

**Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf - Mila**  
**Institut des Sciences et de Technologie**  
**Département de sciences et Techniques**



No Ref :.....

**Projet de fin d'étude préparé en vue de l'obtention du diplôme de**

**MASTER**

**En Génie Mécanique**

**Spécialité : Energétique.**

**THEME**

**Etude numérique du refroidissement interne d'une aube  
de turbine à gaz**

**Réalisé par :**

**- BOUANAKA Fouzia**

**Soutenu devant le jury :**

**Mr. LITOUCHE. B    MCB**

**Président**

**Mm. HASSINET. L    MCB**

**Examineur**

**Mr. DEBBAH. DJ    MAA**

**Rapporteur**

**Année universitaire : 2021/2022**

# Dédicace

A ma mère et mon père

A ma belle mère et mon beau père

A mon cher mari

A mes filles princesses

Belkis et Hibet Errahmane

A mes frères et sœurs.

# Remerciements

C'est avec émotion et beaucoup de sincérité que je voudrais remercier toutes les personnes ayant soutenu et encadré ce projet de fin d'étude.

En premier lieu, je remercie sincèrement et très chaleureusement mon encadreur Djoubair DEBBAH pour tous ses efforts, et les mots me manquent pour lui exprimer toute ma profonde gratitude, que ce soit pour sa disponibilité permanente, ses idées originales qui ont servi à enrichir le contenu de cette mémoire.

## ملخص

يعد تبريد مجرى الهواء الداخلي (IDC) باستخدام المضربات الضلعية أحد تقنيات التبريد الشائعة المطبقة داخل جنيحات التوربينات. من المهم جدًا لصناعة توربينات الغاز تصميم وتطوير قناة تبريد مُحسَّنة تزيد من كمية الحرارة التي يتم إزالتها ، مع تقليل انخفاض الضغط في الوقت نفسه لتحقيق فعالية تبريد شاملة مستهدفة.

من المهم جدًا فهم فيزياء التدفق الثانوي لتوصيف توزيع نقل الحرارة في مثل هذه القنوات المضلعة الزاوية. بالإضافة إلى ذلك ، نظرًا لقيود التصنيع ، تواجه صناعة توربينات الغاز تحديًا في جعل حافة الأضلاع حادة وينتج عنها أضلاع ذات حواف مستديرة.

في هذا العمل ، نقدم دراسة محاكاة عددية للجريان المضطرب ثنائي الأبعاد مع التبادل الحراري داخل قناة تبريد داخلية لشفرة التوربينات الغازية. وقد تم تجهيز هذه القناة بمواد اضطراب يتمثل دورها في زيادة الاضطراب تحسبًا لزيادة مستوى التبادل الحراري بين هواء التبريد وجدران الشفرة. يتم إجراء المحاكاة بواسطة برنامج FLUENT6.3 بناءً على طريقة الحجم المنتهية.

تؤكد استنتاجات هذه الدراسة من ناحية أن وجود عقبة في التدفق يؤدي إلى زيادة التبادلات الديناميكية والحرارية ويسمح بالتبريد الفعال ، ومن ناحية أخرى ، تكون التبادلات الحرارية أقل في مناطق إعادة الدوران حيث يكون تأثير الحمل الحراري أقل أهمية من التأثير الانتشاري الذي ينتج عنه انخفاض عدد نسلت.

وجد أن التدفق الثانوي له تأثير كبير على سلوك نقل الحرارة لهذا النوع من الضلوع.

**الكلمات المفتاحية :** الديناميكا الحرارية، تدفق مضطرب ،ثنائي الأبعاد، القناة ذات عوائق، البرنامج فلونت 6.3.

# Abstract

Internal Duct Cooling (IDC) with rib turbulators is one of the common cooling techniques applied inside the turbine airfoils. It is very important for the gas turbine industry to design and develop an optimized cooling channel that maximizes the amount of heat removed, while simultaneously minimizing the pressure drop for a target overall cooling effectiveness. It is very important to comprehend the secondary flow physics to characterize the heat transfer distribution in such angled ribbed channels. Additionally, due to the manufacturing constraint, the gas turbine industry encounters a challenge to make ribs edge sharp and results in ribs with rounded edges.

In this work, we present a numerical simulation study of two-dimensional turbulent flow with heat exchange inside an internal cooling channel of a gas turbine blade. This channel is equipped with disruptors whose role is to accentuate the turbulence in anticipation of increasing the level of heat exchange between the cooling air and the walls of the blade. The simulation is performed by the FLUENT6.3 software based on the finite volume method.

The conclusions of this study confirm on the one hand that the presence of an obstacle in the flow leads to an increase in dynamic and thermal exchanges and allows efficient cooling and that on the other hand, thermal exchanges are lower in the recirculation zones where the convective effect is less important than the diffusive effect which results in the Nusselt number being lower. It is found that the secondary flow has a significant effect on the heat transfer behavior for this type of ribs.

**Keywords:** Aero- thermal, turbulent flow, two-dimensional, disturbed channel, FLUENT 6.3 software.

## Résumé

Le refroidissement par conduit interne (IDC) avec turbulateurs à nervures est l'une des techniques de refroidissement courantes appliquées à l'intérieur des profils aérodynamiques des turbines. Il est très important pour l'industrie des turbines à gaz de concevoir et de développer un canal de refroidissement optimisé qui maximise la quantité de chaleur évacuée, tout en minimisant simultanément la chute de pression pour une efficacité de refroidissement globale cible.

Il est très important de comprendre la physique de l'écoulement secondaire pour caractériser la distribution du transfert de chaleur dans de tels canaux nervurés inclinés. De plus, en raison de la contrainte de fabrication, l'industrie des turbines à gaz est confrontée au défi de rendre les bords des nervures tranchants et donne des nervures aux bords arrondis.

Dans ce travail, nous présentons une étude de simulation numérique de l'écoulement turbulent bidimensionnel avec de l'échange de chaleur à l'intérieur d'un canal de refroidissement interne d'une aube de turbine à gaz. Ce canal est muni de perturbateurs dont le rôle est d'accentuer la turbulence en prévision d'augmenter le niveau des échanges thermiques entre l'air de refroidissement et les parois de l'aube. La simulation est réalisée par le logiciel FLUENT6.3 basée sur la méthode des volumes finis.

Les conclusions de cette étude confirment d'un côté que la présence d'un obstacle dans l'écoulement conduit à une augmentation des échanges dynamiques et thermiques et permet un refroidissement efficace et que d'autre côté, les échanges thermiques sont plus faibles dans les zones de recirculation où l'effet convectif est moins important que l'effet diffusif qui a pour conséquence et le nombre de Nusselt est plus faible. On constate que le flux secondaire a un effet significatif sur le comportement de transfert de chaleur pour ce type de nervures.

**Mots-clés:** Aérothermique, écoulement turbulent, bidimensionnel, canal perturbée, logiciel FLUENT 6.3.

## *Sommaire*

Remerciements	i
Dédicace	ii
Résumé	iii
Abstract	iv
ملخص	v
Sommaire	vi
Nomenclature	vii
List des figures	xi
Liste de tableaux	xv
Introduction générale	8

### **Chapitre I: Généralité sur les turbines**

I.1 Introduction	11
I.2 Développement historique de la turbine à gaz	11
I. 3 Définition de la turbine à gaz	12
I.4 Rôle de la turbine à gaz	13
I.5 Classification de turbine à gaz	13
I.6 Composants d'une turbine à gaz	16
I.7 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	16
I.8 Présentation d'une turbine à gaz et la problématique du refroidissement	17
I.9 Etude bibliographique	21

### **Chapitre II : Transfert de chaleur dans les turbines**

II.1 Introduction	30
II.2 Phénomène de transfert de chaleur dans les turbines	31
II.3 Problèmes et limitations	34
II.4 Nécessité du refroidissement	34
II.5 Techniques de refroidissement	36
II.5.1 Refroidissement par convection interne forcée	37
II.5.2 Refroidissement par impact de jet de fluide	38
II.5.3 Refroidissement par transpiration	39
II.5.4 Refroidissement par eau	39
II.5.5 Refroidissement par air	40
II.5.6 Refroidissement par film	40

### **Chapitre III: Formulation mathématique**

III.1 Introduction	42
III.2 Equations fondamentales de la dynamique de fluide	42
III.2.1 Conservation de la masse	43
III.2.2 Conservation de quantité de mouvement	43
III.2.3 Conservation de l'énergie	43
III.2.4 Conditions aux limites	43
III.3 Quelques définitions essentielles Ecoulement	44

III.4 Transfert de chaleur	45
III.4.1 Transfert de chaleur par conduction	45
III.4.2 Transfert de chaleur par convection	45
III.4.2 Transfert de chaleur par rayonnement	45
III.5 La turbulence	46
III.5.1.1 RANS (Reynolds-Average Navier-Stokes équation)	46
III.5.1.2 LES (Large Eddy Simulation)	47
III.5.1.3 DNS (Direct Numerical Simulation)	47
III.5.2 Caractéristiques d'un écoulement turbulent	47
III.5.3 Modèles de la turbulent	48
III.5.3.1 Modèle standard k- $\epsilon$	48
III.5.3.2 Conditions aux limites pour le modèle k- $\epsilon$	49
III.5.3.3 Modèle standard k- $\omega$	49

## **Chapitre IV: Discussion des résultats**

IV.1 Introduction	50
IV.2 Description de la géométrie	50
IV.3 Effet de maillage	51
IV.4 Validation du code de calcul	52
IV.5 Résultats	53
IV.5.1- Champ dynamique	57
IV.5.2- Lignes de courant et zones de recirculations sur le plan de symétrie	58
IV.5.3- Les zones de circulation	60
IV.5.4- Analyse de la topologie du l'écoulement autour du premier obstacle	61
IV.5.5- Contour de l'énergie cinétique turbulente	62
IV.5.6- Champ thermique	64
IV.5.7- Distribution de température statique	66
IV.5.8- Contour de Pression	66
Conclusion générale	64
Références bibliographiques	66

## Nomenclature

P	Pression [Pa]
V	Volume [m <sup>3</sup> ]
S	Entropie [J/k]
Q	Quantité de chaleur [W]
T	La température [k]
$\dot{W}$	Travail spécifique [J]
C <sub>p</sub>	Capacité calorifique a pression constante [J/Kg.k]
k	Energie cinétique turbulente [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
x,y	Cordonnées cartésiennes dimensionnelles [m]
(N <sub>u</sub> /N <sub>uo</sub> )	La distribution locale de transfert de chaleur [-]
h	Coefficient du transfert de chaleur [W/m <sup>2</sup> k]
N <sub>u</sub>	Nombre de Nusselt [-]
Re	Nombre de Reynolds [-]
r	Le constant spécifiques des gaz parfaits [J/Kg.k]
u, v	Composantes de la vitesse dimensionnelle [m/s]
U	La vitesse du fluide [m/s]
D	Diamètre de la conduite [m]
Pr	Nombre de Prandtl [-]
q	Flux de chaleur [W/m <sup>2</sup> ]
S	Surface [m <sup>2</sup> ]
S <sub>ij</sub>	Tenseur de déformation [1/s]
G <sub>k</sub>	La génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de la vitesse moyenne
G <sub>ω</sub>	Génération de ω
Y <sub>k</sub> , Y <sub>ω</sub>	Dissipations de k et due à la turbulence
D <sub>H</sub>	Diamètre hydraulique [m]
U <sub>0</sub>	Vitesse de l'air à l'entrée du canal [m/s]
A	Longueur du canal [mm]
b	Largeur du canal [mm]
c	Distance entre l'entrée du canal et le premier obstacle [mm]
d	Dimensions des obstacles [mm]
e	Pas entre les obstacles [mm]
f	Distance entre les obstacles [mm]
U <sub>b</sub>	Vitesse moyenne débitante [m/s]
B <sub>1</sub> , B <sub>2</sub> , B <sub>3</sub> , B <sub>4</sub>	Quatre régions de recirculation
<b>Lettres grecques:</b>	
η	Rendement [-]
ε	Dissipation de l'énergie cinétique turbulente [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
ρ	Masse volumique [Kg/m <sup>3</sup> ]
ν	Viscosité cinématique [m <sup>2</sup> /s]
α	Diffusion thermique [m <sup>2</sup> /s]
μ	Viscosité dynamique [Kg/m.s]
λ	Conductivité thermique [W/m.k]
σ	Constante de Boltzmann Stefan [W/m <sup>2</sup> k <sup>4</sup> ]
ω	Taux de dissipation spécifique [1/s]
μ <sub>t</sub>	Viscosité dynamique turbulente [Kg/m.s]

**Indice :**

(-)in	Variable associée à l'entrée du domaine
(-)out	Variable associée à la sortie du domaine
(-)1	Entrée du compresseur
(-)2	Sortie du compresseur et l'entrée de chambre de combustion
(-)3	Sortie de la chambre de combustion et l'entrée de la turbine
(-)4	Sortie de la turbine
(-)γ	Indice adiabatique
(-)moy	Valeur moyenne
(-)0	Valeur de référence
(-)x	Variable associée à la direction suivant l'axe x
(-)w	Variable associée à la paroi
(-)∞	Variable associée loin de la paroi
(-)'	Composant fluctuant
(-)i,j	Coordonnées logiques des points
(-)tot	Valeur totale

**Abréviations :**

ISO	International Standard Organisation
C	Compresseur
CC	Chambre de Combustion
T	Turbine
GG	Génératrice de Gaz
BP	Basse Pression
HP	Haut Pression
TAG	Turbine à Gaz
RANS	Reynolds Averaged Navier- Stockes Équations
RSM	Reynolds Stress Model
CHT	Conjugate Heat Transfer
FEA	Finite Element Analysis
CFD	Computational Fluid Dynamic
UTGN	Usines de Transformation du Gaz Naturelle
LES	Large Eddy Simulation
HPS	Stator Haut Pression
TET	Température d'Entrée Turbine
DNS	Direct Numerical Simulation
NS	Navier-Stokes

## Liste des figures

<b>Figure (1)</b> Cycle thermodynamique idéal (cycle de Brayton)	12
<b>Figure (I.1)</b> Schéma générale de la turbine à gaz	16
<b>Figure (I.2)</b> Classification des turbines à gaz	17
<b>Figure (I.3)</b> Turbine à gaz à un seul arbre	18
<b>Figure (I.4)</b> Turbine à gaz bi-arbre	18
<b>Figure (I.5)</b> Différents composants d'une turbine à gaz	19
<b>Figure (I.6)</b> Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz	21
<b>Figure (I.7)</b> Vu en coupe d'un turbomoteur de Safran Helicopter Engines.	21
<b>Figure (I.8)</b> Cycle thermodynamique idéal d'une turbine à gaz	22
<b>Figure (I.9)</b> Augmentation de la température d'entrée turbine durant un siècle d'après A.Terzis	24
<b>Figure (I.10)</b> Casse de pales de turbine due à une exposition à une chaleur trop importante d'après M. Park	25
<b>Figure (I-11)</b> Augmentation du transfert de chaleur le long d'un canal en forme de U à paroi lisse dans différents nombres de rotation et rapports de densité [14]	29
<b>Figure (I-12).</b> Configurations d'aubes de turbine à gaz à double paroi [16]	31
<b>Figure.(I-13).</b> Champs de contraintes pour les analyses 3D d'aubes de turbines à gaz chargées thermiquement à simple et double paroi [16]	32
<b>Figure (II.1)</b> Variation du flux de chaleur autour d'une aube de turbine	35
<b>Figure (II.2)</b> destruction de l'aube due à la température entrée turbine élevée	38
<b>Figure (II.3)</b> Performance du cycle en fonction de la température d'entrée	39
<b>Figure (II.4)</b> Evolution de la température d'entrée turbine	39
<b>Figure (II.5)</b> Techniques de refroidissement	41
<b>Figure (II.6)</b> Refroidissement par convection interne forcée	41
<b>Figure (II.7)</b> Refroidissement par impact de jet de fluide	42
<b>Figure (II.8)</b> Schéma de l'écoulement généré par un jet impactant	42
<b>Figure (II.9)</b> Aube refroidie par transpiration	43
<b>Figure (II.10)</b> Distribution de températures dans une aube refroidie par transpiration	43
<b>Figure (II.11)</b> Aube refroidie par eau	44
<b>Figure (II.12)</b> Aube refroidie par film	45
<b>Figure (III.1)</b> Les méthodes de modélisation d'un écoulement	50
<b>Figure (IV.1)</b> La géométrie étudiée : Canal avec trois obstacles	55
<b>Figure (IV.2)</b> Le maillage structuré quadrilatéral de la géométrie du problème	55
<b>Figure (IV.3)</b> Les profils de la température au milieu du canal en fonction du nombre de cellules du maillage et pour $Re=2 \times 10^4$ .	57
<b>Figure (IV.4)</b> Profil de vitesse à $(x/e = 0)$	57
<b>Figure (IV.5)</b> Profil de vitesse à $(x/e = 8)$	57
<b>Figure (IV.6)</b> La variation de la vitesse à différentes position par rapport a l'entré du canal ; (a) $X=0.985$ , (b) $X=1.135$ , (c) sortie du canal, (d) variation de la vitesse le long du canal au plan de symétrie (horizontal)	58
<b>Figure (IV.7)</b> Les lignes de courant et zones de recirculation sur le plan de symétrie	59
<b>Figure (IV.8)</b> Les zones de recirculation	60
<b>Figure (IV.9)</b> Zoom sur le champ de vecteur vitesse pour différent nombre de Reynolds	61
<b>Figure (IV.10)</b> Contour d'énergie cinétique sur le plan de symétrie pour différentes nombre de Reynolds	61
<b>Figure (IV.11)</b> Zoom sur le champ de vecteur vitesse pour différentes nombre de Re	62

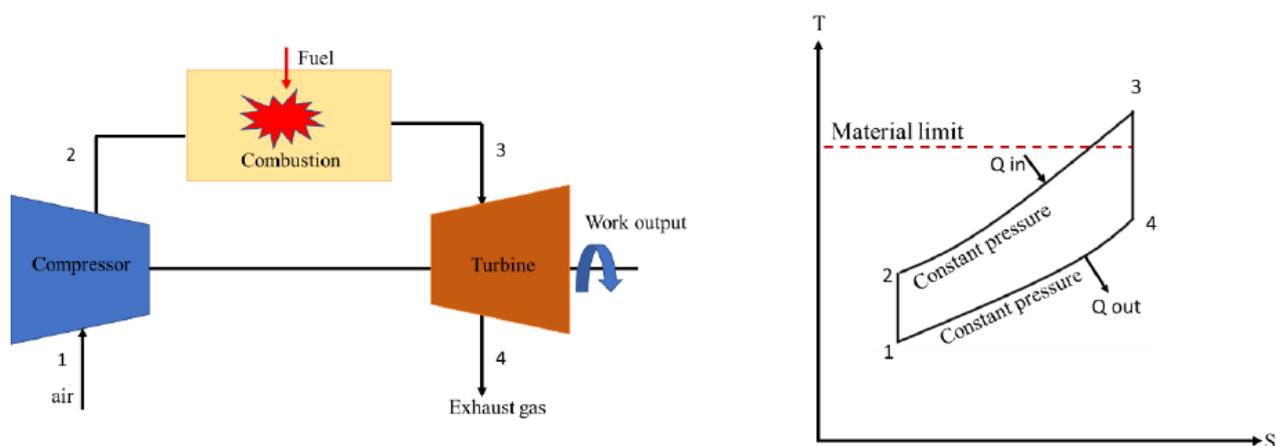
<b>Figure (IV.12)</b> Contour de l'énergie cinétique turbulente	63
<b>Figure (IV.13)</b> Variation du nombre de Nusselt local le long du canal	64
<b>Figure (IV.14)</b> Nusselt moyen pour le canal a trois obstacles	65
<b>Figure (IV.15)</b> La variation de la température au milieu du canal	65
<b>Figure (IV.16)</b> Distribution de la température statique sur le plan de symétrie	66
<b>Figure (IV.17)</b> Contour de pression sur le plan de symétrie	66

### Liste des tableaux

<b>Tableau (IV.1)</b> Points de ré-attachement	63
--	----

## INTRODUCTION GENERALE :

Les turbines à gaz sont les moteurs principaux de la production d'électricité terrestre, de l'aviation, des industries pétrolières et gazières, des usines de traitement, etc. Le cycle thermodynamique de la turbine à gaz est le cycle de Brayton, comme le montre la figure 1. L'efficacité thermique du cycle de Brayton principalement dépend de la température d'entrée de la turbine. Pour obtenir une puissance de sortie plus élevée et une efficacité thermique plus élevée, les turbines à gaz avancées fonctionnent à une température d'entrée très élevée ( $\sim 1500$  °C ou plus) qui dépasse la température de fusion des profils aérodynamiques métalliques de la turbine. Les profils aérodynamiques des turbines du premier étage sont les plus susceptibles de subir ce type de dommages car ils sont exposés aux gaz les plus chauds à la sortie de la chambre de combustion. Pour assurer un fonctionnement sûr de la turbine à gaz, il est nécessaire de maintenir les profils aérodynamiques de la turbine à plusieurs centaines de degrés en dessous des températures de fonctionnement.



**Figure 1** Cycle thermodynamique idéal (cycle de Brayton)

Dans les turbines à gaz modernes, le revêtement de barrière thermique (TBC) et différentes techniques de refroidissement sophistiquées sont incorporés pour un fonctionnement fiable du moteur. Le TBC est appliqué sur les profils aérodynamiques de la turbine et agit comme un isolant qui permet une température d'entrée de turbine supérieure de  $95^{\circ}\text{C}$  à  $148^{\circ}\text{C}$ . Pour refroidir les pales de la turbine, l'air de refroidissement est extrait du compresseur, également appelé air de prélèvement du compresseur. Les techniques de refroidissement utilisées dans les profils aérodynamiques des turbines à gaz modernes sont généralement classées en deux types, à savoir (i) le refroidissement interne et (ii) le refroidissement externe. Dans l'une des techniques de refroidissement interne, l'air de

prélèvement du compresseur circule à travers plusieurs canaux serpentins à l'intérieur des profils aérodynamiques. Une telle technique de refroidissement est connue sous le nom de Internal Duct Cooling (IDC). L'impact et le refroidissement des ailettes sont les autres méthodes de refroidissement interne utilisées dans les profils aérodynamiques des turbines. Une partie du liquide de refroidissement intérieur est expulsée par des trous discrets. Cet air plus frais éjecté forme une couverture le long de la surface du profil aérodynamique et protège le métal des gaz chauds, ce que l'on appelle le refroidissement par film.

L'extraction de l'air de prélèvement du compresseur pour le refroidissement entraîne une réduction de la puissance ainsi que du rendement thermique du moteur. Si le débit de liquide de refroidissement est trop faible, cela provoque une température élevée du profil aérodynamique et réduit la durée de vie des composants. Si le débit est excessif, il diminue l'efficacité thermique du moteur. Par conséquent, de nouvelles stratégies de refroidissement sont primordiales pour le succès des opérations de la turbine.

L'une des technologies de refroidissement les plus efficaces et continues actuellement utilisées dans les turbines par convection forcée est le refroidissement interne par air qui est prélevé dans le compresseur d'une manière optimale pour ne pas porter préjudice au rendement de la machine. En effet, la gestion efficace de l'air de refroidissement nécessite une connaissance détaillée de la charge thermique locale et la distribution de l'écoulement d'air de refroidissement.

La conception des canaux de refroidissement doit reposer sur des objectifs précis qui sont principalement : l'amélioration du taux d'échange thermique entre le fluide et la paroi pour une surface d'échange fixée, la minimisation de la perte de pression pour le même flux de chaleur. Ainsi, de nombreux paramètres sont à prendre en considération, on cite particulièrement: l'espacement des perturbateurs, leur inclinaison, les rapports de forme et de blocage et la géométrie même du perturbateur. Parmi les paramètres aérothermiques pouvant influencer considérablement l'efficacité du refroidissement, on doit citer: le nombre de Reynolds, l'intensité de la turbulence, les conditions thermiques,...

Pour cela, ce travail présente une étude numérique tente de faire la lumière sur la nature du flux et le transfert de chaleur associé à l'intérieure d'un canal de refroidissement interne par air d'une aube de TAG en utilisant le code de calcul Fluent, qui représente un outil de simulation numérique de haute qualité avec une amélioration notable du temps de calcul de

la plupart des problèmes de mécanique des fluides dans divers domaines industriels et de recherche.

On a divisé ce travail en quatre chapitres :

- Introduction générale
- Le Premier chapitre contient des recherches bibliographiques.
- Le Deuxième chapitre est consacré à une vue générale sur les turbines à gaz et à la description des techniques de refroidissement des aubes.
- La Troisième chapitre présente la modélisation mathématique.
- Dans le Quatrième chapitre on présente les résultats numériques obtenus. Ces résultats seront discutés.
- Enfin, nous achevons notre travail par une conclusion général.

# Chapitre 1 : Généralité sur les turbines

## I.1- Introduction

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique; une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu'à la pression atmosphérique.

## I -2- Développement historique de la turbine à gaz:

La première machine à vapeur fut breveté en 1629 par un mécanicien Italien Giovanni Branca, une machine dans la quelle un jet était dirigé vers une roue horizontale connecté à un système d'engrenage pour actionné un presse. Après Branca plusieurs mathématiciens ont contribué à l'amélioration de cette technologie. Dans les années 1820-1833 Claude Bourdin un professeur français à réalisé plusieurs installations des machines hydraulique qui les a nommées Turbine, mot dériver du Latin Turbins signifiant qui tourne, mais il n'a pas réussi à passer au stade des machines industriellement stable. En 1830 que Benoît Fourneyron un brillant élève de Bourdin améliora la conception de son professeur et installa une turbine industrielle d'une puissance de 50 CV.

En 1844 les turbines de Fourneyron furent installées en Europe et en Etats Unis ou des améliorations furent apportées.

Les turbines à gaz ont commencées à se matérialiser entre la fin du XIX<sup>ème</sup> siècle et le début du XX<sup>ème</sup> siècle, on mentionne qu'une première turbine à gaz capable de fournir du travail fut construite en 1903 par l'ingénieur mécanicien Elling en Norvège.

En 1905, la construction de la première unité de turbine à gaz par Brown Boveri qui a été installée dans une compagnie pétrolière près de Philadelphia. Cette unité a produit une

puissance de 900 kilowatts d'électricité. Boveri brun a également construit le premier générateur d'électricité pour une centrale électrique à Neuchâtel en Suisse qui a été exposé en 1938.

En 1910 l'ingénieur mécanicien Henri Coanda essaya un avion dans le moteur était une turbine a gaz élémentaire composée d'un compresseur d'une chambre de combustion et d'une tuyère, mais c'est qu'en 1930 que l'idée de turbine à gaz à été réellement présenté aux Etats-Unis, en France, en Grande Bretagne, en Italie et en Allemagne. A ces inventions s'ajoutèrent celles développées par l'équipe de Secundo Compini qui construit un turbopropulseur en 1940, et la contribution Frank Whittle d'Angleterre en 1769 au quel on attribué la création pratique de la turbine à gaz moderne.

### I -3- Définition de la turbine à gaz :

Les turbines à gaz font partie de turbomachines définies par Râteau comme étant des appareils dans les quels à lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure.

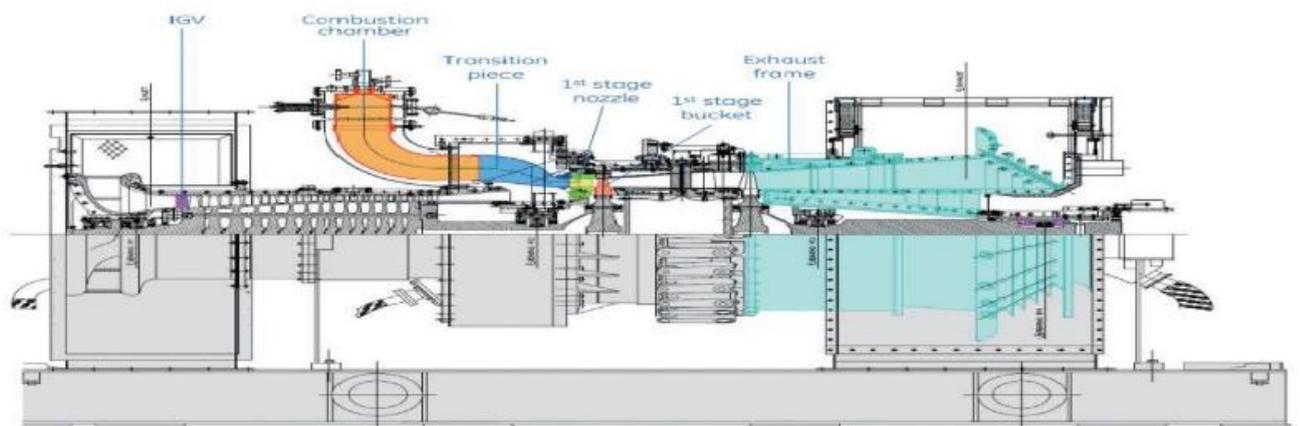


Figure I-1: Schéma générale de la turbine à gaz

#### I-4- Le rôle de la turbine à gaz :

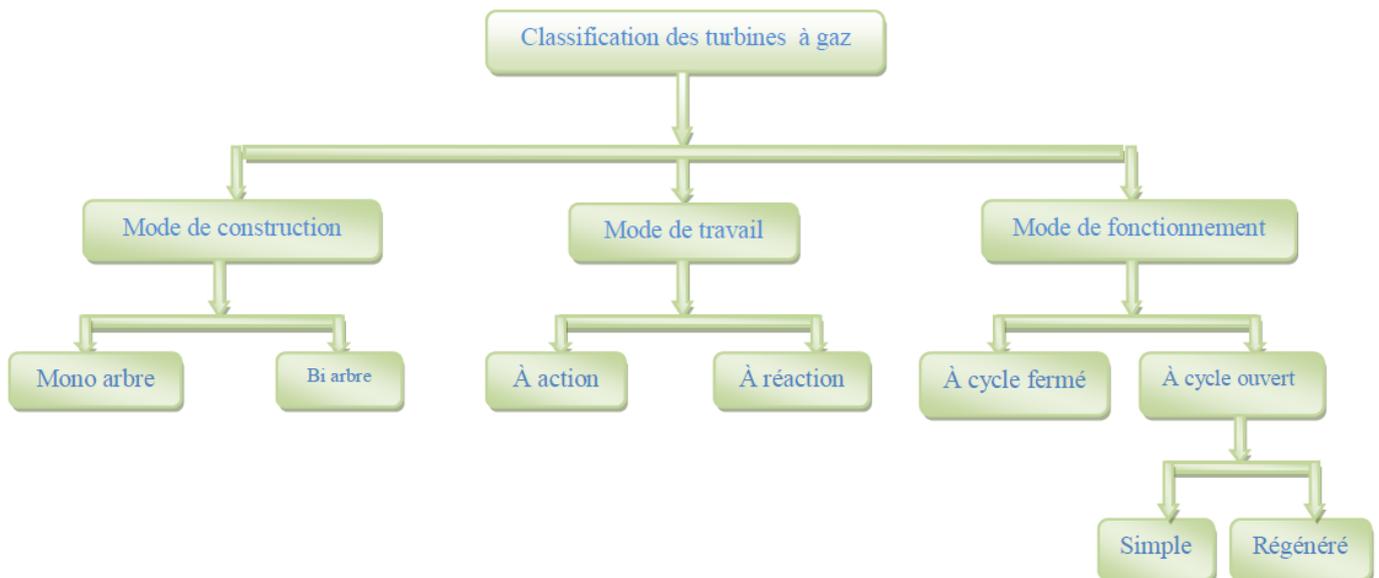
On utilise les turbines à gaz pour la propulsion des navires et des trains. Le turboréacteur, variante de la turbine à gaz, est utilisé pour la propulsion des avions. Les turbines à gaz de grande puissance, à simple cycle combiné, occupent une place importante dans la production industrielle de l'électricité.

Certaines installations fournissent des puissances supérieures à 200MW. La puissance produite par les turbines à cycle combiné peut dépasser 300MW.

#### I-5- Les Classification de turbine à gaz :

On peut classer les turbines selon différents points:

- ✓ Par le mode de travail.
- ✓ Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- ✓ Par le mode de construction.



**Figure I-2:** Classification des turbines à gaz

❖ Par mode de travail :

On distingue deux types de turbines :

- Turbine à action : Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique  $P_1 > P_2 = P_3$

- Turbine à réaction : Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec une variation de la pression statique  $P_1 > P_2 > P_3$ . Le taux de réaction  $\epsilon$  caractérisera le pourcentage d'énergie thermique totale.

Avec :

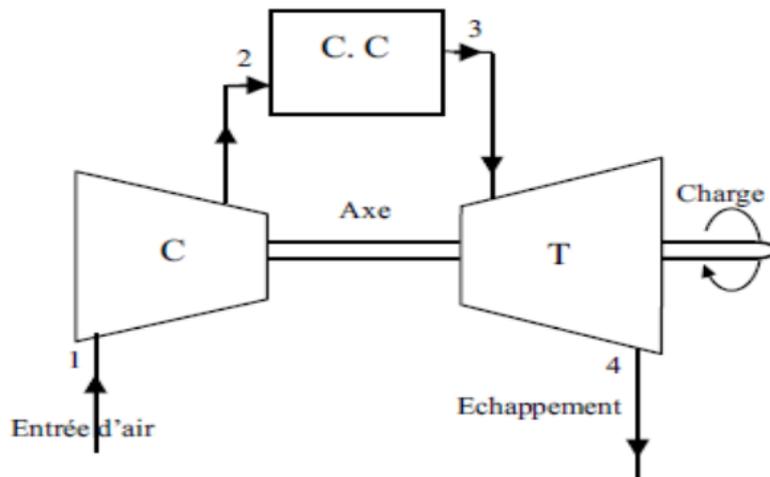
$P_1$  : Pression des gaz à l'entrée de la directrice

$P_2$  : Pression des gaz à la sortie de la directrice

$P_3$  : Pression des gaz à la sortie de la roue de la turbine

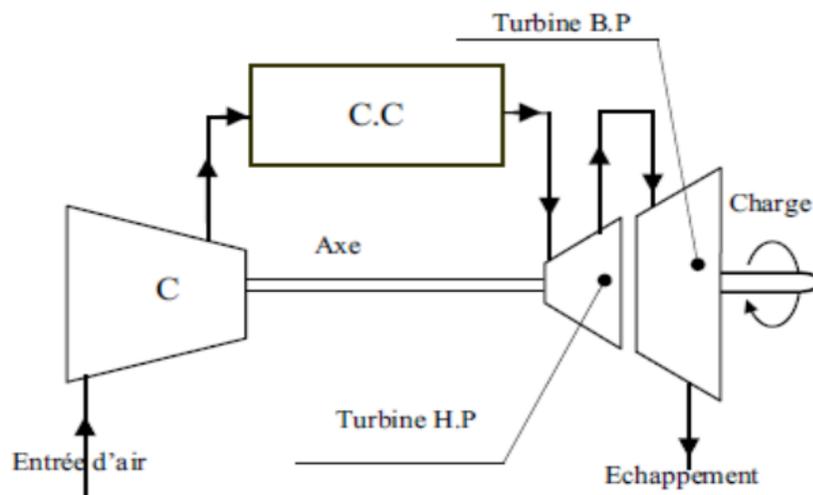
❖ Par mode de fonctionnement thermodynamique :

- Turbine à gaz à cycle ouvert : C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :
  - Turbine à cycle simple : C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.
  - Turbine à cycle régénéré : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.
- ❖ Selon la disposition de l'arbre: un autre moyen de classification des turbines à gaz est selon la disposition et le nombre d'arbres qu'elles peuvent contenir, on trouve à cet effet:
  - Arbre unique: c'est une turbine à gaz dans laquelle les composants rotatifs sont couplés mécaniquement sur un arbre commun. Elle est généralement utilisée dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité).



**Figure I.3 :** Turbine à gaz à un seul arbre

- Deux arbres : Elle a l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseurs, ...), elle se compose de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine génératrice de gaz (GG), la deuxième est liée à la charge.



**Figure I.4 :** Turbine à gaz bi-arbre

- Arbres multiples : C'est une turbine dont laquelle les rotors des éléments mécaniques sont montés sur plus d'un arbre rotatif. Ces arbres peuvent tourner ou non entre eux avec un rapport de vitesse déterminé. Ils sont appelés arbres flottant, à l'exception de l'arbre d'accouplement.
- ❖ Par mode de construction :
- Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique, elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est

utilisée pour générer de la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère.

### I-6- Composants d'une turbine à gaz :

La turbine à gaz est une machine à écoulement continu. Les principaux composants d'une TAG sont :

- ✓ La chambre d'admission d'air.
- ✓ Le compresseur d'air.
- ✓ La chambre de combustion.
- ✓ La turbine
- ✓ La chambre d'échappement.

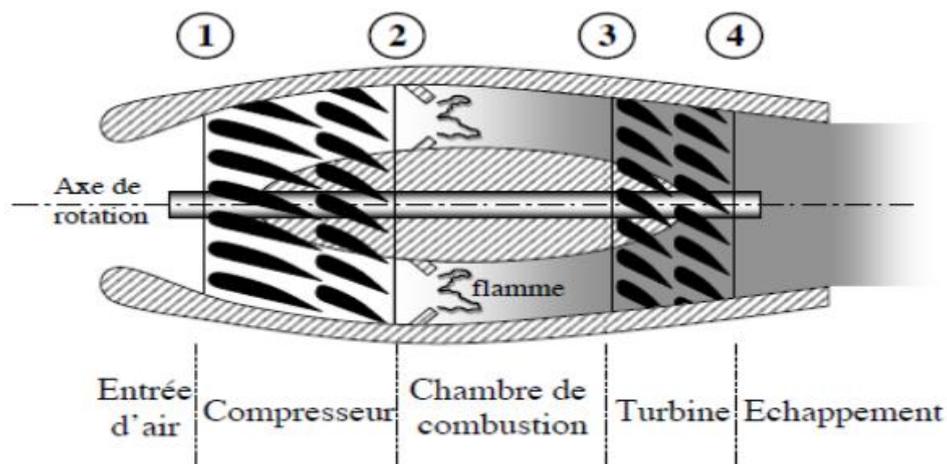


Figure I.5 : Différents composants d'une turbine à gaz.

### I-7- Principe de fonctionnement de la turbine à gaz:

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- 1- elle aspire de l'air du milieu environnant (aspiration) ;
- 2- elle le comprime à une pression plus élevée par le compresseur (compression) ;
- 3- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion (gaz chaud) ;
- 4- elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre (expansion) ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine et, de l'autre côté à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec

la machine au moyen d'un accouplement comme par exemple un alternateur ou un compresseur centrifuge ;

- 5- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus (échappement) [1].

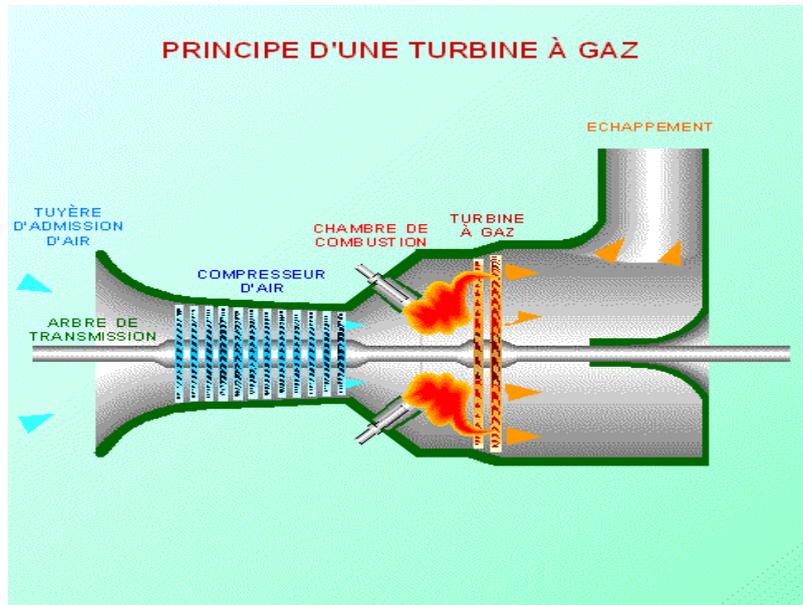


Figure I.6: Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz

### I-8- Présentation d'une turbine à gaz et la problématique du refroidissement :

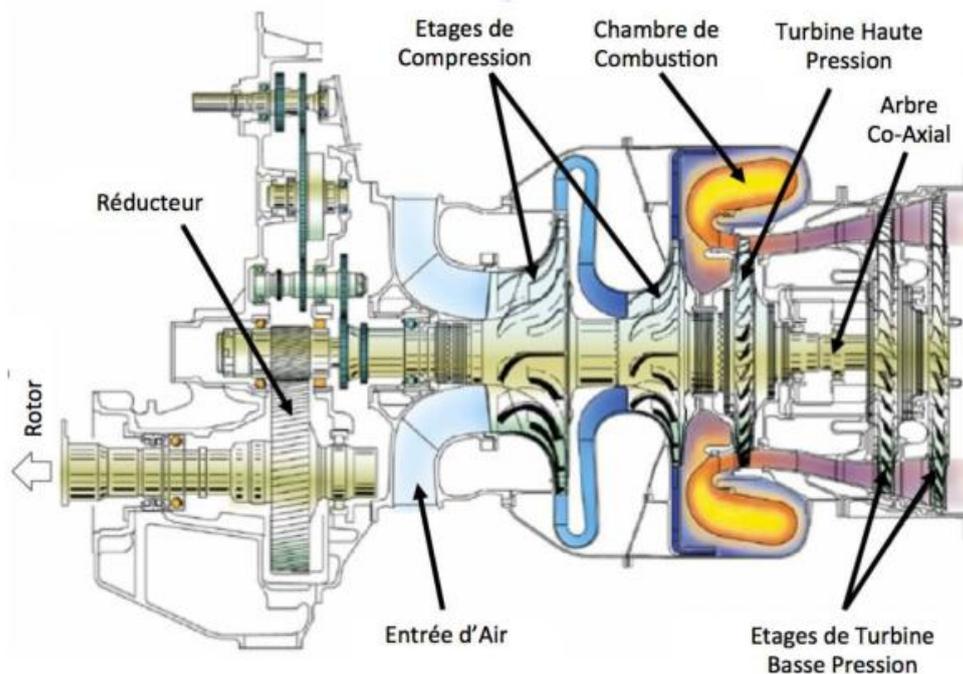
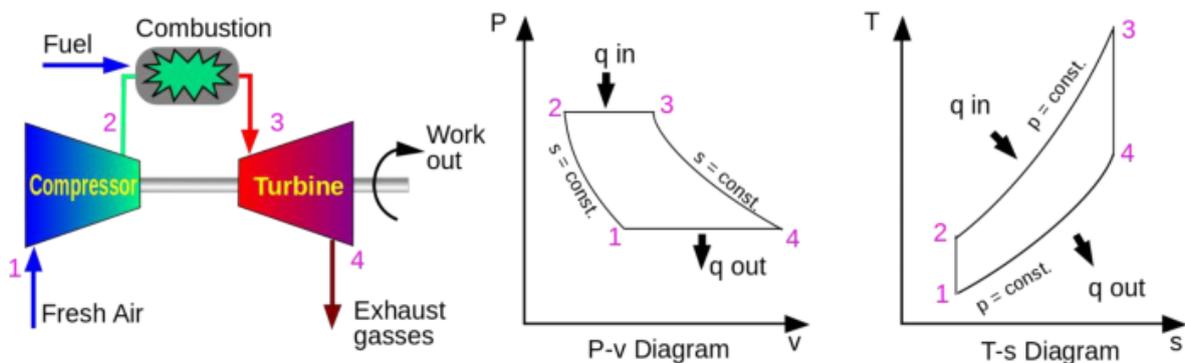


Figure I.7 : Vu en coupe d'un turbomoteur de Safran Helicopter Engines.

Les turbines à gaz sont utilisées pour la propulsion d'avions et d'hélicoptères ainsi que pour la génération d'électricité. D'un point de vue thermodynamique, une turbine à gaz cherche à convertir l'énergie thermique issue de la combustion en énergie mécanique ou en poussée afin de générer la puissance nécessaire pour faire voler un avion, un hélicoptère ou générer de l'électricité. Le fonctionnement d'un turbomoteur, représenté en Figure I.7, est le résultat de quatre phases principales issues du cycle de Brayton [2]. Dans un premier temps, une grande quantité d'air est aspirée par le moteur et passe par différents étages du compresseur qui vont graduellement augmenter sa pression. L'air comprimé est ensuite envoyé dans une chambre de combustion où il est mélangé à du carburant dans des proportions adéquates. Le mélange brûle, augmentant la température des gaz. Un processus de détente et de récupération de l'énergie de l'écoulement s'effectue ensuite au travers de turbines. Cela permet de récupérer l'énergie sous forme mécanique et fournit la puissance utile nécessaire à l'entraînement des hélices d'un hélicoptère par exemple. À noter qu'une partie de cette énergie est utilisée pour actionner les compresseurs grâce à un axe central qui les lie aux étages des turbines. En fin les gaz sont éjectés vers la tuyère.

La Figure 1.8 représente le cycle de Brayton-Joule [3] duquel un modèle de rendement pour le moteur est déduit. Ce cycle thermodynamique idéal se décompose en quatre étapes correspondant aux composants du moteur discutés précédemment :

- Une compression isentropique du gaz dans le compresseur (1 → 2 sur la Figure I.14).
- Une combustion isobare dans la chambre de combustion (2 → 3).
- Une expansion isentropique du gaz dans la turbine (3 → 4).
- Une éjection isobare de la chaleur dans l'atmosphère (4 → 1).



**Figure I.8 :** Cycle thermodynamique idéal d'une turbine à gaz.

Le rendement  $\eta$  du cycle de Brayton-Joule idéal est défini comme le ratio entre le travail net disponible  $\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}$  et l'apport de chaleur  $\dot{W}_{in}$  :

$$\eta = \frac{\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}}{\dot{W}_{in}} \quad (1.1)$$

Avec  $\dot{W}_{in}$  la chaleur apportée au système par la combustion et  $\dot{W}_{out}$  la chaleur perdue à l'échappement. Ces deux grandeurs peuvent être exprimées par des différences d'enthalpies l'hypothèse de capacité thermique  $C_p$  constante est respectée. Le rendement d'une machine est exprimé par :

$$\eta = \frac{C_p((T_3 - T_2) - (T_4 - T_1))}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}. \quad (1.2)$$

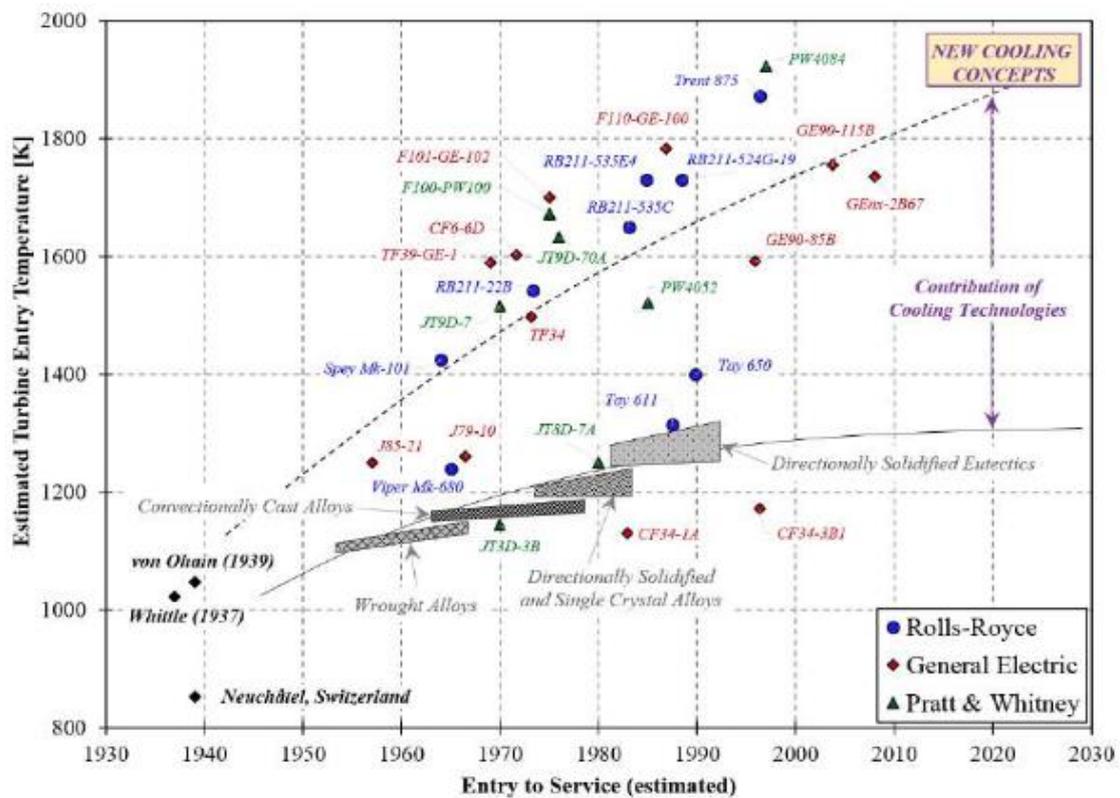
Si en outre les transformations issues des parties tournantes sont isentropiques, le rendement du cycle de Brayton-Joule idéal peut être simplifié en,

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (1.3)$$

Par conséquent, augmenter le rendement du moteur sans changement dans le processus d'apport de chaleur au niveau de la combustion nécessite d'augmenter le ratio de compression  $\frac{P_1}{P_2}$  du compresseur. Cette augmentation de pression engendre des températures plus importantes dans la chambre de combustion puis dans la turbine. L'augmentation de la température en entrée turbine ( $T_3$ ) permet également un gain en puissance de la machine.

Le rendement ainsi que la puissance de sortie des moteurs de nouvelle génération n'a cessé d'être améliorés au cours des 70 dernières années, augmentant la température à l'entrée de la turbine. Toutefois les températures atteintes dans ce composant du moteur, i.e. : 1850 K aujourd'hui contre 1300 K en 1960, dépassent la température de fusion des matériaux constituant les pales, Figure I.9. Un refroidissement efficace des pièces de la turbine est donc requis à fin de protéger les pales de ruptures induites par les efforts thermo-mécaniques comme visible en Figure I.10. Le développement de matériaux à haute résistance thermique ainsi que des systèmes de refroidissement sophistiqués sont donc deux enjeux importants pour assurer la durabilité des nouvelles générations de turbines à gaz à haute performance et grande puissance.

D'un point de vue architecture, introduire des pales refroidies dans une turbine à gaz suppose de pouvoir extraire de l'air frais du compresseur, ce qui implique une pénalité dans la performance thermodynamique générale du moteur. La conséquence identifiée par Kirillov et al. [4] est que le travail utile d'une turbine à gaz est réduit de 1.3 - 1.5% si 1% de l'air du compresseur est prélevé pour le refroidissement. Ces pertes atteignent 18 - 20% si le prélèvement augmente à 12 - 14%. Il est donc crucial de comprendre et d'optimiser ces techniques de refroidissement à fin d'en minimiser l'impact sur les performances de la turbine à gaz tout en garantissant une durée de vie optimale des moteurs. Le premier objectif de ces systèmes de refroidissement reste toutefois de contrôler la valeur maximale et le gradient de température de la pale pour maximiser la durée de vie du produit. Effectivement, du fait des hautes températures atteintes, de la force centrifuge élevée et de l'environnement agressif, les conditions de fonctionnement des turbines des turbomoteurs sont extrêmement sévères. Les aubes des turbines doivent donc présenter des caractéristiques qui leur permettent de conjuguer une résistance élevée au fluage et à la fatigue thermomécanique. Pour réaliser ces objectifs, les fabricants de moteurs utilisent plusieurs technologies pour refroidir la pale. Ces systèmes de refroidissement sont discutés plus en détail dans la section suivante.



**Figure I.9 :** Augmentation de la température d'entrée turbine durant un siècle d'après A. Terzis [5].



**Figure I-10** : Casse de pales de turbine due à une exposition à une chaleur trop importante d'après M. Park [6].

### **I-9 Etude bibliographique :**

Avec l'augmentation exponentielle de la puissance de calcul au cours des dernières décennies, les simulations numériques directes (DNS) et les simulations aux grandes échelles (LES) sont également utilisées pour étudier le champ d'écoulement complexe à l'intérieur d'un canal nervuré.

**Tyacke [7]** a étudié le comportement d'écoulement et de transfert de chaleur dans un conduit carré avec un coude à  $180^\circ$  (nervures transversales,  $e/D_h = 0,1$ ,  $P/e = 10$ ) à  $Re = 20\ 000$ . Ils ont utilisé les méthodes LES et RANS-LES hybrides pour leur étude. Une comparaison a été effectuée avec des données expérimentales et a trouvé une bonne correspondance. Ils ont conclu que le choix du LES n'a pas d'importance puisque les grandes échelles dominent principalement le flux. La turbulence d'entrée s'avère peu influente car les nervures génèrent de très fortes turbulences dans l'écoulement.

**Kubacki et al. [8]** ont mené une étude d'écoulement dans un canal rectangulaire tournant avec des nervures transversales à  $Re = 15\ 000$ . Le flux est simulé avec une hypothèse périodique et le domaine de calcul se compose de deux périodes dans le sens du courant. Ils ont utilisé à la fois le modèle hybride RANS/LES et le modèle de base RANS  $k-\omega$  pour déterminer sa capacité à reproduire les structures d'écoulement dans un tel canal. En comparant avec les résultats expérimentaux, ils ont constaté que le modèle hybride RANS/LES  $k-\omega$  reproduisait précisément le champ d'écoulement dans un canal nervuré en

rotation. Cependant, le modèle  $k-\omega$  modifié pour la rotation du cadre prédit également les profils de vitesse moyenne dans le plan médian du puits de canal. Cependant, il ne prédit pas les fluctuations et les tourbillons secondaires résultent bien.

**Kang et Yang [9]** ont étudié l'effet de l'espacement des nervures ( $P / e$ ) sur le transfert de chaleur turbulent dans un écoulement circulaire à nervures en utilisant LES (avec modèle de sous-réseau dynamique). Les côtes étaient de  $e/D_h = 0,0625$  et le  $P/e$  variait de 2, 4, 6, 8, 10 et 18. L'enquête a été réalisée à  $Re = 24\ 000$ .

Une étude expérimentale et numérique sur les phénomènes d'écoulement complexes au canal de refroidissement interne des aubes de turbine à gaz sans courbure à été faite par **F. Nourin et al. [10]**. Dans cette étude, le canal de refroidissement interne a été étudié sans aucune courbure. Les surfaces lisses et les surfaces alvéolées ont été étudiées en utilisant les différentes combinaisons de trous circulaires et rectangulaires de connexion. Les calculs ont été effectués à l'aide du modèle de simulation des grandes turbulences (LES) pour des nombres de Reynolds ( $Re$ ) de 10 000 à 50 000. Un total de six trous de connexion différents ont été étudiés avec une surface lisse et alvéolée. Une fossette sphérique partielle avec deux trous circulaires a montré le transfert de chaleur le plus élevé, mais elle a une pénalité de perte de pression plus élevée. Même si la surface alvéolée des feuilles avec les trous rectangulaires indiquait un transfert de chaleur peu faible, elle représente le rendement le plus élevé à des nombres de Reynolds plus élevés en raison des faibles chutes de pression.

Dans un autre travail de **Nourin et al. [11]**, la distribution et l'amélioration du transfert de chaleur le long d'un canal de refroidissement interne d'aube de turbine à gaz ont été étudiées. Six cas différents ont été considérés dans cette étude, en utilisant le canal à surface lisse comme ligne de base. Trois rapports profondeur/diamètre de fossettes différents avec 0,1, 0,25 et 0,50 ont été considérés. Différentes combinaisons de fossettes sphériques partielles et de feuilles ont également été étudiées avec les nombres de Reynolds de 6 000, 20 000, 30 000, 40 000 et 50 000. En plus de l'investigation expérimentale, l'étude numérique a été menée à l'aide d'une simulation aux grandes turbulences (LES) pour valider les données. Il a été constaté que le rapport profondeur-diamètre le plus élevé présentait le taux de transfert de chaleur le plus élevé. Cependant, le canal alvéolaire le plus profond présente la chute de pression la plus élevée, ce qui affecte les performances thermiques globales du canal de refroidissement. Les résultats ont montré que la surface alvéolée des feuilles est le meilleur canal de refroidissement basé sur l'amélioration du transfert de chaleur et le facteur de friction

du nombre de Reynolds le plus élevé. Cependant, au nombre de Reynolds le plus bas, les fossettes sphériques partielles avec un rapport profondeur/diamètre de 0,25 ont montré les performances thermiques les plus élevées.

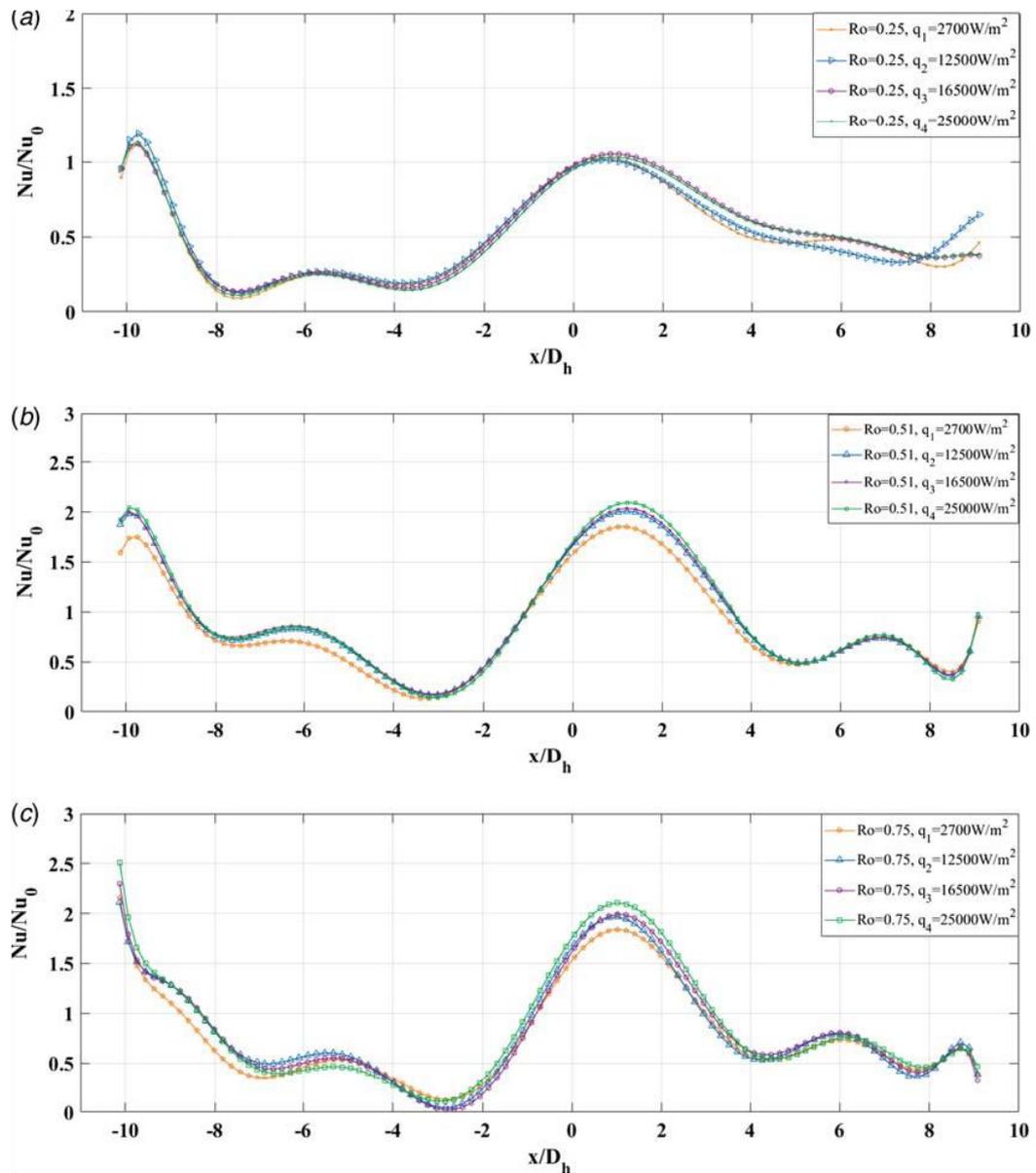
Dans les moteurs à réaction modernes, la conception efficace de la structure de refroidissement est essentielle à la fois pour augmenter l'efficacité de la turbine et, en attendant, pour maintenir l'intégralité structurelle. Les réseaux de broches à ailettes jouent un rôle crucial dans le mécanisme de refroidissement du système de refroidissement interne des aubes de turbine. Dans le cadre de l'étude de l'efficacité des techniques de refroidissement utilisant des pin-fins, alors que les autres études se concentrent sur les configurations pin-fin, l'étude de **Khan et al.[12]** est une étape vers l'optimisation des parois d'extrémité de la cascade de refroidissement pour une meilleure manœuvre et réservation des tourbillons qui conduisent à une chaleur ou un transfert plus élevée près des murs d'extrémité. Cette étude présente les résultats des enquêtes sur les caractéristiques de champ d'écoulement et de transfert de chaleur des réseaux d'ailettes à broches avec des parois d'extrémité rugueuses, c'est-à-dire des parois d'extrémité en retrait et des types de parois d'extrémité extrudées. Les caractéristiques de transfert de chaleur et la perte de pression du canal sont examinées numériquement pour les comparer à celles du cas des parois d'extrémité plates dans une plage de nombre de Reynolds d'entrée, qui varie de 7400 à 36000. Les résultats montrent qu'avec ces nouvelles configurations de paroi d'extrémité, les régions de transfert de chaleur élevé près des broches-ailettes sont remarquablement agrandies par rapport aux parois d'extrémité plates. Et dans l'intervalle, les deux nouveaux agencements de paroi d'extrémité améliorent la capacité de transfert de chaleur du canal près des broches-ailettes. Les deux nouvelles conceptions surpassent le cas de référence, avec un indice d'efficacité de transfert de chaleur (HTEI) amélioré de 37,8 % pour les parois d'extrémité encastrées et de 15. 9% pour les parois d'extrémité extrudées. Cependant, avec une capacité de transfert de chaleur beaucoup plus élevée, conduisant à des valeurs relativement plus élevées de l'indice d'efficacité du transfert de chaleur (HTEI), jusqu'à 77,7 % et 41,5 % des parois d'extrémité encastrées et extrudées sont supérieures à l'HTEI du canal avec des parois d'extrémité plates.

La température d'allumage plus élevée reflète le rendement plus élevé de la turbine à gaz. Cependant, l'utilisation de températures plus élevées est limitée car elle peut provoquer une rupture, une flexion ou une défaillance des aubes de turbine. Par conséquent, le développement d'un système de refroidissement interne efficace de l'aube de turbine à gaz est essentiel. Dans le même temps, il est nécessaire d'assurer la pénalité la plus faible possible sur le cycle de performance thermodynamique. Les chercheurs travaillent au fil des ans pour

découvrir la conception efficace du canal de refroidissement avec un transfert élevé tout en ayant la plus faible chute de pression. Ils ont exécuté plusieurs cas à la fois numériquement et expérimentalement. L'article de **Nourin et al. [13]** examine en revue les recherches publiées sur les diverses méthodes de refroidissement interne des turbines à gaz, telles que l'utilisation de turbulateurs à nervures, d'alvéoles, d'impacts de jet, d'ailettes à broches et d'aubes directrices de l'aube de turbine à gaz.

Le travail présenté par **Saravani et al. [14]** étudie les effets de la flottabilité et des conditions de chauffage des parois sur la performance thermique d'un canal carré rotatif à deux passes avec des parois lisses. Le canal en U a une section carrée avec un diamètre hydraulique de 5,08 cm (2 po). Les longueurs des première et deuxième passes sont respectivement de 514 mm et 460 mm. Le flux turbulent est entré dans le canal avec des nombres de Reynolds allant jusqu'à 34 000. La vitesse de rotation variait de 0 à 600 tr/min avec des nombres de rotation allant jusqu'à 0,75. Pour cette étude, deux des approches ont été envisagées pour suivre l'effet de flottabilité sur le transfert de chaleur. Dans le premier cas, le rapport de densité a été fixé constant et la vitesse de rotation a été modifiée. Dans le second cas, le rapport de densité a été modifié dans le cas stationnaire, et l'effet du rapport de densité a été discuté. La plage de flottabilité le long du chenal est de 0 à 6.

Les résultats ont montré que l'augmentation du rapport de densité augmentait le rapport de transfert de chaleur dans les cas stationnaire et rotatif. De plus, dans les cas de rotation, les effets de la force de flottabilité étaient très importants. L'augmentation du nombre de rotations a induit plus de forces de flottabilité, ce qui a conduit à une amélioration du transfert de chaleur. L'effet de flottabilité était plus visible dans la région de virage que dans toute autre région.



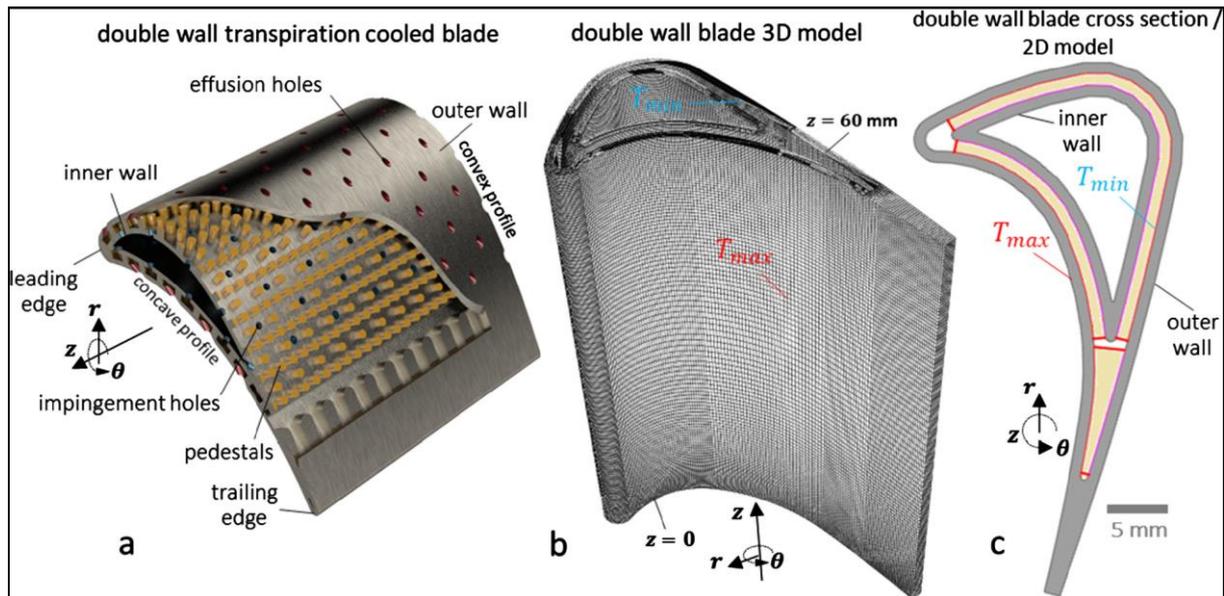
**Figure I-11** : Augmentation du transfert de chaleur le long d'un canal en forme de U à paroi lisse dans différents nombres de rotation et rapports de densité [14]

Une étude expérimentale et numérique détaillée des phénomènes d'écoulement et de transfert de chaleur dans des tubes tourbillonnaires à un ou plusieurs jets d'entrée tangentiels et présentée dans le travail de **Biegger et al.[15]**. De tels jets tangentiels induisent un écoulement tourbillonnaire hautement 3D et une turbulence accrue dans le tube, augmentant le transfert de chaleur par convection. Ainsi, un tube tourbillonnaire est considéré comme une méthode de refroidissement efficace pour les applications techniques avec des composants à forte charge thermique comme les aubes de turbine à gaz.

Les résultats PIV révèlent une vitesse axiale complexe changeant après chaque entrée en raison du débit massique supplémentaire. Deux structures principales se produisent dans le tube tourbillonnaire avec cinq jets d'entrée : un vortex au centre du tube sous une forme ondulatoire et de grands tourbillons en spirale autour de l'axe du tube, en particulier près des jets d'entrée. Dans la ou les régions d'entrée, la chaleur la plus élevée le transfert s'effectue et décroît continûment jusqu'à l'entrée suivante ou vers la sortie du tube pour le tube tourbillonnaire à une entrée. Les tubes tourbillonnaires à entrées multiples présentent des taux de transfert de chaleur maximaux inférieurs par rapport au tube tourbillonnaire avec une seule entrée en raison des vitesses de jet d'entrée inférieures. Cependant, la répartition du transfert de chaleur est plus homogène sur toute la longueur du tube à une perte de charge beaucoup plus faible. Le transfert de chaleur homogène peut être expliqué par deux mécanismes. Aux entrées, les jets tangentiels empiètent sur la paroi concave et provoquent un transfert de chaleur convectif amélioré en corrélation avec de grands tourbillons en spirale. Deuxièmement, la vitesse axiale devient plus forte plus en aval après chaque jet d'entrée et provoque un transfert de chaleur amélioré entre les jets d'entrée.

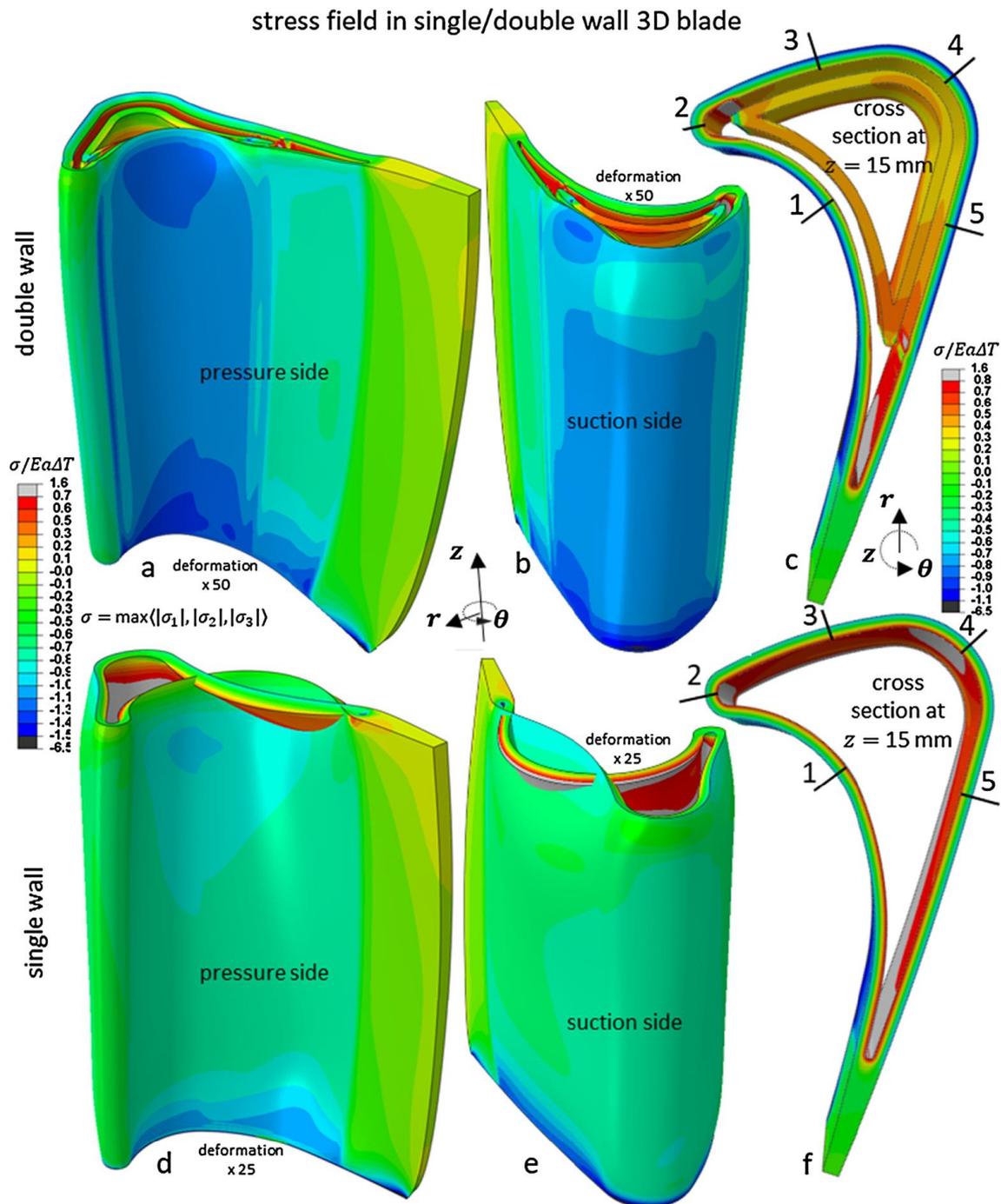
Le paramètre de performance thermique pour toutes les configurations de tubes tourbillonnaires étudiées est du même ordre de grandeur. Ainsi, toutes les configurations de tubes tourbillonnaires conviennent au refroidissement. Si l'on est intéressé par un transfert de chaleur maximum payé par une forte perte de charge, le tube tourbillonnaire à une entrée est le meilleur choix. Si un transfert de chaleur plus faible mais plus homogène avec une faible perte de charge est souhaité, il convient de choisir le tube tourbillonnaire à entrées multiples.

Les systèmes de refroidissement par transpiration à double paroi (DWTC) permettent d'augmenter la température de fonctionnement des turbines à gaz au-delà des niveaux actuels, promettant de nouvelles améliorations de l'efficacité du moteur et une réduction de la consommation de carburant et des émissions. Outre les performances de refroidissement exceptionnelles des systèmes DWTC, il existe des implications sur l'intégrité structurelle qui doivent être évaluées. **Skamniotis et al.[16]** présente une analyse théorique et par éléments finis et détermine les contraintes thermiques survenant dans une gamme de configurations à double paroi dans un espace bidimensionnel (2D) et tridimensionnel (3D). Les effets géométriques 3D de l'espacement des murs, du rapport d'épaisseur des murs, de l'espacement des socles de connexion entre les murs et de l'épaisseur des socles sont interprétés sur la base de considérations sur les idéalizations 2D.



**Figure I-12.** Configurations d'aubes de turbine à gaz à double paroi [16].

L'étude a montré que bien qu'une paroi intérieure froide puisse être essentielle pour appliquer un refroidissement par impact interne dans le système afin d'améliorer ses performances aérothermiques, en même temps, la paroi intérieure augmente la compression dans la paroi extérieure chaude, en raison de la contrainte cinématique que les deux parois doivent étendre également. En conséquence, les contraintes de compression critiques dans la paroi chaude peuvent être soulagées en utilisant une paroi interne plus mince. Les champs de contraintes nominales essentielles qui déterminent les concentrations de contraintes et la fatigue de fluage-plasticité locale associée aux caractéristiques critiques des systèmes DWTC, telles que les trous d'effusion et les socles sont déterminées dans cette étude.



**Figure.I-13** .Champs de contraintes pour les analyses 3D d'aubes de turbines à gaz chargées thermiquement à simple et double paroi [16].

Les contours montrent la contrainte principale absolue maximale normalisée par rapport à  $E \alpha \Delta T$ . Des épaisseurs de paroi et un espacement de paroi de 1 mm sont utilisés. Les images montrent : (a) côté pression d'une lame à double paroi ; la cinématique structurelle est mise en évidence en utilisant un facteur d'échelle de déformation de 50, (b) côté aspiration de la lame à double paroi illustrée en (a), (c) vue en coupe de la lame à double paroi illustrée en (a-b) à 1/4 du total longueur de lame ; aucune échelle de déformation n'est appliquée ici, (d) côté

pression de la lame à paroi unique ; un facteur d'échelle de déformation de 25 est utilisé ici, (e) côté aspiration de la lame à simple paroi illustrée en (d), (f) vue en coupe de la lame à simple paroi illustrée en (d-e) au plan  $z = 15$  mm.

L'article de **A. Frackowiaka et al.[17]** présente un algorithme itératif pour la détermination des distributions de porosité dans un matériau poreux appliqué au refroidissement des aubes de turbine à gaz. Des calculs numériques avec l'utilisation de cet algorithme sont effectués pour déterminer les distributions de température sur les limites de la lame. Sur la base de la distribution connue de la porosité du matériau dans les canaux de refroidissement de l'aube, la distribution de la température sur la limite extérieure de l'aube a été déterminée (problème direct). Les calculs numériques pour l'aube à un seul canal de refroidissement ont montré un haut niveau de cohérence des calculs numériques avec la solution du problème direct.

Une température constante sur la limite extérieure de la lame a été supposée être le critère d'optimisation ; et sur la base de cette hypothèse, la distribution de porosité et la température sur les parois des canaux de refroidissement de l'aube de turbine à gaz ont été déterminées. L'optimisation fonctionnelle de la solution au problème inverse a été étendue avec un terme régularisant le gradient de température dans la région de la lame et du matériau poreux. Les calculs effectués ont montré qu'il était difficile d'appliquer du matériau poreux pour optimiser le processus de refroidissement des aubes au voisinage des bords d'attaque et de fuite. Les résultats des calculs ont indiqué la possibilité d'appliquer cet algorithme pratiquement pour optimiser le processus de refroidissement des aubes de turbine à gaz dans les parties de l'aube, où il est possible d'éliminer la quantité de chaleur requise à travers le canal de refroidissement.

## CHAPITRE 2 : Transfert de chaleur dans les turbines

### II – Les techniques de refroidissement :

#### II.1 Introduction

La turbine à gaz nécessite une étude approfondie de son comportement thermique, du fait qu'elle est particulièrement exposée aux gaz chauds en provenance de la chambre de Combustion. L'analyse du transfert de chaleur par convection d'une aube de turbine à gaz peut être scindée en trois grandes parties [18] : le transfert interne pour une aube stationnaire, le transfert interne pour une aube en rotation et le transfert de chaleur externe.

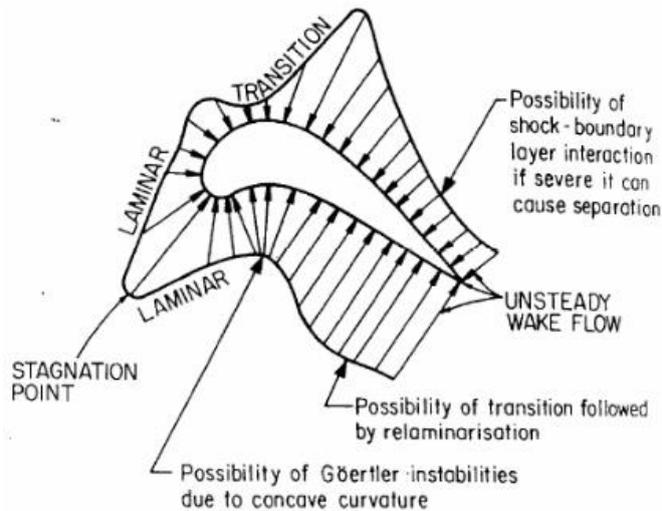
Le transfert de chaleur externe concerne les échanges thermiques entre les gaz chauds émanant de la chambre de combustion et la surface externe de l'aube, avec ou sans refroidissement. Cet échange se fait principalement par convection forcée. Il est très complexe car il dépend de plusieurs facteurs tel que: la nature de la couche limite (laminaire ou turbulente) qui se développe sur le profil de l'aube, le point d'arrêt, le gradient de pression imposé, la séparation et le rattachement de la couche limite, l'intensité et la structure de la turbulence de l'écoulement en amont, la compressibilité, l'interaction des ondes de chocs avec la couche limite pour les écoulements supersoniques ainsi que les effets induits par la nature tridimensionnelle l'écoulement .

Les paramètres de l'aube tels que la courbure, l'aspect géométrique (hauteur/corde), l'incidence par rapport à l'écoulement en amont, la rotation, la rugosité de la surface et le rayon de courbure du bord d'attaque jouent également un rôle non négligeable sur le transfert thermique.

Les figures (II-1) et (II-2) représentent la structure générale de l'écoulement et la densité du flux thermique autour d'une aube.

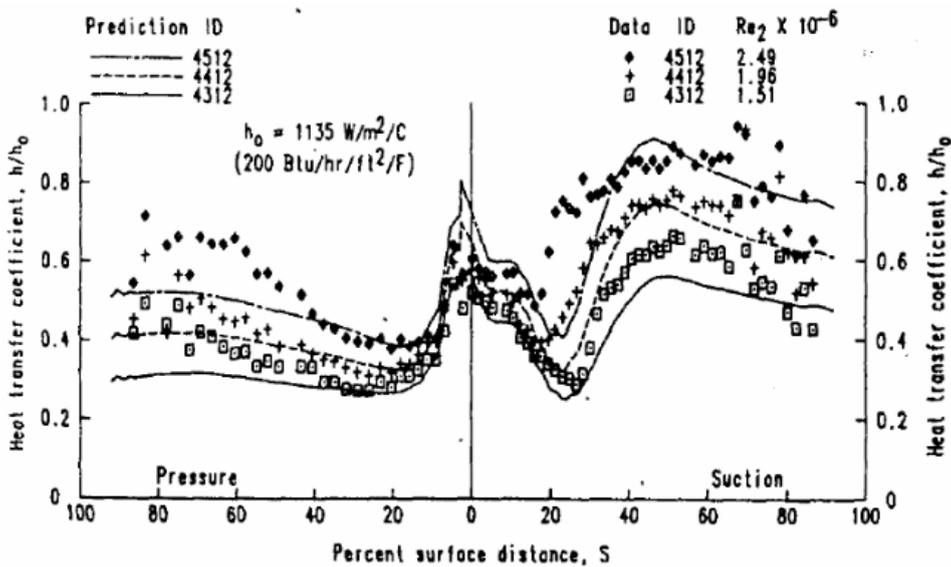
On peut en dégager les constatations suivantes :

- En raison de la faible épaisseur de la couche limite sur le bord d'attaque, un fort taux de transfert de chaleur s'y développe. L'échange thermique autour de cette partie de l'aube peut être étudié théoriquement en adoptant différentes corrélations établies pour le cas d'un écoulement en stagnation sur un cylindre solide exposé a un écoulement transversal [18].



**Figure II -1:** Variation du flux de chaleur autour d'une aube de turbine

- Sur l'extrados de l'aube, on peut noter le développement d'une Zone de transition laminaire/turbulente conduisant à la formation d'une couche limite turbulente. Le taux de transfert de chaleur a naturellement tendance à augmenter dans la zone de transition et à diminuer un peu plus loin.
- Sur l'intrados, la couche limite est généralement laminaire, transitionnel ou relaminarisée.



**Figure II -2:** Mesure et prédiction du coefficient de transfert de chaleur sur une aube de turbine

## II.2 Phénomène de transfert de chaleur dans les turbines

L'échange de chaleur dans un étage de turbine est influencé par plusieurs paramètres ce qui nécessite la collecte d'informations détaillées sur le champ d'écoulement.

L'écoulement est caractérisé par des régions à gradients de pression variables causant d'importantes accélérations et décélération, sous certaines conditions des régions de séparation peuvent apparaître. Certaines turbines opèrent sous des conditions transsoniques où les interactions ondes de chocs-couches limites peuvent influencer considérablement le flux de chaleur.

D'autres parts, la masse des gaz venant de la chambre de combustion à grande vitesse tend à provoquer une transition rapide qui à son tour modifie considérablement les échanges de chaleur dans les deux zones laminaire et turbulente. Dans les conditions de fonctionnement réelles, le caractère 3D de l'écoulement engendre d'autres modifications au champ de températures et par conséquent au flux de chaleur. Le refroidissement des aubes quant à lui modifie complètement les mécanismes d'échanges de chaleur dans les étages de turbines. En résumé, il est possible d'isoler un certain nombre d'effets différents qui sont importants et à prendre en considération lors de l'étude d'un problème thermique en turbomachines [19] à savoir :

- ✓ In stationnarité due au caractère multi étage de la turbine
- ✓ Gradients de pression
- ✓ Cambrure
- ✓ Intensité de la turbulence
- ✓ Chocs-compressibilité
- ✓ Ecoulement secondaire et effets 3D

D'autre part, il est possible, du point de vue écoulement, de diviser le champ d'écoulement en plusieurs zones à savoir :

- ✓ Région d'arrêt (stagnation région)
- ✓ Région laminaire
- ✓ Région de transition
- ✓ Région turbulente
- ✓ Région de séparation et de ré-attachement
- ✓ Région de stagnation

La région de stagnation est une région très critique du point de vue transfert de chaleur, c'est la région où la couche limite commence à se développer et influence l'échange de chaleur sur l'aube. Le transfert de chaleur dans cette zone peut devenir très important, et elle est souvent la région où le flux de chaleur est maximal. Le transfert de la chaleur dans cette région dépend beaucoup de la turbulence d'entrée. Pratiquement un haut niveau de turbulence de

l'écoulement libre (plus que 10%) peut augmenter le transfert de la chaleur dans la région de stagnation par 50% comparés au niveau de la partie laminaire.

✓ Régions Laminaires

Le flux de la chaleur dans la couche limite laminaire est inférieur par rapport à celle turbulente. L'état le plus critique dans la partie laminaire de la couche limite est certainement quand elle devient turbulente. Dans la couche limite laminaire, il y a une relation directe entre le frottement et le profil de vitesse et le profil de la température et le transfert de la chaleur. Ça veut dire, que dans le cas laminaire simple. L'accouplement entre température et vitesse à travers une variation de la densité peut être négligé, le problème de la maîtrise du transfert de chaleur dépend essentiellement du phénomène de frottement.

✓ Région transitionnelle

Quand on parle au sujet de la région transitionnelle pour le transfert de la chaleur dans L'aube de la turbine, on fait habituellement référence à la transition qui se produit sur l'extrados. Il y a bien sûr aussi une transition qui se produit sur l'intrados, mais elle a, habituellement, un effet moins dramatique sur le transfert de la chaleur, car l'accélération près du bord de fuite a tendance à cacher la transition sur le côté l'intrados.

✓ Région turbulente

La région turbulente sur le côté de l'extrados n'est pas influencée habituellement beaucoup par l'écoulement libre. La courbure de l'aube peut être importante quelquefois, notamment pour les aubes avec courbure très concave, Cela mène à un transfert de la chaleur diminué. Par exemple, l'expérience montre que le transfert de la chaleur peut être réduit de 15% à 20% sur une surface concave comparée au même cas de la plaque plane.

✓ Région séparée avec ré-attachement

Les régions séparées affectent le transfert de chaleur naturellement. La séparation considérable peut être réalisée par un gradient de pression adverse trop fort, qui se présente sous certaine condition. Elle se produit souvent près de la pointe sur le côté de l'intrados ou près du bord de fuite sur le côté de l'extrados.

### **Problèmes et limitations**

Les problèmes rencontrés dans l'industrie sont généralement liés par les phénomènes suivants:

- ✓ La température très élevées à l'entrée ;
- ✓ La pression (sous terme de contrainte) ;
- ✓ La charge (force) liées à la contrainte ;
- ✓ La nature du matériau.

Les aubes des turbines sont certainement la partie la plus sophistiquée de la machine. Elles sont généralement faites d'alliages spéciaux pour haute température. Une température à l'admission plus élevée donne habituellement un cycle plus efficace et améliore la production en puissance. Aujourd'hui, les moteurs les plus modernes peuvent fonctionner avec une température à l'admission de la turbine au-dessus de 1800 K. Les matières employées dans les aubes peuvent résister aux températures jusqu'à 1300 K maximum [20]. Donc le refroidissement interne des aubes est nécessaire. La figure I.5 montre la destruction des aubes d'une turbine due à une température d'entrée excessivement élevée [21].



**Figure II.2 :** destruction de l'aube due à la température d'entrée turbine élevée (Rolls Royce 1973).

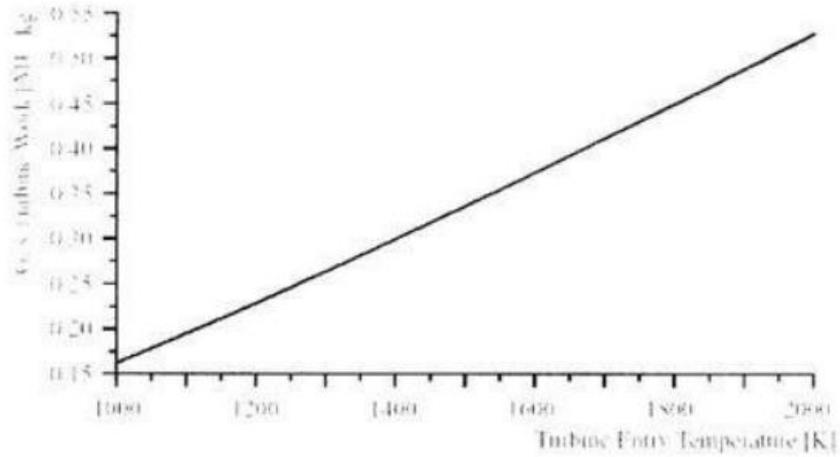
D'autre part, on peut parler de la rupture mécanique qui dépend aussi du matériau, de la température, du mode de sollicitation (traction, flexion, fatigue,...) et de la vitesse d'application des contraintes [22]. Elle est caractérisée par la séparation irréversible d'un milieu continu en deux parties de part et d'autre d'une surface géométrique. Les différents modes de rupture sont ; rupture fragile, rupture après corrosion, rupture après fatigue mécanique, rupture par fluage, etc. Le fluage étant le phénomène suivant lequel à une température donnée, le métal soumis à une contrainte d'intensité constante s'allonge en fonction du temps jusqu'à sa rupture.

En pratique, on cherche non seulement des matériaux très résistants, mais également des matériaux très tenaces (énergie de rupture très élevée).

### **II.3 Nécessité du refroidissement**

Il est connu que la puissance de la turbine dépend de la température des gaz à l'entrée de celles-ci. Ainsi pour augmenter la puissance, les lois thermodynamiques (théorème

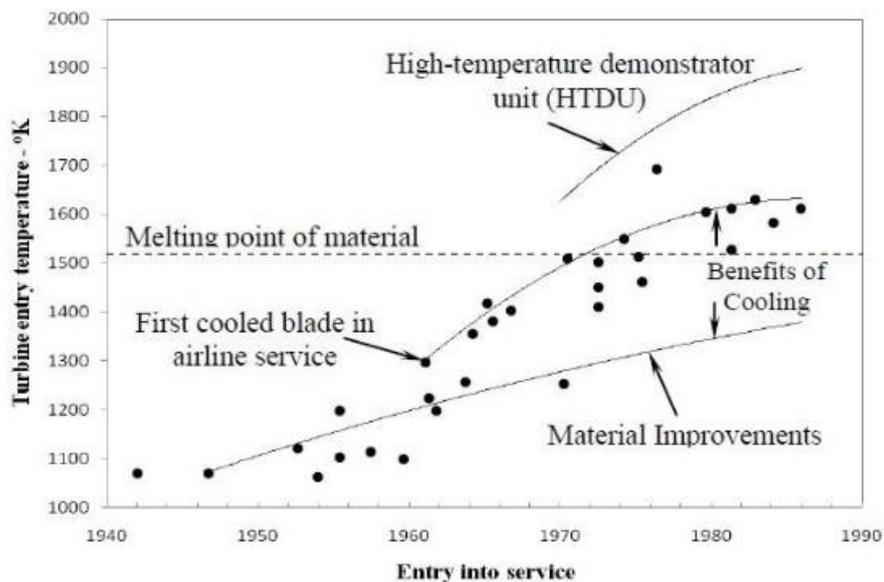
de Carnot) ont conduit à rechercher une température d'entrée turbine (TET) la plus élevée possible.



**Figure II -3 :** Performance du cycle en fonction de la température d'entrée

Le niveau de température est cependant limité à durée de vie donnée, par la technologie disponible. Un volume important de travaux de recherche est donc à réaliser dans le but de repousser les barrières technologiques. Car les matériaux utilisés doivent supporter à la fois:

- ✓ les températures élevées.
- ✓ les contraintes (mécaniques, thermique, chimiques).



**Figure II-4 :** Evolution de la température d'entrée turbine.

Les parties de turbine à gaz qui ont reçu un intérêt particulier par le refroidissement sont les aubes de turbines. Celles-ci peuvent être refroidies par différentes méthodes, chacune d'elles

utilise un fluide de refroidissement qui passe à travers l'aube afin que celle-ci garde sa résistance.

L'efficacité des circuits de refroidissement doit être maximale car un prélèvement sur le cycle de l'air nécessaire au refroidissement, s'accompagne d'une perte de rendement global, c'est là encore un domaine de prédilection pour l'aérodynamique et ses méthodes de simulation numérique.

Les critères d'un bon refroidissement découlent des principes de transfert de chaleur dans une conduite fermée. Par conséquent pour obtenir un grand échange de chaleur dans de tels systèmes, il est nécessaire de satisfaire les deux exigences suivantes :

- ✓ Un écoulement du fluide de refroidissement bien étudié.
- ✓ Une grande surface d'échange.

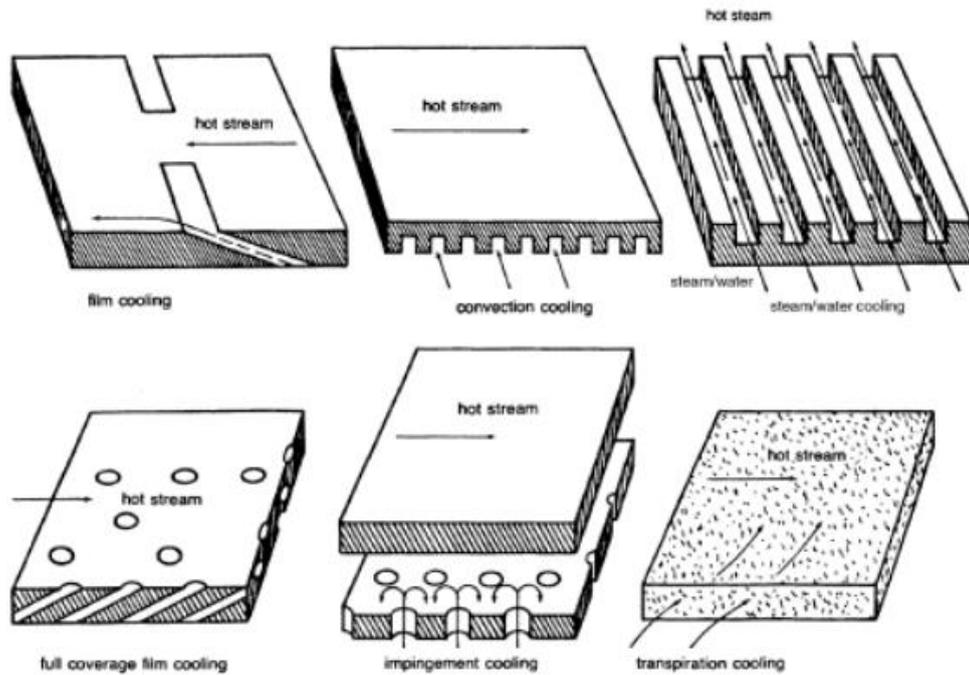
#### **II.4 Techniques de refroidissement**

Les différentes techniques de refroidissement utilisées pour les aubes des turbines à gaz sont présentées sur la figure (II-5). Bien évidemment, l'air constitue le fluide refroidissant employé presque toujours tant dans le domaine de l'aviation que dans le domaine industriel. L'air de refroidissement est généralement soutiré à la sortie du compresseur introduisant, soit une diminution du rendement de la machine, soit une augmentation de la consommation en combustible. Il est ainsi requis des ingénieurs d'optimiser la quantité d'air extraite de sorte que la performance globale de la machine n'en serait que légèrement affectée, tout en gagnant sur la protection des aubes par le biais du refroidissement.

Les travaux de Lakshminarayana (1996) et de Han (2000), classent les procédés de refroidissement en deux grandes catégories : les refroidissements internes et les refroidissements externes.

La première catégorie englobe la convection forcée et le jet interne. Ces procédés sont moins efficaces que le refroidissement externe et sont par conséquent utilisés pour les turbines dont la température amont varie entre 1300 et 1600°K. Ceci est en partie imputé au fait que les caractéristiques thermiques de l'air sont assez limitées

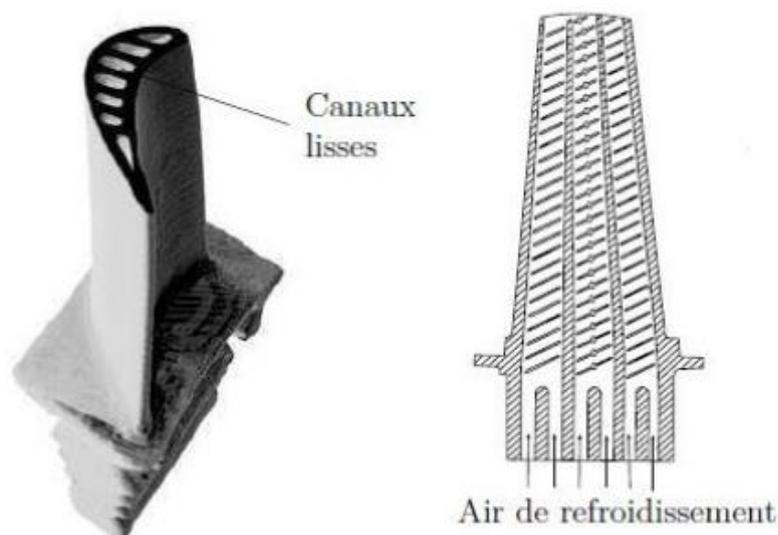
Le refroidissement externe, tel que le refroidissement par film et par transpiration à travers des surfaces poreuses, sont plus efficaces et sont par conséquent réservés pour des températures amont dépassant 1600°K.



**Figure II-5:** Techniques de refroidissement

#### II-4-1-Refroidissement par convection interne forcée

C'est la plus ancienne des techniques de refroidissement. Il s'agit de faire circuler de l'air frais par des canaux à l'intérieur de l'aube figure (II-6). Cette technique a progressivement évolué vers des systèmes multi-passes, équipés de dispositifs comme des ailettes, des perturbateurs ou des picots dans le but d'engendrer un pompage thermique et d'améliorer les transferts par l'augmentation de la turbulence. [23]



**Figure II-6:** Refroidissement par convection interne forcée

## II-4-2-Refroidissement par impact de jet de fluide

La technique de l'impact de jet consiste à chemiser l'aube et à percer plusieurs Orifices dans cette chemise. La chemise est alimentée en air frais et des jets d'air se forment ainsi à la sortie des orifices et viennent refroidir la paroi interne des aubes de turbine figure (II-7). Les coefficients d'échange obtenus avec cette méthode sont très élevés ce qui la rend très efficace. C'est pour cela qu'elle est notamment utilisée sur le bord d'attaque des aubes, en impact dit concentre, car cette partie est particulièrement exposée au flux de chaleur extérieur. Un impact reparté (matrice de jets) est souvent introduit également sur la partie amont de l'intrados et de l'extrados de l'aube. [23]

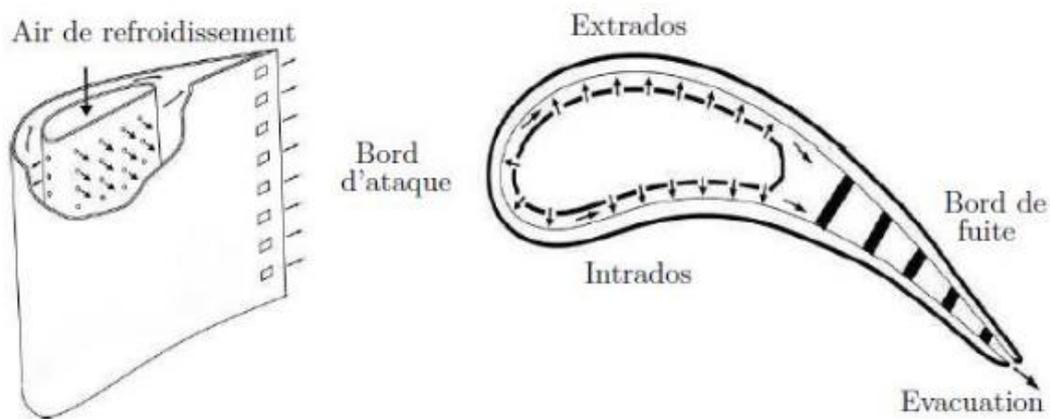


Figure II-7 : Refroidissement par impact de jet de fluide

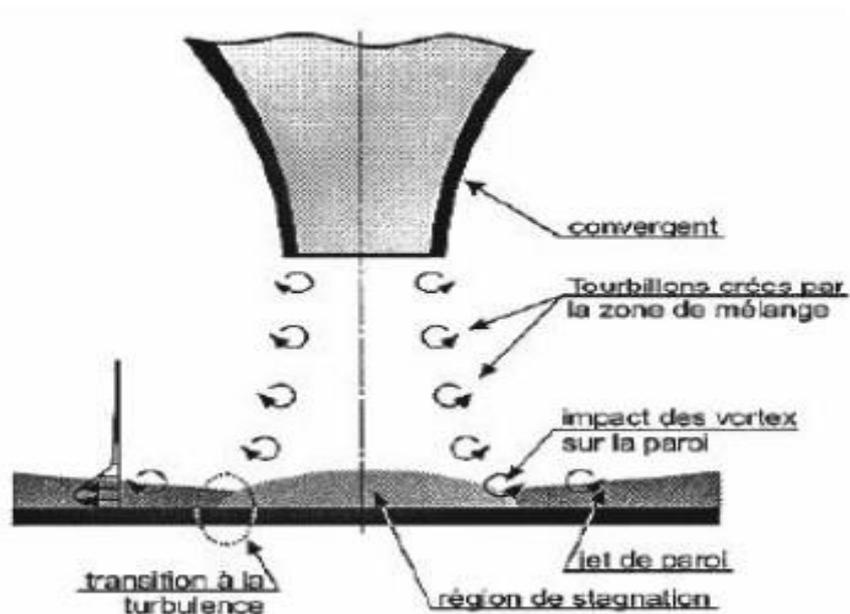


Figure II-8 : Schéma de l'écoulement généré par un jet impactant

### II-4-3-Refroidissement par transpiration

Dans le procédé de refroidissement par transpiration, l'air est forcé à travers les parois poreuses de l'aube. Cette technique de refroidissement constitue le mécanisme idéal puisqu'il permet une distribution plus homogène du fluide refroidissant sur la surface que par le biais du refroidissement par film, d'où une meilleure efficacité du refroidissement. Cependant les matériaux courants et les problèmes de fabrication avec les critères de performances, justifient la difficulté d'application de ce type de système dans les aubes de turbine et reste donc réservé à des applications très restreintes.

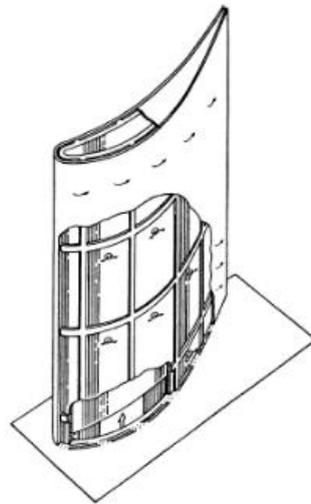


Figure II-9: Aube refroidie par transpiration

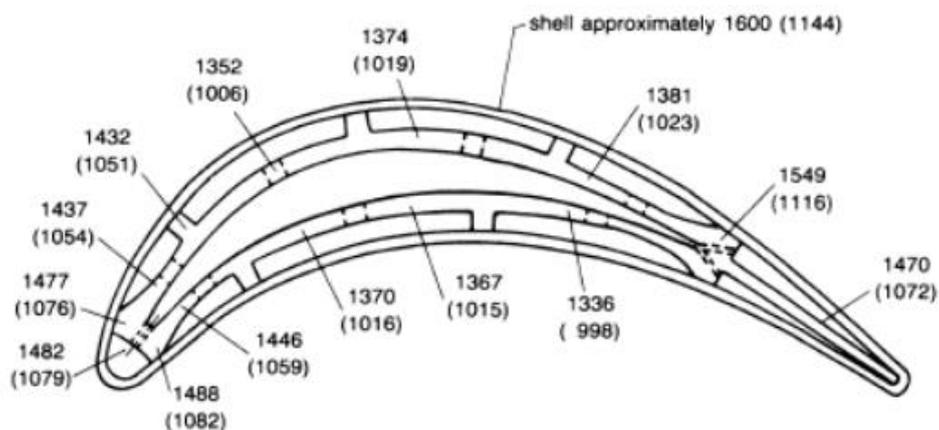


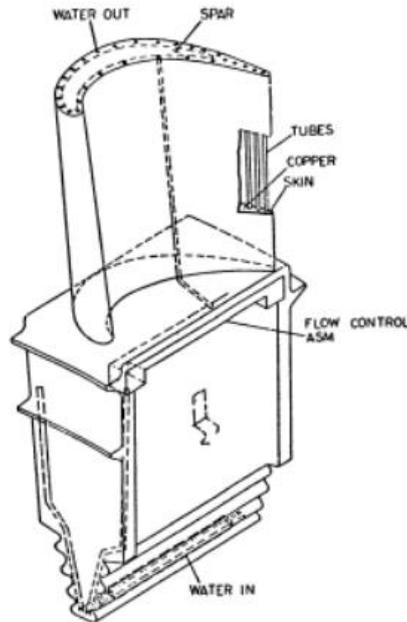
Figure II-10: Distribution de températures dans une aube refroidie par transpiration

### II-4-4-Refroidissement par eau

Cette méthode de refroidissement est actuellement abandonnée, du fait qu'il est impossible d'éliminer la corrosion et la formation de dépôts et il est très difficile d'avoir une

Surface d'échange adéquate. Le mode de refroidissement interne par un réfrigérant liquide peut-être divisé en deux phases :

- ✓ Convection forcée.
- ✓ Convection libre.



**Figure II-11:** Aube refroidie par eau

#### **II-4-5-Refroidissement par air**

Les techniques de refroidissement par air ont évolué au cours de dernières années, il s'agit d'utiliser l'air présent autour de la chambre, en l'injectant à l'intérieur. La température de cet air de refroidissement est de l'ordre de 600 à 900 K suivant les moteurs et les régimes de fonctionnement. L'air injecté forme à la paroi un film de protection aérodynamique qui isole la partie solide des gaz chauds. A l'origine, l'air de refroidissement était injecté par de simples fentes. Les évolutions technologiques ont consisté à rechercher des systèmes plus efficaces pour injecter cet air et maximiser les échanges entre l'air froid et la paroi.

#### **II-4-6-Refroidissement par film**

Dans le refroidissement par film, une couche mince d'air frais, sépare l'aube de l'écoulement du gaz chaud, la technique de refroidissement par film est la plus efficace, elle utilise un grand nombre de trous attentivement espacés. La gamme de cette technique s'étale de 1560 à 1800k. Le mécanisme de refroidissement par film, produit une température de

l'aube inférieure est différente de celle du refroidissement par convection. Les deux techniques de refroidissement par film et par convection, sont utilisées presque toujours en communs, la configuration de refroidissement par film peut consister en un emplacement, par une ligne unique de trous ou une ligne multiple de trous.

Le but à atteindre est de former une fine couche d'air qui joue le rôle d'un tampon protégeant la surface du fluide à haute température. L'interaction directe entre le jet et l'écoulement principal est très compliquée et donne lieu à une structure de l'écoulement en aval fortement tridimensionnelle, turbulente, avec présence de tourbillons secondaires.

L'avantage de ce procédé ne peut être perceptible que si le débit d'air utilisé pour le refroidissement est soigneusement optimisé. Il est nécessaire que ce débit soit minimisé tout en gardant un bon niveau de refroidissement des aubes de la turbine à gaz. Il faut noter que chaque débit d'air soutiré pour le refroidissement représente une augmentation de consommation en combustible qu'il faut estimer et donc optimiser. En plus du souci économique, l'injection du fluide refroidissant dans l'espace inter-aube doit être bien contrôlée de sorte à ne pas perturber l'aérodynamique du passage inter-aube et détériorer les performances de la turbine en augmentant les pertes de charges [24]. Le processus de refroidissement par film est à ce jour un des sujets les plus complexes en turbomachines, d'où l'intérêt croissant des chercheurs à comprendre et améliorer ce procédé.



**Figure II-12:** Aube refroidie par film

## Chapitre 3 : Formulation mathématique

### 3.1-Introduction :

Les simulations numériques en mécanique des fluides (CFD- Computational Fluid Dynamics) font aujourd'hui partie intégrante de la recherche et de l'industrie. Au cours des dernières décennies, grâce à l'émergence de l'informatique et surtout de l'informatique scientifique, il est maintenant l'un des outils de conception de base pour les ingénieurs et les chercheurs, avec des expériences et la théorie. Pour tous les problèmes de la mécanique des fluides, en général, en particulier dans les turbomachines, les équations utilisées pour déterminer les débits sont généralement dérivées d'équations de conservation : continuité, Navier-Stokes, énergie. Et sont accompagnées d'hypothèses simplificatrices, associées à des considérations sur la géométrie, les bilans énergétiques ou la séparation des vitesses en une valeur moyenne et une partie fluctuante.

Dans ce chapitre, nous fournissons un bref aperçu des équations générales qui régissent l'écoulement dans les canaux de refroidissement des turbines à gaz est permanent, tri dimensionnel (ou bidimensionnel), turbulent et avec transfert de chaleur d'un fluide supposé newtonien (air).

### 3.2-Equations fondamentales de la dynamique de fluide :

Il y a trois équations fondamentales :

- la conservation de la masse (aussi appelée équation de continuité)
- la conservation de la quantité de mouvement (plus connue sous le nom de seconde loi de Newton)
- la conservation de l'énergie.

Ils constituent la base des écoulements incompressible et isotherme de fluides newtonien. Ces équations s'appliquent sans aucune hypothèse quant à la nature du fluide ou des transformations qu'il subit. Cependant, dans les applications pratiques, certaines hypothèses et restrictions sont introduites afin de simplifier ces équations et arriver à élaborer des modèles simples pour le calcul des écoulements. A ces équations, on ajoute l'équation d'état du fluide qui, pour un gaz parfait, s'écrit comme suit :

$$P = \rho r T \quad (3.1)$$

### 3.2-1-Conservation de la masse

C'est la loi fondamentale du comportement intermédiaire continu. Il indique que la différence de temps de la masse dans une région donnée est nulle, c'est-à-dire que la masse ne peut être transférée que par convection du liquide, et en particulier indépendamment de la valeur de viscosité de ce liquide. Mathématiquement, la conservation de la masse est décrite par l'équation de continuité:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.2)$$

### 3.2-2-Conservation de quantité de mouvement

Elle rend compte du fait que les sources qui induisent une variation dans la quantité de mouvement dans un système physique sont les forces extérieures appliquées sur celui-ci. L'équation de quantité de mouvement suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.3)$$

L'équation de quantité de mouvement suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_0) \quad (3.4)$$

### 3.2-3- Conservation de l'énergie :

La conservation de l'énergie est un principe mathématique qui gouverne tous les phénomènes naturels connus à ce jour. Il n'a encore jamais été démenti par l'expérience, quelles que soient les transformations subies : L'énergie d'un système isolé reste constante. Donc d'après la première loi de la thermodynamique la variation d'énergie d'un système est le résultat du travail fourni ou reçu par le système et l'échange de chaleur depuis ou vers l'extérieur. Elle peut s'écrire sous une forme simplifiée :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.5)$$

### 3.2-4- Conditions aux limites

Dans le but de bien poser le problème, les conditions aux limites doivent obéir au problème physique et doivent être incorporées sur les frontières d'études. Pour le cas de refroidissement interne, les conditions aux limites sont nécessaires sur toutes les frontières du domaine de calcul et qui sont essentiellement: entrée, sortie, paroi.

### 3.3- Quelques définitions essentielles

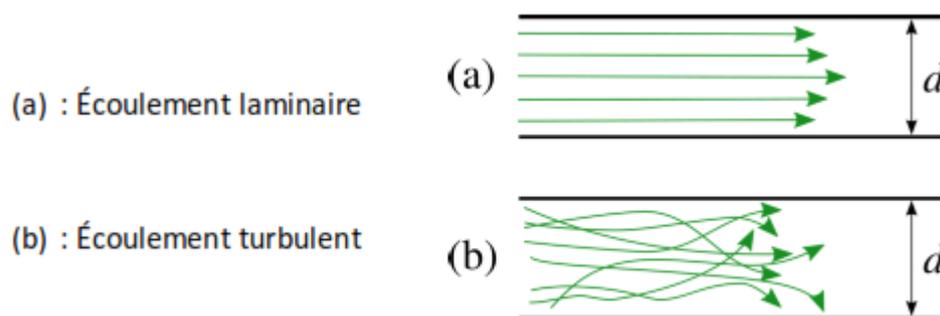
- Écoulement laminaire: Écoulement ordonné et régulier.
- Écoulement turbulent : Déplacement irrégulier ou des fluctuations aléatoires de vitesse se superposent au mouvement moyen du fluide.
- Écoulement stationnaire: Un écoulement est dit stationnaire lorsque toutes les variables décrivant le mouvement (la pression, la vitesse, la densité, l'énergie) n'évoluent pas en fonction du temps. Dans le cas contraire l'écoulement est dit instationnaire.
- Nombre de Reynolds : Rapport sans dimension renseignant sur les effets des forces d'inertie par rapports aux forces visqueuses. Il est défini par la relation suivante:

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu}$$

Avec : U : la vitesse du fluide, D : le diamètre de la conduite et  $\mu$  la viscosité de ce fluide.

- Si  $Re < 2000 \Rightarrow$  le régime est **Laminaire** et les lignes de courant sont stationnaires.
- Si  $2000 < Re < 3000 \Rightarrow$  le régime est **intermédiaire** et les lignes de courant deviennent instationnaires.
- Si  $Re > 3000 \Rightarrow$  le régime est **Turbulent**

Ces résultats sont valables pour les écoulements internes, pour les écoulements externes :  $Re \geq 5 \cdot 10^5$



- Nombre de Prandtl : Propriété thermo physique du fluide défini par

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

- Nombre de Nusselt: C'est la quantité fondamentale de la convection, il est donné par le rapport :

$$Nu = \frac{hD}{\lambda}$$

### 3.4-Transfert de chaleur:

La chaleur est définie comme l'énergie transférée par la vertu de la différence de température ou gradient. Etre une quantité de vecteur, il coule avec un gradient de température négatif. Dans l'objet de transfert de chaleur, il est le taux de transfert de chaleur qui devient l'objectif premier. Le processus de transfert indique la tendance d'un système de procéder vers l'équilibre. Il ya 3 modes distincts dans lesquels le transfert de chaleur est lieu,

#### 3.4-1. Le transfert de chaleur par conduction:

La conduction est le transfert de chaleur entre deux organismes ou 2 parties d'un même corps grâce à des molécules. Ce type de transfert de chaleur est régi par la loi qui Fourier`s stipule que - «taux de transfert de chaleur est linéairement proportionnelle à la température gradient. Pour 1-D conduction thermique

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.6)$$

#### 3.4-2. Le transfert de chaleur par convection:

Lorsque le transfert de chaleur a lieu entre une surface solide et un système fluide dans mouvement, le processus est connu sous le nom de convection. Quand une différence de température produit une différence de densité qui se traduit par le mouvement de masse, le procédé est appelé gratuite ou convection naturelle.

Lorsque le mouvement de masse du fluide est réalisée par un dispositif externe comme pompe, la soufflante ou le ventilateur, le processus est appelé convection forcée. Dans la chaleur convective transfert, le flux de chaleur est donnée par:

$$q(x) = h_x(T_w - T_\infty) \quad (3.7)$$

#### 3.4-3. Transfert de chaleur par rayonnement:

Le rayonnement thermique se réfère à l'énergie rayonnante émise par les organes en vertu de leur propre température résultant de l'excitation thermique des molécules. Il est supposée se propager sous la forme d'ondes électromagnétiques et qui ne fonctionne pas exiger de tout moyen de voyager. L'échange de chaleur rayonnante entre 2 corps gris à la température  $T_1$  et  $T_2$  est donnée par:

$$Q_{1-2} = \sigma S_1 F_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.8)$$

### 3.5-1-La turbulence :

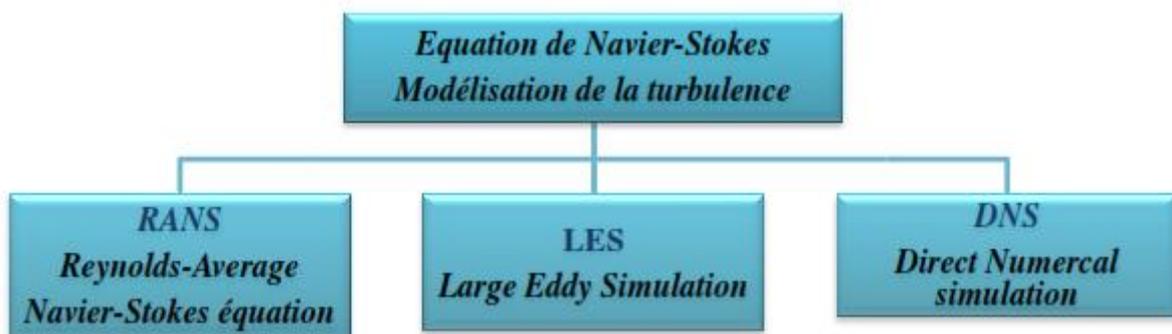
Le terme trouble est attribué à une variété de phénomènes physiques dans lesquels un comportement violent et erratique se produit. Chacun de nous est capable de citer les effets évidents de la perturbation : se déversant derrière des obstacles ou des ailes d'avion dans des tuyaux ou des avions... Il conduit à des mouvements en spirale qui sont constamment distribués sur un large éventail d'échelles.

Les flux turbulents se produisent à grande échelle dans l'industrie. La plupart du temps, nous voulons simplement décrire le trouble du débit bien qu'il n'y ait pas encore de définition universelle de celui-ci, ses principales caractéristiques sont connues afin de comprendre les pressions mécaniques qu'il provoque dans le but d'améliorer ou de contrôler.

Dans tous les cas, le fabricant recherche des outils qui prédisent le comportement des mouvements fluides que vous rencontrez.

La complexité et l'élévation non linéaire de la dynamique des flux turbulents peuvent conduire à différentes méthodes de simulation, plus ou moins coûteuses en termes de calculs, qui conduisent à une modélisation à des degrés divers de complexité.

Il existe trois principales méthodes de modélisation d'un écoulement turbulent :



**Figure III-1 :** Les méthodes de modélisation d'un écoulement.

#### 3.5-1-1-RANS (Reynolds-Average Navier-Stokes équation):

Connues aussi comme méthodes statistiques, les modèles RANS représentent l'approche la plus répandue pour la résolution des équations de NS. Elles procèdent directement au moyen des équations de Navier-Stokes en redéfinissant les variables comme la sommation de deux valeurs : une valeur moyenne et une valeur fluctuante. Ainsi, pour une variable arbitraire quelconque (la pression  $p$ , la vitesse  $v$ , etc.) .Cette méthode(RNS), est la plus utilisé dans la plus pars des projets des recherches.

### **3.5-1-2-LES (Large Eddy Simulation)**

La simulation des grandes échelles est souvent désignée par LES pour "Large Eddy Simulation". Cette technique constitue en fait un intermédiaire entre l'approche statistique (RANS) et la simulation directe (DNS). En effet, les grosses structures anisotropes qui dépendent de la géométrie de l'écoulement sont simulées directement (DNS) alors que les petites échelles, beaucoup plus universelles et isotropes sont modélisées (RANS). Cette méthode simule directement les grandes échelles turbulentes alors que les petites structures sont modélisées.

### **3.5-1-3-DNS (Direct Numerical Simulation) :**

La simulation directe est souvent désignée sous l'appellation DNS pour "Direct Numerical Simulation". Cette approche consiste à simuler directement la turbulence sans aucune autre modélisation supplémentaire. Les simulations DNS se situent complètement à l'opposé des simulations RANS. Ces simulations sont donc des plus précises mais ont un coût de calcul beaucoup trop élevé pour qu'il soit envisageable (du moins à ce jour) de simuler une configuration en DNS.

### **3.5-2- Caractéristiques d'un écoulement turbulent**

En général, un écoulement turbulent peut être caractérisé par les propriétés suivantes :

- L'écoulement est instationnaire.
- Incertitude (de mesure, de calcul).
- La vectrice vitesse en un point varie de façon aléatoire en direction et en module.
- L'écoulement contient un grand nombre de tourbillons de taille très variée.
- Augmentation du mélange: forte diffusion des quantités transportées (exemple le lait et le café, la fumées, etc....).
- Le bruit: les écoulements turbulents sont bruyants du fait des sources acoustiques créées par les fluctuations de pression dans le fluide. Cela peut générer de l'inconfort dans certains cas (exemple le bruit des rétroviseurs extérieurs des véhicules).
- Les effets de la turbulence sont parfois positifs, parfois négatifs :
  - Effets positifs : l'augmentation du mélange permet d'améliorer la combustion par exemple, d'améliorer la portance des avions, de réduire la température.
  - Effets négatifs: diffusion de la pollution.

### 5-3- Les modèles de turbulent :

Un modèle de turbulence est une procédure numérique qui se distingue par le nombre d'équations de transport supplémentaires nécessaires pour fermer le système d'équations du problème à résoudre. Les modèles les plus utilisés en CFD sont les suivant :

- Modèles à zéro équation – modèle à longueur de mélange.
- Modèles à une équation – Spalart Almaras.
- Modèles à deux équations – modèle k-ε ; modèle k-ω.
- Modèles à équation de contraintes de Reynolds.
- Modèles à contraintes algébriques.
- Simulation des Grandes échelles (Large eddy simulation) : basés sur la filtration spatiale des équations.

Les modèles de turbulence les plus populaires utilisés aujourd'hui pour des calculs d'écoulement et de transfert thermique sont les modèles de viscosité à deux équations pour un bas nombre de Reynolds. Les modèles k-ε et k-ω sont les plus utilisés. Ces modèles offrent souvent un bon équilibre entre la complexité et l'exactitude.

#### 5-3-1- Modèle Standard k-ε :

Ce modèle considère la dynamique de la turbulence. Il est largement utilisé dans les applications pratiques, il mène souvent à des résultats quantitativement corrects, Il a deux équations modèles ; l'une pour k et l'autre pour ε, basée sur les connaissances des processus qui contribuent au changement de ces variables .il se focalise sur les mécanismes qui affectent l'énergie cinétique turbulente. Pour des nombres de Reynolds élevés, les termes des contraintes de Reynolds sont estimés par Launder & Spalding, (1974), il relie la viscosité turbulente avec l'énergie cinétique et sa dissipation :

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij} - \frac{2}{3}\rho \mathcal{P}_t \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial U_k} \quad (3.9)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.10)$$

Avec

S<sub>ij</sub> est le tenseur de déformation.

La viscosité turbulente est donnée par :

$$\mu_t = \rho C_u \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Dans laquelle :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$$

$$\varepsilon = \vartheta \left( \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} \right) \quad (3.11)$$

Qui sont respectivement l'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation. Ceci satisfait les équations de transport citées ci-dessous en n'importe quel point du domaine d'écoulement.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon - Y_m \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + 2C_{\varepsilon 1} \mu_t S_{ij} S_{ij} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.13)$$

### 5-3-1-1-Conditions aux limites pour le modèle k-ε:

Les équations du modèle k-ε sont elliptiques du fait de la présence du terme de gradient de diffusion. Pour les résoudre nous devons donc imposer les conditions aux limites suivantes :

- Entrée : les distributions de k et ε doivent être données.
- Sortie ou axe de symétrie :  $\frac{\partial k}{\partial n} = 0$  et  $\frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0$
- Ecoulement libre : k=0 et ε=0
- Paroi solides : dépend du nombre de Reynolds.

### 5-3-2-Modèle Standard k-ω :

Ce modèle empirique, est basé sur le modèle des équations de transport pour l'énergie Cinétique turbulente (k) et le taux de dissipation spécifique (ω) dont ils sont obtenus selon Wilcox, (1998):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i \omega}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega \quad (3.15)$$

Dans ces équations  $G_k$  représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de la vitesse moyenne.  $G_\omega$  la génération de ω.  $Y_k$  et  $Y_\omega$  représentent la dissipation de k et ω due à la turbulence avec :  $\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega}$  et  $\omega = \frac{\varepsilon}{k}$

## CHAPITRE IV : Résultats et discussions

### IV.1- Introduction :

Ce chapitre est consacré à la simulation numérique sous code fluent de l'écoulement turbulent bidimensionnelle avec transfert de chaleur dans un canal horizontal statique perturbée dont la paroi inférieure est chauffée à un flux uniforme.

Dans cette partie nous proposons de présenter les résultats d'une étude aérothermique consacrée à l'étude d'un canal du refroidissement interne d'une aube 2D d'une TAG. Ce canal est muni de perturbateurs dont le rôle est d'accentuer la turbulence en prévision d'augmenter le niveau des échanges thermiques entre l'air de refroidissement et les parois de l'aube.

Dans ce contexte, la configuration du passage de l'écoulement interne simulée est le cas d'un canal à trois perturbateurs de section carré. Le développement de l'écoulement et la distribution de la température au niveau de la section de l'aube à mi envergure est obtenue et enfin une comparaison entre les résultats obtenus pour différentes nombre de Reynolds : Le nombre de Reynolds de l'écoulement (basé sur le diamètre hydraulique  $D_H$  et la vitesse de l'air à l'entrée du canal  $U_0$ ) est de l'ordre de  $Re = 1 \times 10^4$ ,  $Re = 1.5 \times 10^4$  et  $Re = 2 \times 10^4$ .

Les résultats des simulations numériques réalisées avec Fluent sont ensuite étudiés dans le but de les comparer et de caractériser l'évolution spatiale, donc le développement de l'écoulement dans ce canal. Les différentes structures secondaires sont ensuite plus spécifiquement étudiées et mises en évidence. L'aérodynamique ayant été traitée, les caractéristiques thermiques de ce canal sont évaluées.

### IV.2 - Description de la géométrie :

Dans ce cas l'écoulement est bidimensionnel, turbulent, stationnaire à travers un canal doté de nervures de section carrée.

En se référant à la figure (IV. 1), les paramètres géométriques sont donnés comme suit :

a = 2800 (mm)

d = 30 (mm) (pour chaque obstacle)

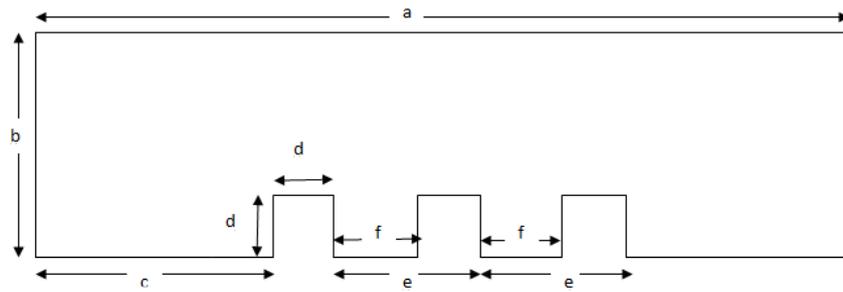
b = 100 (mm)

e = 300 (mm)

c = 970 (mm)

f = 270 (mm)

Dans cette étude nous avons utilisé un maillage uniforme dans les directions X et Y, et avant de procéder à tous les calculs, nous avons examiné l'effet du maillage sur la solution numérique.



**Figure IV. 1 :** La géométrie étudiée : Canal avec trois obstacles

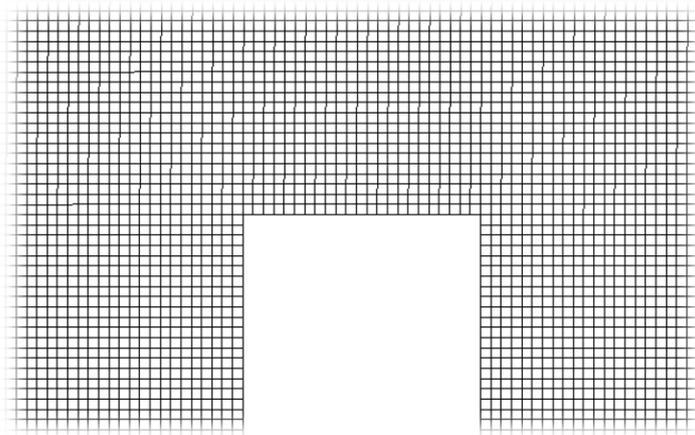
En ce qui concerne les conditions aux limites du problème, il y en a de quatre types :

- En entrée, une vitesse moyenne provenant des nombres de Reynolds et une température constante sont imposés. La température moyenne est de 293 K.
- Une pression cible de 101 300 Pa est imposée en sortie du canal.
- Les murs des côtés et le mur supérieur, sont tous trois des murs adiabatiques non glissants.
- Le mur des perturbateurs et de la paroi inférieure à une condition limite avec flux constant.

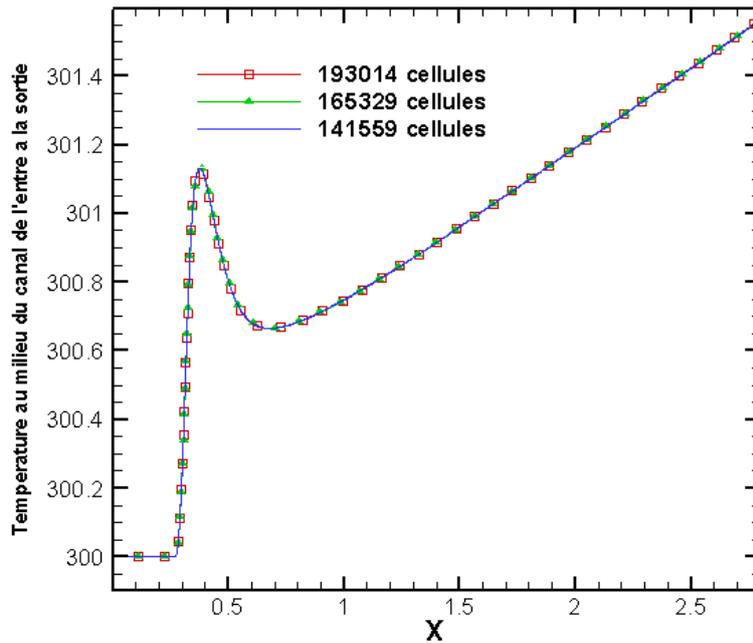
### IV.3 - Effet du maillage :

Dans notre travail, la génération du maillage de la géométrie du problème est réalisée par un maillage structuré quadrilatéral par le mailleur Gambit, (voir figure IV. 2).

La figure IV. 3 montre la variation de la température le long de ligne longitudinale située au milieu du canal, obtenus pour trois différents maillages: **141559**, **165329** et **193014 cellules** et pour une valeur du nombre de Reynolds  $Re = 2 \times 10^4$ . On remarque une superposition des trois courbes de la température, comme résultat, on peut conclure que la solution est indépendante du maillage. Dans le présent travail et pour cette géométrie, la suite des calculs de la simulation numérique seront faits avec un maillage simple de **165329 cellules**.



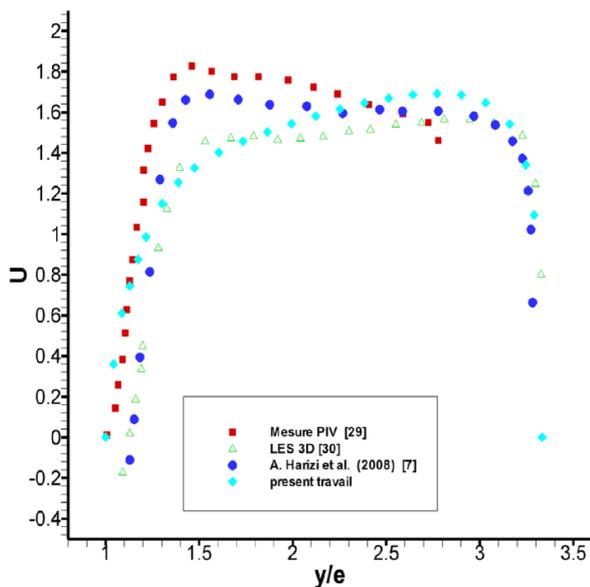
**Figure IV. 2 :** Le maillage structuré quadrilatéral de la géométrie du problème.



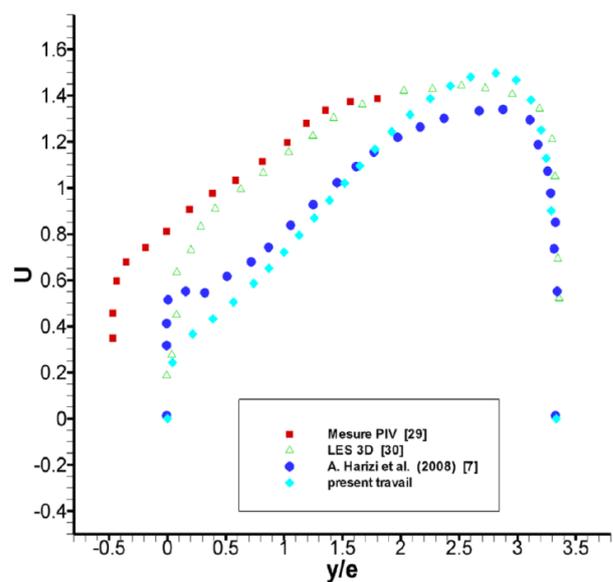
**Figure IV. 3** Les profils de la température au milieu du canal en fonction du nombre de cellules du maillage et pour  $Re=2 \times 10^4$ .

#### IV.4- Validation du code de calcul :

La validation de la procédure de simulation numérique a été établie et les résultats sont validés en étant comparés à des résultats expérimentaux [25] et numériques [26] et [27]. La comparaison du profil de vitesse a été faite pour un écoulement de l'air dans un canal de refroidissement droit d'une aube de turbine stationnaire, avec un nombre de Reynolds (basé sur le diamètre hydraulique et la vitesse globale) égal à  $4 \times 10^4$ . Le canal de refroidissement est caractérisé par une section transversale carrée (100x100 mm) et une longueur de 2800 mm.



**Figure IV.4 :** Profil de vitesse à  $(x/e = 0)$



**Figure IV.5 :** Profil de vitesse à  $(x/e = 8)$

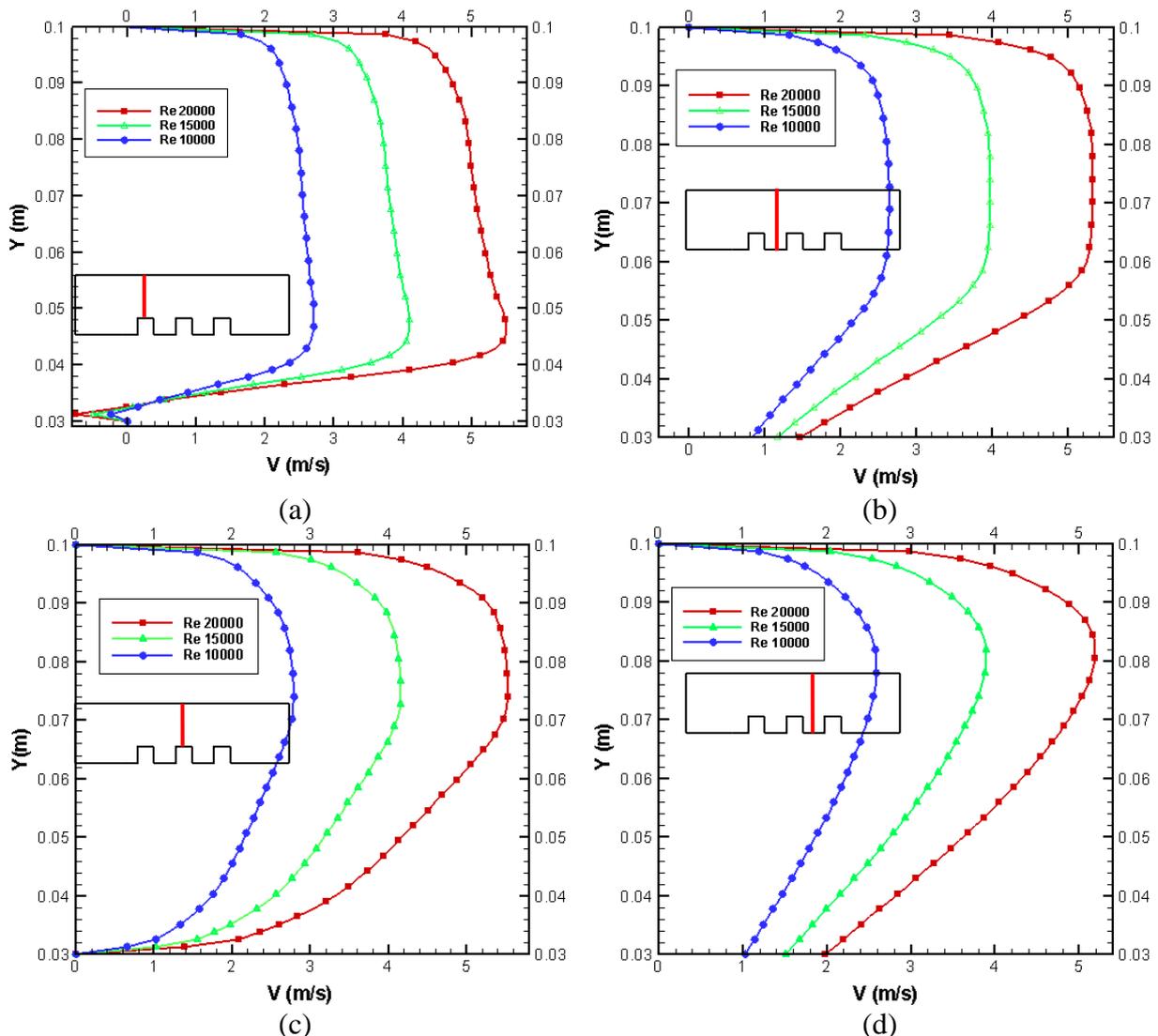
Sur la figure IV.4, on présente l'évolution du profil de vitesse sur la hauteur du canal et ce pour la station ( $x/e = 0$ ) juste au dessus du perturbateur. Nous constatons une bonne concordance avec les résultats expérimentaux [2] et numériques [26, 27].

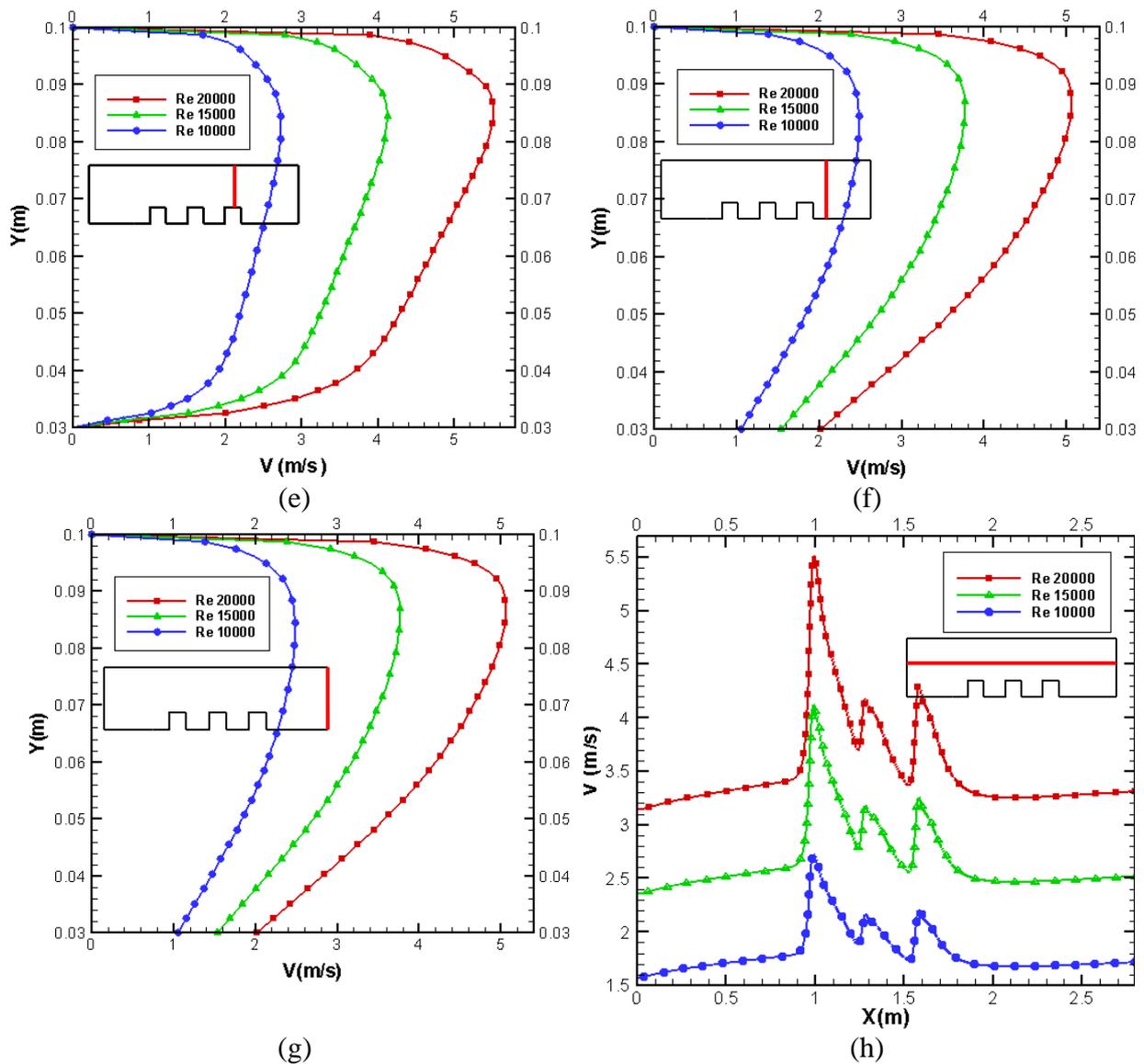
Sur la figure IV.5, correspondant à la station ( $x/e = 8$ ), nous constatons un accord satisfaisant entre nos résultats et ceux de **A. Harizi et al.** [27] ainsi que celle de la LES 3D [26]. Le profil de vitesse obtenu s'écarte jusqu'à environ 25% des valeurs expérimentales en aval du perturbateur.

## IV.5 – Résultats :

### IV.5.1- Champ dynamique :

Sur la figure IV. 6, la variation de la vitesse à différentes position par rapport a l'entrée du canal montre que les profils sont similaires sauf dans le cas (a) ou l'écoulement en aval du 1<sup>ère</sup> perturbateur influant beaucoup sur la vitesse.



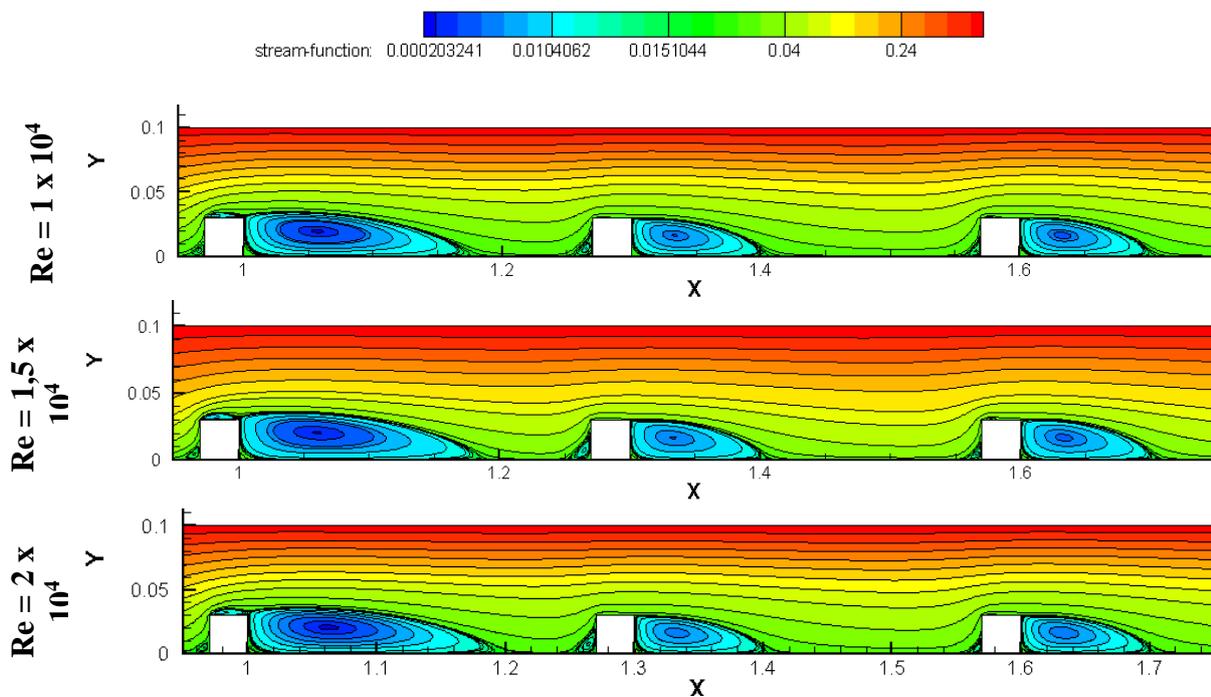


**Figure IV. 6 :** La variation de la vitesse à différentes position par rapport a l'entrée du canal ; (a)  $X=0.985$ , (b)  $X=1.135$ , (c)  $X=1.285$ , (d)  $X= 1.435$ , (e)  $X=1.580$ , (f)  $X=1.735$ , (g) sortie du canal, (h) variation de la vitesse le long du canal au plan de symétrie (horizontal).

#### IV.5.2- Lignes de courant et zones de recirculations sur le plan de symétrie :

L'écoulement proche de la paroi inter-perturbateur est présenté en figure IV.7. via des lignes de courant sur le plan de symétrie. Après l'établissement de l'écoulement, un motif caractéristique se distingue. Il est composé de trois lignes perpendiculaires à l'écoulement principal sur toute la largeur du canal. Ces lignes correspondent à la trace des zones de recirculations mises en évidence précédemment. La première ligne (1), juste en aval du perturbateur, correspond au point de séparation d'une petite zone de recirculation en pied du perturbateur  $B_3$ . La deuxième ligne (2) correspond au point de rattachement de la zone de

recirculation principale  $B_4$  alors que la troisième (3) correspond au point de séparation d'une petite zone de recirculation juste en amont du perturbateur suivant. Après le dernier perturbateur, seul le premier point de séparation (1) ainsi que le point de rattachement (2) de la zone de recirculation principale sont visibles et l'écoulement reste ensuite attaché jusqu'à la sortie. Il est également intéressant de noter que le premier perturbateur influe sur l'écoulement amont (a). Les observations précédentes sont confirmées en figure IV. 8. En effet après le premier perturbateur, la zone de recirculation est bien plus importante que dans les espaces inter-perturbateurs suivants. A la même distance derrière le deuxième perturbateur, les résultats indiquent que l'écoulement s'est rattaché bien en amont, contrairement à ce qui est obtenu dans le premier espace inter-perturbateur.



**Figure IV. 7 :** Lignes de courant et zones de recirculations sur le plan de symétrie

Les structures de l'écoulement obtenues par la présente simulation sont représentées avec lignes de courant sur la figure IV. 9, et celles de lignes de courant avec vecteurs vitesse moyenne dans le sens de l'écoulement sont représentées sur la figure IV. 10. On constate d'après ces figures, la présence de quatre régions de recirculation:  $B_2$  sur le perturbateur,  $B_3$  en amont du pontet. En aval du perturbateur, deux rouleaux apparaissent, l'un de plus grande taille  $B_4$ . La forme et la taille de ces zones de recirculation sont d'une grande importance pour l'analyse de l'écoulement à travers le canal perturbé.

### IV.5.3- Les zones de circulation :

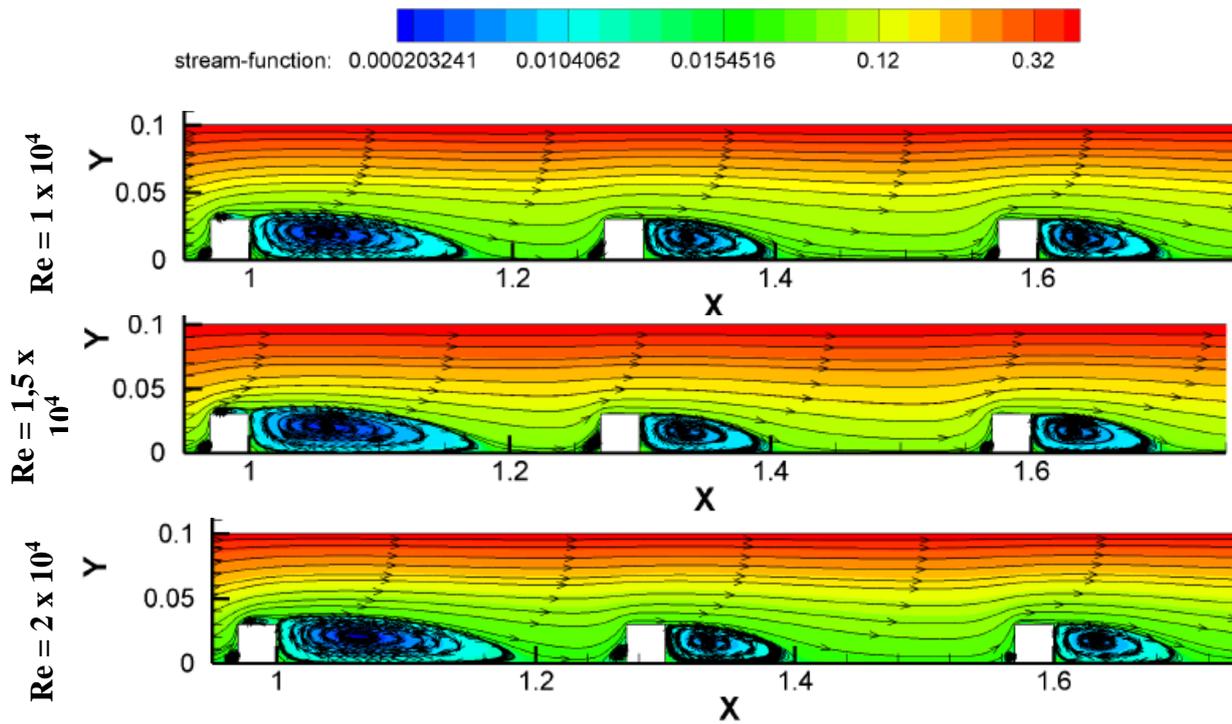
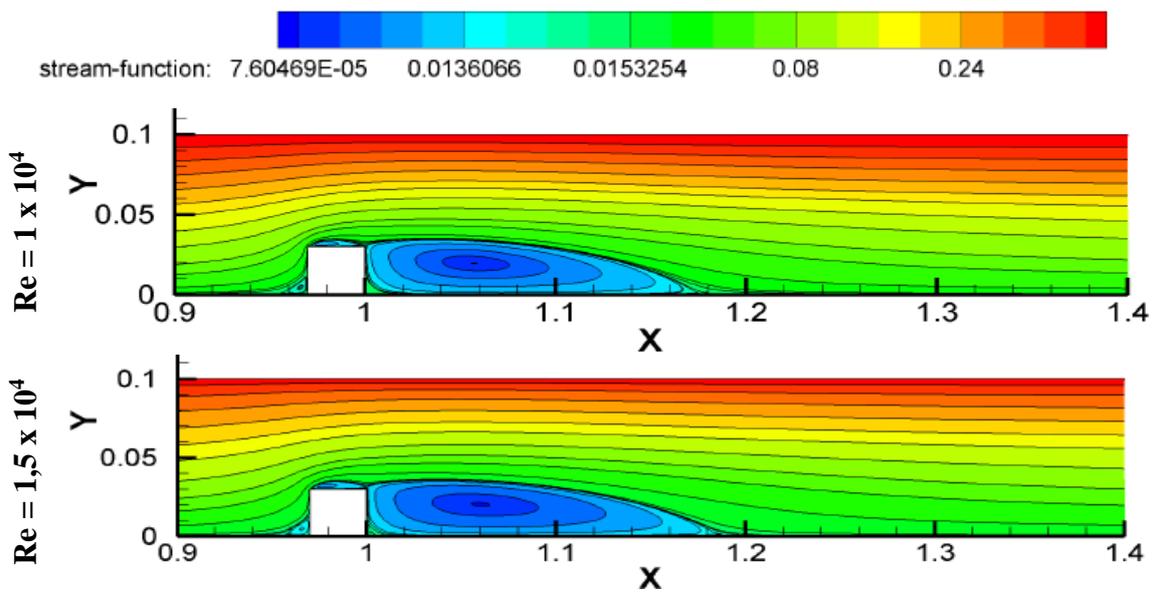
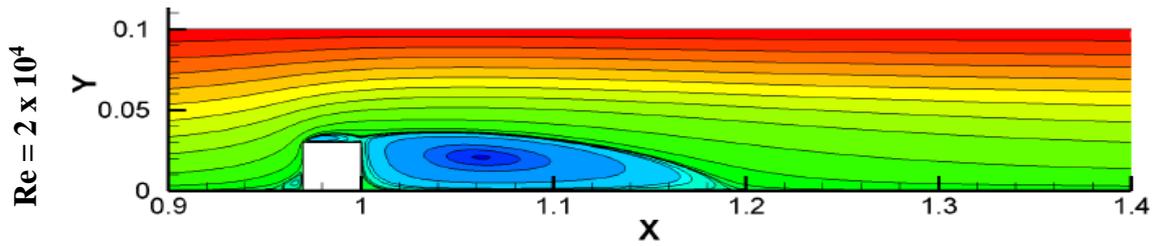


Figure IV. 8 : les zones de circulation

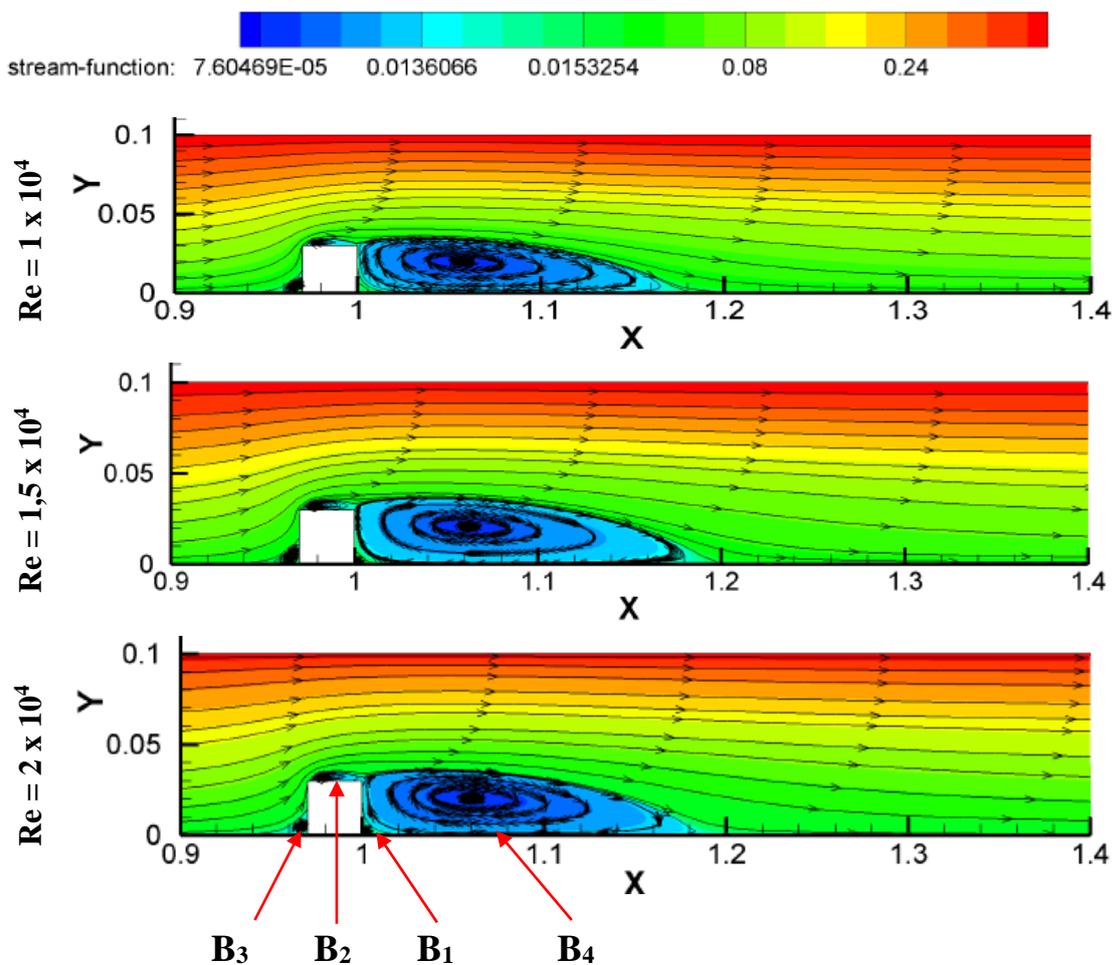
### IV.5.4- Analyse de la topologie de l'écoulement autour du premier obstacle :





**Figure IV. 9 :** Lignes de courant et zones de recirculations sur le plan de symétrie pour le premier obstacle

En se basant sur le fait qu'un point singulier est défini à l'endroit où le profil de vitesse change de signe, nous avons tenté de déterminer la tailles de ces zones de recirculation, ainsi que les points de ré attachement qui leurs correspondent et ce à partir d'un examen approximatif des profils de vitesses parallèles à la paroi inférieure et ce en reprenant les mêmes points de mesures pour chaque nombre de Reynolds (voir figure IV.11).



**Figure IV. 10 :** Les zones de circulations

Ainsi cette analyse prédit valablement l'existence de structures tourbillonnaires dans l'écoulement, cependant elle reste à améliorer et elle continue de faire l'objet d'un travail continu par les chercheurs.

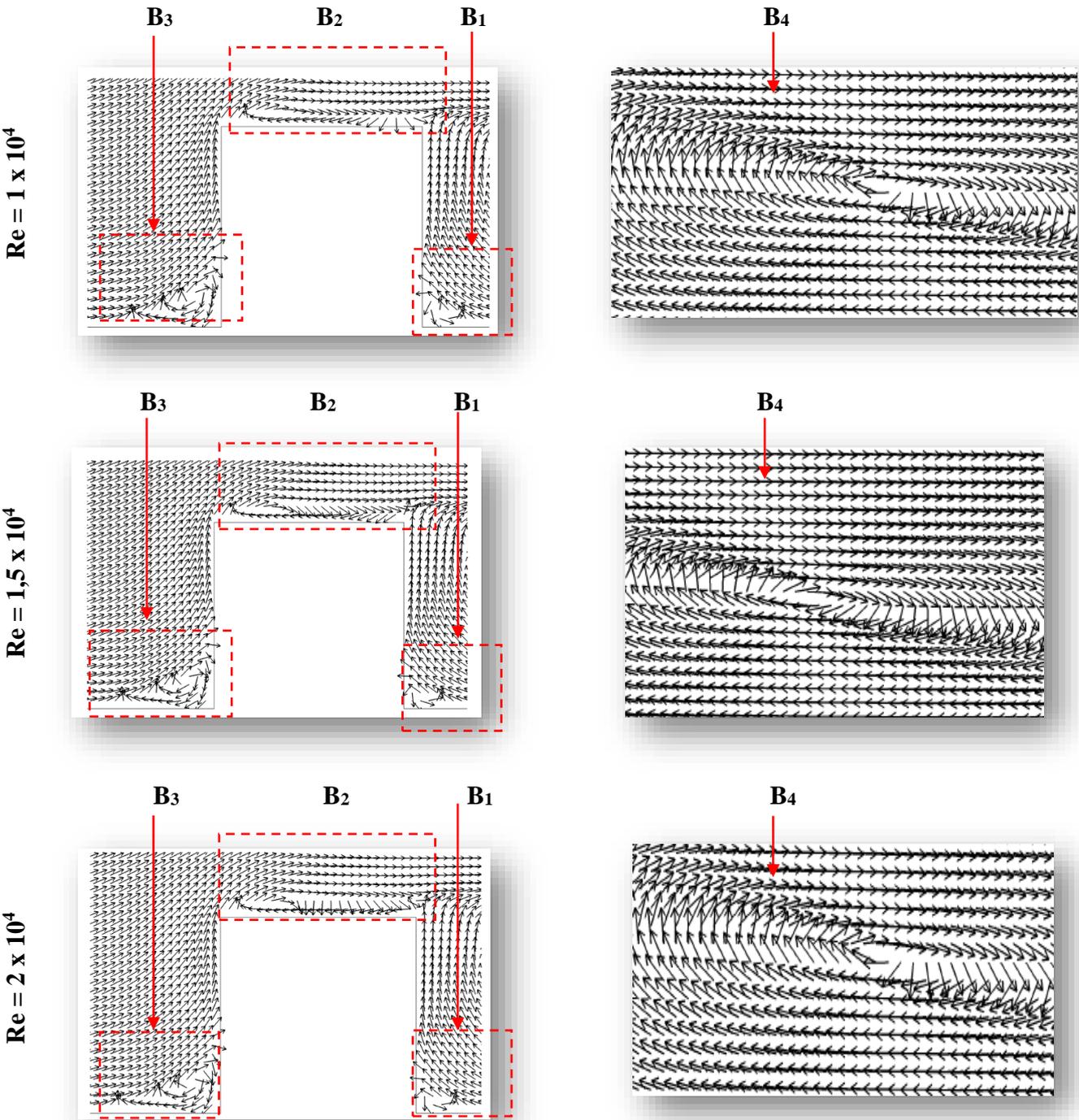
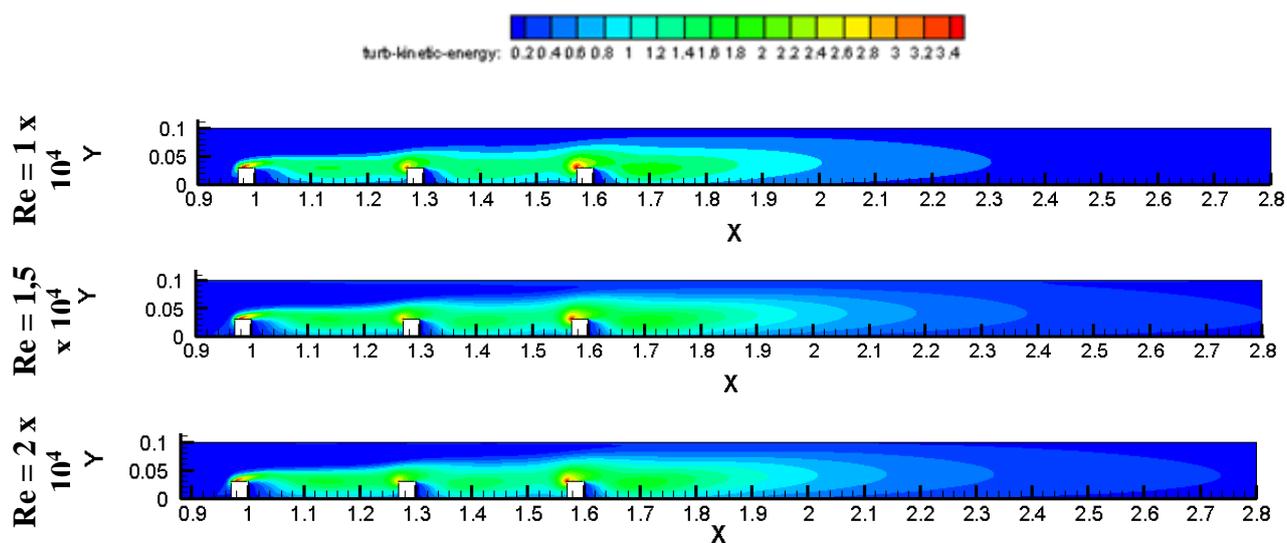


Figure IV. 11 : Zoom sur le champ de vecteur vitesse pour différentes nombre de Reynolds

**Tableau IV.1:** Points de ré-attachement

Re \ Zone	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>
1 x 10 <sup>4</sup>	1 – 1.010	0.97 – 0.985	0.958 – 0.970	1 – 1.170
1,5 x 10 <sup>4</sup>	1 – 1.015	0.97 – 0.982	0.950 – 0.970	1 – 1.190
2 x 10 <sup>4</sup>	1 – 1.018	0.97 – 0.993	0.945 – 0.970	1 – 1.120

**IV.5.5- Contour de l'énergie cinétique turbulente :**



**Figure IV. 12 :** Contour de l'énergie cinétique sur le plan de symétrie

La figure IV. 12 affichent des tracés de contour de l'intensité de la turbulence pour les trois nombre de Reynolds. L'intensité maximale de la turbulence fluviale se trouve autour du bord amont de perturbateur (où se forme la couche de cisaillement). Cette région de production de turbulence plus élevée devient plus courte et plus épaisse, étant essentiellement entraînée par la couche de cisaillement qui se sépare de perturbateur, est elle augmente en distance avec l'augmentation du Re.

Le contour de l'énergie cinétique sur le plan de symétrie présenté sur la figure IV. 12, montre que la plus production de l'énergie cinétique est situé au coin supérieur en amont du 3<sup>ème</sup> perturbateur, et leur largeur augmente avec l'augmentation du Re.

#### IV.5.6- Champ thermique :

Trois minimums du nombre de Nusselt local est caractérisées le taux de transfert thermique, cette diminution est due essentiellement au blocage provoqué par la présence des perturbateurs (figure IV.13). Pour le nombre de Nusselt moyenne, la variation est toujours linéaire comme il montre la figure IV.14.

La Figure IV.15 montre la température moyenne sur le plan de symétrie, il apparait qu'une couche d'air chaud se crée tout au long du canal près des perturbateurs. Cette couche atteint approximativement une hauteur de  $2 \times d$ . On peut voir également que le contour de température derrière les deux premiers perturbateurs ne ressemble pas au contour derrière les perturbateurs suivants. Derrière le premier perturbateur, la zone chaude prend bien plus de place qu'après les autres perturbateurs. Ces phénomènes sont dûs aux différences dans la zone de recirculation du fluide. Par exemple, le fluide recircule plus derrière le premier perturbateur que derrière les suivants, Figures IV.7 et IV.8, il a donc plus le temps d'emmagasiner de la chaleur. Ensuite, à partir du troisième perturbateur, les recirculations sont similaires derrière chaque perturbateur, tout comme les zones d'air chaud.

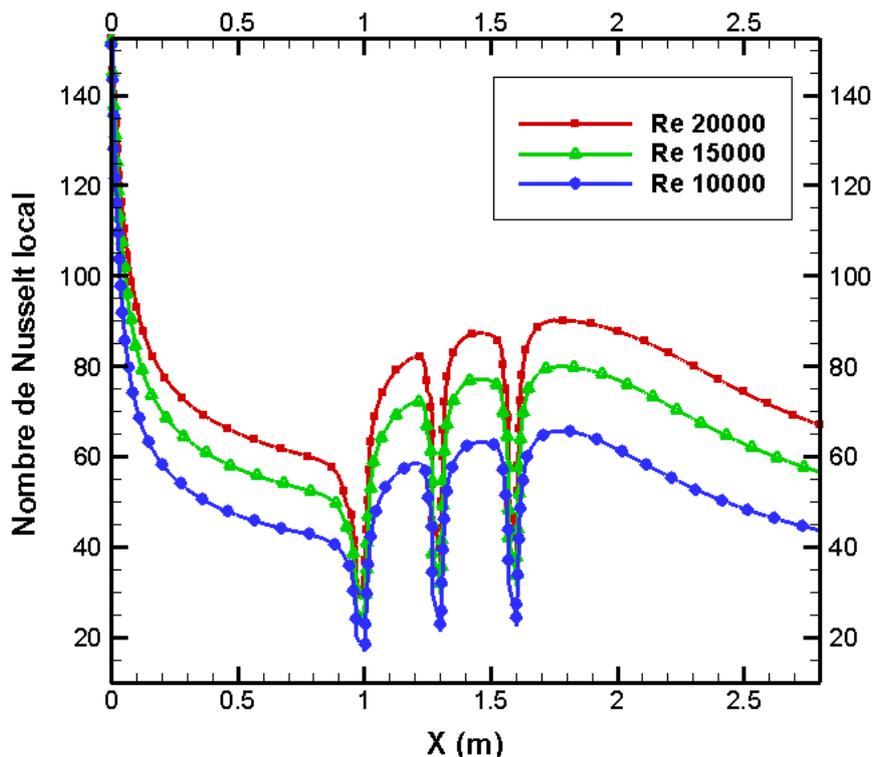


Figure IV. 13 : Nusselte local pour le canal a trois obstacles

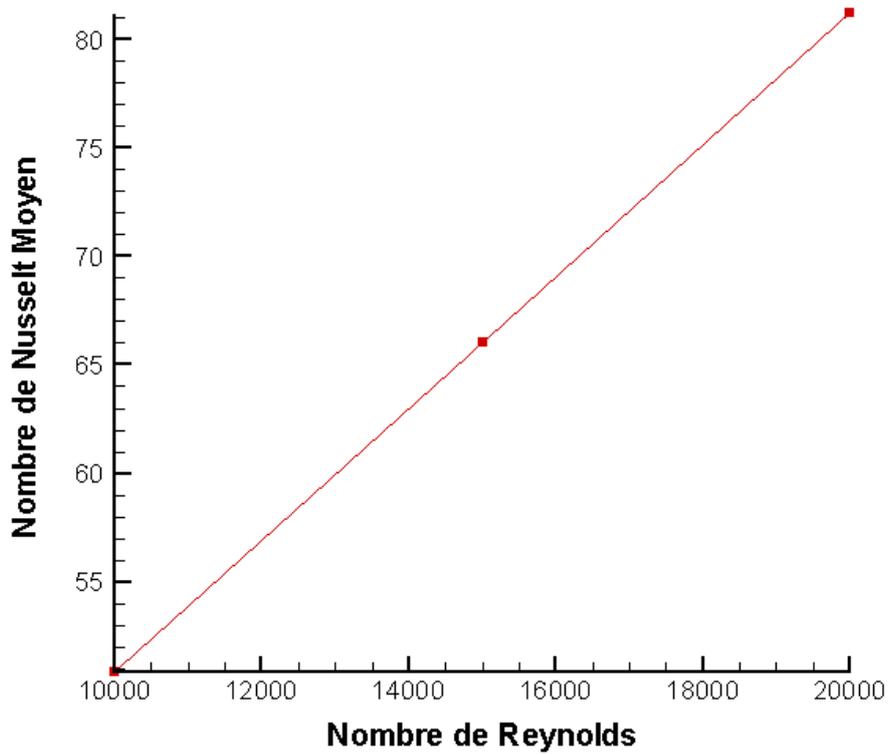


Figure IV. 14 : Nusselte moyenne pour le canal a trois obstacles

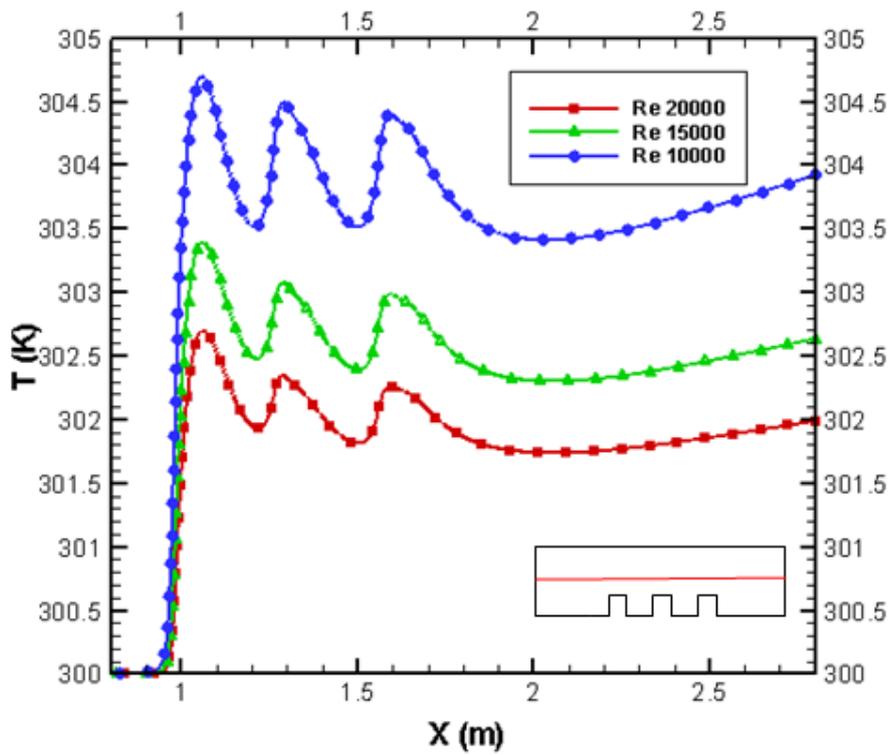


Figure IV. 15 : La variation de température au milieu du canal (horizontal)

#### IV.5.7- Distribution de température statique :

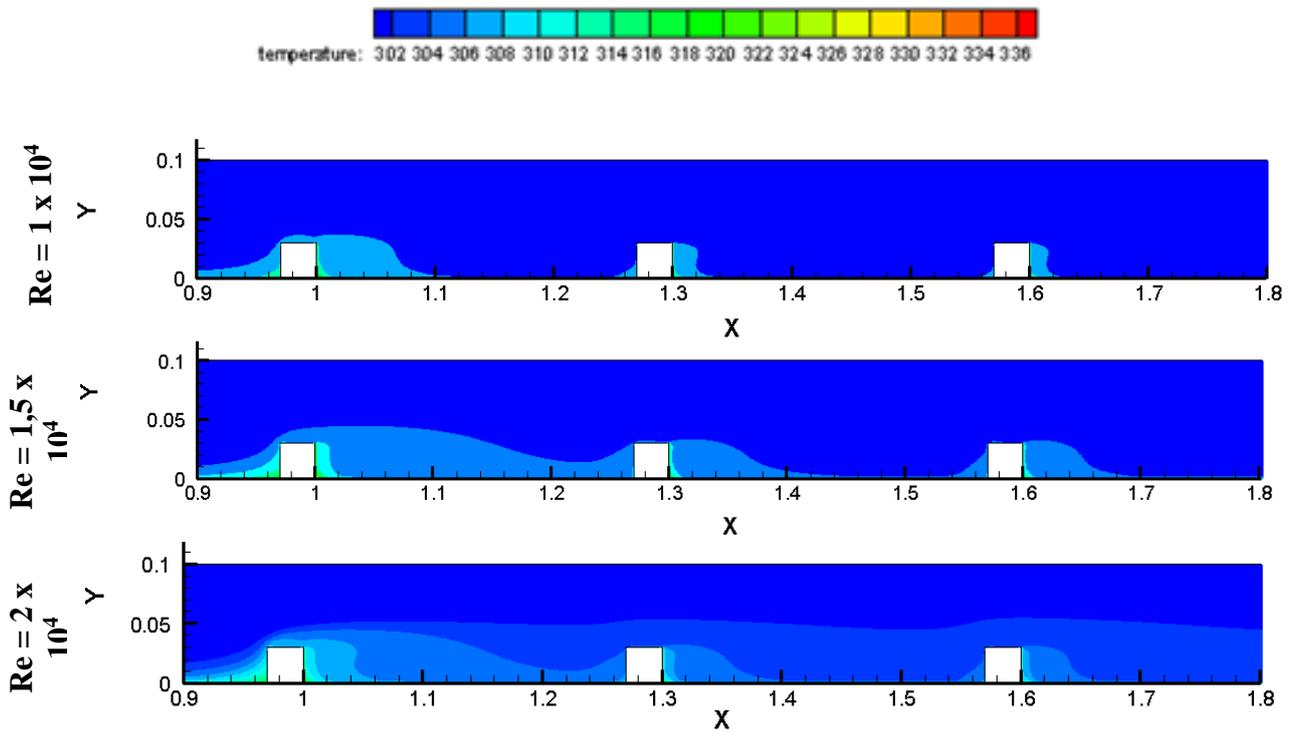


Figure IV. 16 : Distribution de température sur le plan de symétrie

#### IV.5.8- Contour de Pression :

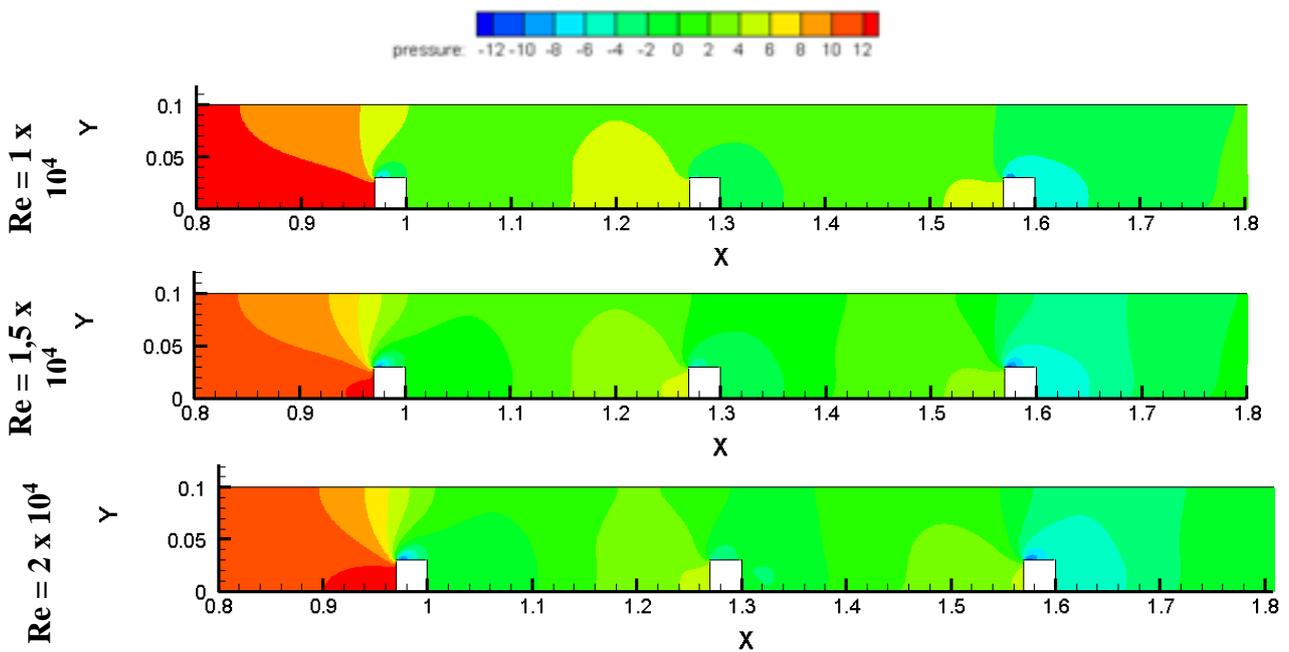


Figure IV. 17 : Contour de Pression sur le plan de symétrie

La Figure IV.17 a montre les évolutions de la variation de pression totale ( $P_{tot}$ ) tout au long du canal pour différentes nombre de Reynolds.

L'intérêt de ce critère est qu'il met en évidence des zones de génération de perte de charge dans tout l'écoulement. Il est par exemple visible qu'une part non négligeable des pertes est issue des écoulements proches parois, ce qui est attendu du fait des gradients de vitesse dans la couche limite. La majorité de la dissipation s'effectue toutefois dans la région proche des perturbateurs avec des pertes très importantes se situant en amont des perturbateurs.

## Conclusions générale

Le principe de la propulsion par des turbines à gaz existe depuis des décennies mais le développement de telles technologies continue encore aujourd'hui. La tendance actuelle est d'améliorer les performances globales à l'aide de méthodes numériques, ce qui consiste à trouver le meilleur compromis entre puissance maximale et durabilité du moteur. La puissance et le rendement du moteur étant directement liés à la température de l'écoulement, la longévité du moteur est traduite par sa capacité à résister aux fortes températures. De ce point de vue, les pales du rotor proches de la sortie de la chambre de combustion soumises aux contraintes mécaniques causées par une vitesse de rotation importante, peuvent être considérées comme l'une des parties les plus critiques dans la conception de la turbine à gaz. La durée de vie de ce composant dépend de sa température, le refroidir efficacement devient donc une priorité pour assurer la fiabilité du moteur. Cet objectif passe par le développement de technologies de refroidissement interne de pales de turbine.

Ce travail est consacré à la simulation numérique avec le logiciel Fluent pour la prédiction de l'écoulement dans des canaux de refroidissement de pales de rotor de turbine à gaz. La géométrie sélectionnée consiste en un canal à section rectangulaire de faible ratio d'aspect avec trois perturbateurs montés sur la paroi inférieure du canal, placés perpendiculairement à l'écoulement principal, permettant d'augmenter les transferts thermiques par rapport à un canal lisse. Même si cette géométrie ne réplique pas exactement la forme d'un canal de refroidissement de turbine moderne, il en reproduit les phénomènes physiques principaux qui pilotent les performances aérothermiques de ce composant. De plus, cette géométrie permet la comparaison des simulations numériques pour trois valeurs du nombre de Reynolds ( $Re = 1 \times 10^4$ ;  $1,5 \times 10^4$  et  $2 \times 10^4$ ). Ce canal est étudié lorsqu'il est statique, afin de comprendre l'impact de la géométrie et de la vitesse sur la topologie et la dynamique de l'écoulement, ainsi que sur l'efficacité des transferts thermiques. Les principales conclusions sont synthétisées ci-dessous :

- Le canal perturbé académique statique a permis la mise en évidence du développement de structures secondaires comme deux cellules contra-rotatives ou encore des vortex en coins générés par les perturbateurs. Le développement de ces structures a un impact direct sur l'écoulement moyen et donc les transferts thermiques.
- En effet, un lien direct a été établi entre la topologie de l'écoulement et celle du champ de température ou de flux thermique.

- La topologie de l'écoulement dans l'espace inter-perturbateurs avec la génération de quatre zones de recirculation ainsi que sur la topologie de flux de chaleur à la paroi. Enfin, la dynamique de l'écoulement inter-perturbateurs a été étudiée, mettant en évidence une évolution temporelle de la taille des différentes zones de recirculation du fait du passage intermittent de structures longues distances générées dès le contournement du premier perturbateur, ce qui a une influence directe sur le niveau de flux de chaleur à la paroi.

## Références bibliographiques

- [1] A. LALLEMAND, 1195, "Production d'énergie électrique par centrales thermiques", Techniques de l'Ingénieur, D 4 002, pp.1-11
- [2] El-Masri, M. A. Exergy Analysis of Combined Cycles Part1: Air-Cooled Brayton-Cycle Gas Turbines. ASME/IEEE Power Generation (1986). (Cited on page 2.)
- [3] Boyce, M. P. Gas Turbine Engineering Handbook. 2002. (Cited on page 2.)
- [4] Kirillov, I. Steam Cooling of High-Temperature Gas Turbine. Thermal Engineering 33, 1 (1986). (Cited on page 4.)
- [5] Terzis, A. Detailed Heat Transfer Distributions of Narrow Impingement Channels for Cast-In Turbine Airfoils. PhD thesis, 2014. (Cited on page 5.)
- [6] Park, M., Hwang, Y. H., Choi, Y. S., and Kim, T. G. Analysis of a J69-T-25 engine turbine blade fracture. Engineering Failure Analysis 9, 5 (2002), 593–601. (Cited on page 5.)
- [7] J. Tyacke and P. G. Tucker, "Large Eddy Simulation of Turbine Internal Cooling Ducts," *Computers & Fluids 1*, vol. 14, p. 130–140, July 2015
- [8] S. Kubacki, J. Rokicki and E. Dick, "Hybrid RANS/LES of Flow in a Rib-Roughened Rotating Channel," in *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, Düsseldorf, Germany, 2014.
- [9] C. Kang and K. S. Yang, "Characterization of Turbulent Heat Transfer in Ribbed Pipe Flow," *Journal of Heat Transfer*, vol. 138, no. 4, p. 041901 (9 pages), January 2016.
- [10] F.N. Nourin ; R. S.Amano, Étude expérimentale et de simulation aux grandes échelles pour visualiser les phénomènes d'écoulement complexes du canal de refroidissement interne des aubes de turbine à gaz sans courbure, *J. Ressources énergétiques. Technol* . juin 2022, 144(6): 062104 (12 pages), <https://doi.org/10.1115/1.4051900>.
- [11] F.N. Nourin ; R. S.Amano, Étude expérimentale sur le comportement d'écoulement et l'amélioration du transfert de chaleur avec un canal de refroidissement interne d'aube de turbine à gaz à fossettes distinctes, *J. Ressources énergétiques. Technol* . juin 2022, 144(7): 072101 (12 pages), <https://doi.org/10.1115/1.4052035>.
- [12] D Khanh ; D.H. Chung ; D. Q. Dinh ; Q.-H. Nguyen ; K.Y. Kim , Etude numérique des caractéristiques de transfert de chaleur des ailettes à broches avec des parois d'extrémité rugueuses dans les canaux de refroidissement internes des aubes de turbine à gaz,

Journal international du transfert de chaleur et de masse, Volume 195 , octobre 2022, 123125 , <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123125>.

[13] F.N. Nourin ; R. S.Amano, Examen de la technologie d'amélioration du refroidissement interne des turbines à gaz, *J. Ressources énergétiques. Technol* . août 2021, 143(8): 080801 (8 pages), <https://doi.org/10.1115/1.4048865>.

[14] M. S. Saravani; N. J. DiPasquale ; S. Beyhaghi ; R. S. Amano, Heat Transfer in Internal Cooling Channels of Gas Turbine Blades: Buoyancy and Density Ratio Effects, *Journal of Energy Resources Technology* NOVEMBER 2019, Vol. 141 / 112001-3. DOI: 10.1115/1.4043654.

[15] C. Bieggera; Y. Raob; B. Weiganda, Flow and heat transfer measurements in swirl tubes with one and multiple tangential inlet jets for internal gas turbine blade cooling, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 73 (2018) 174–187, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2018.07.011>.

[16] C. Skamniotis; A. C.F.Cocks, 2D and 3D thermoelastic phenomena in double wall transpiration cooling systems for gas turbine blades and hypersonic flight, *Aerospace Science and Technology* 113 (2021) 106610, <https://doi.org/10.1016/j.ast.2021.106610>

[17] A. Frąckowiaka; J. v. Wolfersdorfb; M. Ciałkowskia, Optimization of cooling of gas turbine blades with channels filled with porous material, *International Journal of Thermal Sciences* 136 (2019) 370–378, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.09.005>

[18] B. Lakshminarayana; Jhon Wiley and sons. *Fluid dynamics heat transfer of turbomachinery* 1995.

[19] J. Larsson, Numerical simulation of turbulent flows for turbine blade heat transfer applications. PhD Thesis; Chalmers University of technology Sweden 1998.

[20] Jonas Larsson, "Numérique Simulation of turbulent flows for turbine blade heat transfer application ", département of thermo and fluid Dynamics Chalmers University of Technology S41296 Goteborg, sweden ,1998.

[21] Paul Cameron Godden , "Base pressure measurements for a turbine blade with span-Wise Trailing Edge Coolant Ejection ", Bachelor of Engineering thesis, the University of Queensland, Brisbane, 2001.

[22] S.Djouimaa, "Risque Mécanique ", cours pour le compte de sonalgaz Dép. Hygiène et sécurité, université de Batna, Algérie ,2002.

[23] THIBAULT, Etude du refroidissement par impact de jets à travers une paroi mince et avec un écoulement cisailant amont : application aux aubes de turbine. Daniel, thèse de docteur de l'école nationale supérieure de mécanique et d'aérotechnique de Poitiers

[24] A. Azzi, Investigation numérique du refroidissement par film appliqué aux aubes de turbines à gaz, Thèse de doctorat Oran 2001.

[25] L. Casarsa and T. Arts, „Aerodynamic Performance Investigation of a RibRoughened Cooling Channel Flow with High Blockage Ratio“, International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal, 2002.

[26] M. Lohasz, P. Rambaud and C. Benocci, „LES Simulation of Ribbed Square Duct Flow with Fluent and Comparison with PIV Data“, International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest, 2003.

[27] Harizi, E. Mahfoudi, A. Gahmousse, Simulation 3D de l'écoulement et de l'échange de chaleur dans un canal de refroidissement, *Revu des Energies Renouvelables CISM'08 Oum El Bouaghi (2008) 153-164.*