

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR**

**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**

**FACULTE DE TECHNOLOGIE**

**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

**MEMOIRE**

Présenté pour l'obtention du diplôme de

**MASTER**

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par :

**BATTACHE Melissa**

## Thème

---

**Protection thermique d'une aube de turbine à gaz avec la méthode de film cooling – CDS Oran.**

---

Soutenu le 02 /07/ 2023 devant le jury composé de :

Mr. DJERRADA. A	President
Mr. BENSLIMANE. A	Rapporteur
Mr. GUELAILIA. A	Co-encadrant
Mr. SAHI. A	Examinateur
Mr. HAMDI. M	Examinateur

**Année Universitaire 2022-2023**

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

Populaire et Démocratique Algérienne République

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**



## Déclaration sur l'honneur

### Engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020(\*)

Fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom : BATTACHE  
Prénom : Melissa  
Matricule : 181833010158  
Spécialité et/ou Option : Energétique  
Département : Génie Mécanique  
Faculté : Science et Technologie  
Année universitaire : 2022/2023

et chargé de préparer un mémoire de (*Licence, Master, Autres à préciser*) : Master

Intitulé: Protection Thermique d'une aube de Turbine

Déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

.../.../.....

Signature de l'intéressé

(\*) Lu et approuvé

(\*) Arrêté ministériel disponible sur le site [www.univ-bejaia.dz/formation](http://www.univ-bejaia.dz/formation) (rubrique textes réglementaires)

## Remerciements

*Je tiens à exprimer ma profonde gratitude envers toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de ce mémoire. Le chemin jusqu'à sa finalisation a été parsemé de défis, mais grâce au soutien et à l'encouragement de nombreux individus, j'ai pu franchir chaque étape avec confiance.*

*Tout d'abord, je tiens à remercier mon encadreur Monsieur. **BENSLIMANE ABDELHAKIM** pour son soutien indéfectible et sa confiance tout au long de mon parcours d'étudiante en génie mécanique. Ses conseils éclairés, son expertise précieuse et sa motivation constante ont été des sources d'inspiration et de croissance personnelle pendant ces quatre années.*

*Je souhaite également adresser mes remerciements sincères à l'ensemble des professeurs et du département de génie mécanique. Leur disponibilité, leur engagement et leur passion pour l'enseignement ont contribué à nourrir notre apprentissage et à nous donner les outils nécessaires. Leur soutien inconditionnel et leur expertise ont été essentiels pour notre réussite.*

*Je tiens également à exprimer ma gratitude envers l'équipe du Centre de Développement de Satellites pour leur accueil chaleureux. En particulier, je souhaite remercier mon Co-encadreur Monsieur. **GUELAILIA AHMED** pour sa guidance et son soutien précieux tout au long de mon stage. Sa disponibilité, sa patience et ses conseils avisés ont été d'une grande aide dans mon apprentissage et ma progression professionnelle. Je suis extrêmement reconnaissante pour son encadrement attentif et son engagement envers mon succès.*

*Je souhaite adresser mes remerciements les plus sincères à monsieur. **DJERRADA ABDERRAHMANE**, qui a été bien plus qu'un enseignant, mais un véritable père spirituel. Ses enseignements, son mentorat et sa bienveillance ont été d'une importance capitale dans ma formation. Il a su cultiver en nous l'amour de cette spécialité et nous encourager à donner le meilleur de nous-mêmes.*

*Enfin, je souhaite remercier toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à mon épanouissement académique et personnel. Leurs conseils, leurs discussions et leurs encouragements ont été d'une valeur inestimable pour moi*

## Dédicaces

*Ce travail est dédié*

*A mes chers Parents, mes deux sœurs et mon grand père*

*Je suis infiniment reconnaissante envers vous, mais aucune parole ne peut véritablement rendre hommage à votre importance. Que ce travail soit donc le témoignage humble de ma profonde gratitude envers vous.*

*Je tiens également à dédier ce projet à toutes les personnes qui désirent découvrir ce fabuleux sujet. Que ce projet puisse apporter une contribution significative à votre compréhension et à votre appréciation du sujet.*

# Sommaire

<b>Remerciements</b> .....	<b>i</b>
<b>Dédicaces</b> .....	<b>ii</b>
<b>Sommaire</b> .....	<b>iii</b>
<b>Liste des figures</b> .....	<b>v</b>
<b>Liste des tableaux</b> .....	<b>vii</b>
<b>NOMENCLATURE</b> .....	<b>viii</b>
<b>Introduction Générale</b> .....	<b>1</b>
<b>CHAPITRE I Etude Bibliographique</b> .....	<b>1</b>
I.1. Introduction .....	3
I.2. Techniques de refroidissement .....	3
I.2.1. Refroidissement par convection interne.....	4
I.2.2. Refroidissement par jet impact .....	4
I.2.3. Refroidissement par film.....	5
I.2.4. Refroidissement par transpiration .....	6
I.3. Refroidissement par film .....	7
I.3.1. Paramètres ayant influence sur l'efficacité de refroidissement par film.....	7
I.3.1.1. Paramètres aérodynamiques.....	7
a. Influence du taux d'injection .....	7
b. Influence de l'intensité de turbulence.....	8
c. Influence du rapport des masses volumiques .....	9
d. Influence du nombre de Reynolds .....	10
e. Influence du gradient de pression .....	10
I.3.1.2. Paramètres géométriques .....	11
a. Influence de la longueur du tube d'alimentation du liquide de refroidissement L	11
b. Influence de l'angle composé $\beta$ .....	12
c. Influence de l'angle d'incidence.....	12
d. Influence du nombre et de l'ordre des lignes .....	14
e. Influence de l'espacement entre les trous d'une même rangée P/D.....	15
f. Influence de l'épaisseur de la couche limite.....	15
g. Influence de la forme du trou d'injection .....	15
I.4. Conclusion.....	18
<b>CHAPITRE II Modélisation et Simulation Numérique</b> .....	<b>20</b>
II.1. Introduction .....	20
II.2. Equation de transfert de chaleur .....	21
II.3. Equations gouvernantes.....	21

II.3.1. Equation de la conservation de la masse .....	21
II.3.2. Equation de conservation de l'énergie.....	22
II.3.3. Equations de la conservation de la quantité de mouvement.....	22
II.4. Notion de la turbulence .....	23
II.4.1. Méthodes d'approche de la turbulence .....	24
II.4.1.1. Simulation numérique directe ( <i>Direct Numerical Simulation</i> ).....	24
II.4.1.2. Simulation des Grandes Echelles ( <i>Large Eddy Simulation</i> ).....	24
II.4.1.3. Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations (RANS) .....	25
II.4.2. Modèles de turbulence.....	26
II.4.2.1. Le modèle k- $\epsilon$ .....	26
II.4.2.2. Le modèle k- $\omega$ .....	27
II.4.2.3. Le modèle SST K- $\omega$ .....	27
II.5. Différentes méthodes numériques utilisées.....	28
II.5.1. Méthode des différences finies .....	28
II.5.2. Méthode des éléments finis .....	28
II.5.3. Méthode des volumes finis .....	28
II.6. ANSYS CFX.....	29
II.6.1. ANSYS ICEM CFD .....	30
II.6.2. ANSYS CFX-Pre.....	31
II.6.3. ANSYS CFX-Solver.....	31
II.6.4. ANSYS CFX-Poste .....	32
II.7. Conclusion.....	32
<b>CHAPITRE III Résultats et Discussions.....</b>	<b>33</b>
III.1. Introduction .....	34
III.2. Modèle Baseline.....	34
III.2.1. Géométrie et Maillage .....	34
III.2.2. Conditions aux limites.....	37
III.2.3. Analyse des résultats .....	38
III.3. Double Expansion .....	40
III.3.1. Géométrie et conditions aux limites.....	40
III.3.2. Comparaison entre les deux géométries.....	42
III.4. Conclusion.....	46
<b>Conclusion Générale .....</b>	<b>47</b>
<b>Références Bibliographiques .....</b>	<b>48</b>
<b>Résumé .....</b>	<b>50</b>

## Liste des figures

<b>Figure I.1</b> : Refroidissement par convection interne (air interne).....	4
<b>Figure I.2</b> : Refroidissement par impact. ....	5
<b>Figure I.3</b> : Trois types d'orifices d'injection d'impact.....	5
<b>Figure I.4</b> : Refroidissement par film.....	6
<b>Figure I.5</b> : Refroidissement par transpiration . ....	6
<b>Figure I.6</b> : l'efficacité moyenne latérale pour les différentes géométries à différents taux d'injection [1].....	8
<b>Figure I.7</b> : efficacité centrale pour différents taux d'injection a une intensité $Tu=10\%$ [2]. .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
<b>Figure I.8</b> : Efficacité centrale a différents profils de pression et taux d'injection [7].....	11
<b>Figure I.9</b> : Paramètres géométriques principaux du trou d'injection. ....	13
<b>Figure I.10</b> : efficacité moyenne de la paroi refroidie pour les différentes configurations [16]..	14
<b>Figure I.11</b> : Dispositions des trous avec un angle $\alpha=3^\circ$ [17].....	15
<b>Figure I.12</b> : les quatre configurations étudiées [21]. ....	17
Figure I.13: structure de la forme d'oreille de chat [22]. ....	17
<b>Figure I.14</b> : efficacité de refroidissement de la structure oreille de chat pour différents angles d'injection $\alpha$ [22].....	18
<b>Figure II.1</b> : Simulation numérique directe d'un jet a $M=1.92$ [25]. ....	24
<b>Figure II.2</b> : Schéma représentant l'organisation d'ANSYS CFX . ....	30
<b>Figure III.1</b> : Géométrie du domaine d'étude. ....	35
<b>Figure III.2</b> : Maillage structuré du domaine d'étude.....	35
<b>Figure III.3</b> : l'efficacité centrale pour différents densité de maillages . ....	36
<b>Figure III.4</b> : Conditions aux limites du domaine d'étude . ....	37
<b>Figure III.5</b> : comparaison de l'efficacité moyenne latérale expérimentale [26] avec numérique. .....	38
<b>Figure III.6</b> : l'efficacité moyenne latérale pour différents taux d'injection.....	39
<b>Figure III.7</b> : l'efficacité centrale pour différents taux d'injection.....	39
<b>Figure III.8</b> : Géométrie de la double expansion.....	40
<b>Figure III.9</b> : maillage structuré de la double expansion. ....	41
<b>Figure III.10</b> : contour de distribution de l'épaisseur de la couche limite.....	41
<b>Figure III.11</b> : comparaison de l'efficacité de refroidissement centrale des deux géométries..	42

<b>Figure III.12 :</b> comparaison de l'efficacité moyenne latérale des deux géométries .....	43
<b>Figure III.13 :</b> comparaison de AFCE $\eta$ des deux géométries. ....	44
<b>Figure III.14 :</b> comparaison entre les contours de distribution de l'efficacité des deux configurations à différents taux d'injection. ....	45
<b>Figure III.15:</b> comparaison entre les contours de température des deux géométries. ....	46



## Liste des tableaux

<b>Tableau III.1</b> : Conditions aux limites du domaine d'étude.....	37
<b>Tableau III.2</b> : Paramètres géométriques de la double expansion.....	40
<b>Tableau III.3</b> : comparaison de AFCE $\eta$ des deux géométries.....	44

# NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
M	: Taux d'injection, taux de soufflage	-
Tu	: Intensité du turbulence	-
DR	: Rapport de densité	-
Re	: Nombre de Reynolds $Re = \rho UL / \mu$	-
L	: Longueur	[m]
P	: Espacement entre les trous d'une rangée	[m]
T	: Température	[K]
h	: Coefficient de transfert de chaleur	[W/ m <sup>2</sup> .K]
t	: Temps	[s]
U <sub>g</sub>	: Vitesse moyenne de l'écoulement chaud	[m.s <sup>-1</sup> ]
U <sub>c</sub>	: Vitesse moyenne du fluide de refroidissement	[m.s <sup>-1</sup> ]
Y <sup>+</sup>	: Epaisseur de la couche limite	-

## Symboles grecs

$\alpha$	: Angle d'incidence	-
$\beta$	: Angle composé	-
$\mu$	: Viscosité dynamique	[Pa.s]
$\rho$	: Masse volumique	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\nu$	: Viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\eta$	: Efficacité de refroidissement	-
$\varepsilon$	: Taux dissipation de l'énergie cinétique turbulente	[m <sup>2</sup> .s <sup>-2</sup> ]

## Indices

i, j	: i <sup>ème</sup> et j <sup>ème</sup> composantes.
g, c	: Ecoulement principal, fluide de refroidissement.

## Abréviation

AFCE	: Area Average Film Cooling Efficiency
EC, EF	: Ecoulement chaud, Ecoulement Froid
EFF	: Efficacité

# **Introduction Générale**

# Introduction Générale

Au fil des années, les moteurs ont connu une demande croissante en termes d'amélioration de leurs performances. En conséquence, la température d'entrée de la turbine, un paramètre clé pour optimiser les performances des turbines à gaz, a également augmenté. Cependant, cette température élevée dépasse largement la capacité des matériaux à résister à de telles conditions extrêmes. Pour faire face à ce défi, de nombreuses méthodes de refroidissement ont été développées afin de protéger les aubes de turbine contre les températures élevées. Parmi ces méthodes, le refroidissement par film est considéré comme l'une des technologies les plus prometteuses pour les aubes de turbine à gaz. Il offre des caractéristiques de transfert de chaleur optimales et permet de maintenir la température des matériaux à des niveaux acceptables.

La recherche dans le domaine du refroidissement par film a commencé dès 1971 avec l'étude de Goldstein et al. qui a jeté les bases de cette technologie. Depuis lors, de nombreuses études et recherches ont été menées pour comprendre et améliorer les performances du refroidissement par film. Des facteurs tels que le taux d'injection, l'angle d'incidence, l'intensité de turbulence du flux et la forme des trous d'injection ont été étudiés afin d'optimiser l'efficacité du refroidissement par film.

Dans le cadre de ce projet de fin d'études, nous avons divisé notre travail en trois chapitres. Dans le premier chapitre, nous présentons une revue des différentes techniques de refroidissement utilisées dans les turbines à gaz. En se concentrant sur la méthode de refroidissement par film, nous discuterons des différentes approches de refroidissement par film et de leur impact sur les performances de la turbine à gaz.

Dans le deuxième chapitre, nous nous concentrons sur la modélisation et la simulation numérique du système d'étude. Nous présentons les équations fondamentales régissant le comportement du système et introduisons le phénomène de turbulence ainsi que les différentes approches et modèles pour sa modélisation. Nous présentons également les méthodes numériques utilisées, telles que la méthode des éléments finis, la méthode des différences finies et la méthode des volumes finis, ainsi que le logiciel ANSYS CFX utilisé pour nos simulations numériques.

Enfin, dans le troisième et dernier chapitre, nous présenterons et nous discuterons les résultats de notre travail. Nous avons réalisé des simulations numériques sur deux configurations différentes : une géométrie cylindrique de base que nous avons validée, et notre propre géométrie

personnalisée, la double expansion. Nous comparerons les performances de refroidissement par film entre ces deux configurations afin d'évaluer l'efficacité de notre géométrie.

En résumé, ce PFE vise à approfondir notre compréhension du refroidissement thermique des aubes de turbine à gaz en utilisant la méthode de film cooling. Nous avons combiné une étude bibliographique approfondie, une modélisation numérique et des simulations pour analyser les paramètres influençant l'efficacité du film cooling. Les résultats obtenus dans ce projet contribueront à l'amélioration des techniques de refroidissement et à l'optimisation des performances des turbines à gaz dans différents domaines industriels.

# **CHAPITRE I**

## **Etude Bibliographique**

# Etude Bibliographique

## I.1. Introduction

Afin de dissiper la chaleur générée par les systèmes thermiques, plusieurs techniques ont été inventées. Cependant, il est indéniable que le refroidissement par film est la méthode la plus efficace et la plus adoptée dans de nombreux domaines tels que l'aérospatiale, la production d'énergie et l'industrie chimique. Cette méthode de refroidissement repose sur l'application d'un film mince de fluide sur la surface à refroidir, créant ainsi une barrière thermique entre la surface chaude et l'environnement.

Dans ce premier chapitre, nous nous concentrerons sur une étude bibliographique approfondie du refroidissement par film et des paramètres qui ont une influence directe sur son efficacité. Notre objectif est de fournir une vue d'ensemble des recherches antérieures, des avancées technologiques et des principales considérations liées à cette méthode de refroidissement.

Cette étude bibliographique constitue une première étape cruciale pour comprendre les avancées récentes dans le domaine du refroidissement par film et pour identifier les lacunes de recherche actuelles. En comprenant les paramètres influençant l'efficacité de cette technique, nous pourrions développer de nouvelles approches et optimiser les systèmes de refroidissement par film, ouvrant ainsi la voie à des applications encore plus avancées et efficaces.

## I.2. Techniques de refroidissement

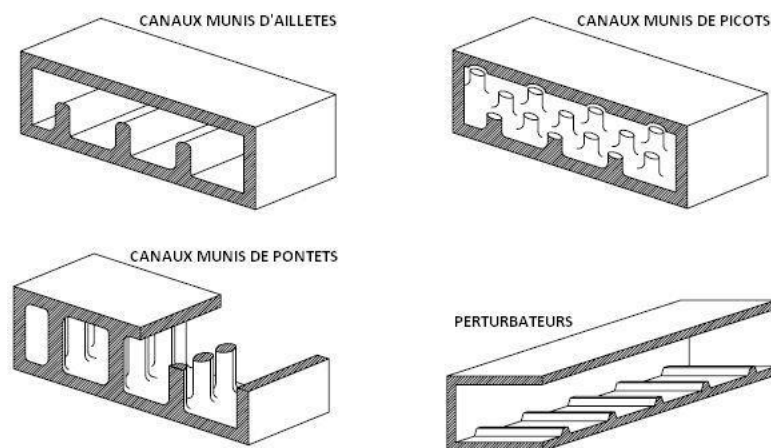
Différentes techniques de refroidissement des aubes des turbines à gaz ont été développées pour résoudre le problème des températures extrêmes et garantir des performances optimales. Les ingénieurs et les techniciens doivent choisir la technique de refroidissement appropriée en fonction des besoins spécifiques de chaque application pour assurer une durée de vie maximale. Ces techniques ont été divisées en deux grandes catégories : les refroidissements internes et les refroidissements externes.

L'utilisation des deux catégories de techniques de refroidissement dépend de la température amont de la turbine. En effet, la première catégorie, qui comprend la convection forcée et le jet interne, est considérée comme moins efficace que le refroidissement externe en raison des limites des caractéristiques thermiques de l'air. Elle est donc généralement utilisée pour les turbines dont la température amont est comprise entre 1300 et 1600 K. En revanche, le refroidissement externe, tel que le refroidissement par film d'air et le refroidissement par transpiration à travers des surfaces

poreuses, est plus efficace et est réservé aux températures amont dépassant 1600 K. Ainsi, le choix de la technique de refroidissement appropriée dépendra de la température de fonctionnement de la turbine.

### I.2.1. Refroidissement par convection interne

Le refroidissement par convection interne est la plus ancienne et la plus simple des techniques de refroidissement. Cette technique vise à extraire la chaleur générée par l'air chaud qui traverse l'aubage des turbines à gaz en faisant circuler de l'air frais à l'intérieur des canaux de l'aube. Pour optimiser l'efficacité de cette technique, il est essentiel d'augmenter les échanges convectifs entre le fluide et la paroi en utilisant des dispositifs de perturbation de l'écoulement, tels que des ailettes, des picots, des pontets ou des perturbateurs à l'intérieur des canaux comme illustré sur la Figure I.1. Ces dispositifs créent des turbulences qui augmentent la surface de contact entre l'air et la paroi, améliorant ainsi le transfert de chaleur et la dissipation de la chaleur générée par l'aubage.

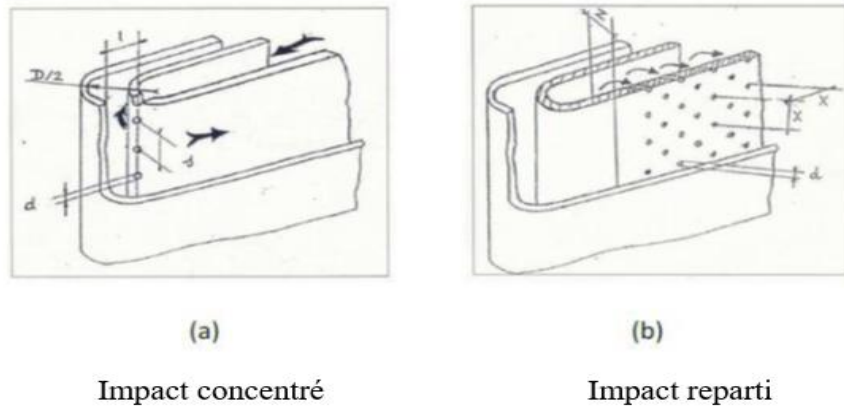


**Figure I.1** : Refroidissement par convection interne (air interne).

### I.2.2. Refroidissement par jet impact

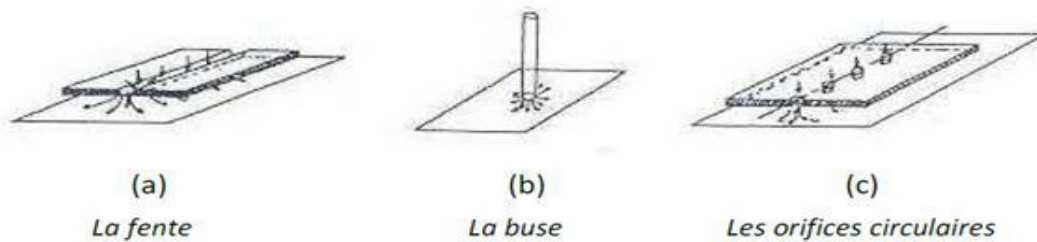
Le refroidissement par impact de jets consiste à utiliser des jets d'air à grande vitesse pour refroidir la paroi des aubes de turbine. C'est une méthode très efficace qui permet d'atteindre les coefficients d'échange thermique les plus élevés localement. Il existe deux technologies d'impact de jets : l'impact réparti (l'air frais injecté à travers une matrice de jets) et l'impact concentré (l'air frais injecté à travers une rangée unique de jets) (Figure 1.2). L'impact concentré est souvent utilisé pour refroidir les zones les plus soumises à un flux thermique important, comme le bord d'attaque des aubes mobiles. Cependant, cela génère des pertes de charge importantes.





**Figure I.2 :** Refroidissement par impact.

Le refroidissement par jet impact est également utilisée dans les turbomachines pour refroidir les aubages de turbine fixes ou mobiles, les chambres de combustion et les anneaux de turbine. Les orifices d'injection d'air peuvent être de trois types : fente, buse et orifice circulaire (Figure 1.3).

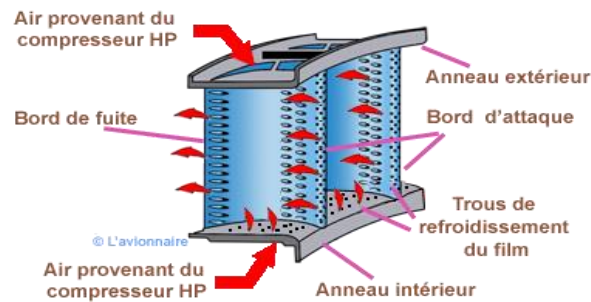


**Figure I.3 :** Trois types d'orifices d'injection d'impact.

Bien que cette technique est très efficace, le coût de fabrication et l'efficacité de refroidissement sont des facteurs limitants pour son utilisation.

### **I.2.3. Refroidissement par film**

La technique de refroidissement par film a été développée dans les années soixante et est aujourd'hui considérée comme la méthode la plus rentable dans la technologie des turbines à gaz en raison de son efficacité de refroidissement considérable par son coût de fabrication raisonnable. Cette technique consiste à prélever de l'air frais à la sortie du compresseur et à l'injecter à travers des rangées de trous placées sur le bord d'attaque et le bord de fuite de l'aube à refroidir. Cette injection d'air a pour objectif de créer une couche d'air refroidissante entre les gaz chauds provenant de la chambre de combustion et la surface de l'aube refroidie. Il convient de noter que ce mode de refroidissement est d'un intérêt particulier pour notre étude.

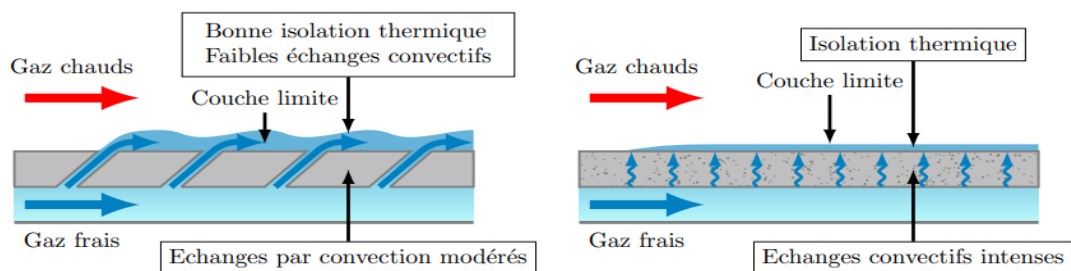


**Figure I.4 :** Refroidissement par film.

### I.2.4. Refroidissement par transpiration

La technique de refroidissement par transpiration est une technologie efficace qui consiste à faire circuler de l'air frais à travers plusieurs couches de parois multi-perforées dont les trous sont décalés pour permettre à l'air de passer de l'un à l'autre par des mini-canaux. Dans ce système, l'air est forcé à travers les parois poreuses de l'aube, ce qui constitue le raisonnement idéal puisqu'il comporte presque 100% du système convectif efficace.

Cette méthode de refroidissement est prometteuse en termes de réduction du débit de refroidissement, car elle permet une distribution plus homogène du fluide refroidissant sur la surface que par le biais du refroidissement par film, d'où une meilleure efficacité de refroidissement. Cependant, les matériaux courants et les problèmes de fabrication avec les critères de performances rendent l'application de ce type de système dans les aubes de turbine impossible.



**(a)** Refroidissement au travers d'une paroi multiperforée. **(b)** Refroidissement par transpiration au travers d'une paroi poreuse.

**Figure I.5 :** Refroidissement par transpiration .

### **I.3. Refroidissement par film**

Le refroidissement par film engendre une interaction directe entre deux fluides de propriétés différentes : le fluide froid et les gaz chauds. Cette interaction se produit à chaque orifice ou même entre les jets adjacents d'une même rangée ou de rangées différentes, créant ainsi un ensemble de paramètres qui influencent l'efficacité du refroidissement. Ces paramètres sont classés en deux catégories : les paramètres aérodynamiques et géométriques

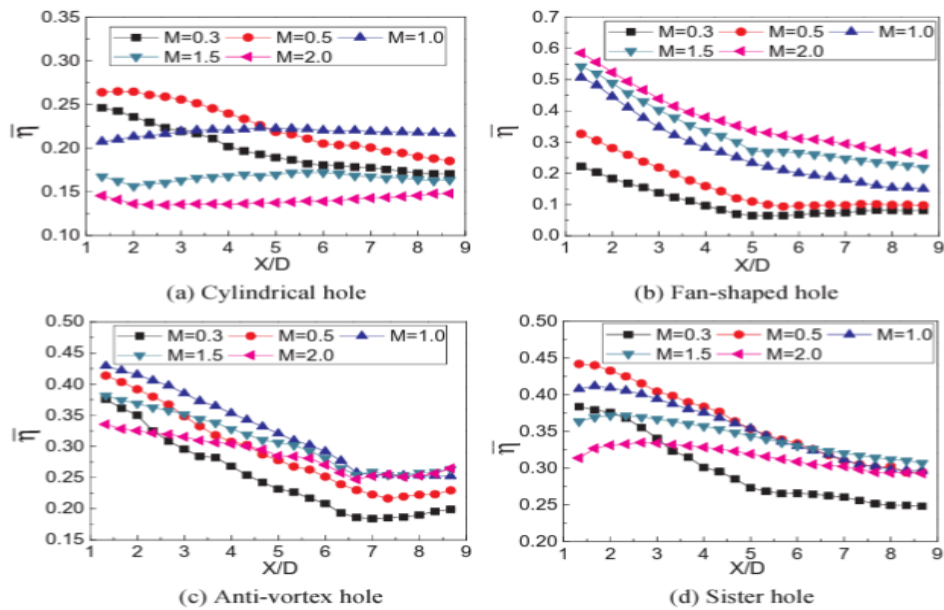
#### **I.3.1. Paramètres ayant influence sur l'efficacité de refroidissement par film**

##### **I.3.1.1. Paramètres aérodynamiques**

###### **a. Influence du taux d'injection**

Le taux d'injection peut être considéré comme l'un des paramètres aérodynamiques les plus étudiés en raison de son influence majeure sur l'efficacité de refroidissement. Il dépend de plusieurs facteurs, notamment la géométrie du système de refroidissement, les conditions d'écoulement et les propriétés du fluide de refroidissement. Ainsi, des études expérimentales ou numériques sont nécessaires pour déterminer le taux d'injection optimal pour une géométrie ou une application donnée.

Nan Cao et al [1] ont mené une étude expérimentale et numérique sur l'effet de la géométrie des trous de film sur les performances de refroidissement par film et la structure de l'écoulement. Quatre types de trous de film ont été étudiés : le trou cylindrique, fan Shape, le trou anti-vortex et Sister Hole. Le taux d'injection variait de 0,3 à 2,0. Les résultats expérimentaux présentés sur la Figure I.6 ont montré que le Sister Hole présente les meilleures performances de refroidissement avec un rapport de soufflage compris entre 0,3 et 1,5. Le Sister Hole offre de meilleures performances que le trou anti-vortex. Alors que le fan Shape offre de meilleures performances à des taux d'injection élevés et atteint son meilleur résultat avec un taux d'injection de 2,0. La simulation numérique indique que pour le trou anti-vortex et le trou Sister Hole, l'application de trous latéraux peut réduire l'intensité du tourbillon anti-vortex du trou principal et affaiblir le mélange entre le tourbillon anti-vortex du trou principal et le flux principal, ce qui améliore les performances de refroidissement. L'interaction du liquide de refroidissement entre les trous latéraux et le trou principal du trou de sœur est plus forte que celle du trou anti-vortex.

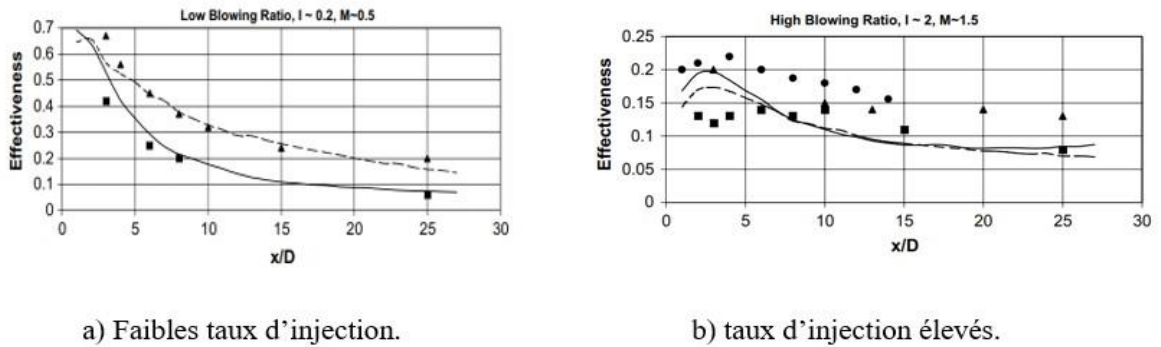


**Figure I.6 :** Efficacité moyenne latérale pour les différentes géométries à différents taux d'injection [1].

### b. Influence de l'intensité de turbulence

L'intensité turbulente est un paramètre crucial qui a un impact significatif sur l'efficacité du refroidissement par film. Elle fait référence au niveau d'agitation et de turbulence présents dans le fluide. Une intensité turbulente élevée se traduit par un écoulement plus chaotique et turbulent du fluide.

L'intensité turbulente du flux a un impact complexe sur l'efficacité de refroidissement, et cela dépend du taux d'injection et d'autres paramètres géométriques. Par exemple, James E. Mayhew et al. [2] ont réalisé une étude expérimentale sur l'influence de l'intensité turbulente sur l'efficacité adiabatique du film en utilisant la thermographie cristalline. Ils ont utilisé un modèle avec trois trous espacés de trois diamètres et un rapport de densité proche de l'unité, en variant les taux d'injection. Les résultats présentés dans la Figure I.7 ont montré que l'intensité turbulente du flux a un impact significatif sur l'efficacité du refroidissement par film. Une turbulence élevée du flux améliore l'efficacité moyenne de la zone à des taux de soufflage élevés, mais l'a diminué à des taux de soufflage faibles. À faible taux d'injection, la turbulence du flux réduit la zone de couverture de l'air de refroidissement en raison d'un mélange accru avec le flux principal. Cependant, à des taux de soufflage élevés, lorsque la majeure partie du jet s'est détachée dans le cas d'une faible turbulence, une turbulence élevée du fluide transforme son mélange accru en un élément actif. Cela entraîne une partie du liquide de refroidissement qui pénètre dans l'écoulement principal et se mélange à l'air près de la surface.



a) Faibles taux d'injection.

b) taux d'injection élevés.

**Figure I.7 :** efficacité centrale pour différents taux d'injection à une intensité  $Tu=10\%$  [2].

Saumweber et al. [3] ont également réalisé une série d'expériences génériques pour examiner l'effet de la turbulence sur les performances de refroidissement. Ils ont comparé les résultats d'une rangée de trois trous cylindriques utilisée comme référence avec ceux de deux autres configurations de rangées de trous comportant des sorties élargies en forme de fan, avec une intensité de turbulence allant jusqu'à 11% et des taux d'injection variables. Les résultats ont montré que les trous élargis et les trous cylindriques réagissent de manière très différente aux niveaux élevés d'intensité de turbulence. Pour les trous cylindriques, l'efficacité du refroidissement par film diminue avec une turbulence accrue à des taux de soufflage faibles, tandis qu'une légère amélioration de l'efficacité peut être observée à des taux de soufflage élevés. En revanche, pour les trous élargis, une intensité de turbulence accrue a un effet néfaste, même à des taux de soufflage élevés.

En conclusion, cette étude met en évidence l'importance de la forme des trous et de l'intensité de turbulence en flux libre sur les performances de refroidissement par film. Les trous en forme fan et les trous cylindriques réagissent différemment à la turbulence, et l'effet de la turbulence élevée est plus marqué pour les trous en forme fan et élargies.

### c. Influence du rapport des masses volumiques

Selon une étude expérimentale et numérique réalisée par Xi Yang et al. [4], l'efficacité du refroidissement par film sur l'aube et son effet secondaire sur les surfaces de la pale ont été mesurés dans une cascade linéaire en utilisant de la peinture sensible à la pression (PSP) à différents ratios de densité. Des trous de refroidissement double rangée en amont, avec un angle d'inclinaison ( $\alpha$ ) de 30 degrés, ont été étudiés, incluant des trous cylindriques dans le sens du courant, des trous cylindriques à angle composé et des trous de refroidissement par double jet (DJFC). Le rapport de densité (DR) variait entre 1,0, 1,5 et 2,5. Les conditions de taux d'injection faible et élevé ( $M = 0,5$  et  $2,0$ ) ont également été prises en compte. Les résultats ont révélé qu'à un faible rapport de

soufflage, une efficacité de refroidissement plus élevée de l'aube était obtenue lorsque le DR augmentait, tandis que la variation du ratio de densité montrait un impact limité sur l'efficacité de refroidissement secondaire des surfaces de la pale. À un rapport de soufflage élevé, avec l'augmentation du DR, la couverture de liquide de refroidissement se réduisait progressivement, en particulier sur l'aube et la surface de pression de la pale.

#### **d. Influence du nombre de Reynolds**

Plusieurs études ont été menées pour évaluer l'effet du nombre de Reynolds sur le refroidissement par film, telles que l'étude de Ito et al. [5], qui ont examiné l'efficacité de refroidissement par film pour des nombres de Reynolds allant de 10 000 à 100 000. Ils ont constaté que l'efficacité de refroidissement par film augmentait avec le nombre de Reynolds, mais que l'effet de la densité du fluide de refroidissement était plus important que celui du nombre de Reynolds. De même, l'étude de Han et Goldstein [6] a montré que l'efficacité de refroidissement par film augmentait avec le nombre de Reynolds, mais qu'il y avait une limite supérieure au-delà de laquelle l'effet du nombre de Reynolds devenait moins important.

En somme, l'effet du nombre de Reynolds sur le refroidissement par film dépend de divers facteurs et doit être examiné en conjonction avec d'autres paramètres de conception.

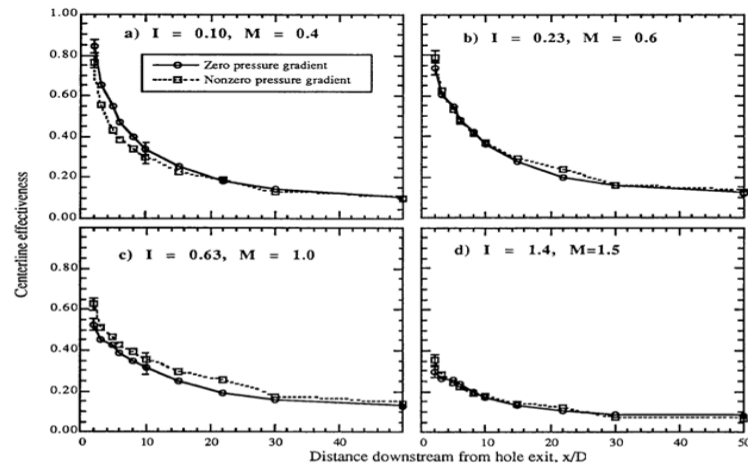
#### **e. Influence du gradient de pression**

Le gradient de pression, également connu sous le nom de pertes de pression, désigne la variation de pression le long d'une direction ou d'une surface spécifique. Il mesure le taux de changement de la pression par rapport à un paramètre donné, tel que la distance ou le temps. Ce paramètre revêt une grande importance dans le refroidissement par film, car il existe un gradient de pression favorable dans l'espace entre les aubes sur une première partie du canal, suivi d'un gradient inverse sur la dernière partie.

Figure I.8 présente les résultats obtenus par D. Schmidt et G. Bogard [7] lors de leur étude expérimentale portant sur l'efficacité du refroidissement par film. Ils ont utilisé une installation d'essai à plaque plate comportant une seule rangée de trous ronds inclinés par lesquels de l'air à haute densité, refroidi cryogéniquement, était injecté. Une distribution de pression représentative du côté aspiration d'une pale de turbine à gaz a été appliquée sur la plaque d'essai en utilisant un contour de paroi supérieure. Les valeurs du paramètre d'accélération allaient de  $K = 1,5 \times 10^{-6}$  à l'emplacement d'injection à  $K = -0,5 \times 10^{-6}$  à 50 D en aval.

Les résultats d'efficacité ont été comparés aux résultats obtenus dans la même installation avec un gradient de pression nul. Les expériences ont été réalisées avec un rapport de densité de  $DR = 1,6$  et une gamme de taux d'injection  $M = 0,4$  à  $1,5$ , ainsi que des rapports de flux de momentum de I

= 0,10 à 1,4. Les distributions latérales de l'efficacité adiabatique ont été déterminées à des distances de 3 D à 15 D en aval des trous d'injection.



**Figure I.8 :** Efficacité centrale à différents profils de pression et taux d'injection [7].

Lorsque les jets de refroidissement n'étaient pas complètement détachés, l'application du gradient de pression a amélioré la propagation latérale des jets immédiatement en aval des trous de refroidissement du film et a augmenté le taux de désintégration de l'efficacité moyenne latéralement. Cependant, dans l'ensemble, l'efficacité n'a que peu changé. Lorsque les jets de refroidissement étaient complètement détachés (à  $I = 1,4, M = 1,5$ ), la distribution du gradient de pression n'avait essentiellement aucun effet sur l'efficacité du jet.

### I.3.1.2. Paramètres géométriques

#### a. Influence de la longueur du tube d'alimentation du liquide de refroidissement L

La longueur du tube d'amenée de liquide de refroidissement joue un rôle important sur l'efficacité du système de refroidissement. Selon Goldstein [8], une différence significative d'efficacité est observée en fonction de la longueur d'injection. En augmentant le rapport  $L/D$ , les profils de vitesse de décharge deviennent plus uniformes. Cependant, pour les tubes plus longs ( $L/D > 6$ ), la longueur du tube près de la sortie du trou n'a pas d'impact sur les conditions de décharge.

Burd [9] a comparé l'efficacité de refroidissement d'un tube d'injection court ( $L/D=2,3$ ) avec celui d'un tube d'injection plus long ( $L/D=7,0$ ). Les résultats montrent que l'injection avec un tube court permet une pénétration plus loin du fluide et une zone d'influence plus grande en aval. Toutefois, aucune variation significative n'a été observée dans le champ de vitesse moyenne normalisée lorsque la longueur de tube augmentait.

En somme, différentes formes de trous peuvent considérablement améliorer les performances de refroidissement. Leur efficacité peut être classée de haute à basse selon la

structure de trou anti-reflux > les trous jumeaux > les trous en forme de ventilateur > le trou circulaire > le trou carré. De plus, il est important de placer le tube d'alimentation en liquide de refroidissement à une longueur appropriée, avec un rapport  $L/D$  d'environ 6. L'injection du fluide depuis les surfaces de pression et de succion conduit à une température de paroi inférieure et à un transfert de chaleur moins important. L'effet de refroidissement peut être attribué de haut en bas comme suit : surface plane > surface de pression > surface de succion > bord d'attaque. En superposant différentes positions d'injection, les performances de transfert de chaleur peuvent être encore améliorées [10].

### **b. Influence de l'angle composé $\beta$**

Le concept d'angle composé, noté  $\beta$ , se réfère à l'orientation des trous de film, qui a une grande influence sur la couverture latérale du film de refroidissement. De nombreuses études se sont concentrées sur l'impact de cet angle. McClintic [11] a découvert que l'efficacité du refroidissement par film pouvait être améliorée en injectant le liquide de refroidissement à travers des trous avec des angles composés. Il a observé que lorsque la circulation transversale était opposée à la direction dans le sens de l'envergure du jet, c'est-à-dire lorsque  $\beta$  était de  $90^\circ$ , la propagation latérale du liquide de refroidissement en aval était plus grande, et le pic d'efficacité adiabatique était plus élevé qu'avec une injection dans la direction en ligne ( $\beta = 0^\circ$ ). McGovern et Leylek [12] ont confirmé que l'angle composé influençait la symétrie des tourbillons et que l'injection à travers des trous avec des angles composés conduisait à une asymétrie de CRVP dans le champ de circulation transversale, ce qui permettait une meilleure distribution du liquide de refroidissement dans la direction de l'envergure. Cependant, l'injection dans la direction de l'envergure ( $\beta = 90^\circ$ ) n'est pas toujours la meilleure solution pour obtenir des performances de refroidissement optimales. Bien que cela permette une meilleure couverture du liquide de refroidissement sur la paroi en aval, une diminution de l'effet de refroidissement peut se produire plus rapidement le long de la direction principale. Lorsque  $\beta$  est proche de zéro, le mélange est minimisé, mais la couverture de film est également minimale. Lorsque  $\beta = 90^\circ$ , une bonne couverture est obtenue près du trou, mais cela diminue plus loin en aval. En somme, l'introduction de l'angle composé peut élargir la distribution latérale du film de gaz, mais cela peut également entraîner une diminution de l'efficacité de refroidissement le long de la direction principale.

### **c. Influence de l'angle d'incidence**

Plusieurs recherches ont été faites sur l'angle d'incidence en fonction du taux d'injection ci-dessous quelques travaux ont été promus dans des enquêtes antérieures.

Jia [13] a proposé le refroidissement par film en utilisant une fente et, dans des conditions d'angle d'incidence allant de  $16^\circ$  à  $90^\circ$ , d'un rapport de soufflage de 0,5 à 9,22 et d'un rapport de

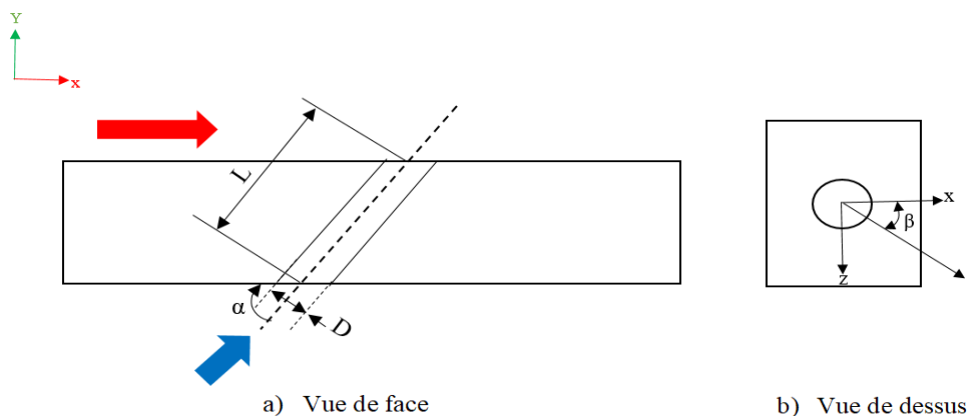


densité fixé à 1,26. Il a été démontré que l'angle d'incidence entre  $30^\circ$  et  $40^\circ$  était recommandé dans le cadre de la recherche. Pendant ce temps, avec l'augmentation du rapport de soufflage, l'efficacité de refroidissement par film a atteint son pic maximal pour un nombre de 1, suivi d'une diminution progressive.

Les conditions fixées par Yuen et Martinez-Botas [14] étaient l'injection à un seul trou, l'angle d'incidence allant de  $30^\circ$  à  $90^\circ$ , un rapport de soufflage de 0,33 à 2 et un rapport de densité de 0,92. Il a été souligné que dans la plage du rapport de soufflage et de l'angle d'incidence, l'efficacité de refroidissement par film a changé de manière incohérente dans la zone aval du trou. Ils ont indiqué que l'efficacité de refroidissement par film de la région adjacente à l'aval atteignait le niveau le plus élevé à l'angle d'incidence de  $30^\circ$  et au rapport de soufflage de 0,33. De plus, l'effet de refroidissement de l'angle d'incidence de  $60^\circ$  était supérieur aux autres conditions dans la région médiane en aval du trou. De plus, sous le même rapport de soufflage, l'effet de refroidissement de la région distale en aval était optimal à un angle d'incidence de  $30^\circ$ .

En somme, les facteurs prédominants tels que le rapport de soufflage, le rapport de densité, le rapport de vitesse et l'angle d'incidence sont en réalité interconnectés. Les valeurs de ces facteurs qui conduisent à la meilleure couverture du mur cible peuvent fluctuer, mais elles varient dans une certaine plage. Cependant, il est recommandé de ne pas fixer le rapport de densité et l'angle d'incidence à des valeurs trop élevées. De plus, en fixant le rapport de vitesse à  $\sin\alpha$ , on obtient toujours une meilleure efficacité de refroidissement. Il est important de souligner que la combinaison optimale de ces facteurs peut varier en fonction des conditions de fonctionnement, et doit être déterminée par des tests expérimentaux appropriés.

La figure I.9 illustre les paramètres géométriques principaux de la géométrie d'étude.

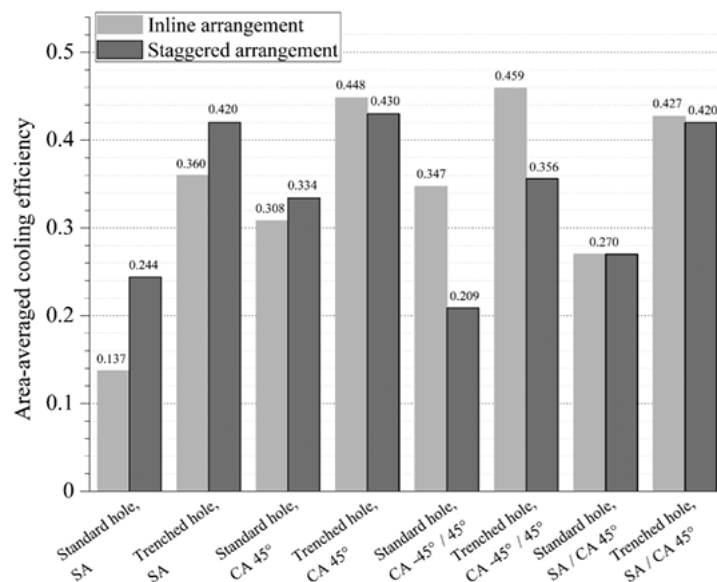


**Figure I.9:** Paramètres géométriques principaux du trou d'injection.

#### d. Influence du nombre et de l'ordre des lignes

Diverses études ont examiné ce paramètre, mais elles ont toutes abouti à la même conclusion. S.F. Shaker et son équipe [15] ont mené une étude numérique tridimensionnelle sur l'impact du refroidissement par film sur les performances thermiques des aubes de turbine à gaz. Deux configurations de refroidissement ont été comparées : l'une avec quatre rangées de films et l'autre avec huit rangées. Les résultats indiquent que l'utilisation de huit rangées de films conduit à une amélioration plus significative du refroidissement par rapport à quatre rangées. L'augmentation du nombre de rangées favorise une réduction de la température plus efficace et une distribution plus homogène du réfrigérant sur la surface de l'aube.

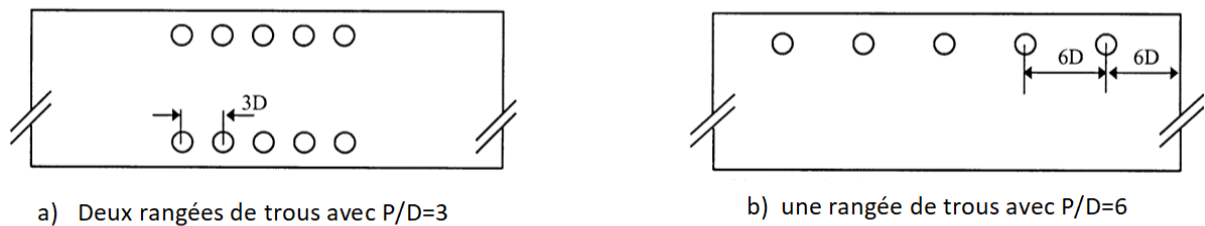
Après avoir démontré par le biais de diverses études expérimentales et numériques que l'utilisation de plusieurs rangées offre une efficacité de refroidissement supérieure, il est essentiel d'analyser l'impact de la disposition des rangées sur cette efficacité. Une étude menée par W. Wang et ses collègues [16] ont examiné numériquement l'effet de l'arrangement des rangées de trous de refroidissement, qu'ils soient avec angles simples ou composés. Pour les configurations avec des trous standard et tranchées, une disposition en cascade des trous d'angle simples s'est avérée plus efficace en termes de refroidissement par rapport à une configuration en ligne. En revanche, la disposition en ligne avec des trous d'angle composés opposés a présenté la meilleure efficacité de refroidissement.



**Figure I.10** : efficacité moyenne de la paroi refroidie pour les différentes configurations [16].

### e. Influence de l'espacement entre les trous d'une même rangée P/D

Une étude expérimentale menée par C.H.N. Yuen et R.F. Martinez-Botas [17] visait à obtenir des informations précises et significatives sur les caractéristiques de refroidissement par film en utilisant différentes configurations de trous cylindriques. Cette étude expérimentale s'est concentrée sur des essais réalisés sur des plaques planes avec une ou deux rangées de trous, en variant les angles d'injection (30, 60 et 90 degrés) et les rapports d'espacement entre les trous ( $p/D$  de 3 et 6) Figure I.11. Les résultats ont démontré que la proximité des rangées améliorait l'efficacité moyenne-latérale du film de refroidissement.



**Figure I.11 :** Dispositions des trous avec un angle  $\alpha=3^\circ$  [17].

### f. Influence de l'épaisseur de la couche limite

L'épaisseur de la couche limite est un critère complexe qui est influencé par divers facteurs tels que la géométrie et le nombre de Reynolds.

Des études antérieures, menées par C. Liess [18] et Anderson [19], ont confirmé que l'efficacité du refroidissement par film était fortement affectée par l'épaisseur de la couche limite. Plus précisément, une couche limite trop mince entraînait une diminution rapide de l'efficacité de refroidissement. En comparant les résultats de ces études, il est clair que la séparation du jet de refroidissement avait moins d'impact sur les trous de forme. La distance entre le bord d'attaque de la paroi et le trou s'est révélée être le moyen le plus efficace de modifier l'épaisseur de la couche limite. Une couche limite plus épaisse augmentait la zone de couverture latérale du fluide de refroidissement. Les résultats extrapolés indiquent également des différences significatives entre les trous cylindriques et les trous de forme. Dans des conditions de turbulence élevée et de trous de forme, l'efficacité du refroidissement s'améliorait avec l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite, tandis que l'effet inverse était observé avec les trous cylindriques.

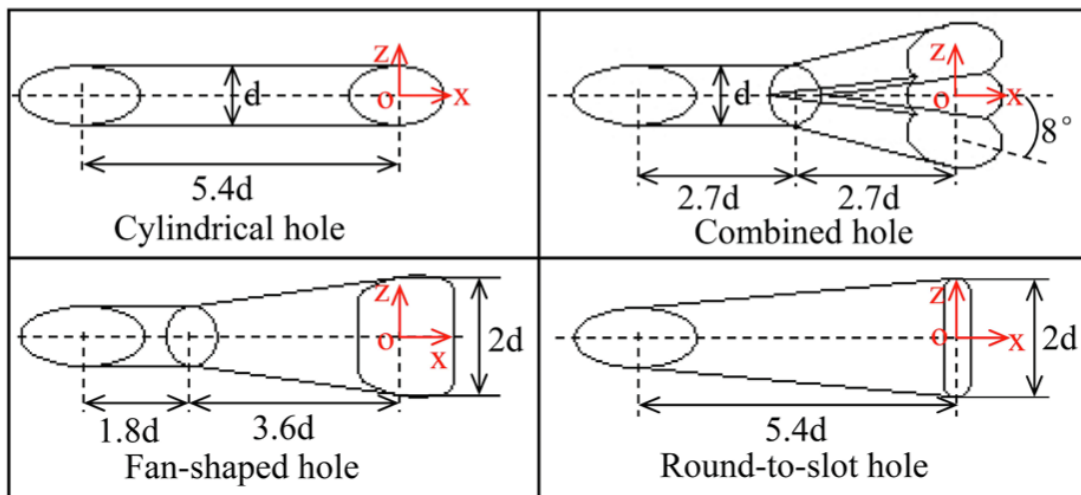
### g. Influence de la forme du trou d'injection

Après l'étude des performances du trou cylindrique de base en tenant compte des différents paramètres géométriques et aérodynamiques, il est devenu essentiel d'explorer de nouvelles formes

géométriques favorisant une meilleure couverture de surface et une distribution uniforme du film de réfrigérant, afin d'améliorer l'efficacité de refroidissement. Ce paramètre revêt une grande importance car ses performances peuvent varier en fonction de chaque paramètre aérodynamique ou géométrique. Voici un résumé de quelques études qui ont cherché à comprendre les effets des différentes formes de trou.

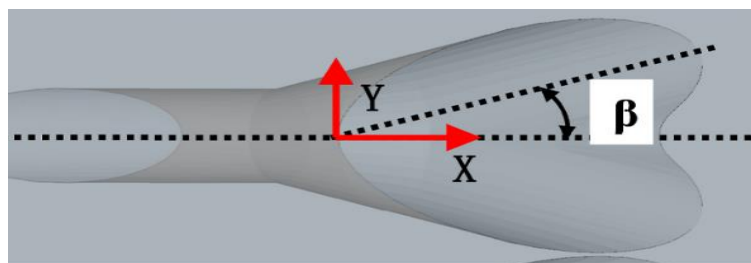
Goldstein [20] a été le premier à étudier le refroidissement par film des injections rondes et carrées lorsqu'elles avaient la même orientation composée ( $\beta=45^\circ$ ) et angle d'inclinaison ( $\alpha=30^\circ$ ). Il y avait en effet une différence significative dans l'efficacité de refroidissement par film entre les deux géométries. Les résultats ont indiqué que le trou rond était toujours supérieur, en particulier à des taux de soufflage plus élevés. Cela s'explique par le fait que le jet rond reste plus près de la surface que le jet carré et génère moins de turbulence en dessous. De plus, le trou carré fournit un flux de mouvement vertical plus important que l'équivalent rond, et la vitesse de la direction Z du trou carré est moins uniforme que celle du trou rond à leurs plans de sortie respectifs. Les conclusions précédentes suggèrent que de petites modifications de la forme du trou ont un impact significatif sur l'efficacité de refroidissement par film. Goldstein a démontré que les trous ronds, ou presque ronds, offrent de meilleures performances de refroidissement par film que les trous carrés .

Jin Wang et al. [21] ont étudié numériquement quatre configurations de trous différentes sur une surface courbe Figure I.12 pour évaluer leurs effets sur les performances de refroidissement par film. Le modèle de turbulence k- $\epsilon$  RNG a été utilisé, et un modèle de phase discrète spécifique a été développé. Les résultats indiquent que l'efficacité moyenne de refroidissement par film pour le trou combiné, le trou en forme de ventilateur (fan Shape) et le trou rond à fente (round to slot) est respectivement supérieure de 69,8 %, 60,3 % et 32,0 % par rapport au trou cylindrique traditionnel à un taux de soufflage de 1,2.

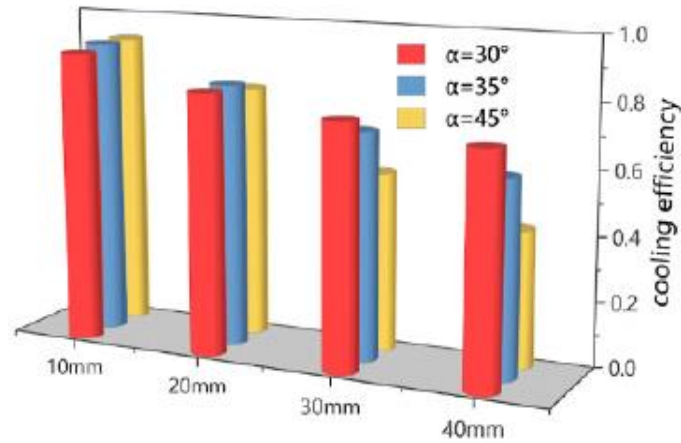


**Figure I.12** : les quatre configurations étudiées [21].

Une récente étude menée par L. Zhang [22] présente une conception novatrice en forme d'oreille de chat (cat-ear shaped) pour optimiser le refroidissement des aubes de turbine. Les caractéristiques structurelles de cette nouvelle configuration, telles que les angles d'inclinaison et de dilatation, le rapport longueur-diamètre, l'ouverture et la vitesse d'entrée d'air de refroidissement, ont été finement ajustées grâce à des simulations numériques avancées. De plus, la répartition des trous de film sur un modèle plan a été minutieusement optimisée pour répondre aux contraintes pratiques. Les résultats obtenus sur la Figure I.14 ont démontré une amélioration significative de l'uniformité de la couverture du flux d'air de refroidissement, atteignant ainsi une efficacité de refroidissement de 80,12 %. Cette avancée représente une amélioration notable par rapport aux configurations de trous de film précédemment explorées, avec une augmentation de l'efficacité de refroidissement de 13,12 %. Ces découvertes ouvrent de nouvelles perspectives pour l'optimisation et le choix des structures de trous de film sur les aubes de turbine, en vue d'obtenir des performances de refroidissement supérieures.



**Figure I.13**: structure de la forme d'oreille de chat [22].



**Figure I.14** : efficacité de refroidissement de la structure oreille de chat pour différents angles d'injection  $\alpha$  [22].

Afin de trouver des solutions pour faire face à la température excessive dans les moteurs turboshaft à rapport puissance-poids élevé. Zhang et al [23] ont proposé d'utiliser des trous de film convergents-divergents pour améliorer le refroidissement par film. Les simulations numériques ont montré que cette configuration offrait une nette amélioration de l'efficacité du refroidissement par film par rapport aux trous de film cylindriques traditionnels.

H. Zhu et al [24] ont réalisé une étude comparative entre un nouveau type de trou de refroidissement de film, appelé trous jumeaux (sister holes), et un trou cylindrique de référence, en termes d'efficacité de refroidissement. Les simulations et comparaisons ont été effectuées en utilisant un modèle de turbulence établi. Les résultats démontrent que les trous jumeaux offrent de meilleures performances de refroidissement par film que le trou cylindrique de référence, particulièrement à des taux de soufflage élevés. Le trou cylindrique simple présente une mauvaise efficacité de refroidissement à des taux de soufflage élevés.

#### I.4. Conclusion

En conclusion, dans ce premier chapitre, nous avons exploré les différentes techniques utilisées pour refroidir les aubes des turbines à gaz et nous nous sommes plongés dans le domaine du refroidissement par film. Nous avons mis en évidence les paramètres géométriques et aérodynamiques qui ont une influence directe sur son efficacité.

Nous avons constaté que tous les paramètres sont interdépendants. Par exemple, le taux d'injection, qui est un paramètre aérodynamique, peut avoir une influence sur tous les autres paramètres aérodynamiques ou géométriques. Cela confirme que le refroidissement par film est une méthode largement adoptée et un sujet de recherche important. Les paramètres géométriques, tels que la

longueur, la forme du trou et l'angle d'incidence, jouent un rôle crucial dans l'amélioration du transfert de chaleur et l'uniformité du refroidissement de l'aube. De plus, les paramètres aérodynamiques, tels que l'intensité de turbulence et le taux de densité, sont également essentiels pour optimiser les performances du refroidissement par film.

Les recherches antérieures et les avancées technologiques dans ce domaine ont contribué à une meilleure compréhension des mécanismes de transfert de chaleur et à l'identification des facteurs clés pour une efficacité maximale. Cependant, des lacunes de recherche subsistent et ouvrent des perspectives prometteuses pour des investigations futures.

**CHAPITRE II**  
**Modélisation et Simulation**  
**Numérique**



# Modélisation et Simulation Numérique

## II.1. Introduction

Dans ce deuxième chapitre, nous nous concentrerons sur la modélisation et la simulation numérique du refroidissement par film, en prenant en compte les phénomènes complexes résultant de l'interaction de l'écoulement chaud avec le fluide froid. Cette technique de refroidissement peut engendrer plusieurs phénomènes liés à la mécanique des fluides, dont certains peuvent être particulièrement complexes à étudier.

Nous commencerons par présenter un ensemble d'équations fondamentales qui décrivent le comportement du système étudié. Ces équations incluent l'équation de transfert de chaleur, l'équation de conservation de la masse, l'équation de conservation de l'énergie et les équations de Navier-Stokes. Cependant, en présence de la turbulence, qui est un aspect crucial dans le refroidissement par film, elle influence grandement les échanges de chaleur et le comportement global du fluide. Les équations précédentes deviennent extrêmement complexes à étudier et à résoudre analytiquement, donc il nous a paru important de nous pencher sur les méthodes numériques utilisées pour résoudre ces équations complexes.

Nous aborderons ainsi les méthodes de différences finies, d'éléments finis et de volumes finis, qui sont couramment utilisées dans la modélisation numérique. Ces méthodes permettent de discrétiser les équations gouvernantes, facilitant ainsi leur résolution numérique et l'analyse des phénomènes de transfert de chaleur et d'écoulement dans le refroidissement par film.

Enfin, nous aborderons l'utilisation du logiciel ANSYS CFX, un outil puissant et largement utilisé dans le domaine de la simulation numérique. Nous présenterons le code ANSYS CFX que nous avons utilisé pour réaliser notre simulation numérique du refroidissement par film. Ce logiciel offre une gamme d'outils avancés pour résoudre les équations gouvernantes de manière efficace et précise, permettant ainsi une analyse approfondie du comportement du fluide et des performances du système de refroidissement par film.

## II.2. Equation de transfert de chaleur

Il est bien connu que la différence de température entre deux systèmes crée un gradient de température, se propageant du système plus chaud vers le système plus froid. C'est précisément ce principe qui est exploité dans le processus de refroidissement, où un fluide de refroidissement est utilisé pour extraire la chaleur d'un écoulement principal chaud. Lorsqu'il s'agit du refroidissement par film, un défi majeur consiste à établir une relation entre le transfert de chaleur et la température de la paroi pour une géométrie donnée. L'indépendance du champ de vitesse par rapport au champ de température pour les écoulements à propriétés constantes rend le concept de coefficient de transfert de chaleur pratique :

$$Q = h\Delta T = h(T_{ref} - T_w) \quad (II.1)$$

$h$  est le coefficient de transfert de chaleur,  $T_w$  est la température locale de la paroi,  $T_{ref}$  est la température de référence et  $Q$  est le flux thermique transféré à la surface.

L'accent est principalement mis sur la température de paroi adiabatique, tandis que les coefficients de transfert de chaleur restent similaires, qu'il y ait un écoulement secondaire ou non. La présence d'un écoulement secondaire a un impact significatif sur la température de paroi adiabatique, la rendant plus complexe à déterminer mais également plus importante. La température de paroi adiabatique dépend de la géométrie, des écoulements principal et secondaire, ainsi que des températures principales et secondaires. Afin de minimiser cette dépendance à la température, l'efficacité de refroidissement par film est évaluée à l'aide d'un paramètre adimensionnel [25].

$$\eta = \frac{T_g - T}{T_g - T_c} \quad (II.2)$$

Où  $T_g$  représente la température de l'écoulement chaud,  $T_c$  est la température du fluide de refroidissement et  $T$  est la température locale de la paroi à refroidir.

## II.3. Equations gouvernantes

### II.3.1. Equation de la conservation de la masse

L'équation de conservation de la quantité de matière, également connue sous le nom d'équation de continuité, est une équation essentielle qui exprime la conservation de la masse dans un système ou un fluide. Cette équation déclare que la variation de masse dans un volume de contrôle donné est équivalente au flux de masse entrant ou sortant du volume, ainsi qu'à la variation de masse interne du fluide au fil du temps.

En d'autres termes, elle énonce que la masse totale dans un système fermé reste constante, tant qu'il n'y a pas d'ajout ou de retrait de matière du système.

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (\text{II.3})$$

$\nabla \cdot (\rho \vec{U})$  Est la divergence du flux de masse ( $\rho$  est la densité du fluide et  $u$  est la vitesse du fluide).

$\frac{\partial \rho}{\partial t}$  Est la variation de densité du fluide dans le temps.

Dans le cas où l'écoulement est permanent (stationnaire)  $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$

L'équation de continuité devient  $\nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0$

Il convient de noter que l'équation de conservation de la masse peut être résolue en conjonction avec d'autres équations de conservation, telles que l'équation de conservation de l'énergie et l'équation de conservation de la quantité de mouvement (Navier-Stokes), que nous aborderons prochainement. Cette approche permet d'obtenir une solution complète d'un problème lié à la dynamique des fluides.

### II.3.2. Equation de conservation de l'énergie

L'équation de conservation de l'énergie, également appelée équation de bilan énergétique, est une équation fondamentale qui exprime la conservation de l'énergie dans un système. Elle permet de décrire comment l'énergie se propage, se transforme et se conserve au sein du système. En notation vectorielle, l'équation de conservation de l'énergie peut être formulée comme suit :

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} \right) + \nabla \cdot (\rho C_p u T) = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad (\text{II.4})$$

### II.3.3. Equations de la conservation de la quantité de mouvement

Les équations de la conservation de la quantité de mouvement connues aussi sous le nom des équations de Navier-Stokes elles sont nommées d'après le mathématicien français Claude-Louis Navier et le physicien irlandais George Gabriel Stokes, qui ont tous deux apporté des contributions importantes à la compréhension des fluides.

Les équations de Navier-Stokes décrivent la conservation de la quantité de mouvement dans un fluide en trois dimensions. Elles sont basées sur la deuxième loi de Newton qui stipule que la

somme des forces agissant sur un système est égale à la variation de la quantité de mouvement du système dans le temps.

Mathématiquement, les équations de Navier-Stokes sont un ensemble de quatre équations vectorielles partielles non linéaires qui couplent la conservation de la masse, la conservation de la quantité de mouvement et la conservation de l'énergie pour un fluide newtonien. Ces équations peuvent être résolues analytiquement dans les cas simples (écoulements laminaires), ce qui est impossible pour les cas d'écoulements complexes impliquant la présence de la turbulence.

- Les équations de Navier-Stokes dans le système de coordonnées cartésiennes (x, y, z).

$$\begin{aligned}
 \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\
 \rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\
 \rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - \rho g
 \end{aligned} \tag{II.5}$$

#### II.4. Notion de la turbulence

La turbulence se présente comme un phénomène dynamique et complexe se produisant au sein des écoulements fluidiques. Elle est marquée par des variations chaotiques de la vitesse du fluide à la fois dans le temps et dans l'espace, engendrant des tourbillons de diverses envergures qui interagissent de manière complexe. Ces fluctuations turbulentes favorisent les échanges de masse, de quantité de mouvement et de chaleur, ainsi que les phénomènes de mélange, jouant un rôle fondamental dans le transport et la dissipation de l'énergie cinétique au sein du fluide.

Les travaux d'Osborne Reynolds ont mis en évidence l'importance du nombre de Reynolds ( $Re$ ), un paramètre sans dimension qui relie la vitesse caractéristique de l'écoulement, la longueur caractéristique et la viscosité cinématique. En deçà d'une valeur critique du nombre de Reynolds ( $Re_{crit}$ ), l'écoulement reste laminaire, mais au-delà de ce seuil, des phénomènes turbulents se manifestent, entraînant des modifications significatives des propriétés du fluide, caractérisant ainsi un régime d'écoulement turbulent. Le nombre de Reynolds est défini comme suit :

$$\text{Re} = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (\text{II.6})$$

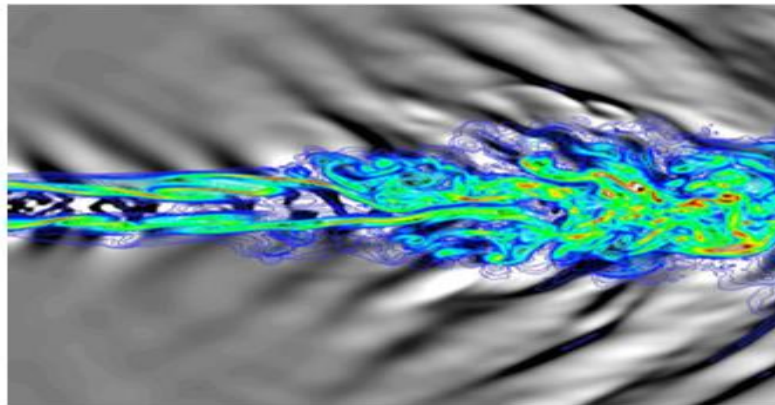
$\rho$  est la masse volumique de l'écoulement,  $\mu$  est la viscosité dynamique,  $U$  et  $L$  sont une vitesse et une longueur caractéristiques de l'écoulement.

#### II.4.1. Méthodes d'approche de la turbulence

La modélisation des écoulements turbulents reste un défi majeur malgré les efforts de recherche déployés pendant plusieurs années. Afin de tenir compte de l'ensemble du spectre des échelles de la turbulence lors des simulations numériques, plusieurs approches ont été développées. Il existe trois principales approches :

##### II.4.1.1. Simulation numérique directe (*Direct Numerical Simulation*)

Dans ce type de méthode, toutes les échelles de la turbulence sont résolues sans recours à la modélisation. Cependant, en raison de la nature très coûteuse en termes de calcul de cette approche, elle est généralement limitée à des cas simples et de petite taille. la Figure II.1 représente la turbulence crée un jet d'air issu d'une tuyère [27].



**Figure II.1** : Simulation numérique directe d'un jet a  $M=1.92$  [25].

##### II.4.1.2. Simulation des Grandes Echelles (*Large Eddy Simulation*)

Cette approche est intermédiaire entre la DNS et les autres méthodes statistiques consistant à appliquer un filtre spatial en tout point du domaine. Elle vise à résoudre les structures jusqu'à une échelle de coupure  $K_c$  située dans la zone inertielle, Les structures de taille inférieure dites de sous-maille n'étant pas résolues, leur effet sur les grandes échelles et l'écoulement moyen doit être modélisé.

### II.4.1.3. Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations (RANS)

Cette approche est largement utilisée dans l'industrie en raison de son coût moindre, bien qu'elle soit considérée comme moins fiable que les deux autres approches. Cette méthode décrit l'écoulement de manière statistique en décomposant les variables en une composante moyenne et une composante fluctuante due à la turbulence. Les équations de conservation sont appliquées aux grandeurs moyennes, tandis que l'influence des fluctuations sur l'écoulement moyen est modélisée.

$$\varphi(x_i, t) = \overline{\varphi(x_i)} + \varphi''(x_i, t) \quad (\text{II.7})$$

$\overline{\varphi(x_i)}$  est la composante moyenne de  $\varphi(x_i, t)$  et  $\varphi''(x_i, t)$  est sa composante fluctuante.

La composante moyenne temporelle est définie comme suit :

$$\overline{\varphi(x_i)} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \varphi(x_i, t) dt \quad (\text{II.8})$$

La variable  $\varphi$  peut représenter, dans la plupart des cas, l'une des grandeurs suivantes : u, v, w composantes du vecteur vitesse et p la pression.

En introduisant la décomposition de Reynolds dans les équations précédentes, les équations deviennent :

- Equations de Navier-stocks moyennées pour un écoulement permanent incompressible

$$\overline{u_{i,j}} = 0 \quad \text{et} \quad \overline{u_j u_{i,j}} = -\frac{1}{\rho} \overline{P_i} + \left[ \nu (\overline{u_{i,j}} + \overline{u_{j,i}}) - \overline{u_i'' u_j''} \right]_j \quad (\text{II.9})$$

- Equation d'énergie moyennée

$$\overline{u_i T_j} = \left( \frac{\nu}{\text{Pr}} \overline{T_j} - \overline{T'' u_j''} \right)_j \quad (\text{II.11})$$

$-\overline{u_i'' u_j''}$  Les contraintes de Reynolds

$-\overline{T'' u_j''}$  Est le flux thermique turbulent

## II.4.2. Modèles de turbulence

La méthode de la RANS est largement utilisée dans l'industrie en raison de son faible coût et de sa rapidité de calcul. Son concept clé consiste à appliquer les équations de conservation aux grandeurs moyennes de l'écoulement, telles que la vitesse, la pression et la température. Cela permet de simplifier le problème en négligeant les fluctuations turbulentes à petite échelle. Les modèles de turbulence sont utilisés pour incorporer les effets de la turbulence, en fournissant des équations supplémentaires pour décrire les caractéristiques statistiques de l'écoulement turbulent. Ces modèles reposent sur des hypothèses simplificatrices et des relations empiriques pour représenter les interactions turbulentes. Ci-dessous quelques modèles à deux équations les plus couramment utilisés et qui permettent d'estimer de manière raisonnable les caractéristiques moyennes de l'écoulement turbulent dans de nombreux cas, y compris le refroidissement par film.

### II.4.2.1. Le modèle k-ε

Un modèle largement répandu pour la modélisation de la turbulence à deux équations est le modèle k-ε. Ce modèle est fréquemment employé dans la simulation d'une grande variété de problèmes d'ingénierie. Il se base sur deux équations distinctes : une pour la turbulence cinétique (k) et une pour la dissipation turbulente (ε). La turbulence cinétique représente l'énergie turbulente présente dans l'écoulement, tandis que la dissipation turbulente décrit la conversion de cette énergie en chaleur. Les équations de k et ε s'écrivent comme suit :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (\text{II.12})$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (c_{1\varepsilon} P_k - c_{2\varepsilon} \rho \varepsilon) \quad (\text{II.13})$$

$P_k$  caractérise la génération de l'énergie cinétique turbulente issue de gradient de vitesse moyenne, et des effets de la pesanteur.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  sont des constantes.  $\sigma_k$  et  $\sigma_\varepsilon$  sont appelées nombre de Prandtl, respectivement pour k et ε [27].

Dans le modèle k-ε, on résout l'équation de transport pour la turbulence cinétique (k) afin de déterminer sa distribution dans l'écoulement. Cette équation prend en compte les termes de production, de dissipation, de transport et de convection de la turbulence cinétique.

Cependant, il convient de noter que le modèle k-ε n'est adapté qu'aux écoulements fortement turbulents et n'est pas applicable dans les régions proches de la paroi. Dans de telles zones, l'utilisation de lois de paroi est nécessaire pour tenir compte des effets visqueux présents [25].

- L'expression de la viscosité turbulente est donnée comme suit :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\overline{k^2}}{\varepsilon} \quad (\text{II.14})$$

Une alternative à l'utilisation de ces lois de paroi a été mise en place par la modification des équations de transport de  $k$  et  $\varepsilon$  en intégrant un facteur d'amortissement pour tenir compte des effets de paroi [27]. Dans ce cas, la viscosité turbulente s'écrit :

$$\mu_t = \rho C_\mu f_\mu \frac{\overline{k^2}}{\varepsilon} \quad (\text{II.15})$$

D'où

$$f_\mu = 1 - e^{-0.0115y^+} \quad (\text{II.16})$$

Où  $C_\mu$  est une constante adimensionnelle ( $C_\mu = 0.09$ ).

Lorsque l'on considère des régions de plus en plus proches de la paroi, ce coefficient tend vers zéro, et les effets de la turbulence diminuent.

#### II.4.2.2. Le modèle k- $\omega$

Le modèle k- $\omega$  est un autre modèle couramment utilisé pour la modélisation de la turbulence à deux équations. Il se compose de deux équations principales : l'équation de transport pour la turbulence cinétique spécifique ( $k$ ) et l'équation de transport pour la fréquence tourbillonnaire ( $\omega$ ). Ces équations permettent de décrire l'évolution de ces deux grandeurs turbulentes dans l'écoulement. L'équation de transport pour la fréquence tourbillonnaire ( $\omega$ ) est résolue pour obtenir la distribution de la fréquence tourbillonnaire dans l'écoulement. Cette équation prend en compte les termes de production, de dissipation, de transport et de convection de la fréquence tourbillonnaire.

Le modèle k- $\omega$  est apprécié pour sa capacité à mieux prédire les écoulements à fort cisaillement et les écoulements près de paroi par rapport à d'autres modèles de turbulence. Il est également moins sensible aux problèmes de sensibilité numérique par rapport au modèle k- $\varepsilon$ .

#### II.4.2.3. Le modèle SST K- $\omega$

Le modèle SST k- $\omega$ , également connu sous le nom de modèle Shear Stress Transport (SST) k- $\omega$ , est une amélioration du modèle k- $\omega$  qui combine les avantages du modèle k- $\varepsilon$  et du modèle k- $\omega$  standard.



Le modèle SST  $k-\omega$  a été développé pour améliorer la prédiction des écoulements en éliminant les limitations du modèle  $k-\varepsilon$  standard près des parois. Il utilise une transition automatique entre le modèle  $k-\omega$  et le modèle  $k-\varepsilon$  en fonction de la proximité de l'écoulement par rapport à la paroi.

Lorsque l'écoulement est loin des parois, le modèle SST  $k-\omega$  utilise l'équation de transport de la turbulence cinétique spécifique ( $k$ ) et l'équation pour la dissipation turbulente ( $\varepsilon$ ). Cela lui permet de capturer les caractéristiques turbulentes de manière plus précise dans les régions éloignées des parois. En revanche, lorsque l'écoulement est proche des parois, le modèle SST  $k-\omega$  bascule vers le modèle  $k-\omega$  qui est connu pour mieux représenter les écoulements en couches limites près des parois.

## **II.5. Différentes méthodes numériques utilisées**

Comme mentionné précédemment la résolution analytique des équations de Navier-Stokes dans les écoulements complexes (turbulents) est souvent difficile voire impossible, et les méthodes numériques sont nécessaires. Parmi les méthodes numériques les plus courantes pour la résolution des équations de Navier-Stokes on distingue la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis.

### **II.5.1.Méthode des différences finies**

La méthode des différences finies consiste à discrétiser l'espace et le temps en utilisant des différences finies pour les dérivées spatiales et temporelles des équations de Navier-Stokes, puis à résoudre numériquement les équations discrètes obtenues. Cette méthode est simple à mettre en œuvre, mais peut avoir une précision limitée et nécessite une grille très fine pour les écoulements complexes.

### **II.5.2.Méthode des éléments finis**

La méthode des éléments finis utilise une approche similaire à la méthode des différences finies, mais approxime les champs de vitesse et de pression à l'aide de fonctions d'interpolation polynomiales définies sur des éléments finis. Cette méthode peut traiter des géométries complexes et offre une précision supérieure à la méthode des différences finies pour les écoulements complexes.

### **II.5.3.Méthode des volumes finis**

La méthode des volumes finis utilise une discrétisation des équations de Navier-Stokes sur des volumes de contrôle plutôt que sur des points, et calcule les flux de masse, de quantité de mouvement et d'énergie à travers les faces des volumes de contrôle. Cette méthode est également

capable de traiter des géométries complexes et est couramment utilisée pour les problèmes en mécanique des fluides.

Cependant, chaque méthode numérique présente des avantages et des inconvénients, et le choix de la méthode dépendra du type de problème et des ressources disponibles. Dans notre travail, nous opterons pour une simulation numérique à l'aide du logiciel ANSYS CFX, qui est basé sur la méthode des volumes finis.

## II.6. ANSYS CFX

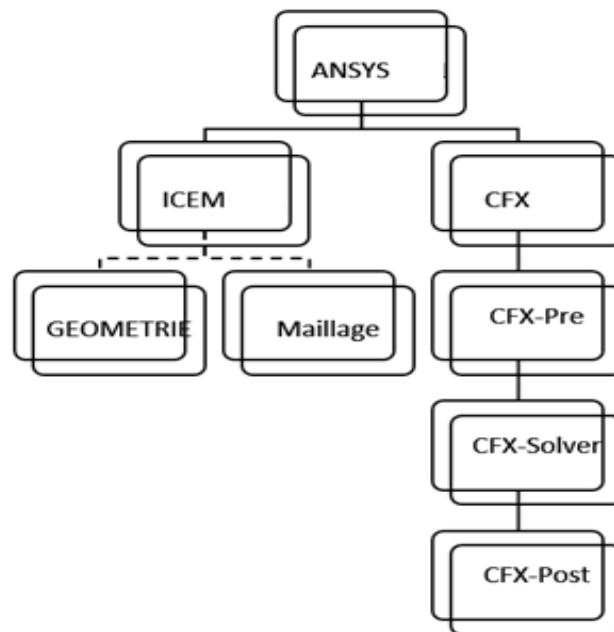
ANSYS CFX est un logiciel de simulation numérique basé sur la méthode des volumes finis, utilisé pour résoudre une large gamme de problèmes reliés à la Dynamique des fluides et au transfert de chaleur. Il fait partie de la suite de logiciels de simulation ANSYS, qui est largement utilisée dans l'industrie et la recherche pour la modélisation et l'analyse de systèmes complexes. Ce logiciel de simulation numérique offre un large éventail de fonctionnalités pour la modélisation et l'analyse des écoulements fluides. Voici quelques-unes des principales fonctionnalités d'ANSYS CFX :

1. Modélisation des écoulements fluides : ANSYS CFX permet de modéliser les écoulements de fluides incompressibles et compressibles, monophasiques et multiphasiques. Il prend en charge la modélisation des écoulements turbulents, avec la possibilité d'utiliser différents modèles de turbulence.
2. Prétraitement et géométrie : Le logiciel propose des outils avancés pour la création, l'importation et la manipulation de géométries complexes. Il permet de générer des modèles 2D et 3D, de créer des géométries paramétriques et d'effectuer des opérations de maillage.
3. Maillage : ANSYS CFX offre des fonctionnalités étendues de maillage pour générer des maillages structurés et non structurés de haute qualité. Il dispose d'outils de maillage automatiques et manuels, avec la possibilité de raffiner localement le maillage pour capturer les caractéristiques du flux.
4. Conditions aux limites : Le logiciel permet de spécifier facilement les conditions aux limites pour les simulations, telles que les vitesses, les pressions, les températures et les flux de matière. Il offre également des options avancées pour la modélisation des conditions aux limites complexes, telles que les parois rugueuses, les conditions d'entrée/sortie et les conditions de symétrie.
5. Résolution numérique : ANSYS CFX utilise la méthode des volumes finis pour résoudre les équations de Navier-Stokes. Il dispose d'un solveur numérique robuste et efficace qui

permet de résoudre les équations de manière précise et stable, même pour des cas complexes.

6. Analyse des résultats : Le logiciel offre des outils de post-traitement avancés pour analyser et visualiser les résultats des simulations. Il permet de générer des graphiques, des tableaux, des contours de variables physiques, des animations et des coupes transversales pour une compréhension détaillée des phénomènes physiques.
7. Couplage multiphysique : ANSYS CFX peut être couplé avec d'autres logiciels de la suite ANSYS pour effectuer des analyses multiphysiques couplées, telles que les interactions fluide-structure, les problèmes de couplage thermique et les problèmes de couplage électromagnétique.

A partir de ces fonctionnalités on peut comprendre que le Code CFX peut être divisé en quatre modules principaux, étroitement liés les uns aux autres pour l'analyse de la dynamique des fluides numérique (CFD). Ces modules permettent un flux continu des informations du problème étudié.



**Figure II.2** : Schéma représentant l'organisation d'ANSYS CFX .

### II.6.1. ANSYS ICEM CFD

ANSYS ICEM CFD est un outil spécialisé dans le prétraitement de maillage qui complète les fonctionnalités d'ANSYS CFX et d'autres logiciels ANSYS en offrant des outils puissants pour importer, créer et manipuler des géométries complexes en 2D et 3D. Il permet de rectifier les

géométries importées, de simplifier les modèles et d'effectuer des opérations de maillage, telles que la suppression de géométrie non souhaitée, la correction des défauts de modélisation et la création de surfaces de contact. De plus, il possède des fonctionnalités avancées pour la préparation, la modification et la génération de maillages de haute qualité, répondant ainsi aux exigences les plus pointues en matière de simulation numérique.

ANSYS ICEM CFD joue un rôle essentiel dans la création de maillages adaptés aux simulations CFD, garantissant une représentation précise des géométries complexes. Il facilite également le transfert fluide des données de maillage vers les solveurs, assurant une analyse fiable des écoulements fluides.

### II.6.2.ANSYS CFX-Pre

Le module CFX-Pre est l'outil de prétraitement des simulations CFD. Il offre une interface conviviale et puissante pour la préparation des simulations CFD avant l'exécution du solveur. CFX-Pre permet de spécifier les conditions aux limites nécessaires à la simulation. Cela inclut la définition des conditions d'entrée, de sortie, des conditions de paroi, des conditions initiales, etc...par exemple :

- Conditions de type *inlet* sont utilisées dans le cas d'un écoulement entrant à l'intérieur du domaine.
- Conditions de type *outlet* sont utilisées dans le cas d'un écoulement sortant à l'extérieur du domaine.
- Condition *opening* est utilisée dans le cas d'une méconnaissance de la nature entrante où sortante de l'écoulement.
- Condition de type *wall* est attribuée aux parois imperméables à l'écoulement.
- Condition de type *symétrie* est utilisée dans le cas d'existence d'un plan de symétrie.

Il offre également des options avancées pour la modélisation des écoulements multiphasiques, des réactions chimiques et d'autres phénomènes physiques. Ainsi que permettre de définir les paramètres de simulation, tels que les propriétés des fluides, les propriétés des matériaux, les conditions de convergence, les critères d'arrêt, etc. Il offre une grande flexibilité pour ajuster les paramètres en fonction des besoins spécifiques de la simulation.

### II.6.3.ANSYS CFX-Solver

Le module CFX-Solver d'ANSYS CFX est défini comme le cœur du logiciel de simulation. Il est chargé de résoudre les équations de conservation pour prédire les comportements des fluides à travers le domaine d'étude. et cela en résolvant les équations de conservation pour la masse, la quantité de mouvement et l'énergie, connues sous le nom d'équations de Navier-Stokes. Ces

équations gouvernent les mouvements et les échanges de masse, de quantité de mouvement. Le CFX-Solver utilise des méthodes numériques avancées tels que les MVF pour discrétiser et résoudre ces équations, permettant de prédire avec précision les caractéristiques du fluide dans le domaine d'étude.

#### **II.6.4.ANSYS CFX-Poste**

Le module CFX-Post d'ANSYS CFX est un outil essentiel pour l'analyse et la visualisation des résultats des simulations CFD. Il permet de visualiser les résultats de manière interactive, d'extraire des données spécifiques, de comparer les résultats, de créer des animations et de générer des rapports détaillés. CFX-Post facilite ainsi l'interprétation des résultats et permet de prendre des décisions éclairées basées sur les simulations CFD.

### **II.7. Conclusion**

Cette partie peut être considérée comme un prélude à notre travail de simulation numérique, dans lequel nous avons fourni un ensemble d'informations qui représente les fondements nécessaires pour la modélisation du refroidissement par film. Nous avons exploré les phénomènes complexes résultant de l'interaction entre l'écoulement chaud et le fluide froid, en mettant en évidence l'importance de la turbulence dans ce processus. Les équations gouvernantes, telles que l'équation de transfert de chaleur, l'équation de conservation de la masse, l'équation de conservation de l'énergie et les équations de Navier-Stokes, ont été présentées comme des outils essentiels pour décrire le comportement du système étudié.

Ensuite, nous nous sommes tournés vers les méthodes numériques qui offrent une approche pratique pour résoudre ces équations complexes. Les méthodes de différences finies, d'éléments finis et de volumes finis ont été présentées chacune offrant ses propres avantages et limitations dans la modélisation du refroidissement par film. Et Pour mettre en pratique ces concepts, nous avons utilisé le logiciel ANSYS CFX, un puissant outil de simulation numérique. Le code ANSYS CFX a été employé pour réaliser notre simulation du refroidissement par film, permettant ainsi d'explorer de manière approfondie le comportement du fluide et les performances du système de refroidissement.

Cette partie introductive nous a préparés à notre travail de simulation numérique en fournissant les bases théoriques et les outils méthodologiques nécessaires à la modélisation du refroidissement par film. Les informations présentées ici serviront de fondement solide pour la discussion et l'analyse approfondies de notre simulation numérique, qui seront présentées dans le chapitre suivant .

# **CHAPITRE III**

## **Résultats et Discussions**

# Résultats et Discussions

## III.1. Introduction

L'objectif principal de ce chapitre est de présenter les résultats et les analyses issus de notre étude comparative entre deux géométries de refroidissement : la géométrie cylindrique de base et la configuration à double expansion, avec différentes valeurs de taux d'injection. Cette étude vise à évaluer les performances de refroidissement par film de ces deux configurations et à identifier les facteurs qui influencent ces performances.

Dans le cadre de cette étude, nous avons adopté une approche numérique pour simuler les écoulements de fluides et les transferts de chaleur dans les deux géométries de refroidissement. En utilisant le code de calcul ANSYS CFX et le modèle de turbulence SST  $k-\omega$ , nous avons obtenu des résultats détaillés et fiables pour notre analyse comparative approfondie.

Ce chapitre est divisé en deux parties principales. La première partie se concentre sur la présentation et la validation de notre géométrie cylindrique de base. Nous commencerons par comparer nos résultats numériques avec des données expérimentales provenant de la référence [26]. Cette comparaison nous permettra d'évaluer la précision de notre simulation et de vérifier si notre modèle est en accord avec les résultats observés dans la littérature.

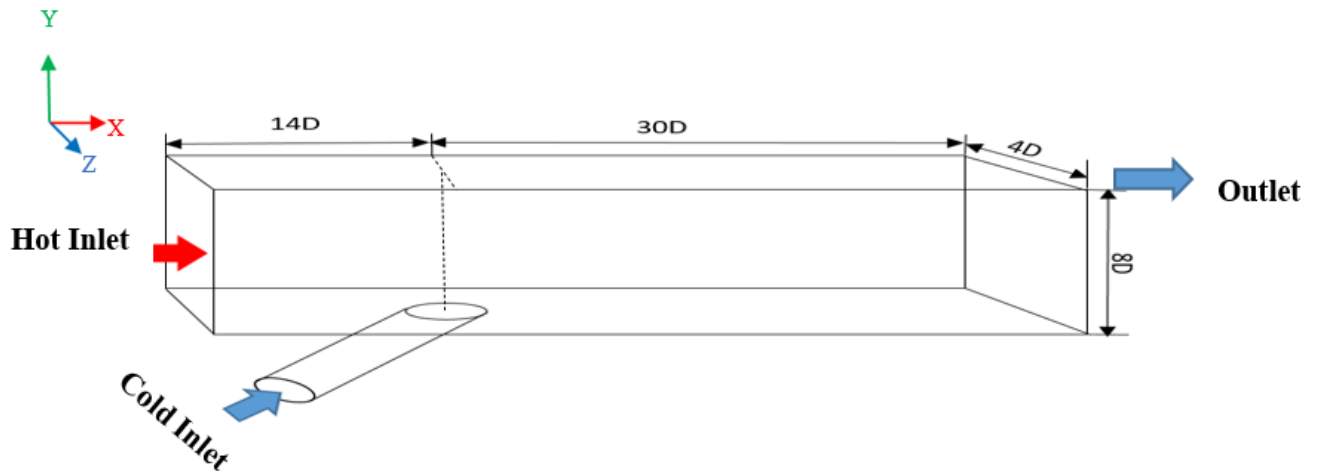
Dans la deuxième partie, nous procéderons à une analyse approfondie des résultats obtenus avec la configuration à double expansion. L'objectif sera d'évaluer les performances de refroidissement des deux géométries et de les comparer entre elles. Nous examinerons notamment les efficacités de refroidissement à la fois au niveau latéral et central, en fonction de chaque taux d'injection étudié. Cette analyse nous permettra de déterminer les différences significatives entre les deux configurations et de mieux comprendre les facteurs qui influencent les performances de refroidissement.

## III.2. Modèle Baseline

### III.2.1. Géométrie et Maillage

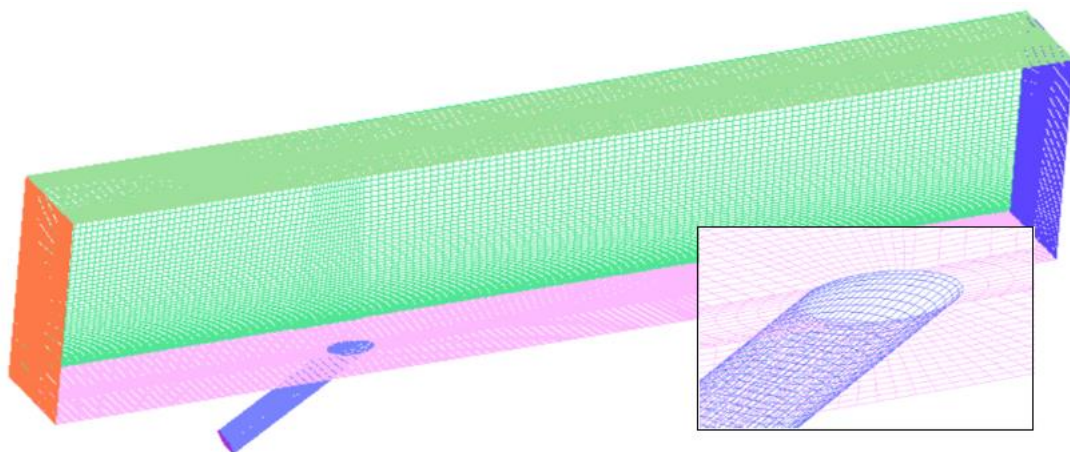
La figure III.1 illustre le modèle physique de géométrie de base qui est cylindrique. Le liquide de refroidissement est alimenté par l'orifice cylindrique, le flux principal pénètre dans le canal à l'entrée principale. L'origine du système de coordonnées cartésiennes est définie comme étant l'origine du trou de sortie de fluide de refroidissement. La direction de l'axe X est définie comme étant la direction du flux principal (gaz chauds), tandis que la direction de l'écoulement transversal est la direction de l'axe Y. Les directions du liquide de refroidissement entrant dans la

chambre de mélange et la direction normale de la sortie du trou de refroidissement du film sont la direction de l'axe Z. La figure III.1 montre également la forme géométrique de l'orifice cylindrique simple. Les distances sans dimension  $x/D$ ,  $y/D$  et  $z/D$  sont utilisées dans cette étude, en utilisant le diamètre du trou  $D = 14,58$  mm et l'orifice cylindrique forme un angle de  $30^\circ$  avec la direction du flux principal. La largeur du flux principal est de  $4D$  et la hauteur est de  $8D$ .



**Figure III.1:** Géométrie du domaine d'étude.

Le module ANSYS ICEM CFD a été utilisé pour effectuer un maillage structuré de type Hexaédrique, comme le montre la figure III.2. Afin de simuler d'une manière satisfaisante les couches limites d'écoulement le maillage a été considérablement raffiné près des parois et autour du trou d'injection.

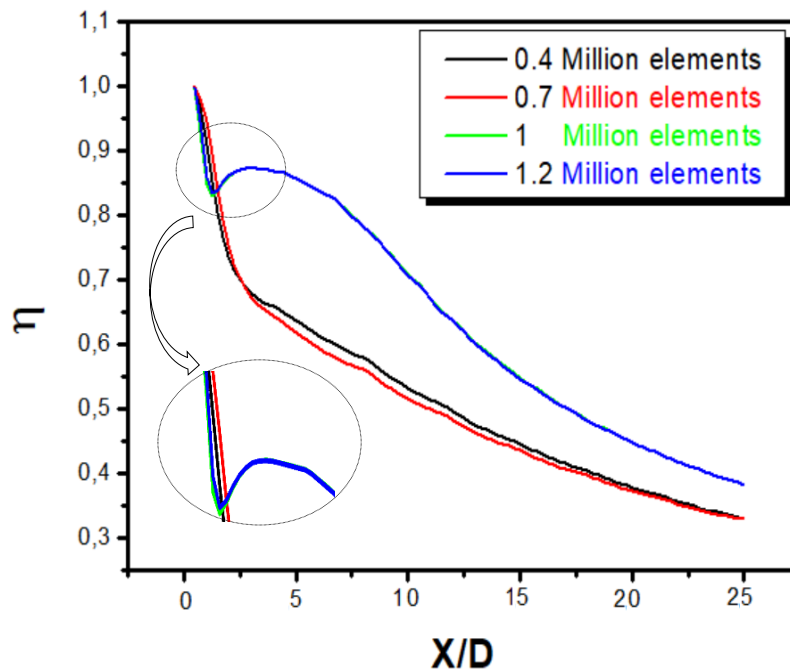


**Figure III.2 :** Maillage structuré du domaine d'étude.



Quatre ensembles de densité de maillage différents (0.4M, 0.7M, 1M, 1.2M), ont été conçus afin d'étudier la qualité du maillage et son influence sur les résultats.

La figure III.3 illustre l'efficacité centrale sur une plage allant de 0 à 30D pour les différentes densités de maillage. Les résultats nous amènent à conclure qu'il existe des variations entre les résultats obtenus avec chaque maillage. On peut observer une légère différence entre les résultats de 0,7 et 0,4, tandis qu'il y a une différence plus marquée entre 0,7 et 1. Cette disparité s'explique par l'amélioration de la précision du calcul. De plus, une certaine correspondance peut être observée entre les résultats obtenus avec 1M et 1,2M d'éléments. Par conséquent, en prenant en compte à la fois la précision et la vitesse de calcul, on peut conclure que le maillage n'a plus d'influence significative sur les résultats à partir de 1M d'éléments. Ainsi, 1M peut être choisi comme nombre d'éléments à partir duquel le maillage n'a plus d'impact sur les résultats.



**Figure III.3 :** l'efficacité centrale pour différents densité de maillages .

### III.2.2. Conditions aux limites

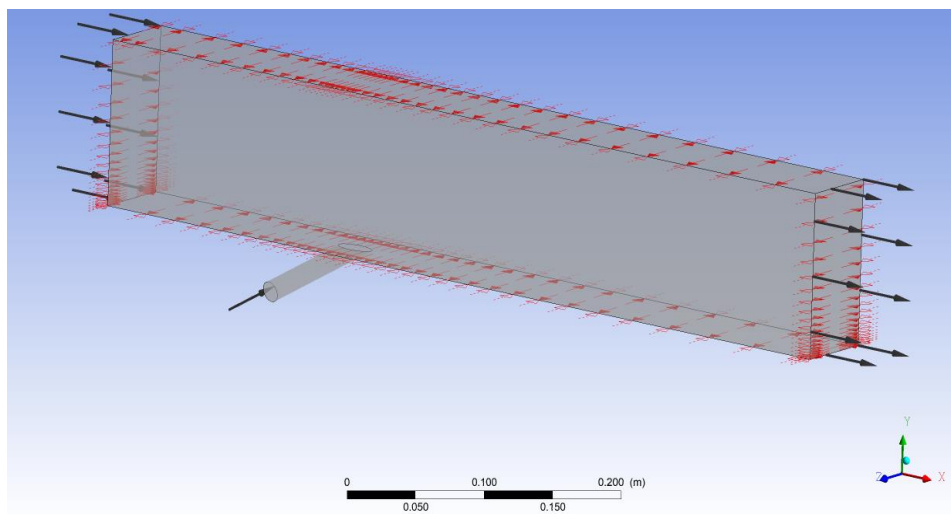
Dans ce travail, les conditions aux limites ont été définies à l'aide du module ANSYS CFX-Pre. Les conditions aux limites ont été établies en référence à l'étude numérique de Huaitao [24]. Représentées dans le tableau III.1 ci-dessous, la vitesse d'entrée de l'écoulement chaud a été fixée à 17 m/s. La température d'entrée de l'écoulement principal ( $T_g$ ) est de 320 K avec une intensité de turbulence d'entrée  $Tu = 1\%$ . La température d'entrée du liquide de refroidissement ( $T_c$ ) est de 300 K avec une intensité de turbulence d'entrée  $Tu = 5\%$ . La vitesse de sortie du liquide de refroidissement peut être calculée à l'aide de l'expression du taux d'injection  $M$ , qui a trois valeurs possibles (0.5, 0.75, 1) dans cette étude et qui peut être calculé comme suit :

$$M = \frac{\rho_c U_c}{\rho_g U_g} \quad \text{III.1)}$$

Où  $\rho_g$  et  $U_g$  représentent respectivement la masse volumique et la vitesse de l'écoulement principal, et  $U_c$  est la vitesse moyenne de sortie du trou de refroidissement du film.

Conditions aux limites		Paramètres
Vitesse d'entrée de l'EC	$U_g$	17m/s
Température d'entrée de l'EC	$T_g$	320K
Intensité turbulente d'EC	$Tu_g$	1%
Température d'entrée de l'EF	$T_c$	300K
Intensité turbulente d'EF	$Tu_c$	5%
Taux d'injection	$M$	0.5, 0.75, 1
Rapport des masses volumiques	$DR$	1

**Tableau III.1 :** Conditions aux limites du domaine d'étude.



**Figure III.4 :** Conditions aux limites du domaine d'étude .

### III.2.3. Analyse des résultats

Afin de valider et d'évaluer notre étude numérique, nous avons procédé à une comparaison avec des données expérimentales [26] ainsi qu'avec des données numériques antérieures [24]. Les résultats présentés dans la figure III.5 mettent en évidence l'efficacité moyenne latérale des trois études différentes. Il est intéressant de constater que nos résultats numériques pour 1 million éléments correspondent davantage aux résultats expérimentaux par rapport aux résultats numériques précédents. Cela confirme que l'algorithme utilisé dans ce travail est précis et peut être utilisé pour de futures discussions.

L'efficacité de refroidissement par filme  $\eta$  et l'efficacité moyenne latérale  $\bar{\eta}$  sont calculées avec les expressions suivantes :

$$\eta = \frac{T_g - T}{T_g - T_c} \quad \text{III.2)}$$

$$\bar{\eta} = \frac{1}{L} \int \eta dz \quad \text{(III.3)}$$

T est la température de paroi adiabatique locale.

L est la longueur de la paroi à refroidir.

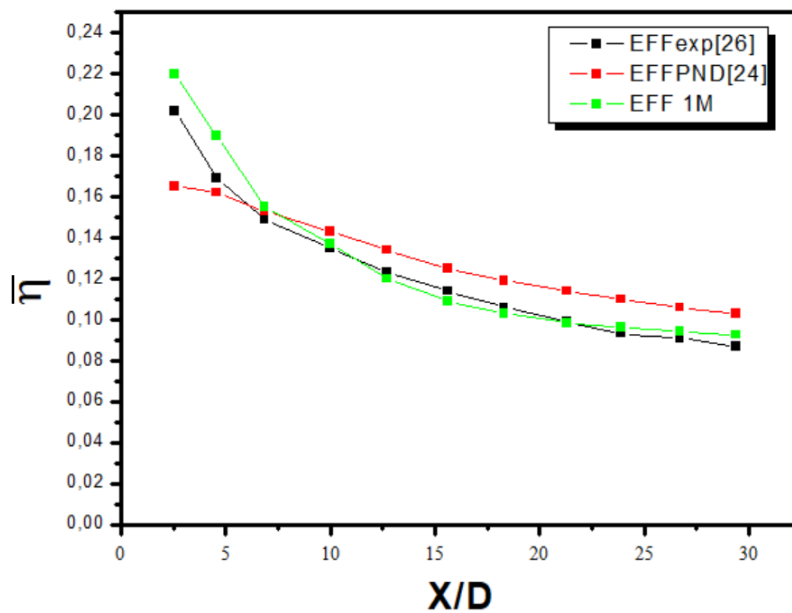
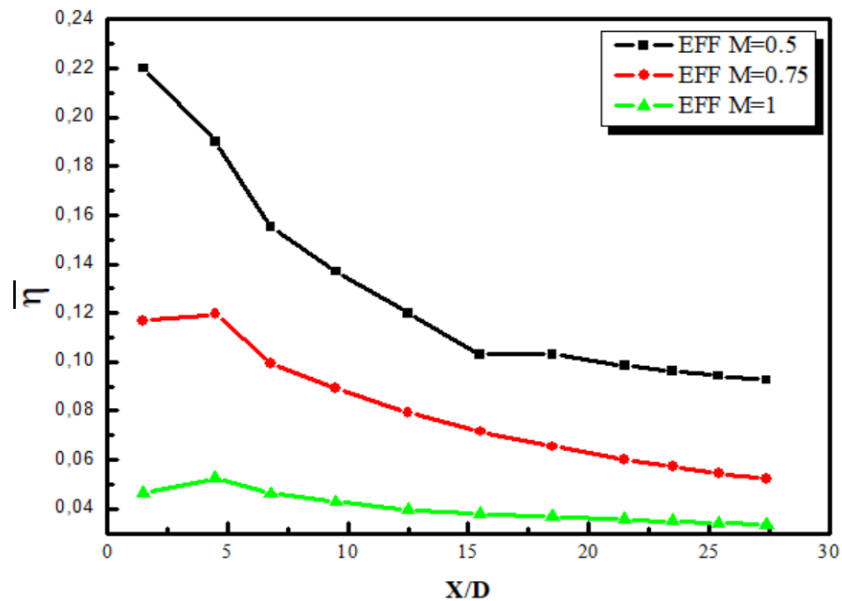
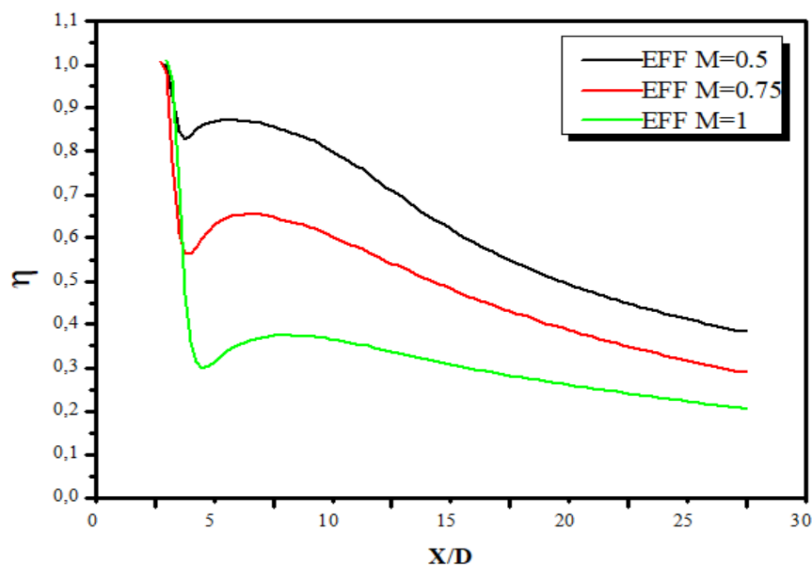


Figure III.5 : comparaison de l'efficacité moyenne latérale expérimentale [26] avec numérique.

Les courbes représentées dans les figures III.6 et III.7 suivantes illustrent l'évolution de l'efficacité moyenne de refroidissement latéral et de l'efficacité centrale, respectivement, pour trois taux d'injection différents : 0,5, 0,75 et 1. Nous constatons une diminution de l'efficacité à mesure que le taux d'injection augmente. Cette baisse peut être expliquée par la proximité du jet avec la surface à faible taux d'injection, favorisant ainsi un remplissage adéquat de son rôle. En revanche, à un taux d'injection élevé, le jet pénètre profondément dans l'écoulement principal en s'éloignant de la surface.



**Figure III.6 :** Efficacité moyenne latérale pour différents taux d'injection.



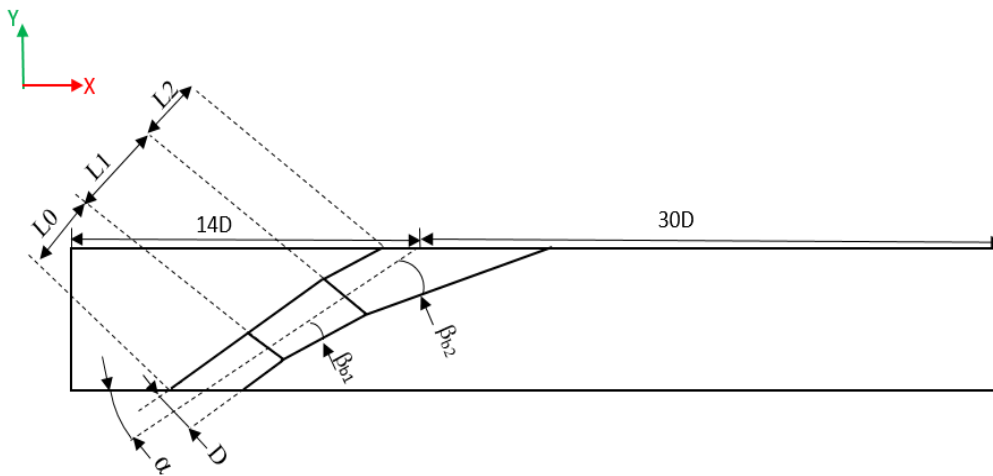
**Figure III.7 :** Efficacité centrale pour différents taux d'injection.

En analysant les figures III.6 et III.7, il est clairement démontré que le taux d'injection de  $M = 0.5$  nous donne la plus grande efficacité. Par conséquent, ces résultats serviront de référence pour toutes les configurations futures. Ils joueront un rôle essentiel dans la comparaison et l'évaluation des performances de ces configurations ultérieures.

### III.3. Double Expansion

#### III.3.1. Géométrie et conditions aux limites

La figure III.8 présente notre deuxième géométrie, qui correspond à une double expansion. Dans cette configuration, nous avons conservé les mêmes dimensions pour le domaine, mais nous avons apporté une nouvelle configuration pour le trou d'injection. La longueur totale du trou est divisée en trois parties :  $L = L_0 + L_1 + L_2$ , où  $L_0$  représente la longueur de mesure, et  $L_1$  et  $L_2$  correspondent aux longueurs des deux parties d'expansion respectivement. Dans le but d'améliorer l'efficacité de refroidissement, nous avons élargi l'ouverture du trou de refroidissement en ajoutant deux expansions, de telle sorte que la taille de la deuxième expansion (B2) est supérieure à celle de la première expansion (B1), et l'angle d'élargissement latérale ( $\beta_{lat}$ ) est inférieur à  $15^\circ$ .

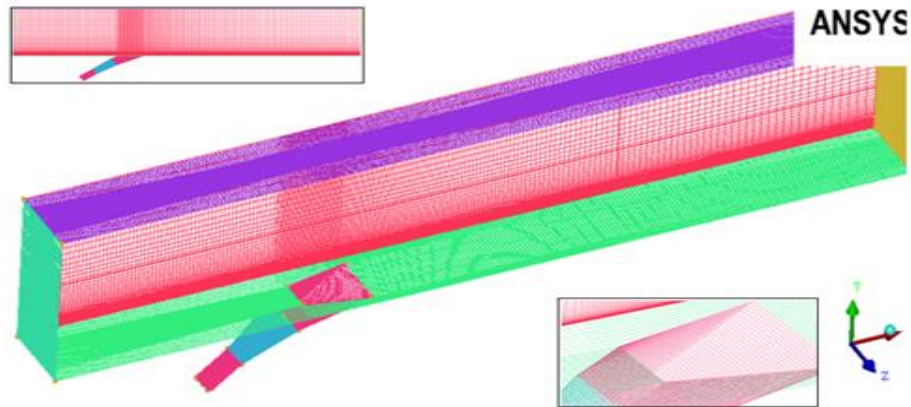


**Figure III.8 :** Géométrie de la double expansion.

Paramètres géométriques	$\alpha = 30^\circ$
L	6.00
$(L_1 + L_2) / D$	2-5
$L_1 / (L_1 + L_2)$	0-1
$\beta_{lat}$	$7^\circ - 15^\circ$
$\beta_{b1}$	$1^\circ - 10^\circ$
$\beta_{b2} - \beta_{b1}$	$1^\circ - 10^\circ$

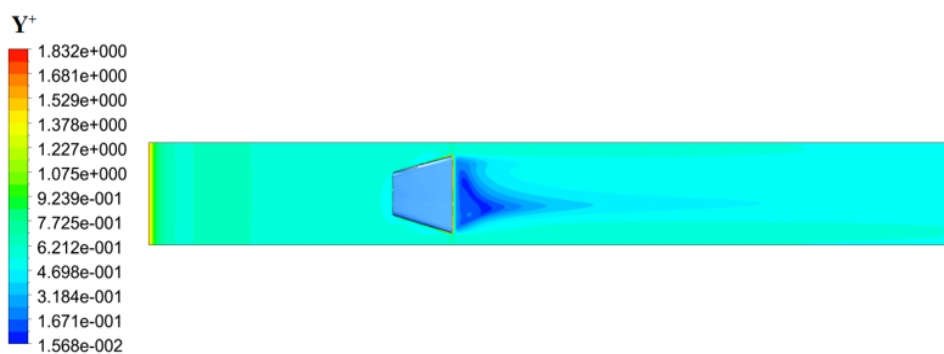
**Tableau III.2 :** Paramètres géométriques de la double expansion.

Concernant les conditions aux limites, nous maintenons les mêmes que celles du cas précédent, c'est-à-dire celle du trou d'injection cylindrique simple, en assumant que l'air se comporte comme un gaz parfait. Cette approche nous permet de comparer les résultats obtenus à partir des deux géométries différentes.



**Figure III.9 :** Maillage structuré de la double expansion.

Le modèle de turbulence adopté pour notre configuration est le modèle hybride SST K- $\omega$ , duquel nous avons discuté dans le deuxième chapitre. Ce modèle de turbulence nécessite une distance adimensionnelle  $Y^+ < 2$ , et nous avons veillé à respecter cette condition dans notre étude (voir figure III.10).



**Figure III.10 :** Contour de distribution de l'épaisseur de la couche limite.

### III.3.2. Comparaison entre les deux géométries

Dans ce qui suit, nous allons comparer les résultats obtenus par les deux configurations : le trou cylindrique simple avec un taux d'injection  $M=0.5$ , que nous avons précédemment validé comme étant le taux offrant la meilleure efficacité, et la double expansion avec différents taux d'injection  $M=0.5, 0.75, 1$ .

La Figure III.11 illustre l'efficacité centrale des deux configurations : le trou cylindrique simple à  $M=0.5$  et la double expansion à  $M=0.5, 0.75, 1$ . Avant de procéder à la comparaison des deux configurations en termes d'efficacité, il est clairement visible que contrairement à la première géométrie qui a montré une efficacité élevée pour le taux d'injection le plus bas ( $M=0.5$ ), la deuxième géométrie présente une efficacité de refroidissement qui augmente avec l'augmentation du taux d'injection. Cette différence peut être attribuée à la différence entre les deux géométries, comme évoqué dans le premier chapitre. Le taux d'injection est un paramètre qui dépend de plusieurs facteurs, notamment la géométrie. Chaque géométrie devrait faire l'objet d'une étude pour définir son taux d'injection optimal. Dans le cas de notre géométrie, l'élargissement dans l'ouverture de notre trou nécessite un taux d'injection élevé qui permet d'obtenir une couche protectrice épaisse de film sur la surface à refroidir. Cette couche agit comme une isolation thermique, empêchant efficacement la chaleur de se transférer à la paroi. Ainsi, une plus grande quantité de chaleur est rejetée dans le flux de gaz chaud sans surchauffer la surface.

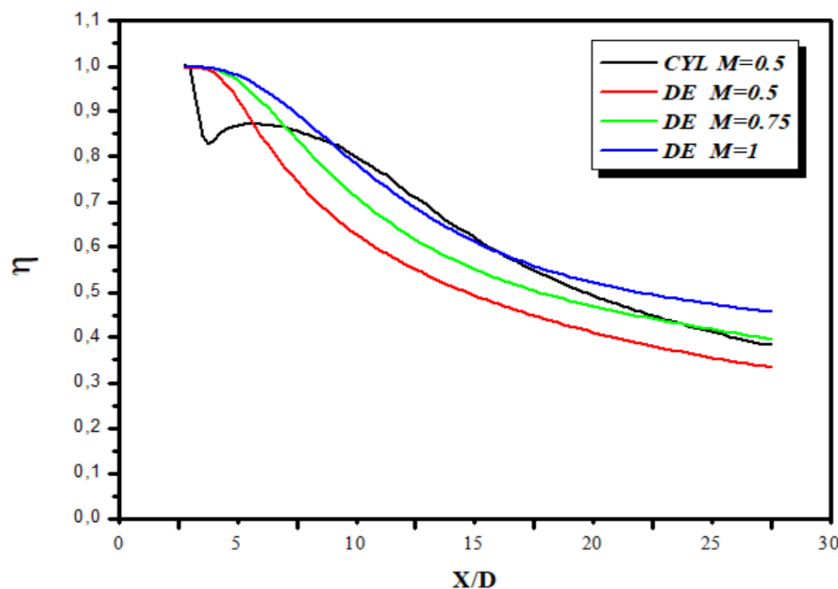
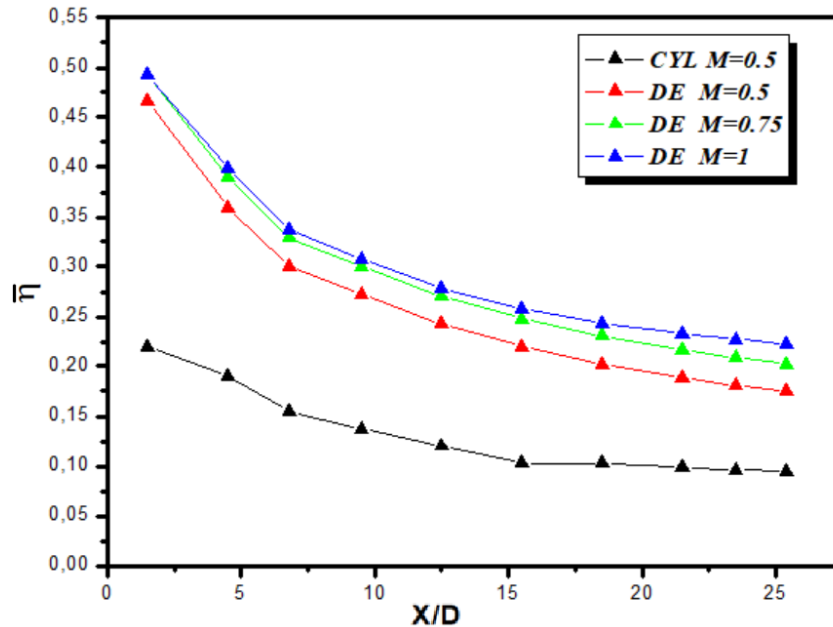


Figure III.11 : Comparaison de l'efficacité de refroidissement centrale des deux géométries.

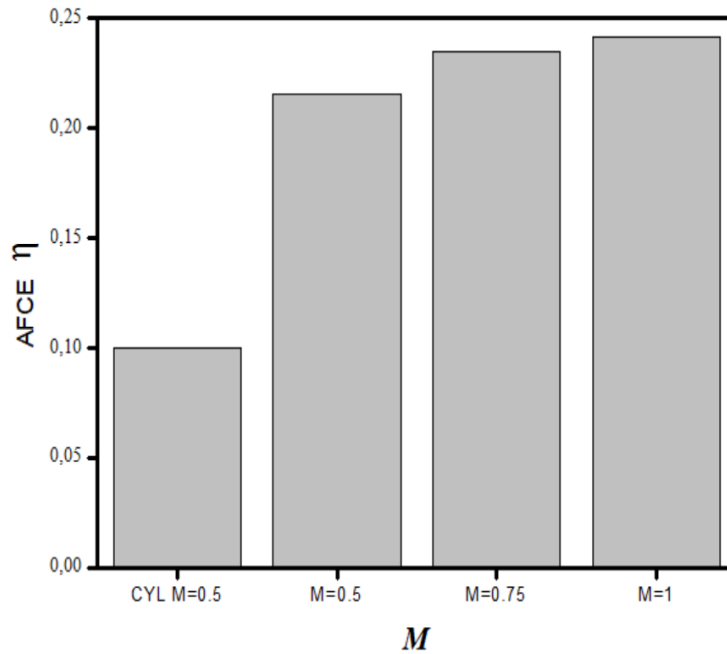
Afin d'évaluer notre deuxième géométrie, il est très important de comparer l'efficacité latérale comme référence pour la mesure dans laquelle notre refroidissement se propage au niveau latéral de la paroi. A partir de la figure III.12 il est possible de voir que l'efficacité latérale de la double expansion à  $M=1$  est fortement améliorée comparant à ce que nous avons pour les autres taux d'injection et le modèle cylindrique basique.



**Figure III.12 :** Comparaison de l'efficacité moyenne latérale des deux géométries .

La Figure III.13 présente un histogramme de l'efficacité moyenne de refroidissement de la paroi, AFCE  $\eta$  (Area Average Film Cooling Efficiency), pour les trois taux d'injection  $M=0.5$ ,  $0.75$ ,  $1$  de la double expansion, comparé à celui du trou cylindrique à  $M=0.5$ . Nous pouvons observer que l'efficacité AFCE  $\eta$  de la double expansion est supérieure à celle de la géométrie cylindrique, avec un écart maximal de 14% (voir tableau III.3) Cela indique que la double expansion a réussi à assurer un refroidissement continu tout le long de la paroi.



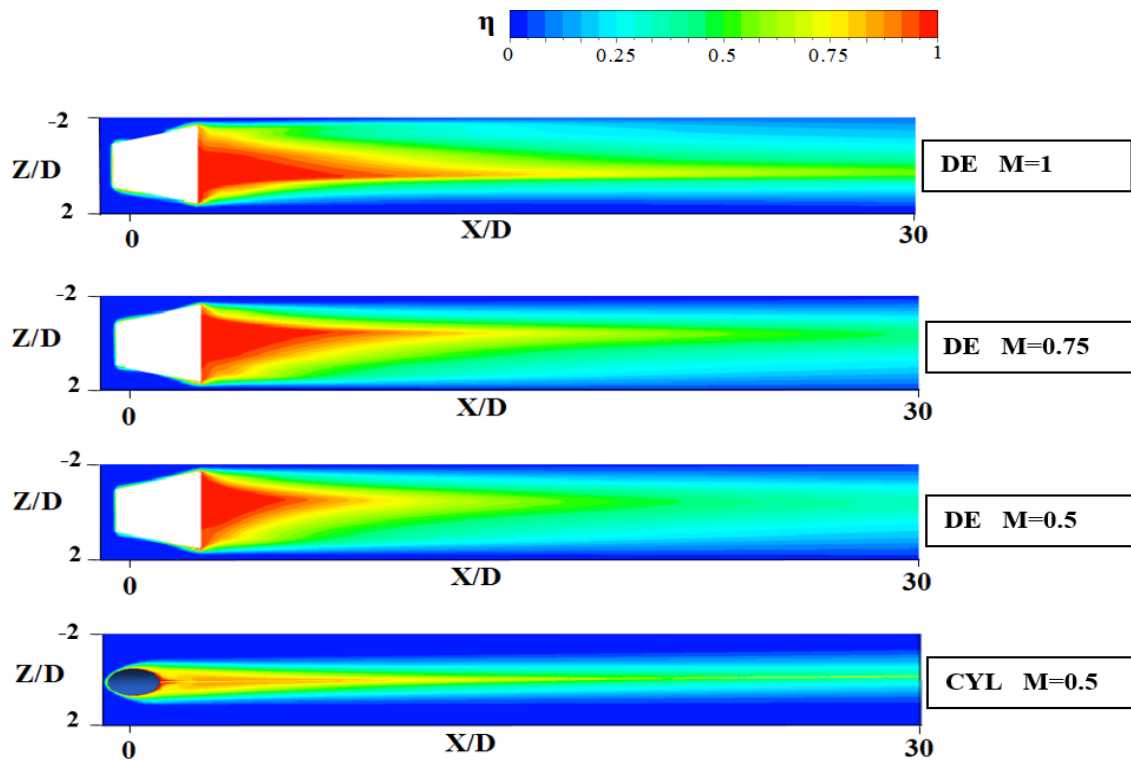


**Figure III.13 :** Comparaison de AFCE  $\eta$  des deux géométries.

Géométrie	M	AFCE $\eta$
Trou cylindrique	M=0.5	0,100119
Double expansion	M=1	0,241424

**Tableau III.3 :** comparaison de AFCE  $\eta$  des deux géométries.

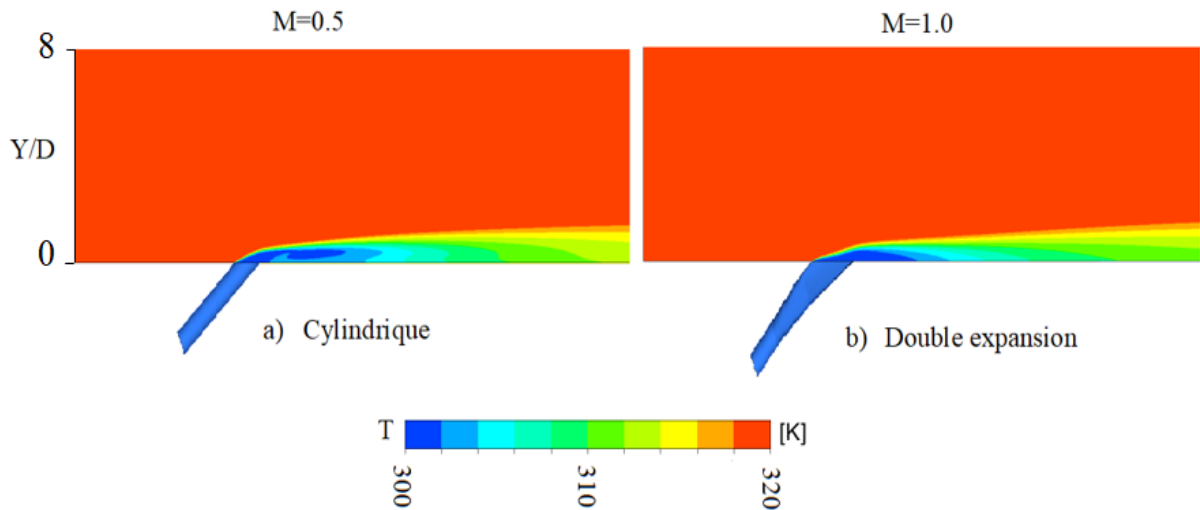
La figure III.14 présente la distribution de l'efficacité de refroidissement par film dans la plage  $0 < X/D < 30$  et  $-2 < Z/D < 2$  pour les deux configurations différentes : l'orifice cylindrique avec  $M = 0.5$  et la double expansion avec  $M = 0.5, 0.75, 1$ . En comparant les contours d'efficacité des différentes géométries, nous pouvons identifier les zones où le refroidissement est le plus efficace. Par exemple, pour l'orifice cylindrique, l'efficacité atteint son maximum uniquement près de l'orifice lui-même, assurant principalement le refroidissement le long de la ligne centrale uniquement. Par contre, la configuration de la double expansion offre une meilleure efficacité, permettant une répartition plus uniforme du refroidissement sur toute la surface.



**Figure III.14** : comparaison entre les contours de distribution de l'efficacité des deux configurations à différents taux d'injection.

Le phénomène de décollement dans le refroidissement par film représente l'un des problèmes les plus préoccupants. Il se réfère à la formation d'une couche d'air stagnante entre la surface à refroidir et le film de fluide de refroidissement. Ce phénomène peut se produire lorsque le film de fluide n'a pas suffisamment bien adhéré à la surface à refroidir.

Dans la figure III.15, nous avons choisi d'illustrer les contours de température des deux configurations sur le plan de face (XY) afin d'examiner le phénomène de décollement. Nous pouvons clairement constater une réduction significative de ce phénomène dans le cas de la double expansion, ce qui indique une bonne adhérence du film sur la surface refroidie, suivie d'une amélioration notable des performances de refroidissement.



**Figure III.15:** Comparaison entre les contours de température des deux géométries.

### III.4. Conclusion

Ce chapitre conclut notre travail en mettant en évidence les résultats significatifs obtenus lors de notre étude comparative des deux géométries de refroidissement : la géométrie cylindrique et la configuration à double expansion, avec différents taux d'injection  $M=0.5, 0.75, 1.0$ . Les Analyses effectuées nous ont permis de tirer plusieurs conclusions importantes.

Tout d'abord, en examinant les résultats, il est clairement démontré que la configuration à double expansion présente une meilleure efficacité de refroidissement par rapport à la géométrie cylindrique. Cette amélioration significative peut être attribuée à une meilleure propagation du film de fluide sur la surface refroidie et ces résultats confirment l'importance cruciale de la géométrie du dispositif de refroidissement dans l'optimisation des performances. En ce qui concerne les différents taux d'injection, nous avons constaté que le taux d'injection de  $M=0.5$  a conduit à la plus grande efficacité pour la géométrie cylindrique, tandis que pour la configuration à double expansion, il a entraîné une efficacité relativement faible par rapport aux taux d'injection élevés. Cette observation suggère que l'interaction entre le taux d'injection et la géométrie du dispositif joue un rôle crucial dans les performances de refroidissement.

En conclusion, cette étude comparative a démontré de manière convaincante que la configuration à double expansion, combinée à un taux d'injection de  $M=1.0$ , offre les meilleures performances de refroidissement par film.

# **Conclusion Générale**

## Conclusion Générale

L'objectif de cette étude est d'améliorer la distribution de l'efficacité du refroidissement par film dans les turbines à gaz en utilisant une nouvelle forme de trou d'injection appelée double expansion. La comparaison entre les deux géométries, cylindrique simple et double expansion, a mis en évidence des différences significatives en termes de performances. Ces différences sont attribuées à une meilleure diffusion du fluide réfrigérant sur la surface à refroidir obtenue par la double expansion.

Pour formuler des recommandations pratiques aux fabricants de turbines à gaz, plusieurs perspectives d'études peuvent être envisagées. L'utilisation d'une méthode d'approche plus précise telle que la "Direct Numerical Simulation" pourrait permettre d'obtenir des résultats plus fiables, renforçant ainsi la validité des conclusions basées sur cette géométrie. De plus, il serait intéressant d'appliquer cette étude à la géométrie réelle des aubes de turbine afin de mieux évaluer les performances du refroidissement par film dans des conditions plus proches de celles rencontrées en pratique industrielle.

En conclusion, cette étude ouvre la voie à de nouvelles recherches visant à optimiser la distribution de l'efficacité du refroidissement par film dans les turbines à gaz. Les résultats obtenus suggèrent que l'utilisation de trous de refroidissement de forme double expansion pourrait être une approche prometteuse pour améliorer l'efficacité du refroidissement du film. Cependant, des études supplémentaires sont nécessaires pour affiner les résultats et les valider expérimentalement, ainsi que pour explorer d'autres aspects de l'optimisation du refroidissement par film dans les turbines à gaz. Ces travaux futurs contribueront à l'amélioration continue des performances des turbines à gaz et à la durabilité des composants critiques tels que les aubes.

# **Références Bibliographiques**

## Références Bibliographiques

- [1] Cao, N., Li, X., Wu, Z., & Luo, X. (2020). Effect of film hole geometry and blowing ratio on film cooling performance. *Applied Thermal Engineering*, 165.
- [2] Mayhew, J. E., Baughn, J. W., & Byerley, A. R. (2003). The effect of freestream turbulence on film cooling adiabatic effectiveness. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 24(5), 669–679.
- [3] Christian Saumweber, Achmed Schulz, & Sigmar Wittig. (2023). Free-Stream Turbulence Effects on Film Cooling with Shaped Holes. *J. Turbomach. Jan 2003*, 125(1) : 65-73.
- [4] Yang, X., Zhang, K., Yao, J., Wu, J., Lei, J., Su, P., & Fang, Y. (2023). Experimental and numerical investigations of vane endwall film cooling with different density ratios. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 144.
- [5] Ito, Y., et al. "Effect of Reynolds number on film cooling performance for a range of hole geometries." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 89 (2015): 1007-1020.
- [6] Han, J. C., and Goldstein, R. J. "Film cooling with large density differences between the main flow and the coolant stream." *Journal of Heat Transfer* 106, no. 4 (1984): 715-722.
- [7] Schmidt, D. L., & Bogard, D. G. (n.d.). *PRESSURE GRADIENT EFFECTS ON FILM COOLING. The American society of mechanical engineers 347E.47<sup>th</sup> ST., N.Y.10017.*
- [8] K. Kadotani and R. J. Goldstein, "On the nature of jets entering a turbulent flow: Part A—Jet–mainstream interaction," *Journal of Engineering for Power* 101(3), 459 (1979).
- [9] W. Burd, R. W. Kaszeta, and T. W. Simon, "Measurements in film cooling flows: Hole L/D and turbulence intensity effects," *J. Turbomach.* 120(4), 791–798 (1998).
- [10] H. Kanani and M. Shams, "Numerical modelling of film cooling with and without mist injection," *Heat Mass Transfer* 45, 727–741 (2009).
- [11] J. W. McClintic, S. R. Klavetter, J. B. Anderson, J. R. Winka, D. G. Bogard, J. E. Dees, and R. Briggs, "The effect of internal cross-flow on the adiabatic effectiveness of compound angle film cooling holes", 2014.
- [12] K. T. McGovern and J. H. Leylek, "A detailed analysis of film cooling physics: Part II—Compound-angle injection with cylindrical holes," *Journal of Turbo Machinery* 122(1), 113 (2000).
- [13] R. Jia, B. Sundén, P. Miron, and B. Léger, "A numerical and experimental investigation of the slot film-cooling jet with various angles," *Journal of Turbomachinery* 127(3), 635 (2005).

- [14] C. H. N. Yuen and R. F. Martinez-Botas, "Film cooling characteristics of a single round hole at various streamwise angles in a crossflow: Part I effectiveness," *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46(2), 221–235 (2003).
- [15] Shaker, S. F., Abdullah, M., Mujeebu, M. A., Ahmad, K., & Abdullah, M. (2012). "STUDY ON THE EFFECT OF NUMBER OF FILM COOLING ROWS ON THE THERMAL PERFORMANCE OF GAS TURBINE BLADE". *J. of Thermal Science and Technology*, 32, 89–98.
- [16] Wang, W., Cui, J., & Qu, S. (2022). "Effects of hole arrangement and trenched hole on multirow film cooling". *AIP Advances*, 12(4).
- [17] Yuen, C. H. N., & Martinez-Botas, R. F. (2005). 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*, 48(23–24), 4995–5016.
- [18] C. Liess, "Experimental investigation of film cooling with ejection from a row of holes for the application to gas turbine blades," *Journal of Engineering for Power* 97(1), 21 (1975).
- [19] J. B. Anderson, E. K. Wilkes, J. W. McClintic, and D. G. Bogard, "Effects of freestream Mach number, Reynolds number, and boundary layer thickness on film cooling effectiveness of shaped holes," *Volume 5C: Heat Transfer*, 2016.
- [20] R. J. Goldstein, E. R. G. Eckert, and F. Burggraf, "Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling," *International Journal of Heat and Mass Transfer* 17(5), 595–607 (1974).
- [21] Wang, J., Zhao, Z., Tian, L., Ren, X., & Sundén, B. (2021). Effects of hole configuration on film cooling effectiveness and particle deposition on curved surfaces in gas turbines. *Applied Thermal Engineering*, 190.
- [22] Zhang, L., Qian, B., Zhang, C., Mao, J., & Fan, H. (2022). Numerical study on the cooling characteristics of cat-ear-shaped film-cooling holes on turbine blades. *Case Studies in Thermal Engineering*, 36.
- [23] Wang, B., Wang, F., Zhang, X., Wang, J., & Xue, T. (2023). Numerical analysis of cooling efficiency for turboshaft engines with converging-diverging film cooling holes. *International Journal of Thermal Sciences*, 185.
- [24] Zhu, H., Xie, G., Zhu, R., & Sunden, B. (2022). Comparisons on flow characteristics and film cooling performance of cylindrical and sister holes with/without internal coolant crossflow. *International Journal of Thermal Sciences*, 182.
- [25] J.B. Freund and P.Moin S.K.Lele. Numerical Simulation of a Mach 1.92 Turbulent Jet and Its Sound Field. *AIAA Journal*, 38(11):2023–2031, 2000.
- [26] L. Jian-xia, Research of External Film Cooling Performance of Turbine Blade with Different Internal Cooling Structures, Ph.D, Northwestern Polytechnical University, 2015.
- [27] Marchesse, Y. (n.d.). *Modélisation de la turbulence*. [www.ecam.fr](http://www.ecam.fr)



## Résumé

### Protection thermique d'une aube d'une turbine à gaz avec la méthode de film cooling

La technologie des turbines à gaz connaît une croissance importante. Cependant, cette progression s'accompagne de températures très élevées, ce qui rend nécessaire le développement de méthodes de refroidissement efficaces pour maintenir les températures des aubes de turbine à un niveau optimal. De ce fait, le refroidissement par film devient l'un des sujets les plus passionnants pour les chercheurs, en mettant l'accent notamment sur la géométrie des trous d'injection qui constitue l'aspect principal influençant la performance de refroidissement.

Dans cette étude, en plus de présenter la technique de refroidissement et d'explorer divers paramètres qui influent sur son efficacité, nous procéderons à une simulation numérique et à une comparaison des performances de deux géométries différentes : la géométrie cylindrique et la double expansion, pour différents taux d'injection ( $M = 0.5, 0.75, 1.0$ ). Cette analyse sera réalisée en utilisant le logiciel de simulation CFX ANSYS et le modèle de turbulence hybride SST  $k-\omega$ . Les résultats de cette étude ont mis en évidence des différences de performances entre les deux configurations en fonction du taux d'injection. En effet, la géométrie cylindrique a démontré des valeurs d'efficacité élevées pour un taux d'injection faible ( $M = 0.5$ ), tandis que la géométrie à double expansion a révélé des valeurs d'efficacité élevées pour un taux d'injection élevé ( $M = 1.0$ ).

**Mots clés : refroidissement par film (1), taux d'injection (2), double expansion (3), simulation numérique (4), efficacité de refroidissement (5).**

---

## Abstract

### Thermal Protection of a Gas Turbine Blade Using the Film Cooling Method

The gas turbine technology is undergoing significant advancements. However, this progress brings about elevated temperatures, necessitating the development of effective cooling methods to maintain optimal temperatures for turbine blades. As a result, film cooling has emerged as a fascinating subject for researchers, particularly focusing on the geometric design of injection holes, which plays a crucial role in cooling performance.

In this study, besides introducing the cooling technique and investigating various parameters that impact its efficiency, we will conduct numerical simulations and compare the performance of two distinct geometries: cylindrical and double expansion. We will examine different blowing ratios ( $M = 0.5, 0.75, 1.0$ ) using the CFX ANSYS simulation software and the hybrid SST  $k-\omega$  turbulence model. The findings of this study reveal performance disparities between the two configurations depending on the blowing ration. Specifically, the cylindrical geometry showed high efficiency values for lower blowing ratio ( $M = 0.5$ ), whereas the double expansion geometry exhibited superior efficiency values for higher blowing ratio ( $M = 1.0$ ).

**Keywords: film cooling (1), Blowing ratio (2), Double expansion (3), numerical simulation (4), cooling efficiency (5).**

## Résumé

### **Protection thermique d'une aube d'une turbine à gaz avec la méthode de film cooling**

La technologie des turbines à gaz connaît une croissance importante. Cependant, cette progression s'accompagne de températures très élevées, ce qui rend nécessaire le développement de méthodes de refroidissement efficaces pour maintenir les températures des aubes de turbine à un niveau optimal. De ce fait, le refroidissement par film devient l'un des sujets les plus passionnants pour les chercheurs, en mettant l'accent notamment sur la géométrie des trous d'injection qui constitue l'aspect principal influençant la performance de refroidissement.

Dans cette étude, en plus de présenter la technique de refroidissement et d'explorer divers paramètres qui influent sur son efficacité, nous procéderons à une simulation numérique et à une comparaison des performances de deux géométries différentes : la géométrie cylindrique et la double expansion, pour différents taux d'injection ( $M = 0.5, 0.75, 1.0$ ). Cette analyse sera réalisée en utilisant le logiciel de simulation CFX ANSYS et le modèle de turbulence hybride SST  $k-\omega$ . Les résultats de cette étude ont mis en évidence des différences de performances entre les deux configurations en fonction du taux d'injection. En effet, la géométrie cylindrique a démontré des valeurs d'efficacité élevées pour un taux d'injection faible ( $M = 0.5$ ), tandis que la géométrie à double expansion a révélé des valeurs d'efficacité élevées pour un taux d'injection élevé ( $M = 1.0$ ).

**Mots clés : refroidissement par film (1), taux d'injection (2), double expansion (3), simulation numérique (4), efficacité de refroidissement (5).**

---

## Abstract

### **Thermal Protection of a Gas Turbine Blade Using the Film Cooling Method**

The gas turbine technology is undergoing significant advancements. However, this progress brings about elevated temperatures, necessitating the development of effective cooling methods to maintain optimal temperatures for turbine blades. As a result, film cooling has emerged as a fascinating subject for researchers, particularly focusing on the geometric design of injection holes, which plays a crucial role in cooling performance.

In this study, besides introducing the cooling technique and investigating various parameters that impact its efficiency, we will conduct numerical simulations and compare the performance of two distinct geometries: cylindrical and double expansion. We will examine different blowing ratios ( $M = 0.5, 0.75, 1.0$ ) using the CFX ANSYS simulation software and the hybrid SST  $k-\omega$  turbulence model. The findings of this study reveal performance disparities between the two configurations depending on the blowing ration. Specifically, the cylindrical geometry showed high efficiency values for lower blowing ratio ( $M = 0.5$ ), whereas the double expansion geometry exhibited superior efficiency values for higher blowing ratio ( $M = 1.0$ ).

**Keywords: film cooling (1), Blowing ratio (2), Double expansion (3), numerical simulation (4), cooling efficiency (5).**

