais

Figure V.3 : La veine d'essais du banc Thalie

La veine d'essais Thalie est séparée en deux parties principales : la partie supérieure de la veine est désignée « veine primaire » correspondant à l'écoulement primaire (ou écoulement chaud), la partie inférieure de la veine est désignée « veine secondaire » correspondant à l'écoulement secondaire (écoulement froid ou écoulement de refroidissement). La Figure V.3b propose une représentation schématique de la veine d'essais de Thalie.

La section supérieure de la veine d'essais est rectangulaire de 70mm x 126mm. Ces dimensions ont été choisies pour permettre d'obtenir des vitesses représentatives de celles rencontrées dans une chambre de combustion de turboréacteurs ($10 m.s^{-1} < U < 100 m.s^{-1}$ environ).

La partie inférieure de la veine d'essai a une largeur de 118mm. La différence avec la veine supérieure provenant des parois latérales du support de la paroi d'essais. La hauteur de cette partie inférieure est ajustable entre 5 et 20mm. Ces dimensions ont été choisies, là encore, pour permettre l'obtention de vitesses représentatives de celles rencontrées dans un moteur, pour la gamme de débit mesurable. En effet, le large domaine de variation du débit de l'écoulement secondaire (entre 5 et $200 g.s^{-1}$) a nécessité de réaliser une veine à « géométrie variable ».

Dans le cadre de notre étude expérimentale, nous utilisons une plaque aveugle (non multiperforée) pour éviter de compliquer le problème. C'est une plaque en acier ayant une épaisseur de 1mm pour une surface de $164x114 mm^2$.

Dans les paragraphes qui suivent, nous présentons les caractéristiques (le débit, la température et la pression) de chaque écoulement correspondant à chaque partie de la veine d'essais.

V.2.2 L'écoulement primaire

Le débit de l'écoulement primaire est assuré par un circuit d'air comprenant deux étages de détente et mesuré par un débitmètre de type Vortex. Le débit maximal de l'écoulement primaire peut atteindre 800g/s. Cette limitation en débit est fixée par la réalisation de vitesses représentatives de celles rencontrées dans une chambre de combustion, comprises entre 10 et 100 $m.s^{-1}$ environ.

L'évolution de la température de l'écoulement primaire est assurée par une chambre de combustion fonctionnant au Kérosène. La puissance maximale délivrée par cette chambre de combustion est de 1,2MW ce qui permet à l'écoulement primaire d'atteindre une température de 1400K. Cette température est mesurée au sein de la veine primaire par un thermocouple de type K. Grâce à l'utilisation de la chambre de combustion comme chauffage de cette veine, les variations de température peuvent être très rapides : moins de 4 secondes pour une variation de 100K.

La température est contrôlée et régulée à l'aide de thermocouples placés en amont de la veine d'essais. Cette température est asservie au moyen d'un régulateur P.I.D. actionnant une vanne électro-pneumatique de régulation du débit de kérosène injecté. De la même façon, des capteurs de pression permettent la régulation des pressions. La pression dans la veine primaire est ajustée par un col sonique de section variable est limitée à 7.10^5Pa.

V.2.3 L'écoulement secondaire

La veine secondaire est également alimentée par un circuit d'air comprimé qui est semblable au circuit primaire. Les seules différences sont les domaines de fonctionnement des détendeurs et du débitmètre et de la valve de régulation qui limitent le débit de l'écoulement secondaire à $200g.s^{-1}$.

La température de l'écoulement secondaire peut atteindre 650K grâce à un réchauffeur électrique d'une puissance maximale de 96kW. Du fait du chauffage électrique, les variations de température sont beaucoup plus lentes : de 600 à 900s pour une variation de 100K.

La pression dans la veine secondaire peut également être amenée à 7.10^5Pa pression identique à la pression dans la veine primaire pour le cas où les mesures sont effectuées sur une plaque non multiperforée. Dans le cas d'essais sur une paroi multiperforée, il est alors nécessaire que la pression de la veine secondaire soit maintenue légèrement supérieure à la pression de la veine primaire pour permettre à l'air secondaire de traverser la plaque multiperforée. Dans ce cas-là, la différence de pression ΔP entre deux veines est limitée à $0,5.10^5$Pa environ. Cette différence ΔP est mesurée par un capteur de pression différentielle au niveau de la veine d'essais.

La régulation et les mesures de température et de pression s'effectuent de la même façon que pour la veine principale.

Le Tableau V.1 répertorie les caractéristiques principales des deux écoulements primaire et secondaire du banc Thalie.

	Ecoulement primaire (Ecoulement chaud)	Ecoulement secondaire (Ecoulement froid)
Débit ($g.s^{-1}$)	$200 < Q_{ch} < 800$	$0 < Q_{fr} < 200$
Température (K)	$600 < T_{ch} < 1400$	$280 < T_{fr} < 650$
Pression (Pa)	$10^5 < P_{ch} < 7.10^5$	$0 < \Delta P < 0{,}5.10^5$

Tableau V.1 : Caractéristiques des écoulements primaire et secondaire du banc Thalie

Compte tenu que nous ne travaillons pas en situation de plaque d'essais multiperforée, les pressions de deux veines sont maintenues identiques et l'information de différence de pression ΔP de l'écoulement secondaire ne nous concerne pas.

V.3 MOYENS DE MESURE DE TEMPÉRATURE DE LA PAROI

Deux types de moyen de mesure de température sont susceptibles d'être utilisés sur le banc THALIE. Le premier est l'utilisation classique de thermocouples. Cette méthode présente les inconvénients d'être ponctuelle et d'engendrer de grandes erreurs de mesure. Par exemple : les thermocouples ne sont pas parfaitement soudés à la paroi qui conduit à un contact imparfait entre les thermocouples et la paroi, la présence des thermocouples pourra perturber localement l'écoulement l'entourant et donc le champ de température. La mesure donnée par thermocouple est une valeur moyenne entre celle de la paroi et celle de l'écoulement.

L'autre type de méthode de mesure est la thermographie infrarouge qui présente le double avantage d'être non intrusif et non ponctuel. De plus, l'amélioration des performances des caméras permet à présent un bon temps de réponse. Par contre, l'utilisation d'une telle instrumentation est délicate (notamment à cause de la présence d'un hublot en saphir dont il faudra tenir compte et de la nécessité de connaître l'émissivité de la paroi).

V.4 METHODE DE MESURE

V.4.1 Position du problème

Quelle que soit la configuration à étudier (multiperforation, impact,…), la paroi échange convectivement la chaleur avec deux écoulements l'un chaud (correspondant aux gaz brulés) et l'autre froid (correspondant aux gaz frais de refroidissement) comme le montre l'exemple de la Figure V.4.

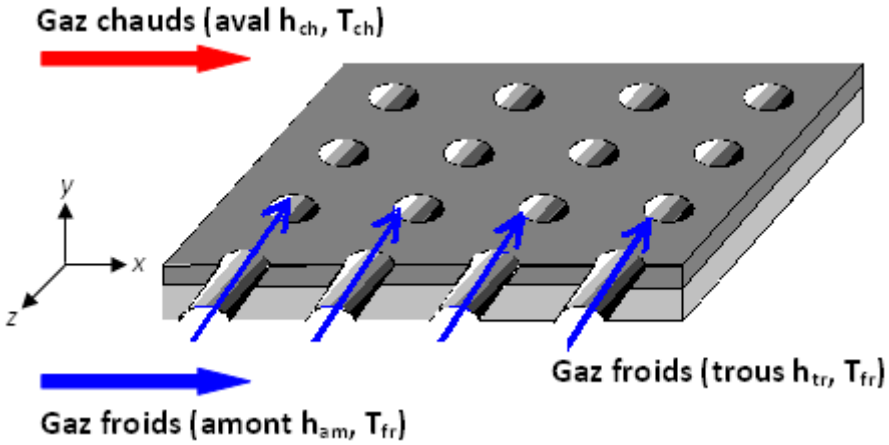


Figure V.4 : Exemples de configuration avec multiperforation

En négligeant les effets de bord (Cf V.5.3), nous pouvons considérer que cette configuration est bidimensionnelle. De plus, du fait de la faible épaisseur de paroi et de la relativement faible conductivité des matériaux composant la paroi, le nombre de Biot local pour une abscisse donnée est très petit devant 1. Cela nous permet donc en première approximation de supposer la température de la paroi uniforme pour une abscisse x donnée.

Les transferts de chaleur entre la paroi et chacun de ces écoulements sont classiquement modélisés par l'équation de Newton :

$$\Phi = hS(T_p - T_{réf}) \qquad (V.1)$$

Dans la configuration de paroi multiperforée présentée en Figure V.4, à une abscisse x donnée, les équations thermiques se présentent donc sous la forme :

- Pour le coté chaud :

$$\Phi_{ch} = h_{ch}S(T_{ch} - T_p) \qquad (V.2)$$

- Pour le coté froid :

$$\Phi_{fr} = h_{am} S\left(T_p - T_{fr}\right) + h_{tr} s_{tr}\left(T_p - T_{fr}\right) \quad (V.3)$$

Ou

$$\Phi_{fr} = h_{fr} S\left(T_p - T_{fr}\right) \quad (V.4)$$

Avec

$$h_{fr} = h_{am} + \frac{s_{tr}}{S} h_{tr} \quad (V.5)$$

Si nous supposons que les températures des écoulements sont uniformes et connues, la caractérisation de chacun de ces transferts de chaleur se fait en déterminant les coefficients d'échange h_{ch} et h_{fr} correspondants.

Pour des températures faibles et des pressions proches de la pression atmosphérique, la résolution d'un tel système passe par des mesures en régime stationnaire : la mesure des températures de la paroi (par thermographie infrarouge par exemple) et la mesure des flux par l'emploi d'une paroi flux-métrique (permettant la mesure de Φ_{ch} et Φ_{fr}) ([**14**], [**17**]).

Malheureusement, du fait de la fragilité d'une telle paroi flux-métrique, son utilisation n'est pas envisageable à des conditions de température et de pression (jusqu'à 7.10^5Pa) rencontrées au sein du banc THALIE.

Dès lors, la simple mesure des températures de paroi en stationnaire ne permet plus de déterminer les 2 coefficients d'échange h_{ch} et h_{fr}. En effet, la mesure de T_p – en régime permanent – ne peut fournir que le rapport $\frac{h_{fr}}{h_{ch}}$.

Ainsi, par exemple, si nous ne nous intéressons qu'à une seule paire de conditions thermiques de deux écoulements (T_{ch}, T_{fr}), le flux d'échange entre la paroi et les écoulements l'entourant peut s'écrire :

$$\Phi_{échange} = h_{ch} S\left(T_{ch} - T_p\right) = h_{fr} S\left(T_p - T_{fr}\right) \quad (V.6)$$

Nous obtenons donc :

$$\frac{h_{fr}}{h_{ch}} = \frac{T_{ch} - T_p}{T_p - T_{fr}} \quad (V.7)$$

En multipliant le nombre de conditions thermiques ($T_{fr,}$ T_{ch}), nous ne pouvons qu'augmenter la précision de calcul du rapport $\frac{h_{fr}}{h_{ch}}$. Ainsi, en effectuant 2 mesures de température successives :

- L'une pour (T_{ch1}, T_{fr1}).
- L'autre – en modifiant la température des gaz chauds – pour (T_{ch2}, T_{fr1}).

On obtient les équations suivantes :

$$\Phi_{ch1} = h_{ch} S(T_{ch1} - T_{p1}) \quad (V.8)$$

$$\Phi_{fr1} = h_{fr} S(T_{p1} - T_{fr1}) \quad (V.9)$$

Et

$$\Phi_{ch2} = h_{ch} S(T_{ch2} - T_{p2}) \quad (V.10)$$

$$\Phi_{fr2} = h_{fr} S(T_{p2} - T_{fr2}) \quad (V.11)$$

Ce qui donne :

$$\frac{h_{fr}}{h_{ch}} = \frac{T_{ch2} - T_{ch1}}{T_{p2} - T_{p1}} - 1 \quad (V.12)$$

En conclusion, sans paroi flux-métrique, il n'est donc plus possible de se contenter de mesures en régime permanent. Il est donc nécessaire de modifier radicalement la méthode de mesure et de réaliser les études en régime transitoire.

V.4.2 Méthode de mesure en régime transitoire

L'idée de cette méthode de mesure en régime transitoire consiste à faire varier de manière rapide la température de l'un des deux écoulements et d'étudier l'évolution de la

température de paroi à la suite de cette variation. Comme nous le savons, une variation de température de l'écoulement chaud est beaucoup plus rapide que celle de l'écoulement secondaire. Pour cela, nous allons prendre, dans la suite, le cas d'une variation de température de l'écoulement chaud (Figure V.5)

En préambule aux situations complexes du film cooling, nous nous proposons de tester cette méthode en régime transitoire sur une paroi plane sans injection soumise de part et d'autre de son épaisseur à un écoulement chaud et à un écoulement froid.

L'évolution de température la plus simple étant l'échelon (variation instantanée de température), nous allons supposer pouvoir imposer un échelon à la température d'un des écoulements et travailler sur la résolution du problème dans ce cas précis. Compte tenu du faible temps de réponse (environ 5s) de l'écoulement primaire pour augmenter ou diminuer de 100K sa température, nous avons choisi de faire subir l'échelon de température à l'écoulement primaire. Cet échelon sera soit une augmentation de la température désignée par « réchauffement », soit une diminution de la température désignée par « refroidissement ». L'évolution de la température de la paroi sur la surface du côté de l'écoulement secondaire sera mesurée par thermographie infrarouge.

L'idée de la méthode est de résoudre l'équation de transfert de chaleur afin de connaître l'évolution de la température de la paroi. Ensuite, nous mettrons en œuvre une méthode d'identification de paramètres pour déterminer le coefficient d'échange entre la paroi et l'écoulement primaire h_{ch} et le coefficient d'échange entre la paroi et l'écoulement secondaire h_{fr}, qui permettront l'adéquation entre l'évolution théorique de la température de paroi et son évolution mesurée par thermographie infrarouge. La détermination de l'équation de transfert de chaleur appliquée à la paroi soumise aux écoulements du banc Thalie est alors nécessaire.

La Figure V.5 présente un exemple des trois évolutions temporelles des températures principales à mesurer dans le cas du réchauffement de l'écoulement primaire. Dans la méthode proposée, nous nous intéressons particulièrement à la zone « régime transitoire ».

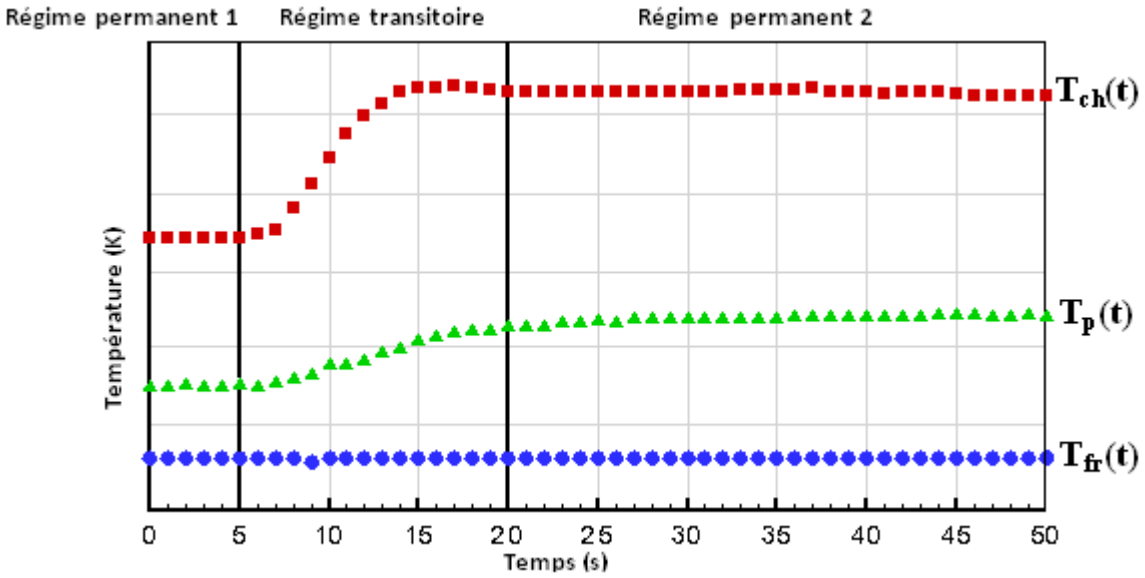


Figure V.5 : Evolutions temporelles de la température de l'écoulement primaire $T_{ch}(t)$, de l'écoulement secondaire $T_{fr}(t)$ et de la paroi $T_p(t)$

V.4.3 Description de la méthode

La Figure V.6 présente schématiquement le bilan des flux échangés au travers de la paroi soumise dans la veine d'essai de Thalie:

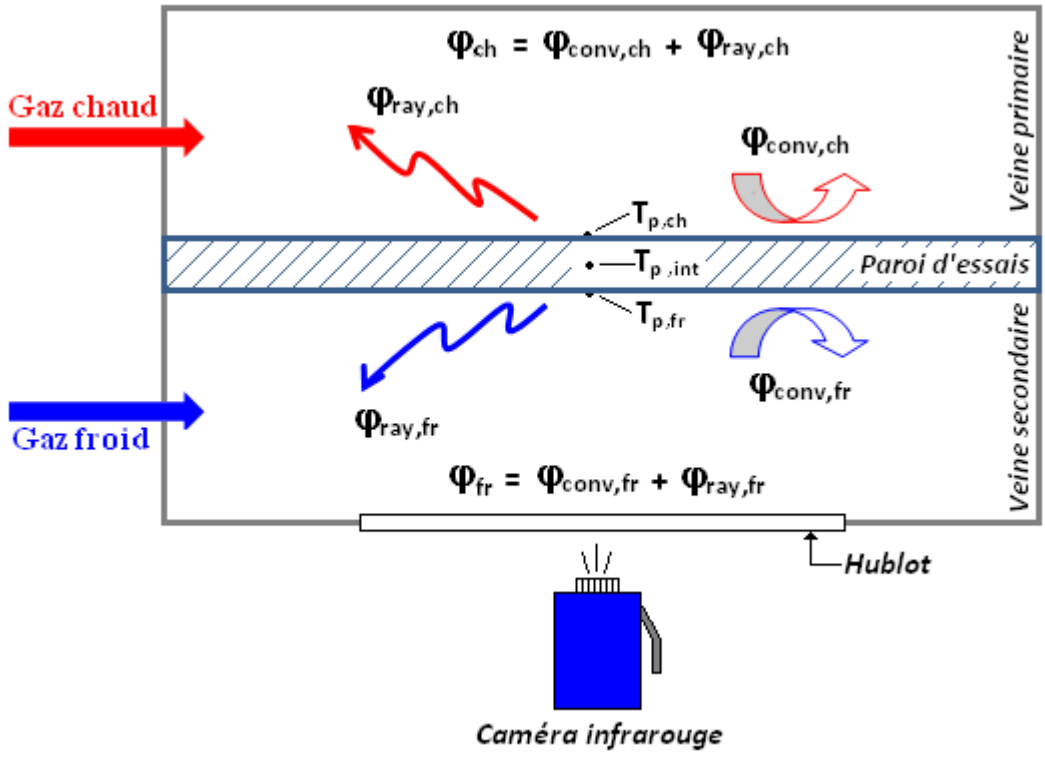


Figure V.6 : Bilan d'échange de thermique au travers de la paroi placée sur le banc Thalie

La température de la paroi est mesurée par caméra infrarouge. Ces cartographies de la température de la paroi ont été effectuées à une fréquence de 50Hz. Lors de nos essais, la position de la caméra infrarouge conduit à une résolution d'environs 0,33x0,33 mm^2 par pixel.

Le bilan des échanges de chaleur d'un élément de paroi peut s'écrire mathématiquement par la relation suivante:

$$\rho ceS\frac{dT_p(t)}{dt} = \phi_{conv,ch} + \phi_{ray,ch} - \phi_{conv,fr} - \phi_{ray,fr} \quad (V.13)$$

Avec :

ρ : masse volumique de la paroi ($kg.m^{-3}$)

c : chaleur massique de la paroi ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)

e : épaisseur de la paroi (m)

S : surface de la paroi (m^2)

$\phi_{conv,ch}$: flux échangé par convection entre la paroi et l'écoulement primaire (W)

$\phi_{ray,ch}$: flux échangé par rayonnement entre la paroi et l'écoulement primaire (W)

$\phi_{conv,fr}$: flux échangé par convection entre la paroi et l'écoulement secondaire (W)

$\phi_{ray,fr}$: flux échangé par rayonnement entre la paroi et l'écoulement secondaire (W)

Les échanges thermiques par convection et rayonnement ($\phi_{conv,ch}$, $\phi_{ray,ch}$, $\phi_{conv,fr}$ et $\phi_{ray,fr}$) peuvent s'écrire par les relations suivantes :

- Pour le côté de la veine primaire :

$$\phi_{conv,ch} = h_{conv,ch}S\left[T_{ch}(t) - T_{p,ch}(t)\right] \quad (V.14)$$

$$\phi_{ray,ch} = \varepsilon\sigma S\left[T_{vp}^4(t) - T_{p,ch}^4(t)\right] \quad (V.15)$$

Avec

$h_{conv,ch}$: coefficient d'échange convectif entre la paroi et l'écoulement primaire ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

T_{vp} : température de la surface intérieure de la veine primaire (K)

$T_{p,ch}$: température de la paroi en contact avec l'écoulement primaire (K)

L'ensemble de la veine primaire est refroidi par un circuit d'eau et sa température T_{vp} est proche de celle de la paroi d'essai $T_{p,ch}$. Pour cela, le terme de flux d'échange par rayonnement $\phi_{ray,ch}$ pourra, dans un premier temps, être négligeable devant le terme de flux d'échange convectif $\phi_{conv,ch}$.

- Pour le côté de la veine secondaire :

$$\phi_{conv,fr} = h_{conv,fr} S\left[T_{p,fr}(t) - T_{fr}(t)\right] \quad (V.16)$$

$$\phi_{ray,fr} = \varepsilon\sigma S\left[T_{p,fr}^4(t) - T_{vs}^4(t)\right] \quad (V.17)$$

Avec

$h_{conv,fr}$: coefficient d'échange convectif entre la paroi et l'écoulement secondaire ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

T_{vs} : température de la surface intérieure de la veine secondaire (K)

$T_{p,ch}$: température de la paroi en contact avec l'écoulement secondaire (K)

La température de la surface intérieure de la veine secondaire est à la température de l'écoulement secondaire et reste constante pendant les mesures. Nous pourrons donc approcher l'échange de chaleur par rayonnement $\phi_{ray,fr}$ par un coefficient d'échange radiatif $h_{ray,fr}$ que nous pouvons écrire par la relation suivante :

$$\phi_{ray,fr} = h_{ray,fr} S\left[T_p(t) - T_{fr}(t)\right] \quad (V.18)$$

Avec

$$h_{ray,fr} = \varepsilon\sigma S\left[\overline{T}_p^2 + \overline{T}_{fr}^2\right]\left[\overline{T}_p + \overline{T}_{fr}\right] \quad (V.19)$$

Nous remplaçons le couple des flux échangés entre la paroi et l'écoulement primaire $(\phi_{conv,ch}, \phi_{ray,ch})$ par un flux échangé total ϕ_{ch} qui correspond à un coefficient d'échange h_{ch}.

$$\phi_{ch} = \phi_{conv,ch} + \phi_{ray,ch} = h_{ch} S\left[T_{ch}(t) - T_{p,ch}(t)\right] \quad (V.20)$$

Avec : $h_{ch} = h_{conv,ch}$

De façon similaire pour l'écoulement secondaire, le couple des flux échangés entre la paroi et l'écoulement secondaire ($\phi_{conv,fr}, \phi_{ray,fr}$) est remplacé par un flux échangé total ϕ_{fr} qui correspond à un coefficient d'échange h_{fr}.

$$\phi_{fr} = \phi_{conv,fr} + \phi_{ray,fr} = h_{fr} S\left[T_{p,fr}(t) - T_{fr}(t)\right] \quad (V.21)$$

Avec : $h_{fr} = h_{conv,fr} + h_{ray,fr}$

L'équation (V.1) devient :

$$\rho ceS \frac{dT_p(t)}{dt} = \phi_{ch} - \phi_{fr} \quad (V.22)$$

Ou encore :

$$\rho ceS \frac{dT_p(t)}{dt} = h_{ch} S\left[T_{ch}(t) - T_{p,ch}(t)\right] + h_{fr} S\left[T_{p,fr}(t) - T_{fr}(t)\right] \quad (V.23)$$

Comme nous l'avons cité précédemment, l'une des hypothèses de notre méthode est que la température dans le sens de l'épaisseur est uniforme pour un élément donné. Nous avons donc :

$$T_{p,ch}(t) = T_{p,int}(t) = T_{p,fr}(t) = T_p(t) \quad (V.24)$$

Avec

$T_{p,ch}(t)$: température de la surface de la paroi en contact avec l'écoulement primaire (K)

$T_{p,int}(t)$: température de la paroi (K)

$T_{p,fr}(t)$: température de la surface de la paroi en contact avec l'écoulement secondaire (K)

En effet, avec une faible épaisseur de paroi (e=1mm), une conductivité thermique du matériau de la paroi de 8,9W.m^{-1}.K^{-1} (Haynes 230), un coefficient d'échange au maximum de l'ordre de 600W.m^{-2}.K^{-1}, ceux qui conduit à un nombre de Biot de l'ordre de 0,067. L'hypothèse d'une température uniforme dans l'épaisseur de la paroi est donc acceptable.

De plus, une pré-étude numérique réalisée sous le logiciel Fluent a montré un écart inférieur de 5% entre les valeurs de température des deux surfaces de la paroi.

En tenant compte de cette hypothèse, l'équation de bilan des échanges de chaleur (V.23) peut se réécrire :

$$\rho ceS\frac{dT_p(t)}{dt} = h_{ch}S\left[T_{ch}(t) - T_p(t)\right] + h_{fr}S\left[T_{fr}(t) - T_p(t)\right] \quad (V.25)$$

Avec

h_{ch} : coefficient d'échange convectif entre la paroi et le gaz chaud ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

h_{fr} : coefficient d'échange convectif entre la paroi et le gaz froid ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

$T_{ch}(t)$: variation temporelle de la température du gaz brulé (K)

$T_{fr}(t)$: variation temporelle de la température du gaz froid (K)

$T_p(t)$: variation temporelle de la température de la paroi (K)

Soit

$$\frac{dT_p(t)}{dt} + \left(\frac{h_{ch} + h_{fr}}{\rho ce}\right)T_p(t) = \frac{h_{ch}}{\rho ce}T_{ch}(t) + \frac{h_{fr}}{\rho ce}T_{fr}(t) \quad (V.26)$$

Ou encore,

$$\frac{dT_p(t)}{dt} + \left(\frac{h_{ch} + h_{fr}}{\rho ce}\right)T_p(t) = \frac{h_{ch}}{\rho ce}\left[T_{ch}(t) + \frac{h_{fr}}{h_{ch}}T_{fr}(t)\right] \quad (V.27)$$

En posant que :

$$\begin{cases} \alpha = \dfrac{h_{fr}}{h_{ch}} \\ \beta = \dfrac{h_{ch} + h_{fr}}{\rho ce} = \dfrac{h_{ch}}{\rho ce}\left(1 + \dfrac{h_{fr}}{h_{ch}}\right) \\ T_{comp}(t) = T_{ch}(t) + \alpha T_{fr}(t) \end{cases} \quad (V.28)$$

L'équation de transfert de la chaleur (V.27) devient :

$$\frac{dT_p(t)}{dt} + \beta T_p(t) = \frac{\beta}{1+\alpha} T_{comp}(t) \quad (V.29)$$

La résolution de cette équation permet d'obtenir l'évolution de la température de la paroi $T_p(t)$. La résolution de l'équation différentielle (V.29) conduit à l'équation suivante :

$$T_p(t) = T_{p0} e^{-\beta t} + \frac{\beta}{1+\alpha} e^{-\beta t} \int_0^t T_{comp}(s)\, e^{\beta s} ds \quad (V.30)$$

Avec T_{p0} est la température initiale de la paroi : $T_{p0} = T_p(t=0)$

Elle nécessite un développement mathématique pour calculer le terme de l'intégrale dans l'équation (V.30). Le détail de ce développement est présenté en Annexe C.

Finalement, la température de la paroi à l'instant quelconque t_{i+1} est écrite par la relation suivante :

$$\begin{aligned} T_p(t_{i+1}) = {} & T_{p0} e^{-\beta t_{i+1}} \\ & + \frac{1}{1+\alpha} \sum_{j=0}^{i} e^{-\beta \Delta t_{ij}} \left[\left(1 - \frac{1}{\beta \Delta t} + \frac{e^{-\beta \Delta t}}{\beta \Delta t} \right) T_{comp}^{j}(t_{j+1}) \right. \\ & \left. + \left(\frac{1}{\beta \Delta t} - e^{-\beta \Delta t} - \frac{e^{-\beta \Delta t}}{\beta \Delta t} \right) T_{comp}^{j}(t_j) \right] \end{aligned} \quad (V.31)$$

Avec :

$\Delta t = t_{i+1} - t_i$: pas de temps (s)

$\Delta t_{ij} = t_{i+1} - t_{j+1}$: différence entre deux instants t_{i+1} et t_{j+1} (s)

Nous appellerons d'une part, l'évolution mesurée de la température de la paroi enregistrée par la caméra infrarouge, $T_p^{mes}(t)$. D'autre part, nous appellerons l'évolution calculée de la température de la paroi obtenue par la résolution de l'équation de transfert de chaleur (V.31), $T_p^{cal}(t)$. La valeur d'écart-type entre les deux évolutions est déterminée par la relation suivante :

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^{n} \left[T_p^{mes}(t_i) - T_p^{cal}(t_i) \right]^2}{n}} \quad (V.32)$$

L'évolution calculée de la température de la paroi T_p^{cal} est déterminée grâce à l'équation (V.31) qui est dépendante des valeurs des paramètres α et β ($\alpha = \frac{h_{fr}}{h_{ch}}$ et $\beta = \frac{h_{ch}+h_{fr}}{\rho ce}$). On en déduit donc que l'écart-type σ est une fonction de deux coefficients d'échange h_{ch} et h_{fr}. Par une méthode d'identification des paramètres, nous cherchons ces deux coefficients d'échange h_{ch} et h_{fr} pour que l'évolution mesurée T_p^{mes} et celle calculée T_p^{cal} de température de la paroi se rapprochent. Cette méthode d'identification consiste à minimiser la valeur de l'écart-type σ.

La Figure V.7 résume cette méthode et présente la procédure complète pour déterminer les coefficients d'échange de l'écoulement primaire h_{ch} et celui de l'écoulement secondaire h_{fr}.

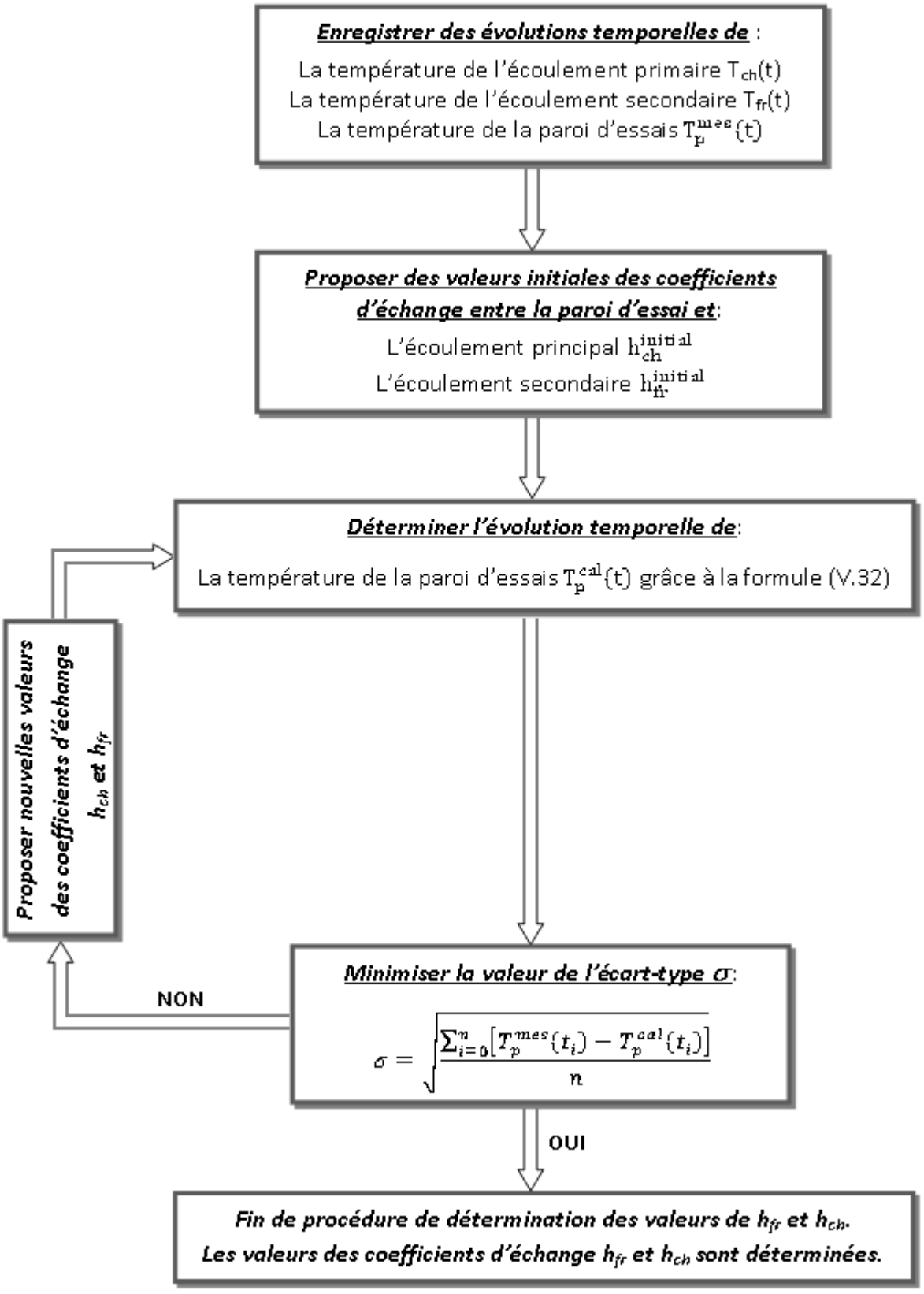


Figure V.7 : Procédure de détermination des coefficients d'échange h_{ch} et h_{fr}

V.5 CONFIGURATIONS DES TESTS ET RESULTATS EXPERIMENTAUX

Au cours de ce paragraphe, nous allons décrire dans une première partie les caractéristiques de la paroi utilisée ainsi que les conditions aérothermiques choisies pour les expériences. Dans une deuxième partie, nous présenterons l'ensemble des résultats obtenus par les évolutions des coefficients d'échange convectif h_{ch} et h_{fr} entre la paroi et les écoulements. Dans une dernière partie, nous analyserons les résultats obtenus pour expliquer la validation de la méthode et les comportements sur le banc Thalie.

V.5.1 Caractéristiques de la paroi d'essais

L'objectif de l'ensemble des expériences sur le banc Thalie est de valider la méthode proposée dans une configuration simple. Pour cela, la paroi utilisée dans les essais est une plaque plane (sans perforations et sans double peau). Ses caractéristiques sont décrites dans le Tableau V.2 .

Nom commercial	HAYNES 230
Mass volumique ($kg.m^{-3}$)	8790
Capacité thermique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)	397
Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	8,9
Longueur (mm)	164
Largueur (mm)	114
Epaisseur (mm)	1

Tableau V.2 : Caractéristiques de la paroi non perforée placée sur le banc Thalie

La paroi est ensuite recouverte d'une couche très fine de peinture noire afin d'augmenter son émissivité (de l'ordre de 0,95) et d'améliorer la précision des mesures de la température par thermographie infrarouge.

V.5.2 Conditions aérothermiques

La température de l'écoulement principal (ou écoulement chaud) existant dans la veine primaire varie d'environ 100K. Suivant le cas d'essais, la température de l'écoulement

primaire passe de 900K à 1000K ou de 1000K à 900 correspondant au cas de réchauffement ou au cas de refroidissement. La température de l'écoulement secondaire (ou écoulement froid) existant dans la veine secondaire, est maintenue constante à une valeur de 290K pour tous les essais.

Les expériences sont réalisées pour trois gammes du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=200g.s^{-1} ou Q_{ch}=250g.s^{-1} ou Q_{ch}=300g.s^{-1}. Pour chaque valeur de débit de l'écoulement primaire, les mesures sont effectuées avec cinq valeurs différentes du débit de l'écoulement secondaire. Cela nous permet d'appréhender de part et d'autre l'influence du débit de l'écoulement secondaire sur les transferts de chaleur à la paroi. Deux types d'essais – soit en refroidissement, soit en réchauffement – ont été effectués pour chaque couple de débit des écoulements (Q_{ch}, Q_{fr}). Les conditions aérothermiques de ces essais sont résumées dans le Tableau V.3.

Débit de l'écoulement principal Q_{ch} (g.s^{-1})	Débit de l'écoulement secondaire Q_{fr} (g.s^{-1})	Température de l'écoulement principal T_{ch} (K)	Température de l'écoulement secondaire T_{fr} (K)
200	40	soit $900 \nearrow 1000$ soit $1000 \searrow 900$	290
	55		
	75		
	90		
	110		
250	50		
	70		
	95		
	115		
	140		
300	60		
	85		
	110		
	135		
	165		

Tableau V.3 : Récapitulatif des conditions expérimentales pour les expériences effectuées

V.5.3 Zone de mesure

Les mesures effectuées par thermographie infrarouge sont réalisées au travers du hublot situé sur la face inférieure de la veine froide. Ce hublot permet l'accès aux températures de la zone centrale de la paroi de test (11mm sur 33mm de largueur de plaque), zone de la plaque la moins susceptible d'être influencée par les effets de bord. Les mesures infrarouges permettent donc d'obtenir des résultats bidimensionnels pour chacune des configurations listées ci-dessus (Tableau V.3).

V.5.4 Résultats expérimentaux

V.5.4.1 Cartes de coefficients d'échange

Ces résultats se présentent sous la forme de deux cartes du coefficient d'échange : l'une pour les échanges avec la zone chaude, l'autre avec la zone froide. Les Figure V.8 et V.9 présentent un exemple de cartes pour le cas où le débit de l'écoulement primaire et de l'écoulement secondaire sont respectivement 300g.s^{-1} et 165g.s^{-1} :

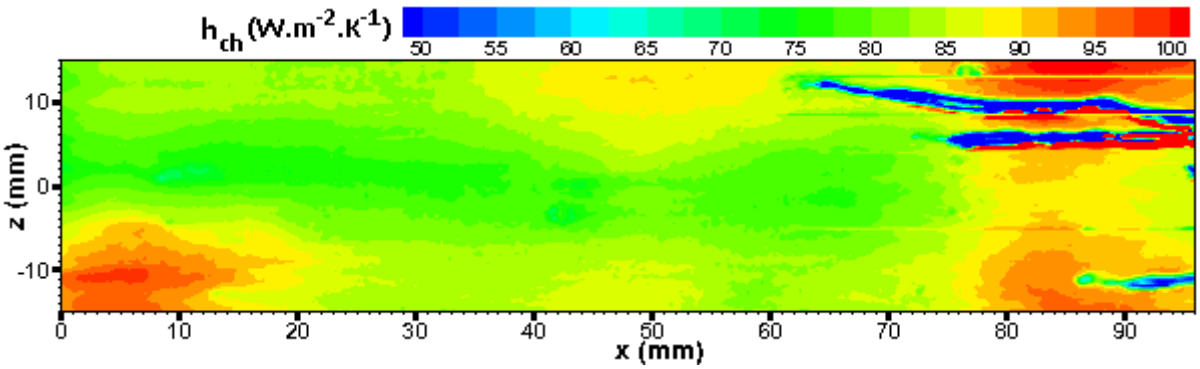


Figure V.8 : Cartographie des coefficients d'échange h_{ch} entre la paroi et l'écoulement primaire

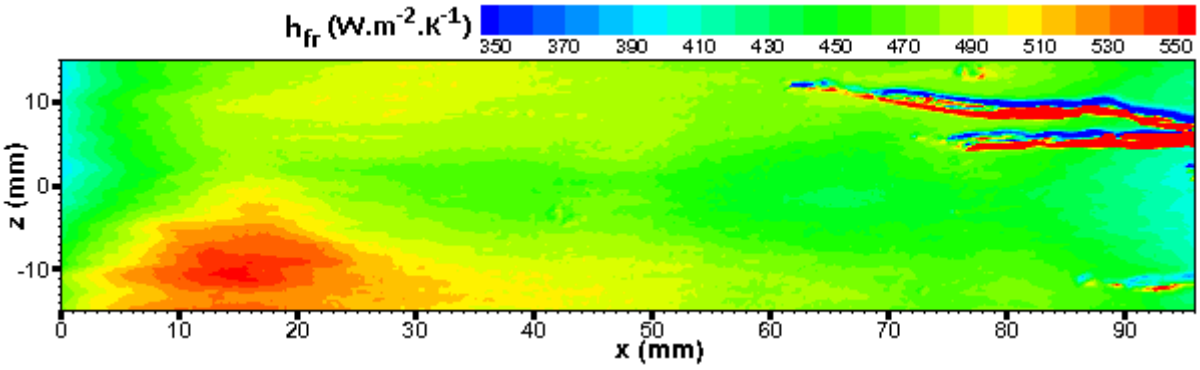


Figure V.9 : Cartographie des coefficients d'échange h_{fr} entre la paroi et l'écoulement secondaire

Une région notable est celle située entre 5<x<25 et -15<z<0. Cette région de forts coefficients d'échange est due à une légère déformation de la paroi, déformation provoquée par la dilatation de la paroi de test après le déclenchement du chauffage des gaz de la veine chaude. On peut également noter en aval de la zone de mesure la trace de 3 thermocouples.

Les résultats bidimensionnels étant relativement ardus à interpréter et à comparer les uns aux autres, nous allons dans la suite du chapitre réduire notre analyse à la ligne centrale z=0.

V.5.3.1 Profils de coefficients d'échange

Ci-dessous sont présentées les variations des coefficients d'échange le long de la ligne centrale z=0 aussi bien avec les gaz chauds qu'avec les « gaz » froids pour plusieurs débits des gaz chauds et froids :

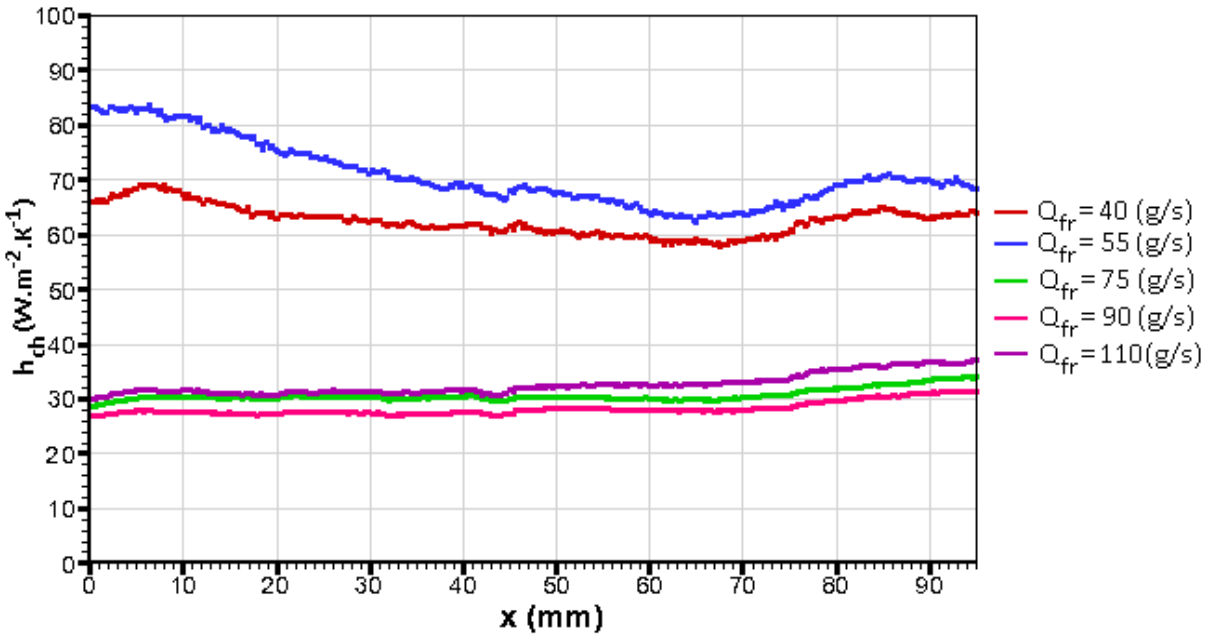


Figure V.10 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{ch} entre la paroi et l'écoulement primaire pour le cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=200g.s^{-1}

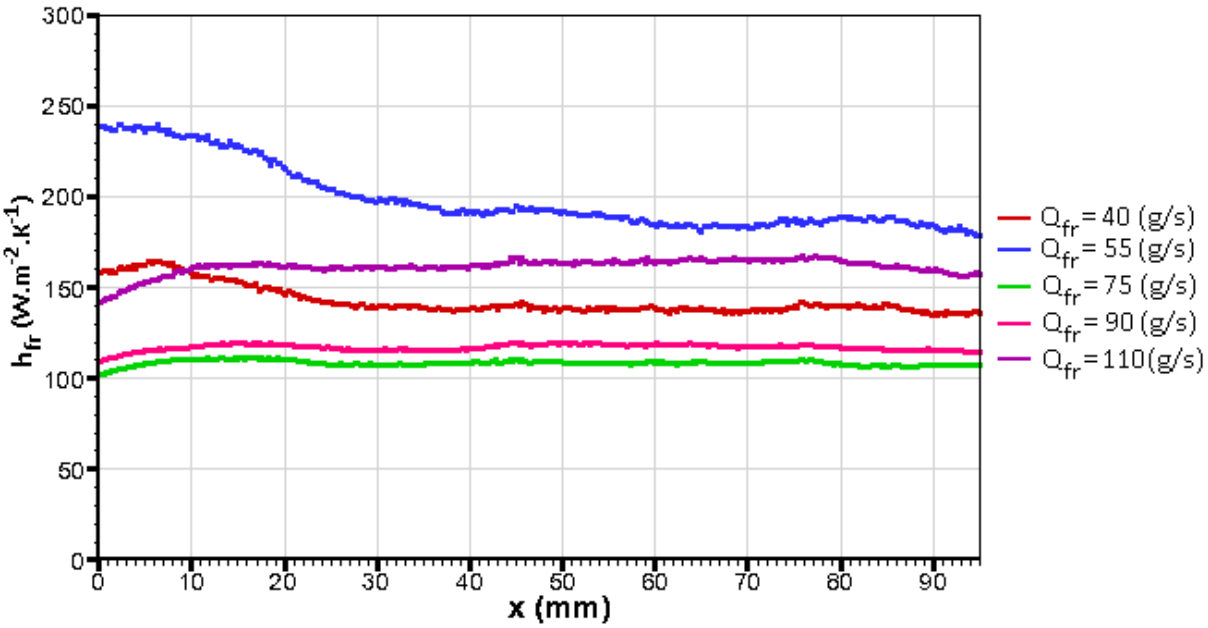


Figure V.11 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{fr} entre la paroi et l'écoulement secondaire pour le cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=200g.s^{-1}

Sur ces figures, le débit des gaz chauds restant constant d'une configuration à l'autre (Q_{ch}=200g.s^{-1}), le coefficient d'échange avec ces gaz chauds ne devrait pas varier entre les configurations. Or, si cela se vérifie pour les 3 configurations présentant des débits d'air froid important (Q_{fr}=75, 90 et 110g.s^{-1} respectivement), les deux dernières configurations présentent des profils du coefficient d'échange avec les gaz chauds très différents (Figure V.10). De la même façon, le coefficient d'échange avec l'air froid augmente proportionnellement au débit de ce dernier pour les trois débits les plus forts (Q_{fr}=75, 90 et 110g/s respectivement). Par contre, le coefficient d'échange pour les deux débits les plus faibles ne semble pas suivre la même logique. Les résultats obtenus pour des configurations différentes (essentiellement pour des débits de gaz chauds plus élevées) et présentés en annexe E confirment la présence « d'anomalies » indépendantes des débits.

Le rapport des coefficients d'échange h_{fr} et h_{ch} entre la paroi et les gaz froids et chauds respectivement est présenté en Figure V.12.

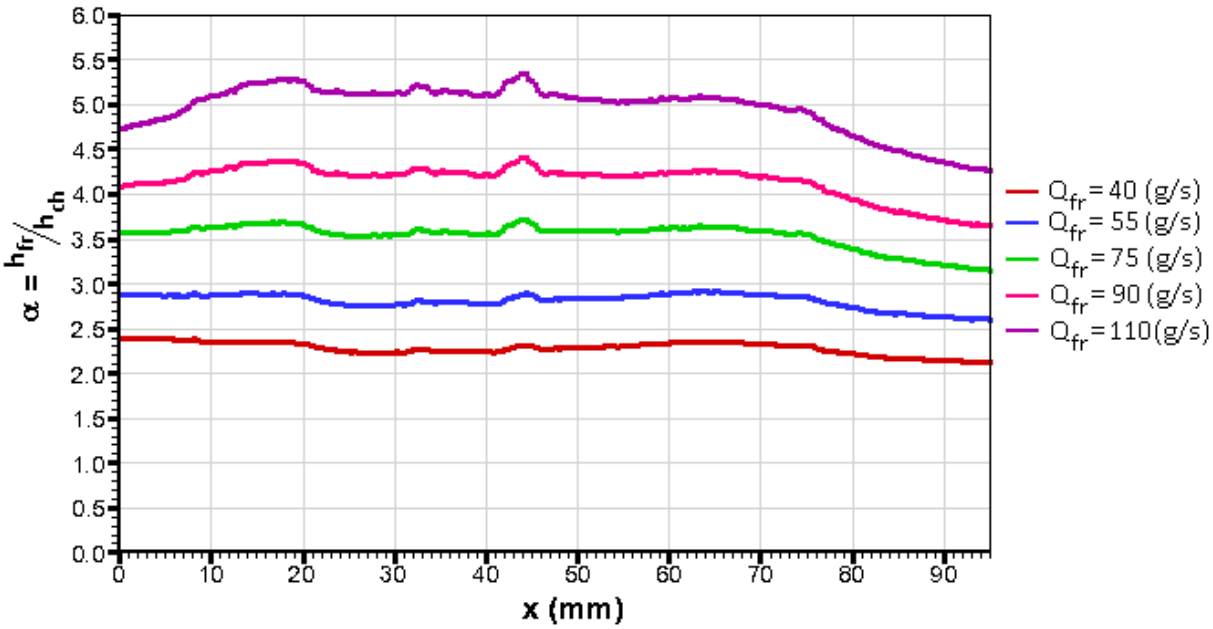


Figure V.12 : Profil de la ligne centrale (z=0) du rapport des coefficients d'échange entre la paroi et les écoulements entourant pour le cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=200g.s^{-1}

Elle montre clairement une cohérence qui n'apparait pas dans les figures précédentes (Figure V.10 et V.11) : pour un débit des gaz chauds donné, plus le débit de l'air froid est grand plus le rapport l'est aussi. Ce rapport étant obtenu lors des « phases stationnaires » de la mesure, il est probable que les anomalies susmentionnées proviennent de la partie instationnaire.

Afin, de tenter d'analyser cette partie instationnaire, et notamment de vérifier sa répétabilité, nous avons réalisé une série d'expériences sur la même configuration.

V.5.4.2 Analyse de la phase instationnaire

Les débits des gaz chauds et froids ont été fixés égaux à 200g.s^{-1} et 55g.s^{-1} respectivement. La température des gaz froids est maintenue constante (variation inférieure à 1°C). La température des gaz chauds varie de 900K à 100K. Les évolutions des températures des gaz chauds sont présentées sur la Figure V.13 et la phase instationnaire de ces évolutions sur la Figure V.14 pour les différentes mesures. Nous pouvons noter les très fortes similitudes entre les différentes évolutions.

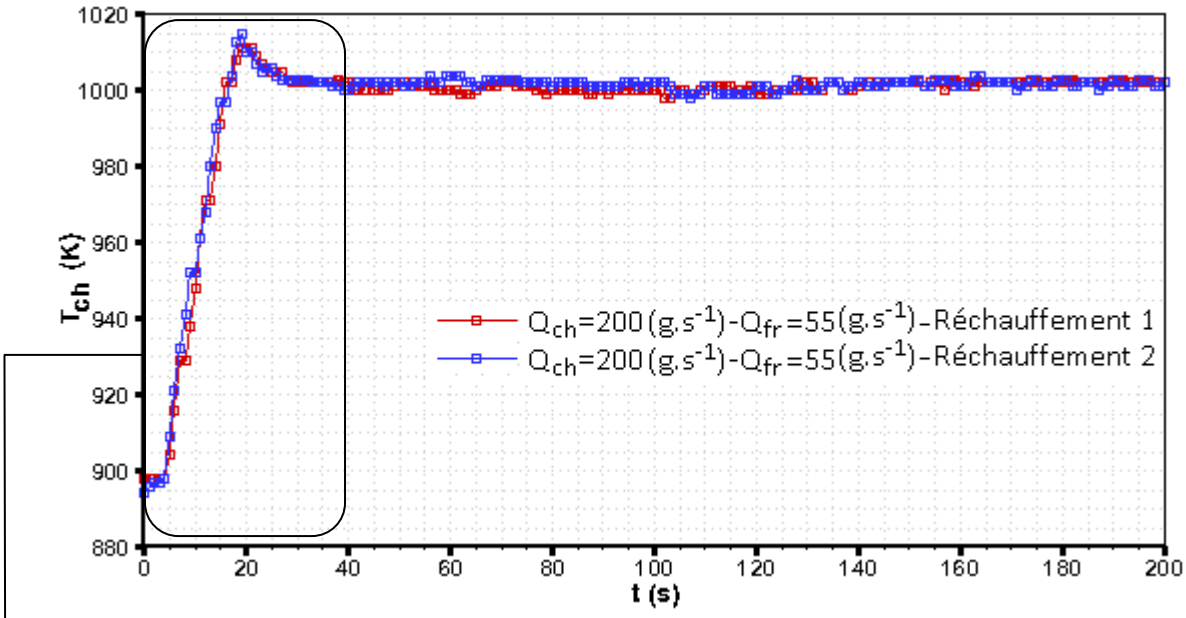


Figure V.13 : Evolution temporelle de la température de l'écoulement primaire sur 200s

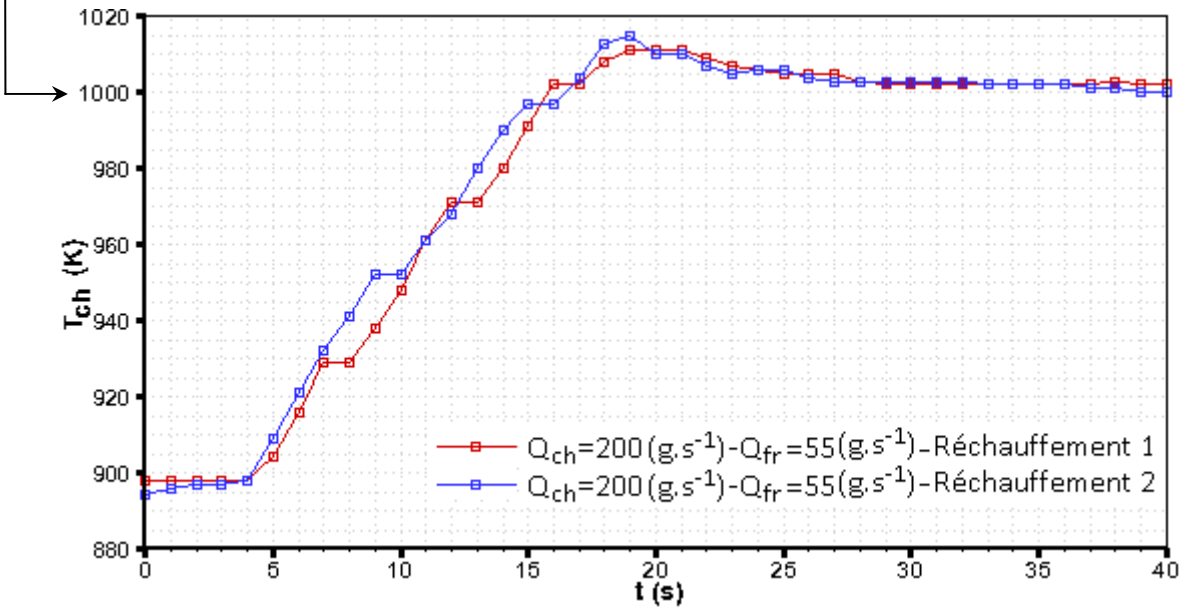


Figure V.14 : Evolution de la phase instationnaire de la température de l'écoulement primaire sur 40s

Par contre, dans la Figure V.15, présentant les évolutions de la température de paroi d'un même point – situé au milieu de la paroi – lors des différentes mesures, nous pouvons constater de très fortes disparités.

La mesure de températures n'est donc pas complètement répétable d'une mesure à l'autre. Les différences de température constatées entre les expériences sont suffisantes pour expliquer les écarts entre coefficient d'échange des Figure V.10 et V.11.

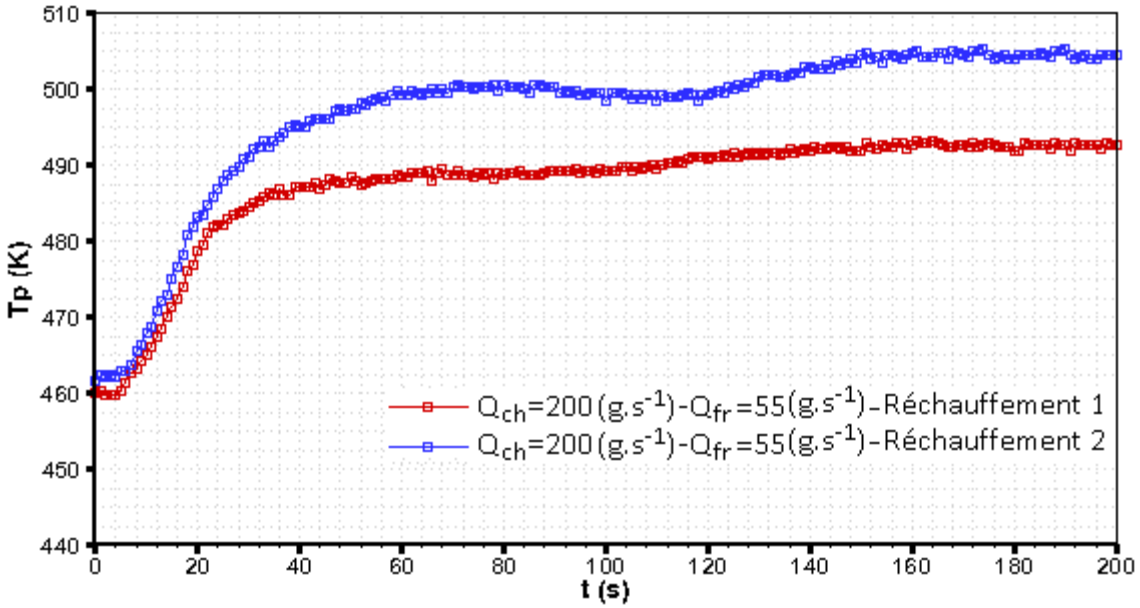


Figure V.15 : Evolution temporelle de la température d'un point situé au centre de la paroi (x=50mm, z=0)

La raison de cette différence de température est, elle, plus difficile à déterminer. Néanmoins, une série de tests nous ont permis de proposer deux causes probables. La première est le fort transfert conductif entre la paroi de test et le banc d'essais. Ce transfert conductif semble être dû d'une part à la forte inertie du banc d'essais, et d'autre part, au circuit de refroidissement par eau de la veine d'essais. En effet, au sein de ce circuit (dont le tracé ne nous est pas connu), l'eau s'échauffe au cours des mesures. Ces effets instationnaires au sein du banc rendent très difficiles la stabilisation des températures de la veine d'essais et difficilement modélisables les transferts conductifs avec la paroi de test.

D'autre part la température des gaz chauds est mesurée par un unique thermocouple. Si des études antérieures [**60**] avaient montré qu'une telle mesure ponctuelle était suffisante pour réaliser des mesures simples de température de paroi en stationnaire, on peut se demander si elle est encore suffisante au vue de la sensibilité de la méthode de mesure et du caractère transitoire de la méthode.

V.6 CONCLUSIONS INTERMEDIAIRES

Dans ce chapitre nous avons cherché à mettre au point une méthode de mesure des transferts de chaleur d'une paroi plane en situation réelle ou quasi réelle. Il s'agissait donc de déterminer les coefficients d'échange des deux côtés de la paroi.

Dans ces conditions, une méthode de mesure stationnaire peut permettre d'obtenir le rapport entre les coefficients d'échange des deux côtés de la paroi mais est insuffisante pour déterminer chacun de ces coefficients. Aussi, afin de les déterminer simultanément, une méthode de mesure instationnaire a été développée. Cette méthode a été testée sur une paroi non-multiperforée au sein d'un banc d'essai haute température (banc THALIE).

Malheureusement, les mesures de température de la paroi présentent une forte dispersion, qui ajoutée à une grande sensibilité des résultats à cette mesure de température, rendent les résultats très aléatoires.

CONCLUSIONS GÉNÉRALES

ET PERSPECTIVES

CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES

❑ CONCLUSIONS GENERALES

Le travail de cette thèse a pour but d'étudier une des techniques de refroidissement, appelé « le refroidissement par multiperforation » ou « film cooling », généralement appliqué au refroidissement des chambres de combustion ou des aubes de turbines dans les moteurs aéronautiques. Le principe de cette technique de refroidissement est d'injecter un écoulement d'air frais prélevé au compresseur au travers des multiperforations de la paroi pour la refroidir en créant un film de protection. Aujourd'hui encore, l'amélioration de l'efficacité de cette méthode de refroidissement dépendant de plusieurs paramètres (paramètres géométriques et paramètres aérothermiques) fait toujours l'objet de nombreuses recherches, leur objectif étant toujours d'augmenter la performance de cette technique en utilisant le moins possible d'air injecté.

Nos travaux commencent par une étude bibliographique qui nous a permis d'avoir une vision générale sur le développement de la technique du refroidissement par multiperforation au travers ces dernières années. Elle nous a également permis de focaliser nos travaux dans deux directions.

- Première partie : *Essais aux conditions de basses températures*

Pour ces études expérimentales du refroidissement par multiperforation à basse température, un banc d'essais équipé d'une paroi d'injection contenant 81 injections placées en quinconce a été réalisé. Ces injections ont été reparties de façon à nous permettre de constituer des configurations différentes. L'espacement latéral, p, entre deux injections sur une même rangée et l'espacement longitudinal, s, entre deux rangées consécutives peuvent être de 4D, 8D ou 12D. Toutes les expériences de cette première partie ont été effectuées dans des conditions aérothermiques communes : la température de l'écoulement principal (écoulement chaud) et celle de l'écoulement d'injection (écoulement froid) sont respectivement 40°C et 20°C et restent invariables. Le débit de l'écoulement principal est fixé 45g.s^{-1} et correspond à une vitesse de 2m.s^{-1}, celui de l'écoulement d'injection est variable afin d'avoir le taux de soufflage M désiré.

Dans un premiers temps, nos expériences se sont principalement centrées sur l'influence du taux de soufflage M et l'influence du nombre de rangées ouvertes R sur le film cooling. Trois valeurs de taux de soufflage (M=1, 3, 4) et quatre valeurs du nombre de rangées ouvertes (R=3, 4, 5 et 7) ont été testées. Les résultats obtenus confirment que si le taux de soufflage est grand (M>1) le film de refroidissement est formé pour quatre rangées ouvertes. A partir de cette conclusion, une série d'essais a été menée, dans un deuxième temps, pour maintenir ce film en optimisant le nombre de rangées ouvertes après formation du film en introduisant un nouveau motif d'injection.

Pour aider au choix du motif d'injection supplémentaire, une étude sur l'influence des espacements latéral, p, et longitudinal, s, a été menée et a permis de conclure qu'une augmentation des espacements, quelle que soit leur direction p ou s, entraîne une diminution du nombre de Nusselt et de l'efficacité adiabatique.

Enfin, le motif d'injection supplémentaire se compose soit d'une rangée ajoutée, soit de trois rangées ajoutées et leur position peut être soit juste derrière la première zone d'injection, soit bien au-delà. Nos résultats, à débit constant, conduisent à préférer un motif d'injection de trois rangées qui permet non seulement d'augmenter les valeurs du nombre de Nusselt et celles de l'efficacité mais aussi de maintenir le niveau de leur valeur sur toute la longueur de la plaque. Pour améliorer encore davantage la protection de la paroi, nous avons également constaté qu'il est préférable de positionner le motif d'injection supplémentaire juste après la zone de la première injection.

Nous avons également mis en évidence que la valeur de l'efficacité adiabatique est directement lié au débit d'injection et non au taux de soufflage.

- Deuxième partie : *Essais aux conditions de hautes températures*

Pour cette deuxième partie, nos travaux ont été réalisés sur un banc quasi industriel appelé « banc THALIE ». Ce dernier fonctionne dans les conditions proches de celles rencontrées dans une chambre de combustion (la température et la pression pouvant atteindre jusqu'à 1400°C et jusqu'à 7 bar respectivement). Les conditions extrêmes de ce banc ne nous a pas permis d'appliquer directement des techniques expérimentales développées à des conditions de températures et de pressions plus faibles. Une étude de

faisabilité d'une nouvelle technique de mesure propre à répondre aux conditions de température et de pression du banc Thalie a été menée.

Le banc THALIE ne permet pas d'assurer la répétabilité des mesures, il est donc difficile de conclure positivement sur la méthode de mesure proposée en régime instationnaire. La méthode de « séparation » des coefficients d'échange très sensible aux variations de température durant la phase instationnaire de la mesure.

❑ PERSPECTIVES

Pour l'étude à basse température, l'analyse des transferts thermiques pariétaux gagnerait à être complétée par une campagne de mesures aérothermiques dans le fluide afin de mieux appréhender le comportement du mélange des deux écoulements et son impact sur les échanges thermiques à la paroi.

Pour les hautes températures, le banc d'essais THALIE a montré ses faiblesses, la plus pénalisante pour mener à bien nos essais est la non reproductibilité des expériences. Dans l'hypothèse de la construction d'un banc d'essais à hautes températures, il sera impératif de maitriser parfaitement la thermique tant au niveau des écoulements qu'au niveau de la conduction dans les parois de la veine d'essais. Toutefois, nous sommes conscients que la méthode d'exploitation des mesures proposées dans cette étude devrait être retravaillée du fait de sa forte sensibilité aux variations des températures (des écoulements et de la paroi).

BIBLIOGRAPHIE

REFERENCE BIBLIOGRAPHIE

[1] C. Baudoin, G. Stangalini, L. Pate, "Principales avancées et perspectives pour l'aérothermique dans les turboréacteurs," *Congrès SFT*, vol. 2, pp. 933-944, 2008.

[2] R. S. Bunker, "A review of shaped hole turbine film cooling technology," *Journal of Heat Transfer*, vol. 127, pp. 441-453, 2005.

[3] A.J.H. Teekaran, C.J.P. Forth, "The use of foreign gas to simulate the effects of density ratio on film cooling," *Journal of Turbomachinery*, vol. 3, pp. 57-62, 1989.

[4] D.R. Pedersen, E.R.G. Eckert, R.J. Goldstein, "Film cooling with large density differences between the mainstream and the secondary fluid measured by the heat mass transfer analogy," *Journal of Heat Transfer*, vol. 99, pp. 620-627, 1977.

[5] C.D. Marcathur, R.B. Rivir J.B. Bons, "The effect of high free stream turbulence on film cooling effectiveness," *Journal of Turbomachinery*, vol. 118, pp. 814-825, 1996.

[6] E.R.G. Eckert, J.W. Ramsey R.J. Goldstein, "Film cooling with injection through holes: Adiabatic wall teperatures downstream of a circular hole," *Journal of Engineering for Power*, pp. 384-395, 1968.

[7] J. Grizzlz, A.P. Rallabandi, J-C. Han, "Effect of upstream step on flat plate film cooling effectiveness using PSP," *Proceedings of the ASME 2008 Summer Heat Transfer Conference, HT2008*, August 2008.

[8] D. Lampard, N.W. Foster, "The flow and film cooling effectiveness following injection through a row of holes," *Journal of Engineering for Power*, vol. 107, pp. 105-110, 1985.

[9] C.H. Yen, T.I.P. shih, M.K. Chyu, S. Gogineni, Y. Yu, "Film cooling effectiveness and heat transfer coefficient distributions around diffusion shaped holes," *Journal of Heat Transfer*, vol. 124, pp. 820-827, 2002.

[10] B.Y. Maiteh, B.A. Jubran, "Effect of pressure gradient on film cooling effectiveness from two rows of simple and compound angle holes in combination," *Energy Conversion and Management*, vol. 45, pp. 1457-1469, 2003.

[11] C.H.N. Yuen, R.F. Martinez-Botas, "Film cololing characteristics of rows of round holes at various streamwise angles in a crossflow. Part II: Heat transfer coefficents," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 5017-5035, 2005.

[12] C.H.N. Yuen, R.F. Martinez-Botas, "Film cooling characteristics of rows of round holes at various streamwise angles in a crossflow. Part I: Effectiveness," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 4995-5016, 2005.

[13] N. Hay, D. Lampard, W.O. Afejuku, "Measured coolant distributions downstreal of single and double row of film cooling holes," *Journal of Engineering for Power*, vol. 102, pp. 601-606, 1980.

[14] B. Pêtre, "Etudes des échanges convectifs en espace confine le long d'une paroi multiperforée. Application au refroidissement des chambres de combustion," Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers 2001.

[15] G.E. Andrews, F. Bazdidi-Tehrani, "Full coverage discrete hole film cooling: Investigation of the effect of variable density ratio," *Journal of Enfineering for Gases Turbine and Power*, vol. 116, pp. 479-483, 1994.

[16] B. Song, B. Li, G. Liu, Y. Lin, "Measured film cooling effectiveness of three multihole patterns," *Journal of Heat Treansfer*, vol. 128, pp. 192-197, 2006.

[17] A. Messaadi, "Etude des échanges convectifs le long d'une paroi à multiperforation inclinée. Application au refroidissement des parois des chambres de combustion," Université de Poitiers, Thèse de Doctorat 2003.

[18] N. Hay, D. Lampard W.O. Afejuku, "Measured coolant distributions downstream of single and double row of film cooling holes," *Journal of Engineering for Power*, vol. 105, pp. 172-177, 1983.

[19] D. Lampard, C.L. Saluja, N. Hay, "Effects of film cooling on the heat transfer coefficients on a flat plate with zero mainstream pressure fradient," *Journal for Engineering and Power*, vol. 107, pp. 105-110, 1985.

[20] B. Sen, D.G. Bogard, D.L. Schmidt, "Film cooling with compound angle holes: Adiabatic effectiveness," *Journal of Turbomachinery*, vol. 118, pp. 807-813, 1996.

[21] D.L. Schmidt, D.G. Bogard, B. Sen, "Film cooling with compound angle hoels: Heat transfer," *Journal of Turbomachinery*, vol. 118, pp. 800-806, 1996.

[22] J. J. Park, J. S. Lee, H. W. Lee, "Flow visualization and film cooling effectiveness measeurements around shaped holes with compound angle orientations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 145-156, 2002.

[23] S.V. Ekkad, S. Acharya, H. Nasir, "Effect of compound angle injection on flat surface film cooling with large streamwise injection angle," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 25, pp. 23-29, 2001.

[24] P.P. Ding, P.H. Chen, M.S. Hung, "Effects of injection angle orientation on concave and convex surfaces film cooling," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 33, pp. 292-305, 2009.

[25] D.E. Metzger, D.I. Takeuchi, J.K. Hedrick, "Application of formal optimization procedures to film cooling design," *Journal of Energy*, vol. 2, no. 4, pp. 210-215, 1978.

[26] F.J. Camarata, R.E. Mayle, "Multihole cooling film effectiveness and heat transfer," *Journal of Heat Transfer*, pp. 534-538, 1975.

[27] K. Takahara, T. Kumagai, M. Hamano, M. Sasaki, "Film cooling effectiveness for injection from multirow holes," *Journal of Engineering for Power*, vol. 101, pp. 101-108, 1979.

[28] B. Miron, B. Leger, J.M. Emidio, "Geometric and aero-thermal influences on multiholed plate temperature: Application on combustor wall," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 1215-1222, 2003.

[29] A. Schulz, S. Wittig, M. Gritsch, "Film cooling holes expanded exits: Near hole heat transfer coefficients," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 21, pp. 146-155, 2000.

[30] I.S. Jung, A. Schulz, S. Wittig, J.S. Lee, J. Dittmar, "Effect of film cooling hole shape and row arrangement on adiabatic effectiveness," *International Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems*, vol. 934, pp. 321-328, 2001.

[31] S.M. Kim, J.J. Kim, "Influence of shaped injection holes on turbine blade leading edge film cooling," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 245-256, 2004.

[32] D. Allison, S.V. Ekkad, Y. Lu, "Turbine blade showerhead film cooling: Influence of hole angle and shaping," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 28, pp. 922-931, 2007.

[33] Z. Huiren, F. Huiming, L. Guachao, "Influences of hole shape on film cooling characteristics with CO2 injection," *Chinise Journal of Aeronautics*, vol. 21, pp. 394-401, 2008.

[34] S.M. Kim, J.J. Kim, "Influence of shaped injection holes on turbine blade leading edge film cooling," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 245-256, 2004.

[35] A.H. Khadem, L.J.S. Bradbury, "The distortion of a jet by tabs," *Journal of Fluid Mechanic*, vol. 70, pp. 801-813, 1975.

[36] H. Nasir, S. Acharya, S.V. Ekkad, "Film cooling on a flat surface with a single row of cylindrical angled holes: Effect of doscrete tabs," *Proceedings of IMECE*, 2000.

[37] S. Acharya, S. Ekkad, H. Nasir, "Improved film cooling from cylindrical angles holes with triangular tabs: Effect of tab orientation," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 24, pp. 657-668, 2003.

[38] A. Blatter, M.V. Allmen, "Laser-beam Interaction with metal," *Springer-Verlag*, pp. 115-134.

[39] M.B. Jovanovic, H.C. de Lange, A.A. van Steenhoven, "Influence of hole imperfection on jet cross flow interaction," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 27, pp. 42-53, 2006.

[40] H.C. de Lange, A.A. van Steenhoven M.B Jovanovic, "Effect of hole imperfection on adiabatic film cooling effectiveness," *International Jounal of Heat and Fluid Flow*, vol. 29, pp. 377-386, 2008.

[41] A. Schulz, S. Wittig M. Martiny, "Full coverage film cooling investigations: Adiabatic wall temperatures and flow visualization," *International Mechanical Enginerring Congress and Exposition*, November 1995.

[42] E. Dorignac, J.M. Charbonnier, R. Leblanc, R. Dizene, "Etude expérimentale d'une interaction de jets obliques avec un écoulement transversal compressible. Part II: Effets du taux d'injection sur les transferts thermiques en surface," *International Journal of Thermique Science*, vol. 39, pp. 571-581, 2000.

[43] R.J. Goldstein, M.Y. Jabbari, "Adiabatic wall temperature and heat transfer downstream of injection through two rows of holes," *Journal for Engineering and Power*, vol. 100, pp. 303-307, 1978.

[44] D.G. Bogard, A.K. Shinka, M.E. Crawford, "Film cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio," *Journal of Turbomachinery*, vol. 113, pp. 442-449, 1991.

[45] M.Y. Jabbari, R.J. Goldstein, H.H. Cho, "Experimental mass (heat) transfer in and near a circular hole in a flat plate," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, pp. 2431-2443, 1997.

[46] A.B. Mehendale, J.C. Han, "Reynolds number effect on leading edge film effectiveness and heat transfer coefficient," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 36, pp. 3723-3730, 1993.

[47] W.C. Elrod, R.B. Rivir, G.W. Jumper, "Film cooling effectiveness in high turbulence flow," *Journal of Turbomachinery*, vol. 113, pp. 479-483, 1991.

[48] V. V. Lemanov, S. Ya. Misyura, V. I. Terekhov, V. P. Lebedev, "Effects of flow turbulence on film cooling efficiency," *International Journal of Heat Mass and Transfer*, vol. 38, no. 11, pp. 2217-2125, 1995.

[49] S. Ou, J.C. Han, "Leading edge film cooling heat transfer through one row of inclined film slots and holes including mainstream turbulence," *Journal of Heat Transfer*, vol. 116, pp.

561-, 2004.

[50] J.W. Baughn, A.R. Byerley, J.E. Mayhew, "The effect of freestream turbulence on film cooling adiabatic effectiveness," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 24, pp. 669-679, 2003.

[51] B.Y. Maiteh, B.A. Juran, "Influence of mainstream flow history on film cooling and heat transfer from two rows of simple and compound angle holes in combination," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 20, pp. 158-165, 1999.

[52] J.M. Emidio, "Refroidissement pariétal par multiperforations. Détermination de lois d'efficacité de refroidissement dans des conditions réelles de fonctionnement de chambres de combustion de turbines aéronautiques," Université de Pau, Thèse de Doctorat, 1998.

[53] E. Dorignac, Vullierme J.J., "Qualification d'une méthode de mesure des échanges convectés sur des obstacles de formes courbes," *Colloque Thermique : Systèmes Thermiques Instationnaires, SFT*, pp. 99-105, 1992.

[54] Q. Sultan, "Caractérisation expérimentale aérothermique d'un jet pulsé débouchant dans un écoulement transversal : Influence du nombre de Strouhal d'excitation sur le refroidissement de paroi par film," ENSMA, Thèse de Doctorat, 2011.

[55] P. Petit, "Ecoulement produit par une rangée de jets inclinés débouchant dans une couche limite turbulente. Application au refroidissement," Université de Poitiers, Thèse de Doctorat 1996.

[56] M. Fénot, "Etude du refroidissement par impact de jets. Application aux aubes de turbines," Université de Poitiers, Thèse de Doctorat, 2004.

[57] 100 JCGM, "Evaluation des données de mesures - Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure," 2008.

[58] D.P. de Witt F.P. Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.*

[59] T. Yoshida, R.J. Goldstein, "On the nature of jet issuing from a row of holes into a low Reynolds number mainstream flow," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*,

vol. 106, pp. 612-618, 1984.

[60] 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," Université de Poitiers, Thèse de Doctorat, 1997.

[61] Z. Huiren, F. Huiling, L. Guangchao, "Discharge coefficient of 3-in-1 hole with various inclination angle and hole pitch," *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 21, pp. 385-392, 2008.

[62] Eva Dorignac, Brice Petre, J.J. Vullierme, "Etude de l'influence du nombre de rangées de trous sur les échanges convectifs dans le cas du refroidissement par multiperforations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 3477-3496, 2003.

[63] C.L. Lin, C.S. Yang, C. Gau, "Film cooling performance and heat transfer over an inclined film-cooled surface at different convergent angles with respect to highly turbulent mainstream," *Journal of Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 167-177, 2009.

[64] I.S. Jung, J.S. Lee J. Ahn, "Film cooling from two rows of holes with opposite orientation angle: Injectant behavior and adiabatic film cooling effectiveness," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 24, pp. 91-99, 2003.

[65] S. Oblaza, "Recherche bibliographique sur l'évolution des techniques de refroidissement des turbines haute-pression dans les moteurs aéronautiques," Paris, 1998.

ANNEXE A

ÉTALONNAGE DES VENTURIS

ETALONNAGE DES VENTURIS

Le dispositif expérimental du banc d'essais « basses températures » comprend deux venturis pour mesurer le débit des écoulements : le premier (venturi amont) installé en amont de la veine d'essai pour mesurer le débit de l'écoulement principal et le deuxième (venturi aval) installé en aval de la veine d'essai pour mesurer le débit de l'écoulement secondaire (écoulement d'injections) (Cf. Figure III.2). Ces deux venturis ont été dimensionnés de façon à être adapté à la gamme de débit désiré et sont présentés Figure A.3 et Figure A.4

Le montage expérimental pour l'étalonnage des venturis est présenté en Figure A.1. Ce montage comprend un ventilateur pour générer l'écoulement et une valve de réglage pour régler le débit de l'écoulement.

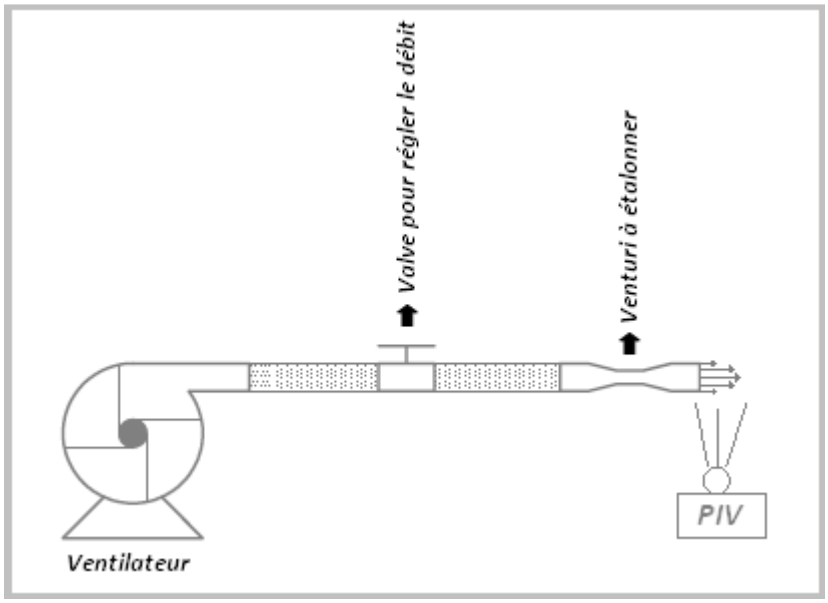


Figure A.1 : Montage expérimental pour l'étalonnage des venturis

Pour déterminer le débit massique de l'écoulement traversant le venturi, nous allons enregistrer le profil de vitesse de l'écoulement à la sortie du venturi. La mesure de vitesse de l'écoulement est réalisée par le système de Vélocimétrie par Image de Particule (PIV). A partir de ce profil de vitesse de l'écoulement, le débit massique Q_m sera déterminé grâce à la relation suivante :

$$Q_m = \int_{-R_2}^{R_2} \rho_e U_e dS$$

Avec :

ρ_e : masse volumique de l'écoulement au débit massique mesuré ($kg.m^{-3}$)
U_e : distribution de la vitesse de l'écoulement à la sortie du venturi ($m.s^{-1}$)
R_2 : rayon correspondant à la grande section de passage du venturi (m)

Chaque venturi comporte deux prises de pression pour la mesure de la pression différentielle ΔP, une troisième prise de pression pour la mesure de la pression statique P_e et un thermocouple de type K pour la mesure de la température T_e de l'écoulement traversant le venturi. Ces mesures de pression et de température nous permettent de déterminer la valeur de la masse volumique ρ_e à l'aide de relation suivante :

$$\rho_e = \rho_0 \times \left(\frac{P_e}{P_0}\right) \times \left(\frac{T_0}{T_e}\right)$$

où ρ_0 est la masse volumique de l'écoulement à la température T_0 et à la pression P_0 (T_0=273,15K et P_0=1,013bar)

Les capteurs, utilisés pour mesurer la pression différentielle ΔP et la pression statique P_e, sont les suivants :

- Pour le venturi en amont : un capteur de 0,8 – 1,2 bar (sortie de 0-10V) pour mesurer la pression statique P_s et un capteur de 0 – 50 mbar (sortie de 0-10V) pour mesurer la pression différentielle ΔP.
- Pour le venturi en aval : un capteur de 0,8 – 1,2 bar (sortie de 0-10V) pour mesurer la pression statique P_s et un capteur de 0 – 50 mbar (sortie de 0-10V) pour mesurer la pression différentielle ΔP.

D'autre part, en appliquant la relation de Bernoulli entre les deux sections du venturi, le débit massique de l'écoulement traversant le venturi s'écrit par la relation suivante :

$$Q_m = C_d \times S_2 \sqrt{\frac{2}{1 - w^2}} \times \sqrt{\rho \Delta P}$$

Avec

C_d : coefficient de décharge

$w = \frac{S_2}{S_1}$ où S_1 et S_2 sont respectivement la grande section et la petite section de passage du venturi (m^2).

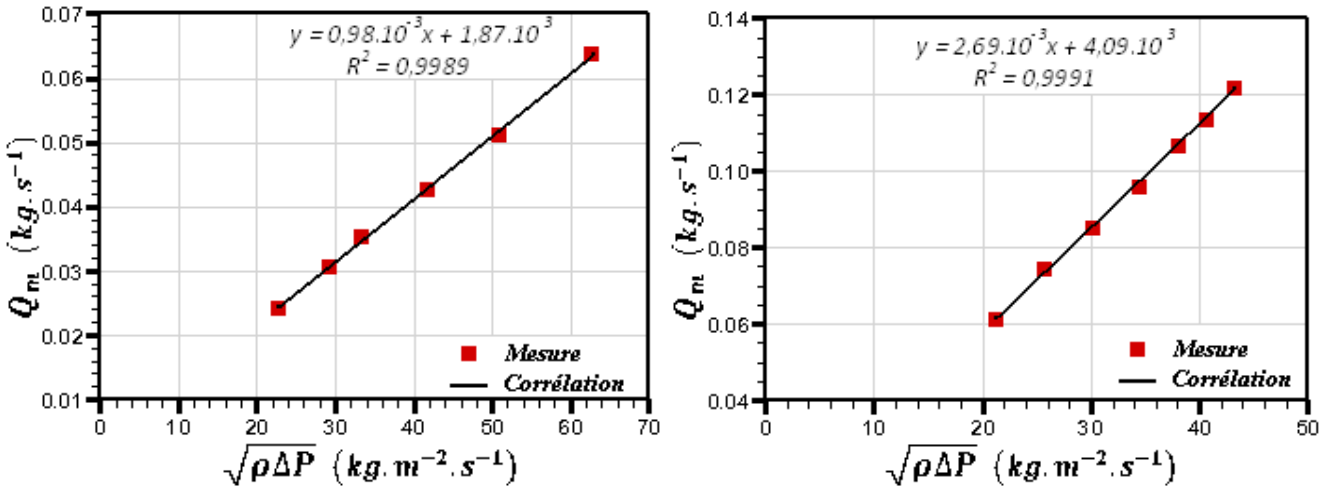
Pour chaque venturi étalonné, une série de mesure a été réalisée de façon à relier la pression différentielle ΔP et la masse volumique ρ_e au débit massique de l'écoulement traversant le venturi. Il est alors possible d'évaluer le débit massique de l'écoulement traversant le venturi. Les expressions de débit obtenues après l'étalonnage de chaque venturi sont les suivantes :

- Pour le venturi en amont et pour la plage d'étude des débits compris entre 0,02 et 0,07 $kg.s^{-1}$:

$$Q_{amont} = 0{,}98.10^{-3}\sqrt{\rho\Delta P} + 1{,}87.10^{-3} \text{ (kg.s}^{-1}\text{)}$$

- Pour le venturi en aval et pour la plage d'étude des débits compris entre 0,06 et 0,14 $kg.s^{-1}$:

$$Q_{aval} = 2{,}69.10^{-3}\sqrt{\rho\Delta P} + 4{,}09.10^{-3} \text{ (kg.s}^{-1}\text{)}$$



a) Venturi amont *b) Venturi aval*

Figure A. 2 : Débit massique mesuré et corrélation de ce débit

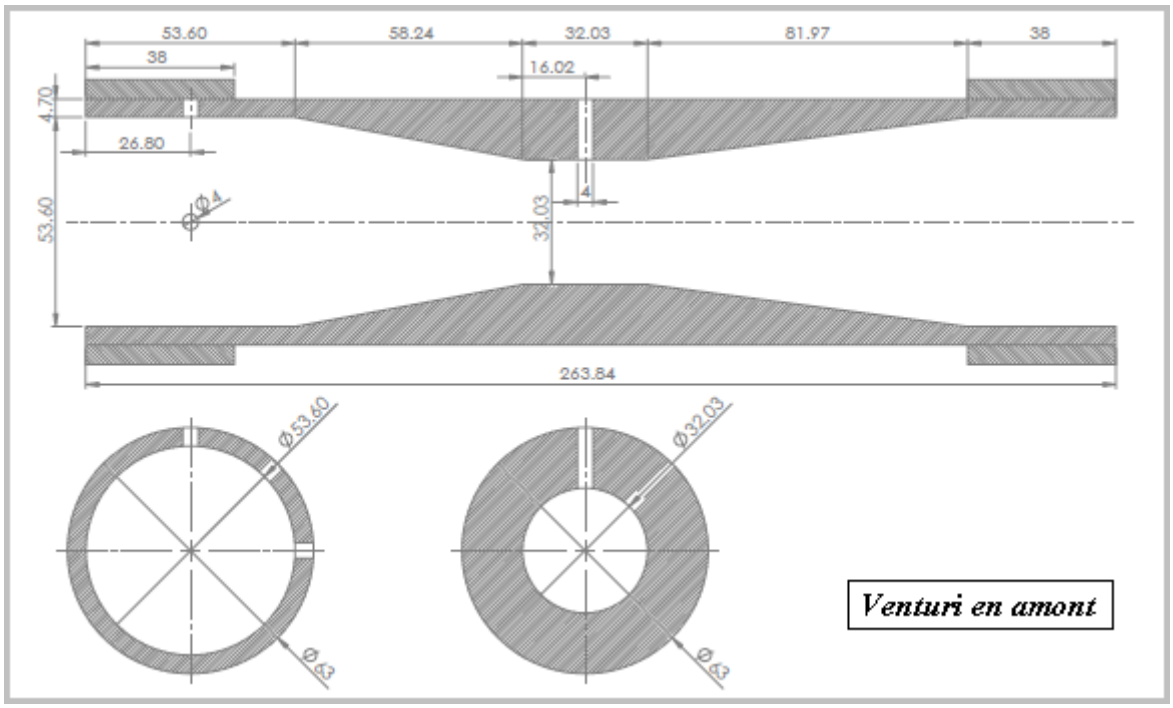


Figure A.3: Description du venturi placé en amont de la veine d'essai pour mesurer le débit de l'écoulement principal

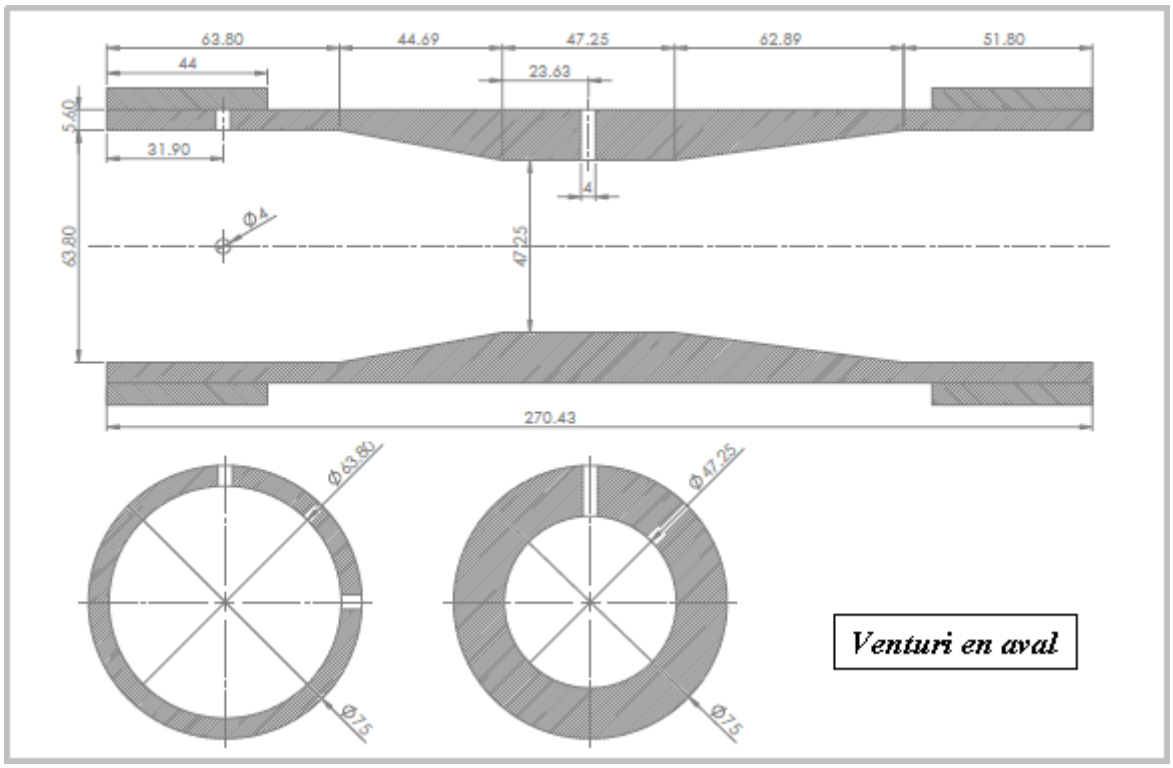


Figure A.4 : Description du venturi placé en aval de la veine d'essai pour mesurer le débit de l'écoulement secondaire (l'écoulement d'injection)

ANNEXE B

THERMOGRAPHIE INFRAROUGE

THERMOGRAPHIE INFRAROUGE

Les mesures de températures de surface des parois multiperforées (dans les configurations « basses » et « hautes » températures) ont été effectuées par thermographie infrarouge. La caméra infrarouge utilisée est une caméra matricielle CEDIP Titanium. Les températures de la paroi sont enregistrées par une matrice de 320x256 détecteurs en Antimoniure d'Indium (InSb) dont la bande spectrale est comprise entre 3,6µm et 5,1µm. Le signal électrique restitué par les capteurs est proportionnel au flux rayonné (lié à la température de la paroi soumise au test) pour un certain temps d'intégration. Afin d'optimiser la sensibilité des capteurs et de réduire le bruit de mesure, la matrice des capteurs est refroidie par un moteur Stirling à 77K. La sensibilité est de 25mK pour une surface à 30°C. L'erreur globale est inférieure à 2°C pour une mesure jusqu'à 100°C et égale 2% de la mesure pour les températures supérieures.

Type de détecteurs	InSb
Bande spectrale	3,6 – 5,1 µm
Gammes de températures mesurables	-20°C à +1300°C
Sensibilité	25mK à 30°C
Erreur globale	2°C jusqu'à 100°C 2% de la température mesurée pour des températures supérieures
Fréquence d'acquisition	5-145Hz pour une image de 320x240 pixels 700Hz maximum pour 160x120pixels 2800Hz pour 64x123pixels
Numérisation du signal	14 bits

Tableau A.1 : Caractéristique de la caméra infrarouge

ANNEXE C

CALCUL DES INCERTITUDES DE MESURES

DETERMINATION DES INCERTITUDES DE MESURES

Dans cet annexe, nous présentons le calcul des incertitudes du coefficient d'échange convectif entre la paroi d'injection et l'écoulement principal $h_{conv,ch}$ et celles de la température adiabatique T_{ad}. Rappelons ici les relations qui permettent de déterminer ces deux grandeurs ($h_{conv,ch}$ et T_{ad}) :

$$h_{conv,ch} = \frac{n\sum \varphi_{conv,ch}^2 - \left(\sum \varphi_{conv,ch}\right)^2}{n\sum\left(\varphi_{conv,ch} \times T_{p,ch}\right) - \sum \varphi_{conv,ch} \times \sum T_{p,ch}} \quad \text{(B.1)}$$

$$T_{ad} = \frac{\sum \varphi_{conv,ch}^2 \times \sum T_{p,ch} - \sum \varphi_{conv,ch} \times \sum\left(\varphi_{conv,ch} T_{p,ch}\right)}{n\sum \varphi_{conv,ch}^2 - \left(\sum \varphi_{conv,ch}\right)^2} \quad \text{(B.2)}$$

Les incertitudes du coefficient d'échange convectif $u(h_{conv,ch})$ sont calculées à partir de la relation suivante :

$$u^2\left(h_{conv,ch}\right) = \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\partial h_{conv,ch}}{\partial \varphi_{conv,ch,i}}\right)^2 u^2\left(\varphi_{conv,ch,i}\right) + \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\partial h_{conv,ch}}{\partial T_{p,ch,i}}\right)^2 u^2\left(T_{p,ch,i}\right) \quad \text{(B.3)}$$

Les incertitudes de la température adiabatique T_{ad} sont calculées à partir de relation suivante :

$$u^2(T_{ad}) = \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\partial T_{ad}}{\partial \varphi_{conv,ch,i}}\right)^2 u^2\left(\varphi_{conv,ch,i}\right) + \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\partial T_{ad}}{\partial T_{p,ch,i}}\right)^2 u^2\left(T_{p,ch,i}\right) \quad \text{(B.4)}$$

Les dérivées du coefficient d'échange $h_{conv,ch}$ et de la température adiabatique T_{ad} dans les équations (B.3) et (B.4) sont présentées par les relations suivantes :

$$\frac{\partial h_{conv,ch}}{\partial \varphi_{conv,ch,i}} = \frac{2\left(n\varphi_{conv,ch,i} - \sum_{j=1}^{n} \varphi_{conv,ch,j}\right) - h_{conv,ch}\left(nT_{p,ch,i} - \sum_{j=1}^{n} T_{p,ch,j}\right)}{n\sum_{j=1}^{n}\left(\varphi_{conv,ch,j} \times T_{p,ch,j}\right) - \sum_{j=1}^{n} \varphi_{conv,ch,j} \times \sum_{j=1}^{n} T_{p,ch,j}} \quad \text{(B.5)}$$

$$\frac{\partial h_{conv,ch}}{\partial T_{p,ch,i}} = \frac{-h_{conv,ch}\left(n\varphi_{conv,ch,i} - \sum_{j=1}^{n} \varphi_{conv,ch,j}\right)}{n\sum_{j=1}^{n}\left(\varphi_{conv,ch,j} \times T_{p,ch,j}\right) - \sum_{j=1}^{n} \varphi_{conv,ch,j} \times \sum_{j=1}^{n} T_{p,ch,j}} \quad \text{(B.6)}$$

$$\frac{\partial T_{ad}}{\partial \varphi_{conv,ch,i}} = \frac{\left[2\varphi_{conv,ch,i}\sum_{j=1}^{n} T_{p,ch,j} - \sum_{j=1}^{n}\left(\varphi_{conv,ch,j} \times T_{p,ch,j}\right) - T_{p,ch,i}\sum_{j=1}^{n}\varphi_{conv,ch,j}\right]}{n\sum_{j=1}^{n}\varphi_{conv,ch,j}^{2} - \left(\sum_{j=1}^{n}\varphi_{conv,ch,j}\right)^{2}} - \frac{2T_{ad}\left(n\varphi_{conv,ch,i} - \sum_{j=1}^{n}\varphi_{conv,ch,j}\right)}{n\sum_{j=1}^{n}\varphi_{conv,ch,j}^{2} - \left(\sum_{j=1}^{n}\varphi_{conv,ch,j}\right)^{2}} \quad (B.7)$$

$$\frac{\partial T_{ad}}{\partial T_{p,ch,i}} = \frac{\sum_{j=1}^{n}\varphi_{conv,ch,j}^{2} - \varphi_{conv,ch,i}\sum_{j=1}^{n}\varphi_{conv,ch,j}}{n\sum_{j=1}^{n}\varphi_{conv,ch,j}^{2} - \left(\sum_{j=1}^{n}\varphi_{conv,ch,j}\right)^{2}} \quad (B.8)$$

Simplifions les relations décrites aux dessus en notant :

$$S_{\varphi} = \sum_{j=1}^{n}\varphi_{conv,ch,j} \qquad S_{T} = \sum_{j=1}^{n} T_{p,ch,j}$$

$$S_{\varphi\varphi} = \sum_{j=1}^{n}\varphi_{conv,ch,j}^{2} \qquad S_{TT} = \sum_{j=1}^{n} T_{p,ch,j}^{2}$$

$$S_{\varphi T} = \sum_{j=1}^{n}\left(\varphi_{conv,ch,j} \times T_{p,ch,j}\right)$$

$$h_{conv,ch} = \frac{nS_{\varphi\varphi} - S_{\varphi}^{2}}{nS_{\varphi T} - S_{\varphi}S_{T}}$$

$$T_{ad} = \frac{S_{\varphi\varphi}S_{T} - S_{\varphi}S_{\varphi T}}{nS_{\varphi\varphi} - S_{\varphi}^{2}}$$

Les équations (B.3) à (B.6) peuvent alors se réécrire sous les formes

$$\frac{\partial h_{conv,ch}}{\partial \varphi_{conv,ch,i}} = \frac{2\left(n\varphi_{conv,ch,i} - S_{\varphi}\right) - h_{conv,ch}\left(nT_{p,ch,i} - S_{T}\right)}{nS_{\varphi T} - S_{\varphi}S_{T}}$$

$$\frac{\partial h_{conv,ch}}{\partial T_{p,ch,i}} = \frac{-h_{conv,ch}\left(n\varphi_{conv,ch,i} - S_{\varphi}\right)}{nS_{\varphi T} - S_{\varphi}S_{T}}$$

$$\frac{\partial T_{ad}}{\partial \varphi_{conv,ch,i}} = \frac{\left(2\varphi_{conv,ch,i}S_{T} - S_{\varphi T} - T_{p,ch,i}S_{\varphi}\right) - 2T_{ad}\left(n\varphi_{conv,ch,i} - S_{\varphi}\right)}{nS_{\varphi\varphi} - \left(S_{\varphi}\right)^{2}}$$

$$\frac{\partial T_{ad}}{\partial T_{p,ch,i}} = \frac{S_{\varphi\varphi} - \varphi_{conv,ch,i}S_{\varphi}}{nS_{\varphi\varphi} - \left(S_{\varphi}\right)^{2}}$$

ANNEXE D

RÉSOSUTION DE L'ÉQUATION DE TRANSFERT DE CHALEUR

RÉSOLUTION DE L'ÉQUATION DE TRANSFERT DE CHALEUR

Cette annexe présente le détail du développement mathématique pour résoudre l'équation de transfert de chaleur appliquée à la paroi du banc Thalie. Rappelons que cette équation s'écrit :

$$\frac{dT_p(t)}{dt} + \beta T_p(t) = \frac{\beta}{1+\alpha} T_{comp}(t) \qquad \text{(C.1)}$$

Avec

$$\alpha = \frac{h_{fr}}{h_{ch}}$$

$$\beta = \frac{h_{ch} + h_{fr}}{\rho ce} = \frac{h_{ch}}{\rho ce}\left(1 + \frac{h_{fr}}{h_{ch}}\right)$$

$$T_{comp}(t) = T_{ch}(t) + \alpha T_{fr}(t)$$

ρ : masse volumique de la paroi ($kg.m^{-3}$)

c : chaleur massique de la paroi ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)

e : épaisseur de la paroi (m)

S : surface de la paroi (m^2)

h_{ch} : coefficient d'échange convectif entre la paroi et l'écoulement primaire ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

h_{fr} : coefficient d'échange convectif entre la paroi et l'écoulement secondaire ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

$T_{ch}(t)$: variation temporelle de la température de l'écoulement primaire (K)

$T_{fr}(t)$: variation temporelle de la température de l'écoulement secondaire (K)

La résolution de l'équation (C.1) permet d'obtenir l'évolution de température de la paroi sous la forme :

$$T_p(t) = T_{p0}e^{-\beta t} + \frac{\beta}{1+\alpha}e^{-\beta t}\int_0^t T_{comp}(s)\, e^{\beta s} ds \qquad (C.2)$$

Avec T_{p0} est la température initiale de la paroi :

$$T_{p0} = T_p(t = 0)$$

Il est nécessaire de développer l'intégrale pour pourvoir en déduire l'évolution finale de la température de la paroi. Pour cela, nous allons tenter de calculer la température de la paroi à un instant quelconque t_{i+1} grâce à la résolution globale (C.2) :

$$T_p(t_{i+1}) = T_{p0}e^{-\beta t_{i+1}} + \frac{\beta}{1+\alpha}e^{-\beta t_{i+1}}\int_0^{t_{i+1}} T_{comp}(s)\, e^{\beta s} ds \qquad (C.3)$$

Cette équation (C.3) peut également se réécrire sous la forme :

$$T_p(t_{i+1}) = T_{p0}e^{-\beta t_{i+1}} + \frac{\beta}{1+\alpha}e^{-\beta t_{i+1}}\sum_{j=0}^{i}\int_{t_j}^{t_{j+1}} T_{comp}(s)\, e^{\beta s} ds \qquad (C.4)$$

Il est nécessaire de connaitre l'évolution de la température $T_{comp}(t)$ afin de pouvoir trouver cette intégrale. Pour cela, nous supposons que, entre deux instants t_j et t_{j+1} (donc $\Delta t = t_{j+1} - t_j$), les évolutions de la température de l'écoulement primaire et de l'écoulement secondaire évoluent de façon linéaire. Ces évolutions peuvent s'écrire mathématiquement par les relations suivantes :

$$\begin{cases} T_{ch}^j(t) = a_{ch}^j t + b_{ch}^j \\ T_{fr}^j(t) = a_{fr}^j t + b_{fr}^j \end{cases} \qquad (C.5)$$

Avec

$T_{ch}^j(t)$: évolution de la température du gaz chaud dans l'intervalle $[t_j, t_{j+1}]$

$T_{fr}^j(t)$: évolution de la température du gaz froid dans l'intervalle $[t_j, t_{j+1}]$

a_{ch}^j, b_{ch}^j, a_{fr}^j, b_{fr}^j : des constantes

Il est donc évident que la température $T_{comp}^j(t)$ dans l'intervalle $[t_j, t_{j+1}]$ évolue également de façon linéaire :

$$T_{comp}^{j}(t) = a_{comp}^{j} t + b_{comp}^{j} \tag{C.6}$$

Les deux constantes a_{comp}^{j} et b_{comp}^{j} peuvent mathématiquement être déterminés par les relations suivantes :

$$a_{comp}^{j} = \frac{T_{comp}^{j}(t_{j+1}) - T_{comp}^{j}(t_j)}{t_{j+1} - t_j} = \frac{\Delta T_{comp}^{j}}{\Delta t} \tag{C.7}$$

Remplaçant $T_{comp}^{j}(s)$ par l'équation (C.6), nous avons :

$$\int_{t_j}^{t_{j+1}} T_{comp}^{j}(s) e^{\beta s} ds = \int_{t_j}^{t_{j+1}} (a_{comp}^{j} s + b_{comp}^{j}) e^{\beta s} ds$$

$$= a_{comp}^{j} \int_{t_j}^{t_{j+1}} s e^{\beta s} ds + b_{comp}^{j} \int_{t_j}^{t_{j+1}} e^{\beta s} ds$$

$$= a_{comp}^{j} \left[\frac{1}{\beta} (t_{j+1} e^{\beta t_{j+1}} - t_j e^{\beta t_j}) - \frac{1}{\beta} \int_{t_j}^{t_{j+1}} e^{\beta s} ds \right] + b_{comp}^{j} \frac{1}{\beta} (e^{\beta t_{j+1}} - e^{\beta t_j})$$

$$= \frac{a_{comp}^{j}}{\beta} (t_{j+1} e^{\beta t_{j+1}} - t_j e^{\beta t_j}) - \frac{a_{comp}^{j}}{\beta^2} (e^{\beta t_{j+1}} - e^{\beta t_j}) + \frac{b_{comp}^{j}}{\beta} (e^{\beta t_{j+1}} - e^{\beta t_j})$$

$$= \frac{1}{\beta} [(a_{comp}^{j} t_{j+1} + b_{comp}^{j}) e^{\beta t_{j+1}} - (a_{comp}^{j} t_j + b_{comp}^{j}) e^{\beta t_j}] - \frac{a_{comp}^{j}}{\beta^2} (e^{\beta t_{j+1}} - e^{\beta t_j})$$

$$= \frac{1}{\beta} [T_{comp}^{j}(t_{j+1}) e^{\beta t_{j+1}} - T_{comp}^{j}(t_j) e^{\beta t_j}] - \frac{a_{comp}^{j}}{\beta^2} (e^{\beta t_{j+1}} - e^{\beta t_j})$$

$$= \frac{1}{\beta} \left\{ \left[T_{comp}^{j}(t_{j+1}) - \frac{a_{comp}^{j}}{\beta} \right] e^{\beta t_{j+1}} - \left[T_{comp}^{j}(t_j) - \frac{a_{comp}^{j}}{\beta} \right] e^{\beta t_j} \right\}$$

Nous obtenons donc :

$$\int_{t_j}^{t_{j+1}} T_{comp}^{j}(s) e^{\beta s} ds = \frac{1}{\beta} \left\{ \left[T_{comp}^{j}(t_{j+1}) - \frac{a_{comp}^{j}}{\beta} \right] e^{\beta t_{j+1}} - \left[T_{comp}^{j}(t_j) - \frac{a_{comp}^{j}}{\beta} \right] e^{\beta t_j} \right\} \tag{C.8}$$

Avec les équations (C.7) et (C.8), nous obtenons :

$$\int_{t_j}^{t_{j+1}} T_{comp}^{j}(s)e^{\beta s}ds = \frac{1}{\beta}\left\{\left[T_{comp}^{j}(t_{j+1}) - \frac{T_{comp}^{j}(t_{j+1}) - T_{comp}^{j}(t_j)}{\beta\Delta t}\right]e^{\beta t_{j+1}} - \left[T_{comp}^{j}(t_j) - \frac{T_{comp}^{j}(t_{j+1}) - T_{comp}^{j}(t_j)}{\beta\Delta t}\right]e^{\beta t_j}\right\} \quad (C.9)$$

Ou encore,

$$\int_{t_j}^{t_{j+1}} T_{comp}^{j}(s)e^{\beta s}ds = \frac{1}{\beta}\left[\left(1 - \frac{1}{\beta\Delta t}\right)T_{comp}^{j}(t_{j+1})e^{\beta t_{j+1}} + \frac{1}{\beta\Delta t}T_{comp}^{j}(t_j)e^{\beta t_{j+1}} - \left(1 + \frac{1}{\beta\Delta t}\right)T_{comp}^{j}(t_j)e^{\beta t_j} + \frac{1}{\beta\Delta t}T_{comp}^{j}(t_{j+1})e^{\beta t_j}\right] \quad (C.10)$$

Comme nous avons désigné $\Delta t = t_{j+1} - t_j$ ou $t_j = t_{j+1} - \Delta t$. Il en résulte que :

$$e^{\beta t_j} = e^{\beta(t_{j+1} - \Delta t)} = e^{\beta t_{j+1}}.e^{-\beta\Delta t}$$

En remplaçant cette relation dans l'équation (C.10), nous obtenons la relation suivante :

$$\int_{t_j}^{t_{j+1}} T_{comp}^{j}(s)e^{\beta s}ds = \frac{1}{\beta}\left[\left(1 - \frac{1}{\beta\Delta t}\right)T_{comp}^{j}(t_{j+1})e^{\beta t_{j+1}} + \frac{1}{\beta\Delta t}T_{comp}^{j}(t_j)e^{\beta t_{j+1}} - \left(1 + \frac{1}{\beta\Delta t}\right)T_{comp}^{j}(t_j)e^{\beta t_{j+1}}.e^{-\beta\Delta t} + \frac{1}{\beta\Delta t}T_{comp}^{j}(t_{j+1})e^{\beta t_{j+1}}.e^{-\beta\Delta t}\right]$$

$$= \frac{e^{\beta t_{j+1}}}{\beta}\left[\left(1 - \frac{1}{\beta\Delta t} + \frac{e^{-\beta\Delta t}}{\beta\Delta t}\right)T_{comp}^{j}(t_{j+1}) + \left(\frac{1}{\beta\Delta t} - e^{-\beta\Delta t} - \frac{e^{-\beta\Delta t}}{\beta\Delta t}\right)T_{comp}^{j}(t_j)\right]$$

L'équation (C.4) devient :

$$T_p(t_{i+1}) = T_{p0}e^{-\beta t_{i+1}} + \frac{\beta}{1+\alpha}e^{-\beta t_{i+1}}\sum_{j=0}^{i}\frac{e^{\beta t_{j+1}}}{\beta}\left[\left(1-\frac{1}{\beta\Delta t}+\frac{e^{-\beta\Delta t}}{\beta\Delta t}\right)T_{comp}^{j}(t_{j+1}) + \left(\frac{1}{\beta\Delta t}-e^{-\beta\Delta t}-\frac{e^{-\beta\Delta t}}{\beta\Delta t}\right)T_{comp}^{j}(t_j)\right] \quad (C.11)$$

Ou encore,

$$T_p(t_{i+1}) = T_{p0}e^{-\beta t_{i+1}} + \frac{1}{1+\alpha}\sum_{j=0}^{i}e^{-\beta(t_{i+1}-t_{j+1})}\left[\left(1-\frac{1}{\beta\Delta t}+\frac{e^{-\beta\Delta t}}{\beta\Delta t}\right)T_{comp}^{j}(t_{j+1}) + \left(\frac{1}{\beta\Delta t}-e^{-\beta\Delta t}-\frac{e^{-\beta\Delta t}}{\beta\Delta t}\right)T_{comp}^{j}(t_j)\right] \quad (C.12)$$

En désignant $\Delta t_{ij} = t_{i+1} - t_{j+1}$, la différence temporelle entre l'instant t_{i+1} et l'instant t_{j+1}, la température de la paroi à l'instante quelconque t_{i+1} est déterminée par la relation suivante :

$$T_p(t_{i+1}) = T_{p0}e^{-\beta t_{i+1}} + \frac{1}{1+\alpha}\sum_{j=0}^{i}e^{-\beta\Delta t_{ij}}\left[\left(1-\frac{1}{\beta\Delta t}+\frac{e^{-\beta\Delta t}}{\beta\Delta t}\right)T_{comp}^{j}(t_{j+1}) + \left(\frac{1}{\beta\Delta t}-e^{-\beta\Delta t}-\frac{e^{-\beta\Delta t}}{\beta\Delta t}\right)T_{comp}^{j}(t_j)\right] \quad (C.13)$$

L'évolution temporelle de la température de la paroi peut se déterminer à partir de l'équation (C.13).

ANNEXE E

CARTOGRAPHIE

DES RESULTATS EXPERIMENTAUX

CARTOGRAPHIES DU COEFFICIENT D'ECHANGE $h_{conv,ch}$ ET DE L'EFFICACITE ADIABATIQUE η_{ad}

Dans cette annexe, les cartographies du coefficient d'échange $h_{conv,ch}$ et de l'efficacité adiabatique η_{ad} coefficient d'échange convectif entre la paroi d'injection et l'écoulement chaud sont regroupées pour quelques configurations étudiées.

D.1 Cartographies du coefficient d'échange

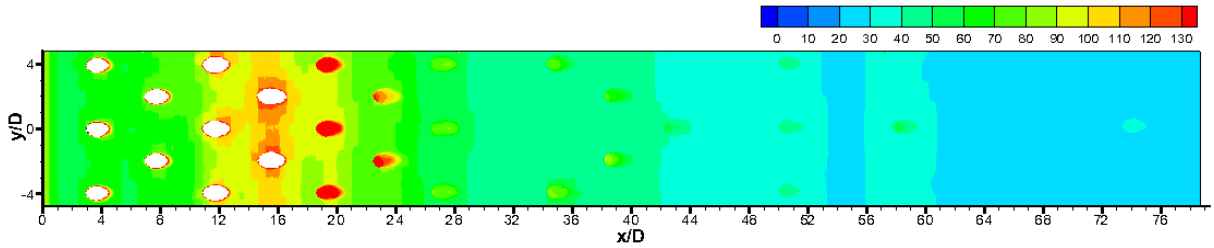


Figure D.1 : Cartographie du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ pour la configuration R4p4s4 à un taux de soufflage M=4

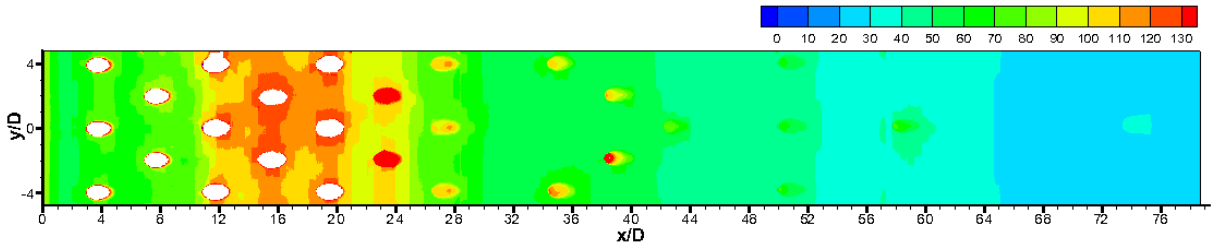


Figure D.2 : Cartographie du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ pour la configuration R4p4s4-R1p4s4 (ou R5p4s4) à un taux de soufflage M=4

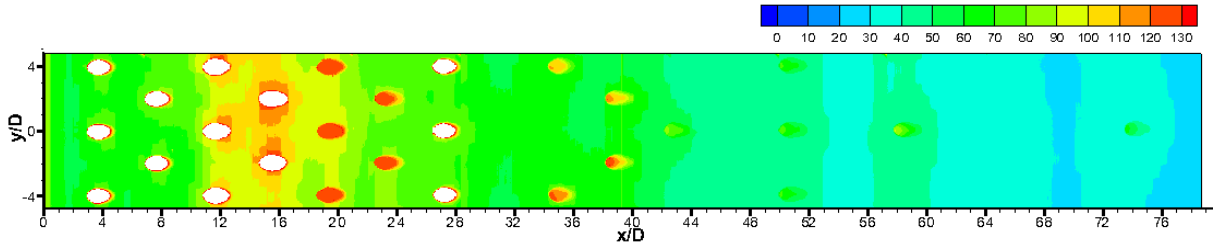


Figure D.3 : Cartographie du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ pour la configuration R4p4s4-R3p4s4 (ou R7p4s4) à un taux de soufflage M=4

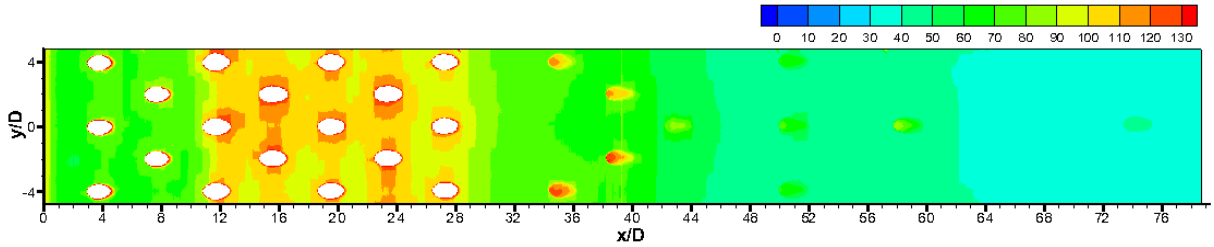


Figure D.4 : Cartographie du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ pour la configuration R4p4s4-R1p4s12 à un taux de soufflage M=4

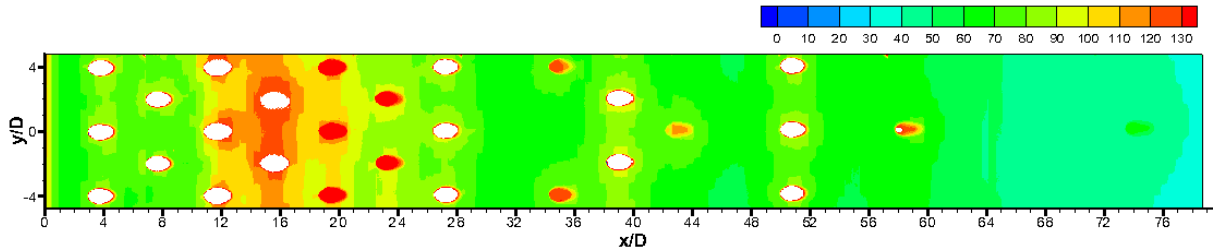


Figure D.5 : Cartographie du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ pour la configuration R4p4s4-R3p4s12 à un taux de soufflage M=4

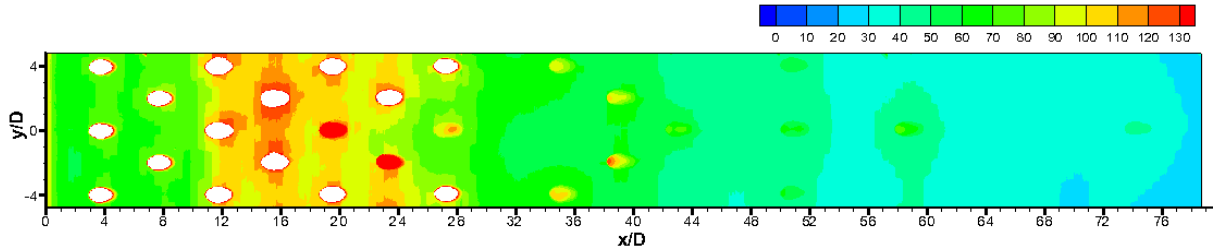


Figure D.6 : Cartographie du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ pour la configuration R4p4s4-R3p8s4 à un taux de soufflage M=4

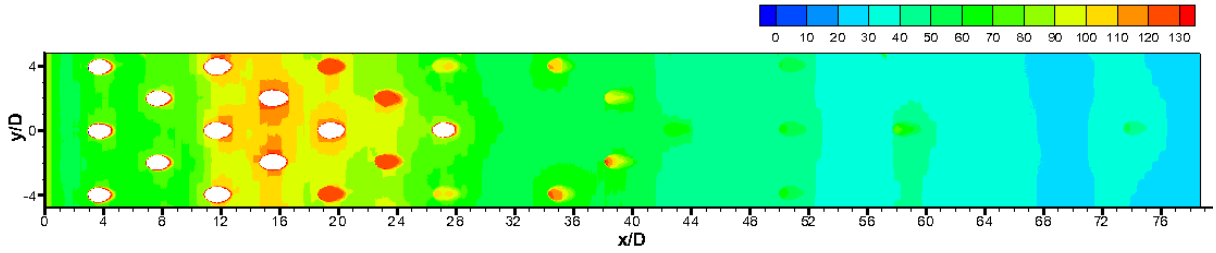


Figure D.7 : Cartographie du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ pour la configuration R4p4s4-R3p12s4 à un taux de soufflage M=10

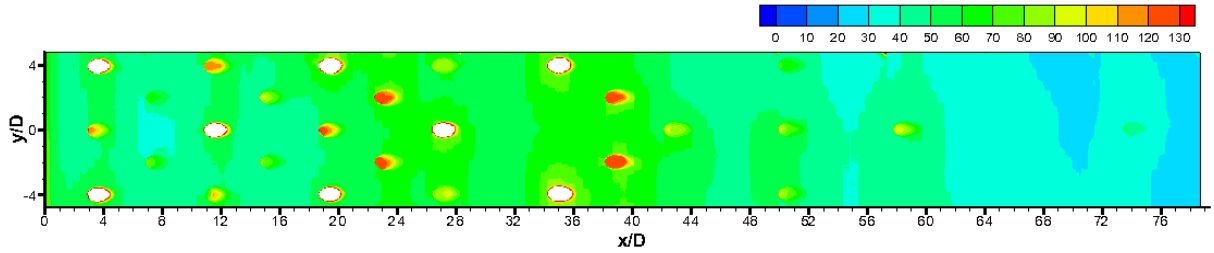


Figure D.8 : Cartographie du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ pour la configuration R5p8s8 à un taux de soufflage M=7

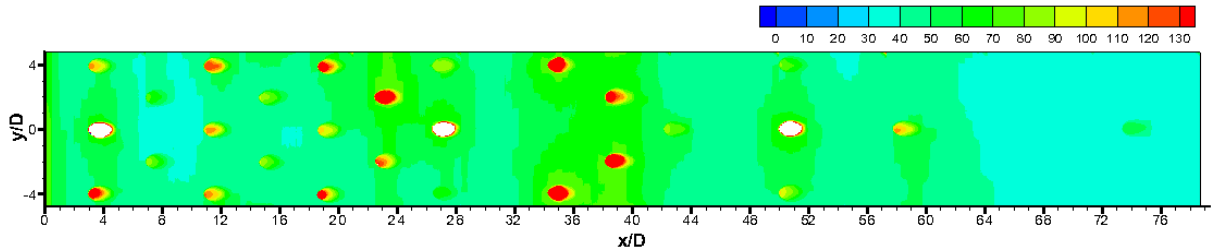


Figure D.9 : Cartographie du coefficient d'échange convectif $h_{conv,ch}$ pour la configuration R5p12s12 à un taux de soufflage M=10

D.2 Cartographies de l'efficacité adiabatique

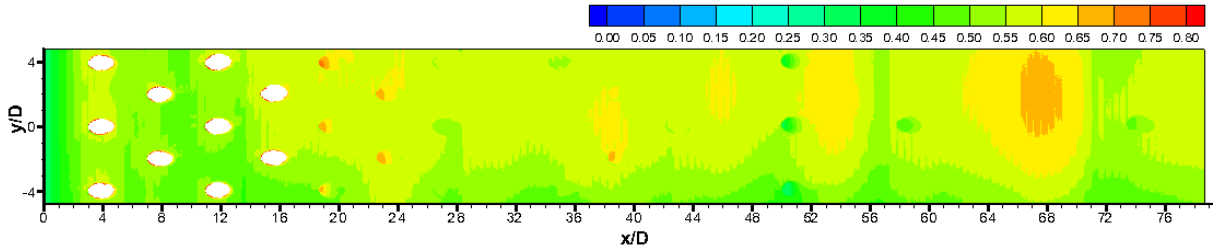


Figure D.10 : Cartographie de l'efficacité adiabatique pour la configuration R4p4s4 à un taux de soufflage M=4

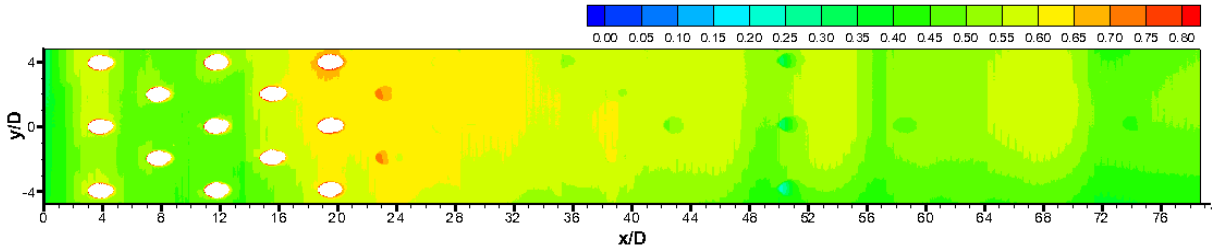


Figure D.11 : Cartographie de l'efficacité adiabatique pour la configuration R4p4s4-R1p4s4 (ou R5p4s4) à un taux de soufflage M=4

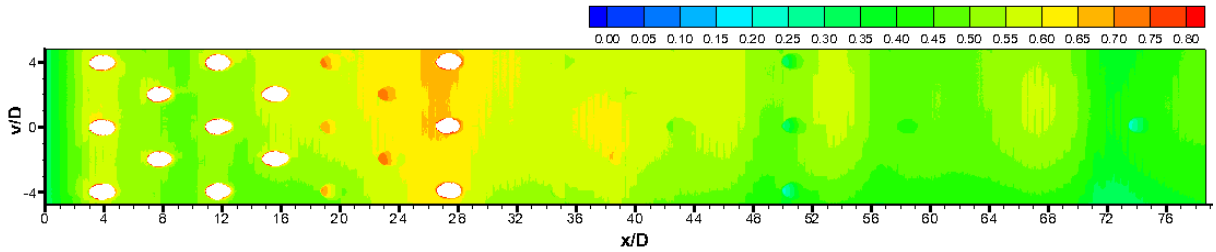


Figure D.12 : Cartographie de l'efficacité adiabatique pour la configuration R4p4s4-R1p4s12 à un taux de soufflage M=4

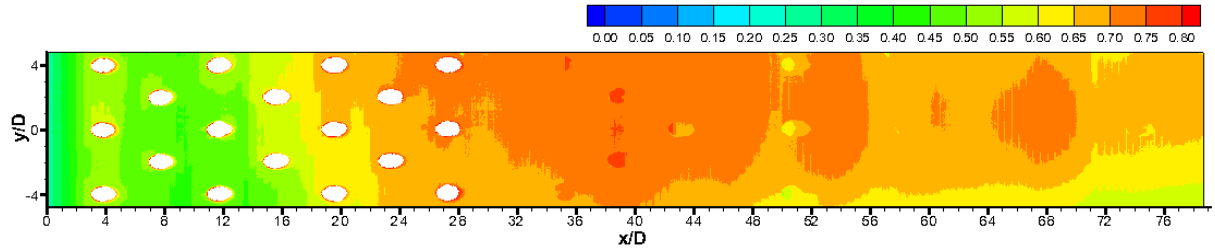


Figure D.13 : Cartographie de l'efficacité adiabatique pour la configuration R4p4s4-R3p4s4 (ou R7p4s4) à un taux de soufflage M=4

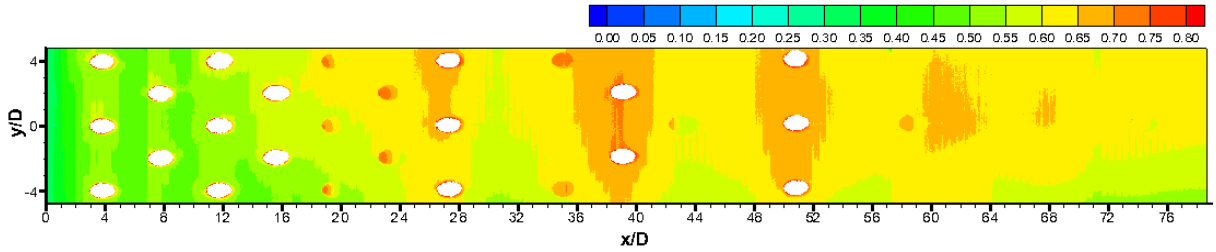


Figure D.14 : Cartographie de l'efficacité adiabatique pour la configuration R4p4s4-R3p4s12 à un taux de soufflage M=4

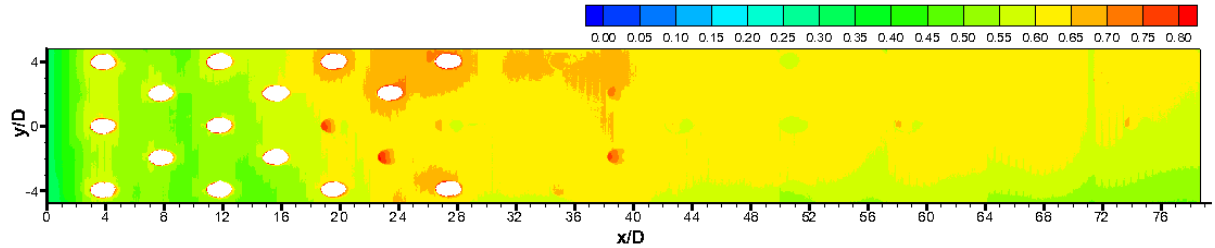


Figure D.15 : Cartographie de l'efficacité adiabatique pour la configuration R4p4s4-R3p8s4 à un taux de soufflage M=4

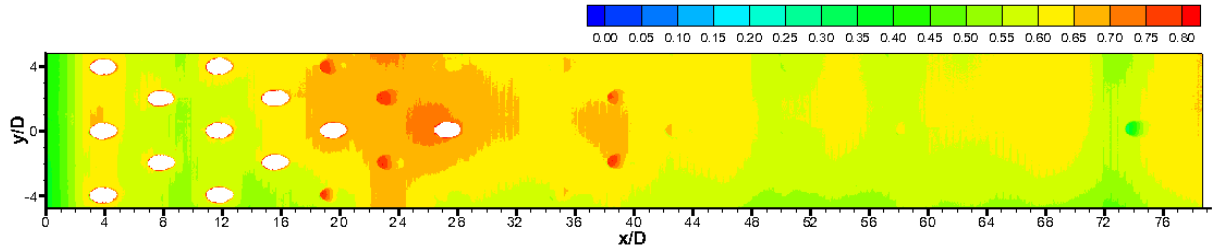


Figure D. 16 : Cartographie de l'efficacité adiabatique pour la configuration R4p4s4-R3p12s4 à un taux de soufflage M=4

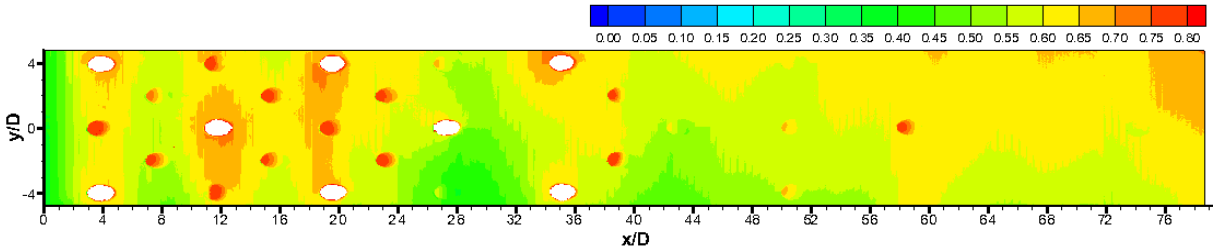


Figure D.17 : Cartographie de l'efficacité adiabatique pour la configuration R5p8s8 à un taux de soufflage M=7

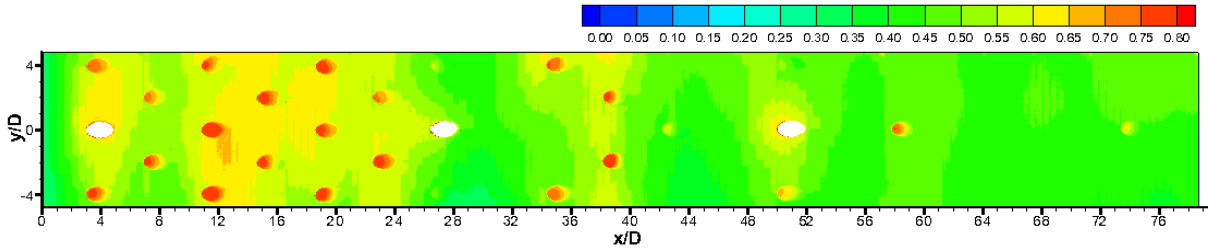


Figure D.18 : Cartographie de l'efficacité adiabatique pour la configuration R5p12s12 à un taux de soufflage M=10

ANNEXE F

COMPLEMENT DES RESULTATS EXPERIMENTAUX AUX HAUTES TEMPERATURES

Dans cette annexe, les profils et les cartographies des coefficients d'échange provenant de l'étude du refroidissement à haute température (sur le banc Thalie). Les profils tracés correspondent aux profils de la ligne centrale de la paroi d'essais (z=0).

E.1 Profils du coefficient d'échange h_{ch} entre la paroi et l'écoulement primaire

- **Phase instationnaire de l'écoulement primaire en réchauffement de 900K à 1000K**

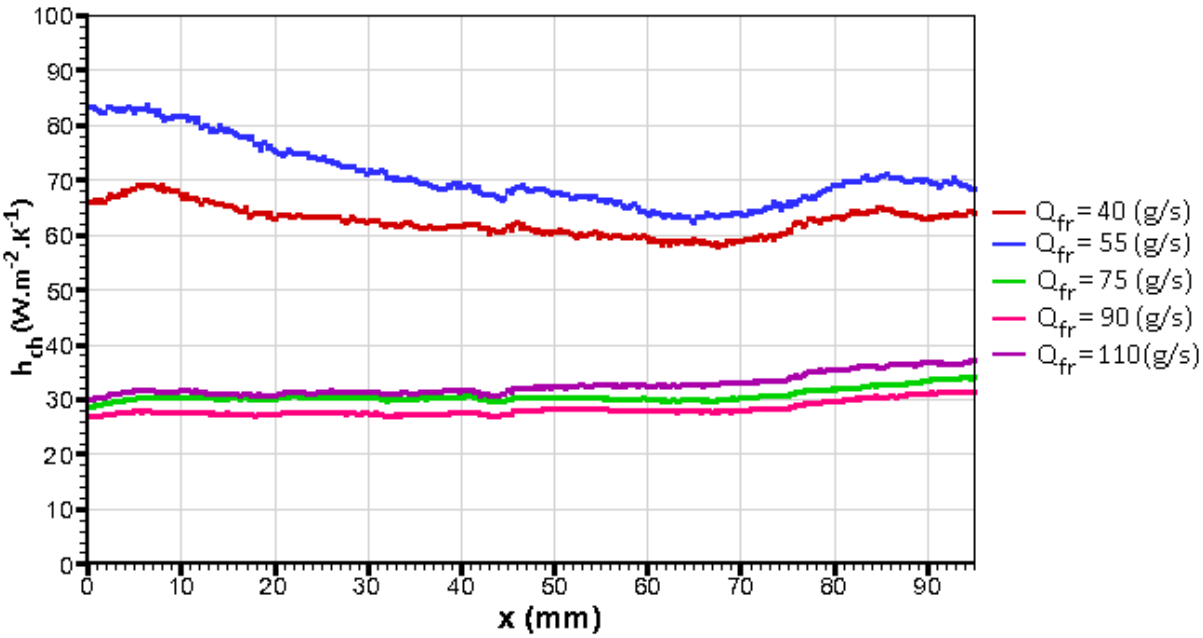


Figure E.1 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{ch} entre la paroi et l'écoulement primaire pour les cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=200g.s^{-1}

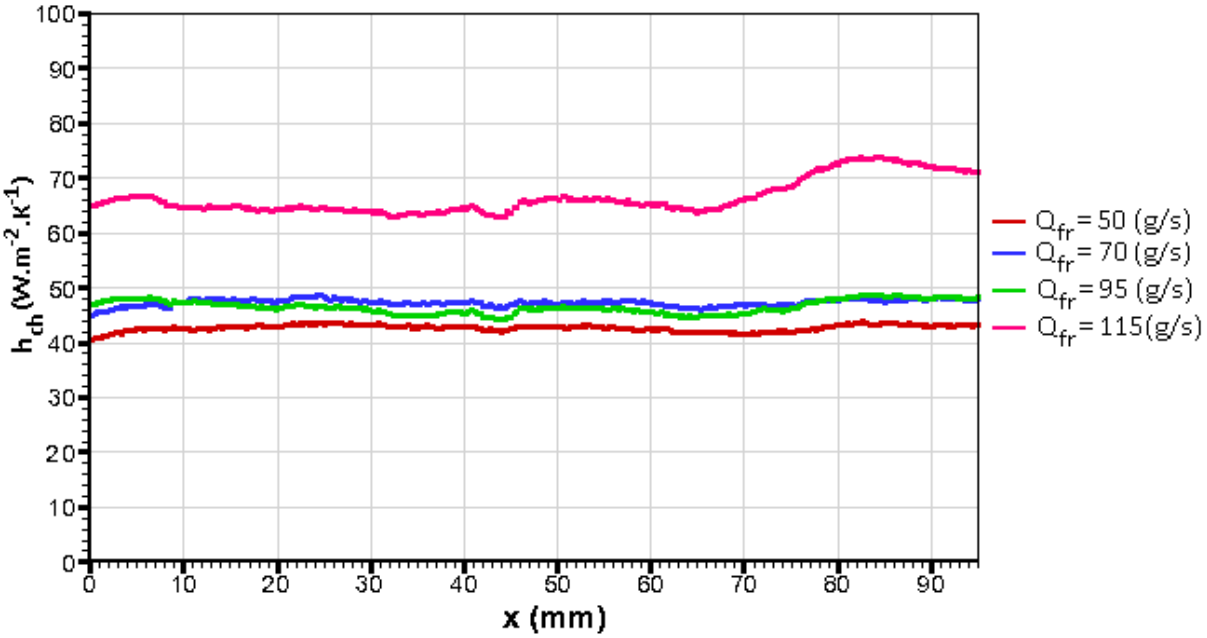


Figure E.2 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{ch} entre la paroi et l'écoulement primaire pour les cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=250g.s^{-1}

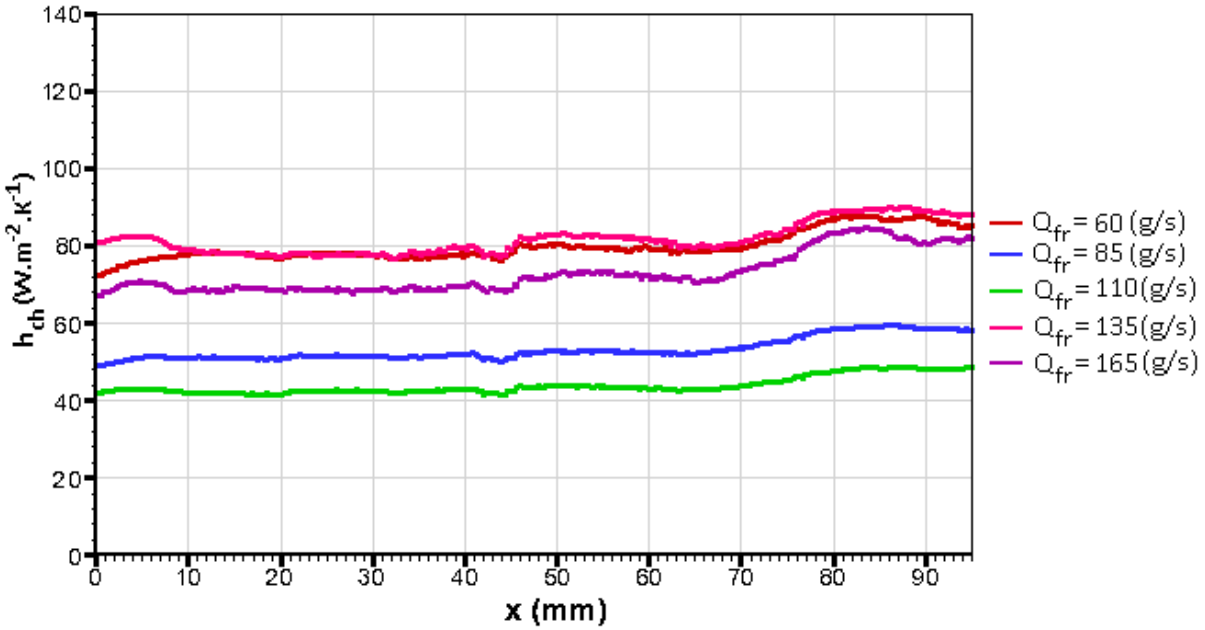


Figure E.3 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{ch} entre la paroi et l'écoulement primaire pour les cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=300g.s^{-1}

- **Phase instationnaire de l'écoulement primaire en refroidissement de 1000K à 900K**

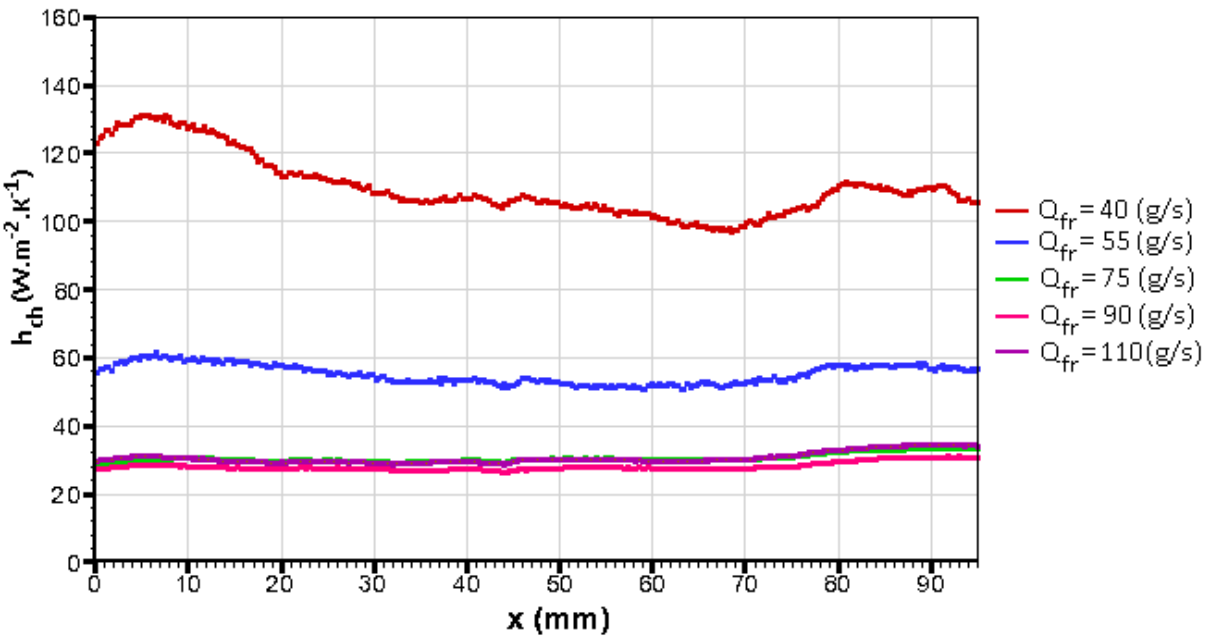


Figure E.4 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{ch} entre la paroi et l'écoulement primaire pour les cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=200g.s^{-1}

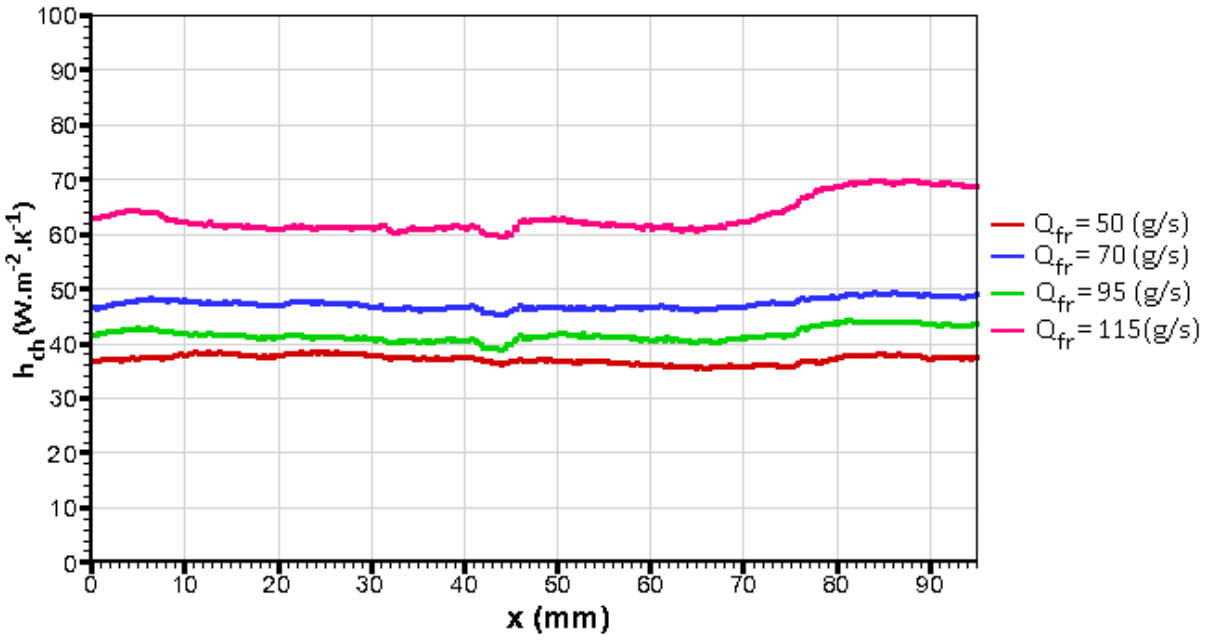


Figure E.5 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{ch} entre la paroi et l'écoulement primaire pour les cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=250g.s^{-1}

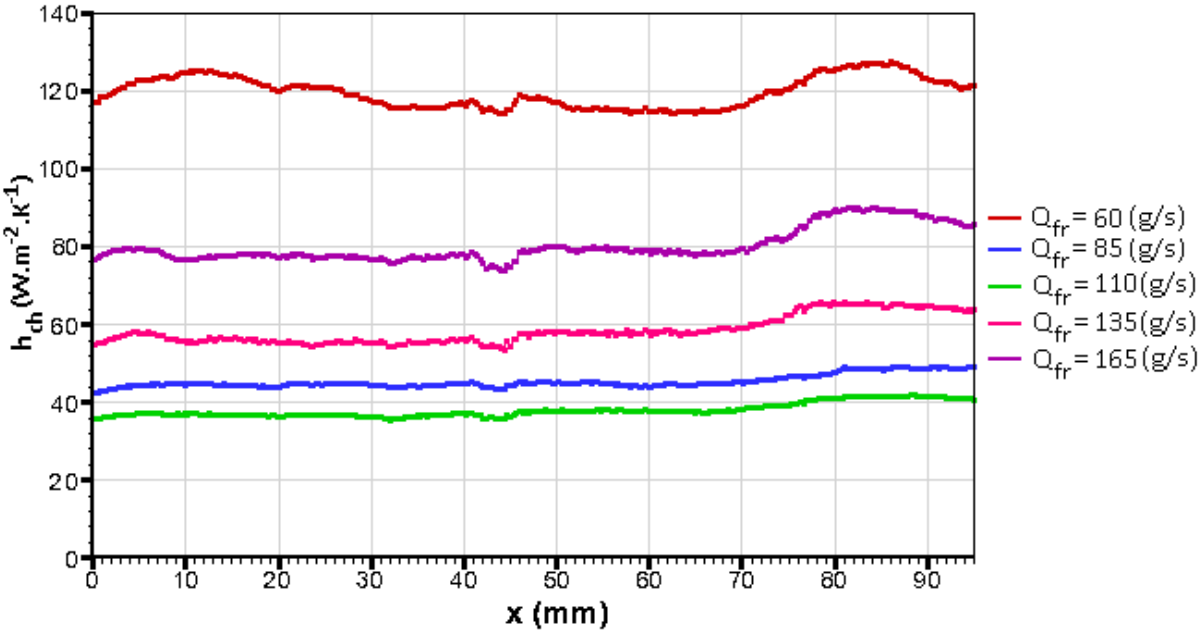


Figure E.6 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{ch} entre la paroi et l'écoulement primaire pour les cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=300g.s^{-1}

E.2 Profils du coefficient d'échange h_{fr} entre la paroi et l'écoulement secondaire

- **Phase instationnaire de l'écoulement primaire en réchauffement de 900K à 1000K**

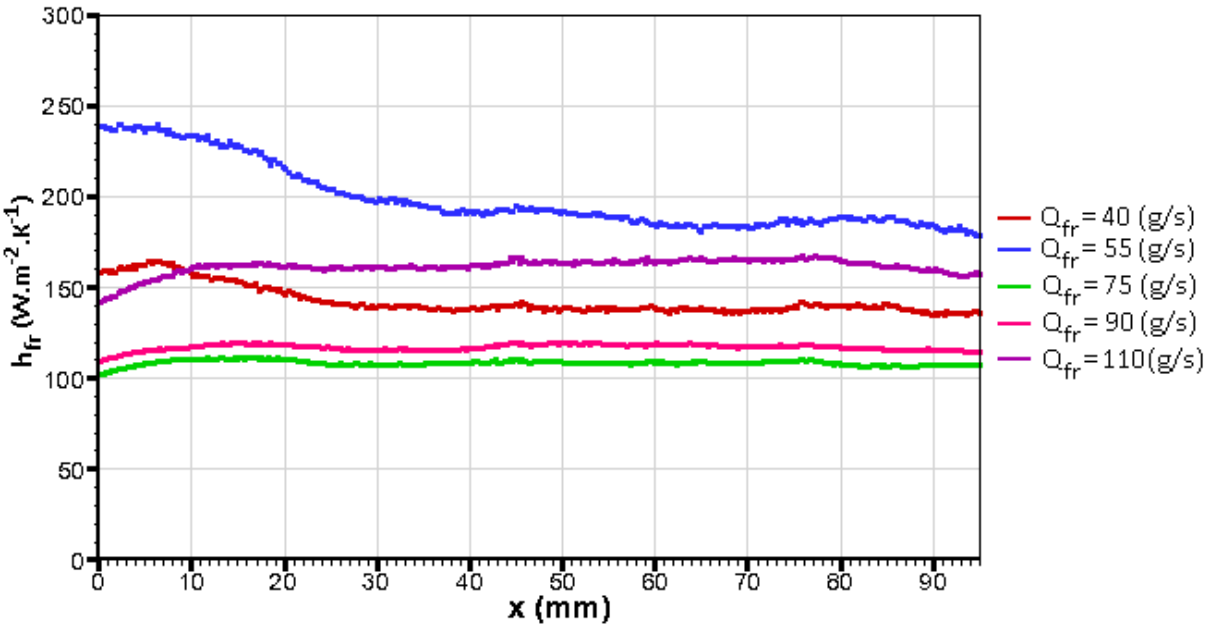


Figure E.7 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{fr} entre la paroi et l'écoulement secondaire pour les cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=200g.s^{-1}

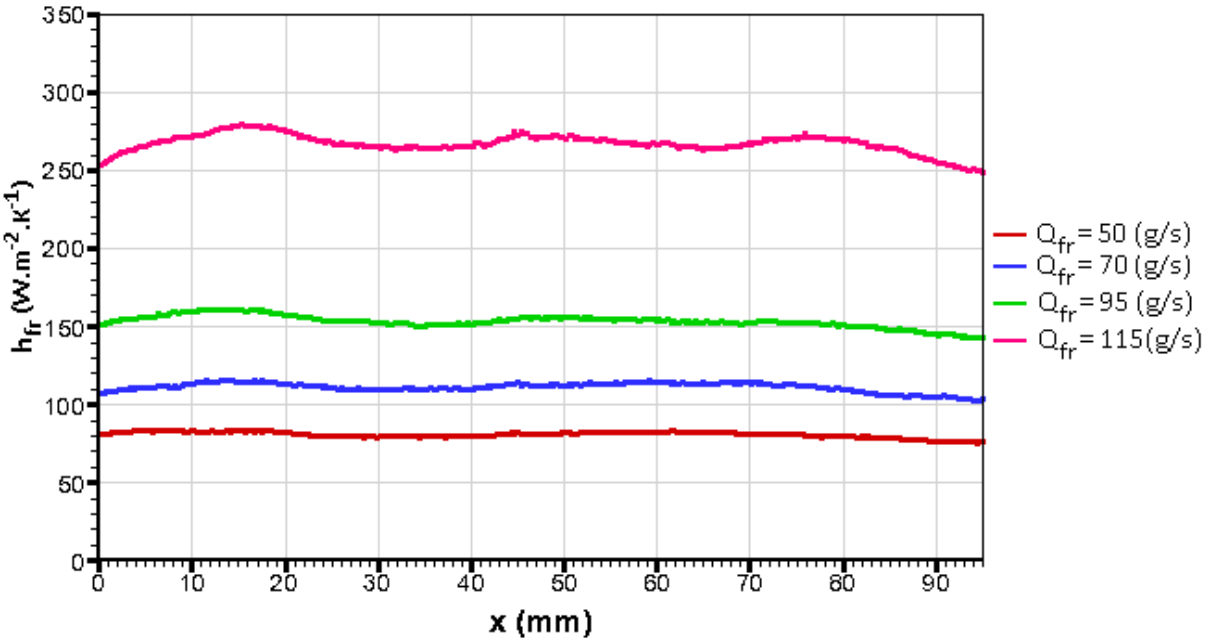


Figure E.8 : Profil de la ligne centrale (y=0) du coefficient d'échange hfr entre la paroi et l'écoulement primaire pour les cas du débit de l'écoulement primaire Qch=250g.s^{-1}

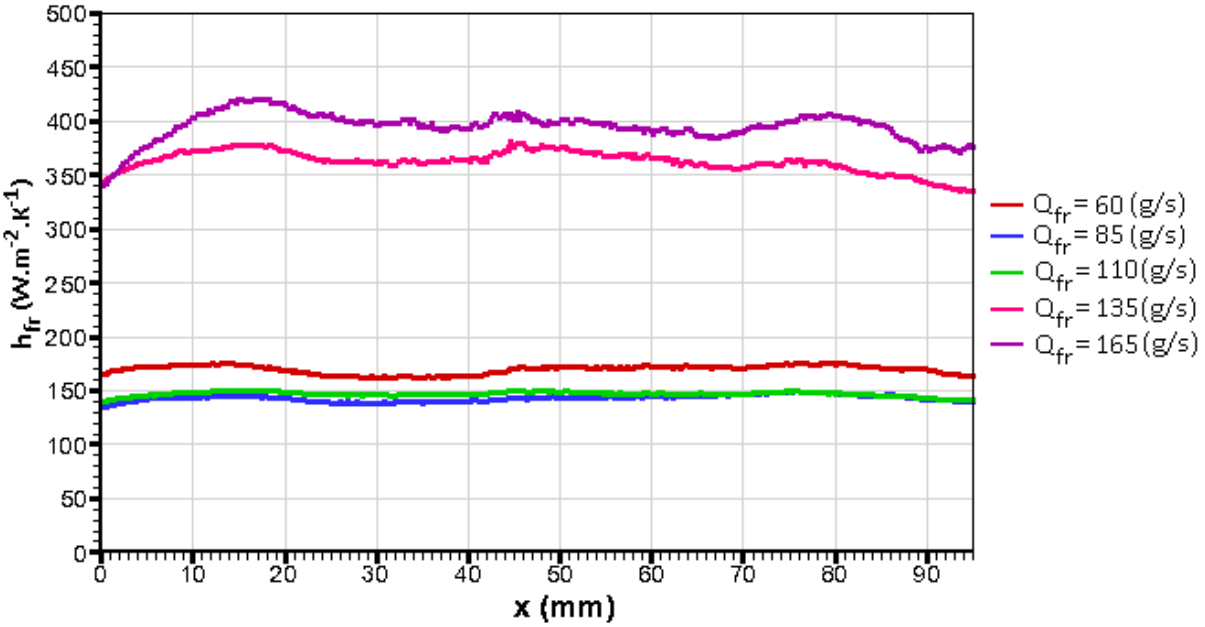


Figure E.9 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{fr} entre la paroi et l'écoulement secondaire pour les cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=300g.s^{-1}

- **Phase instationnaire de l'écoulement primaire en refroidissement de 1000K à 900K**

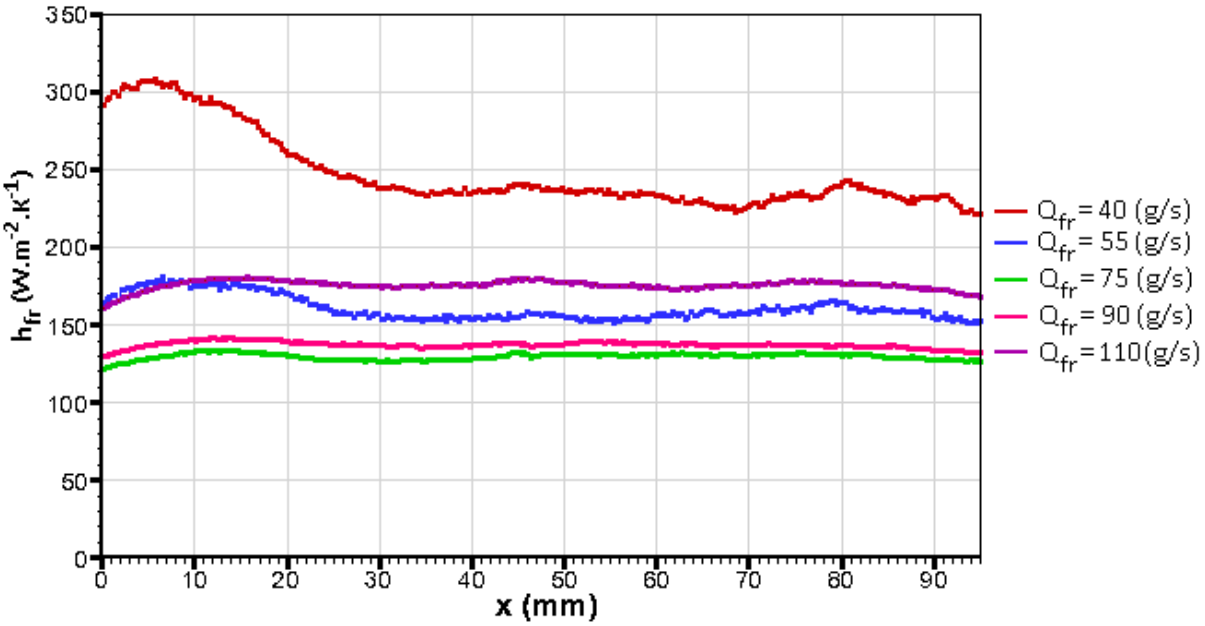


Figure E.10 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{fr} entre la paroi et l'écoulement secondaire pour les cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=200g.s^{-1}

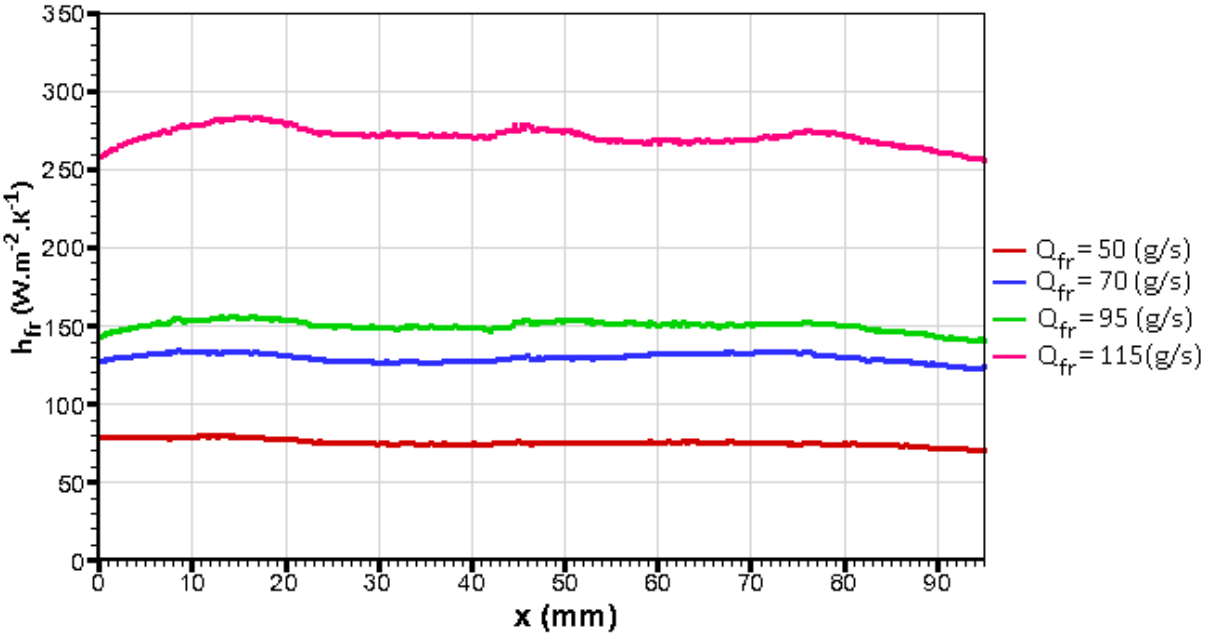


Figure E.11 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{fr} entre la paroi et l'écoulement secondaire pour les cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=250g.s^{-1}

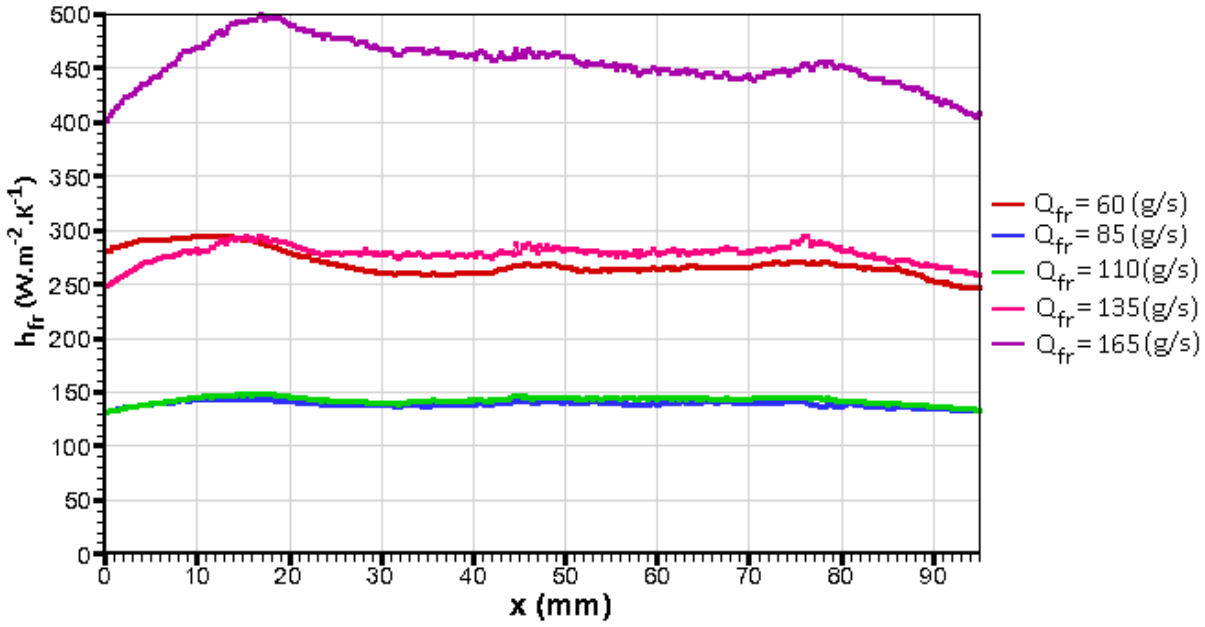


Figure E.12 : Profil de la ligne centrale (z=0) du coefficient d'échange h_{fr} entre la paroi et l'écoulement secondaire pour les cas du débit de l'écoulement primaire Q_{ch}=300g.s^{-1}

E.3 Profils du rapport des coefficients d'échange

- **Phase instationnaire de l'écoulement primaire en réchauffement de 900K à 1000K**

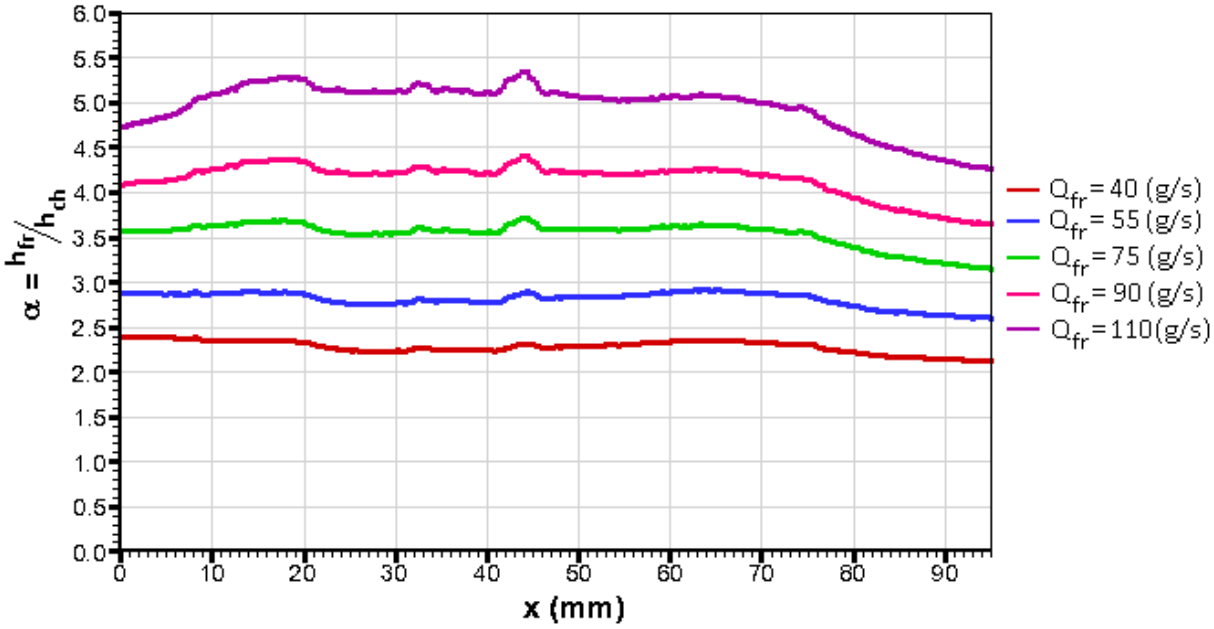


Figure E.13 : Profil de la ligne centrale (z=0) du rapport des coefficients d'échange $\alpha=h_{fr}/h_{ch}$ pour les cas du débit de l'écoulement primaire $Q_{ch}=200g.s^{-1}$

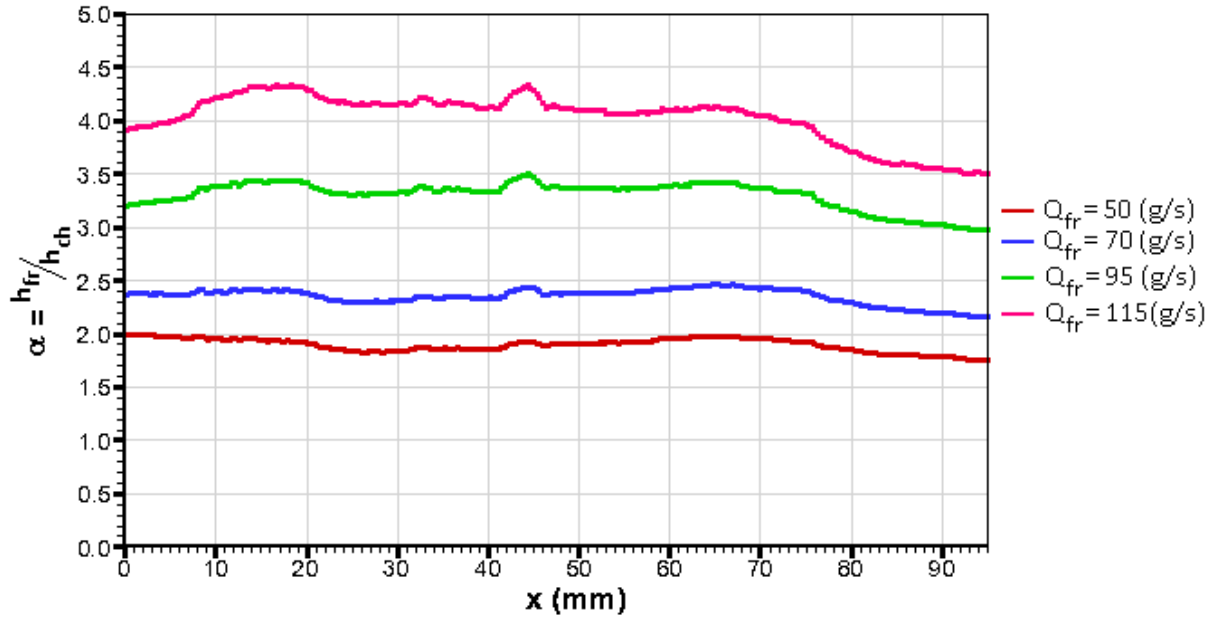


Figure E.14 : Profil de la ligne centrale (z=0) du rapport des coefficients d'échange $\alpha=h_{fr}/h_{ch}$ pour les cas du débit de l'écoulement primaire $Q_{ch}=250g.s^{-1}$

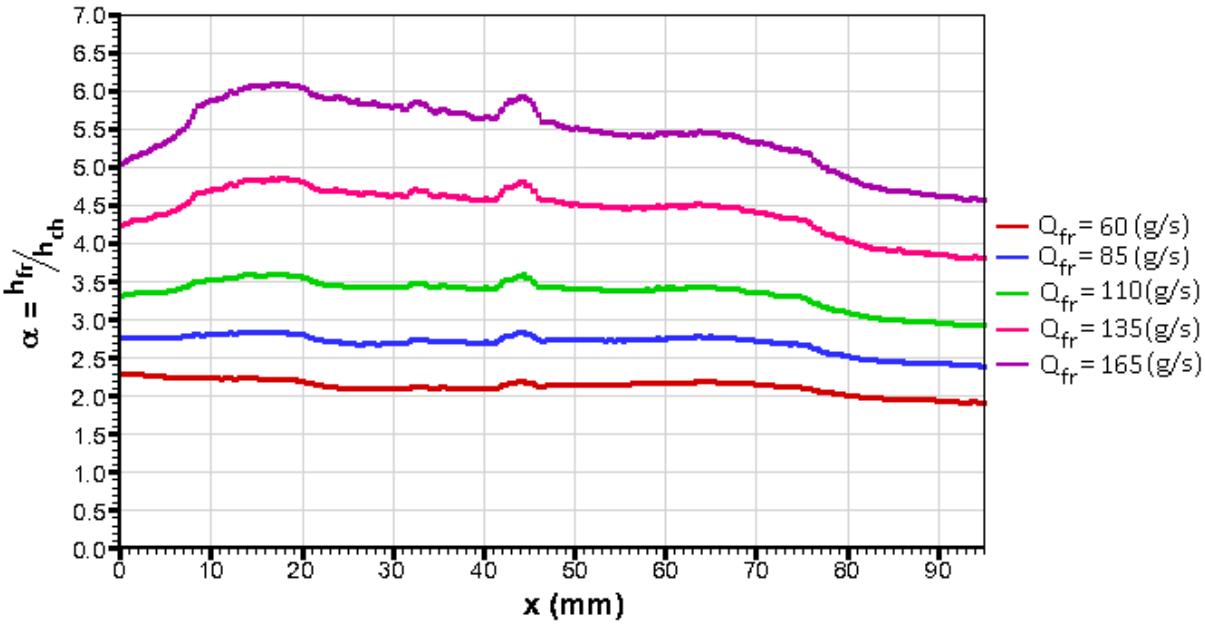


Figure E.15 : Profil de la ligne centrale (z=0) du rapport des coefficients d'échange $\alpha=h_{fr}/h_{ch}$ pour les cas du débit de l'écoulement primaire $Q_{ch}=300g.s^{-1}$

- **Phase instationnaire de l'écoulement primaire en refroidissement de 1000K à 900K**

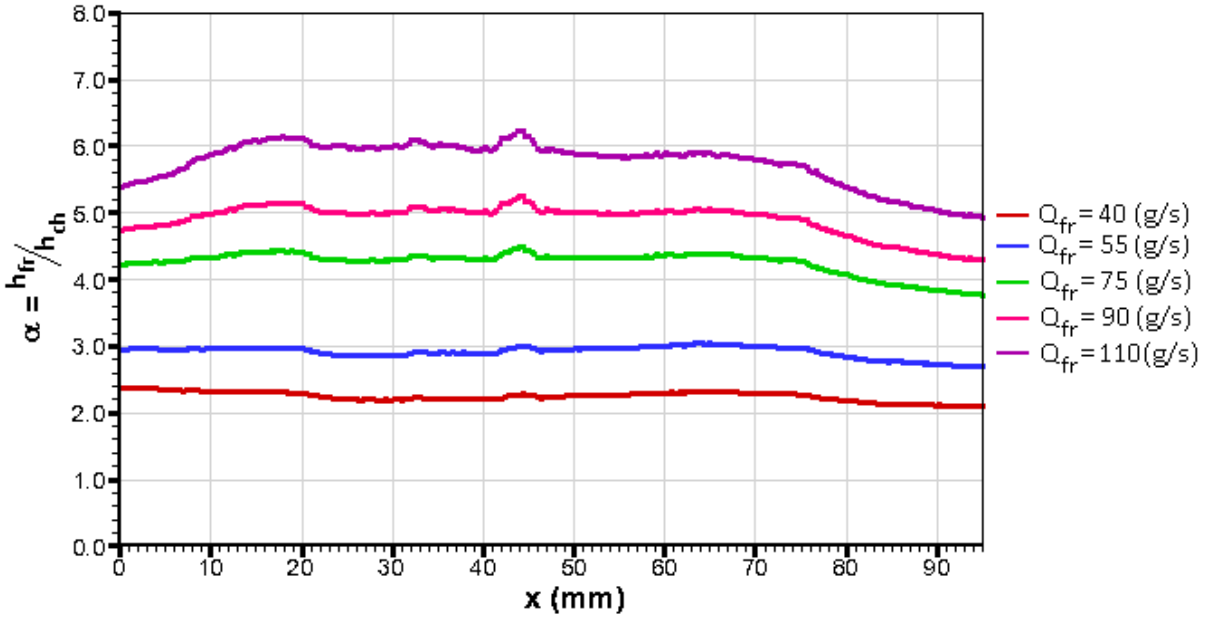


Figure E.16 : Profil de la ligne centrale (z=0) du rapport des coefficients d'échange $\alpha=h_{fr}/h_{ch}$ pour les cas du débit de l'écoulement primaire $Q_{ch}=200g.s^{-1}$

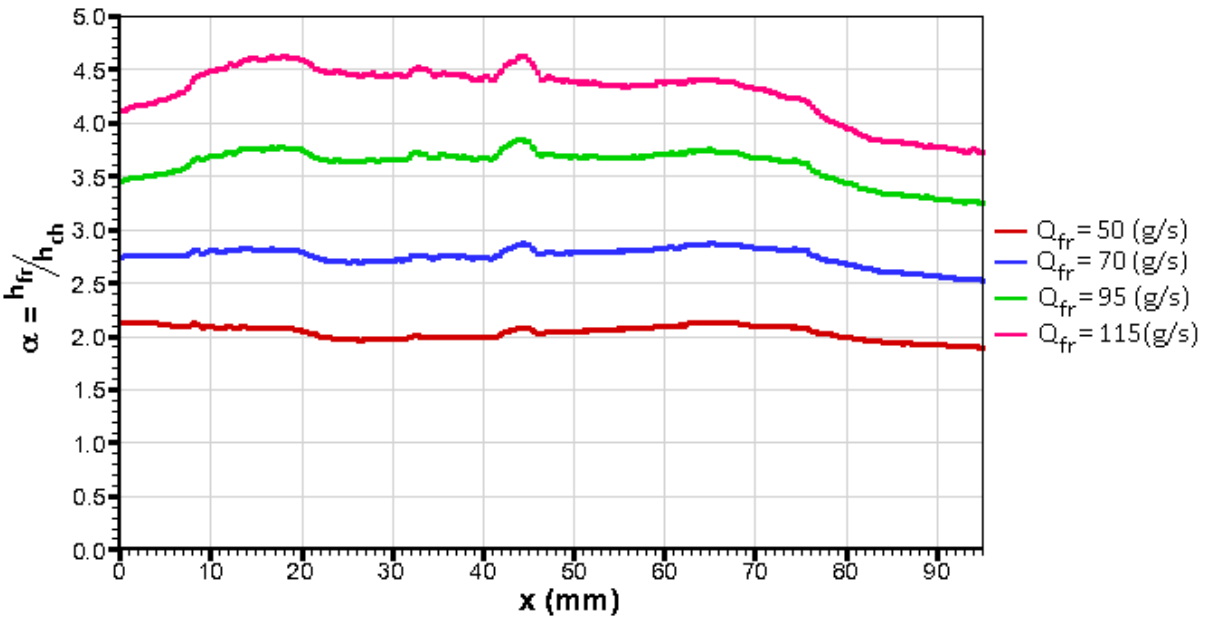


Figure E.17 : Profil de la ligne centrale (z=0) du rapport des coefficients d'échange $\alpha=h_{fr}/h_{ch}$ pour les cas du débit de l'écoulement primaire $Q_{ch}=250g.s^{-1}$

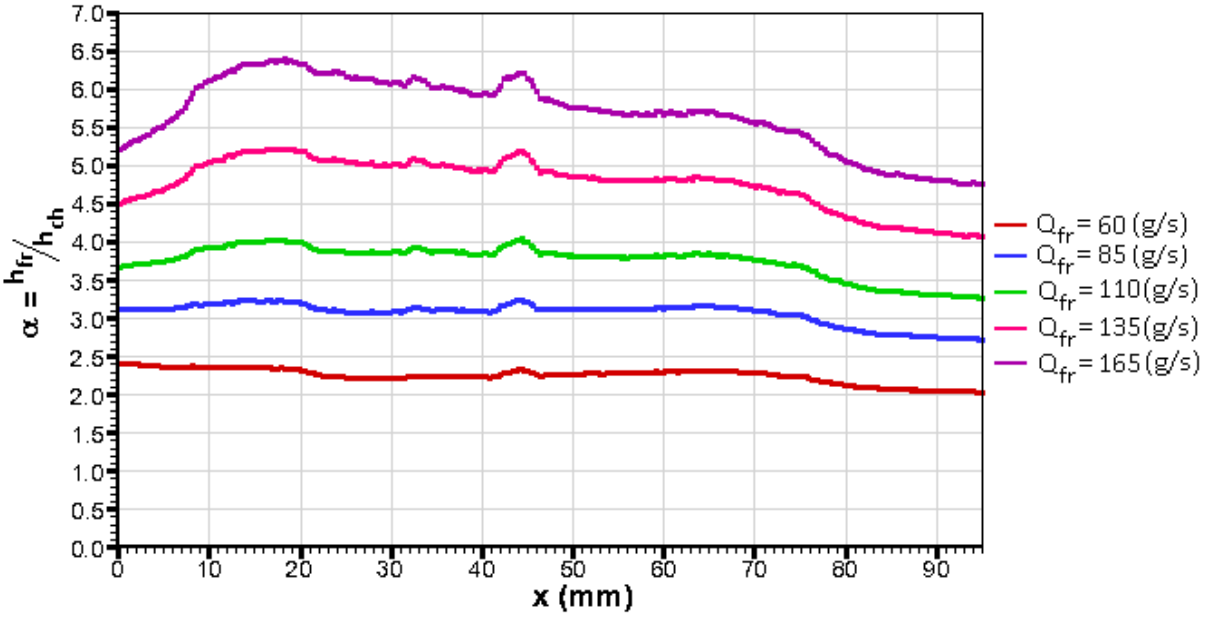


Figure E.18 : Profil de la ligne centrale (z=0) du rapport des coefficients d'échange $\alpha=h_{fr}/h_{ch}$ pour les cas du débit de l'écoulement primaire $Q_{ch}=300g.s^{-1}$

E.4 Cartographie des coefficients d'échange h_{ch}, h_{fr}

- **Qch=200g.s^{-1}, Qfr=110g.s^{-1}**

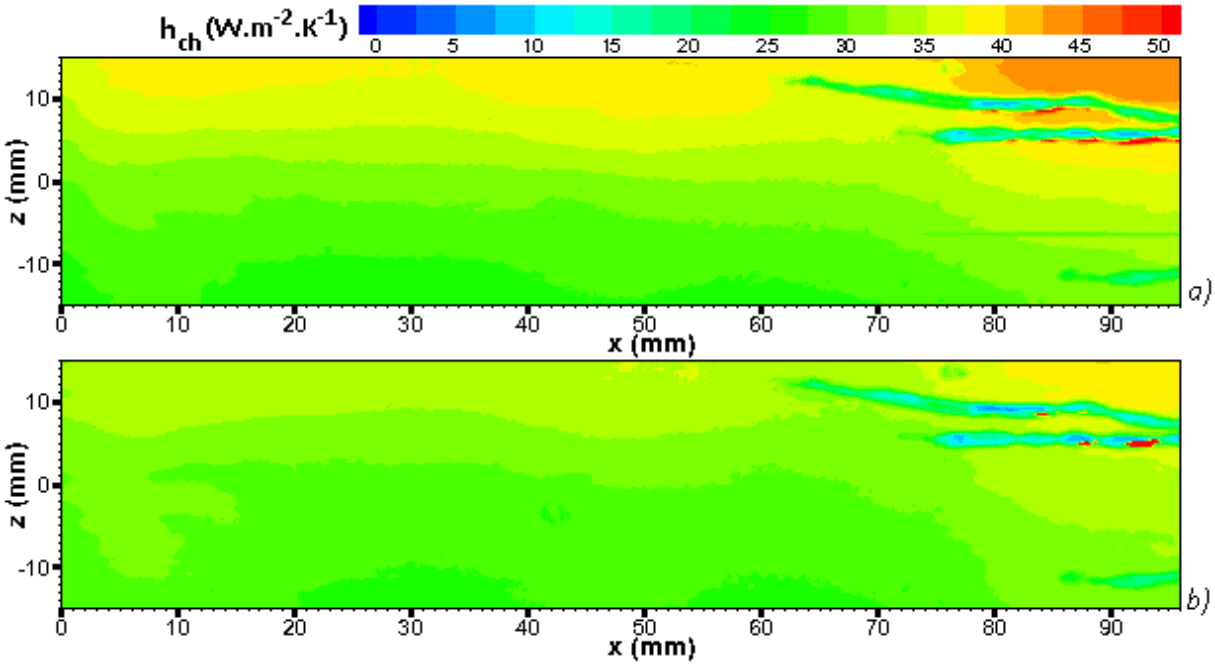


Figure E.19 : Cartographie du coefficient d'échange h_{ch} entre la paroi et l'écoulement primaire
a) Réchauffement de T_{ch} de 900K à 1000K b) Refroidissement de T_{ch} de 1000K à 900K

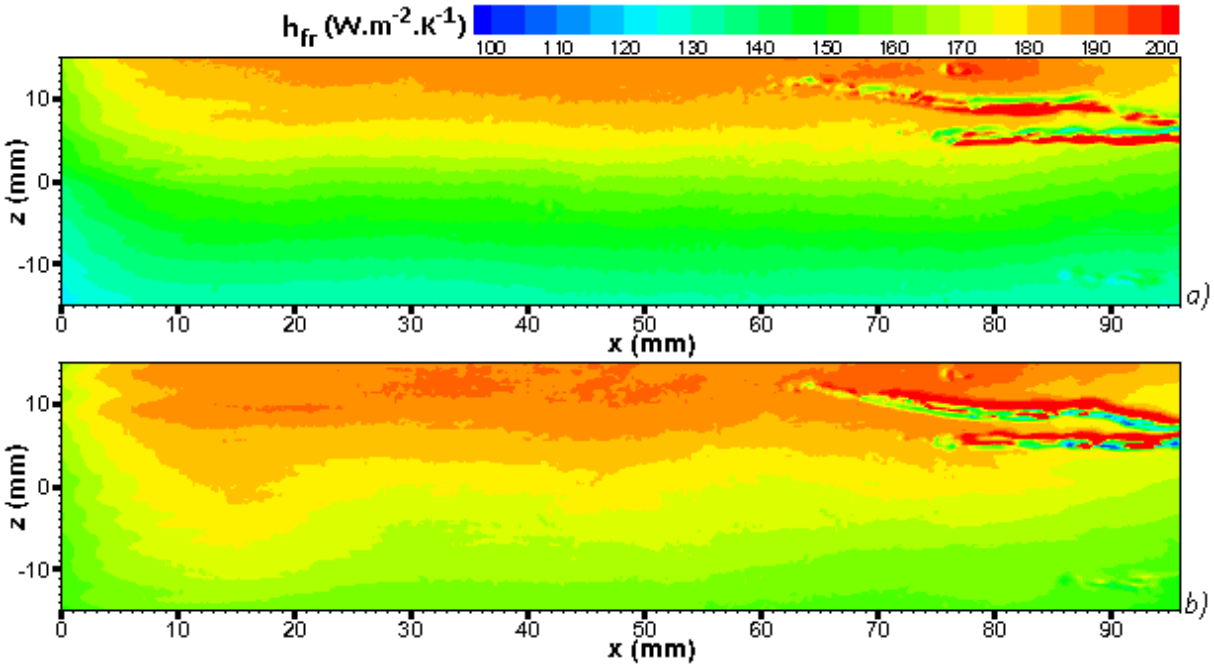


Figure E.20 : Cartographie du coefficient d'échange h_{fr} entre la paroi et l'écoulement secondaire
a) Réchauffement de T_{ch} de 900K à 1000K b) Refroidissement de T_{ch} de 1000K à 900K

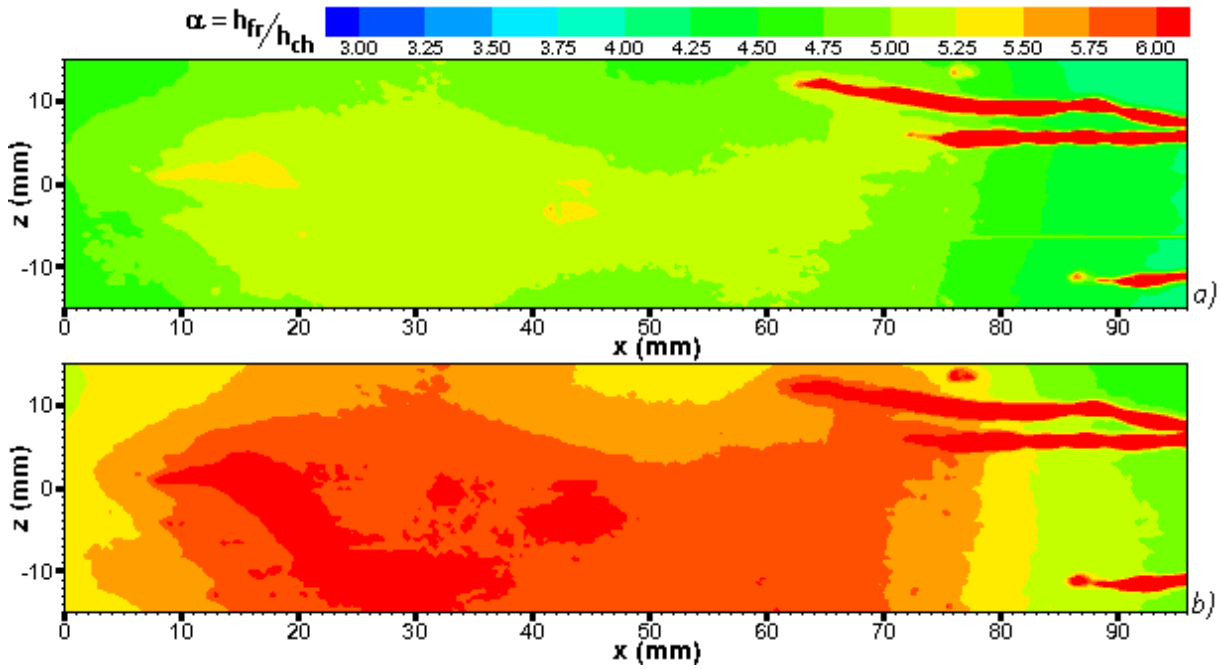


Figure E.21 : Cartographie du rapport des coefficients d'échange

a) Réchauffement de T_{ch} de 900K à 1000K b) Refroidissement de T_{ch} de 1000K à 900K

- **<u>Qch=300g.s^{-1}, Qfr=165g.s^{-1}</u>**

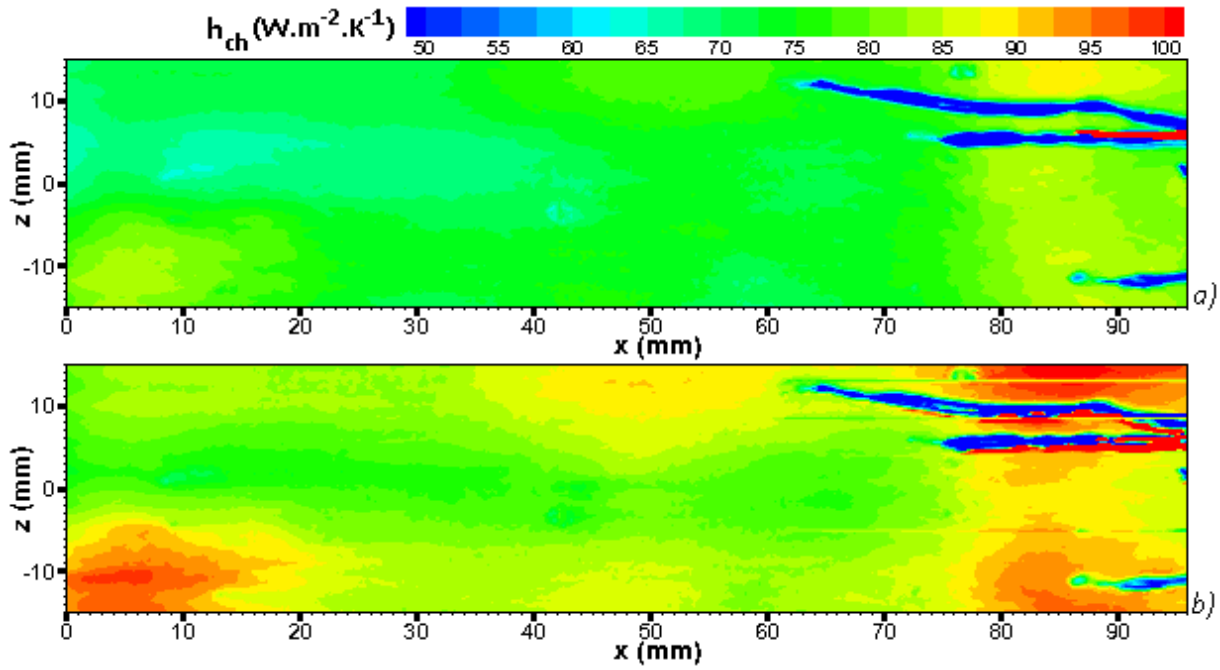


Figure E.22 : Cartographie du coefficient d'échange h_{ch} entre la paroi et l'écoulement primaire

a) Réchauffement de T_{ch} de 900K à 1000K b) Refroidissement de T_{ch} de 1000K à 900K

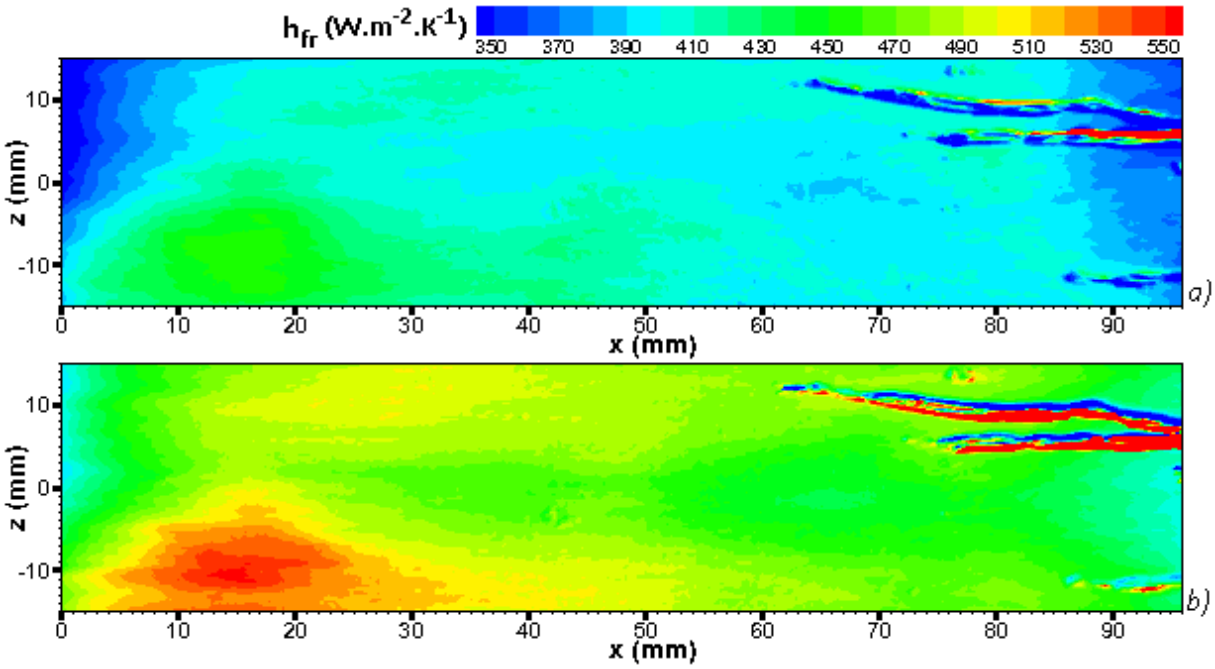


Figure E.23 : Cartographie du coefficient d'échange h_{fr} entre la paroi et l'écoulement secondaire
a) Réchauffement de T_{ch} de 900K à 1000K b) Refroidissement de T_{ch} de 1000K à 900K

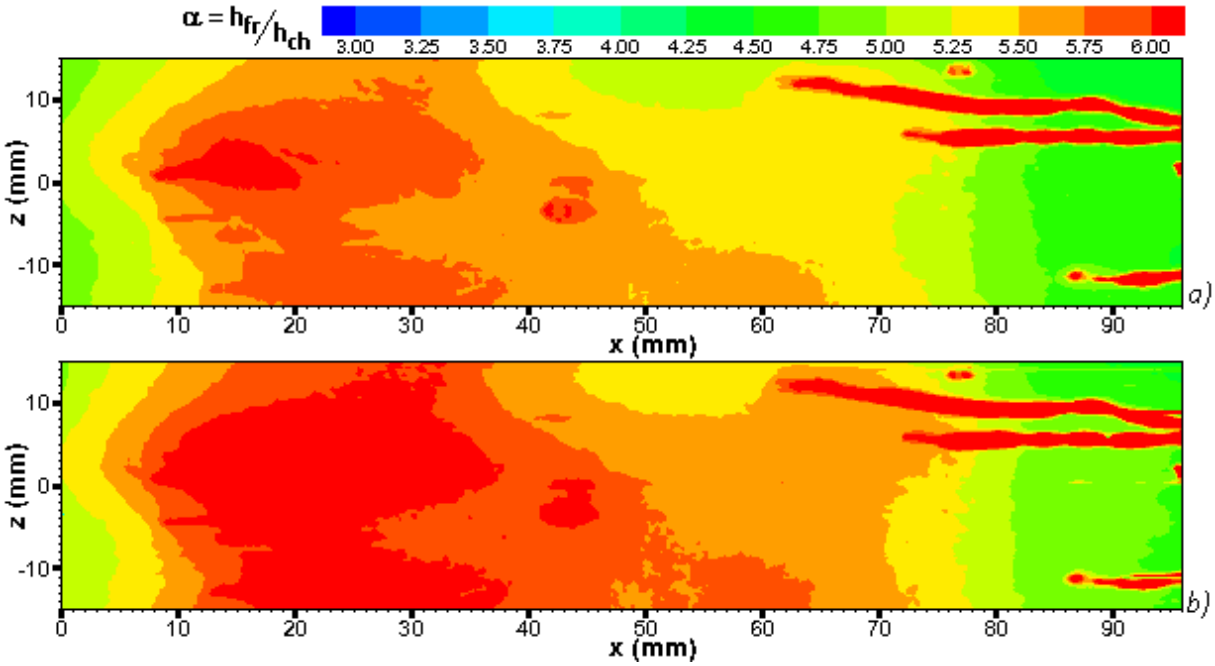


Figure E.24 : Cartographie du rapport des coefficients d'échange
a) Réchauffement de T_{ch} de 900K à 1000K b) Refroidissement de T_{ch} de 1000K à 900K

Experimental study of convective heat transfer due to the development of a cold film air

Our work focuses on the technique of film cooling used, for example, for cooling wall of the combustion chamber. This study consists of two parts:

The first part consists of an experimental study on the film cooling in conditions of low temperature: 40°C for the mainstream flow and 20°C for the coolant flow. The blowing ratio M ranges from 1 to 4. The test rig consists of a plate with 81 injection holes inclined at 30° with respect to the surface of the plate.

The first, we study the influence of blowing ratio M and the influence of the opening of the rows of holes on the formation of the film cooling. This first step has determined a base configuration. This configuration corresponds to the minimum required number of rows of holes for the formation of the film cooling.

The second, we studied the influence of two geometric parameters on the film cooling: the inter-holes distance p/D = 4, 8, 12 and the inter-rows distance s/D = 4, 8, 12. The results showed that increasing of the spacing between injections leads to the decrease of the adiabatic effectiveness of film cooling and the decrease of the heat transfer coefficient.

The last, the goal of our work is to optimize the maintenance of the cooling layer. For this, we proposed adding a further injection pattern following the basic configuration. Thus, we found that the opening of one additional row improve the cooling effectiveness whatever the position of the adding row of holes is from the base configuration. On the other hand, the opening of three additional rows gives significant improvements of the adiabatic effectiveness of film cooling. We have noted better maintenance of the film cooling by adding rows adjacent to the base configuration.

The second part is devoted to studies of cooling on a virtual test bench industrial bench called Thalie. This test bench allows to reproduce conditions similar to those aero-thermal encountered in a combustion chamber (temperature up to 1400K and pressures up to 7.10^5 Pa). However, these extreme conditions do not allow the direct application of the experimental techniques developed in the conditions of lower temperature and pressures. Therefore, the objective of this experimental part is to conduct a feasibility study on a new measurement technique. For this, a technique for measuring transient is proposed. The principle of this method is to impose a level of temperature on the primary flow and monitor the temperature field of the wall. The heat transfer coefficients between the wall and flows are identified by minimizing the difference between the wall temperature measured by infrared thermography and the one calculated by solving the equation of heat transfer.

Key words:

Forced Convection – Film cooling – Blowing ratio – Adiabatic effectiveness – Nusselt number – Infrared thermography – Combustion chamber

Etude expérimentale des échanges convectifs dus aux développements d'un film d'air froid

Nos travaux portent sur la technique de refroidissement par multiperforation (film cooling) utilisée, par exemple, pour le refroidissement d'une paroi de chambre de combustion. Cette étude se décompose en deux parties :

La première partie consiste en une étude expérimentale du film cooling dans les conditions de basses températures: 40°C pour l'écoulement principal et 20°C pour l'écoulement secondaire. Le taux de soufflage M est variable de 1 à 4. Le banc d'essais est composé d'une plaque comportant 81 orifices d'injection inclinés de 30°par rapport à la surface de la plaque.

Dans un premier temps, nous avons étudié l'influence du taux de soufflage M et de l'ouverture des rangées d'injections sur la formation de la couche de refroidissement. Cette première étape a permis de déterminer une configuration de base. Cette configuration correspond au nombre de rangées minimal nécessaire à la formation de la couche de refroidissement.

Dans un deuxième temps, nous avons étudié l'influence de deux paramètres géométriques sur le film cooling : l'espacement entre deux injections p/D=4, 8, 12 et l'espacement entre deux rangées ouvertes s/D=4, 8, 12. Les résultats obtenus ont montré que l'augmentation de l'espacement entre les injections entraîne d'une part, la diminution de l'efficacité adiabatique du refroidissement, d'autre-part la diminution des transferts de chaleur.

Dans un dernier temps, l'objectif de nos travaux est l'optimisation du maintien de la couche de refroidissement. Pour cela, nous avons proposé l'ajout d'une zone d'injection supplémentaire à la suite de la configuration de base. Ainsi, nous avons trouvé que l'ouverture d'une seule rangée supplémentaire permettait d'améliorer l'efficacité du refroidissement quelle que soit la position de cette rangée par rapport à la zone d'injection de base. D'autre part, l'efficacité du film cooling s'améliore significativement à l'ouverture de trois rangées supplémentaires. Nous constatons un meilleur maintien de la couche de refroidissement par l'ajout de rangées adjacent à la configuration de base.

La deuxième partie est consacrée aux études du refroidissement sur un banc d'essais quasi industriel, appelé banc Thalie. Ce banc d'essais permet de reproduire des conditions aérothermiques proches de celles rencontrées dans une chambre de combustion (température jusqu'à 1400K et pression jusqu'à 7.10^5 Pa). Cependant, ces conditions extrêmes n'autorisent pas l'application directe des techniques expérimentales développées à des conditions de températures et de pressions plus faibles. Aussi, l'objectif de cette partie expérimentale est de mener une étude de faisabilité sur une nouvelle technique de mesure. Pour cela, une technique de mesure en régime transitoire est proposée. Le principe de cette méthode est d'imposer un échelon de température sur l'écoulement primaire et de suivre l'évolution du champ de température de la paroi. Les coefficients d'échange entre la paroi et les écoulements sont identifiés en minimisant l'écart entre le champ de température mesuré par thermographie infrarouge et celui calculé par la résolution de l'équation de transfert de chaleur.

Mots clés :

Convection forcée – Refroidissement par multiperforation – Taux de soufflage – Efficacité adiabatique –Nombre de Nusselt –Thermographie infrarouge – Chambre de combustion