



Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

En Génie Mécanique

Option : **ENERGETIQUE**

Thème :

**Étude d'effet aérodynamique et thermique d'un jet
de refroidissement d'une turbine à gaz.
Comparaison avec l'expérience**

Proposé et dirigé par :

Dr A.BERKACHE

Présenté :

Nouiri nadir

Année Universitaire : 2017 /2018

N° d'ordre : GM/...../2017

Dédicaces

*Je dédise ce modeste
travaille a :*

A mon père

A ma mère

A mes frères et soeurs

A ma femme et Ma fille

A toute ma famille

Remerciements

Je remercie tout d'abord, " الله " ALLAH le tout puissant de Il ma donné la santé, la volonté et le courage d'accomplir ce travail.

Aux termes de ce travail, je tenons à exprimer ma profonde gratitude et ma sincères remerciements à mon encadreur le docteur Mr. A. BERKACHE pour la qualité de son encadrement, sa patience et sa disponibilité durant la réalisation de ma mémoire, ainsi pour l'inspiration, l'aide et le temps qu'il a bien voulu je consacrer, sans cela, ce mémoire n'aurait jamais vu le jour.

Je remercie toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail et pour que ce projet soit possible

Introduction générale	1
Chapitre I : La turbine à gaz Erreur ! Signet non défini.	
I.1 Introduction	2
I.2 Principaux éléments d'un turbine à gaz	2
I.2.1 Compresseur :.....	2
I.2.2 Chambre de combustion :.....	3
I.2.3 Turbine :	3
I.3 Cycle de brayton :.....	3
I.4 Poussée du générateur de gaz :	4
I.5 Facteurs affectant la poussée :.....	4
I.6 Description de la chambre :.....	5
I.7 Systemes de refroidissement par air :	6
I.7.1 Refroidissement par film :	8
I.7.2 Refroidissement par Transpiration a travers un matériau poreux:8	Erreur ! Signet non défini.
I.7.3 Refroidissement par multi-perforation :	8
I.7.4 Refroidissement par Impact et film:	8
Chapitre II Etude bibliographique et théorique	
II.1 Introduction :	9
II.2 Présentation de système de refroidissement par multi perforation :	9
II.3 Les parametre geometrique :	11
II.4 Description générale de l'interaction jet – écoulement transversal :	11
II.6 Film de refroidissement et recherche antérieure :	14
II.7 Etudes antérieures sur l'injection d'un jet pénétrant dans un écoulement transversal :.....	15

sommaire

II.8 Travail numérique antérieur approprié.....	18
II.9 Modélisation de la multi-perforation :	19
II.11 Travaux expérimentaux :	21
II.12 Travaux numérique	22

Chapitre III Modélisation de la turbulence

III.1 Introduction	23
III.2 Description de la turbulence	23
III.3 Equations de Navier-Stokes	26
III.4 Equation de l'énergie	26

Chapitre VI : Résultats et discussions

VI .1.Introduction	27
VI .2. Jet transverse	28
VI .2.1. Effet de l'angle d'injection	29
VI .2.2. Effet le taux d'injection pour $A = 30$	33
VI.3. Comparaison avec l'experience	35
Conclusion.....	43
Bibliographie	44

LISTE DES FIGURES.

Figure I.1 les principaux éléments d'une turbine à gaz

Figure I.2 Arrangement des chambres de combustion

Figure. I.3 Exemples de systèmes de refroidissement :

Figure. II.1 Vue d'une chambre de combustion annulaire La paroi extérieure est multi-Perforée

FIG. II.2 : Schéma d'une configuration expérimentale typique pour l'étude de l'écoulement autour d'une paroi multi-perforée

FIG. II.3 : Caractéristiques géométriques d'une paroi multi-perforée. Encadré : cas des perforations avec inclinaison transverse

FIG. II.4 Principe du jet transverse. Schéma 2D de l'interaction d'un jet avec un écoulement transversal avec les caractéristiques de refroidissement par film.

Figure. II.5 : Représentation d'un jet transverse pour de faibles taux de soufflage et identification des différentes structures de vortex [1]

Figure II-6 Représentation des différentes parties du film sur une plaque multi perforée

Figure II.7 l'étude expérimentale de Yuen et Martinez-Botas [6] (2003a)

Figure IV : (a) géométrie

(b) application au gambit

Figure IV-1 : contour de température, plane x, y.

(a) Température $\alpha = 60$, $M=1$, plans x, y

(b) Température $\alpha = 45$, $M=1$, plans x, y

(c) Température $\alpha = 30$, $M=1$, plans x, y

Figure IV -2 : Efficacité suivant X

Figure IV -3 : contour de température plane x, z

(a) Température $\alpha = 60$, $M=1$, plan x, z

(b) Température $\alpha = 45$, $M=1$, plan x, z

(c) Température $\alpha = 30$, $M=1$, plan x, z

Figure IV -4 : Efficacité à $X=0.08$.

Figure IV -5 : contour de vitesse

(a) Vitesse pour $\alpha = 30$ et $M=3$

(b) Température pour $\alpha = 30$ et $M=3$

Figure IV -5 : contour de température

(a) Température pour $\alpha = 30$ et $M=1.5$

(b) Température pour $\alpha = 30$ et $M=0.5$

Figure IV -6 : Efficacité (noire $M=0.5$, rouge $M=1.5$, vert $M=3$)

Figure IV -7 : Contours des températures statiques sur la paroi

Figure IV -8-A : Contours des vitesses U

Figure IV -9 -B : Contours des vitesses V

Figure IV -10: Comparaison des profils de la vitesse transversale réduite V/U_e obtenus par l'expérience et par la L.E.S

Figure IV-11: Comparaison des profils de la vitesse longitudinale réduite U/U_e obtenus par l'expérience et par la L.E.S

NOMENCLATURE

Symbole	Signification	Unité
M	Taux de soufflage ou d'injection	
U	Vitesse longitudinale	m/s
V	Vitesse transversale	m/s
T	Température	°C
H	Coefficient de transfert thermique	
Q	Flux de chaleur	mm
D	Diamètre d'injection	mm
I	Rapport des quantités de mouvement	mm
L	Longueur d'injection	mm
E	Epaisseur de la paroi multi perforée	mm
N	Nombre d'injections	kg.s ⁻¹
Q _e	Débit masse de l'écoulement principal	kg.s ⁻¹
Q _i	Débit masse de l'écoulement secondaire	m.s ⁻¹
U _e	Vitesse moyenne de l'écoulement principal	m.s ⁻¹
U _i	Vitesse moyenne de l'écoulement secondaire	°C
T _e	Température de l'écoulement principal	°C
T _i	Température de l'écoulement secondaire	s
T	Temps	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
C _p	Chaleur massique	kg.m ⁻³
ρ	Masse volumique	°
α	Angle d'injection dans le sens de l'écoulement	W.m ⁻² .K ⁻⁴
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
λ	Conductivité thermique	
Re	Nombre de Reynolds	
Pr	Nombre de Prandtl	

INTRODUCTION GENERALE

Pour améliorer les performances des turbines à gaz il faut augmenter le taux de compression des gaz entrant dans la chambre de combustion. La température des gaz brules est donc de plus en plus élevée les parois des chambres de combustion et les aubes de turbine, qui ne peuvent supporter ces contraintes thermiques, doivent être impérativement refroidies Dans les turbines à gaz aéronautiques modernes, une façon très courante de refroidir les parois est d'utiliser la « multi-perforation ». Ce système de refroidissement consiste à percer la paroi de milliers de petites perforations qui permettent d'injecter dans la chambre l'air frais circulant à l'extérieur. La coalescence des jets d'air ainsi créés forme un film de protection qui isole efficacement la paroi des gaz chauds..

Afin de préserver les capacités mécaniques de la chambre de combustion et d'assurer une durée de vie importante à ce composant crucial, il convient donc de le protéger thermiquement.

Le refroidissement des chambres de combustion se fait au moyen des parois multiperforées, ce système consiste à prélever une partie de l'air frais provenant du compresseur et à l'injecter par de perforations de petite taille.

L'objectif de ce travail est étudier et simuler un modèle simple reproduisant les flux au niveau d'une paroi multi-perforée afin de représenter les effets dynamiques et thermiques.

Chapitre II

LA TURBINE A GAZ

CHAPITRE I

LA TURBINE À GAZ

I -1- INTRODUCTION :

Les termes « GÉNÉRATEUR DE GAZ », « TURBINE À GAZ », et « TURBINE » sont souvent utilisés dans l'industrie de la production d'énergie électrique.

- Dans notre secteur, le terme « GÉNÉRATEUR DE GAZ » désigne une machine qui produit un gaz à expansion rapide. Ce gaz permet de Faire fonctionner les pales de la turbine.
- Dans notre secteur, une « TURBINE » comprend diverses tuyères et pales afin de convertir l'énergie thermique et cinétique contenue dans les gaz en énergie mécanique et rotationnelle.
- Dans notre secteur, un « générateur électrique » convertit l'énergie rotationnelle en puissance électrique.

Le secteur de la production d'énergie électrique a développé et utilisé plusieurs types et combinaisons de centrales. Les équipements de pointe actuellement utilisés comprennent des systèmes d'ÉCOULEMENT AXIAL dotés de COMPRESSEURS afin d'augmenter la Pression du gaz, de CHAMBRES DE COMBUSTION pour faire brûler le combustible et apporter de l'énergie mais aussi des TURBINES et des systèmes de récupération de chaleur en ligne afin d'éliminer l'énergie. Le terme axial signifie que les éléments sont alignés le long d'un seul axe. Ainsi, l'air s'écoule de l'avant vers l'arrière en une ligne droite.

I-2- PRINCIPAUX ELEMENTS D'UNE TURBINE À GAZ :

I-2-1 Compresseur :

Il augmente la pression de l'air lorsqu'il entre dans la chambre de combustion du générateur de gaz.

Remarque : l'air est comprimé afin d'optimiser le processus de combustion. En effet, l'énergie libérée est proportionnelle à la masse et, par Conséquent, à la pression de l'air.

I-2-2 Chambre de combustion :

Elle fournit un espace pour la combustion et l'injection du combustible.

L'air sortant du compresseur est mélangé au combustible dans la chambre de combustion. Le mélange de combustible est ensuite allumé et brûlé.

Cela augmente l'énergie thermique afin d'élargir la quantité d'air et d'accélérer l'écoulement massique des gaz chauds dans la turbine.

I-2-3 Turbine :

Elle extrait l'énergie cinétique provenant des gaz en expansion et convertit l'énergie en puissance sur l'arbre afin d'entraîner le ou les compresseurs.

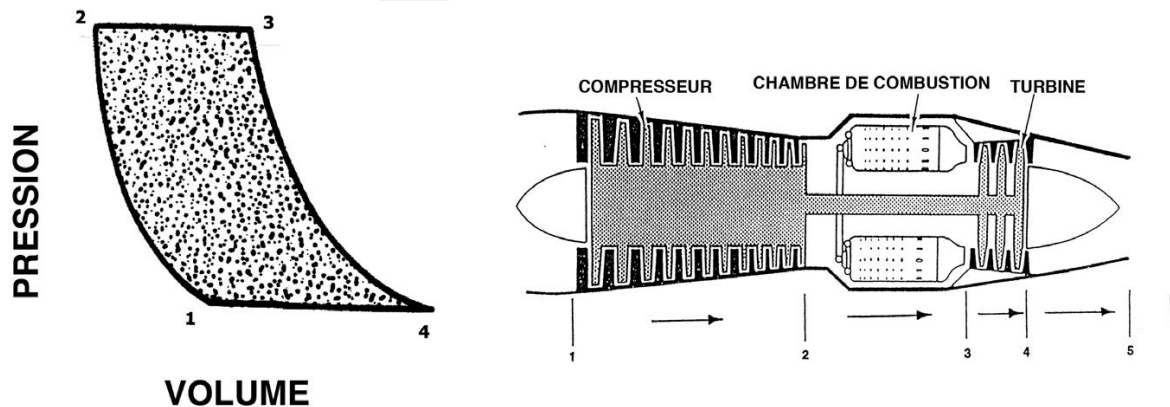


FIGURE 1.1 : LES PRINCIPAUX ÉLÉMENTS D'UN MOTEUR

I-3-CYCLE DE BRAYTON :

Le moteur de la turbine à gaz est basé sur un cycle de Brayton. Le moteur utilise un processus d'écoulement continu au sein duquel les différents éléments prélèvent de l'air via divers processus :

- Compression
 - Ajout de chaleur (combustion)
 - Expansion
- La compression (1-2) de l'air est réalisée par le compresseur. L'énergie obtenue des turbines est utilisée pour accélérer et comprimer l'air. La compression diminue le volume spécifique et augmente la pression totale.

➤ L'ajout de chaleur (2-3) est réalisé dans la chambre de combustion.

Le combustible est brûlé afin de transformer l'énergie chimique en énergie cinétique. La température totale et le volume spécifique augmentent considérablement au fur et à mesure que la pression totale diminue légèrement.

➤ L'expansion (3-4) des gaz survient dans la tuyère d'échappement et de la turbine. L'énergie est extraite de la turbine afin d'alimenter le compresseur. La poussée est augmentée par l'accélération des gaz dans les tuyères d'échappement (4-5).

Au cours de l'expansion, le volume spécifique augmente tandis que la pression totale diminue.

I-4-POUSSÉE DU GÉNÉRATEUR DE GAZ :

-Les moteurs de la turbine à gaz développent la poussée, conformément aux lois du mouvement de Newton.

-La troisième loi de Newton : pour chaque action, il existe toujours une réaction opposée et égale.

-La deuxième loi de Newton : un changement dans le mouvement est proportionnel à la force appliquée.

-La poussée est générée par des forces aux pressions déséquilibrées provenant du moteur suite à une accélération d'un écoulement massique (air et combustible).

-La poussée générée par un générateur de gaz est utilisée pour déplacer des objets. L'objet peut être aussi grand qu'un avion ou aussi petit d'une pale de turbine.

I-5-FACTEURS AFFECTANT LA POUSSÉE :

Force = masse . accélération

- La densité de l'air affecte la quantité de la masse qui traverse le moteur.

- La température affecte la densité de l'air. Au fur et à mesure que la température augmente, la densité de l'air diminue et moins de poussée est produite.

- La pression affecte la densité de l'air. Au fur et à mesure que la pression augmente, la densité de l'air s'accroît également [1].

I-6. DESCRIPTION DE LA CHAMBRE :

L'endroit où a lieu l'apport de chaleur au cycle dans une turbine à gaz est la chambre de combustion. Cette chambre de combustion a la tâche difficile de brûler de grandes Quantités de carburant, dans un espace très limité, de façon à fournir un débit de gaz chaud ayant des profils de température et de vitesse aussi uniformes que possible, le tout en ne produisant qu'un minimum de polluants. À l'intérieur d'une chambre de combustion, le carburant contribue à l'accroissement du niveau d'énergie du fluide par un procédé de combustion continu.

Un des défis majeurs dans le domaine des chambres de combustion des turbines à gaz consiste à isoler les parois du tube à flamme des gaz chauds provenant de la combustion[2].

Le développement d'une chambre de combustion doit respecter certains critères qui sont décrits ci-dessous :

- Stabilité maximale de la flamme à toute condition d'opération ;
- Haut rendement de combustion à toute condition d'opération ;
- Réduction de la taille et du poids de la chambre (tout en brûlant tout le carburant et en maintenant une perte de pression raisonnable);
- Réduction des divers polluants tels que NO_x , CO et hydrocarbures imbrûlés;
- Allumage assuré même à très basse température, ainsi qu'à haute altitude;
- Absence de fumée dans les gaz d'échappement;
- Coût minimal;
- Durée de vie maximale de la chambre;
- Contrôle de la distribution de température à l'entrée de la section turbine;
- Facile à entretenir.

La stabilité, l'intensité et l'efficacité de la combustion dépendent très fortement de l'aérodynamique du fluide dans la chambre de combustion. Il en va de même du transfert thermique pariétal. Dans chaque type de chambre de combustion, la réaction chimique est confinée à l'intérieur d'un tube à flamme entouré d'une enveloppe extérieure. Le refroidissement du tube à flamme est assuré par l'écoulement d'air entre celui-ci et la paroi extérieure. On retrouve deux (2) types de chambres de combustion, soit à écoulement direct ou inversé. La figure 2.2 tiré de [Hill, P. & Peterson, C. (1992)] nous montre un schéma des deux types de chambres, ainsi que les différents arrangements possibles

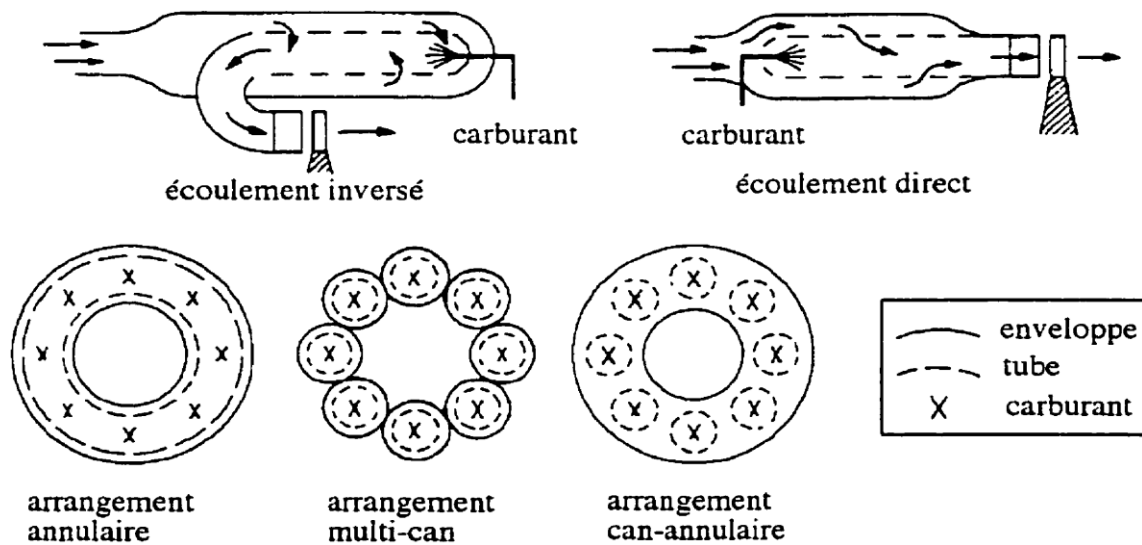


Figure 1.2 Arrangement des chambres de combustion [Hill, P. & Peterson, C. (1992)]

I-7. SYSTÈMES DE REFROIDISSEMENT PAR AIR :

Les techniques de refroidissement par air ont évolué au cours de ces dernières décennies, mais le principe est resté inchangé : il s'agit d'utiliser l'air présent autour de la chambre, en l'injectant à l'intérieur.

La température de cet air de refroidissement est de l'ordre de 600 à 900 K suivant les moteurs et les régimes de fonctionnement. L'air injecté forme à la paroi un film de protection aérodynamique qui isole la partie solide des gaz chauds. A l'origine, l'air de refroidissement était injecté par de simples fentes. Les évolutions technologiques ont consisté à rechercher des systèmes plus efficaces pour injecter cet air et maximiser les échanges entre l'air froid et la paroi.

Différents systèmes de refroidissement ont été mis au point par les constructeurs. La figure 1.3 Représente les schémas de quelques-uns de ces systèmes. Le plus simple consiste à injecter l'air par une fente percée dans la paroi. Ce système est efficace en aval de la zone d'injection. La protection de la paroi est toutefois limitée, car le film de refroidissement ainsi créé se mélange très rapidement à l'écoulement principal.

Le refroidissement par air injecté au travers d'une fente sera appelé par la suite refroidissement par film (figure 1.3a). Une autre version consiste à injecter l'air par une rangée de perforations plutôt que par une fente. Cette version du refroidissement par film est couramment utilisée pour refroidir les aubes de la turbine.

Le meilleur système de refroidissement est en réalité basé sur l'utilisation d'un matériau poreux qui laisse passer l'air frais partout où le refroidissement est

nécessaire : c'est le refroidissement par transpiration (figure 1.3b). Malheureusement, ce système idéal est inutilisable en pratique dans les turbines a gaz aéronautiques pour des raisons économiques et technologiques : les matériaux poreux coutent cher et leur résistance mécanique reste faible.

Le refroidissement par transpiration n'est donc pas utilisé mais son principe est à l'origine des systèmes de refroidissement par effusion discrète, c'est-à-dire en injectant de l'air par des petits orifices. C'est le principe de la multi-perforation (voir figure 1.3c) : la paroi est percée de perforations de petit diamètre (typiquement 0.5 mm), par lesquelles l'air est injecté. Les jets ainsi créés cote chambre de combustion coalescent et forment le film de protection à la paroi. La multi-perforation reprend le principe du refroidissement par transpiration à travers un poreux, puisqu'elle protège la zone dans laquelle elle est utilisée, et pas uniquement en aval, comme dans le cas du refroidissement par film. Ce système de refroidissement permet de combiner les effets de la convection cote contournement de la chambre de combustion (à l'extérieur), la convection interne à travers les perforations, et la formation d'un film de protection à la paroi cote chambre de combustion [3].

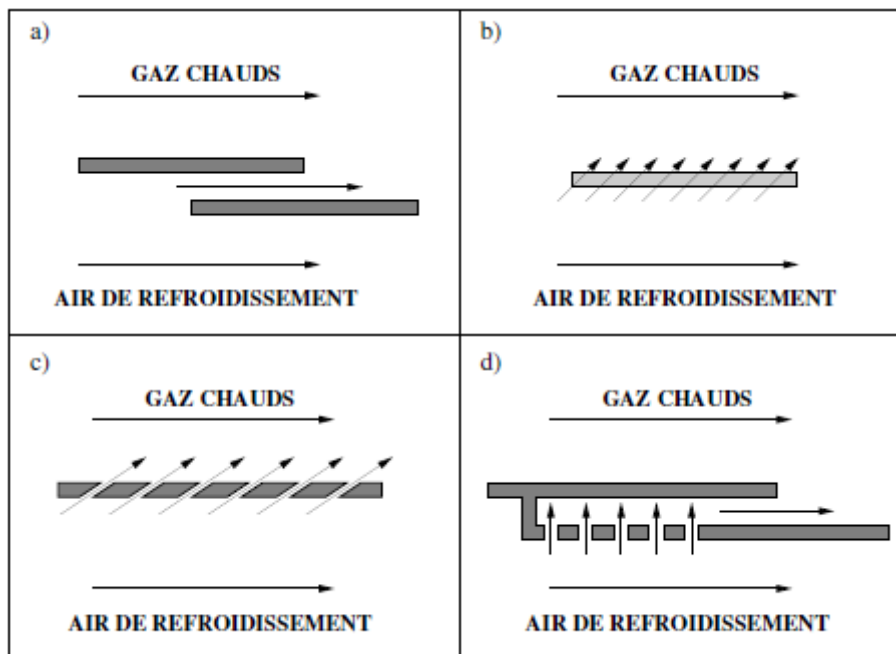


FIG. I.3 - Exemples de systèmes de refroidissement.

- (a) Refroidissement par film
- (b) Refroidissement par Transpiration à travers un matériau poreux
- (c) Refroidissement par multi-perforation
- (d) Refroidissement par Impact et film.

Chapitre II

ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE ET THÉORIQUE

CHAPITRE II

ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE ET THÉORIQUE

II.1 INTRODUCTION :

Avant de se lancer dans cette étude bibliographique, il convient de préciser la terminologie employée pour se référer aux différents types d'études. Historiquement, la plupart des travaux concernant le refroidissement au moyen des perforations sont consacrés au refroidissement des aubes de turbine. Ces configurations, bien que similaires à celles rencontrées dans les chambres de combustion sur le principe, diffèrent notamment dans le nombre de rangées de perforation employées. Par ailleurs, de nombreuses études ont été consacrées par ailleurs au phénomène d'un jet débouchant dans un écoulement transverse, configuration encore plus distante de la multi perforation. Malgré tout, ces études ont leur place dans cette étude car elles apportent beaucoup à la compréhension de la multi perforation. Afin de pouvoir bien différencier ces études, on s'y référera comme « Jet-in-Cross-Flow » lorsque on parlera d'un jet isolé, comme « Film-Cooling » lorsque on parlera d'une ou deux rangées et comme « Full-Coverage-Film-Cooling » ou « Effusion Cooling » lorsque on fera référence à de nombreuses rangées de trous.

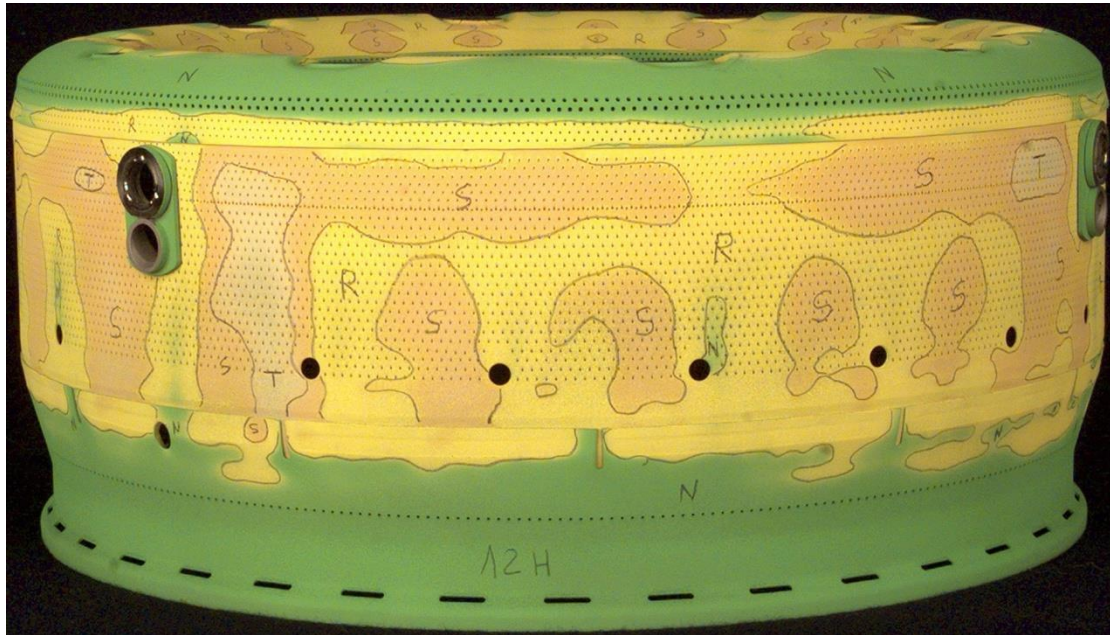
II-2-PRÉSENTATION DU SYSTÈME DE REFROIDISSEMENT PAR MULTI PERFORATION :

La multi-perforation est un système de refroidissement des parois des chambres de combustion. L'image II.1 permet de voir une paroi de chambre de combustion multi-perforée. De petites perforations (de diamètre environ 0.5 mm), ont été percées dans la paroi de cette chambre de combustion. On compte une trentaine de rangées de perforations disposées en quinconce. L'air qui circule à l'extérieur entre dans la chambre de combustion par ces perforations. Les trous peuvent être percés dans la paroi par différentes techniques, comme le laser ou le faisceau d'électrons.

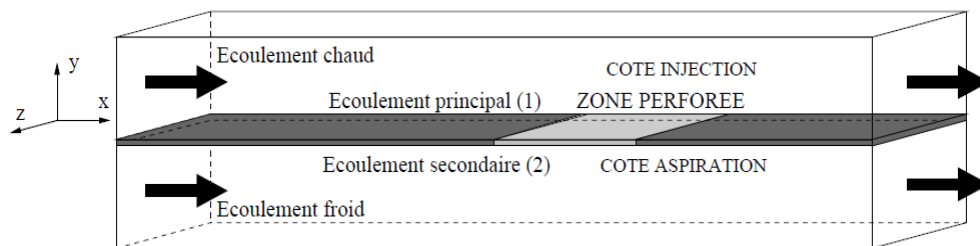
On représente le plus souvent la configuration de multi-perforation de la façon suivante : deux écoulements en canal, l'un chaud, l'autre froid, sont séparés par une paroi. Sur une certaine portion, la paroi est perforée. Des canaux droits sont généralement utilisés, la courbure de la paroi étant alors négligée. Les canaux sont

CHAPITRE II : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE ET THÉORIQUE

fermés dans la direction transverse par des parois placées le plus loin possible de la zone de mesure. Cette situation est schématisée figure II.1



**FIG. II.1 : Vue d'une chambre de combustion annulaire.
Paroi extérieure multi-perforée**



**FIG. II.2 : Schéma d'une configuration expérimentale typique pour l'étude de
l'écoulement autour d'une paroi multi-perforée.**

L'écoulement principal chaud représente l'écoulement dans la chambre de combustion. Les grandeurs relatives à cet écoulement seront indicées 1. L'écoulement principal froid représente l'air circulant à l'extérieur de la chambre de combustion. Les grandeurs associées sont indicées 2. Une partie du gaz de l'écoulement 2 traverse la paroi perforée et forme les jets de la multi-perforation, côté écoulement chaud. Un écoulement de canal n'est pas toujours utilisé pour représenter l'extérieur de la chambre de combustion. De nombreuses études sont réalisées avec un plenum : tout l'air qui y est injecté passe par les perforations. La vitesse de cet écoulement est donc très proche de zéro. Cette configuration n'est cependant pas représentative du refroidissement des murs de la chambre de combustion, pour lesquelles un écoulement est présent à l'extérieur de la chambre.

II-3- LES PARAMÈTRES GÉOMÉTRIQUES :

La figure II.3 permet de définir les grandeurs géométriques. Les paramètres géométriques ayant une influence sur l'efficacité :

Les perforations sont cylindrique, de diamètre D , l'espacement entre deux rangées adimensionné par le diamètre est noté X/D et l'espacement transverse est noté Z/D

L'inclinaison par rapport à la paroi est notée α l'inclinaison transverse est notée β

L'épaisseur de la plaque est notée e .

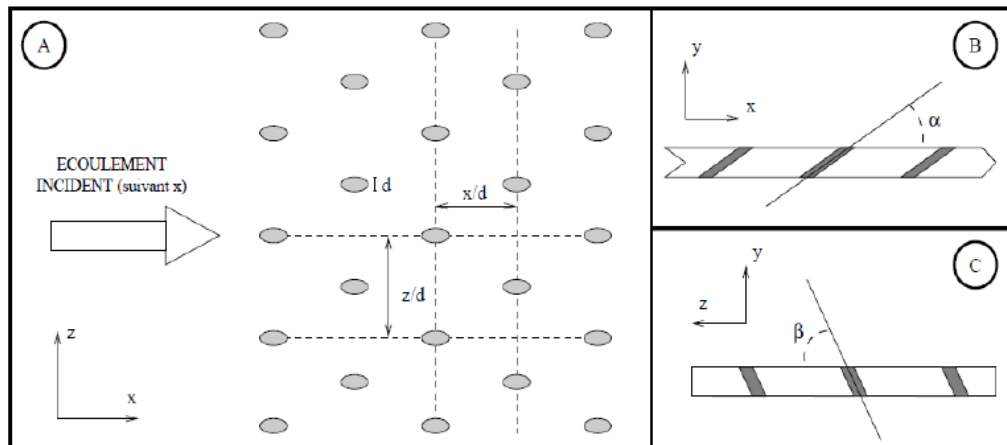


FIG. II.3 : Caractéristiques géométriques d'une paroi multi-perforée

II-4-DESCRIPTION GÉNÉRALE DE L'INTERACTION JET – ÉCOULEMENT TRANSVERSAL :

L'écoulement d'air injecté au travers d'une perforation s'apparente à une classe plus générique d'écoulements appelés jets transverses (jets in cross flow en anglais), et qui regroupe toutes les configurations d'écoulements avec un ou plusieurs jets débouchant dans un écoulement principal. Ces jets transverses ont été largement étudiés. De nombreux travaux concernent les trajectoires et le comportement moyen des champs de vitesse. Des mesures des vitesses et des grandeurs turbulentes de Andreopoulos et Rodi [4] (1984) rendent compte du comportement fortement tridimensionnel des jets transverses.

Les connaissances sur un jet transverse seul sont résumées dans Fric et Roshko [5] (1994) ; des visualisations expérimentales permettent de détailler les structures propres aux jets transverses.

Le principe est présenté sur la figure II.4.

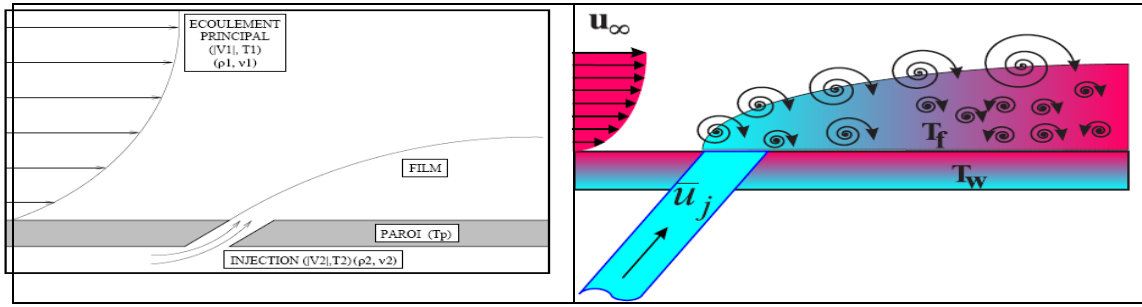


Fig. II.4 Principe du jet transverse. Schéma 2D de l'interaction d'un jet avec un écoulement transversal avec les caractéristiques de refroidissement par film.

Le refroidissement par film dépend fortement des paramètres thermodynamiques. Si la température de l'écoulement principal est T_∞ et celle de la paroi T_w alors le flux de chaleur sans refroidissement par film peut être calculé comme suit :

$$q_0 = h_0(T_\infty - T_w) \quad (\text{II-1})$$

Où h_0 est le coefficient de transfert de chaleur de la surface de la plaque. Quand le jet est injecté dans l'écoulement transversal, un film avec une température T_f se forme sur la surface et le coefficient du transfert de chaleur entre la plaque et le fluide passe de h_0 à h . Alors le flux de chaleur

$$q = h(T_f - T_w) \quad (\text{II-2})$$

devient différent et peut être calculé comme suit :

Afin d'obtenir un profit du refroidissement par film, il faut que le transfert de chaleur soit inférieur à celui obtenu dans le cas d'absence de refroidissement.

Par conséquent, le rapport $\frac{q}{q_0}$ doit être inférieur à 1 :

$$\frac{q}{q_0} = \frac{h}{h_0} \frac{T_f - T_w}{T_\infty - T_w} = \frac{h}{h_0} \left(1 - \frac{T_\infty - T_f}{T_\infty - T_w} \right) = \frac{h}{h_0} (1 - \eta\theta) \quad (\text{II-3})$$

Où θ est une température adimensionnelle

$$\theta = \frac{T_\infty - T_j}{T_\infty - T_w} \quad (\text{II-4})$$

T_j est la température du jet et T_∞ est la température de l'écoulement principal.

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_f}{T_{\infty} - T_j} \quad (\text{II-5})$$

η est le coefficient d'efficacité de refroidissement par film.

Afin de pouvoir calculer le transfert de chaleur sur une aube ou dans une vanne le coefficient de transfert de chaleur et le coefficient d'efficacité de refroidissement par film refroidissant doivent être connus.

On distingue un écoulement principal, parallèle à une paroi, caractérisé, à l'infini, par, une vitesse U_{∞} , une température T_{∞} , une viscosité ν_{∞} et une masse volumique ρ_{∞} .

La paroi est perforée (trou ou fente), et un jet (U_j , T_j , ν_j , ρ_j) est injecté. C'est le jet transverse. La paroi est à la température T_w . Le paramètre le plus pertinent pour caractériser les jets transverses est le taux de soufflage ou d'injection, noté R_a , qui est défini de la manière suivante :

$$R_a = \frac{\rho_j U_j}{\rho_{\infty} U_{\infty}} \quad (\text{II-6})$$

Le taux de soufflage est un des nombreux paramètres considérés dans les écoulements de jets transverses, il est caractéristique de la quantité de fluide injecté par la perforation. Si le taux de soufflage est faible, le jet sera plaqué à la paroi par l'écoulement principal. Dans le cas contraire, le jet pénètre fortement dans l'écoulement. C'est ce qui est recherché dans les cas d'injection de carburant : le jet de carburant est mélangé à l'air grâce à une forte pénétration due à un taux de soufflage élevé. Dans les applications de refroidissement, il est nécessaire d'éviter le mélange, et les taux de soufflage sont beaucoup plus modérés. Quand le rapport d'injection est inférieur à 2, on peut dire qu'un jet entrant dans un écoulement transversal représente un processus de refroidissement par film.

Plusieurs types de structures cohérentes de tourbillons ou vortex sont présentés dans les cas de jet transverse seul. La figure II.5 permet de répertorier ces structures.

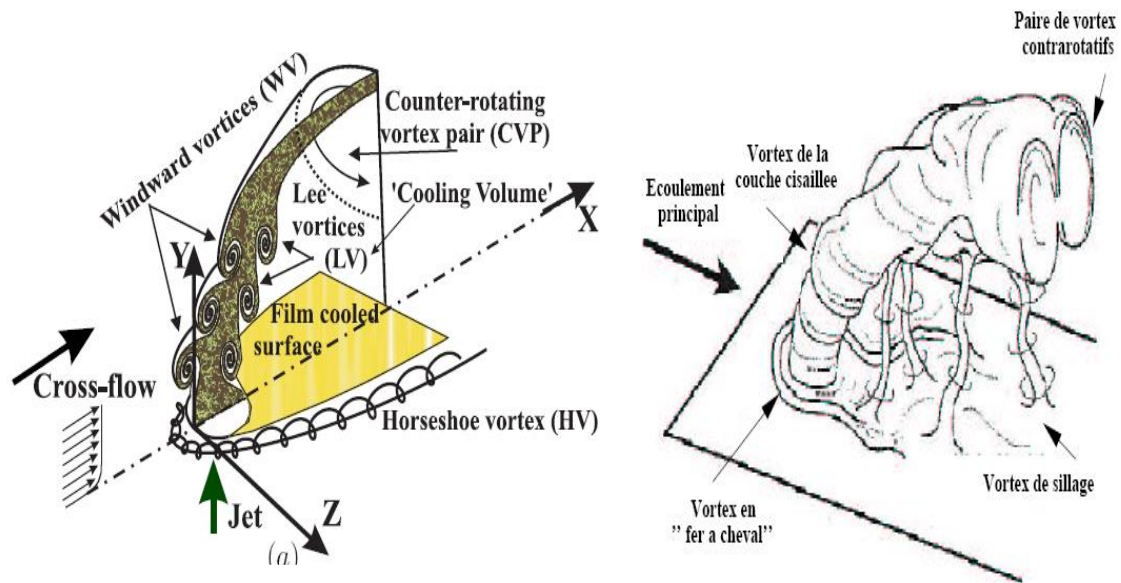


Fig. II.5 : Représentation d'un jet transverse pour de faibles taux de soufflage et identification des différentes structures de vortex

Les vortex de la couche cisailée sont dus à une instabilité de Kelvin-Helmholtz entre le jet et l'écoulement principal. Ils sont caractéristiques de l'écoulement moyen.

- Le vortex en fer à cheval est le résultat d'un décollement de la couche limite de l'écoulement principal : un tourbillon se forme et s'enroule autour du jet.
- Les structures de sillage apparaissent derrière le jet et sont dirigées dans
- La direction de l'écoulement principal. Ce sont des structures in stationnaires et tridimensionnelles complexes
- La paire de vortex contrarotatifs est la structure dominante qui se développe dans le champ lointain

De ces quatre types de structures présentées en figure II.5, la paire de vortex contrarotatifs est la plus importante. Elle est caractéristique des jets transverses et elle est observée même dans le cas de la multi perforation.

II.6. FILM DE REFROIDISSEMENT ET RECHERCHE ANTÉRIEURE :

Le film de refroidissement peut être décomposé en trois parties distinctes comme illustré dans la Figure II-6

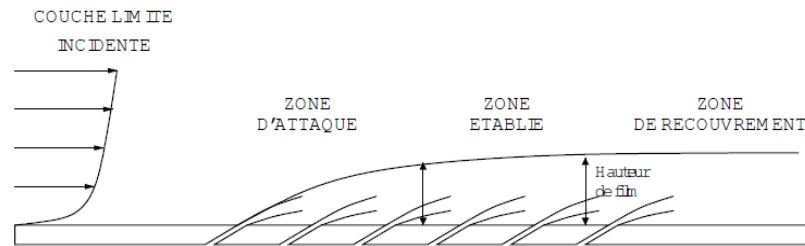


Figure II-6 Représentation des différentes parties du film sur une plaque multi perforée de Mendez and Nicoud [6][2008a]

Les paramètres géométriques nécessaires pour définir une plaque perforée sont le diamètre de la perforation D , le nombre de perforations, le nombre de rangées et leur disposition (en ligne ou en quinconce).

Metzger et al [7]. [1973] : a montré que les configurations en quinconce offrent la meilleure efficacité de refroidissement. Les jets couvrent une surface plus large et la plaque est globalement plus refroidie. Cho et al. [8](1998) ont examiné l'orientation de l'inclinaison des trous et son influence sur le refroidissement par film, Ils ont affirmé que les orifices d'injection inclinés latéralement produisent un refroidissement meilleur que les trous orientés vers l'avant. Pas seulement la forme mais aussi l'inclinaison des trous peut modifier les performances de refroidissement par film. Yuen et Martinez-Botas[9] (2003) ont mesuré l'efficacité adiabatique au moyen de thermographie au cristal liquide. Ils ont étudié l'influence du rapport d'injection et l'orientation vers l'aval de l'angle d'inclinaison sur l'efficacité. Trois angles (30° ; 60° et 90°) ont été testés. L'angle de 30° donne les meilleures caractéristiques de refroidissement. Yuen et Martinez-Botas [9] (2003) ont aussi étudié l'effet de l'impact sur le coefficient du transfert de chaleur

II.7. ETUDES ANTERIEURES SUR L'INJECTION D'UN JET PENETRANT DANS UN ECOULEMENT TRANSVERSAL :

L'injection d'un jet dans un écoulement transversal a été largement étudiée. Une des premières études détaillées de l'injection d'un jet dans un écoulement transversal a été réalisée par Bergeles et al. [10](1976). Ils ont trouvé que le rapport d'injection est un paramètre très important dans le processus de refroidissement par film. Ils ont remarqué que la vitesse maximale du jet se trouve aux environs du bord arrière du trou et que trois quarts du débit massique du jet sort de la moitié du trou. La cavité de l'aube par laquelle l'air est injecté dans les trous, est simulée par une

CHAPITRE II : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE ET THÉORIQUE

enceinte « plenum ». Peterson et Plesniak [11] (2002) ont examiné l'influence de l'apport du plenum sur des trous de refroidissement par film. Ils ont trouvé que la direction de l'apport du plenum influence fortement le champ de l'écoulement et par conséquent le transfert de chaleur. Johnston et al. [12](2002) ont montré que la géométrie de l'entrée de l'orifice influe sur le champ d'écoulement proche d'une manière significative tandis qu'elle n'a pas une grande influence sur le champ lointain.

L'influence de la géométrie du trou a été étudiée par New et al [13]. Ils ont mené des expériences avec les trous elliptiques différents. Les caractéristiques de la turbulence d'un jet normal isolé dans un écoulement transversal ont été examinées par Andreopoulos et Rodi [4] (1984). Ils ont découvert qu'un mouvement tourbillonnaire se crée au-dessus du jet et qu'un vortex de couche cisailée se crée juste en amont de celui-ci. Fric et Roshko [5] (1994) ont étudié expérimentalement les structures tourbillonnaires d'un jet transversal pour de grands rapports de vitesse. Ils ont classé les structures tourbillonnaires en une couche cisailée, en tourbillons en forme de fer à cheval, en vortex en sillage et en une paire de tourbillons contrarotatifs. Haven et Kurosaka [14] (1997) ont étudié l'impact de la géométrie du trou sur le développement de structures de l'écoulement. Ils ont montré que la géométrie du trou influence le développement des structures de l'écoulement. En modifiant convenablement la géométrie du trou du jet, le décrochage ainsi que les entraînements de l'écoulement principal peuvent être maîtrisés. Plusieurs structures de l'écoulement ont été identifiées dans la région de l'interaction du jet avec l'écoulement transversal. L'événement de ces structures dépend de la forme de la géométrie des trous et des conditions de l'écoulement. Jovanovic et al. [15](2006), ont analysé l'effet d'une imperfection discrète à l'intérieur d'un trou perpendiculaire court. Un tourbillon supplémentaire est détecté dans le cas de trous imparfaits. Ils ont conclu que ce tourbillon modifie l'efficacité de refroidissement du film. Le but de leur travail est de mesurer l'efficacité de refroidissement et le transfert de chaleur avec un trou parfait et d'examiner l'influence de l'imperfection sur l'efficacité de refroidissement et sur le transfert de chaleur. En plus de l'évaluation des effets d'une imperfection sur les propriétés thermodynamiques, ils voulaient aussi savoir la réponse à la question : pourquoi une imperfection a toute cette influence et qu'elle est l'influence de plusieurs paramètres dimensionnels (comme le rapport de vitesse et le nombre Mach). Ichael Glenn Durham [16](1998), a utilisé 3 modèles de turbulence à savoir le k- ϵ , le k- ω et le RSM, pour l'étude de refroidissement par film protecteur d'une plaque plane en

CHAPITRE II : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE ET THÉORIQUE

prenant en considération l'effet du trou et du plenum comme montre la figure II.7 et a utilisé deux formes de trous différentes circulaire et carrée suivant des dimensions semblables à celles utilisées dans l'étude expérimentale de Yuen et Martinez-Botas [9] (2003a). Les dimensions exactes sont présentées sur la figure.

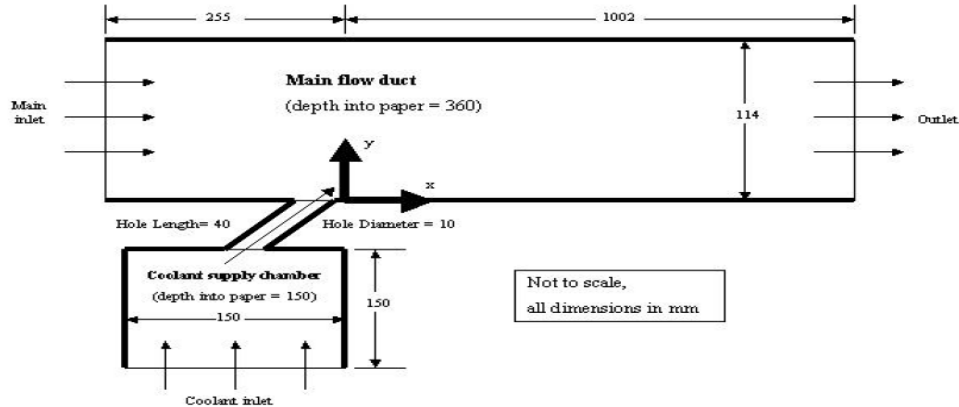


Figure II.7 l'étude expérimentale de Yuen et Martinez-Botas [9] (2003a)

La dimension du côté du trou dans le cas de l'orifice carrée est égale à 8.86 mm, afin d'avoir une section transversale égale à celle du trou circulaire. Le solveur utilisé est le FLUENT 6.0, La vitesse entrée écoulement principal est égale à 13 m/s et toutes les autres composantes sont égales à zéro. L'intensité de la turbulence et le diamètre hydraulique (qui est utilisé pour déterminer l'échelle de longueur de la turbulence) sont égaux à 2.7% et 0.173165m, respectivement. Les conditions d'entrée du trou sont montrées dans le tableau II-1. L'intensité de la turbulence et le diamètre hydraulique sont respectivement égaux à 3% et 0.15 m.

Cas	Rapport d'injection	Vitesse (m/s)
1	0.33	0.01256
2	0.5	0.01903
3	0.67	0.0255
4	1.0	0.0381
5	1.33	0.0506

TAB. II.1 : Les conditions d'entrée du trou expérimentale de Yuen et Martinez-Botas

Il a constaté qu'immédiatement en aval de la sortie du trou de refroidissement, une formation d'une structure du tourbillon en fer à cheval qui consiste en une paire de tourbillons contrarotatifs. Cette formation de tourbillons a un effet sur la distribution du film de refroidissement sur la surface protégée. La dynamique de ces tourbillons

CHAPITRE II : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE ET THÉORIQUE

dépend de la forme des trous de refroidissement, et par conséquent c'est la couverture du film d'air qui détermine l'efficacité de refroidissement et ainsi l'efficacité du coefficient de transfert de chaleur. Il a aussi constaté une grande séparation (décollement) latérale entre les structures tourbillonnaires du tourbillon en fer à cheval dans le cas des trous rectangulaires dans le domaine de l'écoulement principal et immédiatement en aval des trous de refroidissement, ce qui prouve que les orifices rectangulaires fournissent une plus grande efficacité de refroidissement immédiatement en aval du trou et une meilleure couverture latérale loin en aval du trou. Ses résultats sont comparés à ceux obtenus expérimentalement par Yuen et Martinez-Botas [9] (2003).

II.8. TRAVAIL NUMÉRIQUE ANTÉRIEUR APPROPRIÉ

Walters et Leylek [17] (2000) ont exécuté une analyse numérique pour le refroidissement par film d'une plaque plane traversée par une seule rangée de trous cylindriques. Les conditions aux limites du film de refroidissement ont été choisies avec utilisation d'un plenum au lieu d'appliquer directement l'entrée et la sortie du trou qui sont des régions très complexes. La hauteur du modèle de calcul valait 10 fois le diamètre des trous de refroidissement qui étaient assez loin de la région du champ d'écoulement ainsi la condition de décrochement « slip condition » pourrait être appliquée. Les résultats ont été obtenus par l'utilisation du modèle de turbulence standard k- ϵ . Deux types de traitements près de paroi (fonctions des parois et deux couches limites d'approche) ont été utilisés et les résultats ont été comparés. Il a été trouvé que le jet se déplace loin de la paroi à cause de la structure de la paire de tourbillons contrarotatifs (dû à une aspiration), et que ces vortex augmentent quand le rapport d'injection augmente. L'effet de la géométrie des trous dans la génération des tourbillons a aussi été pris en compte, car la géométrie affecte la distance entre les centres des deux tourbillons. Il a été aussi noté que la turbulence dans le champ proche (immédiatement en aval du trou refroidissant) a un effet considérable sur le film de refroidissement, et que la turbulence générée dans le trou ou dans l'interaction entre le film et l'écoulement principal était la source dominante et dépendait du rapport d'injection. En plus du décrochage du film de la paroi, la structure de la paire des deux tourbillons contrarotatifs a aussi l'effet de "pincer" le film près de la paroi, ce qui en empêche la diffusion latérale du film dans cette région. L'usage d'un modèle à deux couches a permis la résolution d'une petite zone du courant inverse

CHAPITRE II : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE ET THÉORIQUE

immédiatement en aval du bord de fuite à la sortie du trou, alors que l'usage des fonctions de paroi ne l'a pas fait. Les contours de la température prédits avec les fonctions de paroi ont différé considérablement de ceux prédits avec le modèle des deux couches dans la région près du champ d'interaction pour quelques diamètres en aval du trou mais pas dans la région du champ lointain

A. Immarigeon & I. Hassan [18] (2007), ont opté pour l'étude de nouveaux schémas des trous de refroidissement par film pour les applications à haute température des turbines à gaz. Le schéma combine les deux avantages du film de refroidissement traditionnel avec ceux de refroidissement par impact. L'orifice qui achemine le fluide de refroidissement de l'intérieur de l'aube à l'extérieur de celle-ci est conçu de telle façon que le fluide doit traverser un coude avant de sortir de l'aube, ainsi il se heurte avec la matière de l'aube. En outre, des labyrinthes qui confèrent une turbulence au fluide ou des formes en épingles sont réalisés sur le cheminement du fluide pour augmenter la performance de refroidissement. Une sortie du trou évasée a aussi été conçue afin de réduire la vitesse du fluide et assurer une propagation latérale plus étendue du film sur la surface de l'aube en aval du trou. Ce schéma est supposé réaliser la plus grande couverture de la surface de l'aube avec un minimum de mélange, en utilisant le moins possible de fluide de refroidissement. La turbulence a été modélisée par le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ standard et ses deux variantes, avec une fonction de paroi avancée. La forme de la tuyère et la configuration des socles à l'intérieur du trou variaient pour déterminer l'effet de la géométrie du trou sur l'efficacité du refroidissement adiabatique. Les rapports d'injection varient entre 0.44 à 1.77 basés sur les conditions de sortie du trou, tandis que les températures de l'entrée de l'écoulement principal fluide de refroidissement ont été prises égales à 1300 K et 750 K, respectivement. Le champ de l'écoulement principal, le champ de température, et la turbulence sont étudiés en détail.

II-9- MODÉLISATION DE LA MULTI-PERFORATION :

Cette section a pour but de conclure cette étude bibliographique, en répertoriant sous forme synthétique les travaux les plus pertinents par rapport avec notre étude. Comme précisé plus haut, les données nécessaires à la construction d'un modèle pour la multi-perforation doivent respecter plusieurs critères :

CHAPITRE II : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE ET THÉORIQUE

- Etre bien entendu des données de multi-perforation. L'utilisation de données pour une rangée de trous ou un trou isolé introduirait a priori des biais difficiles à quantifier,

- Traiter les deux côtés de la paroi perforée,

- Fournir des données précises en termes d'écoulement avec, de préférence, les flux à la paroi solide et des données fines à l'entrée et à la sortie des perforations.

Les études de multi-perforation sont répertoriées dans le tableau 2.2. Les caractéristiques géométriques principales sont reportées, ainsi que les données récoltées. L'étude du tableau 2.2 permet de dégager plusieurs conclusions :

- Parmi le nombre réduit d'études de multi-perforation (par rapport aux cas à une ou deux rangées),

La plupart s'intéressent à la thermique de la paroi (efficacité de refroidissement et coefficient de transfert de chaleur),

- Les études expérimentales de multi-perforation qui donnent des mesures détaillées de vitesse ont toutes été réalisées à échelle 10 environ. La taille des perforations et les températures de fonctionnement habituelles empêchent des mesures précises dans les conditions réelles de fonctionnement du moteur. Dans la plupart des études expérimentales, les auteurs parlent d'une résolution d'environ 0.1 mm. Cette résolution, très intéressante dans le cas de perforations de grande taille, pose problème quand les perforations font moins d'un millimètre de diamètre,

- Les études numériques sont toutes des simulations RANS. Les études disponibles servent plus souvent à valider le code utilisé qu'à fournir des données nouvelles sur la multi-perforation,

- Les flux à la paroi n'ont pas été mesurés (flux de quantité de mouvement à travers la perforation, frottement, etc.),

- L'ensemble de l'écoulement n'a jamais été étudié.

La structure de l'écoulement côté injection et le comportement thermique de la paroi sont des aspects de la multi-perforation qui sont plutôt bien documentés. Toutefois, aucune étude n'a permis de fournir un modèle de paroi pour la multi-perforation. Nous pensons que ceci est notamment dû aux lacunes importantes relevées au-dessus. Pour pallier ce manque de données pertinentes pour la modélisation de la multi-perforation, nous souhaitons générer une base de données sur l'écoulement de multi-perforation, dans des conditions les plus proches possibles du fonctionnement réel du moteur. Etant donné les difficultés des dispositifs expérimentaux à fournir des

CHAPITRE II : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE ET THÉORIQUE

données bien résolues dans ce genre de situations extrême, nous souhaitons mettre en place des simulations numériques de l'écoulement autour d'une paroi multi-perforée.

II-11-TRAVAUX EXPERIMENTAUX :

Référence	Paramètres géométriques
Metzger <i>et al.</i> (1973)	1-10 rg, $d = ?$ mm, $\alpha = 90^\circ$
LeBrocq <i>et al.</i> (1973)	4 rg, $d = 1.5$ mm, $\alpha = 45^\circ$ ou 90°
Mayle & Camarata (1975)	15, 20, 25 rg, $d = 2.5$ mm, $\alpha = 30^\circ$ et $\beta = 45^\circ$
Yavuzkurt <i>et al.</i> (1980a)	11 rg, $d = 10.3$ mm, $\alpha = 30^\circ$
Crawford <i>et al.</i> (1980a)	11 rg, $d = 10.2$ mm, $\alpha = 90^\circ$ ou 30° , $\beta = 0^\circ$ ou 45°
Kasagi <i>et al.</i> (1981)	11 rg, $d = 12$ mm, $\alpha = 30^\circ$
Kumada <i>et al.</i> (1981)	11 rg, $d = 12$ mm, $\alpha = 30^\circ$
Andrews <i>et al.</i> (1984)	10 rg, $d = 1.4$ mm, $\alpha = 90^\circ$
Andrews <i>et al.</i> (1985)	10 rg, $d = 1.4$ mm, $\alpha = 90^\circ$
Bazdidi-Tehrani & Andrews (1994)	10, 15, 25 rg, $1.0 < d < 2.2$ mm, $\alpha = 90^\circ$
Martiny <i>et al.</i> (1995)	7 rg, $d = 4$ mm, $\alpha = 17^\circ$
Cho & Goldstein (1995a)	7 rg, $d = 25.4$ mm, $\alpha = 90^\circ$
Cho & Goldstein (1995b)	7 rg, $d = 25.4$ mm, $\alpha = 90^\circ$
Champion (1997)	34 rg, $d = 0.5$ mm, $\alpha = 60^\circ$
Emidio (1998)	9 a35 rg, $0.3 < d < 0.7$ mm, $20^\circ < \alpha < 90^\circ$
Gustafsson (2001)	11, 20, 44 rg $d = 5.2$ mm, $\alpha = 20^\circ$ ou 30°
Rouvreau (2001)	34 rg, $d = 0.5$ mm, $\alpha = 30^\circ$
Messaadi (2003)	9 rg, $d = 6$ mm, $\alpha = 30^\circ$
Dorignac <i>et al.</i> (2005)	5 rg, $\alpha = 90^\circ$ $0.65 \text{ mm} < d < 2.25 \text{ mm}$ ou $6.25 \text{ mm} < d < 15 \text{ mm}$
Miron (2005)	11 rg, $d = 5$ mm, $\alpha = 30^\circ$
Scrittore <i>et al.</i> (2007)	20 rg, $d = 5.7$ mm, $\alpha = 30^\circ$

TAB. II-11 : Travaux expérimentaux

II-12-TRAVAUX NUMERIQUES :

Référence	Paramètres géométriques
Harrington et al. (2001)	10 rg, d = 6 mm, $\alpha = 90^\circ$
Papanicolaou <i>et al.</i> (2001)	7 rg, d = 4 mm, $\alpha = 17^\circ$
Errera & Chemin (2004)	12 rg, d = 0.27 mm, $\alpha = 45^\circ$
Most <i>et al.</i> (2007)	11 rg, d = 5 mm, $\alpha = 30^\circ$

TAB. II-11 : Travaux numériques

Les Tableaux TAB. II-11 et, II-12 sont des tableaux récapitulatifs des études expérimentales et numériques de multi-perforation. Sont reportées les principales caractéristiques géométriques (les trous sont tous cylindriques, l'espacement n'est pas précisé dans ce tableau

Chapitre III

MODÉLISATION DE LA TURBULENCE

Chapitre III

MODÉLISATION DE LA TURBULENCE

III.1 INTRODUCTION :

L'étude de la turbulence est une science interdisciplinaire à large domaine d'application. On peut citer à titre d'exemple : le comportement de l'aile d'un avion ou d'une aube de turbomachine, la pulvérisation d'un combustible dans une chambre de combustion ou le jet d'un réacteur d'avion ainsi que les différents types de jets aussi bien naturels qu'industriels. Du côté des applications relatives à l'étude de l'environnement on peut citer : la fumée sortant d'une cheminée d'usine, les gaz d'échappement d'une voiture, le développement d'un feu de forêt sous l'influence du vent, le vent dans une 'rue canyon', l'écoulement de l'eau dans une rivière et bien d'autres exemples. D'un autre côté les mouvements des océans, les écoulements biologiques sont aussi des applications où l'étude de la turbulence est nécessaire à la compréhension des divers mécanismes d'influence et de contrôles. Cette branche de la mécanique des fluides est très complexe et reste méconnue ou du moins par quelques aspects, même après un siècle de recherche, depuis les premiers travaux de Reynolds (1895).

En définissant la turbulence par opposition à l'écoulement laminaire, on peut dire que l'écoulement turbulent est caractérisé par des variations temporelles et spatiales aléatoires de la vitesse, de la pression et de la température. L'autre caractéristique de l'écoulement turbulent est que les fluctuations du champ de vorticité sont très fortes et le mélange est intense. Au contact d'une paroi solide, le coefficient de frottement et d'échange thermique sont augmentés par rapport au régime laminaire.

III.2 DÉSCRIPTION DE LA TURBULENCE :

Le problème des écoulements et du transfert de chaleur relève de la résolution des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Actuellement, il existe deux techniques pour approcher le problème de la turbulence dans le fluide. La première méthode est dite "modélisation de la turbulence". Elle consiste à décomposer le champ de la vitesse et de la température en une composante moyenne et une fluctuation turbulente. Le système d'équations résultant (*Reynolds Averaged Navier-Stokes equations* **RANS**) quantifie ainsi le comportement de

l'écoulement moyen. Mais la non-linéarité des équations fait apparaître un nouveau terme, reflétant l'effet de la turbulence sur le champ moyen, qu'il faut modéliser. Ce problème est connu sous l'acronyme de "problème de fermeture" où l'on dispose d'un nombre d'équations inférieur au nombre d'inconnues. Une variété de modèles est à présent disponible dans la littérature, allant du plus simple (à zéro équation) au plus complexe (*Reynolds Stress Model, RSM*). Malheureusement aucun de ces modèles n'est optimisé pour tous les cas de figures. La règle générale consiste à adapter le modèle au problème posé. Toutefois, le modèle à deux équations $k-\varepsilon$ de Launder & Spalding (1974) est de loin le modèle le plus utilisé et considéré comme étant universel. Malgré un certain nombre de limites que nous développerons un peu plus loin, ce modèle est pratiquement implémenté dans tous les codes de calcul commerciaux.

L'idée maîtresse derrière la modélisation de la turbulence repose sur l'analogie que l'on fait avec la phénoménologie de celle-ci : on se base ainsi sur la description des structures dont les tailles des plus grosses pouvant avoir celles de la géométrie du domaine de l'écoulement aux plus petites dites de Kolmogorov. Les premières sont appelées structures énergétiques parce qu'elles transmettent l'énergie reçue aux structures de taille plus faible (phénomène de cascade). Elles sont fortement anisotropes. Les plus petites sont appelées structures dissipatrices (ou de *Kolmogorov*) ; Ainsi l'énergie reçue des macro-structures est directement dissipée sous forme de chaleur. Les micro-structures sont par contre isotropes et indépendantes de la spécificité de l'écoulement. L'approche par cette logique indique que la turbulence peut être définie par deux échelles : une échelle de longueur et une deuxième de temps. La première est en rapport avec la taille des structures turbulentes, et la deuxième avec leur durée de vie, et c'est principalement l'idée des modèles de turbulences conventionnels.

La seconde méthode est la simulation directe (*Direct Numerical Simulation, DNS*). Dans laquelle toutes les structures de la turbulence (macro- et micro-structures) sont résolues directement et sans le recours à des approximations. Ceci n'est possible que par le biais d'une résolution très fine des équations instantanées de Navier-Stokes. C'est à dire que l'algorithme utilisé devra être suffisamment précis (en espace et en temps) pour capter toutes les échelles de longueur et de temps de la turbulence. Malheureusement, le spectre des échelles de la turbulence est tellement large (proportionnel au nombre de Reynolds) que les pas de discretisation (espace et temps)

indispensables dépassent de loin les capacités de stockage et de calcul des meilleurs calculateurs actuels. Une autre méthode aussi sophistiquée que la DNS, mais moins onéreuse est connue sous le nom de "simulation des macro-echelles" (*LES, Large Eddy Simulation*). Elle consiste à filtrer (en espace) les échelles de la turbulence pour ne résoudre "directement" que les macro structures, et modéliser les petites structures par le biais de modèles plus ou moins simples, dits "modèles de sous-maille" (*subgrid models*). Cette technique (*LES*) a le mérite de donner des résultats d'une précision comparable à celle de la *DNS*, mais à moindre coût. Pour des raisons strictement techniques (puissance de calcul) les méthodes de simulation (*DNS* et *LES*) sont réservées aux écoulements à faible nombre de Reynolds et pour des configurations géométriques simples. Pour les applications pratiques et industrielles les méthodes statistiques de modélisation à partir des équations moyennes de Reynolds sont incontournables et le seront probablement pour assez longtemps.

Dans le but d'être explicite et plus complet nous évoquons certains chercheurs de renommée qui ont compilé des ouvrages plus ou moins complet sur la turbulence et les méthodes liées à son étude. Nous citons, à titre d'exemple : Launder (1972), Bradshaw (1981), Nallasamy (1987), Hinze (1975), Rodi (1980) etc. Dans les ouvrages de Schlichting (1979), et de Cousteix (1989), la couche limite turbulente est amplement étudiée. Alors que Mohammadi (1994), a consacré son ouvrage à la présentation mathématique du modèle $k-\varepsilon$. Lakehal (1999), dans son récent rapport a introduit pratiquement toutes les méthodes actuelles de traitement numérique de la turbulence, y compris les modèles algébriques et la *LES*.

but visé dans ce chapitre est de présenter le plus clairement possible et sans trop de détails le modèle mathématique utilisé dans ce travail ayant servi à la prédiction du refroidissement par film. Ce modèle repose sur les équations de Navier-Stokes et un modèle de turbulence, en l'occurrence le modèle $k-\varepsilon$. Nous consacrerons une attention particulière à la modification de Bergeles et cinq modèles algébriques de type *EASM (Explicit Algebraic Stress Model)*.

III.3 ÉQUATIONS DE NAVIER-STOKES :

Pour un fluide Newtonien, incompressible, isotherme et à propriétés constantes, les équations de Navier-Stokes s'écrivent sous la forme :

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{III-1})$$

$$\rho \frac{Dv_i}{Dt} = -\frac{\partial p_i}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 v_i + \rho g_i \quad i = 1, 2, 3 \quad (\text{III-2})$$

Où $\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + v_j \frac{\partial}{\partial x_j}$ représente la dérivée substantielle (totale), ρ la masse volumique, g

l'accélération de la pesanteur, et μ la viscosité dynamique

III.4 ÉQUATION DE L'ÉNERGIE :

Cette équation peut s'exprimer aussi bien en fonction de la température statique ou de l'enthalpie de stagnation. Pour un fluide incompressible on a :

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (\text{III-3})$$

où C_p est la chaleur spécifique à pression constante, et λ la conductivité thermique du fluide. Cette équation traduit le bilan énergétique entre la convection et la conduction moléculaire à l'intérieur du fluide.

Si de surcroît la conductivité thermique est constante, l'équation (III-3) s'écrit sous la forme:

$$\frac{DT}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (\text{III-4})$$

$$\text{Avec } \alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p} = \frac{\nu}{Pr}$$

Où $Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda}$ est le nombre de Prandtl laminaire

CHAPITRE VI

RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

CHAPITRE VI

RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

VI.1. INTRODUCTION :

Dans ce chapitre, on présente les résultats obtenus pour les différentes études numériques utilisées.

Nous avons divisé notre travail en deux parties :

La première partie est la simulation d'un jet transverse (jet cross flow) pour différentes inclinaisons des trous d'injection (Angle d'injection) $\alpha = 60^\circ$, $\alpha = 45^\circ$ et $\alpha = 30^\circ$ pour des formes de trous cylindriques afin d'examiner l'effet de l'inclinaison α , et voir son impact sur l'efficacité de refroidissement par film.

La deuxième partie est la simulation d'un film de refroidissement et la comparaison des résultats numériques aux résultats expérimentaux.

Le paramètre le plus important dans l'étude du refroidissement par film est l'efficacité du refroidissement, cette variable sera l'objet de la majorité des résultats.

L'efficacité de refroidissement par film défini par :

$$\eta = \frac{T_\infty - T}{T_\infty - T_c} \quad (\text{VI-1})$$

Où T_∞ et T_c représentent respectivement le flux principal et la température du jet, l'efficacité de refroidissement par film est défini de telle manière qu'elle est égale à 1 pour un refroidissement parfait et 0 dans le cas de non refroidissement

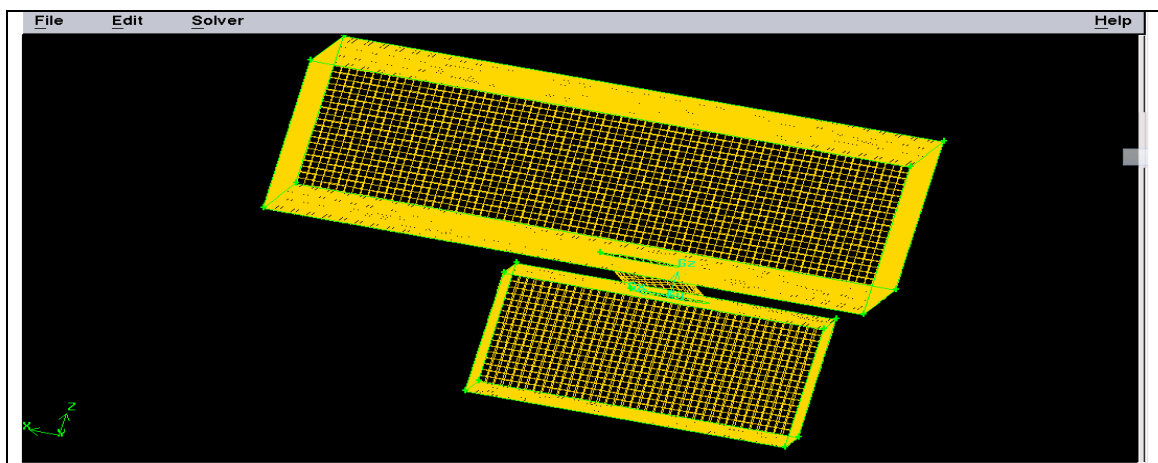
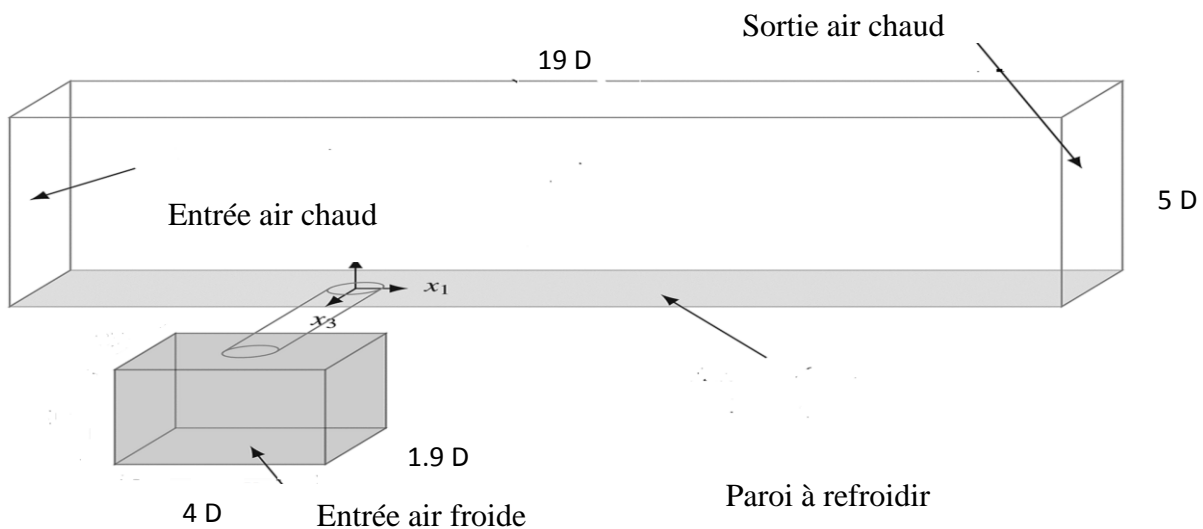
Taux d'injection (M) est défini par :

$$M = \frac{\rho_f U_f}{\rho_\infty U_\infty} \quad (\text{VI-2})$$

Nous avons utilisé Gambit 2.2 pour réaliser la géométrie et le maillage et fluent 6.3 pour la simulation.

VI .2. JET TRANSVERSE :

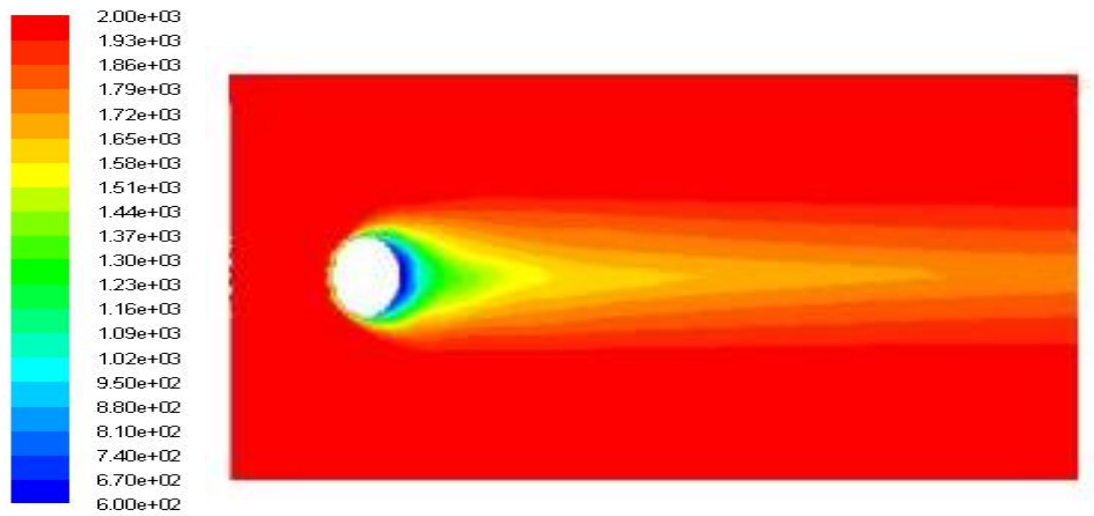
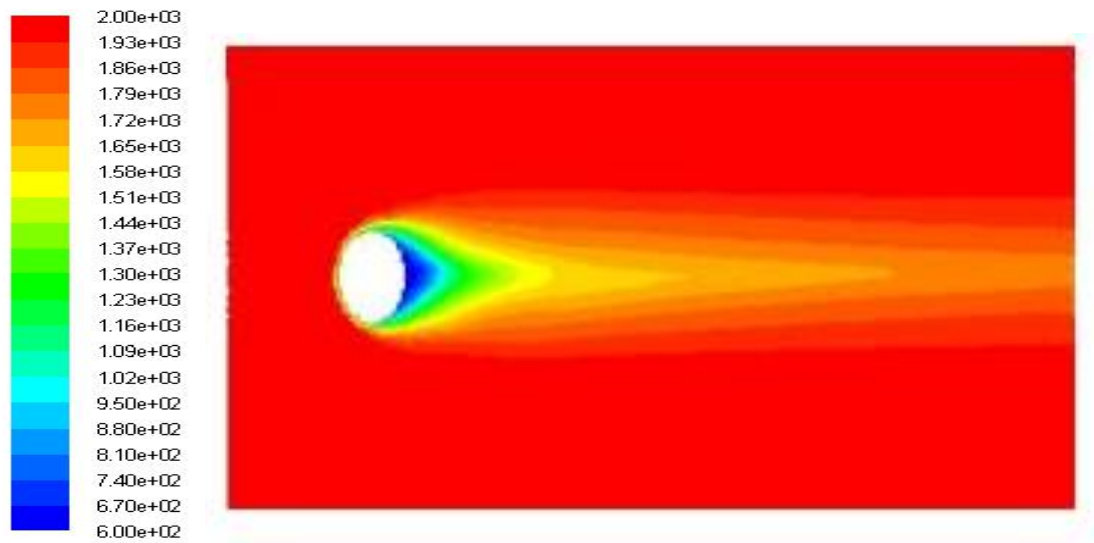
La forme de notre étude est montrée dans la figure ci-dessous. L'air chaud entre à une vitesse de 13 m/s et à une température de 2000 K. L'air froid entre à une température 600 K. Nous supposons que le rapport de densité $\frac{\rho_{\infty}}{\rho_f}$ est constante, et nous changeons seulement la vitesse d'entrée de l'air froid. La forme de trou est cylindrique de diamètre $D=10$ mm



(b)

Figure IV.1 : (a) géométrie (b) application au gambit.

VI.2.1. EFFET DE L'ANGLE D'INJECTION :

Température $\alpha = 60$, $M=1$, plan (x, y) (b) Température $\alpha = 45$, $M=1$, plan (x, y)

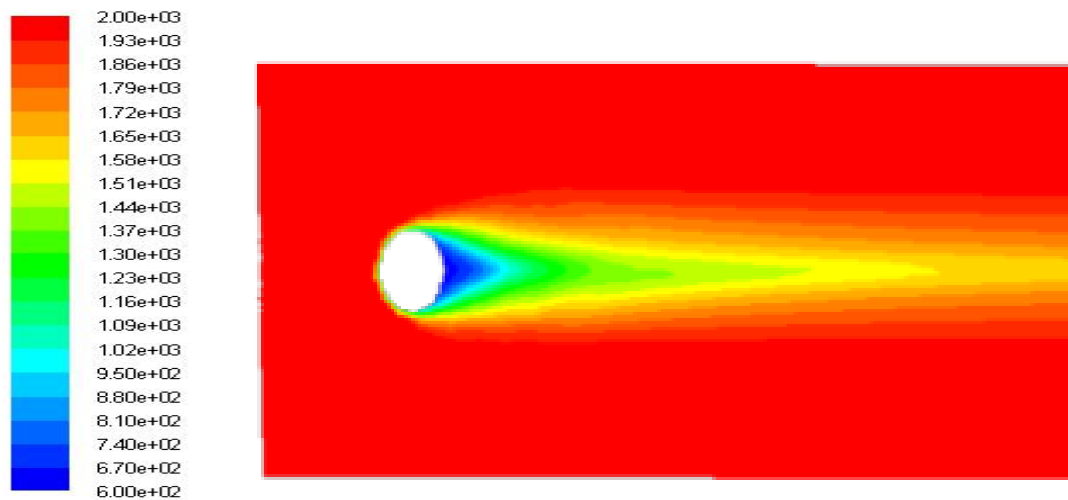
(c) Température $\alpha=30$, $M=1$, plan (x, y)

Figure IV.2: Contour de température, plan (x, y)

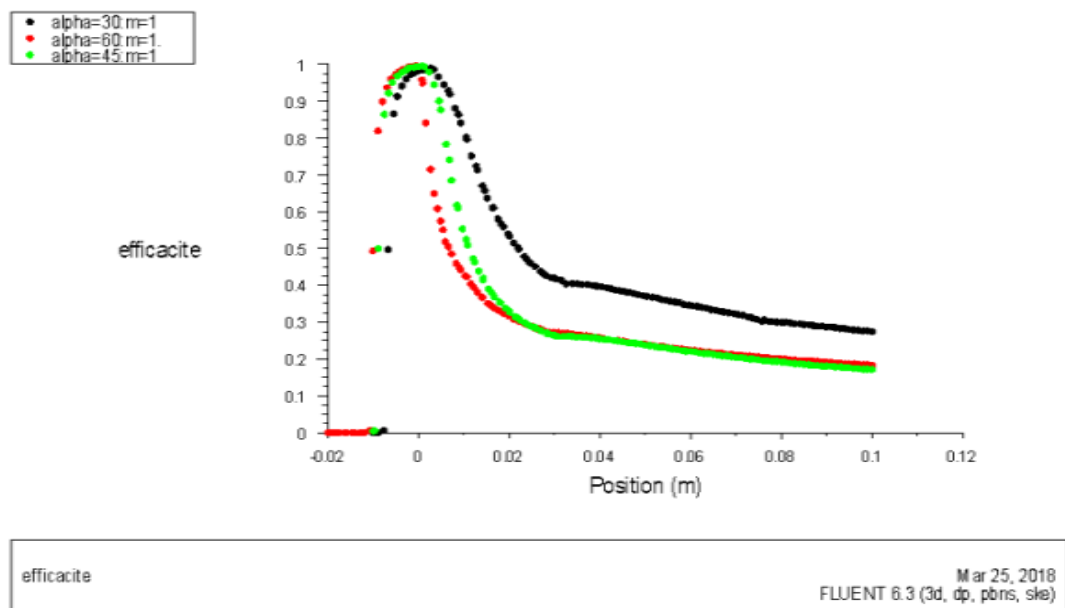
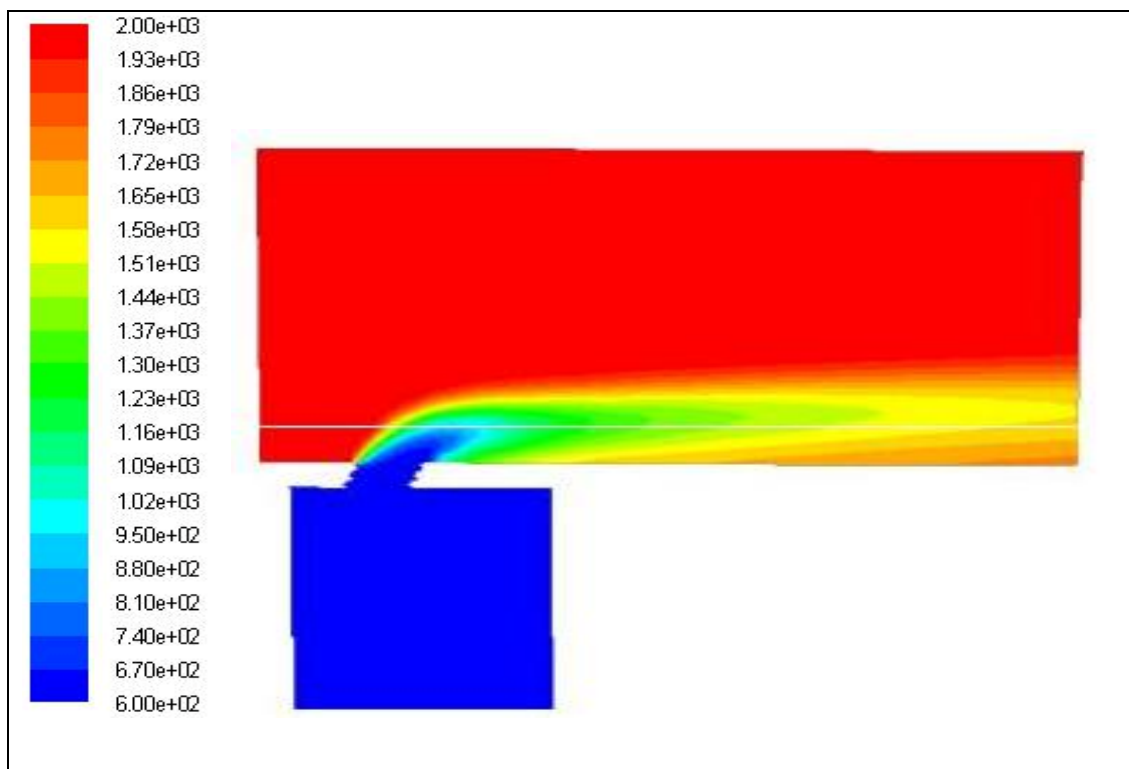
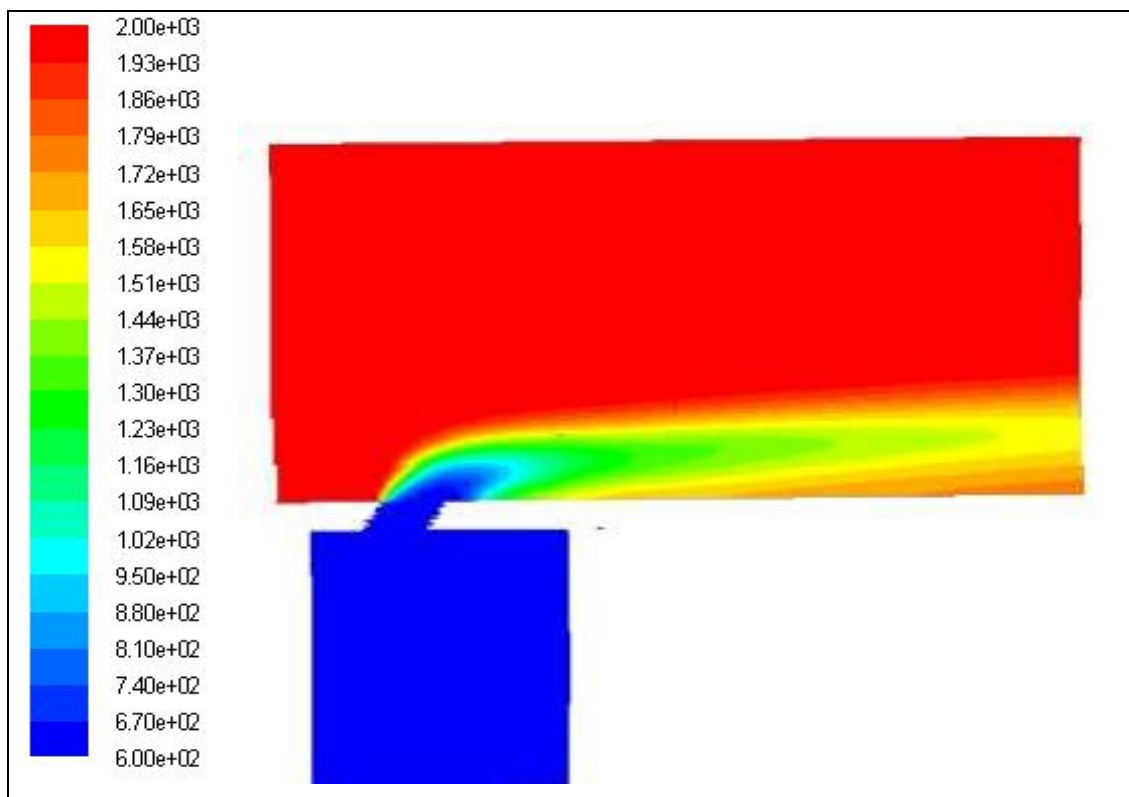


Figure VI.3 : Profils de l'efficacité de refroidissement suivant X

La figure VI-2 illustre les contours de température suivant le plan (x, y) pour les trois angles du jet de refroidissement.

La figure VI-3 illustre l'efficacité d'axe suivant x et montre qu'entre 0 et 0.02m l'efficacité pour $\alpha=45$ est meilleure que pour $\alpha=60$, à partir de 0.02m l'efficacité a presque la même valeur mais pour $\alpha=30$ l'efficacité est meilleure.

(a) Température $\alpha = 60$, $M=1$, plans x, z(b) Température $\alpha = 45$, $M=1$, plans x, z

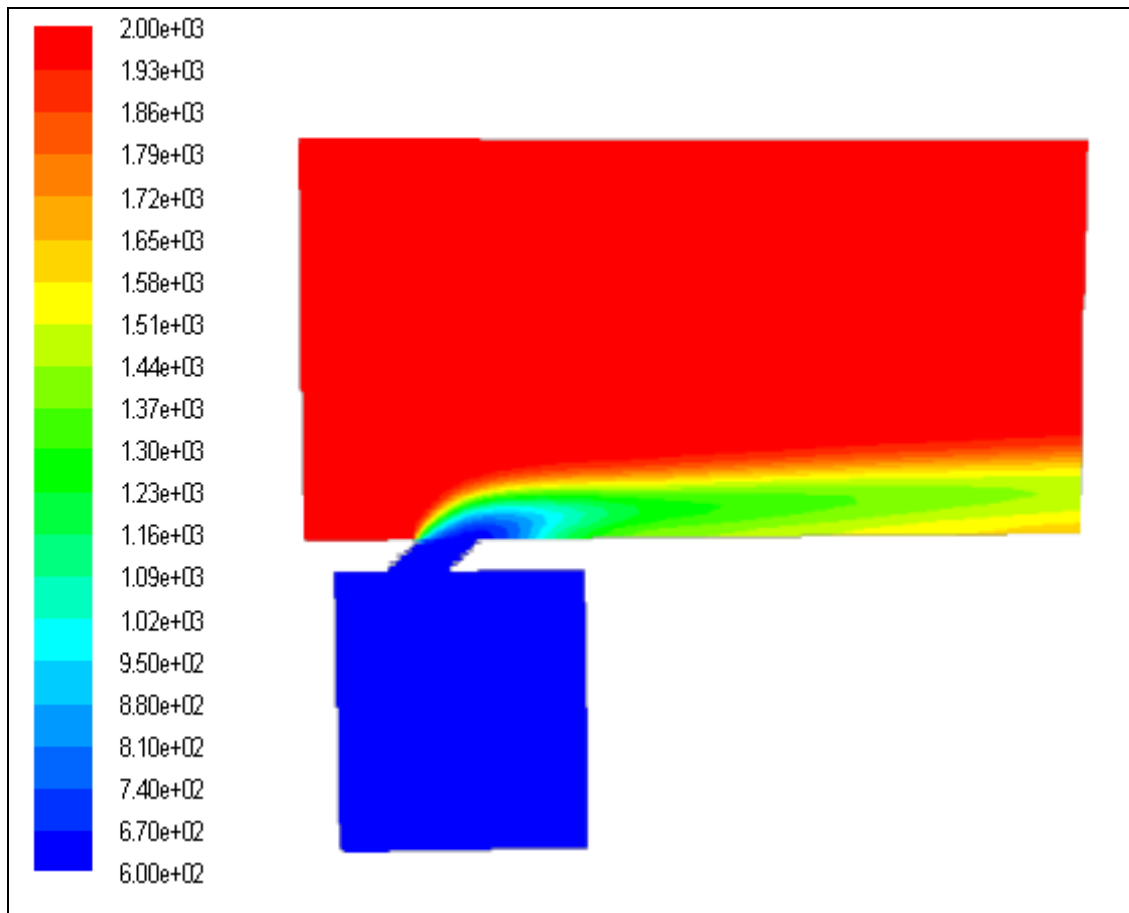
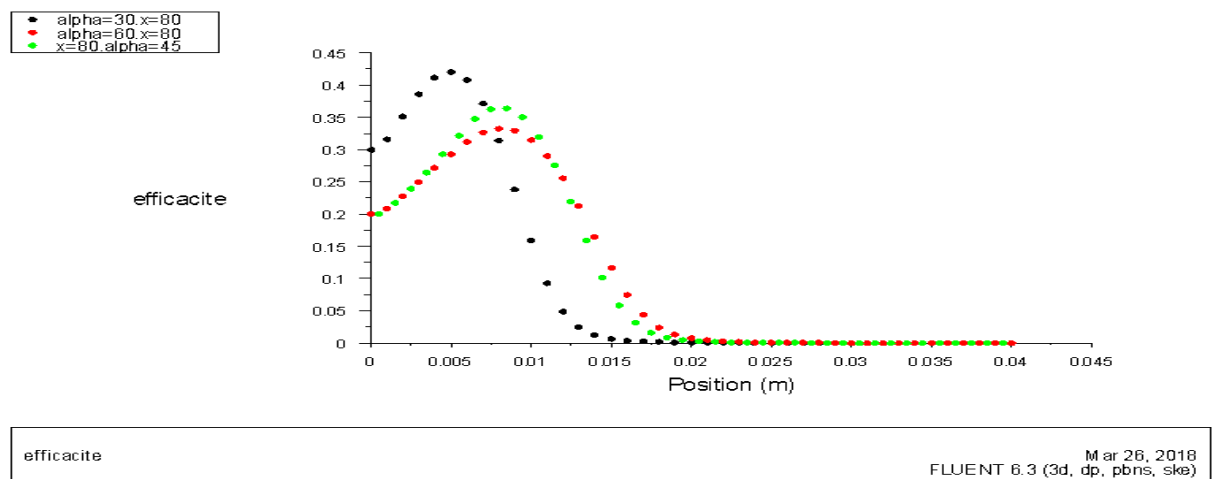
(c) Température $\alpha = 30$, $M = 1$, plans x, z

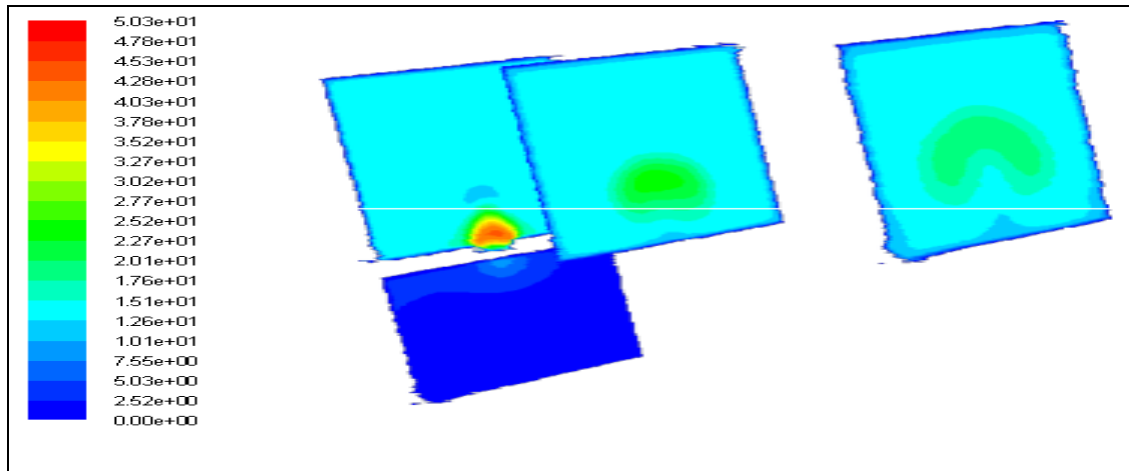
Figure VI.4 : Contour de température, plan (x, y)

Figure VI.5 : Efficacité à $X = 0.08$

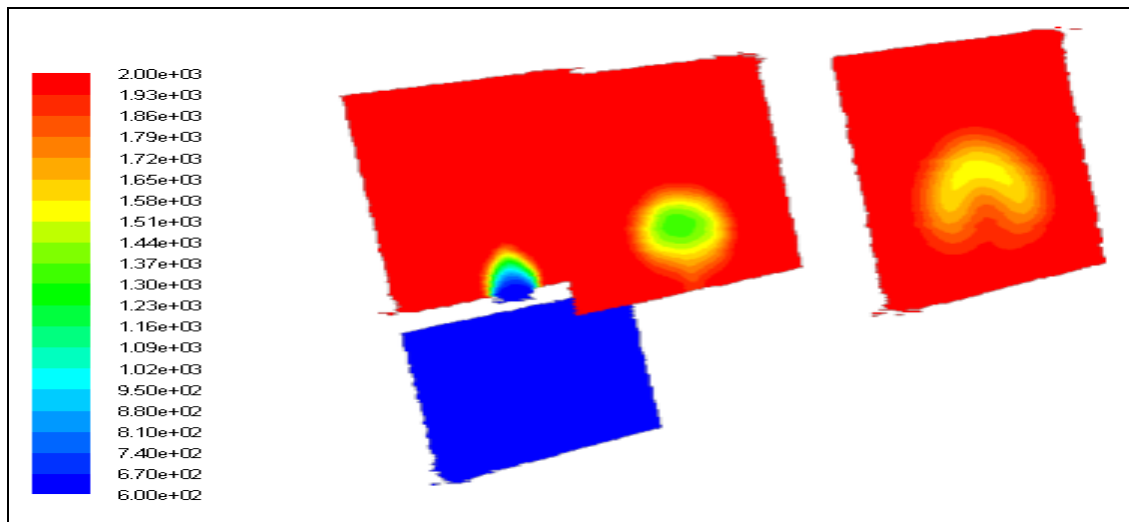
La figure VI-4 illustre les contours de température suivant le plan x, z pour les trois géométries,

La figure VI-5 illustre l'efficacité suivant l'axe z (épaisseur de film de refroidissement) et montre que l'efficacité pour $\alpha = 30$ l'efficacité est meilleure que pour $\alpha = 60$ et $\alpha = 45$ car le jet reste attaché à la paroi pour $\alpha = 30$

VI.2.2. EFFET LE TAUX D'INJECTION POUR $\alpha = 30^\circ$:



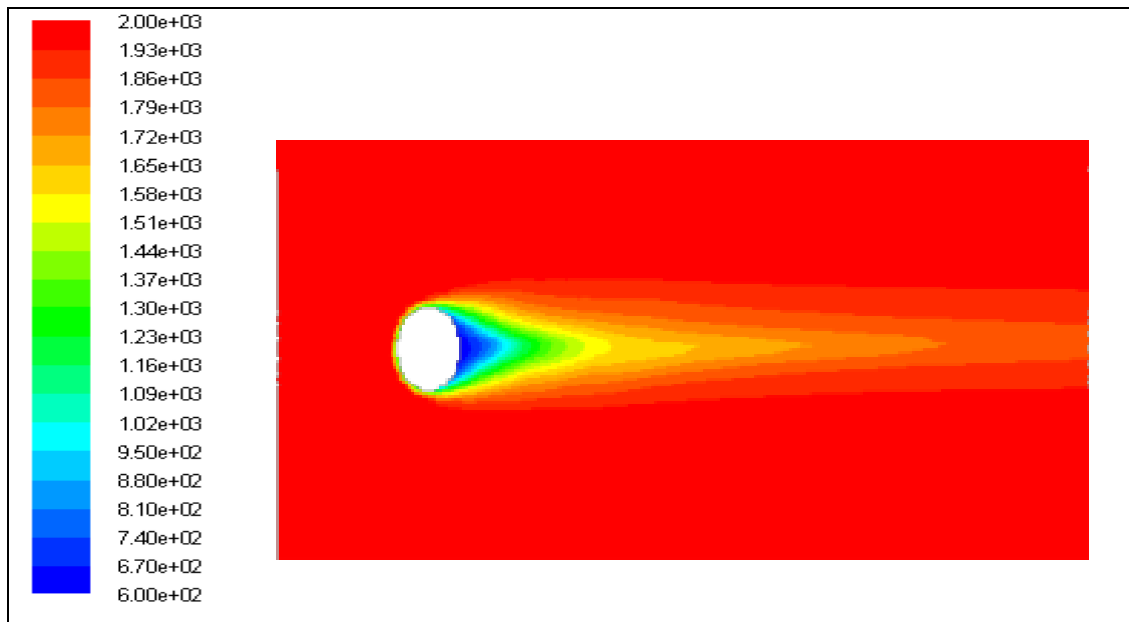
(a)



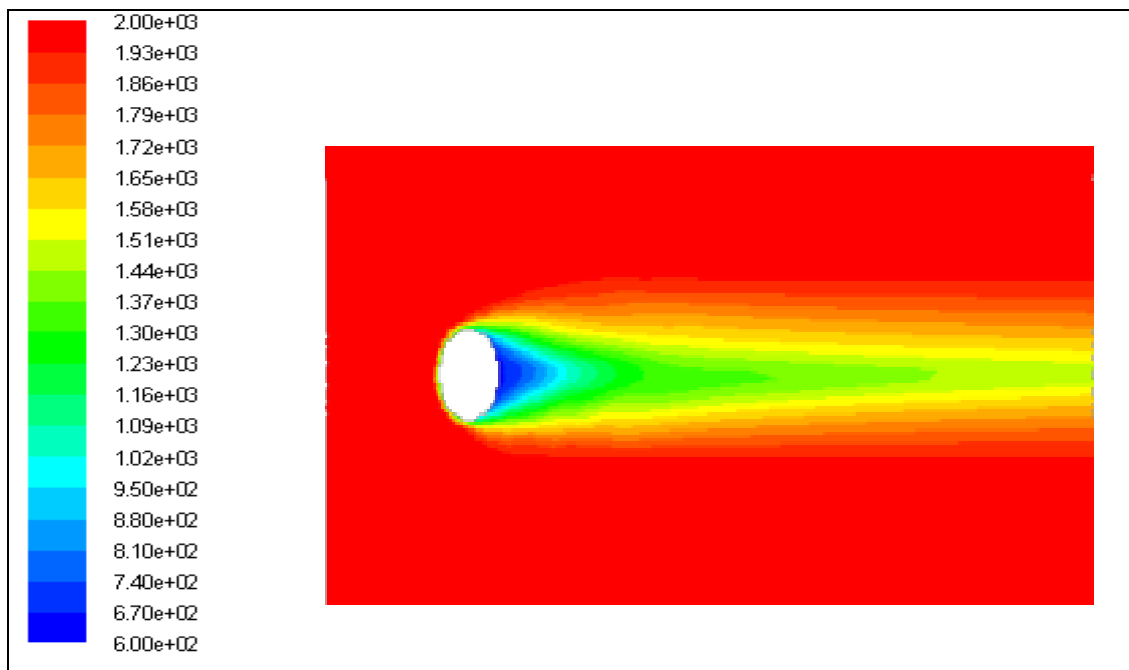
(b)

Figure VI.6 : (a) Vitesse pour $\alpha = 30$ et $M=3$, (b) Température pour $\alpha = 30$ et $M=3$

Pour le taux d'injection $M=3$ le jet se déplace plus loin le long de la paroi et formes deux vortex comme montre la figure VI-6 (a et b)



(a)



(b)

Figure VI.7 : (a) Température pour $\alpha=30$ et $M=1.5$, (b) Température pour $\alpha=30$ et $M=0.5$

Pour taux d'injection $M=0.5$ la zone de refroidissement est plus large que pour $M=1.5$ comme illustre la figure VI-7

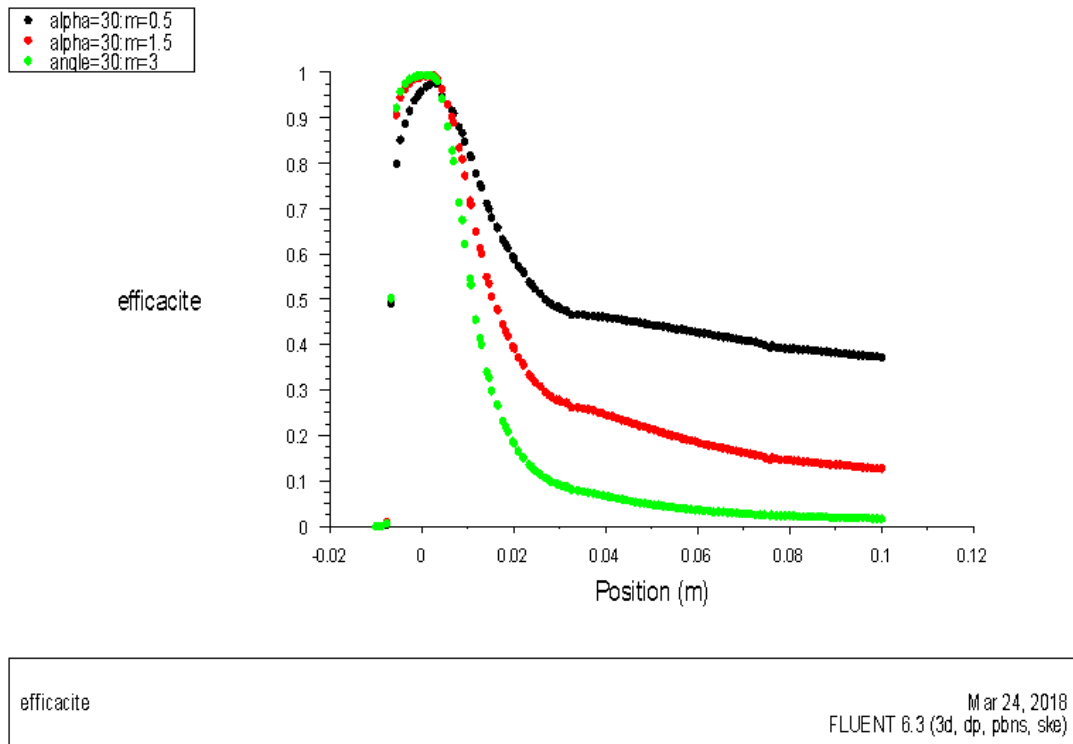


Figure VI.8 : Efficacité (noire M=0.5, rouge M=1.5, vert M=3)

La figure VI-8 illustre l'efficacité de refroidissement suivant l'axe x, elle montre que l'efficacité pour $M=0.5$ est beaucoup mieux que pour $M=1.5$ et $M=3$ et montre que le jet reste attaché à la paroi ce qui est caractéristique pour les faibles taux d'injection.

VI.3 COMPARAISON AVEC L'EXPERIENCE :

Dans nos étude, le débit massique du courant dominant est $Q_{\infty} = 45 \text{ g / s}$. Cela correspond à une vitesse normale de $U_{\infty} = 2 \text{ m / s}$. La température du courant dominant est $T_{\infty} = 40^{\circ}\text{C}$. Le débit massique du flux de l'air de refroidissement par injection est $Q_j = 0,137 \text{ g.s}^{-1}$. La température du flux de l'air de refroidissement est $T_j = 20^{\circ}\text{C}$. Le nombre de Reynolds du courant principal et le courant de l'air de refroidissement qui est basé sur le diamètre du trou est de 750 et 6650 respectivement le diamètre des trous est 6 mm et forme elliptique comme illustre dans la Figure VI-9

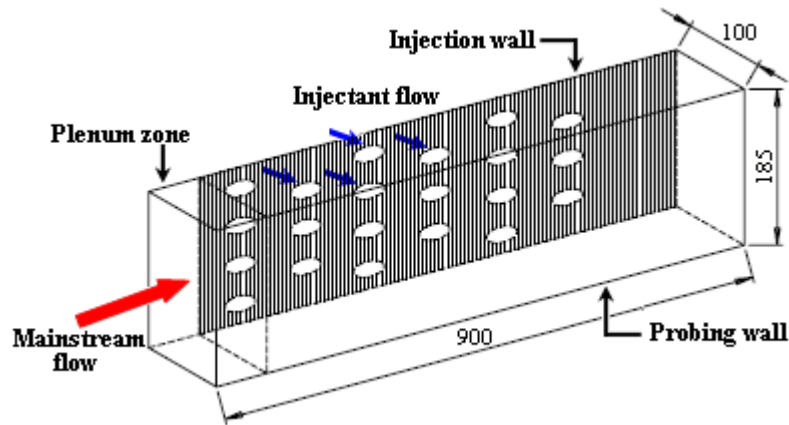


Figure VI.9 : la géométrie

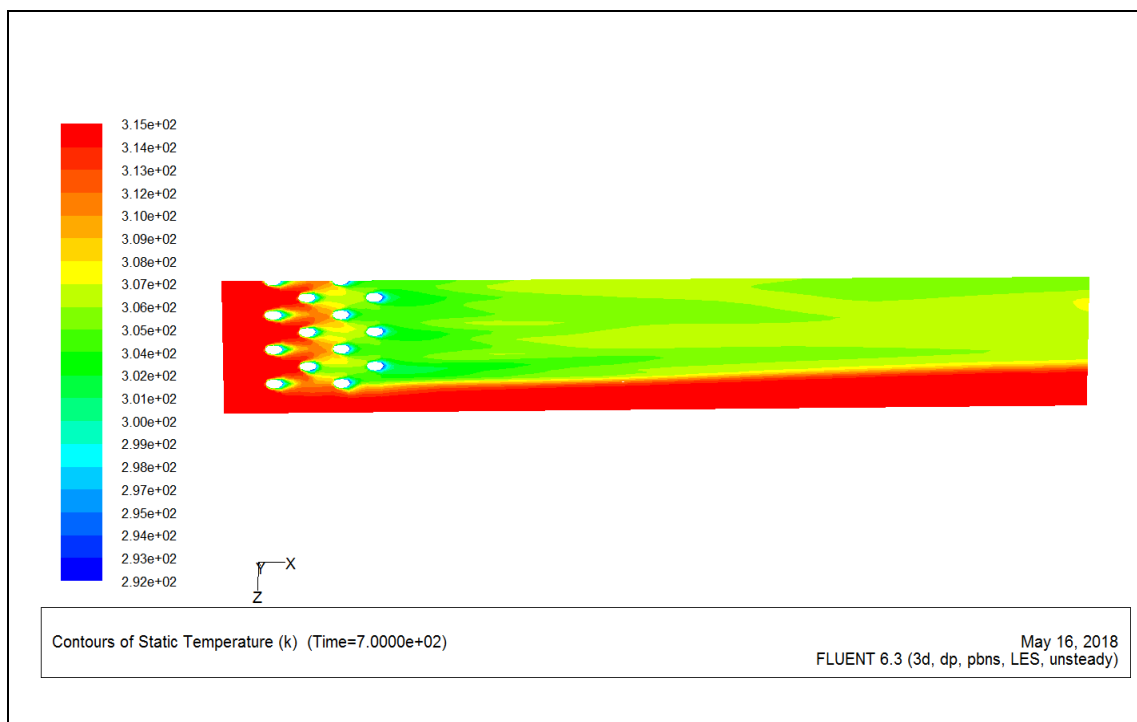


Figure VI.10 :Contours des températures statiques

La figure VI-10 illustre les contours des température statique pour $M=2$ nous constatons que le film de refroidissement se forme à partir de quatrième rangée

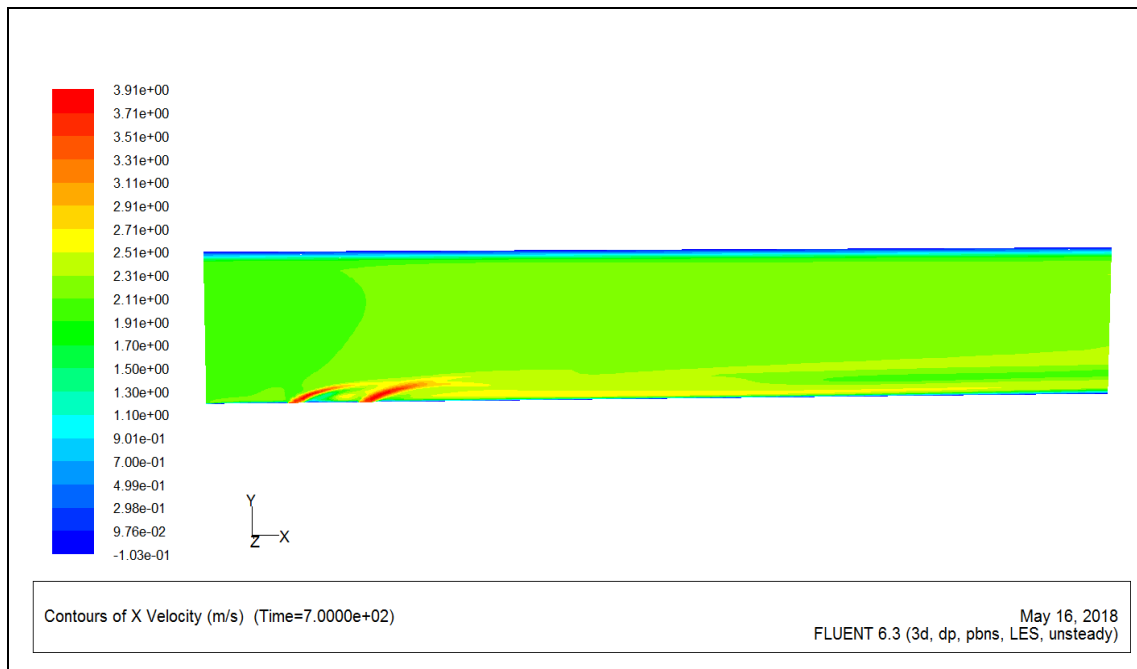


Figure VI-11-A : Contours des vitesse U

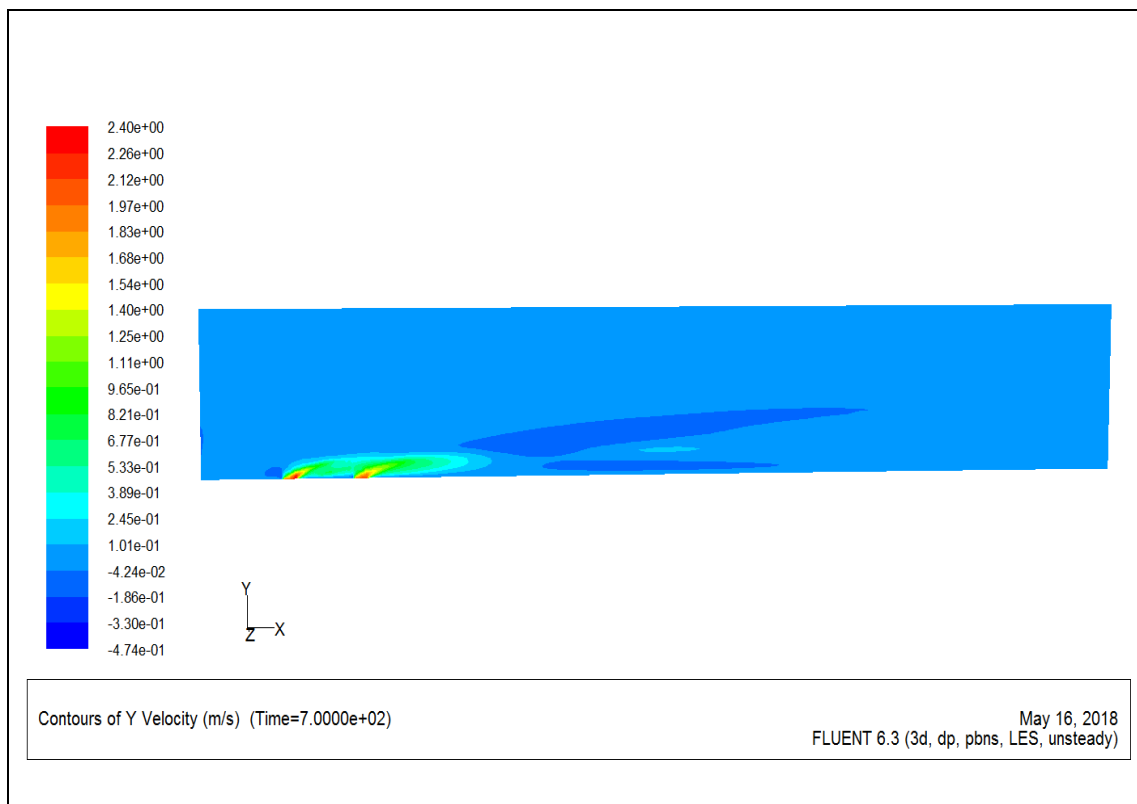


Figure VI-11 –B : Contours des vitesse V

Les figure Figure VI-11 –A et Figure VI-11 –B illustre les contours des vitesse U et V nous constatons que le jet de la première rangée pénètre fortement dans l'écoulement principal mais à cause de l'exposition à l'écoulement principal se mélange à celui-ci.

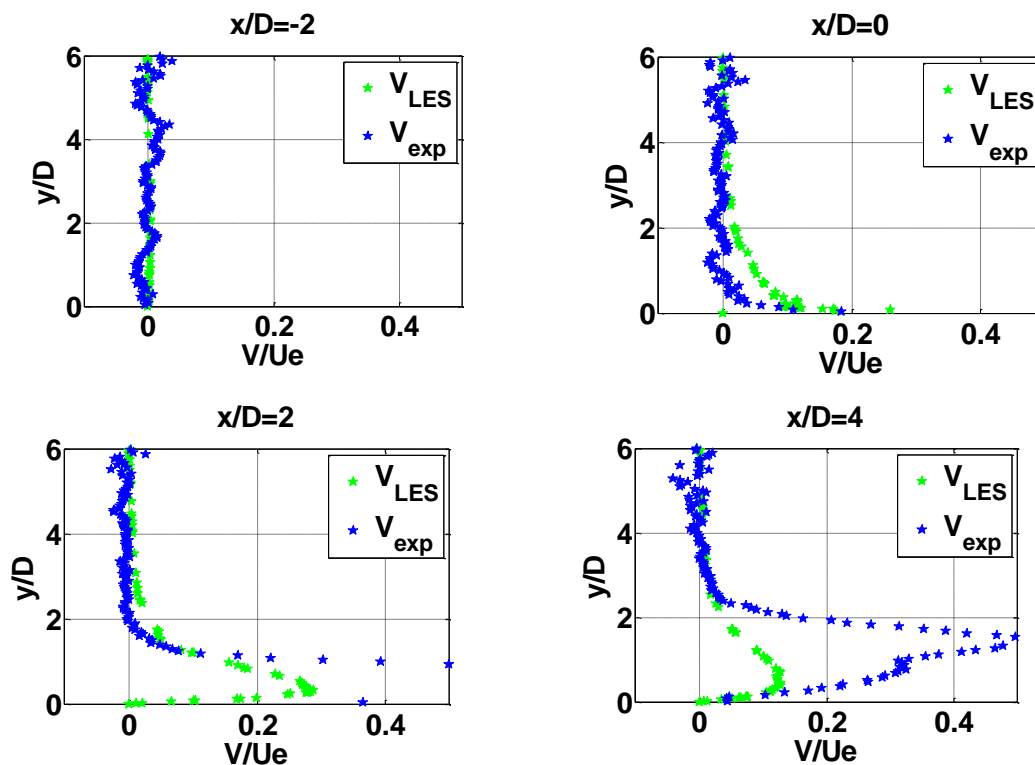
donc le première rangée protéger les autre rangée pour cela le film de refroidissement se forme à partir de quatrième rangée.

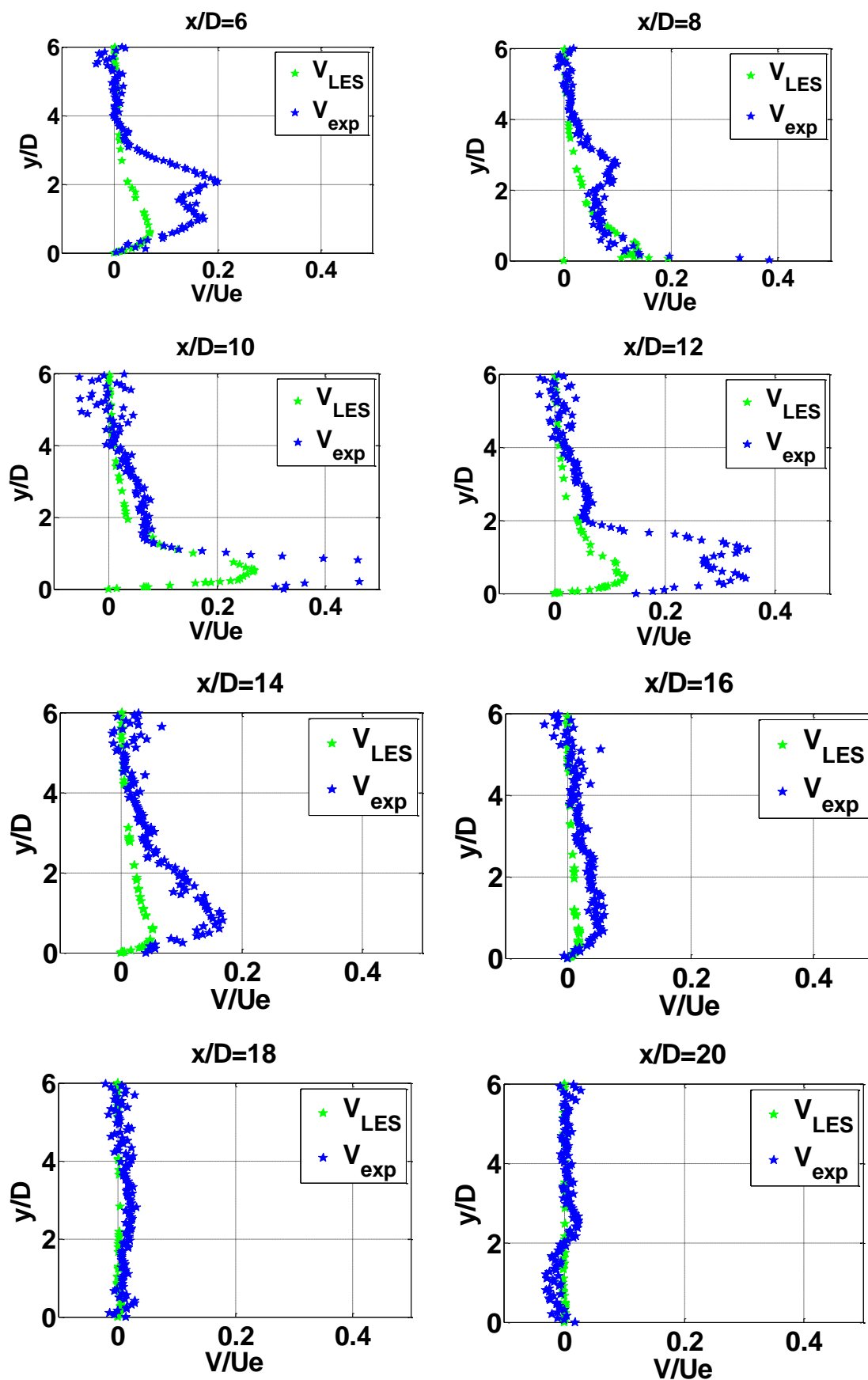
Les figures (IV. 11 et IV. 12) montrent les profils de la vitesse transversale suivant Y réduite V/U_e et la vitesse longitudinale réduite U/U_e suivant X obtenues par l'expérience et par la L.E.S. Nous constatons dans le cas de V/U_e qu'il y a une similitude dans les profils de vitesse entre la simulation et l'expérience.

Pour les stations $X/D = 2, X/D = 4, X/D = 6, X/D = 8, X/D = 10, X/D = 12$ et $X/D = 14$ un pic de vitesse apparaît en dessous de $Y/D = 1.8$ à cause de la présence des jets de refroidissement.

À partir de $X/D = 16$ l'air de refroidissement se mélange avec l'air principal et prend ainsi de la vitesse.

Pour U/U_e le pic garde une plus grande distance à cause du grand débit d'air qui s'écoule suivant X et qui adhère à la paroi.





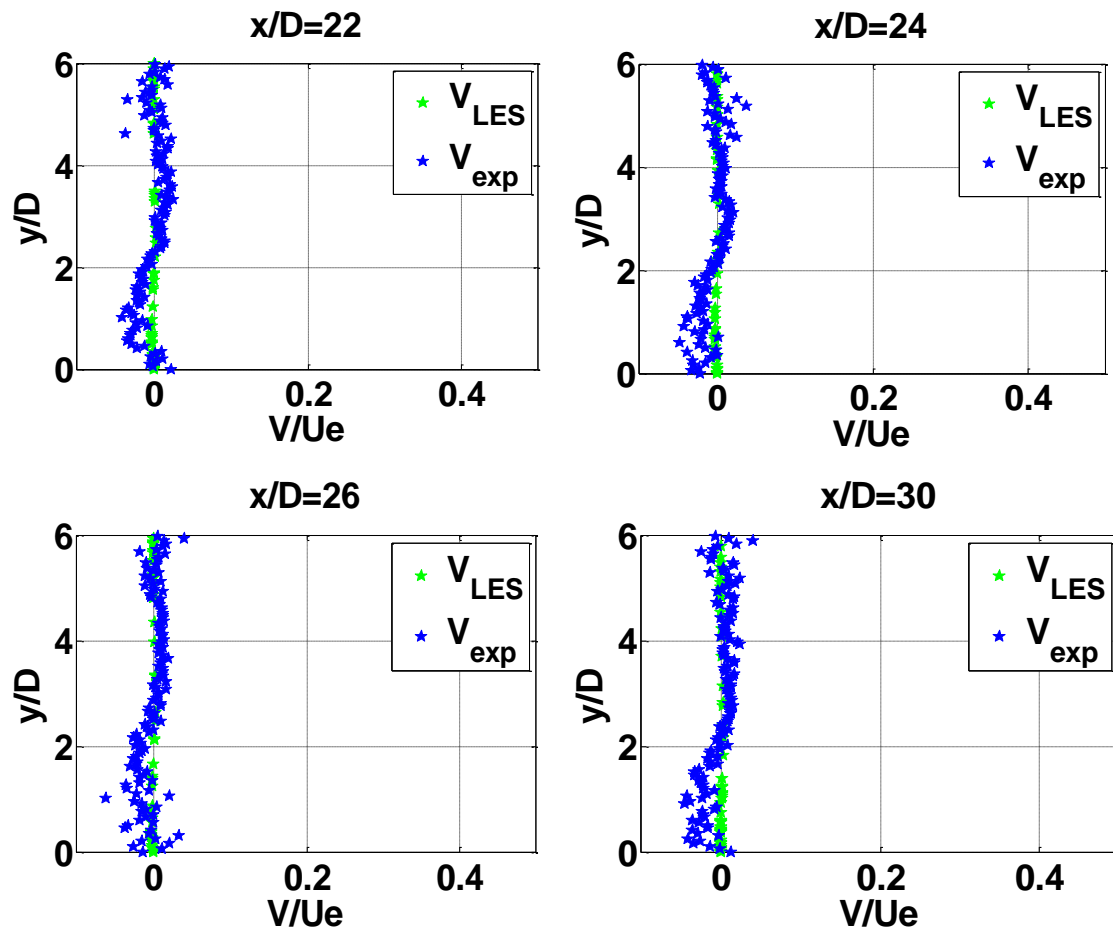
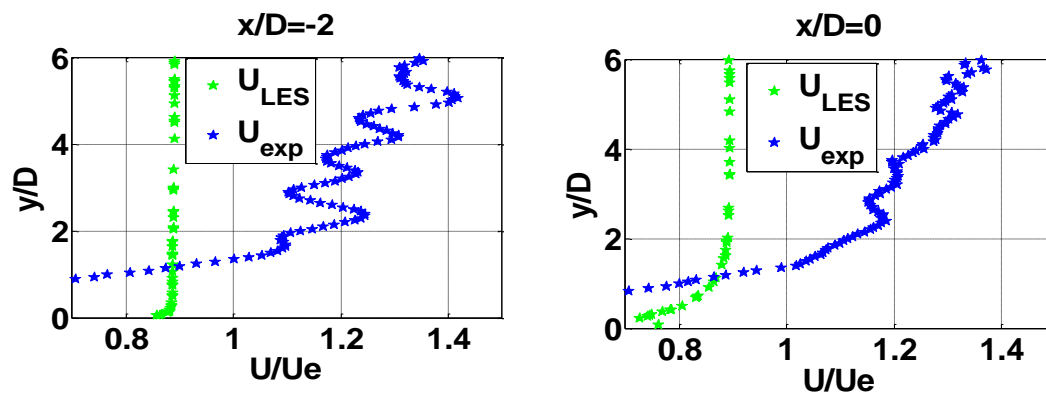
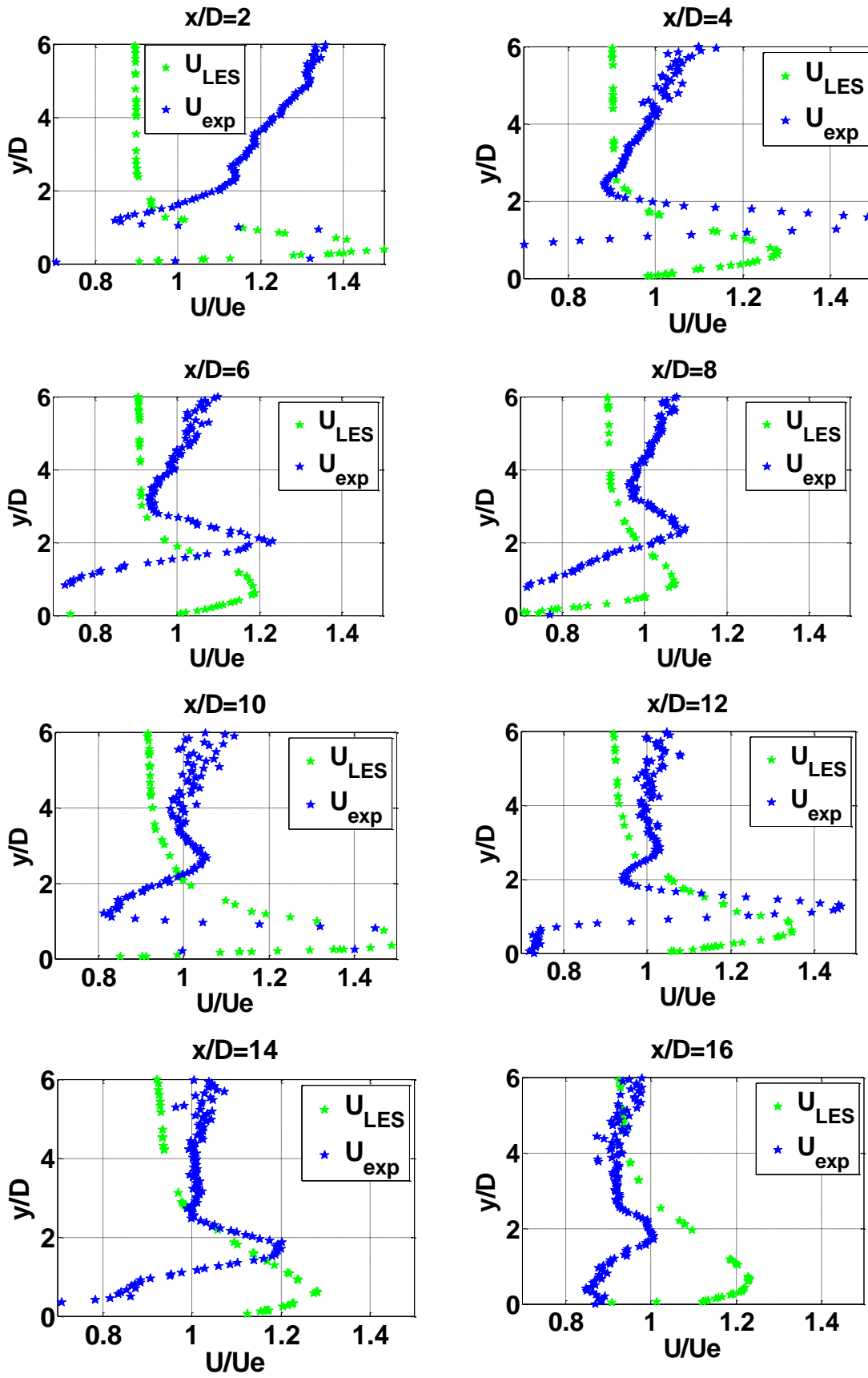


Figure VI-11 : Comparaison des profils de la vitesse transversale réduite V/U_e obtenus par l'expérience et par la L.E.S





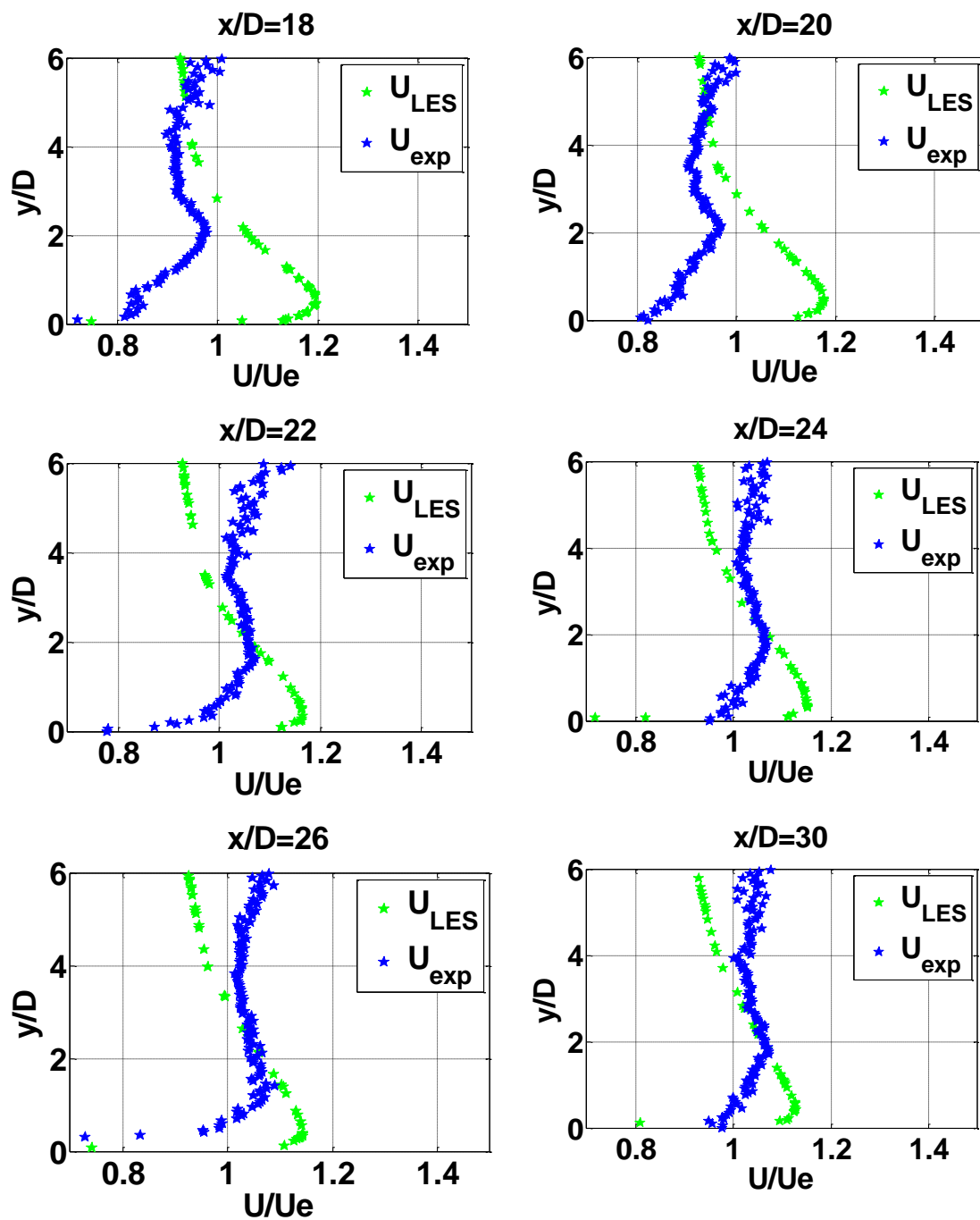


Figure VI-12 : Comparaison des profils de la vitesse transversale réduite U/U_e obtenus par l'expérience et par L.E.S

CONCLUSION

dans notre mmoire nous avons simuler le jet transvers pour défférent inclinaisons par modele K-epsilon nous remarquent que pour $\alpha = 30$ et pour faible taux d'injection le jet attacher bient a la paroi et pour taux d'injection $M=3$ le jet se déplace plus loin de paroi et formes deux vortex. dans deuxième partie nous simuleron le film de refroidissement par methode LES pour $M=2$ nous avons remarqué des effet de l'ecoulement principal sur premiere rangée et forme le film de refroidissement a partir de quetριeme rangée.

Bibliographie :

- [1] Familiarisation générale turbine à gaz société pratt and whitney
Cours d'introduction de premier niveau à la théorie sur la turbine à gaz Pwps édition
2009
- [2] Pierre Gosselin ,1999 "prédiction du transfert thermique pariétal pour la
chambre de combustion d'une turbine à gaz".
These pour l'obtention du grade de philosophie doctor (Ph.D)
- [3] M. Simon Mendez le 26 Novembre 2007 "Simulation numérique et
modélisation de l'écoulement autour des parois multi-perforées"
These doctorat de université Montpellier II
- [4] Andreopoulos, J., Rodi, W., (1984). "Experimental investigation of jets in a
crossflow». *J. FluidMech*, vol.138, pp.93-127.
- [5] Fric, T. F., Roshko, A., (1994). "Vortical structure in the wake of a transverse jet".
J. FluidMech, vol.279, pp.1-47.
- [6] Mendez and F. Nicoud. "Large-eddy simulation of a bi-periodic turbulent
flow with effusion. *J. Fluid Mech* ", 2008a.
- [7] Metzger, D. I. Takeuchi, and P. A. Kuentler. "Effectiveness and heat
transfer with full-coverage film-cooling". ASME Paper 73-GT-18, 1973.
- [8] Cho, H. H., Kim, B. G., Rhee, D. H., (1998). "Effects of Hole Geometry on Heat
(Mass) Transfer and Film Cooling Effectiveness". *Proceedings of 11th
IHTC*, Kyongju, Korea. Addison Wesley Longman Limited, Essex.
- [9] Yuen, C.H.N., and Martinez-Botas, R.F., 2003, "Film Cooling Characteristics of a
Single Round Hole at Various Streamwise Angles in a Crossflow: Part II Heat
Transfer Coefficients," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp.
237-249
- [10] Bergeles, G., Gosman, A. D., Launder, B. E., (1976). "The Near-Field Character
of a Jet Discharged Normal to a Main Stream". *ASME J. Heat Transfer*, pp.373-379.
- [11] Peterson, S. D., Plesniak, M. W., (2002). "Short-hole jet-in-cross flow velocity
field and Its relationship to film-cooling performance". *Exp. in Fluids*, vol.33, pp.889-
898.
- [12] Johnston, J. P., Mosier, B. P., Khan, Z. U., (2002). "Vortex generating jets
effects of jet-hole inlet geometry". *Int. J. Heat and Fluid Flow*, vol.23, pp.744-749.

- [13] New, T. H., Lim, T. T., Luo, S. C., (2003). "Elliptic jets in cross-flow". *J. FluidMech.*, vol.494, pp.119-140.
- [14] Haven, B.A., and Kurosaka, M., 1997, "Kidney and Anti-Kidney Vortices in Crossflow Jets" *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 352, pp. 27-64.
- [15] Jovanovic, M. B., de Lange, H. C., van Steenhoven, A. A., (2006). "Influence of Hole Imperfection on Jet Cross Flow Interaction". *Int. J. Heat and Fluid Flow*, vol.27, pp.42-53.
- [16] Michael Glenn Durham "Comparison of square-hole and round-hole film cooling: acomputational study" B.S.M.E. Florida Atlantic University, 1998
- [17]Walters, D.K., and Leylek, J.H., 2000, "A Detailed Analysis of Film-Cooling Physics: Part Stream wise Injection With Cylindrical Holes," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 102-112.
- [18] A. Immarigeon& I. Hassan (2007) " An advanced impingement/film-cooling" scheme Department of Mechanical and Industrial Engineering, Concordia University, Canada