

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la  
Recherche Scientifique

Université « Saad Dahleb » Blida

Département Aéronautique



Projet de fin d'études en vue de  
l'obtention  
du diplôme d'ingénieur d'état en  
aéronautique

Option: propulsion

**Thème:**

***SIMULATION NUMERIQUE DU  
REFROIDISSEMENT PAR JETS D'IMPACT DANS  
LES AUBES TURBINES***

*Fait par:*

*Melle. DOUIB  
DJAZIA*

*Encadré par:*

*Mr. Badereddine  
Aïmad Eddine*

2009-2010

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

## ***Résumé***

L'impact de jets est largement utilisé aujourd'hui dans l'industrie car ils génèrent d'importants transferts de chaleur et/ou de masse. Pour le refroidissement de la surface interne d'une aube de turbine, dans la région à mi-corde, la courbure est si faible que l'on peut, en première approximation, considérer que les jets frappent une paroi plane. Cette hypothèse n'est plus vraie au bord d'attaque où les jets viennent frapper une plaque courbe concave. Malheureusement très peu d'études concernent l'impact de jets sur des parois courbes. Nous avons entrepris, dans ce travail, l'étude aérothermique des jets d'impact sur une paroi plane et sur les aubes turbine.

Ce travail contient une simulation de type CFD sur le logiciel FLUENT après avoir construit la géométrie dans le SOLIDWORKS et faire le maillage à partir du GAMBIT permettant l'obtention des différents contours (pression, nombre de mach et température) afin de traiter le problème de transfert de chaleur couplé contenant le refroidissement interne par impact de jet dans la chemise et le refroidissement externe par film protecteur en mode de transfert couplé.

## ***Abstract***

Jet impingement cooling has been widely used in industry because of its ability to produce a high heat/masse transfer rate in a localised region. Effectively, for cooling a gas turbine blade inner surface, the curvature in the mid-chord region is so small that the jet impingement can be considered as an impingement on a flat plate. This hypothesis is wrong near the leading edge where the jet hits a concave curved plate. Unfortunately, there are few studies of the impinging jets on curved walls. In this work, we carried out an aero-thermal study for jets impingement cooling on a plane wall and on turbine blade.

This work contains a simulation of the type CFD on the software FLUENT after having to build the geometry in the SOLIDWORKS and to make the mesh starting from the GAMBIT allowing obtaining various contours (pressure, Mach number and temperature) in order to deal with the problem of coupled transfer of heat containing internal cooling by impact of jet in the insulation and external cooling by protective film in mode of coupled transfer.

# Remerciements

Ce projet a été réalisé en vue de l'obtention du diplôme de Magister dans la spécialité « Thermique et Combustion », au sein du département « Energétique » de l'université de Boumerdes. Je remercie en premier lieu « Dieu » pour m'avoir donné la chance et la force à arriver à ce niveau d'études. Je tiens à remercier mes très chers parents qui m'ont toujours encouragé et appuyé dans mes projet.

Je remercie aussi tous mes frères et toutes mes sœurs ainsi que tous mes amis pour leurs constants encouragements tout au long de ma maîtrise. Je remercie aussi M. Boussaid Mohamed qui m'a accueilli au sein de sa Post Graduation et pour ses connaissances précieuses qu'il m'a transmis.

Je tiens à remercier particulièrement mon directeur de mémoire M. Balistrou Mourad et mon co-encadreur M. Hachemi Madjid, pour leur disponibilité, leurs judicieux conseils et la rigueur scientifique, qu'ils m'ont transmis ainsi que pour leurs qualités humaines.

Je remercie les membres de jury pour avoir accepté de soutenir mon travail : Pr. A. Liaxid, Dr. M. Borit, Dr. B. Brachemi et Dr. M. Hachemi.

Je n'oublie pas de remercier tout le personnel de la bibliothèque du département « Génie mécanique » en particulier : M<sup>lle</sup> Kacimi Hamida, M. Djebili Omar, M. Rial Rabah et M<sup>me</sup> Caurab Fohra.

Je remercie tout ceux qui ont contribué de près ou de loin à accomplir ce travail dans des meilleures conditions.

## LISTE DES FIGURES

- Fig. .1 :** Un Turboréacteur
- Fig. .2 :** Compresseur haute pression
- Fig. .3 :** Chambre de combustion annulaire
- Fig. .4 :** La turbine
- Fig. .5 :** Une aube turbine
- Fig. .6 :** Présentation d'un turboréacteur
- Fig. .7 :** Consommation spécifique et poussée spécifique
- Fig. .8 :** de la température admissible entrée turbine HP et évolution des systèmes de refroidissement
- Fig. .9 :** Aube refroidie par l'eau
- Fig. .10 :** Refroidissement par convection forcée interne
- Fig. .11 :** Transfère de chaleur par convection
- Fig. .12 :** Exemple de profil d'aubage refroidi avec des tubes
- Fig. .13 :** Exemple d'aubage refroidi par Conduites avec inserts
- Fig. .14 :** Flux secondaire dus aux effets de la rotation
- Fig. .15 :** Exemple d'emploi d'aiguilles (Pin fin) dans un aubage
- Fig. .16 :** Exemple de « pin fin » décalées en ligne
- Fig. .17 :** Refroidissement par impact de jet
- Fig. .18 :** Impact de jet
- Fig. .19 :** Exemple d'une tuyère refroidie par jet d'impact
- Fig. .20 :** Refroidissement par film
- Fig. .21 :** Exemple d'une tuyère refroidie par film refroidisseur
- Fig. .22 :** Paramètres caractéristiques du film refroidisseur (cooling)
- Fig. .23 :** Exemple de trous partiellement obstrué

**Fig. .24 :** Refroidissement par transpiration

**Fig. .25 :** Comparaison des procédés de refroidissement par film et par Effusion et transpiration

**Fig. .26 :** Exemple de réalisation de refroidissement par effusion

**Fig. .1 :** Aube de turbines

**Fig. .2(a) :** Système de refroidissement par impact de jets des aubes de turbines

**Fig. .2(b) :** Bord d'attaque d'une aube de turbine

**Fig. .3 :** Structure générale du jet libre

**Fig. .4 :** Schéma de jet en impact

**Fig. .5 :** Structures tourbillonnaires primaires et secondaires observées par

**Fig. .6 :** Jet impactant unique

**Fig. .7 :** Effet de l'écoulement

**Fig. .8 :** Paramètres géométriques caractéristique de l'impact

**Fig. .9 :** Distribution radiale du nombre de Nusselt pour différentes distances d'impact

**Fig. .10 :** Principe de confinement

**Fig. .11 :** Distribution radiale du nombre de Nusselt pour des configurations confinée et non confinée

**Fig. .12 :** Distribution du nombre de Nusselt pour différentes incidences de jet

**Fig. .13 :** Visualisation de l'écoulement d'un jet en impact sur une paroi convexe

**Fig. .14 :** Distribution radiale du nombre de Nusselt pour des parois courbes convexes et concaves

**Fig. .15 :** Structure de l'écoulement d'un jet en impact sur une paroi concave

**Fig. .16 :** Visualisation de l'écoulement d'un jet en impact sur une paroi concave

**Fig. .17 :** Schéma représentatif d'impact de jet sur une paroi concave et des notations

**Fig. .18 :** Zones d'interaction entre plusieurs jets

**Fig. .19 :** Interaction entre jets muraux

**Fig. .20 :** Interaction entre un jet avant impact et un écoulement de recirculation

**Fig. .21** : Distribution du nombre de Nusselt avec plusieurs jets en impact

**Fig. I.1** : Condition aux limites thermique et raccord

**Fig. I.2** : Volume de control

**Fig. I.3** : Organigramme de la méthode isolée

**Fig. I.4** : organigramme de la méthode couplée de résolution

**Fig. V.1** : Les modules du Solidworks

**Fig. IV.2:** Interface de Solidworks

**Fig. V.3:** Les splines

**Fig. V.4:** Interface de GAMBIT

**Fig. V.5:** Interface de FLUENT

**Fig. V.6-a:** Exemples de maillages structurés

**Fig. V.6-b** : Exemples de maillages non structurés

**Fig. V.7:** Points formant le profil d'aube stator

**Fig. V.8:** Aube stator dans SOLIDWORKS

**Fig. V.9:** Trous de film

**Fig. V.10:** Trous de la chemise

**Fig. V.11:** Domaine de calcul de l'aube stator

**Fig. V.12** : Aube +domaine en 2D

**Fig. V.13** : Géométrie de l'aube importée sous le format ACIS

**Fig. V.14** : Maillage de la géométrie

**Fig. V.15** : Maillage au niveau du bord de fuite

**Fig. V.16** : Maillage au niveau des orifices de la chemise

**Fig.V.1:** Contours des pressions statique référencier par FLUENT

**Fig.V. 2:** Contours des pressions statiques (nos résultats)

**Fig. V.3:** Contours des nombres du Mach (référence FLUENT)

**Fig. V.4:** Contours des nombres de Mach (nos résultats)



**Fig.V.5:** Contours des pressions statique référencier par FLUENT

**Fig.V.6:** Contours des pressions statiques (nos résultats)

**Fig. V.7:** Contours des nombres du Mach (référence FLUENT)

**Fig. V.8:** Contours des nombres de Mach (nos résultats)

**Fig. V.9:** Paroi plane avec maillage dans FLUENT

**Fig.V.10:** Le Résiduel

**Fig.V.11 :** Vecteurs des vitesses

**Fig. V .12:** Contours des Mach

**Fig. V.13:** Contours de la température statique

**Fig. V.14:** Répartition de la température statique sur la plaque refroidie

**Fig.V.15:** Coefficient de transfert de chaleur (h) sur la plaque refroidie

**Fig. V.16:** Nombre de NUSSELT(Nu) sur la plaque refroidie

**Fig. V.17:** Paroi plane avec 5 orifices d'impact dans FLUENT

**Fig. V.18:** Le Résiduel

**Fig. V.19:** Les vecteurs de vitesses

**Fig. V.20:** Les vecteurs de vitesses la zone d'écoulement pariétal

**Fig. V.21:** Coefficient de transfert de chaleur (h)

**Fig. V.22:** Température statique

**Fig. V.23 :** Présentation de l'aube dans FLUENT

**Fig. V.24 :** Le Résiduel

**Fig. V.25 :** Les vecteurs de vitesse

**Fig. V.26 :** Zone de la recirculation de la vectrice vitesse dans la chemise

**Fig. V.27 :** Variation de nombre de Mach

**Fig. V.28 :** Contours de pression

**Fig. V.29 :** Distribution de la pression autours de l'aube

**Fig. V.30** : Distribution de la pression autour du profil de l'aube

**Fig. V.31** : Contours des températures statiques

**Fig. V.32** : Température statique au niveau du bord d'attaque

**Fig. V.33** : Température statique au niveau du bord de fuite

**Fig. V.34** : Distribution Du coefficient de transfert de chaleur « h » sur la partie intérieure de l'extrados

**Fig. V.35** : Distribution Du coefficient de transfert de chaleur « h » sur la partie intérieure de l'intrados

**Fig. V.36** : Distribution Du coefficient de transfert de chaleur « h » sur la partie extérieure de l'extrados

**Fig. V.37** : Distribution de la température sur la partie intérieure de l'intrados et de l'extrados

**Fig. V.38** : Aubage et chemise dans SOLIDWORKS

**Fig. V.39** : Aube + Domaine dans ICEM CFD

**Fig. V.40** : Maillage de l'aube dans ICEM CFD

**Fig. V.41** : Organigramme de calcul de transfert de chaleur découplé

**Fig. V.42** : Model de calcul d'aérodynamique externe (VOLUME1)

**Fig. V.43** : Model de calcul d'aérodynamique interne (VOLUME2)

**Fig. V.44** : Model de calcul de transfert de chaleur sur l'aube(VOLUME3)

**Fig. V.45** : Le résiduel

**Fig. V.46** : Contours de pression

**Fig. V.47** : Contours du nombre de Mach

**Fig. V.48** : Contours du nombre de Mach sur l'extrados et l'intrados

**Fig. V.49** : Contours de pression sur l'extrados et l'intrados

**Fig. V.50** : Contours de température sur l'extrados et l'intrados.



## Liste des symboles

$D$ (ou $d, 2b$ )	: Diamètre de l'injecteur	m
$e$	: Épaisseur de la paroi d'injection	m
$h$	: Coefficient d'échange convectif	w /m <sup>2</sup> k
$H$ (ou $Z, L$ )	: Distance d'impact	m
$Nu$	: Nombre de Nusselt	
$P$	: Pression	
$P$	: Pas entre deux trous d'une même rangée	
$Q$	: Débit massique	kg/S
$r^2$	: Coefficient de corrélation	
$Re$	: Nombre de Reynolds	
$S$	: Section	m <sup>2</sup>
$s$	: Abscisse curviligne	m
$T$	: Température	K
$U; V; W$	: Vitesses suivant les axes x, y et z respectivement	m/s
$u; v; w$	: Vitesses fluctuantes suivant les axes x, y et z respectivement	m/s
$x; y; z$	: Coordonnées spatiales	m
$\lambda$	: Conductivité thermique	W/m.K
$\mu$	: Viscosité dynamique	kg/m.s
$\dot{q}$	: Densité de flux	W/m <sup>2</sup>
$\rho$	: Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	: Constante de Stefan-Boltzmann	W/m.K <sup>4</sup>

<b>Q</b> : puissance thermique	watt.
<b>A</b> : surface d'échange thermique	m <sup>2</sup>
<b>T<sub>g</sub></b> : Température de gaz réfrigérant en	K°
<b>T<sub>s</sub></b> : Température de la paroi ou du solide en	K°
<b>T<sub>a</sub></b> : Température adiabatique de parois,	K°
<b>T<sub>c</sub> (K)</b> : température du fluide de refroidissement à la sortie du trou d'injection,	
<b>T (K)</b> : température de l'écoulement principal.	
<b>η<sub>1</sub></b> : Efficacité de la première fente seulement.	
<b>η<sub>2</sub></b> : Efficacité de la seconde fente seulement.	
<b>p /D</b> : rapport pas/diamètre des trous	
<b>α</b> : inclinaison des trous	
<b>T<sub>p</sub></b> : est la température de paroi	K°
<b>T<sub>r</sub></b> : la température de référence	K°
<b>D</b> : est la dimension caractéristique de l'injecteur	
<b>λ</b> : la conductivité thermique du fluide	W=m K.
<b>T<sub>c</sub> (K)</b> : température de l'écoulement transversal	
<b>T<sub>j</sub> (K)</b> : température du jet	
<b>T<sub>a</sub> (K)</b> : Température adiabatique de référence.	
<b>T<sub>l</sub>(K)</b> : Température limite	
<b>Re<sup>m</sup></b> : Nombre Reynolds du jet basé sur le diamètre du trou.	
<b>Z(m)</b> : espace entre la paroi plénum d'injection.	
<b>d(m)</b> : diamètre d'un trou.	
<b>X<sub>n</sub>(m)</b> : Pas en direction X	
<b>Y<sub>n</sub>(m)</b> : Pas en direction Y.	
<b>ϕ<sub>t</sub></b> :est une chaleur massique	
<b>B<sub>i</sub></b> : Nombre de Biot	
<b>ϕ<sub>t</sub></b> : La chaleur massique provenant de l'extérieur.	

$\mathbf{K}$  : l'énergie cinétique de turbulence.

: taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence

$\delta_{ij}$  : Symbole de kroncker

$P_r$  : nombre de prandtl.

$T_f$  : Température d'interface de fluide K

$T_s$  : Température d'interface du solide K

$\phi_f$  : Flux de chaleur d'interface de fluide.

$\phi_s$  : Flux de chaleur d'interface de solide K

$\mu_t$  : La viscosité turbulente.

$\vartheta$  : Différence de vitesse m/s

$l$  : échelle de longueur m

$C$ : Constante de proportionnalité adimensionnelle.

$\vec{F}$  : Flux à travers une surface w /m<sup>2</sup>

## **INTRODUCTION GENERALE**

De nos jours, l'amélioration du rendement des turbomachines modernes, notamment des turbines à gaz et turboréacteurs, s'obtient principalement en augmentant leur niveau de température dans la chambre de combustion.

Les composants de la turbine d'une turbine à gaz nécessitent d'être efficacement refroidis afin de résister aux sollicitations thermiques générées par l'écoulement chaud des gaz de combustion.

Pour les aubages et les tuyères du premier étage des turbines à gaz de dernières générations, on a mis au point des systèmes de refroidissement très sophistiqués et d'efficacité élevée, capables de maintenir le composant à une température compatible avec la tenue du matériau et avec une consommation réduite d'air de refroidissement.

Le bord d'attaque d'une aube de turbine est la partie soumise aux températures les plus élevées et est donc une des régions les plus critiques à refroidir.

La région de stagnation est généralement refroidie par des systèmes de refroidissement qui consistent à libérer de l'air de refroidissement à la surface du bord d'attaque par des rangées de trous. Cela génère un refroidissement par convection à l'intérieur des trous et produit un film d'air de refroidissement sur la surface du bord d'attaque.

Des nombreuses études théoriques et expérimentales ont été effectuées dans ce domaine. Les résultats de ces études ont permis d'importantes améliorations des processus industriels, notamment dans les domaines aéronautiques et aérospatiaux.

Les jets en impact font partie de ces écoulements particulièrement utilisés dans l'industrie car ils présentent l'avantage de générer de gros transferts de masse et/ou de chaleur. On les utilise ainsi souvent pour résoudre des problèmes liés au refroidissement de paroi des parties chaudes d'un turboréacteur (aubes de turbine & chambre de combustion).

Suivant les applications, les conditions d'impact diffèrent, faisant intervenir de nombreux paramètres d'origine géométrique tels que les caractéristiques du jet (plan/axisymétrique, air/eau, chaud/froid, la présence d'un jet unique ou de jets multiples, ...), la géométrie de l'ajutage (la largeur de la fente (jet plan) ou le diamètre de l'ajutage (jet axisymétrique), le taux de turbulence initial du jet, la forme de l'ajutage, ...); la distance entre le jet et la surface soumise à l'impact, l'état de rugosité de la surface soumise à l'impact, sa courbure (plate, concave, convexe) ou encore d'origine aérothermique comme le type de l'écoulement (laminaire ou turbulent). La connaissance des effets de ces paramètres sur le taux de transfert de chaleur est alors nécessaire à la bonne élaboration du système d'impact de jet.

L'organisation de ce projet qui a un caractère purement numérique est comme suite :

- Description générale d'un turboréacteur et les différents systèmes de refroidissement sont présentés au premier chapitre.
- Le deuxième chapitre contient une étude aérothermique des jets d'impact
- La description du modèle mathématique et plus spécialement les modèles de turbulence utilisés dans cette étude sont exposés. La méthode numérique utilisée, et la présentation du code de calcul sont présentées dans le troisième chapitre.
- Le quatrième chapitre décrit les étapes de simulation sur les différents logiciels (SOLIDWORKS - GAMBIT - ICEM CFD – FLUENT). Pour cela, nous avons présenté plusieurs configurations dont les résultats et leurs interprétations sont présentés au cinquième chapitre.
- En fin une conclusion générale.



## INTRODUCTION

Les propulseurs qualifiés de directs sont ceux qui produisent directement une force appelée poussée.

Parmi ceux-ci se trouve la famille des turboréacteurs où groupe turboréacteur. Leur caractéristique principale est leur poussée  $F$  exprimée en Newton ou déca Newton (daN).

Ces moteurs équipent la plupart des aéronefs commerciaux et militaires dont le Mach d'utilisation est situé entre 0,8 et 2,5. L'évolution des moteurs à flux continus (turbine à gaz, turboréacteurs...) est orientée vers la recherche de l'amélioration du rendement thermique, et c'est pour cela que les motoristes cherchent toujours à: augmenter la température devant la turbine, augmenter le taux de compression, augmenter les rendements et diminuer les pertes de charges.

Les températures maximales des gaz de combustion peuvent alors dépasser sensiblement les températures admissibles des matériaux, et les aubages de turbine voient leur résistance mécanique compromise.

L'augmentation du taux de compression entraîne quant à elle une élévation de la température de l'air de refroidissement. Ces éléments impliquent la conception de systèmes de refroidissement de plus en plus efficaces.

### I.1 / LES TURBOREACTEURS

#### I. 1.1 / Historique :

Le turboréacteur est né en Europe dans les années qui ont précédé la 2<sup>ème</sup> guerre mondiale. La liste des inventeurs de moteurs de ce type est plutôt longue et il est difficile de dire qui fut réellement le précurseur.

En fait, la plupart des idées pour propulser des engins volants était dans l'air (à double titre!), depuis le milieu du XIX<sup>ème</sup> siècle. Comme beaucoup de technologies qui font appel à de multiples disciplines, celle du turboréacteur d'aujourd'hui est le produit d'une longue succession d'inventions où chaque ingénieur et chaque technicien a apporté sa contribution, aussi modeste fut-elle.

Les premiers turboréacteurs furent fabriqués un peu plus tard, lorsque les matériaux et les technologies le permirent.

Ils apparurent presque simultanément, Les modes de refroidissement à partir de 1937, en Grande Bretagne (Franck Whittle), en Allemagne (Pabst Von Ohain, Heinkel) et en France (Sensaud de Lavaud, René Anxionnaz, Râteau,).

D'abord d'usage militaire, les turboréacteurs furent rapidement utilisés pour la propulsion des avions civils.

Le premier avion de transport civil à réaction à voler fut le Comet de Havilland avec 4 moteurs DH Ghost (GB). Le 1<sup>er</sup> vol commercial eut lieu entre Londres et Johannesburg, en mai 1952.

Malgré les accidents qui frappèrent cet avion, accidents qui n'étaient pas dus aux moteurs, l'épopée des avions à réaction qui venait de commencer allait se poursuivre brillamment. Les enjeux étaient la vitesse maximale (c'est à qui dépasserait le premier la vitesse du son ou ses premiers multiples, en piqué, puis en vol horizontal ou en montée), l'altitude maximale, la capacité d'emport, la discrétion, l'accélération...et la maniabilité.

Qui ne se souvient pas des figures dites du cobra exécutées par les avions Russes, MIG29 et SUKHOI 27 aux salons du Bourget dans les années 90 !

Entre les grands industriels restants, pour les principaux avionneurs : Boeing, Airbus...et les principaux motoristes : General Electric, Pratt&Whitney, Rolls Royce, Snecma SA... la compétition est certes sévère, mais les coopérations croisées sont aussi très actives. Dans ces coopérations, la France et la Grande Bretagne, avec Concorde et ses moteurs Olympus 593, puis l'Europe, avec AIRBUS, la France et les USA avec les moteurs CFM 56 de CFMI (50% Snecma-50% GE) et bien d'autres encore sont exemplaires.

### I.1.2/ Définition

Le turboréacteur est un système de propulsion par réaction produite par éjection de gaz de combustion d'un carburant. Il a la particularité d'utiliser une partie de l'énergie de ces gaz pour comprimer l'air utilisé comme comburant.

Il est composé de trois parties essentielles : un compresseur, une chambre de combustion et une turbine où s'effectue une partie de la détente des gaz. C'est la turbine qui entraîne le compresseur indispensable au fonctionnement. Les gaz brûlés sont détendus dans la tuyère, qui assure la poussée du moteur.

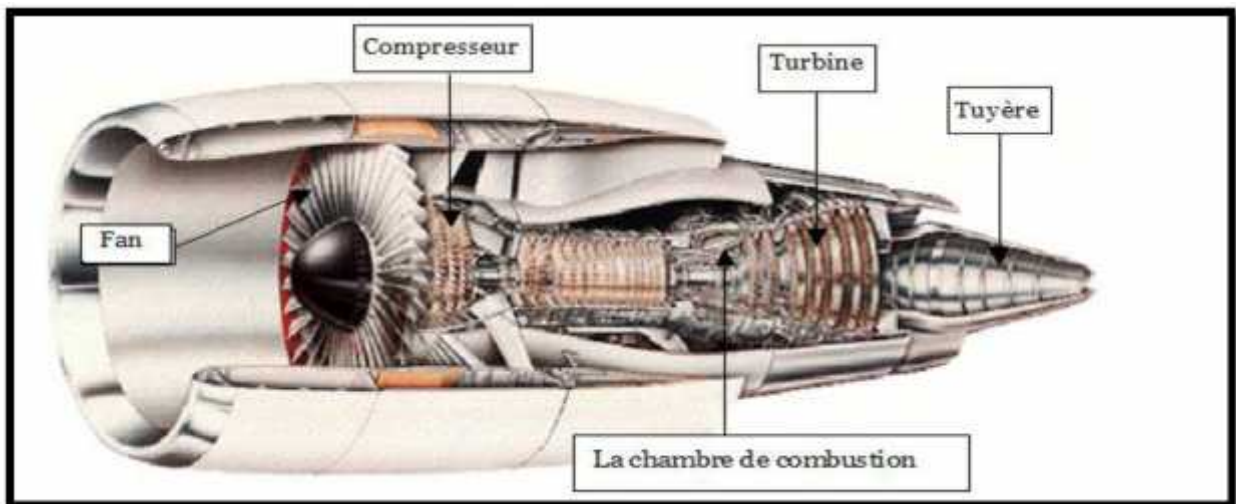


Figure I.1 : Un Turboréacteur

### I.1. 3/Fonction des différents organes du turboréacteur :

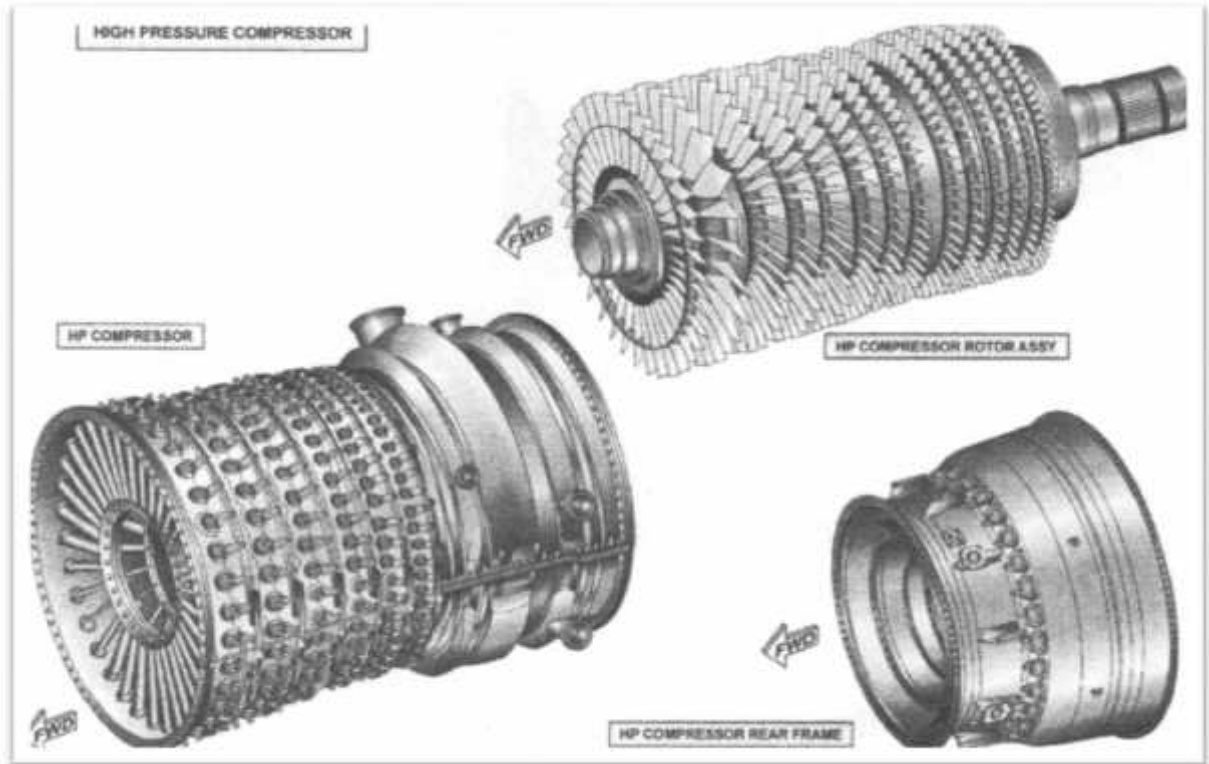
#### I.1. 3 .1/ Entrée d'aire

Son rôle est de transformer l'énergie cinétique des molécules d'air avalées par le réacteur en pression.

#### I.1. 3. 2/ Compresseur

Entraîné par la turbine, il comprime l'air d'entrée et va graduellement augmenter sa pression.

Chaque étage est constitué d'un disque mobile avec ses aubes, (ROTOR) et d'un disque d'aubes fixes qui ramènent l'écoulement parallèle à l'axe (STATOR).



**Figure.1.2.** Compresseur haute pression

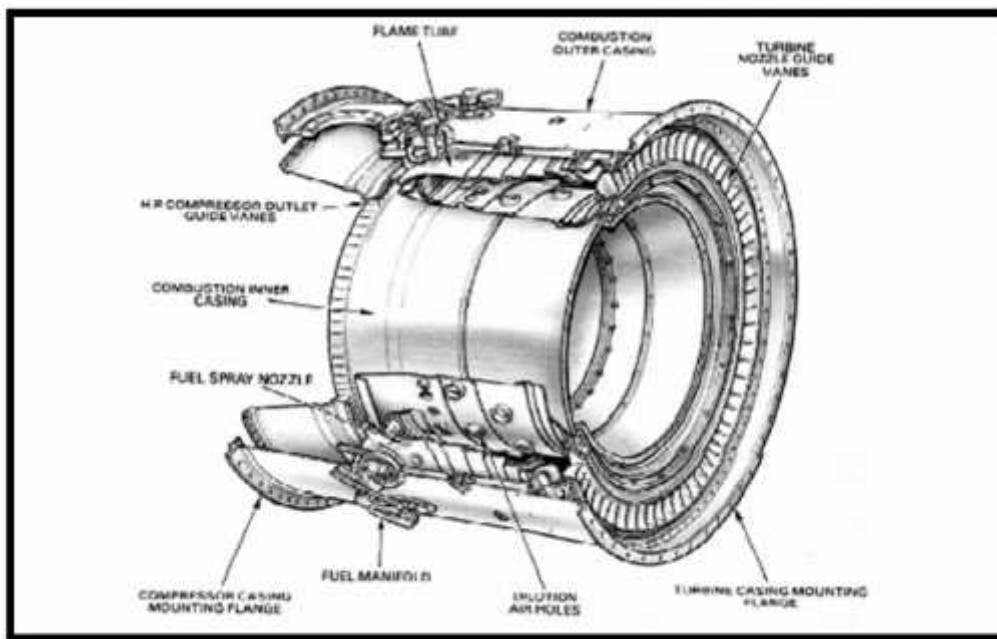
### I.1. 3/ Chambre de combustion

L'air comprimé est envoyé dans les chambres de combustion où il est mélangé à du KEROSENE de manière à constituer un mélange explosif : l'énergie chimique du mélange AIR-CARBURANT est transformée par la combustion en énergie thermique, (élévation de température à pression pratiquement constante).

Les gaz chauds sont violemment éjectés vers l'arrière et la détente de l'air chaud actionne simultanément une turbine (fonctionnant comme un moulin à vent) et qui actionne-t-elle même les compresseurs par le biais d'un axe central.

La turbine est composée de différents étages. Chaque étage est constitué d'un disque mobile avec ses aubes (ROTOR) entraîné par la détente des gaz, d'un disque d'aube fixes (STATOR) redresseur.

On peut atteindre des températures extrêmes qui sont supérieures à la température de la fusion de l'alliage des aubes.



**Figure 1.3.** Chambre de combustion annulaire

### I.1. 3.4/ Turbine

La turbine transforme l'énergie cinétique et thermique des gaz en énergie mécanique.

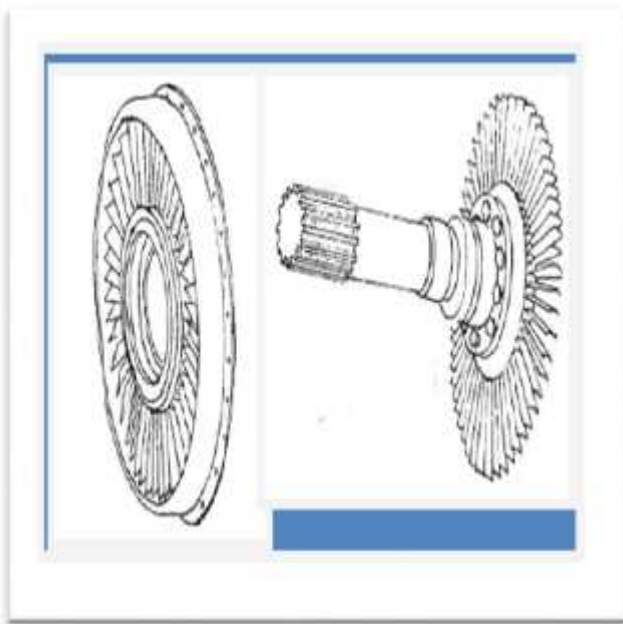
La turbine est reliée au compresseur par un axe central. Lorsque la turbine tourne à cause des gaz d'échappements qui frappent ses ailettes, le compresseur tourne également afin de compresser de l'air.

Le principal rôle de la turbine est donc de faire tourner le compresseur. Il y a donc plusieurs turbines pour assurer la rotation des différents compresseurs.

La turbine et le compresseur sont reliés par un arbre de transmission toujours creux, dont le diamètre peut atteindre celui du disque de l'étage le plus aval du compresseur.

Dans le cas des réacteurs à double corps, les arbres qui relient turbine et compresseur basse et haute pression sont concentriques.

Les aubes des turbines sont exposées d'une part à la température extrême des gaz chauds, et d'autre part à une force centrifuge dues à la rotation.



**Figure 1.4.** La turbine



**Figure1.5.** Une aube turbine

### **I.1. 3.5/ Tuyère**

Il s'agit d'un convergent. La masse d'air et les gaz brûlés y sont détendus dans une buse. La tuyère se charge de transformer l'énergie thermique en énergie cinétique. La vitesse d'éjection des gaz est supérieure à la vitesse d'entrée, ce qui provoque la poussée du réacteur.

### **I.1. 3.6/ La postcombustion**

Généralement, un turboréacteur ne permet pas à un avion de passer le mur du son. Pour dépasser Mach 1, il est en effet nécessaire de disposer d'un surcroît de poussée. Cette poussée additionnelle est fournie par un dispositif particulier appelé la postcombustion.

L'air rejeté après le dernier étage de la turbine contient encore une grande quantité de dioxygène, il est donc possible d'injecter du carburant supplémentaire à cet endroit grâce à une nouvelle série d'injecteurs. La puissance du turboréacteur peut ainsi être multipliée par deux alors que sa consommation en carburant est couramment quatre fois plus importante. La postcombustion produit une flamme énorme en arrière du turboréacteur, génère un bruit effroyable et dégage des quantités importantes de chaleur.

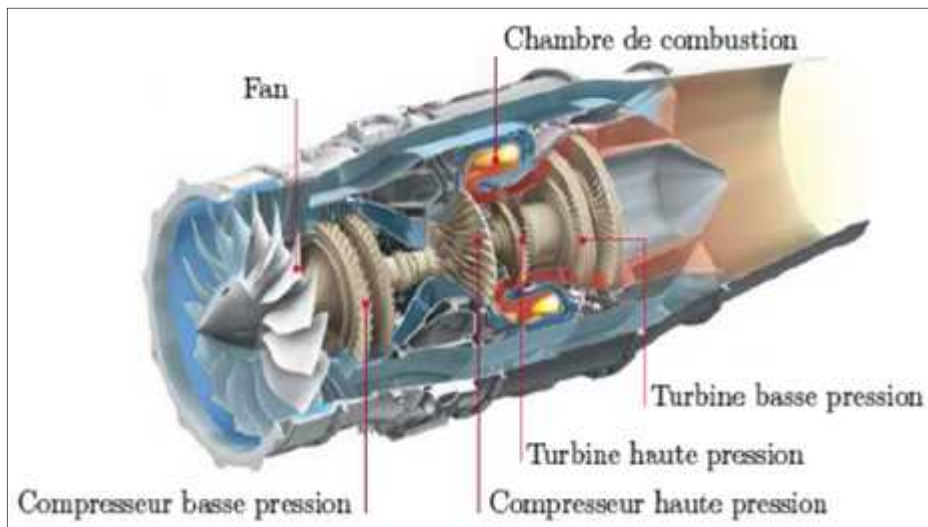
#### **I.1.4/ Contexte industriel et problématique**

Le fonctionnement d'un turboréacteur peut être présenté de manière relativement simple (**Figure I.6**). De grandes quantités d'air sont aspirées par un compresseur qui va graduellement augmenter sa pression. L'air comprimé est ensuite envoyé dans une chambre de combustion où il est mélangé à du kérosène de manière à constituer un mélange explosif. Ce mélange, après combustion, produit une grande quantité de gaz chauds violemment éjectés vers la tuyère. Ces gaz entraînent simultanément une turbine qui actionne les compresseurs grâce à un axe central qui les lie.

Les performances d'un moteur sont notamment évaluées au travers de deux paramètres primordiaux et interdépendants :

\_ La poussée spécifique (**Specific Thrust - ST**) qui représente la poussée par unité de débit masse d'air qui traverse le moteur.

\_ La consommation spécifique (**Thrust Specific Fuel Consumption - TSFC**) qui représente la consommation massique de carburant par unité de poussée et de temps.



**Figure I.6.** Présentation d'un turboréacteur

Il s'agit de dimensionner un système en trouvant le meilleur compromis entre une poussée spécifique maximale et une consommation spécifique minimale.

Pour cela on dispose de deux variables caractéristiques du moteur :

- **la température d'entrée turbine** (TET, Turbine Inlet Temperature - TIT) qui représente la température des gaz de combustion à l'entrée du distributeur haute pression de la turbine,
- **le taux de compression du compresseur** (Compressor pressure ratio).

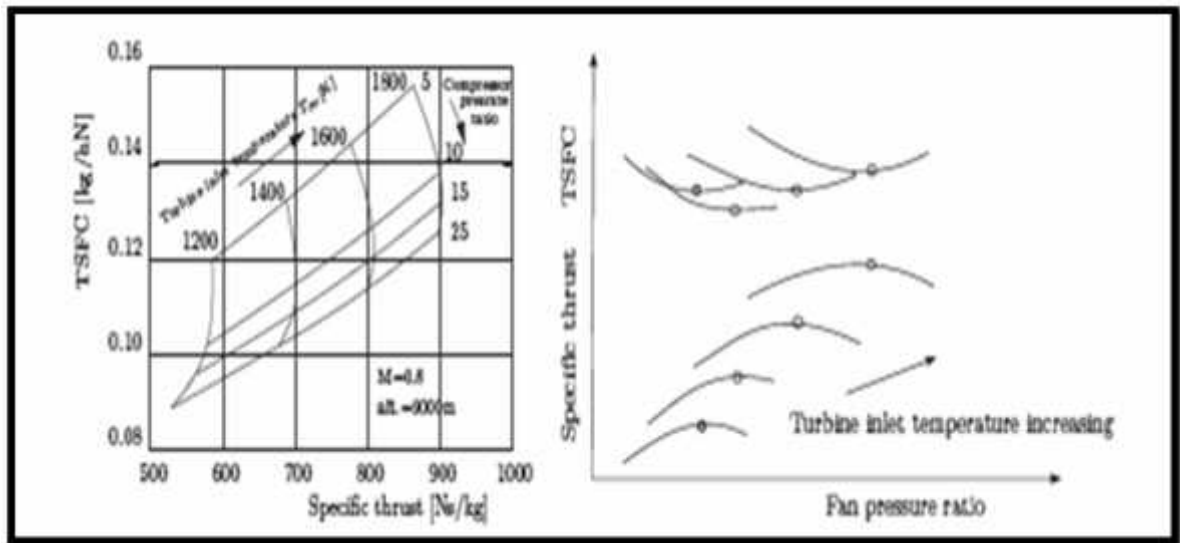
Il apparaît que la poussée spécifique est fortement dépendante de la TET. Augmenter la TET permet d'obtenir une poussée spécifique plus élevée, mais la consommation spécifique augmente elle aussi en contrepartie.

Il existe un point d'utilisation optimal selon le taux de compression comme illustré en **(figure I.7)**.

L'amélioration des performances d'un moteur passe donc par l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine et du taux de compression.

Comme indiqué sur la **(figure I.8)**, cette température a constamment augmenté au cours des dernières décennies et poursuit encore cette tendance.





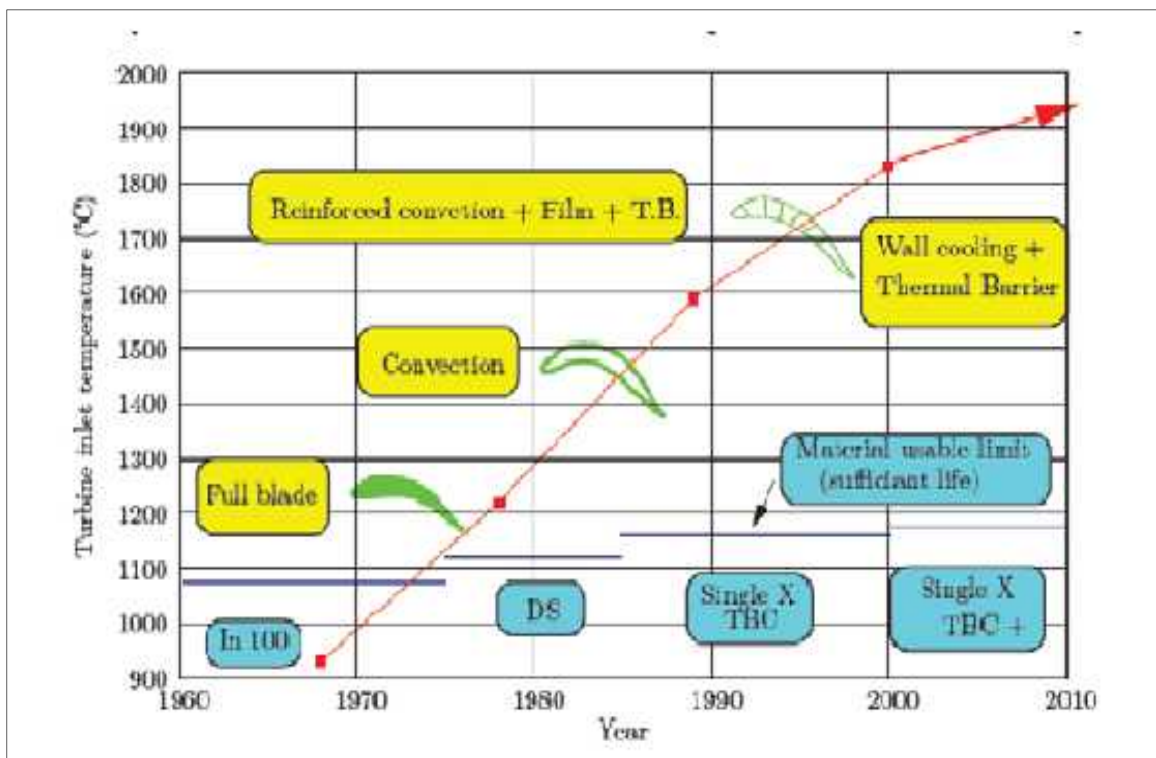
**Figure I.7.** Consommation spécifique et poussée spécifique [12]

Ce progrès a été rendu possible notamment grâce aux efforts de recherche dans le domaine des matériaux et des alliages plus résistant aux hautes températures. Ainsi, la température de fonctionnement des aubes est passée de 1080°K à 1180°K.

Parallèlement à ces améliorations, les techniques de refroidissement ont été introduites et ont évolué vers des systèmes plus complets et plus complexes.

D'une aube pleine et non refroidie, nous avons vu apparaître successivement des systèmes de convection interne forcée, des dispositifs de protection par film d'air, ou encore des méthodes de traitements de surface jouant le rôle de barrière thermique.

De nombreux efforts ont été faits en vue d'optimiser ces différentes techniques.



**Figure I.8.** Augmentation de la température admissible entrée turbine HP et évolution des systèmes de refroidissement [3]

Les aubes de turbine peuvent donc être exposées à des températures de gaz de combustion très élevées, voisines de  $1850^{\circ}\text{K}$  en pointe, soit des niveaux de températures supérieurs à la température maximale d'utilisation des meilleurs alliages réfractaires disponibles (de l'ordre de  $1100^{\circ}\text{K}$ ).

Il est par conséquent nécessaire de les refroidir afin de les maintenir à une température maximale acceptable et de limiter les gradients de températures locaux de façon à garantir leur intégrité pendant toute la durée de vie du moteur, quel que soit le mode d'endommagement.

L'air de refroidissement disponible provient généralement des derniers étages du compresseur. Un prélèvement après compression permet en effet d'assurer une pression génératrice propre à compenser la perte de charge des circuits de refroidissement. Cela impose toutefois une température d'air de refroidissement assez élevée (De l'ordre de  $700^{\circ}\text{K}$ ).

Un refroidissement excessif n'est donc pas souhaitable car l'air prélevé au niveau du compresseur utilisé pour le refroidissement ne le sera pas pour la combustion et limitera les performances du moteur.

Un refroidissement efficace est donc un refroidissement qui permet de supporter la température de sortie de chambre la plus élevée possible en prélevant le moins d'air possible au niveau du compresseur.

## **I.2/ SYSTEMES DE REFROIDISSEMENT**

### **I.2.1/ Introduction :**

Il est connu que la puissance de la turbine dépend de la température des gaz à l'entrée de celle-ci. Ainsi pour augmenter la puissance les lois thermodynamiques ont conduit à rechercher une température entrée turbine la plus élevée possible.

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.

Les matériaux utilisés doivent supporter à la fois :

- Les températures élevées.
- Les contraintes (mécaniques, thermiques, chimiques).

Les alliages réfractaires très spécifiques et des procédés très pointus (métallurgie des poudres pour les disques, coulée microcristalline pour les aubes) sont ainsi mis au point. L'efficacité des circuits de refroidissement doit être maximale car un prélèvement sur le cycle de l'air nécessaire 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 parties du turboréacteur qui ont reçu un intérêt particulier par le refroidissement sont les aubes de turbines. Celles-ci peuvent être refroidies par différentes méthodes, chacune d'elle utilise un fluide de refroidissement qui passe à travers l'aube afin que celle-ci garde sa résistance.

Le refroidissement avec du liquide est plus efficace mais une installation de refroidissement de ce genre dans l'aviation est très complexe. Cependant le refroidissement par air est très souvent utilisé car il permet une efficacité appréciable.

L'air venant du compresseur est introduit dans les aubes de turbine par leurs racines. En entrant dans l'aube l'air refroidit aussi le bord du disque de la turbine, la grille d'entrée et l'enveloppe de la turbine sont aussi refroidies.

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 de transfert.

### **I.2.2 / Progrès de matériaux et protection thermique :**

Nous ne pouvons traiter du refroidissement des aubes de turboréacteurs sans évoquer l'évolution des matériaux qui permet notamment d'abaisser la température du Métal de l'aubage et incidemment de simplifier les systèmes de refroidissement.

Deux axes sont développés dans ce sens :

- Il s'agit de l'utilisation des céramiques, qui résistent à de plus fortes températures. Leurs caractéristiques mécaniques ne permettent pas pour l'instant une utilisation dans les parties mobiles de la turbine. Citons le développement en cours de composites à matrice céramique, plus prometteur.

- Le deuxième axe est la protection de l'alliage des aubes par un revêtement constituant une barrière thermique. Le matériau de revêtement est une céramique de zircon  $ZrO_2$ , dont la tenue mécanique est assurée jusqu'à 1350 °C. Auparavant existante pour d'autres parties du moteur, l'utilisation de ces protections a débuté au milieu des années 80 pour les turbines.

Cette technique permet soit d'augmenter la durée de vie des éléments pour une température de fonctionnement donnée, soit, pour une durée de vie similaire, d'augmenter la température des gaz supportable par les aubes et donc de simplifier le système de refroidissement.

### I.2.3/Refroidissement par liquide :

Cette méthode de refroidissement est actuellement abandonnée, elle présente l'inconvénient de nécessiter des aubes creuses et de plus le liquide de refroidissement qui est l'eau (l'eau possède une forte chaleur latente d'évaporation) doit être avionnée ce qui diminue la charge marchande. Dans ce cas il est impossible d'éliminer la corrosion et la formation de dépôts et il est très difficile d'avoir une surface d'échange adéquate.

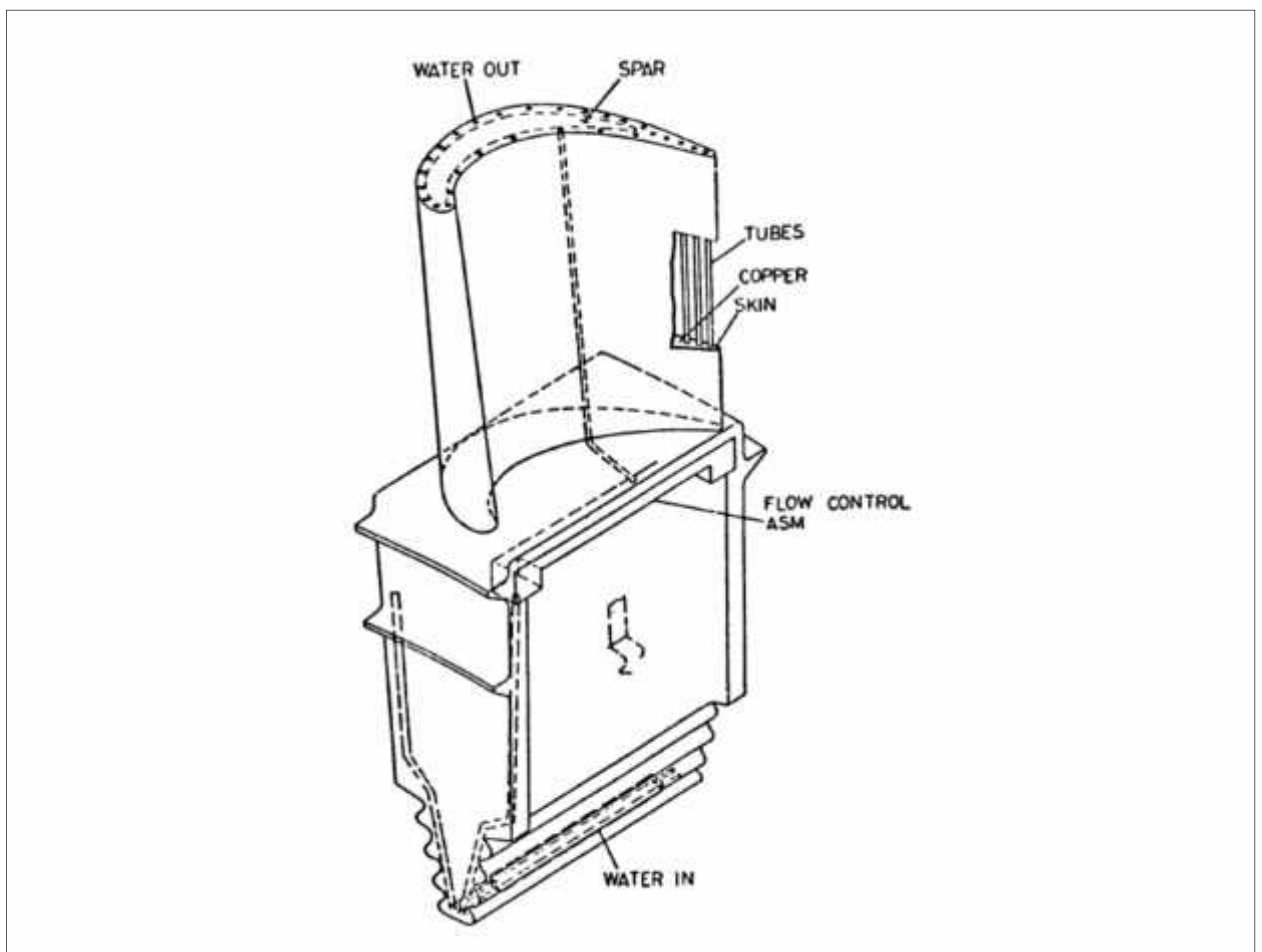


Fig. .9 : Aube refroidie par l'eau.

**A-** Le mode de refroidissement interne par un réfrigérant liquide peut-être divisé en deux phases :

- Convection forcée.
- Convection libre.

**B-** En deuxième lieu on trouve que les parois soient refroidies par transpiration d'un liquide, pour ce mode on utilise des parois poreuses.

### **1.2.3.1 Configuration géométrique des fentes de refroidissement**

Suivant la réalisation du conduit interne permettant la circulation d'air frais on distingue trois systèmes :

- Le chemisage.
- Les cavités.
- Les canaux.

#### **➤ Le chemisage :**

Une chemise en tôle est insérée à l'intérieur de la section de l'ailette. Cette tôle est percée de petits trous (circulaire, carré, elliptique, triangulaire et rectangulaire) permettant à l'air provenant de l'intérieur de la chemise de passer entre celle-ci et la paroi de l'aubage, cet air est ensuite éjecté par effet de trompe sur le bord de fuite de l'ailette.

Lorsqu'une partie de l'air de refroidissement est dirigée vers les bords d'attaque de l'ailette cette convection est dite forcée. Ce type de refroidissement est surtout employé sur le distributeur des turbines, les ailettes de la roue se prêtent mal au chemisage car leur dimension est plus réduite, on utilise alors les cavités ou les canaux.

➤ **Les cavités:**

Ces conduits sont brutes de fonderie et obtenus par moulage et leur fabrication est coûteuse.

Ce type de refroidissement permet un meilleur échange est donc plus efficace.

➤ **Les canaux :**

Les canaux sont généralement obtenus par fonderie de précision. Ils sont en fait de petites cavités cylindriques implantées sur toute la hauteur de l'aubage, l'air arrivant par la fixation est éjecté à la périphérie de l'aubage.

#### **I.2.4/ Refroidissement par gaz:**

Le refroidissement à gaz est exclusivement réalisé par air prélevé du cycle moteur au niveau du compresseur.

De l'air frais est prélevé d'un ou plusieurs étages de la compresseur haute pression et cheminé jusqu'aux aubes stator et rotor de la turbine. On distingue quatre grands procédés :

- |                                       |   |         |
|---------------------------------------|---|---------|
| 1- Refroidissement par convection.    | } | Interne |
| 2- Refroidissement par impact de jet. |   |         |
| 3- Refroidissement par film           | } | Externe |
| 4- Refroidissement par transpiration  |   |         |

### I. 3 / LES TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENTS INTERNES

#### I. 3.1/ Prélèvement de l'air de refroidissement :

L'air est extrait soit en fond de chambre de combustion (juste avant le mélange avec le combustible), d'où il est emmené par une canalisation puis éjecté dans les parties à refroidir, soit directement dans un étage du compresseur depuis lequel une veine externe le conduit à destination.

Pour des raisons géométriques, une question de rendement (moins de conduite équivaut à moins de pertes de charge) et pour diminuer la masse du moteur (moins de conduite implique un gain de masse), le premier type de prélèvement sert à refroidir les premiers étages (Haute Pression).

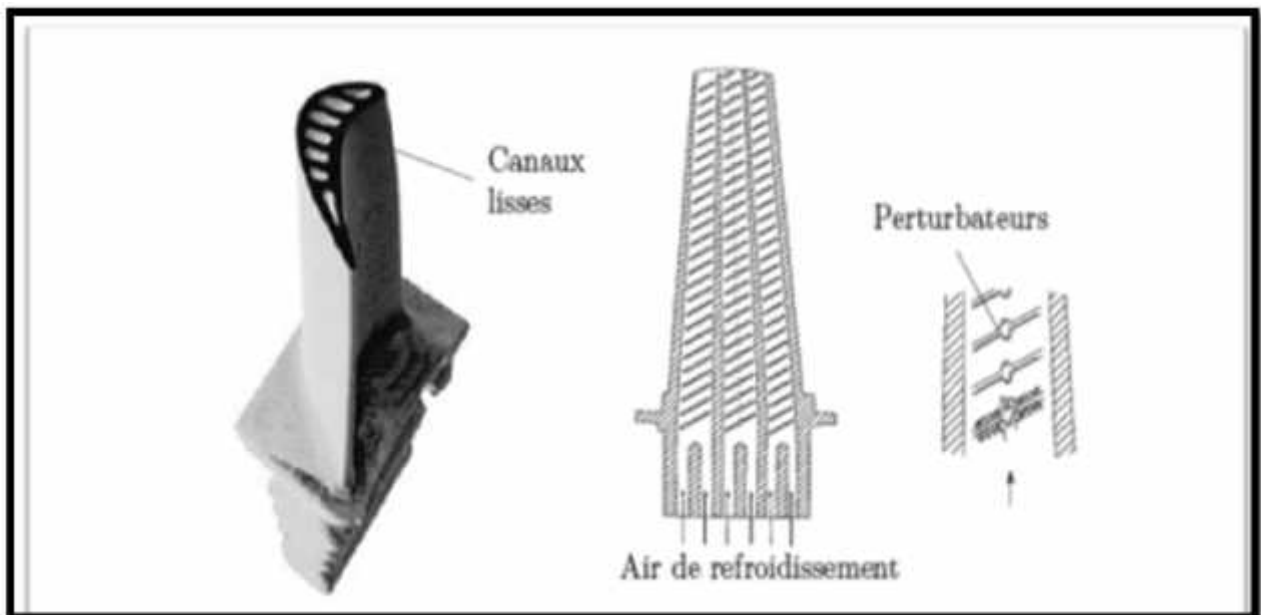
Le prélèvement direct dans le compresseur est utilisé pour refroidir les étages suivants ; il permet de réguler le débit du fluide de refroidissement.

Parmi les différents modes de refroidissement, on distingue deux modes de refroidissement:

#### I .3.2/ Refroidissement interne pour aubages des turbines

##### I .3.2.1/ 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 I.12**).



**Figure 1.10.** Refroidissement par convection forcée interne



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.

Dans les systèmes de refroidissement par convection interne, la quantité de chaleur extraite par unité de temps peut être calculée de la manière suivante :

$$Q = A h (T_g - T_s) \quad (\text{I.1})$$

Avec :

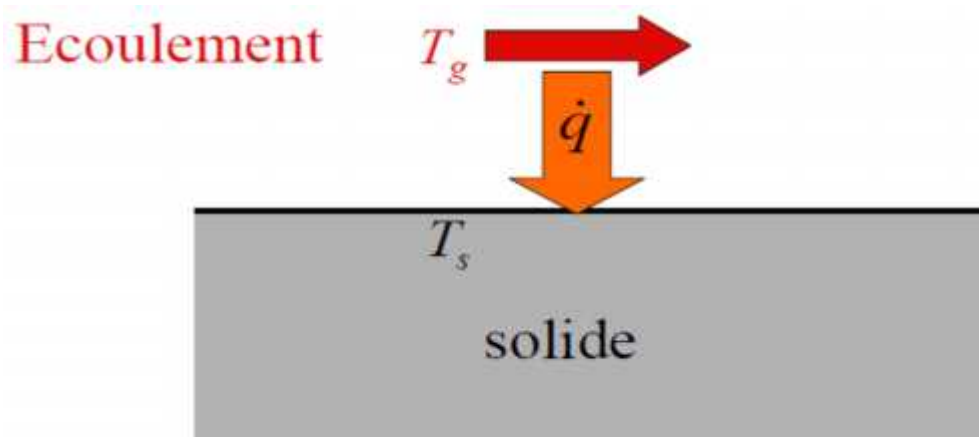
**Q**: puissance thermique en (watt).

**h** : coefficient d'échange thermique convectif en ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ).

**A** : surface d'échange thermique en ( $\text{m}^2$ )

**T<sub>g</sub>**: Température de gaz réfrigérant en ( $\text{K}^\circ$ )

**T<sub>s</sub>** : Température de la paroi ou du solide en ( $\text{K}^\circ$ )



**Figure I.11** : Transfère de chaleur par convection.

$$\dot{q} = Q/A \quad (\text{I.2})$$

**Avec**

$\dot{q}$  : Puissance thermique par unité de surface.

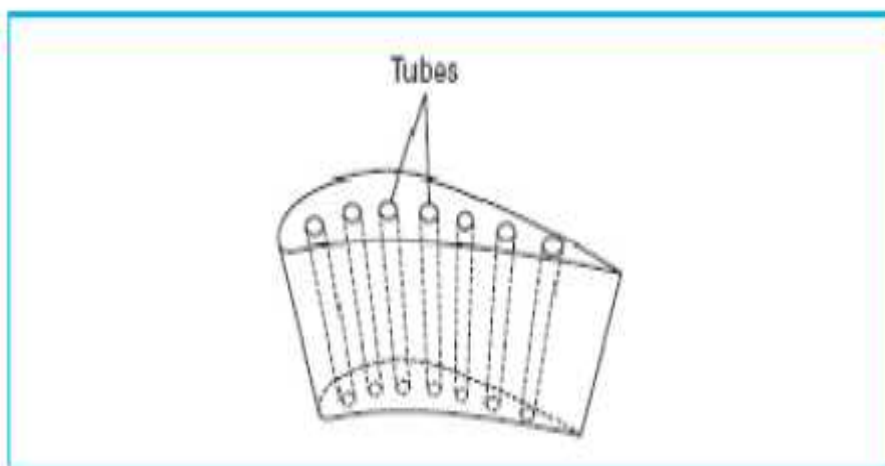
**A) Refroidissement par tubes :**

Les tubes sont le système de refroidissement le plus simple et le plus économique, du point de vue de l'étude, comme de la réalisation. Ils peuvent être disposés selon une direction radiale (par rapport à l'axe de rotation de la Machine) ou selon une direction axiale (sens de l'écoulement).

Dans le premier cas, le réfrigérant est évacué en tête de l'aubage (**figure I.12**) tandis que pour le second l'évacuation se fait par le bord de fuite, habituellement sur l'intrados du profil.

La chaleur qui peut être extraite par les tubes n'est pas importante à cause de la faible valeur des coefficients d'échange thermique, même avec des débits d'air considérables.

La faible efficacité de refroidissement de cette solution n'en permet l'emploi que dans les étages d'entrée des corps basse pression où les températures sont réduites.



**Figure I.12.** Exemple de profil d'aubage refroidi avec des tubes [1]

**B) Conduites avec promoteurs de turbulence :**

Le refroidissement d'aubages et de tuyères de turbine avec conduites munies d'inserts promoteurs de turbulence (ou tabulateurs ou « **ribs** » en anglais) représente une évolution dans le domaine du refroidissement par tubes lisses.

L'introduction d'inserts génère une augmentation considérable du niveau de turbulence, ce qui augmente les pertes de charge, mais permet d'augmenter considérablement le coefficient d'échange thermique.

Ainsi, avec des débits de fluide de refroidissement relativement faibles, on améliore l'efficacité du refroidissement par rapport à la conduite lisse.

Il convient cependant de noter que la réalisation de conduites avec inserts est technologiquement plus complexe et donc plus coûteuse.

En général, les inserts sont employés dans le refroidissement des aubages utilisant les systèmes multi passes (**figure I.13**).

L'échangeur forme un serpentin constitué à partir d'une série de conduites à axe radial munies d'inserts, traversées par l'air de refroidissement alternativement dans le sens centrifuge, puis dans le sens centripète et connectées par des coudes, en général lisses.

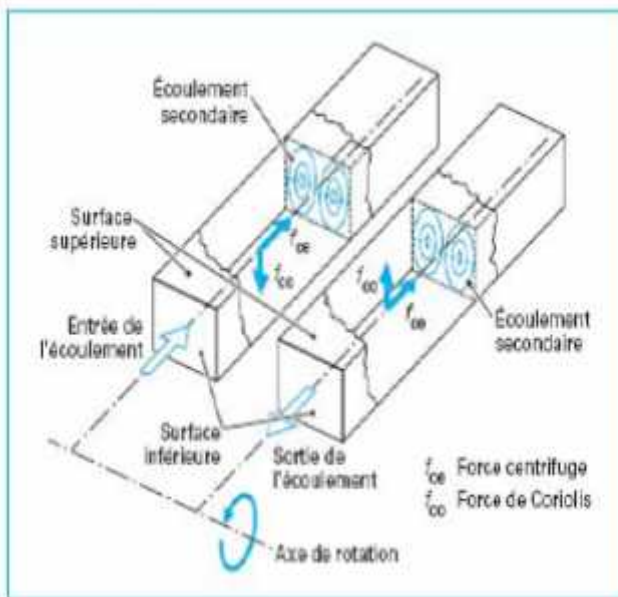
Les serpentins sont habituellement situés dans la partie centrale de l'aubage où les limitations.

Sur l'épaisseur du profil ne sont pas restrictives et les sollicitations thermiques sont moins importantes que sur le bord d'attaque.

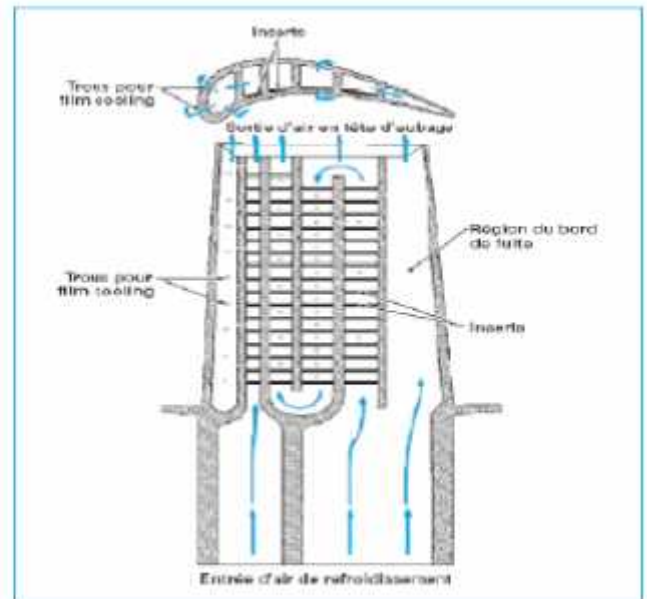
Les effets dus à la rotation influencent les mécanismes d'échange thermique dans le cas des serpentins multi passes.

En particulier, la présence simultanée de conduites centrifuges et centripètes fait en sorte que la force de Coriolis augmente alternativement l'échange thermique sur la paroi de la conduite tournée vers le haut (sens de l'écoulement ou leading surface) et sur celle qui est tournée vers le bas (trailing surface) (**figure I.14**) tandis que la force de flottement peut avoir soit le même effet (écoulement centrifuge), soit un effet contraire (écoulement centripète).

Dans les conduites à section du type rectangulaire des serpentins multi passes, les inserts sont en général disposés sur les deux surfaces opposées. Les systèmes multi passes sont caractérisés par une grande efficacité de refroidissement alors ils soumis à une forte augmentation de température.



**Figure I.13.** Exemple d'aube refroidie par Conduites avec inserts



**Figure I.14.** Flux secondaire dus aux effets de la rotation

### C) Pin fin (aiguilles) :

Dans les turbines à gaz modernes, avec aubes très chargés, les pertes aérodynamiques des profils dépendent surtout de l'épaisseur du bord de fuite de l'aube qui doit être la plus faible possible.

Pour cette raison, dans la zone du bord de fuite on n'emploie pas le système multi passe pour éviter l'épaississement du profil.

En général, le bord de fuite est refroidi grâce à l'introduction de petits cylindres (ou aiguilles, ou pins fins en anglais) dans un étroit canal qui pénètre dans le pied de l'aube (**figure I.15**).

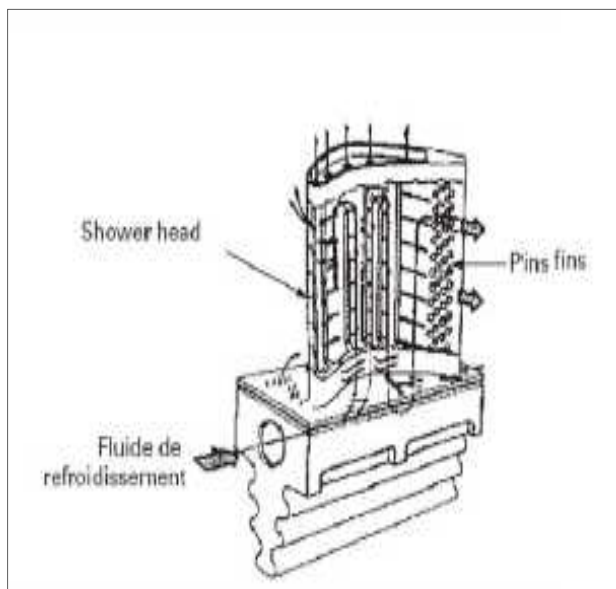
Les aiguilles sont disposées orthogonalement à l'écoulement de telle sorte que la turbulence de l'écoulement augmente considérablement, ce qui augmente le coefficient d'échange thermique.

Dans le refroidissement des aubes et des tuyères de turbines à gaz, on n'utilise pas une seule file d'aiguilles, mais une série de petits cylindres en ligne ou décalés, disposés en

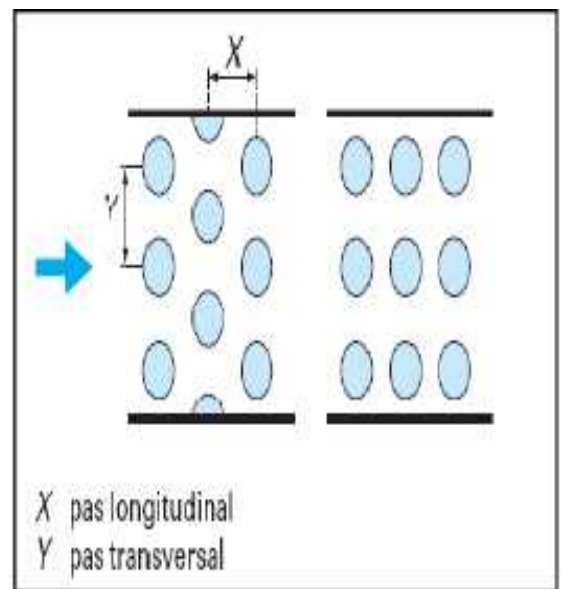
général aux sommets d'un triangle équilatéral de manière à augmenter beaucoup le niveau de turbulence.

De l'écoulement et donc le coefficient d'échange thermique (**figure I.16**).

On passe d'un coefficient d'échange thermique relativement faible pour le premier étage à un coefficient en augmentation progressive dans les couches successives à cause des sillages et de la turbulence générée par les aiguilles situées en amont à partir des quatrième ou cinquième couches, le phénomène a tendance à se stabiliser.



**Figure I.15.** Exemple d'emploi d'aiguilles (Pin fin) dans un aube



**Figure I.16.** Exemple de « pin fin » décalées en ligne

### I.3.2.2/ Refroidissement par impact de jet :

La technique de l'impact de jet consiste à chemiser l'aube et à percer plusieurs orifices dans cette chemise.

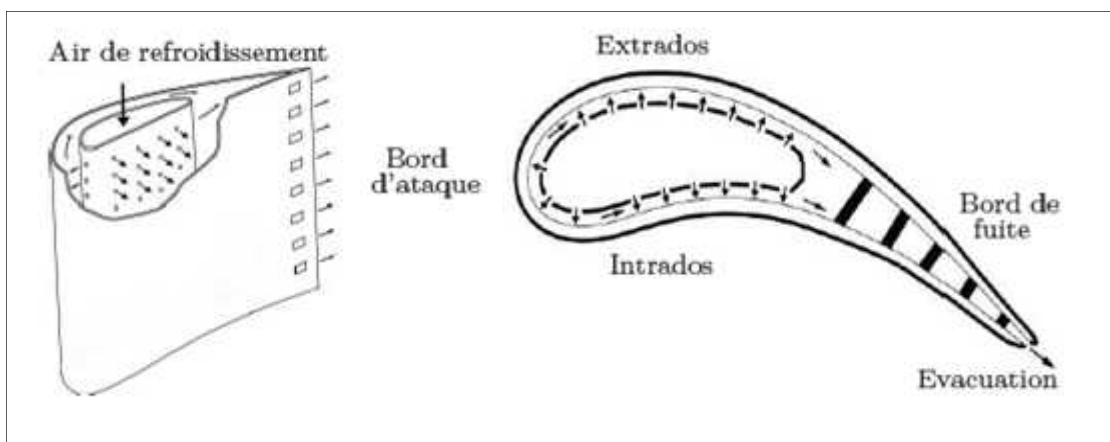
La chemise est alimentée en air frais et des jets d'air se forment ainsi à la sortie des orifices et viennent refroidir la paroi interne des aubes de turbine.

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 **concentrer**, car cette partie est particulièrement exposée au flux de chaleur extérieur.

Un impact réparti (matrice de jets) est souvent introduit également sur la partie amont de l'intrados et de l'extrados de l'aube.

L'objet du travail présenté dans ce mémoire porte sur cette technique de refroidissement particulière. Voir plus de détails dans le chapitre suivant (Chapitre II).



**Figure I.17.** Refroidissement par impact de jet

Dans le refroidissement par impact de jets, un ou plusieurs jets d'air à grande vitesse rencontrent la paroi à refroidir (**figure I.18**).

Cette solution est sans aucun doute la plus efficace et permet d'atteindre localement les coefficients d'échange thermique les plus élevés.

La réalisation est simple et demande seulement un plénum qui alimente une série de trous ou tuyères, dessinés et distribués de manière optimale, qui est séparé de la surface qui doit être refroidie par un espace.

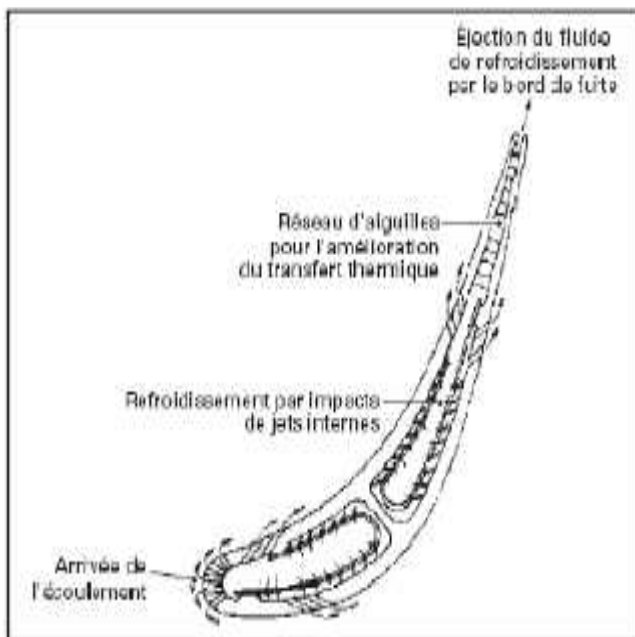
L'application des jets impactant comporte inévitablement un affaiblissement structural du composant. Il est donc employé surtout en présence de charges thermiques élevées.

Dans les aubages, par exemple, il trouve son application seulement au bord d'attaque où le coefficient d'échange thermique externe est très élevé et les dimensions du profil sont telles qu'elles permettent la réalisation du plénum.

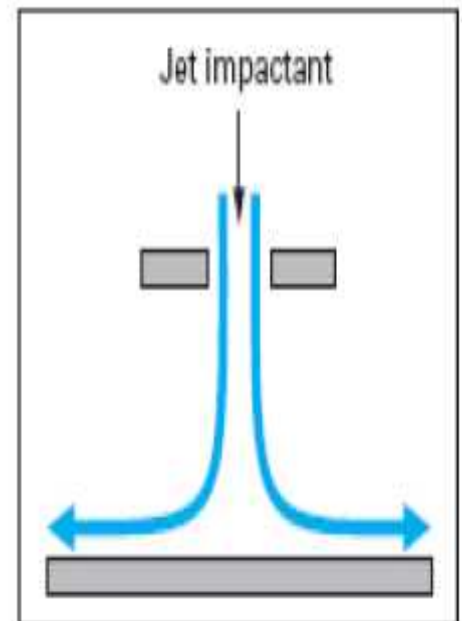
Dans ce cas, les jets sont alimentés par un canal radial situé en arrière du bord d'attaque. Cette solution est appelée **cold bridge**.

Dans les tuyères, au contraire, en l'absence de forces centrifuges et étant données les faibles sollicitations auxquelles elles sont soumises, la solution des jets impactant est employée même pour refroidir la partie centrale du profil (**figure I.19**).

Notons enfin que cette solution est aussi utilisée dans le refroidissement de la double peau des chambres de combustion.



**Figure I.19.** Exemple d'une tuyère refroidie par jet d'impact



**Figure I.18.** Impact de jet

## I.4/ TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT EXTERNES :

### I.4.1. Refroidissement par film (Film-cooling) :

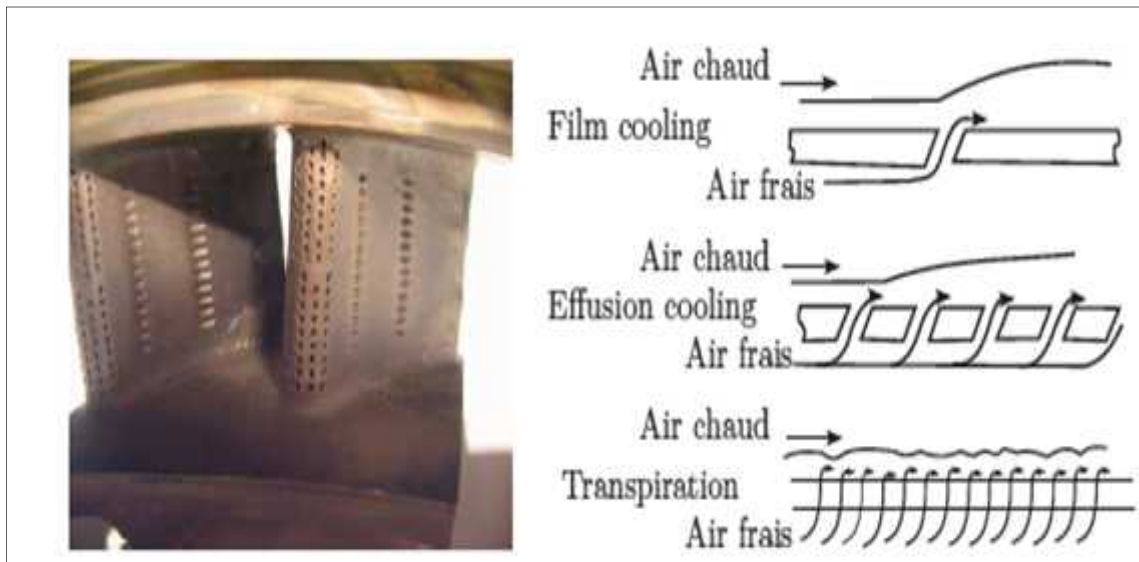
Cela consiste à créer un film d'air frais protégeant la paroi externe de l'aube.

La création de ce film est généralement réalisée par injection de l'air au travers de plusieurs Rangées d'orifices de petit diamètre et inclinés dans le sens de l'écoulement (**figure I.20**).

On rencontre aussi des films créés par transpiration à travers des matériaux poreux et par effusion à travers plusieurs couches de paroi multi perforées.

L'inconvénient majeur du film refroidisseur est qu'il est fortement dégradé par le dépôt des particules de suies et de résidus de combustion qui viennent obstruer les perforations et compromettre l'efficacité du refroidissement.

Cette technique, bien qu'offrant une bonne protection thermique, est pénalisante en terme de Rendement aérodynamique car elle vient fortement perturber l'écoulement externe autour des aubes et reste l'objet de nombreuses études.



**Figure I.20.** Refroidissement par film



Le film, par rapport aux systèmes de refroidissement par convection, protège directement la paroi externe en formant une couche limite qui réduit le flux thermique en direction de la paroi. En outre, son passage à l'intérieur du trou d'injection, extrait de la chaleur de la paroi par convection.

Le mécanisme de protection externe du profil induit une diminution de la température adiabatique de paroi par rapport au cas sans injection. Comme pour l'impact de jets, la présence d'écoulements à températures différentes conduit à introduire un paramètre d'efficacité par rapport à la température adiabatique:

$$\eta = \frac{T_c - T_a}{T_\infty - T_c} \quad (\text{I.3})$$

Avec :

$T_a$  : Température adiabatique de parois,

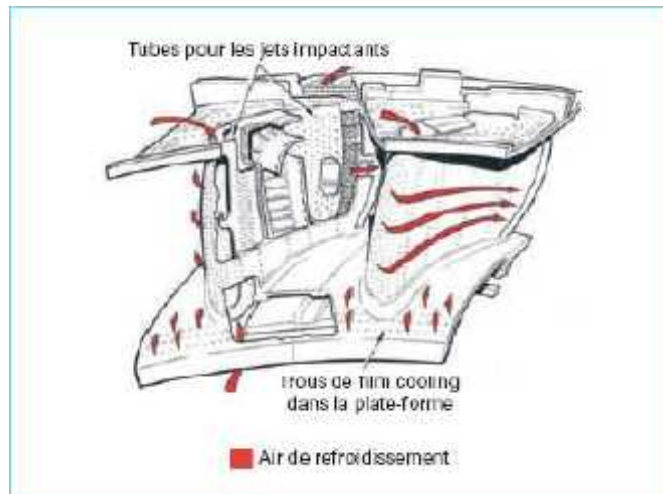
$T_c$  (K) : température du fluide de refroidissement à la sortie du trou d'injection,

$T$  (K) : température de l'écoulement principal.

La valeur du coefficient d'échange thermique peut être considérée, en première approximation, égale à celle relative au cas sans injection tandis que la température adiabatique de paroi peut considérablement varier.

Le film protecteur peut-être obtenu par trois méthodes:

- 1-Injection discrète de l'air dans divers endroits le long de la surface d'aspiration.
- 2- Injection uniforme (champ d'action total du film) sur la surface de l'aube.
- 3-Refroidissement par transpiration.



**Figure I.21.** Exemple d'une tuyère refroidie par film refroidisseur

### **A. Film refroidisseur bidimensionnel fentes sur surface plate :**

Dans les aubages de turbine à gaz, le film refroidisseur, habituellement réalisé au moyen de plusieurs étages de trous discrets pour ne pas affaiblir le composant et limiter la consommation d'air de refroidissement, a des caractéristiques vraiment tridimensionnelles. Malgré cela, il est intéressant de simplifier l'analyse du film refroidisseur en considérant un écoulement bidimensionnel produit par une fente sur une surface plane, voire sur l'extrados de l'aubage.

#### **A.1. Analyse phénoménologique du jet unique :**

Le film refroidisseur dans les aubages et tuyères de turbines à gaz est réalisé au moyen des séries de trous discrets. Cette solution produit, en aval de la zone d'injection des champs de flux massiques et thermiques complexes aux caractéristiques nettement tridimensionnelles.

Pour la compréhension de ces phénomènes, il est utile de considérer le cas de base du jet unique disposé perpendiculairement à la couche limite de la plaque plane.

L'interaction entre jet et écoulement transversal décrite ci-dessus produit une série d'écoulements secondaires nettement tridimensionnels et in stationnaires dont la compréhension est fondamentale pour une évaluation correcte des performances du

système de refroidissement par film refroidisseur. Plusieurs chercheurs ont contribué à décrire correctement la phénoménologie complexe de l'écoulement produit par le film refroidisseur.

Le but de ce document n'étant pas de permettre un développement immédiat des recherches dans ce domaine, on renvoie à la littérature scientifique pour tout approfondissement.

## A.2. Remarques sur le principe de superposition des effets :

Pour évaluer l'efficacité de plusieurs rangées de fentes, on peut utiliser le principe de superposition des effets. Dans le cas de deux fentes, il peut être exprimé de la manière suivante :

$$\eta_2 = \eta_1 + \eta_2(1 - \eta_1) \quad (\text{I.4})$$

Avec :

$\eta_1$  : Efficacité de la première fente seulement.

$\eta_2$  : Efficacité de la seconde fente seulement.

Et :

$$\eta = \frac{T_c - T_a}{T_\infty - T_c} \quad (\text{I.3})$$

Les équations (I.4) et (I.3) utilisent l'hypothèse que la température adiabatique de paroi relative à la première fente coïncide avec celle de l'écoulement transversal en correspondance avec la seconde.

La méthode de superposition des effets a tendance à prédire des efficacités trop élevées si les étages de trous sont très voisins l'un l'autre, car cette approche de calcul ne tient pas compte des dispersions des jets dues à l'interaction avec les jets voisins.

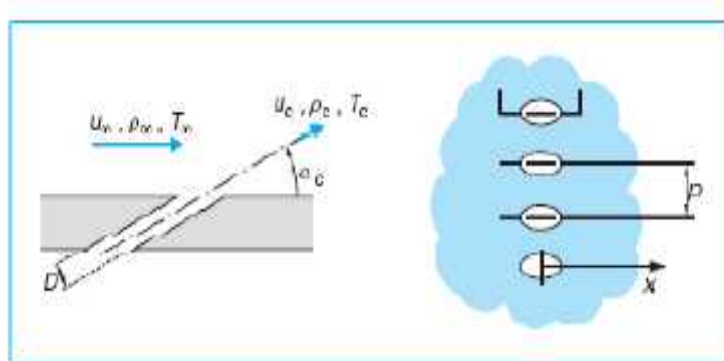
### B. Paramètres caractéristiques :

Les paramètres du film refroidisseur, auxquels on fait appel pour l'évaluation de l'efficacité, sont les suivants (c en indice se réfère au fluide de refroidissement, tandis que le symbole est relatif à l'écoulement transversal) (**figure I.22**) :

- nombre de Reynolds et de Mach du flux transversal et du jet ;
- rapport des masses volumiques :  $\rho_c / \rho$  ;
- rapport des vitesses massiques ou taux d'injection ou blowing ratio :

$$M = u_c \rho_c / u$$

- propriétés des fluides ;
- grandeurs géométriques ;
- rapport pas/diamètre des trous  $p/D$ ,
- nombre de trous,
- inclinaison des trous  $\alpha_c$ .



**Figure I.22.** Paramètres caractéristiques du film refroidisseur (cooling)

### C. Applications :

L'application du film refroidisseur aux profils réels des turbines à gaz comporte une série d'arrangements et d'applications spécifiques qui diffèrent de la configuration standard, basée sur des étages de trous cylindriques avec projection de l'axe sur le profil qui coïncide avec la direction axiale. Malheureusement, à côté de très nombreuses études et données spécifiques fournies dans la littérature, on ne dispose d'aucune approche corrélative systématique qui tienne compte des situations variées rencontrées en pratique.

#### ➤ Trous elliptiques à inclinaison latérale :

L'emploi de trous elliptiques à inclinaisons latérales (Compound Angle (CA) Holes) augmente considérablement l'efficacité du film refroidisseur avec des taux d'injection  $M$  élevés. L'inclinaison latérale génère une grande interaction entre jet et écoulement transversal ce qui permet de conserver une certaine adhérence du fluide de refroidissement sur la paroi. Cette interaction est aussi responsable d'une augmentation du coefficient d'échange thermique local par rapport au cas du trou circulaire.

#### ➤ Trous évasés :

Les trous évasés (Shaped Holes) permettent d'obtenir une distribution du fluide de refroidissement modifiée par rapport aux trous circulaires traditionnels. En effet, la diffusion latérale du fluide injecté augmente l'efficacité du film refroidisseur et homogénéise la distribution du coefficient d'échange thermique local, particulièrement sur l'extrados de l'aube. La diffusion dans la direction axiale réduit l'influence de  $M$  et uniformise d'avantage la distribution du fluide de refroidissement.

Enfin, l'évasement du trou peut être combiné avec l'inclinaison latérale du trou. Avec cette dernière configuration, le pic d'efficacité est réduit et à une évolution plus uniforme. Corrélativement, on note souvent une diminution du nombre de rangées.

➤ **Influence de la turbulence sur l'efficacité du film refroidisseur :**

Une forte turbulence de l'écoulement externe produit une plus grande homogénéisation du film, donc de la protection. On note une augmentation de l'efficacité dans la zone comprise entre les trous qui peut aller jusqu'à 50 à 100 % et corrélativement une réduction jusqu'à 70 % sur la ligne médiane, juste en aval du trou.

Cela est dû au détachement du jet de la surface et à sa plus grande dispersion. Ces effets sont en partie corrigés par une rugosité superficielle élevée.

➤ **Influence du gradient de pression sur le film refroidisseur :**

Un gradient de pression direct, par exemple sur l'extrados de l'aubage, implique les effets suivants:

- réduction du pic d'efficacité ;
- augmentation de la diffusion du jet à l'aplomb du trou ;
- évolution de la position du pic d'efficacité.

Dans tous les cas, ces effets sont plutôt limités. En général, lors d'une étude, on peut considérer que la stabilisation du film sur l'extrados est favorisée par un faible niveau de pression, notamment en présence de plusieurs étages de trous. Au contraire, sur l'intrados la stabilité est moindre car le film a tendance à s'éloigner de la paroi. Dans ce cas, on note même que le recours à la superposition de plusieurs étages de trous donne des effets inférieurs aux attentes.

➤ **Vitesse d'injection du fluide de refroidissement :**

Actuellement, on étudie le film refroidisseur à haute vitesse où le fluide de refroidissement est injecté dans l'écoulement transversal en conditions supersoniques.

Les résultats préliminaires obtenus expérimentalement avec une rangée linéaire sur des aubages cylindriques sont prometteurs pour ce qui concerne l'efficacité du film refroidisseur qui se rapproche de l'unité sur presque toute la surface de l'aubage.

Cependant, cette typologie de film refroidisseur a besoin d'études complémentaires pour sa mise au point définitive.

En effet, la forte consommation de fluide de refroidissement représente un grand obstacle à son application définitive.

➤ **Échange thermique et efficacité du film refroidisseur :**

Les études faites sur les rangées d'aubages dans une turbine confirment les résultats de la recherche de base avec des valeurs du coefficient d'échange thermique qui augmentent légèrement sur l'extrados comme sur l'intrados.

En général, l'effet de l'augmentation du coefficient d'échange thermique est limité aux zones très proches des trous, et la réduction de l'échange thermique due à l'efficacité du film est toujours plus importante.

Cependant, quelques études montrent la dépendance du coefficient d'échange thermique vis-à-vis des températures de l'écoulement externe du fluide de refroidissement.

Quelques études expérimentales peuvent être très utiles pour l'approfondissement détaillé de ce problème.

➤ **Effet de la rugosité superficielle sur le film refroidisseur :**

En général la rugosité superficielle est responsable d'une détérioration des performances globales du film refroidisseur à cause de l'augmentation du coefficient d'échange thermique par rapport à la paroi lisse.

En effet, même si elle altère le profil de l'efficacité à cause d'une plus grande diffusion latérale du fluide de refroidissement, elle ne modifie pas sa valeur moyenne par rapport à la surface lisse correspondante.

En outre, l'augmentation locale du coefficient d'échange thermique introduit par le film refroidisseur, en proportion, est la même que celle qu'on enregistre dans le cas d'une surface lisse.

➤ **Effet de l'obstruction partielle des trous :**

Un aspect fondamental pour l'emploi du film refroidisseur dans les applications sur turbine à gaz est l'évaluation de son comportement en présence d'une obstruction partielle des trous d'injection. Celle-ci est due à des phénomènes d'oxydation et de dépôt d'impuretés présentes dans l'écoulement principal ou dans le combustible.

Les impuretés, entraînées par les gaz chauds, en contact avec les parois relativement froides des aubages se déposent en se solidifiant. Ce phénomène se retrouve dans toutes les turbines à gaz, surtout au niveau du premier étage (**La figure 1.23**) montre la section longitudinale d'un trou d'injection d'un aubage de moteur réel l'accumulation de matériau sur la partie postérieure du trou, non seulement altère la géométrie de la section, mais en modifie également le niveau de rugosité.

D'autres facteurs qui peuvent altérer les trous d'injection du film refroidisseur sont la corrosion, l'érosion et plus généralement tous les dommages produits par des corpuscules entraînés par l'écoulement principal. En outre, les revêtements de protection en céramique peuvent provoquer une obstruction partielle des trous s'ils ne sont pas convenablement appliqués dans la phase de production de l'aubage comme pendant les réparations. Des études expérimentales sur la détérioration des performances du film refroidisseur à cause de l'altération des sections de sortie des trous ont été conduites par des chercheurs, dans le cas de trous circulaires, standards comme évasés. Dans le premier cas, il y a une nette réduction des performances du film refroidisseur pour  $x/D < 100$ , due à la déflexion du jet causée par l'obstruction et à l'augmentation de vitesse d'injection pour une valeur de  $M$  donnée. En revanche, les trous évasés sont moins sensibles. À proximité des trous, on a remarqué une réduction de l'efficacité de **30 %** environ tandis que, à partir de  $x/D = 40$ , ce paramètre reste sensiblement identique à celui que l'on a dans le cas du trou non obstrué.





**Figure I.23.** Exemple de trous partiellement obstrués

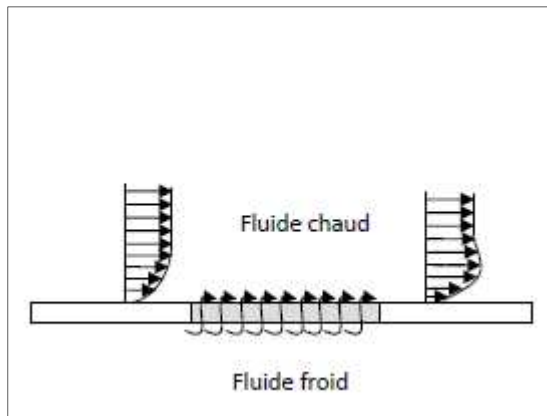
#### **I.4.2/ Refroidissement par transpiration :**

L'effusion et la transpiration (transpiration cooling ) sont des systèmes de refroidissement dans lesquels le fluide de refroidissement maintient à basse température la paroi qu'il traverse, en absorbant directement une partie de l'énergie interne et, en même temps, forme en sortie une couche de protection fluide. Il y a plusieurs solutions pour la réalisation pratique de ces systèmes (**figure I.24, 25**).

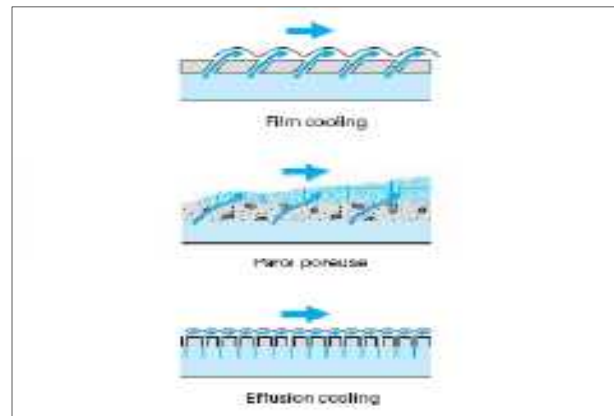
Rappelons que l'effet protecteur dominant du film refroidisseur par rangées multiples de trous réside dans la réalisation d'une couche de protection fluide plus que dans l'effet de refroidissement direct du matériau. La transpiration est une situation extrême dans laquelle les trous deviennent extrêmement nombreux puisqu'ils correspondent aux pores d'un matériau poreux. Dans ce cas, le fluide de refroidissement traverse une paroi selon un parcours de géométrie complexe. Les pores dans la paroi génèrent une multitude de petits passages avec des pertes de charge considérables et des surfaces d'échange thermique élevées. Cette configuration permet de supposer que le fluide de refroidissement est constamment en équilibre thermique avec la paroi traversée et, en particulier, que la température de sortie coïncide avec la température externe de la paroi. En outre, comme les pores sont uniformément distribués sur la surface extérieure, les jets minuscules de sortie se mélangent immédiatement et forment une couche unique continue. L'écoulement en sortie est souvent considéré laminaire.

Les corrélations d'échange thermique utilisables sont celles des transferts en milieu poreux.

L'effusion est un procédé intermédiaire entre le film refroidisseur et la transpiration. Il s'agit d'un film refroidisseur réalisé avec des canaux plus longs et minces extrêmement serrés à tel point que l'ensemble se rapproche d'un milieu poreux artificiel que quelques-uns appellent **full coverage holes film cooling**. En général, on suppose que les considérations faites pour les milieux poreux sont valables tant que la vitesse de sortie des jets reste suffisamment faible pour négliger la pénétration du jet dans l'écoulement chaud. Les aspects les plus délicats de l'effusion sont liés à la faisabilité technologique de trous aux diamètres très fins et au risque d'occlusion de ceux-ci.



**Figure I.24.** Refroidissement par transpiration  
(Ou effusion)



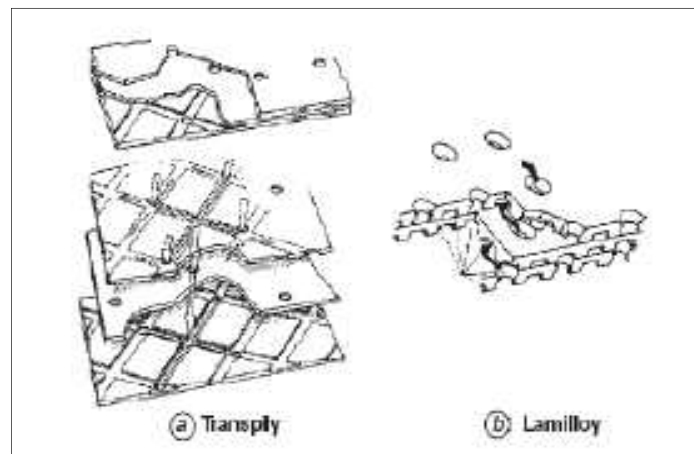
**Figure I.25.** Comparaison des procédés  
de refroidissement par film et par  
Effusion et transpiration

#### I.4.2.1. Application industrielle de l'effusion :

Les deux applications industrielles les plus connues de systèmes dits à semi transpiration remontent aux années 1970. Il s'agissait d'exploiter en partie les avantages de l'effusion pour le refroidissement des parois des chambres de combustion. Le système Rolls Royce est breveté sous le nom de *Transply*, tandis que le système Allison de General Motors est appelé *Lamilloy* (figure I.19). Les deux systèmes utilisant un assemblage de tôles en alliage à résistance mécanique élevée, brasées ensemble et convenablement trouées de façon à créer plusieurs passages d'interconnexion. Dans les années 1990.

L'effusion apparaît aujourd'hui comme étant la technique la plus appropriée pour améliorer les possibilités offertes par le film refroidisseur, grâce aux progrès de la technologie mécanique qui permet de construire des parois avec des trous de diamètre allant jusqu'à **[0,05 – 0,01] mm**. Les nombres de Reynolds réduits à l'intérieur des canaux conduisent à des valeurs élevées pour le nombre de Stanton (soit pour le coefficient d'échange thermique), ce qui justifie une étude soignée de la convection.

Les performances de l'effusion peuvent être comparées à celles d'autres systèmes de refroidissement quant au débit de fluide de refroidissement et à l'efficacité de refroidissement .



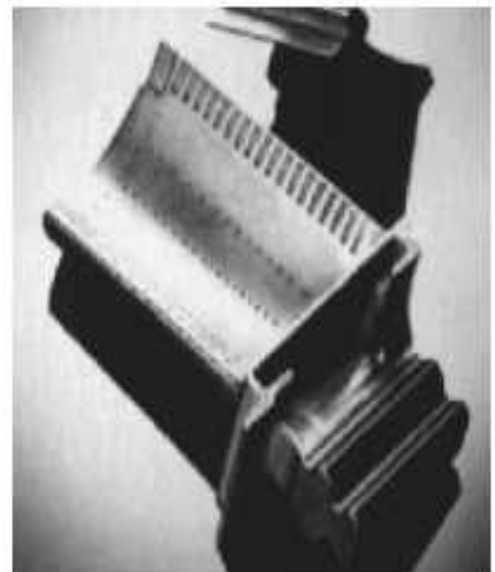
**Figure I.26.** Exemple de réalisation de refroidissement par effusion

Souvent ces méthodes sont couplées pour optimiser le refroidissement des aubes de turbines. Cela rend complexe la conception de ces éléments et de nombreux paramètres géométriques et aérodynamiques entrent alors en ligne de compte. Les ingénieurs chargés de la conception de ces éléments doivent donc trouver le meilleur compromis entre coût de fabrication, protection thermique, rendement aérodynamique, Résistance mécanique et durée de vie.

## INTRODUCTION

Le refroidissement des aubes de turbines des turboréacteurs (**Figure II.1**) est un des études déjà traités. Ces études sont régulièrement réalisées en collaboration entre le **Laboratoire d'Etudes Aérodynamiques** et le **Laboratoire d'Etudes Thermiques** permettant de coupler les mesures aérodynamiques et thermiques dans le but de mieux comprendre les mécanismes de transfert de chaleur afin d'améliorer le refroidissement des aubes.

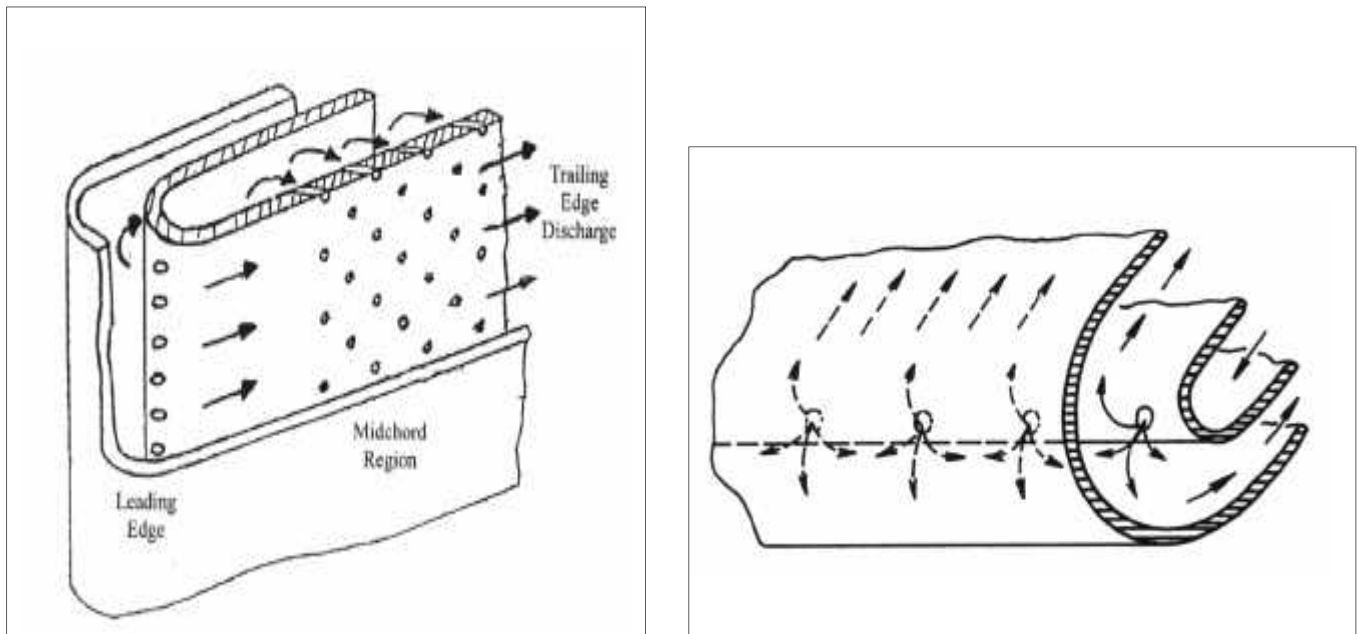
En effet, l'efficacité des turbines dépend fortement de la température des gaz à la sortie de la chambre de combustion. Cependant des températures de gaz trop importantes peuvent endommager les parties sensibles de la turbine comme les aubages. Un refroidissement efficace des aubages est alors devenu indispensable afin de permettre l'augmentation des performances des turbines. Le refroidissement des aubes est généralement effectué par la technique du "film de refroidissement".



**Figure II.1.** Aube de turbines

Cette technique consiste à faire circuler un film d'air frais entre la surface extérieure de l'aube et les gaz surchauffés de la turbine. Ce film protecteur est réalisé en injectant de l'air frais à l'intérieur de l'aube qui traverse ensuite la paroi à l'aide d'une multitude de perforations. Mais cette méthode est limitée car elle oblige à faire un compromis entre un refroidissement efficace des aubages et les performances de la turbine.

Une autre méthode de refroidissement consiste à refroidir l'intérieur de l'aube grâce à un ensemble de jets frappant la paroi interne et permettant ainsi d'éviter ce compromis. L'optimisation de cette technique nécessite alors une bonne connaissance du champ aérothermique d'une telle configuration.



a) Système de refroidissement par impact de jets des aubes de turbines

b) Bord d'attaque d'une aube de turbine

**Figure II.2:** Système de refroidissement d'une aube de turbine

Les études d'impact de jets étaient essentiellement réalisées sur des parois planes. Ainsi pour le refroidissement de la surface interne d'une aube de turbine (Figure II.2), la courbure dans la région à mi-corde est si faible que l'on peut, en première approximation, considérer que les jets frappent une paroi plane. Cette hypothèse n'est plus vraie au bord d'attaque où les jets viennent frapper une plaque courbe concave.

Nous avons donc étudié en premier lieu le jet plan en impact sur une paroi plane tant d'un point de vue aérodynamique que d'un point de vue thermique. L'objectif de ce travail est de décrire la structure, les caractéristiques de l'écoulement et les transferts de chaleur le long de la paroi d'impact de cette configuration et d'étudier les influences des différents paramètres rencontrés.

## II.1/ JET UNIQUE EN IMPACT

Pour comprendre les structures propres au jet en impact, il convient d'abord de s'intéresser au cas du jet libre.

### II.1.1/ Structure du jet libre :

Une décomposition classique proposée pour le jet libre est de distinguer trois zones:

(Figure II.3) :

#### ➤ La zone de corps potentiel:

Elle se caractérise par une vitesse en sortie de buse conservée sur l'axe central du jet à l'intérieur de ce qui s'appelle alors le corps potentiel.

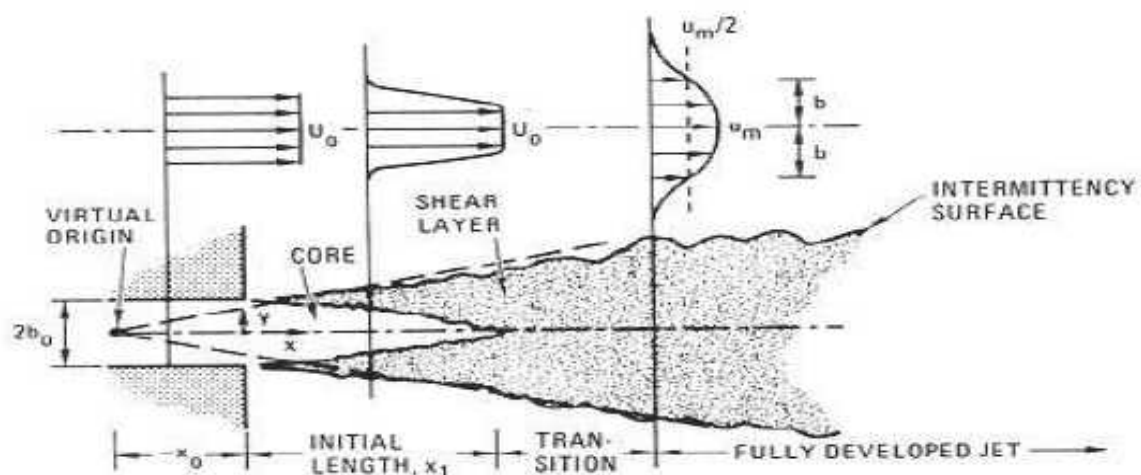


Figure II.3. Structure générale du jet libre [7]

L'air environnant est entraîné par le jet et réduit ainsi progressivement la vitesse dans le jet jusqu'à atteindre la ligne centrale. L'entraînement de l'air environnant crée une région de mélange et de fort cisaillement. La longueur du corps potentiel est généralement évaluée entre 4 et 7 fois le diamètre hydraulique de l'injecteur, mais ce résultat dépend fortement des profils de vitesse et des taux de turbulence en sortie d'injecteur.

La géométrie de l'injecteur influence nécessairement ces deux paramètres. Par exemple, pour un jet issu d'un tube long circulaire, la longueur du corps potentiel est de l'ordre de 4,5 à 5 fois le diamètre hydraulique

➤ **La zone de transition :**

Cette zone commence lorsque les couches de mélange se rejoignent au centre du jet. On observe alors une baisse de la vitesse axiale due aux fortes contraintes de cisaillement dans cette zone.

➤ **La zone développée :**

Les profils de vitesse sont désormais auto semblables et peuvent donc être déduits des profils amont par similitude. Différents auteurs placent le début de cette zone à partir de 8 fois jusqu'à 20 fois le diamètre hydraulique de l'injecteur.

La turbulence dans le jet a deux origines qui sont la turbulence initiale en sortie de buse, et la turbulence générée par les contraintes de cisaillement dans la couche de mélange entre l'air environnant et le jet. Ainsi Cornaro et al. [15] ainsi que Popiel et Boguslawski [58] ont observé des structures tourbillonnaires cohérentes en bordure de jet.

Ces structures n'apparaîtraient que pour une couche limite fine et laminaire à l'injection. Seules des traces de ces structures sont observées lorsque la couche limite à l'injection devient turbulente. De plus, le jet devient instable à partir d'environ 1,5 fois le diamètre hydraulique et un phénomène de battement du jet commence à apparaître.

### **II.1.2/ Structure du jet en impact :**

Une fois explicitée la structure du jet libre, il apparaît que les caractéristiques d'un jet en impact peuvent se révéler très différentes selon la distance d'impact et donc selon la zone dans laquelle se situe l'impact. Trois régions distinctes sont considérées dans la structure d'un jet en impact (**Figure II.4**).

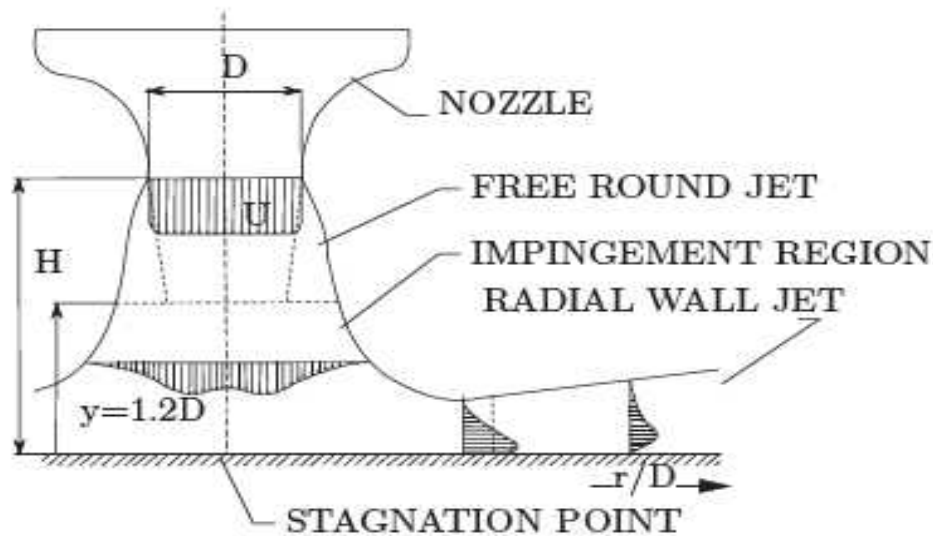


Figure II.4. Schéma de jet en impact [60]

➤ **La zone de jet libre :**

Il s'agit de la zone qui possède les caractéristiques énoncées précédemment. Cette région n'est pas affectée par la paroi d'impact et se comporte donc comme le jet libre. Cependant sa longueur va varier selon la distance d'impact.

➤ **La zone d'impact :**

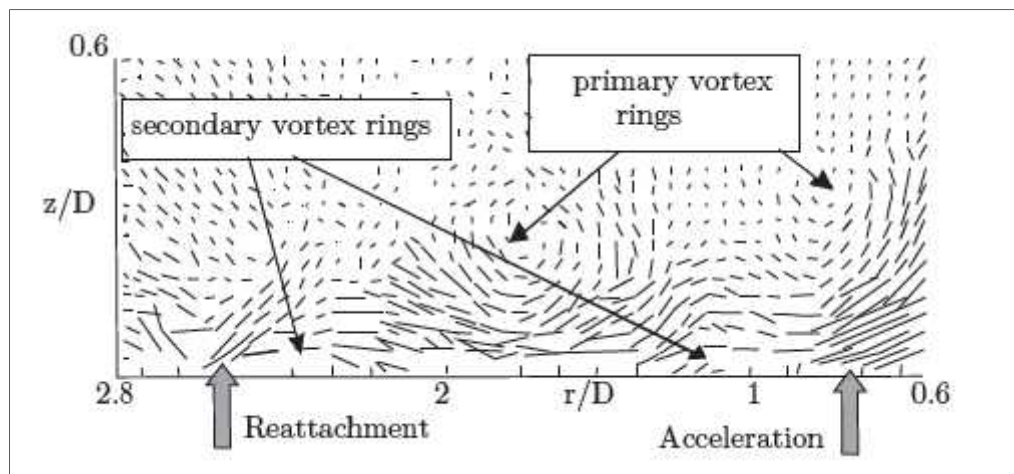
Elle se caractérise principalement par une baisse de la vitesse axiale au profit d'une augmentation de la vitesse radiale. On note également que la pression près de la paroi décroît radialement depuis le point de stagnation. L'écoulement le long de la plaque d'impact est donc accéléré depuis le point de stagnation. La fin de cette zone peut être définie comme étant l'endroit où la vitesse radiale est maximale.

Lorsque la distance d'impact est petite ( $H/D \geq 4$ ), les structures tourbillonnaires issues du jet libre s'étirent et grossissent [57] (figure II.5). Pour de plus grandes distances d'impact, Cornaro et al. [15] et Méola et al. [49] observent une oscillation dans la zone d'impact du jet qui disloque les structures tourbillonnaires issues du jet libre.



➤ **La zone de jet pariétal :**

L'écoulement possède maintenant les caractéristiques d'un jet pariétal. La couche limite se développe le long de la surface d'impact et la vitesse radiale diminue. Les structures tourbillonnaires observées pour de petites distances d'impact se disloquent dans la zone de jet pariétal [49].



**Figure II.5.** Structures tourbillonnaires primaires et secondaires observées par PIV [11]

Ces zones sont sujettes à l'influence de plusieurs paramètres comme les conditions de vitesse en sortie d'injecteur, la distance d'impact et la géométrie globale du système. Il convient donc d'étudier les effets de ces paramètres sur les échanges de chaleur.

### II.1.3/ Transferts de chaleur :

Beaucoup de paramètres peuvent influencer sur les transferts de chaleur liés à l'impact d'un jet. Il est donc logique de rencontrer beaucoup d'études différentes sur le sujet selon l'application visée. Les principaux effets sont exposés ci-après. Avant cela, il convient de donner quelques définitions essentielles. Le coefficient de transfert convectif local  $h$  est défini par la loi de Newton de la manière suivante :

$$h = \frac{\dot{q}}{T_p - T_r} \quad (\text{II.1})$$

Avec

$\dot{q}$  La densité de flux de chaleur en ( $W/m^2$ ),  $T_p$  est la température de paroi et  $T_r$  la température de référence.

Le choix de cette température de référence et sa définition est une question encore discutée et nous exposerons la définition adoptée pour cette étude lors de la présentation de nos méthodes de mesure. On exprimera par la suite le coefficient  $h$  sous sa forme adimensionnée par l'intermédiaire du nombre de Nusselt  $Nu$ .

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (\text{II.2})$$

Où  $D$  est la dimension caractéristique de l'injecteur et  $\lambda$  la conductivité thermique du fluide ( $W/m K$ ).

#### II.1.4/ Jet impactant dans un écoulement transversal :

Quand la solution des jets impactant est réalisée au moyen de batteries de trous, comme dans les tuyères, les performances de chaque jet diminuent par rapport au jet isolé à cause de la présence de l'écoulement transversal, généré par les jets situés en amont. L'espace entre le plénum d'injection et la paroi induit un écoulement orthogonal aux jets. Cet écoulement dévie chaque jet et déplace vers l'aval leur zone de rencontre avec la paroi à refroidir. Cette situation entraîne une réduction du coefficient d'échange thermique et une altération considérable du développement Fluidodynamique (**figure II.6**).

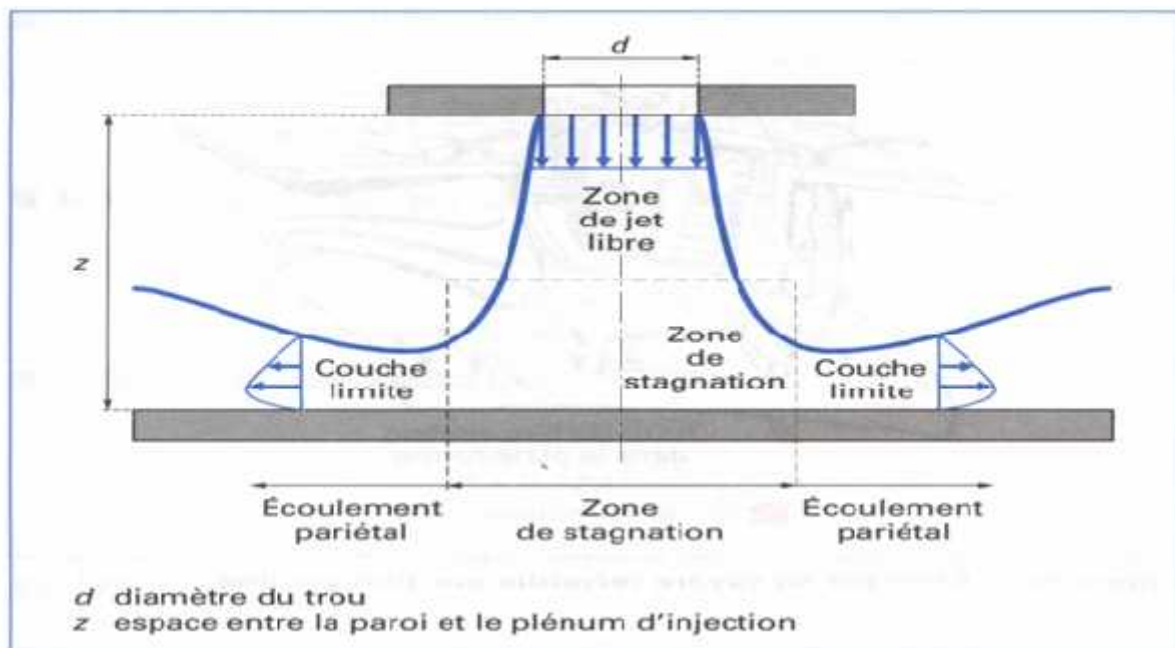


Figure II.6. Jet impactant unique [18]

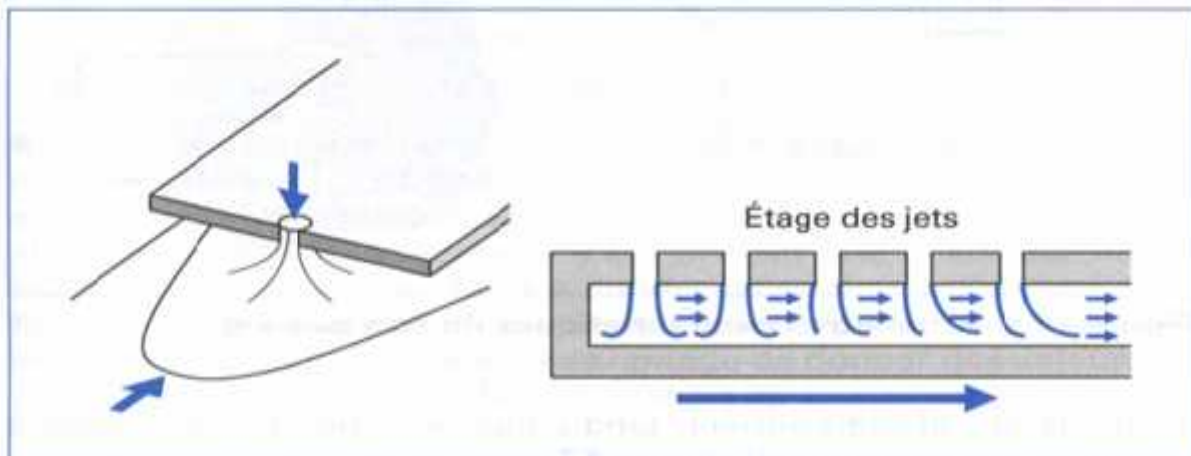


Figure II.7. Effet de l'écoulement [18]

### II.1.5/ Définition de l'efficacité du refroidissement par jets impactant :

Le calcul de la chaleur échangée entre la paroi et une série de jets impactant peut être réalisé. Cette température est définie au moyen d'un paramètre adimensionnel  $\eta$ , dit efficacité de l'impact :

$$\eta = \frac{T_c - T_a}{T_c - T_j} \quad (\text{II. 3})$$

Avec

$T_c$  (K) : température de l'écoulement transversal,  $T_j$  (K) : température du jet.

$T_a$  (K) : Température adiabatique de référence.

L'efficacité fournit l'écart entre la température de référence pour le calcul du transfert thermique et celle de l'écoulement transversal, compte tenu de celle du jet.

Ce paramètre varie entre 0 et 1.

### II.1.6/ Corrélations :

Le coefficient d'échange thermique d'une série de jets impactant peut être calculé à partir de corrélations empiriques qui tiennent compte, outre des caractéristiques des jets, de la disposition géométrique des trous (**figure II.8**).

Une des premières corrélations développées, et toujours l'une des plus utilisées, est la suivante [1]

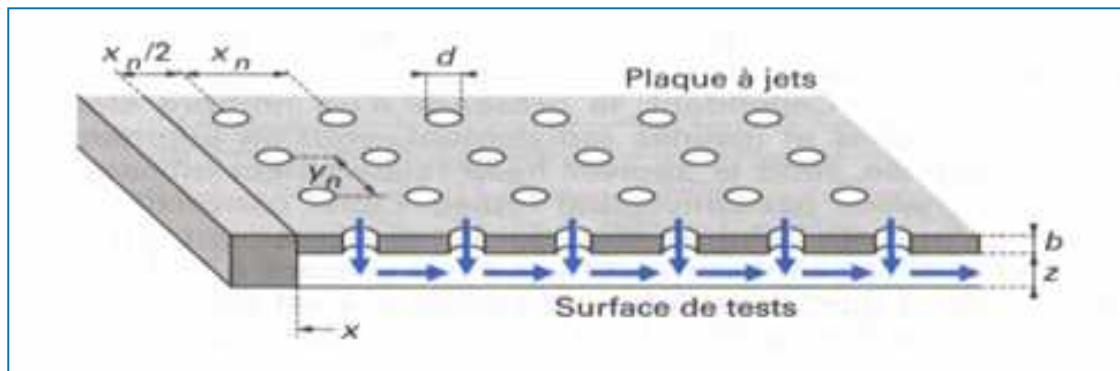


Figure II.8. Paramètres géométriques caractéristique de l'impact [1]

Tableau 1 – Constantes de la corrélation [18]								
Para- mètres	En ligne				Déalés			
	C	$n_x$	$n_y$	$n_z$	C	$n_x$	$n_y$	$n_z$
A	1,180	-0,944	-0,642	0,169	1,870	-0,771	-0,999	-0,257
m	0,612	0,059	0,032	-0,022	0,571	0,028	0,092	0,039
B	0,437	-0,095	-0,219	0,275	1,030	-0,243	-0,307	0,059
n	0,092	-0,005	0,599	1,040	0,442	0,098	-0,003	0,304

Tableau1. Constante de la corrélation

$$N_u = A R_{e_j}^m \left\{ 1 - B \left[ \left( \frac{Z}{d} \right) \left( \frac{\rho_c c_c}{\rho_j c_j} \right) \right]^n \right\} P_r^{1/3} \quad (II.4)$$

Avec :

$R_{e_j}^m$  : Nombre Reynolds du jet basé sur le diamètre du trou.

$Z(m)$  : espace entre la paroi plénum d'injection.

$d(m)$  : diamètre d'un trou.

Dans la relation (II.4), les indices  $c$  et  $j$  font référence, respectivement, à l'écoulement transversal et au jet. Les paramètres géométriques  $A, m, B, n$  sont fonction de constantes comme suit :

$$A, m, B, n = C \left( \frac{X_n}{d} \right)^{n_x} \left( \frac{Y_n}{d} \right)^{n_y} \left( \frac{Z}{d} \right)^{n_z} \quad (I.5)$$

Avec :

$X_n(m)$  : Pas en direction X,

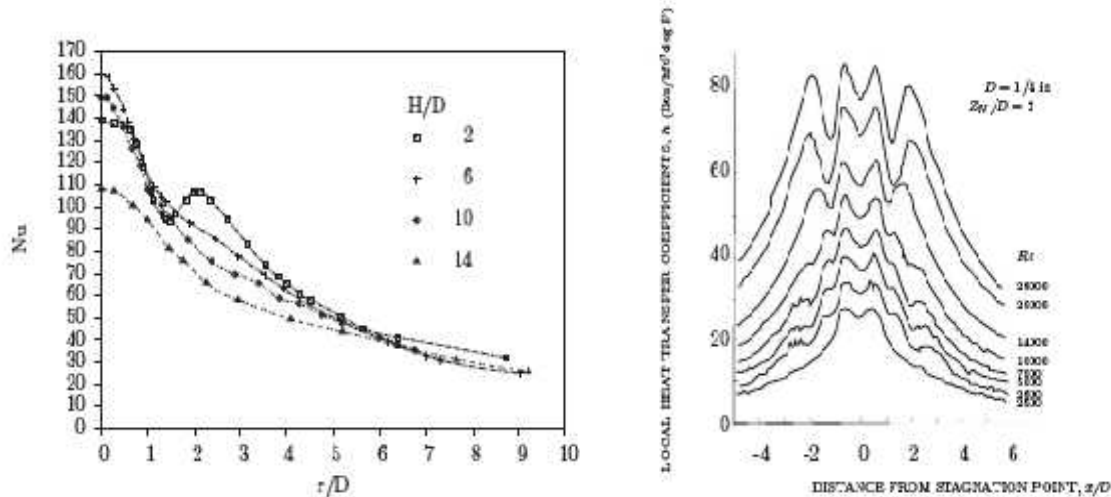
$Y_n(m)$  : Pas en direction Y.

Ces constantes dépendent de la disposition géométrique des trous, en particulier elles varient selon la disposition en ligne ou en quinconce (tableau 1).

### II.1.7/ Distance d'impact :

La distance d'impact conditionne les caractéristiques de l'écoulement entrant dans la zone d'impact. Ainsi pour des distances d'impact faibles ( $H/D = 4$ ), la zone de jet libre est limitée à la zone de corps potentiel. Les vitesses et taux de turbulence près de la paroi d'impact sont fortement pilotés par les conditions initiales en sortie d'injecteur. Les transferts de chaleur en paroi présentent une distribution radiale non monotone.

Un minimum local est observé au point d'impact et deux maxima locaux pour des positions radiales respectives de  $r/D = 0.5$  et  $r/D = 2$  (Figure II.9). Ces maxima peuvent être expliqués de différentes manières. Le premier maximum est supposé lié à l'accélération subie par l'écoulement depuis le point de stagnation [11, 45] ou il peut être aussi expliqué par une augmentation de la turbulence [36, 49]. Le deuxième maximum semble lié à la désagrégation des structures tourbillonnaires, désagrégation correspondant alors à une élévation de l'intensité turbulente [53]. D'autres auteurs attribuent ce pic à une transition de la couche limite du régime laminaire vers la turbulence. Pour de plus grandes distances d'impact, la répartition des échanges de chaleur devient monotone avec un maximum au point de stagnation (figure II.9). Lorsque l'on s'intéresse au nombre de Nusselt au point de stagnation, on constate que celui-ci atteint une valeur maximale lorsque la distance d'impact correspond approximativement à la longueur du corps potentiel du jet libre.

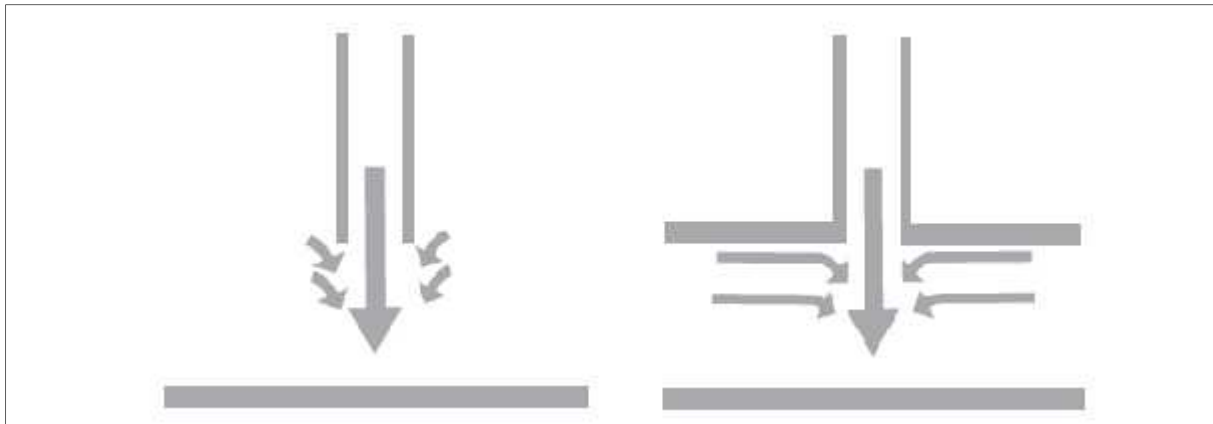


**Figure II.9.** Distribution radiale du nombre de Nusselt pour différentes distances d'impact [4,23]

### II.1.8/ Géométrie de l'ajutage et taux de turbulence en sortie de buse :

On explique la diversité des résultats des différentes études par des variations dans les conditions aux limites concernant les taux de turbulence en sortie d'injecteur et les géométries utilisées pour ces injecteurs. Les profils de vitesse en sortie de buse peuvent être affectés et donc modifier le comportement des structures tourbillonnaires et le taux de turbulence généré dans la couche de mélange. L'entraînement de l'air ambiant par le jet est également modifié. L'influence de ces conditions sur le coefficient d'échange de chaleur convectif n'est pas nulle et se fait particulièrement sentir dans la zone proche du point de stagnation et pour des distances d'impact faibles. Pour des distances d'impact supérieures à  $H/D = 6$ , cette influence est moindre puisque les taux de turbulence initiaux ont été en quelque sorte effacés par la turbulence générée dans les couches de mélange.

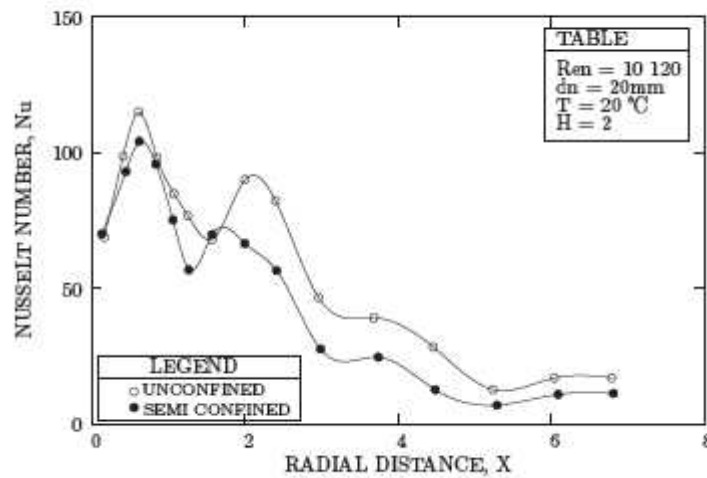
### II.1.9/ Confinement :



**Figure II.10.** Principe de confinement

Le confinement consiste à positionner une plaque en sortie d'injecteur (**figure II.10**). La géométrie de l'injection et donc le confinement joue un rôle significatif sur les vitesses et la turbulence dans la couche de mélange. Ainsi, la longueur du corps potentiel est plus grande d'environ **10%** lorsque le jet est confiné car l'entraînement massique et l'expansion du jet sont limités [1, 2]. En effet, l'air ambiant doit longer toute la paroi de confinement avant d'être mélangé au jet. En ce qui concerne la répartition locale du nombre de Nusselt, certains résultats semblent contradictoires entre les différentes études. Ainsi, Ashforthfrost et Jambunathan [1] constatent une diminution du nombre de Nusselt au point de stagnation due au confinement alors que Brevet [8] observe au contraire une augmentation des échanges de chaleur au point de stagnation, augmentation néanmoins suivie d'une diminution à partir de  $r/D = 2$ . Obot et al. [56] relèvent un déplacement vers le point de stagnation des extrema des échanges de chaleur (**Figure II.11**). Aucune influence ne semble persister à partir d'une certaine distance d'impact. Cette distance est évaluée à  $H/D = 12$  pour certains [56] et à  $H/D = 3$  pour d'autres [8]. D'une manière générale, les échanges moyens diminuent faiblement avec la présence d'une plaque de confinement.

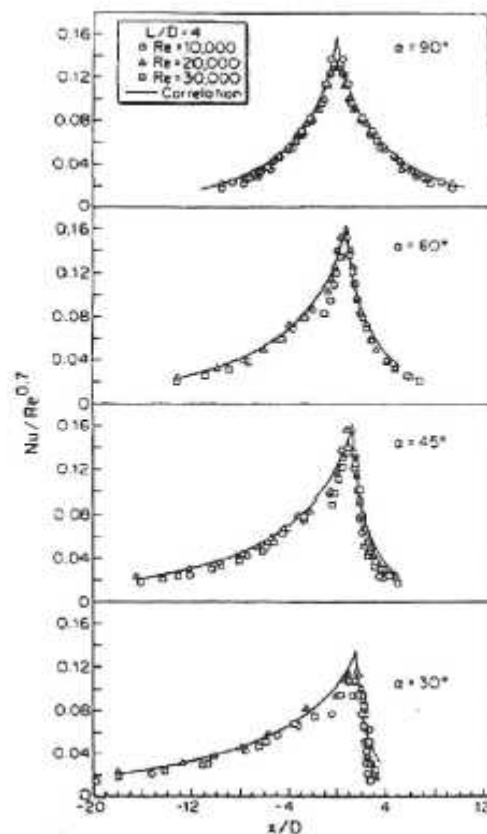




**Figure II.11.** Distribution radiale du nombre de Nusselt pour des configurations confinée et non confinée [56]

**II.1.10/ Angle d'incidence :**

Lorsque l'on s'intéresse à un jet qui n'est pas perpendiculaire à la surface d'impact, la distribution du nombre de Nusselt s'en trouve affectée. La position du point de stagnation reste inchangée ainsi que le niveau moyen des échanges de chaleur, mais une dissymétrie est observée de part et d'autre du point de stagnation (**figure II.12**).



**Figure II.12.** Distribution du nombre de Nusselt pour différentes incidences de jet [27]

### II.1.11 /Autres paramètres :

D'autres paramètres ont été étudiés dans le but de se rapprocher de la situation réelle à laquelle on veut appliquer la méthode d'impact de jet. Ainsi, l'influence de la rotation de la plaque d'impact [9, 10] et son état de surface [51, 52] ont été étudiés. Il est à noter que certains auteurs notamment au sein de l'équipe aérothermique du LET [21] se sont également penchés sur le cas de problèmes à trois températures.

Il s'agit de situations où la température du jet est différente de celle de la paroi d'impact mais également différente de l'air ambiant. L'entraînement dans les couches de mélange devient non seulement massique mais aussi thermique. La détermination d'une température de référence pour la définition du coefficient d'échange devient un peu plus problématique.

## II.2/ COURBURE DE LA PLAQUE D'IMPACT

Parmi les paramètres les plus pertinents se trouve la courbure de la plaque d'impact. En effet, visant le refroidissement d'une aube de turbine, nous nous intéressons également aux échanges de chaleur au bord d'attaque de l'aube, et donc à une situation d'impact de jet sur paroi courbe. Différentes études se sont donc attachées à comparer les transferts thermiques sur des parois concaves ou convexes en faisant varier la courbure relative, c'est-à-dire le rapport entre la dimension caractéristique de l'injecteur et le diamètre de la courbure de la paroi d'impact. Des différences commencent à apparaître entre le cas courbe et le cas plan à partir d'une courbure relative très faible environ égale à **0,022** pour une paroi concave comme pour une paroi convexe [24]. Nous allons présenter l'aérodynamique et les transferts de chaleur pour ces deux configurations.

### II.2.1. Surface d'impact convexe :

Nous allons nous intéresser dans un premier temps à l'aérodynamique et aux transferts de chaleur d'un jet en impact sur une paroi convexe.

#### II.2.1.1.Aspects aérodynamiques :

Dans la zone de jet libre, on observe le rapprochement des structures tourbillonnaires pour des nombres de Reynolds d'injection faibles [15]. Ce phénomène n'apparaît plus pour des nombres de Reynolds plus importants et on observe même une dissymétrie de ces structures dans le cas de grandes distances d'impact.

Comme dans la situation d'un jet en impact sur une paroi plane, la présence des structures tourbillonnaires développées dans la couche de mélange dans la zone de jet libre dépend de la distance d'impact.

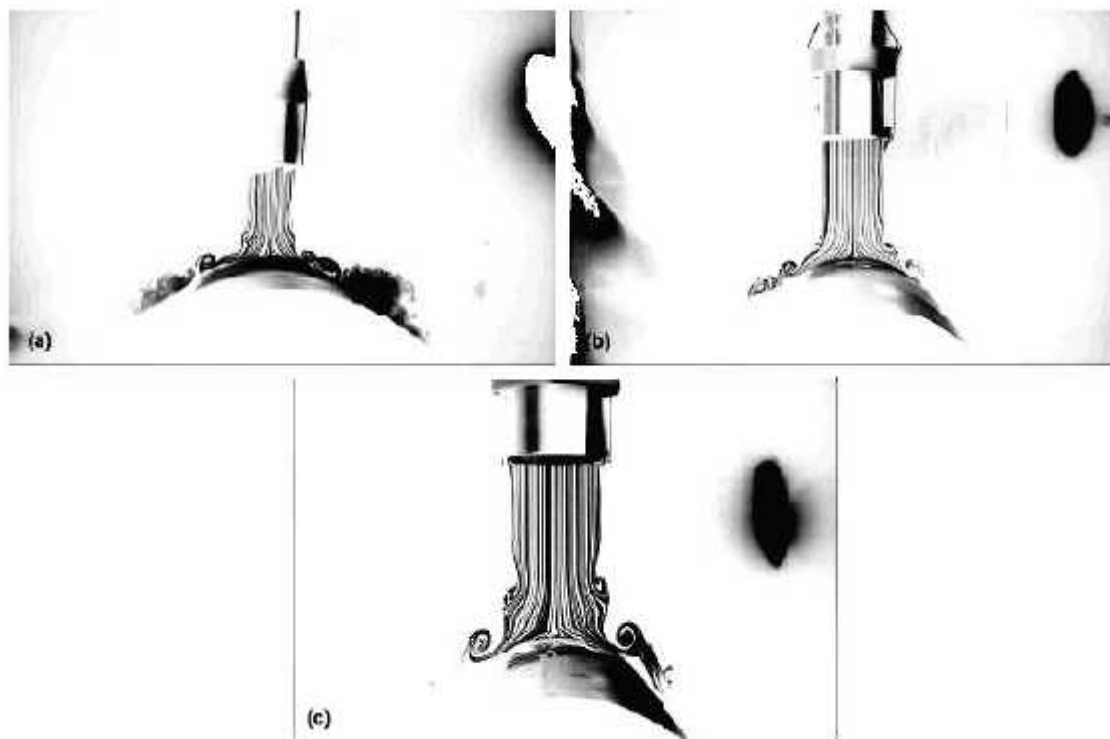
Dans la région d'impact, on observe pour des faibles distances d'impact ( $H/D \ll 4$  longueur du corps potentiel) une oscillation suivant l'axe du jet. Cette oscillation selon l'axe du jet diminue lorsque la distance d'impact augmente, au profit d'une oscillation radiale qui apparaît progressivement. Dans le cas d'une injection par une fente, Gau et Chung [24] observent des tourbillons tridimensionnels et contrarotatifs près du point de stagnation. Ces tourbillons ont une taille caractéristique qui augmente avec la courbure relative et leur présence serait due à une instabilité de l'écoulement qui se développerait dans la zone d'impact.

Pour des grandes distances d'impact ( $H/D \gg 4$ ), on note une très forte oscillation radiale dans la zone de stagnation qui a pour effet de disloquer les structures tourbillonnaires issues de la couche de mélange ainsi que les tourbillons tridimensionnels contrarotatifs.

L'écoulement dans la zone de jet pariétal dépendant fortement de ce qui se passe dans les zones en amont, la distance d'impact y joue aussi un rôle déterminant. Ainsi, dans le cas de très faibles distances d'impact, on observe des oscillations de l'écoulement qui s'opèrent perpendiculairement à la paroi. Ces oscillations disparaissent ensuite lorsque la distance d'impact augmente. Des tourbillons issus de la zone d'impact sont observés le long de la paroi et présentent une stabilité augmentant lorsque la distance d'impact diminue.

L'accroissement de la courbure relative retarde la transition vers la turbulence et maintient les structures tourbillonnaires en place (**figure II.13**). Cet effet semble dû à la croissance des forces centrifuges avec l'augmentation de la courbure relative. Cependant, dans le cas de très petites distances d'impact ( $H/D = 1$ ), l'oscillation axiale de l'écoulement devient prépondérante dans la zone d'impact et seuls de petits tourbillons apparaissent dans la zone de paroi.

Pour de grandes distances d'impact ( $H/D = 4$ ), l'oscillation de l'écoulement perpendiculaire à la paroi n'est pas perceptible. Les structures stables disparaissent, dissipées par l'oscillation radiale du jet.



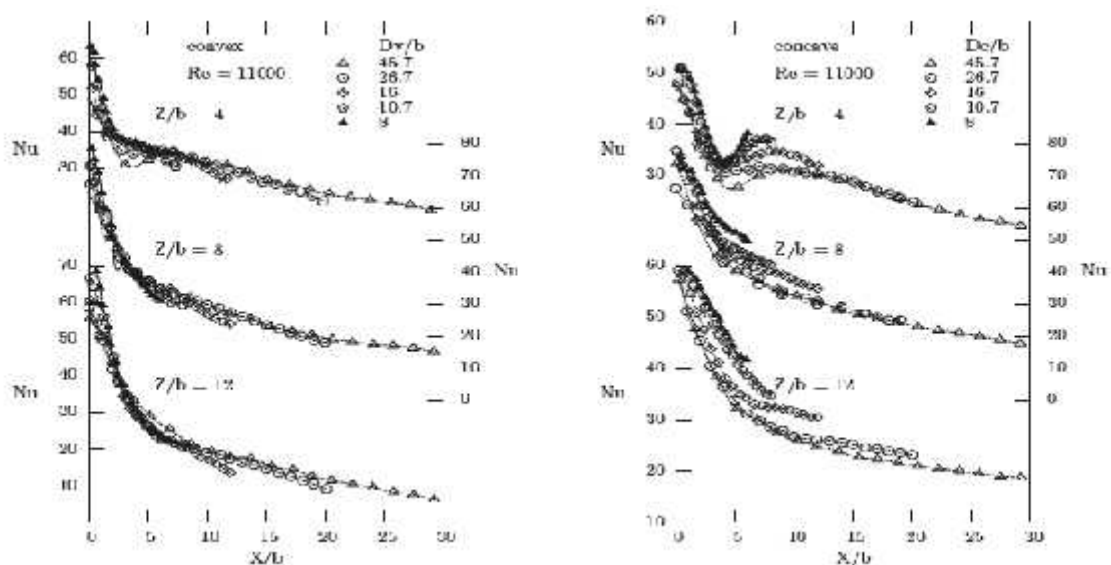
**Figure II.13.** Visualisation de l'écoulement d'un jet en impact sur une paroi convexe [15]

### II.2.1.2. Transferts de chaleur :

Au niveau des transferts de chaleur, la distribution du nombre de Nusselt selon l'axe longitudinal reste la même que dans le cas d'un jet en impact sur une plaque plane, mais certaines différences sont à noter selon l'abscisse curviligne. Ainsi, pour des petites distances d'impact, la distribution du nombre de Nusselt selon l'abscisse curviligne présente un maximum au point de stagnation dans le cas d'une injection circulaire [42] ou par fente [24] (**figure II.14**). Ce maximum peut s'expliquer par l'oscillation axiale de l'écoulement du jet et qui a pour effet d'augmenter les échanges de chaleur au point d'impact.

L'apparition de structures contrarotatives tridimensionnelles dans la zone d'impact peut également expliquer l'augmentation des transferts de chaleur dans cette zone. Ce maximum augmente avec la courbure en même temps que la taille des structures tourbillonnaires.

En s'éloignant du point de stagnation on retrouve le même comportement que dans le cas plan.



**Figure II.14.** Distribution radiale du nombre de Nusselt pour des parois courbes convexes et concaves [24]

Pour de plus grandes distances d'impact, la variation des nombres de Nusselt reste similaire à celle rencontrée dans le cas d'un jet en impact sur une plaque plane. On observe toutefois une augmentation des échanges de chaleur au point de stagnation et une décroissance plus forte que dans le cas plan.

## II.2.2. Surface d'impact concave :

Nous nous intéressons notamment à l'aérodynamique et aux transferts de chaleur d'un jet en impact sur une paroi concave.

### II.2.2.1. Structure de l'écoulement :

#### A. Généralité de l'écoulement :

Brahma & al. (1989) [14] et (1990) [12] décomposent l'écoulement d'impact de jet (2D/3D) sur une paroi concave en trois régions principales (cf. Fig. II.15) :

I- Jet libre, II- Zone d'impact et III- Jet de paroi. Les caractéristiques de ces différentes zones sont souvent fortement influencées par la nature du jet (laminaire/turbulent). Gauntner & al. [41] situent l'obtention d'un jet libre pleinement turbulent pour un nombre de Reynolds supérieure à 3000 pour un jet axisymétrique (3D) et à partir de 2000 pour un jet plan (2D, le nombre de Reynolds est alors basé sur la largeur de la fente  $b$ ).

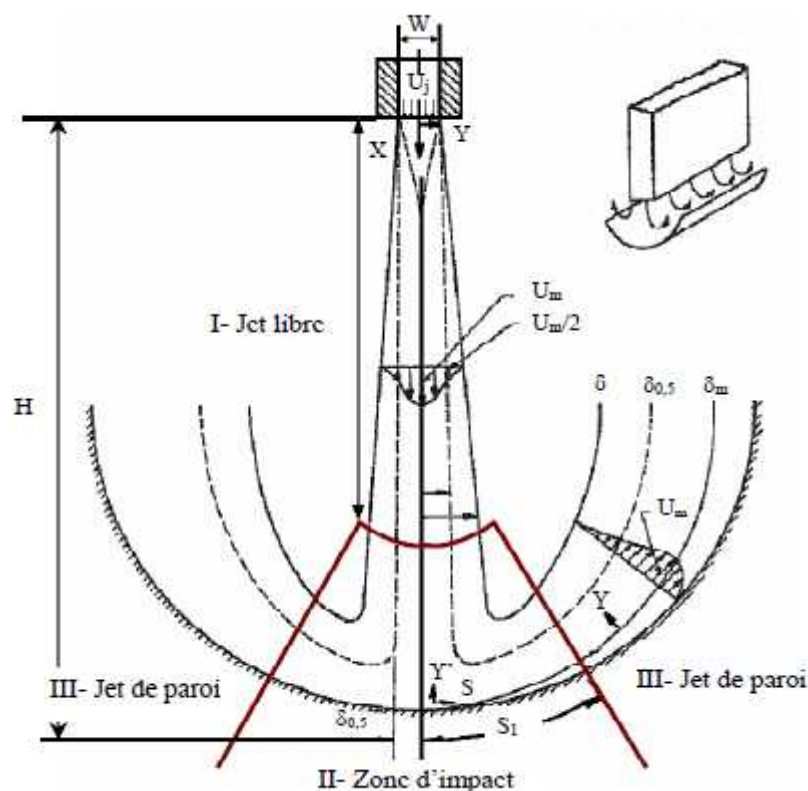


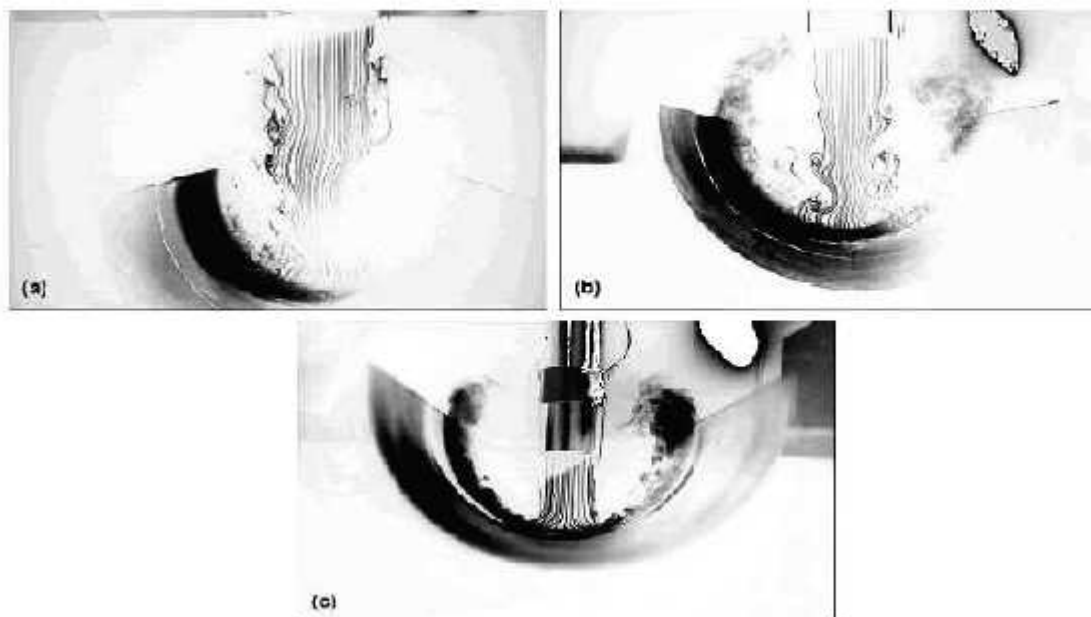
Figure. II.15. Structure de l'écoulement d'un jet en impact sur une paroi concave [14]

## B. Aspects aérodynamiques :

Dans le cas d'une plaque d'impact concave, beaucoup d'auteurs [15, 26, 42] ont pu observer une zone de recirculation (**Figure II.16**). Cette zone est due à l'écoulement quittant la surface d'impact et qui se retrouve entraîné par l'écoulement de la zone de jet libre.

Marchand et al. [47] observent également une réduction de la longueur du corps potentiel par rapport au cas plan. La distance d'impact joue encore une fois un rôle important sur l'écoulement dans la région d'impact. Une oscillation axiale est perceptible pour de faibles distances d'impact et diminue lorsque la distance d'impact augmente et une oscillation radiale apparaît dans le même temps. Les structures tourbillonnaires observées dans le cas convexe n'apparaissent plus.

Dans la zone d'écoulement pariétal, des structures tourbillonnaires sont visibles pour les petites distances d'impact et disparaissent lorsque cette dernière augmente. Cependant, la stabilité de l'écoulement de paroi diminue avec l'augmentation de la courbure relative. Gau et Chung [24] suggèrent que les forces centrifuges, générées par l'effet de courbure de la paroi d'impact provoquent l'instabilité de l'écoulement et créent des structures tourbillonnaires de Taylor-Görtler\_ sur l'ensemble de la surface concave. Ces structures sont des tourbillons dont l'axe est dans la direction de l'écoulement.



**Figure II.16.** Visualisation de l'écoulement d'un jet en impact sur une paroi concave [15]

### C. Transferts de chaleur :

En ce qui concerne les échanges de chaleur, on retrouve un échange maximum au point d'impact et des maxima locaux entre 1,5 et 2 pour les petites distances d'impact. L'effet déstabilisant de la paroi concave sur l'écoulement provoque l'apparition des tourbillons de Taylor-Görtler et entraîne une hausse des transferts de masse. Pour le cas d'une paroi d'impact convexe, la courbure a un effet stabilisant grâce aux forces centripètes générées et donc entraîne des transferts de masse moindres. Cependant, on remarque que les échanges de chaleur sont plus faibles d'environ 10% dans le cas d'une paroi concave que dans le cas d'une paroi convexe. Ceci s'explique par la recirculation de l'écoulement qui existe dans le cas d'une paroi concave et entraîne une hausse de la température du fluide près de la paroi.

Les coefficients d'échange étant calculés à partir de la température dans le jet, on assiste à une baisse des coefficients d'échange. L'influence de la courbure relative sur les transferts de chaleur est nulle selon Yang et al. [75]. Selon d'autres auteurs [24, 43], le nombre de Nusselt dans la zone de stagnation augmente proportionnellement avec la courbure relative. Cette augmentation est attribuée à une réduction de l'épaisseur de couche limite pour certains et à l'apparition des structures de Taylor-Görtler pour d'autres. L'hypothèse privilégiée est que l'augmentation des transferts de chaleur est due à la réduction du corps potentiel par l'accroissement de la taille du jet, expliquant que les structures de Taylor-Görtler ne peuvent apparaître dans la zone de stagnation. Dans la zone d'écoulement pariétal, les transferts de chaleur augmentent avec la courbure relative car la taille des tourbillons de Taylor-Görtler grandit avec la courbure relative.



L'impact d'un jet (2D/3D) sur une paroi concave et les différentes notations utilisées sont présentés sur la (Figure .II.17).

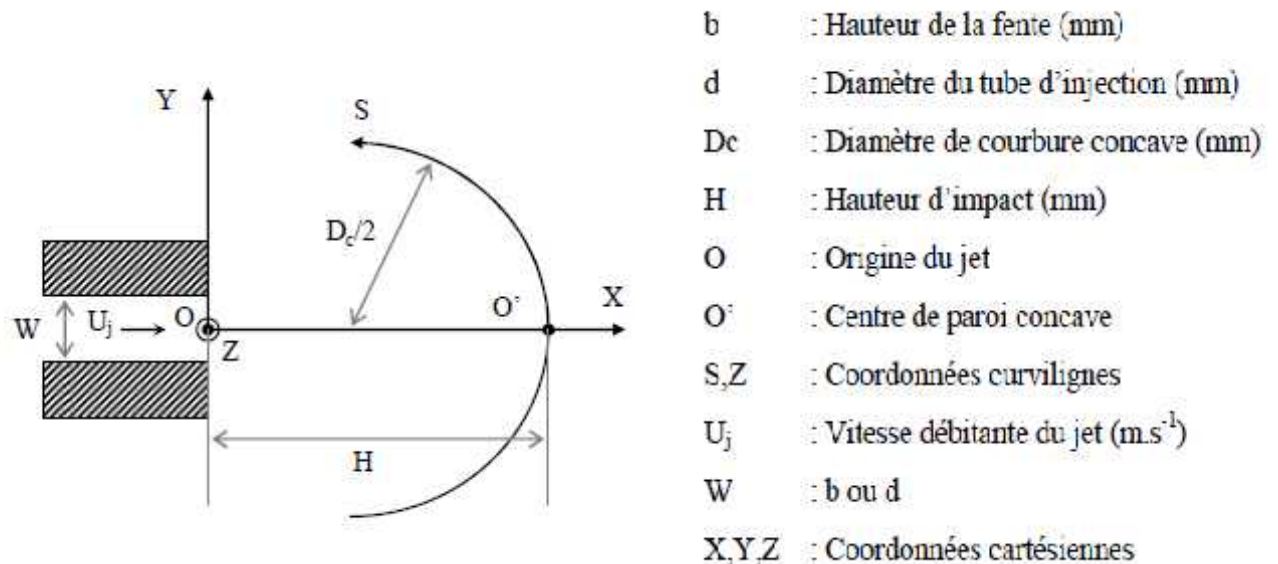


Figure .II.17. Schéma représentatif d'impact de jet sur une paroi concave et des notations

### II.3/CAS DE PLUSIEURS JETS D'IMPACT

Dans l'application que nous visons, nous considérons plusieurs jets en impact sur des parois plus ou moins courbes. Les paramètres influents sur les échanges de chaleur deviennent donc plus nombreux. On peut citer ainsi le nombre de jets, leur espacement, leur disposition géométrique et leur rapport de débit d'injection respectifs. Ici encore nous allons présenter quelques considérations aérodynamiques et leurs effets sur les transferts de chaleur.

#### II.3.1.Aspects aérodynamiques :

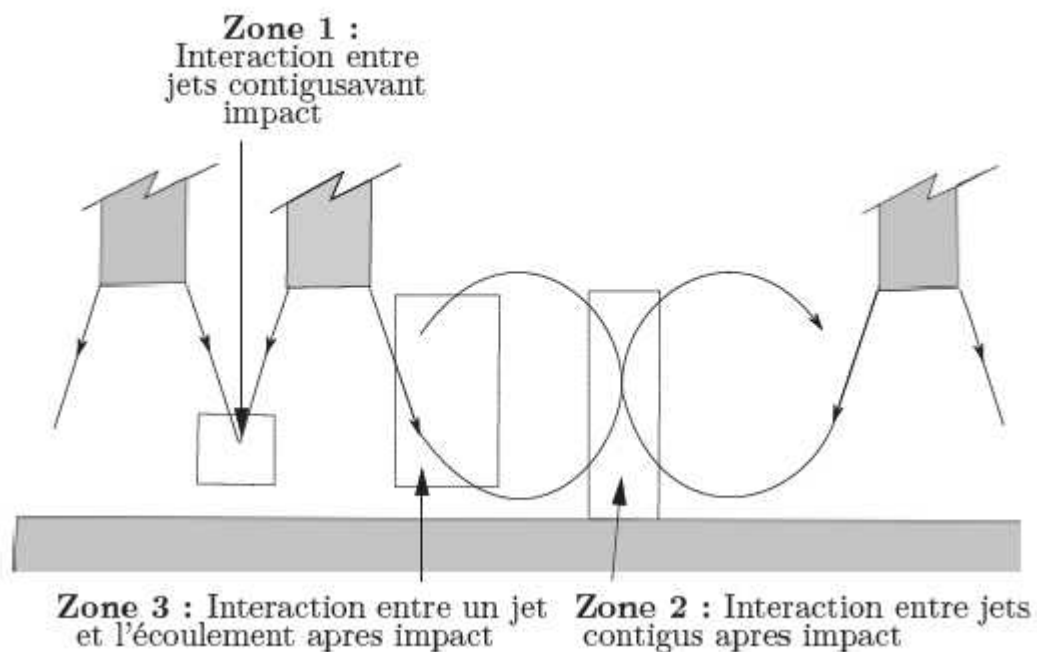
Lorsque plusieurs jets viennent en impact sur une même paroi, des interactions se produisent entre les différents écoulements issus des différents jets. D'une manière générale, la décomposition aérodynamique d'un jet unique en trois régions (zone de jet libre, zone d'impact et zone d'écoulement pariétal) reste applicable à chacun des jets pris séparément. Cependant, des interactions entre deux jets voisins deviennent possibles. Ces interactions peuvent se traduire différemment selon la zone dans laquelle elles se produisent.

On distingue généralement trois zones d'interaction (**figure II.18**) qui interviennent plus ou moins tôt dans l'écoulement :

- \_ la zone d'interaction entre jets contigus avant impact (zone 1),
- \_ la zone d'interaction entre jets muraux (zone 2),
- \_ la zone d'interaction entre un jet avant impact et l'écoulement dû à l'effet fontaine (zone3).

#### A.Interaction entre jets contigus avant impact :

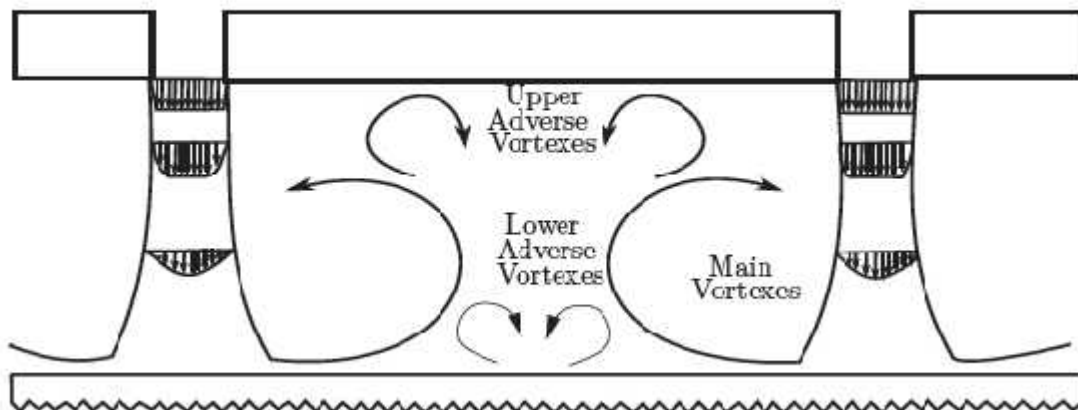
La première interaction possible entre deux jets voisins a lieu dans la région de jet libre, avant qu'il ne vienne en impact. Cette interaction se produit lorsque la distance entre les jets est faible comparée à leur dimension caractéristique. Les écoulements issus des deux jets se mélangent avant l'impact et on note alors une réduction plus rapide du corps potentiel [23, 28]. Ceci s'explique par une turbulence plus élevée dans la couche de mélange qui s'épaissit au détriment du corps potentiel [62]. Cependant, Yan et Saniei [74] n'observent pas cette réduction de la longueur du corps potentiel.



**Figure II.18.** Zones d'interaction entre plusieurs jets

### B. Interaction entre jets muraux :

Le second type d'interaction se situe dans la zone d'écoulement pariétal, après l'impact des jets. Deux écoulements pariétaux se rencontrent et interagissent. La force de cette interaction semble dépendre de l'énergie cinétique des écoulements pariétaux car les effets sont plus forts lorsque la vitesse des écoulements est grande, lorsque la distance entre les jets est faible et lorsque la distance d'impact est faible [14, 28, 41, 61, 74]. Dans cette zone, on observe une augmentation de la turbulence et on peut noter une augmentation de la pression près de la paroi [23]. Ceci favorise le détachement de l'écoulement sur la paroi et provoque un effet fontaine. Il s'agit de l'apparition d'une grande zone de recirculation entre le jet et l'air ambiant lorsqu'on se place dans une configuration confinée. Ainsi, Cho et Rhee [14] ont pu observer deux grandes structures tourbillonnaires. Carcasci [13] a également observé deux structures tourbillonnaires près de la paroi d'impact et deux autres structures près de la paroi d'injection (**figure II.19**).



**Figure II.19.** Interaction entre jets muraux [13]

Slayzak et al. [64] notent que la position de cette zone d'interaction oscille. La position moyenne dépend des débits respectifs des jets et se déplace vers le jet de moindre débit. Les oscillations autour de cette position sont importantes lorsque les vitesses en jeu sont faibles et la position devient stable pour de plus grandes vitesses de jet.

Lorsque la zone d'interaction se déplace vers le jet, cela a pour effet de créer une recirculation de l'écoulement.

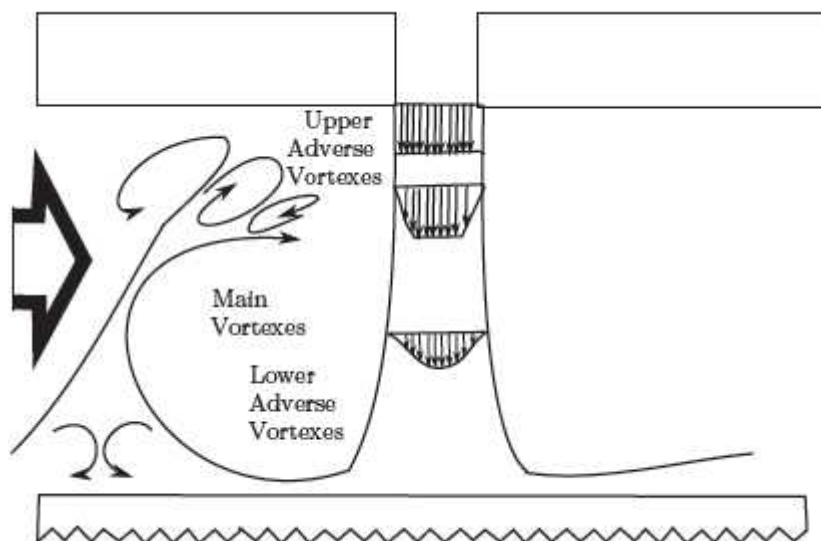
Lorsque la zone d'interaction se déplace dans la direction opposée, l'écoulement pariétal est recollé à la paroi d'impact. Un effet de bord est observé lorsque l'on s'approche des bords d'une rangée de jets.

La zone d'interaction se déplace vers les jets externes et cet effet semble accentué par des grandes vitesses d'injection et des distances d'impact faibles [18, 31].

### C. Interaction entre un jet avant impact et un écoulement de recirculation :

Cette zone d'interaction se situe dans la zone de jet libre, zone non perturbée par la paroi d'impact. Elle se caractérise par un écoulement issu de la recirculation dû à l'effet fontaine qui vient interférer avec un jet avant impact (**figure II.20**).

Cette interaction augmente lorsque la distance entre les jets est faible et que la distance d'impact est faible [41]. Elle est essentiellement observable pour des configurations confinées avec plaque d'injection et lorsque l'effet fontaine a lieu [63]. Elle a pour effet de diminuer la longueur du corps potentiel en augmentant la turbulence dans la couche de mélange ainsi que son épaisseur [29]).



**Figure II.20.** Interaction entre un jet avant impact et un écoulement de recirculation [13]

### II.3.2 .Transferts de chaleur :

Lorsque l'on considère plusieurs jets en impact, on cherche à comparer les distributions obtenues avec celle d'un jet unique en impact. Ainsi, on observe plusieurs différences entre les configurations de jets multiples et de jet unique, principalement selon la distance d'impact.

#### A. Petites distances d'impact :

Koopman et Sparrow [41] se sont intéressés à une rangée de jets et aux variations du coefficient d'échange selon l'axe  $y$  (axe perpendiculaire à la rangée de jet) dans la région d'impact. Ils montrent que, pour des petites distances d'impact ( $H/D = 4$ ), ces variations sont proches de celles rencontrées dans le cas d'un jet unique. Le coefficient d'échange augmente depuis le point de stagnation jusqu'à un maximum en  $y=D = 0$ ; 5.

San et Lai [63] n'observent ce phénomène que pour des nombres de Reynolds d'injection élevés et pour des distances entre les jets inférieures à quatre diamètres de jet. Le maximum local s'expliquerait de la même manière, soit par une accélération du fluide depuis le point d'arrêt, soit par un amincissement de la couche limite. On remarque également que les échanges de chaleur au point de stagnation varient avec la distance entre les jets. Ainsi, les échanges de chaleur augmentent avec la distance entre les jets, passent par un maximum puis diminuent (**figure II.21**). La position de ce maximum selon la distance entre les jets dépend de la distance d'impact. Cette influence est attribuée à l'effet fontaine qui vient perturber les jets avant l'impact.

Pour des nombres de Reynolds suffisamment élevés ( $> 10\ 000$ ) et pour des distances entre les jets supérieures à quatre fois le diamètre de l'injecteur, on retrouve également un second maximum local pour  $y=D = 1$ ; 5, comme dans le cas de l'impact d'un jet unique. On constate également la présence d'un troisième maximum local pour  $y=D = 2$ . La valeur de ce troisième maximum augmente avec le nombre de Reynolds de l'injection et diminue avec la distance entre les jets. Ce pic dépasse même la valeur au point de stagnation dans certains cas (petites distances entre les jets et faibles distances d'impact). Ce maximum trouve son origine dans la zone d'interaction entre les jets pariétaux qui entraînent un brassage important de l'écoulement.

Certains auteurs [64] précisent que ce maximum n'est observé que lorsque l'interaction entre les jets a lieu avant la transition vers la turbulence de l'écoulement pariétal et que les oscillations de la zone d'interaction augmentent les transferts de chaleur.

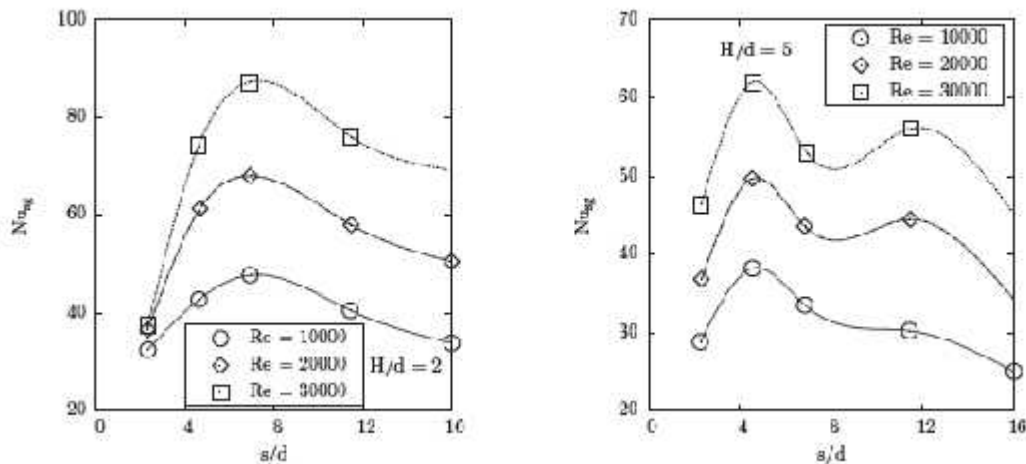


Figure II.21. Distribution du nombre de Nusselt avec plusieurs jets en impact [63]

### B. Grandes distances d'impact :

Dans le cas des grandes distances d'impact ( $H/D = 4$ ), Koopman et Sparrow [41] ainsi que Goldstein et Timmers [29] ne constatent plus de minimum local au point de stagnation. Cette absence peut s'expliquer par l'interaction entre les jets avant impact. Ainsi, la turbulence de la couche de mélange se développe plus facilement et réduit la longueur du corps potentiel. De plus, pour des distances d'impact très grandes, les échanges de chaleur dans la région d'impact sont plus faibles pour une rangée de jets en impact que pour un jet unique. Cette diminution s'explique par l'interaction entre les jets avant impact. On note aussi la disparition du deuxième maximum local. Dong et al. [18] observent également l'apparition d'un minimum local du coefficient d'échange entre deux jets qui diminue lorsque la distance entre les jets augmente. L'interaction entre deux jets avant impact se produisant plus tôt avant l'impact, son effet est limité ce qui expliquerait la présence de ce minimum à la place du maximum observé pour les petites distances d'impact (**figure II.21**). De manière générale, lorsque la distance d'impact augmente, les niveaux observés des échanges de chaleur diminuent et sont plus uniformes. Ceci s'explique par les interactions entre jets avant impact qui augmentent lorsque la distance d'impact augmente et lorsque la distance entre les jets augmente. La variation du coefficient d'échange de chaleur en fonction de la distance entre les jets évolue de façon particulière. Lorsque la distance entre les jets augmentent, l'interaction

entre les jets avant impact diminue et les échanges de chaleur augmentent. Puis, lorsque cette interaction n'existe plus, c'est l'interaction entre les écoulements pariétaux qui augmente l'effet fontaine. Ceci a pour effet de venir perturber les jets avant impact et de faire chuter les échanges de chaleur. En fin l'effet fontaine diminue avec l'augmentation de la distance entre les jets et les coefficients d'échange augmentent car les jets sont moins soumis aux interactions entre les écoulements.

### **II.3.3. Conclusion :**

Dans le cas industriel duquel nous essayons de nous rapprocher, la géométrie est très complexe. Des écoulements transverses dus à l'alimentation et à l'évacuation de l'air sont créés. Ainsi, les jets ne sont pas issus de longs tubes et ne possèdent pas nécessairement les mêmes caractéristiques. Une injection courte est plus représentative de l'alimentation du cas réel. De même, le jet débouche généralement dans un écoulement transversal cisailant.

Ce dernier aspect est très largement traité notamment dans les problématiques de Film-refroidisseur. Néanmoins, les quantités de mouvement mises en jeu pour ces écoulements transversaux dans les configurations de film-refroidisseur sont comparables avec celles du jet débouchant. Dans l'application que nous visons ici, les écoulements transversaux sont faibles comparés au jet débouchant. De manière générale, plus l'écoulement transversal est important, plus le jet est dévié et plus les transferts de chaleur augmentent.

Certains auteurs [8] ont étudié une injection courte et observent peu de différences avec un jet issu d'un tube long si ce n'est une légère augmentation des échanges de chaleur dans la région d'impact. Cependant, la direction principale de l'écoulement en amont de l'injection est la même que la direction du jet. D'autres auteurs ont considéré plusieurs jets avec une alimentation amont perpendiculaire à l'axe des injecteurs. Dans ces configurations, la totalité de l'écoulement amont passe par les injecteurs et de grandes zones de recirculation existent en amont des injecteurs. De plus, aucune mesure de vitesse n'est disponible et il est très difficile de connaître le rapport de débit entre chaque jet.

Dans la présente étude, l'essentiel de notre travail se concentre sur un jet unique, circulaire, avec une injection courte, en impact sur une plaque plane. L'alimentation de ce jet est perpendiculaire à l'injecteur et seule une partie de cet écoulement est prélevée pour l'injection afin de limiter les éventuels effets de bord. Le jet débouche dans un espace confiné dans lequel est présent un écoulement transversal plus faible.

## INTRODUCTION

Ce chapitre vise à présenter le cadre général de l'étude numérique. Le problème de la thermique dans le solide et dans le fluide est donc abordé de façon à faciliter la compréhension des phénomènes étudiés dans le couplage : la conduction dans le solide, la conduction et la convection dans le fluide. Le couplage entre fluide et solide se joue à leur interface. Les conditions aux limites ont donc un rôle essentiel et font alors l'objet d'un paragraphe dans ce chapitre. Une présentation de cas analytiques de couplage solide / solide et fluide / solide permet ensuite de mettre en avant les principaux paramètres des problèmes de transfert de chaleur conjugués. Par ailleurs, les aspects numériques de base nécessaires à la compréhension de la partie théorique sont également présentés dans ce chapitre. Tout d'abord, les solveurs utilisés reposant sur la méthode des Volumes Finis, celle-ci est décrite. Son cadre est utilisé pour aborder les techniques d'analyse de stabilité. Une large part des travaux de cette thèse est en effet l'étude de la robustesse de la méthode de couplage. Les méthodes de Von Neumann et matricielle d'analyse de stabilité sont donc présentées ici sur l'exemple standard de l'équation de la chaleur dans un mur. Le couplage se basant notamment sur les conditions aux limites d'interface, les interpolations envisageables menant à l'obtention de celles-ci sont ensuite décrites. Le chapitre se termine sur la présentation des cas numériques de couplage utilisés comme tests dans la partie théorique.

### III.1 THERMIQUE DE SOLIDE

#### III.1.1 L'équation de la chaleur :

Le problème de la conduction de la chaleur est une équation de bilan qui permet de lier l'énergie emmagasinée dans un corps.

$$E_v = E_v(T) = \int_0^T \rho(\dot{T}) \cdot C(\dot{T}) d\dot{T} \quad (\text{III.1})$$



À la densité de flux de chaleur  $\vec{\phi}$  comme suit :

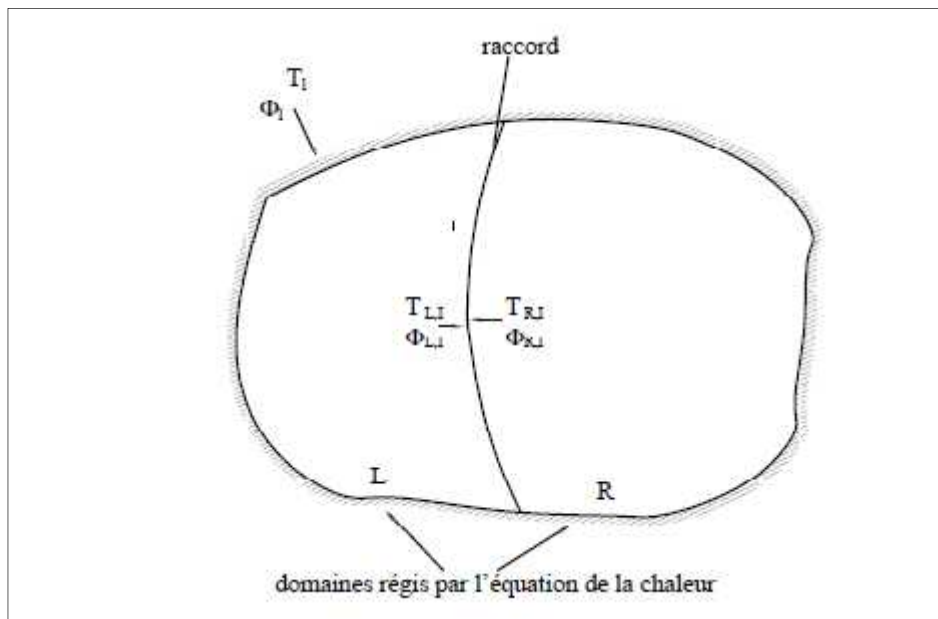
$$\frac{\partial E_v}{\partial t} = -d(\vec{\phi}) + \rho \phi_t = -\lambda \cdot \vec{\nabla} T \quad (\text{III.2})$$

$\lambda = \lambda(T)$ ; La conductivité thermique du milieu, peut être scalaire ou matricielle.  $\phi_t$  est une chaleur massique représentant une éventuelle source (ou puits) de chaleur. Pour un corps de masse volumique et chaleur massique indépendantes de la température, on peut écrire l'énergie

$$E_v = \rho \cdot \quad (\text{III.3})$$

Dans le cas d'une conductivité thermique constante dans tout le matériau, et en l'absence de source de chaleur, l'équation devient linéaire et se simplifie-en :

$$\rho \frac{d}{dt} = \lambda \cdot T \quad (\text{III.4})$$



**Figure.III.1.** Condition aux limites thermique et raccord

Par ailleurs, en dimension 1, elle devient :

$$\rho \frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{d}{dx} \right) \quad (\text{III.5})$$

Soit un mur d'épaisseur  $L$ , de conductivité  $\lambda$  et de capacité calorifique  $\rho$ . Une mise sous forme adimensionnelle est faite comme suit ( $\tau$  est un temps caractéristique,  $T_0$ ,  $\rho_0 c_0$  et  $\lambda_0$  des températures, capacité calorifique et conductivité de référence du matériau).

On a:

$$\bar{x} = \frac{x}{L}; \quad \bar{t} = \frac{t}{\tau}; \quad \bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_0}; \quad \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0 c_0}; \quad \bar{T} = \frac{T}{T_0}.$$

alors

$$\bar{\rho} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{t}} = \frac{\lambda_0}{\rho_0 c_0 L^2} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left( \bar{\lambda} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{x}} \right) \quad (\text{III.6})$$

Le nombre adimensionnel  $f = \frac{\lambda_0}{\rho_0 c_0 L^2}$  est le nombre de Fourier. Pour un même nombre de

Fourier, l'évolution de la température dans le matériau sera identique. En particulier, quand la conductivité est constante  $\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{t}} = f \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{x}^2}$ .

C'est aussi ce même nombre de Fourier qui paramètre le temps caractéristique de diffusion de la chaleur dans le matériau. Pour un solide 1D de longueur caractéristique  $L$  et de diffusivité  $D_t$ , le temps caractéristique de diffusion est :  $\tau_s = \frac{L^2}{D_t}$ .

Le temps caractéristique est couramment pris pour un nombre de Fourier unitaire :

$$\tau_s = \frac{L^2}{D_t}$$

### III.1.2 Conditions aux limites thermiques :

Le problème de l'équation de la chaleur est fermé par des conditions aux limites qui caractérisent les grandeurs thermiques  $T_l$  et  $\phi_l$  aux frontières du domaine d'étude (**figure III.1**), et qui peuvent être :

- une condition de Dirichlet (ou isotherme) : la température à la limite est imposée :  $T_l = T_e$
- une condition de Von Neumann : le flux thermique à la limite est imposé:  $\phi_l = \phi_e$   
Si  $\phi_e$  est nul la condition est adiabatique ;
- une condition de Fourier (ou de convection ou encore condition mixte ou par coefficient d'échange) : le flux à la limite dépend de la température grâce à l'introduction d'un coefficient d'échange  $h$  et d'une température de référence  $T$  :  $\phi_l = h \cdot (T_l - T)$ .

Cette condition est plus particulièrement adaptée à la modélisation d'un contact avec un fluide en mouvement. La condition de Fourier modélise les effets conjugués de la conduction et de l'advection dans la couche limite. Elle peut également être utilisée pour réaliser une condition de rayonnement.

Les trois types de conditions aux limites recensés ici sont également parfois appelés respectivement de première, deuxième et troisième espèce. La dernière permet de modéliser également les deux premières avec  $h$  et  $h = 0$  respectivement.

Le nombre sans dimension de Biot  $B_l = \frac{h L}{\lambda}$  ( $L$  est une longueur caractéristique) permet de comparer les résistances au transfert de chaleur à l'intérieur et à la surface d'un corps. Un nombre de Biot grand signifie une conduction de la chaleur au sein du corps plus lente qu'à sa surface, et des gradients de température non négligeables

Dans le cas particulier où une frontière constitue un raccord avec un autre domaine d'étude (**figure III.1**), deux conditions doivent être remplies : la conservation de la température et celle du flux thermique à la limite. Dans le cas d'un contact parfait  $T_{LI} = T_{RI}$  et  $\phi_{LI} = \phi_{RI}$ . Si les domaines présentent des irrégularités de surface et que les milieux n'adhèrent pas parfaitement l'un à l'autre, des zones interstitielles perturbent le transfert par conduction.

Le phénomène est modélisé par l'introduction d'une résistance de contact  $R_{th}$ . Les équations à l'interface deviennent :

$$\mathbf{T}_{LI} = \mathbf{T}_{RI} + \mathbf{R}_L \cdot \boldsymbol{\phi}_{LI} \quad \text{et} \quad \boldsymbol{\phi}_{LI} = \boldsymbol{\phi}_{RI} .$$

## III.2. THERMIQUE DANS LE FLUIDE

### III.2.1 Équations de Navier-Stokes :

Le fluide, caractérisé par sa vitesse  $\vec{v}$ , sa pression  $\mathbf{P}$ , sa température  $\mathbf{T}$  et sa masse volumique  $\rho$ , est régi par les équations de Navier-Stokes.

- **Équations de continuité :**

Elle exprime la variation de la masse de fluide par rapport au temps dans un volume élémentaire donné. Cette équation peut être exprimée par la formule suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) = 0 \quad (\text{II . 7})$$

Dans le cas d'un fluide permanent (stationnaire), et incompressible, où la masse volumique est invariable:  $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ . L'équation de continuité se réduit à :

$$\text{div} (\vec{v}) = 0 \quad \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} = 0 \quad (\text{II . 7})$$

- **Équations de quantité de mouvement :**

C'est un principe de mécanique qui permet d'établir des relations entre les caractéristiques du fluide, celles de ces mouvements et les causes qui les produisent (Forces).

{Quelque soit le domaine D du fluide que l'on suit dans son mouvement, dérivée par rapport au temps du tenseur  $[\rho \vec{V}]_D$  des quantités du mouvement est égale au tenseur des forces extérieures appliquées au domaine D (Forces de volume et Forces de Surface)}

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{d} \cdot (\rho \vec{v} \vec{v} - \vec{\tau}) - \rho \vec{F} = \mathbf{0} \quad (\text{II . 8})$$

Avec  $\vec{F}$  la force volumique extérieure par unité de masse.

- **Équations d'énergie :**

Quand notre élément de fluide reçoit de la chaleur et du travail, celle-ci s'exprime par l'accroissement de l'énergie interne et de l'énergie cinétique soit:

$$\frac{\partial E_m}{\partial t} + \vec{d} \cdot (\rho E_m \vec{v} - \lambda \vec{\nabla} T) - \rho \vec{F} \cdot \vec{v} - \rho \phi_\tau = \mathbf{0} \quad (\text{II . 9})$$

Avec  $\phi_\tau$  la chaleur massique provenant de l'extérieur.

- **Équations d'état :**

$$T = T(P, \rho) = \frac{P}{\rho} \quad (\text{II . 1})$$

$$E_{m,i} = E(\rho, P) = C_v T = \frac{\gamma}{\gamma - 1} T$$

- **Équations d'énergie cinétique de turbulence :**

$$\frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} V_i = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left[ \frac{\mu_T}{\sigma_k} + \mu_L \right] \left| \frac{\partial}{\partial x_i} \right| \right\} + P_k - D_k + L_k \quad (\text{II . 1})$$

- **Équations du taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence :**

$$\frac{\partial \rho_\varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} V_i = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left[ \frac{\mu_T}{\rho_\varepsilon} + \mu_L \right] \left| \frac{\partial}{\partial x_i} \right| \right\} + P_\varepsilon - D_\varepsilon + L_\varepsilon \quad (\text{II . 1})$$

Avec

$K$  : l'énergie cinétique de turbulence.

$\epsilon$  : taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence.

- L'énergie totale par unité de masse est :

$$e = \frac{T}{\gamma(\gamma - 1)} + \frac{1}{2} V_i V_i + k \quad (\text{II . 1})$$

- Les composantes du tenseur des contraintes sont données par :

$$\tau_{ij} = (\mu_L + \mu_T) \left[ \left( \frac{\partial V_i}{\partial X_j} + \frac{\partial V_j}{\partial X_i} \right) - \frac{3}{2} \delta_{ij} \frac{\partial V_k}{\partial X_k} \right] - \frac{3}{2} \rho \delta_{ij} \quad (\text{II . 1})$$

Avec

$\delta_{ij}$  : Symbole de kroncker qui est égale à 1 si  $i = j$  et égale à 0 si  $j \neq i$ .

- Le flux de chaleur est :

$$q_i = - \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left( \frac{\mu_L}{P_L} + \frac{\mu_T}{P_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (\text{II . 1})$$

Avec le nombre de prandtl laminaire et turbulent :  $P_L = 0.7$  et  $P_T = 0.9$ .

### III.2.2. Paramètres sans dimension :

La mise sous forme sans dimension des équations de Navier-Stokes met en évidence les principaux nombres sans dimension suivants :

$$M = \frac{\|\vec{v}\|_0}{c_s} \quad \text{nombre de Mach .}$$

$$Re = \frac{L\|\vec{v}\|_0}{\nu_0} \quad \text{nombre de Reynolds.}$$

$$Pr = \frac{\mu_0 c_p}{\lambda_0} = \frac{\nu_0}{D_t} : \text{nombre de Prandtl.}$$

$\|\vec{v}\|_0$ ,  $L$ ,  $\nu_0$ ,  $\mu_0$ ,  $c_p$  e  $\lambda_0$  sont des vitesses, longueur, viscosité cinématique et dynamique, chaleur massique et conductivité de référence. La célérité du son :  $c_s = \sqrt{\frac{\gamma}{\rho}}$  .

Le nombre de Mach mesure les effets de compressibilité. Les régimes subsonique ( $M < 1$ ), sonique ( $M = 1$ ) (transsonique ( $0,8 < M < 1,2$ )), supersonique ( $M > 1$ ) ou encore hypersonique ( $M > 5$ ) sont alors distingués et possèdent des caractéristiques particulières. De plus, un écoulement est considéré incompressible pour  $M < 0,3$  : la masse volumique est alors constante. Les écoulements au sein des cavités moteurs sont par exemple généralement incompressibles.

### III.2.3. Conditions aux limites de paroi :

Les conditions aux limites pour le fluide sont plus variées que pour le solide. Elles peuvent en effet caractériser une entrée ou sortie d'écoulement mais aussi une interface avec un solide (condition de type mur).

Les conditions thermiques pour les murs sont proches des types de conditions recensés pour les solides. Elles peuvent être des conditions de flux imposé (condition de Von Neumann, avec pour cas particulier très courant la condition adiabatique, de flux nul), ou de température imposée (de Dirichlet).

Naturellement, si la frontière est un raccord avec un autre domaine d'étude, comme pour les solides, la conservation du flux de chaleur et l'équilibre des températures sont toujours les conditions à remplir.

### III.3. COUPLAGE THERMIQUE :

#### III.3.1. Couplage solide / fluide : problème du transfert conjugué de chaleur :

Une présentation du mécanisme général de couplage permet notamment de saisir la chronologie des intégrations des différents domaines et des échanges d'information entre ceux-ci. Le traitement du lieu privilégié qu'est l'interface est ensuite explicitée. Les communications entre domaines sont en effet effectuées par le calcul de condition aux limites de couplage à l'interface qui sont en général :

$$T_I = T_I$$

$$\phi_I = \phi_I$$

Avec

$T_I$  : Température d'interface de fluide.

$T_I$  : Température d'interface du solide.

$\phi_I$  : Flux de chaleur d'interface de fluide.

$\phi_I$  : Flux de chaleur d'interface de solide.

### III.4. MODELISATION DE LA TURBULENCE :

Les écoulements turbulents sont caractérisés par les champs de fluctuation de vitesse. Ces fluctuations mélangent des quantités transportées tel que l'énergie, la concentration d'espèce, Ces fluctuation peuvent être de petite échelle et de haute fréquence, elles sont d'un point de vue informatique trop chères pour être simulé directement dans des calculs pratiques.

En alternative les équations régissant (exactes) instantanées peuvent être remplacé par des équations à variables moyennes temporelles ou déconsidérer les structures à petites échelles, afin d'obtenir un ensemble d'équations modifiés qui sont moins fastidieuses a résoudre.

Cependant, les équations modifiées contiennent des variables inconnues additionnelles, et des modèles de turbulence sont nécessaires pour déterminer ces variables en termes de quantités connues.



### III.4.1/ Les différents modèles de la turbulence :

Les équations moyennes de Reynolds contiennent six termes qui sont de nouvelles inconnues. Afin de prédire la distribution du champ de vitesses moyennes et de la température moyenne, il est nécessaire de faire des hypothèses ou trouver un moyen raisonnable pour modéliser les contraintes de Reynolds et les flux turbulents.

Le concept le plus généralement utilisé a été pour plusieurs années d'établir une analogie entre les contraintes visqueuses et les contraintes turbulentes.

L'hypothèse d'une relation linéaire entre le tenseur des contraintes turbulentes et le tenseur de déformation est utilisée dans le cas d'un fluide compressible (**relation de Boussinesq 1877**).

Il a proposé de relier le tenseur de Reynolds au champ de vitesse moyenne en écrivant :

$$\tau_{ij} = \mu_t \left[ \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \quad (\text{II . 1} )$$

Avec:

$\mu_t$  : La viscosité turbulente.

Le code de calcul FLUENT permet d'utiliser l'un des différents modèles de turbulence, parmi lesquels on distingue deux catégories de modélisation qui se subdivise elle-même en une variété de modèles:

#### III.4.1.1/ Modèle aux tensions de Reynolds : (Reynolds Stress Turbulence Model)

Les tensions de Reynolds sont calculées directement, la modélisation porte sur des moments d'ordre supérieur. La mise en œuvre est plus délicate mais les résultats sont de meilleure qualité.

- Modèle aux tensions de Reynolds RSM
- Modèle LRP-IP (Launder, Reece and Rod-Isotropisation of Production)
- Modèle LRR-QI (Launder, Reece and Rod-Quasi Isotropic)
- Modèle SSG (Speziale, Sarkar and Gatski)
- Modèle aux tensions Reynolds RSM- $\omega$

**III.4.1.2/ Modèle de viscosité turbulente :** (Modèle 1er ordre Eddy viscosity turbulence model)

Basé sur l'hypothèse de Boussinesq qui consiste à modéliser directement les tensions de Reynolds à l'aide de la viscosité turbulente

- Modèle à zéro équation.
- Modèle à une équation.
- Modèle à deux équations de transport:
  - Modèle k-ε .
  - Modèle de RNG k-ε Renormalisation Group.
  - Modèle k-ω .
  - Modèle de BSL k-ω Bseline model.
  - Formulation à bas nombre de Reynolds.

**a) Modèle à zéro équation (Modèle Algébrique) :**

Les modèles les plus simples utilisent des relations purement algébriques pour spécifier les contraintes de turbulences, ces modèles s'appuient sur le concept de **viscosité turbulente** proposée initialement par Boussinesq 1877.

- **Modèle de la viscosité turbulente :**

Les contraintes de Reynolds:  $\tau_t = -\overline{\rho u v}$  (II . 1 )

L'analogie avec les mécanismes qui produisent les contraintes visqueuses conduit à:

$$-\overline{\rho u^i v^j} = \mu_t \left[ \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \quad (\text{II . 1} )$$

Une méthode particulière simple consiste à supposer que  $\mu_t$  garde une valeur constante dans chaque section de la couche de mélange.

Un raisonnement dimensionnel montre alors que  $\mu_t$  doit être proportionnel au produit d'une vitesse et d'une échelle typique de la section considéré

$$\mu_t = C. \rho. v. l \quad (\text{II . 1 } )$$

$\vartheta$  : Différence de vitesse.

$l$  : échelle de longueur.

$C$ : Constante de proportionnalité adimensionnelle.

- **Le modèle de longueur de mélange :**

Le modèle de longueur de mélange proposé par **PRANDTL** en 1925 appartient à la catégorie des modèles algébriques.

Dans ce modèle  $\mu_t$  est directement liée au gradient de vitesse moyenne par intermittence d'une longueur  $l$  appelée **Longueur de mélange**.

Le modèle de Prandtl consiste à représenter  $\mu_t$  sous la forme:

$$\mu_t = \rho. l^2 \left| \frac{\partial}{\partial} \right| \quad (\text{II . 2 } )$$

$l$  : longueur de mélange.

**b) Modèle à une équation de transport :**

Pour définir une modélisation à caractère plus générale, il faut recourir à des équations de transport supplémentaires. Il est logique de considérer d'abord l'énergie cinétique turbulente :

$$k = \frac{1}{2} \left( \overline{u'_i u'_i} \right) = \frac{1}{2} \left( \overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2} \right) \quad (\text{II . 2 } )$$

On garde encore le concept de viscosité turbulente pour exprimer les contraintes de Reynolds, mais on abandonne les expressions algébriques donnant  $\mu_t$ . Si l'on admet que  $\mu_t$  doit être une fonction de la densité  $\rho$ , de l'énergie cinétique de la turbulence  $k$  et d'une longueur caractéristique  $l$  :

$$\mu_t = C K^{1/2} l \quad (\text{II . 2 } )$$

### c) Modèle à deux équations de transport :

Il est bien évident que la qualité des résultats de simulation d'écoulement turbulent est très liée au modèle utilisé. Le choix du modèle sera subordonné au type d'information que l'on veut obtenir à partir de la simulation.

#### • Le modèle k-ε :

Il est possible de développer des équations de transport similaires pour d'autres paramètres de la turbulence y compris le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente  $\epsilon$ . L'équation exacte de  $\epsilon$  contient cependant un certain nombre de termes non mesurables. Le modèle k-ε présenté est le modèle développé par **Launder** et **Spalding**. Il comporte deux équations, l'une pour  $k$  et l'autre pour  $\epsilon$  basées sur une meilleure compréhension des processus causant le changement de ces variables.

On utilise  $k$  et  $\epsilon$  pour définir une échelle de vitesse  $\vartheta$  et une échelle de longueur  $l$  représentatif des grandes échelles de la turbulence comme suit :

$$v = k^{1/2} \quad \text{et} \quad l = k^{3/2} / \epsilon \quad (\text{II . 2 } )$$

En utilisant la même approche que celle utilisée pour le modèle de longueur de mélange, on spécifie la viscosité turbulente comme suit :

$$\mu_t = C \quad = \frac{\rho C_\mu k^2}{\epsilon} \quad (\text{II . 2 } )$$

$C$  : Est une constante adimensionnelle.

$\epsilon$  : est appelé taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.

$K$  : est l'énergie cinétique turbulente.

Le modèle standard utilise les équations de transport suivantes pour  $k$  et  $\epsilon$ .

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + d[\rho \vec{C}] = d \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} g \quad k \right] + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \sigma \quad (II.2)$$

Et  $\epsilon = \frac{e}{te} \frac{c}{ct} \frac{ti}{d} \frac{fl}{fl} = \frac{k}{L/k^{1/2}} = C_D \frac{K^{3/2}}{L}$

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + d(\rho \vec{C}) = d \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) + C_L \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (II.2)$$

Taux de variation de k ou ε + transport de k ou ε par convection =  
 Transport de k ou ε par diffusion + Production de k ou ε - Taux de destruction de k ou ε

Pour la notation si

- i ou j = 1 on est dans la direction x.
- i ou j = 2 on est dans la direction y.
- i ou j = 3 on est dans la direction z.

• **Le modèle k- SST (Shear Stress Transport) :**

Ce modèle a l'avantage de coupler un schéma k- et k- . Il utilise près de la paroi k- et k- dans la zone d'écoulement principal. Le passage est automatique ; il est basé sur le résultat et sur la distance par rapport à la paroi, ainsi que sur la limite de transport des contraintes de cisaillement. Le modèle est très performant pour simuler les écoulements dans les couches limites. Le modèle k-oméga SST utilisé les équations de transports suivants :

$$u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} = \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma} \right) \frac{\partial}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma} \right) \frac{\partial}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma} \right) \frac{\partial}{\partial y} \right] + P_R - \beta.$$

$$\begin{aligned}
u \frac{\partial \omega}{\partial x} + v \frac{\partial \omega}{\partial y} + w \frac{\partial \omega}{\partial z} = \frac{\gamma}{\alpha_1} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x} \left( v + \frac{v_t}{\sigma_w} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left( v + \frac{v_t}{\sigma_w} \right) \frac{\partial \omega}{\partial y} + \\
\frac{\partial}{\partial z} \left( v + \frac{v_t}{\sigma_w} \right) \frac{\partial \omega}{\partial z} + (1 - F_1) 2 \rho \omega^2 \frac{1}{\omega} \left( \frac{\partial k}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial k}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial y} + \frac{\partial k}{\partial z} \frac{\partial \omega}{\partial z} \right)
\end{aligned}
\tag{III.27}$$

### III.5/ METHODE NUMERIQUE

#### III.5.1/ Introduction :

La discrétisation des équations aux dérivées partielles a pour but de transformer le problème continu en un problème discret, de façon à pouvoir assurer sa résolution par des méthodes numériques telle que la méthode des éléments finis, la méthode de différences finis et la méthode des volumes finis. Cette dernière est la plus utilisée actuellement dans les codes de simulation numérique (FLUENT, FAST-3D, CFX d'ANSYS etc.....).

#### III.5.2/La méthode des volumes finis :

Cette méthode consiste à subdiviser le domaine physique de l'écoulement en éléments de volumes plus ou moins réguliers dans lesquels les équations, décrivant l'écoulement, écrites sous une forme conservative, sont intégrées.

Le but de cette méthode est de convertir l'équation différentielle générale en un système d'équations algébriques en mettant en relation les valeurs de la variable considérée aux points nodaux adjacents d'un volume de contrôle typique. Cela est obtenu par l'intégration de l'équation différentielle gouvernante dans ce volume de contrôle avec l'approximation des différents termes (convection, diffusion et source).

## III.5.2.1/Théorie :

Un maillage du domaine est effectué en volumes de contrôle (**figure III.2**), de volume  $V$  et surface  $S$ , sur lesquels la quantité conservative  $U$  et le flux  $\vec{\Phi}$  respecte :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V U + \int_S \vec{\Phi}(U, \nabla U) \cdot \vec{d} = 0 \quad (\text{II.2})$$

L'avantage de travailler sur l'équation intégrale est que les propriétés de conservation de l'équation continue sont maintenues lors de la phase de discrétisation. Les valeurs de  $U$  et de  $\vec{\Phi}$  sont alors calculées au centre de chaque maille.

Soit  $\vec{F}$  le flux numérique à travers une face de surface  $\vec{S}$  :

$$\vec{F} = \begin{pmatrix} f \\ g \\ h \end{pmatrix}$$

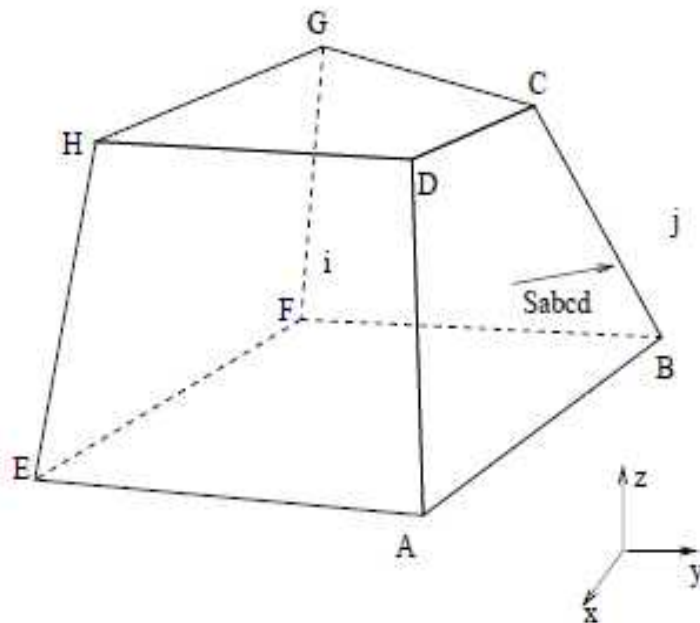


Figure III.2. Volume de control

Le flux numérique est considéré à l'instant  $t^{n+\varepsilon}$ ,  $\varepsilon = 0$  ; En schéma explicite : la température à l'instant  $n + 1$  est évaluée à partir du flux à  $n$ ,  $\varepsilon = 1$  en implicite. L'équation (III.28) discrétisée sur un pas de temps  $\delta = t^{n+1} - t^n$  est :

$$\frac{(U(t^{n+1}) - U(t^n))V}{\delta} + \frac{1}{2} \sum_i \vec{F}_i \cdot \vec{S}_i = 0 \quad (\text{II} . 2 )$$

Les composantes du flux numérique sur la face ABCD par exemple dépendent des valeurs calculées dans les deux cellules  $i$  et  $j$  ayant ABCD pour interface. Pour

$$f: f_A^{n+\varepsilon} = f(U_i^{n+\varepsilon}, \nabla U_i^{n+\varepsilon}, U_j^{n+\varepsilon}, \nabla U_j^{n+\varepsilon}).$$

### III.5.2.2/ Discrétisation des équations

#### ➤ Discrétisation de l'équation de la chaleur :

Dans le problème de la conduction de la chaleur, la quantité conservative calculée est fonction de la température :  $U = E_v = \rho$  .

Le cas 1D permettra de faire des études de stabilité de schéma numérique. Soient les intervalles :  $I = [X_i, X_{i+1}]$  et  $j = [t^n, t^{n+1}]$ . Par double intégration de l'équation (III.5) sur  $I$  et  $J$  :

$$\int_I (T(t^{n+1}, x) - T(t^n, x)) dx = \int_J \left( \frac{\lambda}{\rho c} \frac{\partial T}{\partial x}(t, x_{i+1}) - \frac{\lambda}{\rho c} \frac{\partial T}{\partial x}(t, x_i) \right) dt$$

Ainsi, avec  $x_j = j \cdot \delta$ ,  $t^n = n \cdot \delta$ , et en prenant pour  $I$  la cellule  $C_j = \left] x_j - \frac{1}{2}, x_j + \frac{1}{2} \right[$  :

$$T_j^{n+1} = T_j^n + \frac{\lambda}{\rho \cdot x^2} (T_{j+1}^{n+\varepsilon} - 2 \cdot T_j^{n+\varepsilon} + T_{j-1}^{n+\varepsilon}) \quad (\text{II} . 3 )$$

$\frac{\lambda}{\rho \cdot x^2}$  est un nombre de Fourier, « numérique », noté  $\alpha$  lors de l'étude de stabilité.



➤ **Discrétisation de l'équation de convection – diffusion :**

Le problème de convection - diffusion, mis sous forme d'équation aux dérivées partielles :

$$\frac{\partial}{\partial t} + \mathbf{u} \frac{\partial}{\partial x} = \frac{\lambda}{\rho} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (\text{II.3})$$

Introduit une notion de convection dans l'équation de la chaleur. L'adoption du même formalisme 1D qu'au paragraphe précédent mène à l'équation :

$$\int_V (T(t^{n+1}, \mathbf{x}) - T(t^n, \mathbf{x})) dV = \int_V \left( \frac{\lambda}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} (T(t, \mathbf{x}_{t+1}) - u(t, \mathbf{x}_{t+1}) \frac{\lambda}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} (T(t, \mathbf{x}_t) + u(t, \mathbf{x}_t)) \right) dV$$

Pour le FLUENT la méthode de résolution s'appuie sur l'algorithme SIMPLE (Semi implicite Method for Pressure Linked Equation) ou sur une de ces suivantes (SIMPLER, SIMPLEC, SIMPLEX, PISO). Les équations de conservation de la matière et de la quantité de mouvement sont résolues de façon itérative.

L'algorithme démarre de valeurs supposées des vitesses et de la pression, puis les utilise dans les équations de conservation de la quantité de mouvement pour arriver à une estimation des vitesses. Mais les vitesses calculées ne vérifient pas forcément l'équation de conservation de la matière. L'erreur obtenue permet de réévaluer les valeurs de la pression, avant de démarrer une nouvelle itération.

Une autre approche est le solveur couplé. Dans ce cas, les équations qui permettent d'estimer les vitesses et la pression sont résolues simultanément. Cette méthode évite de devoir sous-relaxer les équations aussi fortement que dans le cas des méthodes non couplées, car les vitesses satisfont automatiquement l'équation de conservation de la matière. Cet algorithme présente une très grande stabilité et permet de converger en un nombre d'itérations limités. Il est par contre légèrement plus coûteux en terme d'utilisation de mémoire.

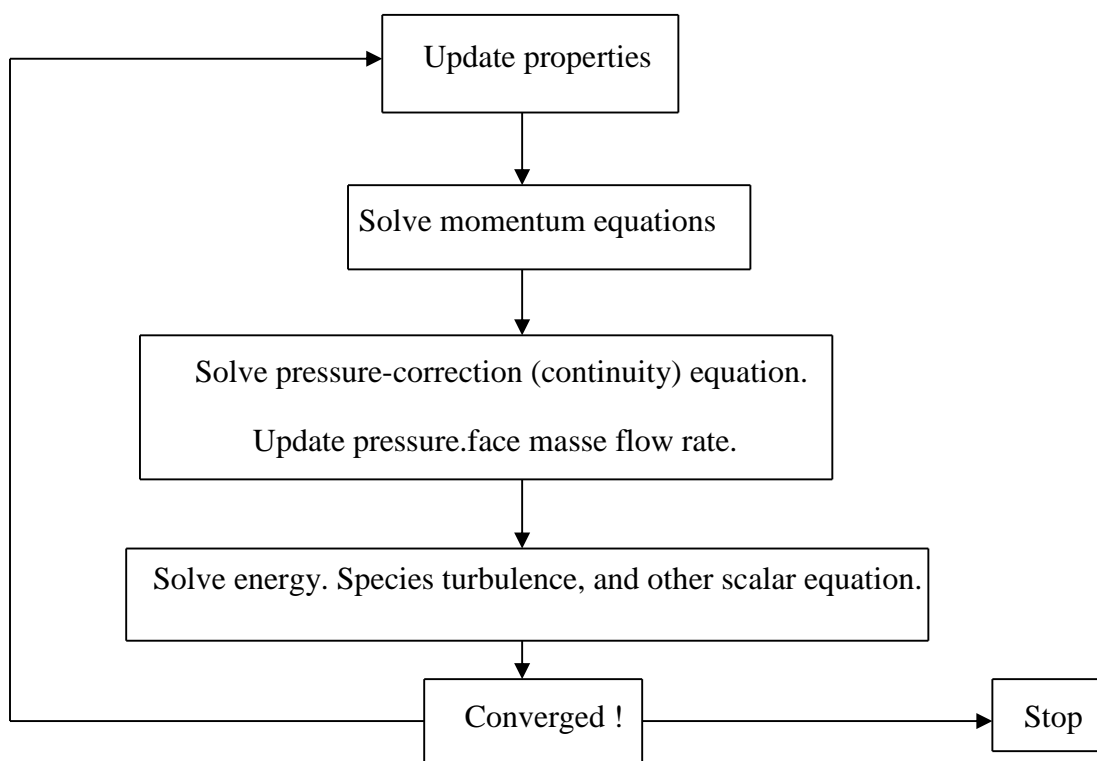
Alors les deux méthodes numériques de résolution (isolé et couplée) utilisent une technique semblable de discrétisation (volume finis), mais l'approche utilisée pour rendre linéaire et résoudre les équations est différentes.

➤ **La méthode isolée de résolution :**

Les équations discrètes sont résolues séquentiellement (c à d isolé les unes des autres).

Puisque les équations de conservation sont non linéaire (et couplé), plusieurs itérations de la boucle de solution doivent être exécutées avant qu'une solution convergée soit obtenue.

Chaque itération comprend les étapes illustrées dans l'organigramme (figure III.3) présenté ci-dessous :

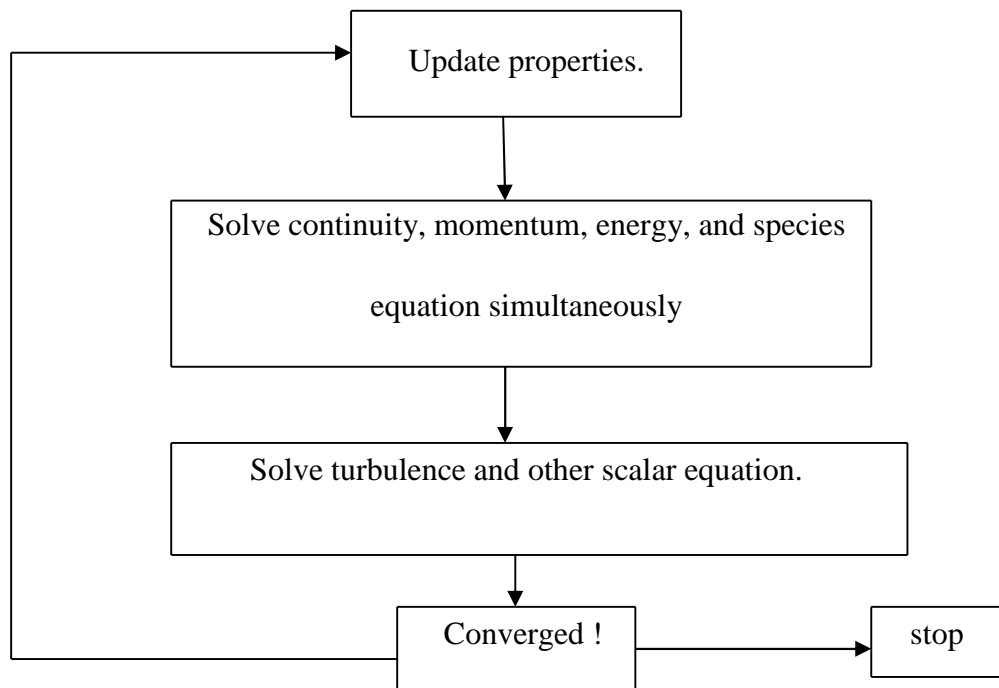


**Figure III.3** .Organigramme de la méthode isolée

➤ **La méthode couplée de résolution :**

En utilisant cette approche les équations de conservation, de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie sont résolus simultanément (c à d, couplé ensemble). puisque les équations de conservation sont non linéaire (et couplé) plusieurs itérations de la boucle de solution doivent être exécutées avant qu'une solution convergée soit obtenue.

Chaque itération comprend les étapes illustrées dans l'organigramme (figure.III.4) est décrite ci-dessous :



**Figure.III.4.** organigramme de la méthode couplée de résolution

### III.5.3/Linéarisation : Implicite-explicite

Dans la méthode isolée et couplée de résolution la discrétisation non linéaire des équations de conservation est linéaires pour produire un système d'équations pour les variables dépendantes en chaque élément du problème. Le système linéaire résultant est alors résolu. la façon dont les équations de conservation sont linéaires peut prendre une forme « implicite » ou « explicite ».

➤ **Implicite :**

Pour une variable donnée, la valeur inconnue en chaque élément est calculée en utilisant une relation qui inclut les valeurs existantes et inconnues des éléments voisins. Par conséquent, chaque variable inconnue spécifique à un élément apparaît dans plus d'une équation dans le système, et ces équations doivent être résolues simultanément pour donner la quantité inconnue.

➤ **Explicite :**

Pour une variable donnée, la valeur inconnue en chaque élément est calculée en utilisant une relation qui inclut seulement des valeurs existantes. Par conséquent chaque variable inconnue spécifique à un élément apparaît seulement dans une équation dans le système et les équations pour la valeur inconnue pour chaque élément peuvent être résolues une à la fois pour donner les quantités inconnues.

## INTRODUCTION :

Choisir un logiciel de calcul en mécanique des fluides reste une tâche ardue et spécifique aux applications que l'on souhaite modéliser.

Les logiciels de mécanique des fluides peuvent être classés en deux catégories : d'un côté, les codes monodimensionnel traitant essentiellement des phénomènes d'écoulement dans des tubulures et utilisés pour traiter les problèmes hydrauliques comme l'injection ou de remplissage moteur. De l'autre, les codes bidimensionnel et tridimensionnels, plus généralistes, et pouvant bénéficier de sous modèles physiques spécifiques comme la modélisation de parois mobiles, de milieux poreux, la résolution de l'équation de la chaleur ou encore le traitement de problèmes chimiques et le transport de gouttes ou particules.

Dans ce chapitre, on présentera une description des codes utilisés pour la réalisation de ce travail, soient SOLIDWORKS pour la construction et la modélisation de la géométrie, le code GAMBIT pour la génération du maillage, et enfin le code FLUENT pour l'obtention de la solution.

### IV.1. GENERALITES SUR LES CODES UTILISER

#### IV.1.1. Solidworks :

SOLIDWORKS est un outil de Conception Assistée par Ordinateur (CAO) qui permet de construire des géométries de pièces et assemblage en 3D mémé en 2D. Il permet de construire des surfaces et des volumes à partir d'une série de points définissant la géométrie de base. On peut également utiliser des fonctions prédéfinies qui construisent quelques géométries élémentaires telles que des cylindres, des sphères et des cubes ...

Une fois la géométrie construite, elle peut être exportée en différents formats, comme le format IGES, ACIS et peut donc être importée dans le générateur de maillage GAMBIT.

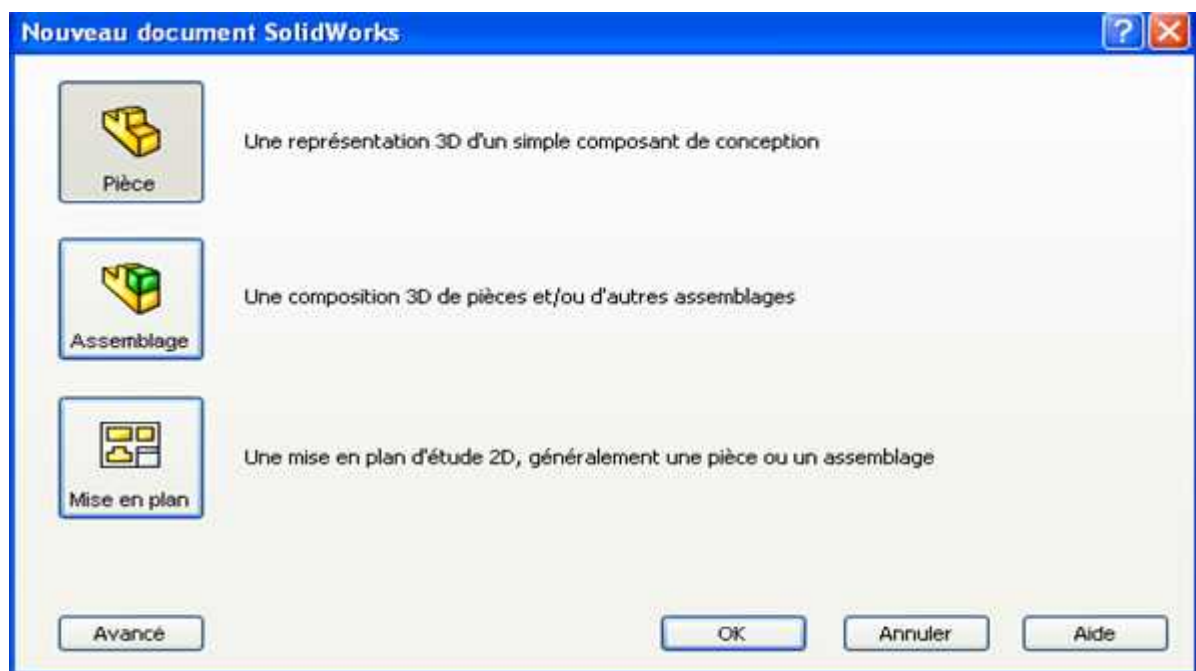


Figure IV.1. : Les modules du Solidworks

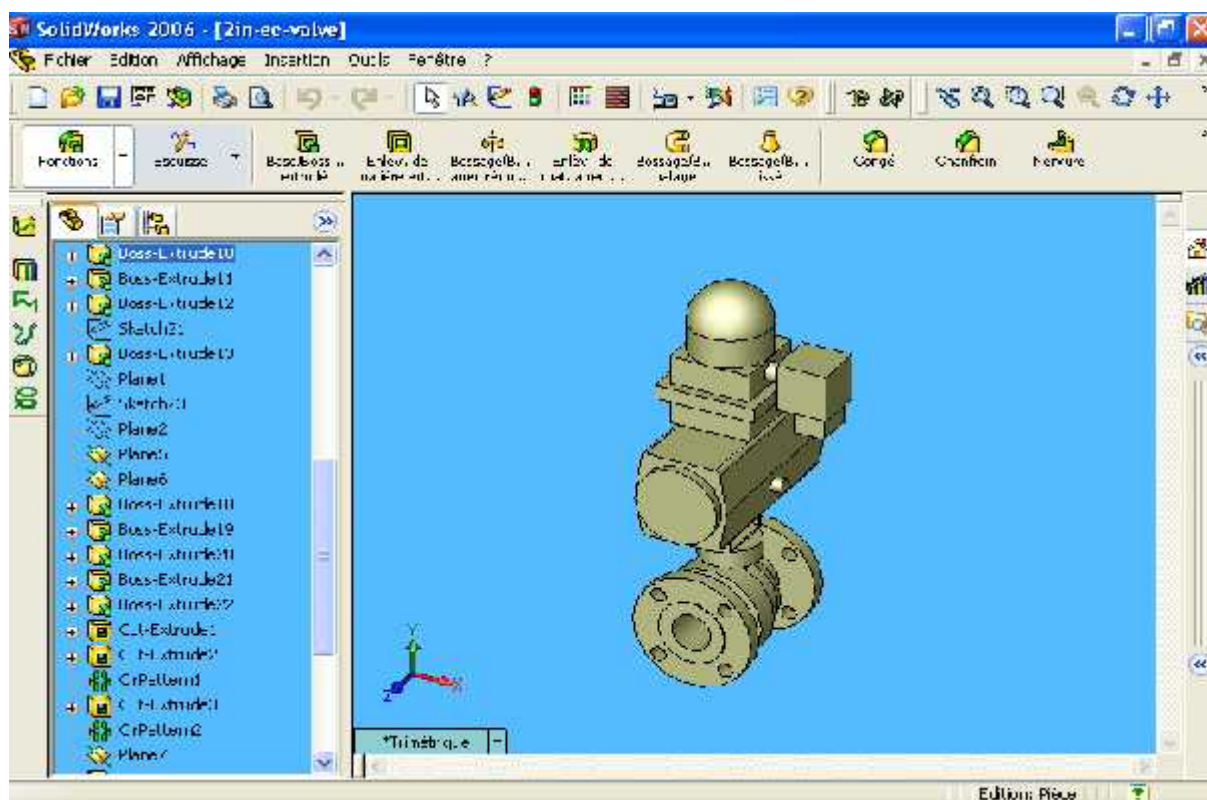
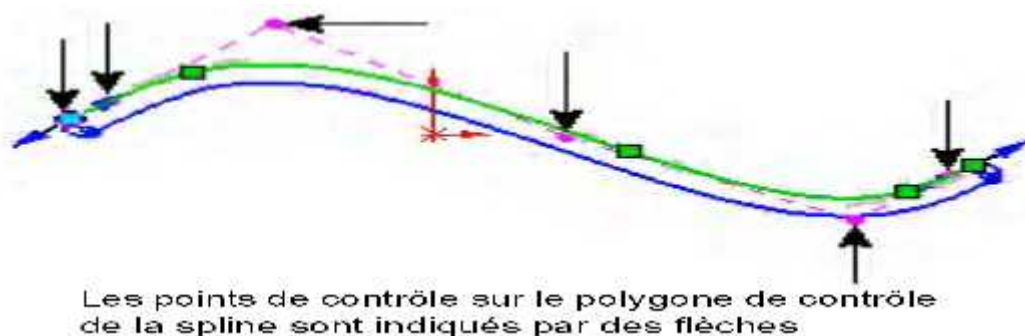


Figure IV.2. Interface de Solidworks

Ce module permet de créer une courbe à partir d'une série de points de degré égale au nombre de points :

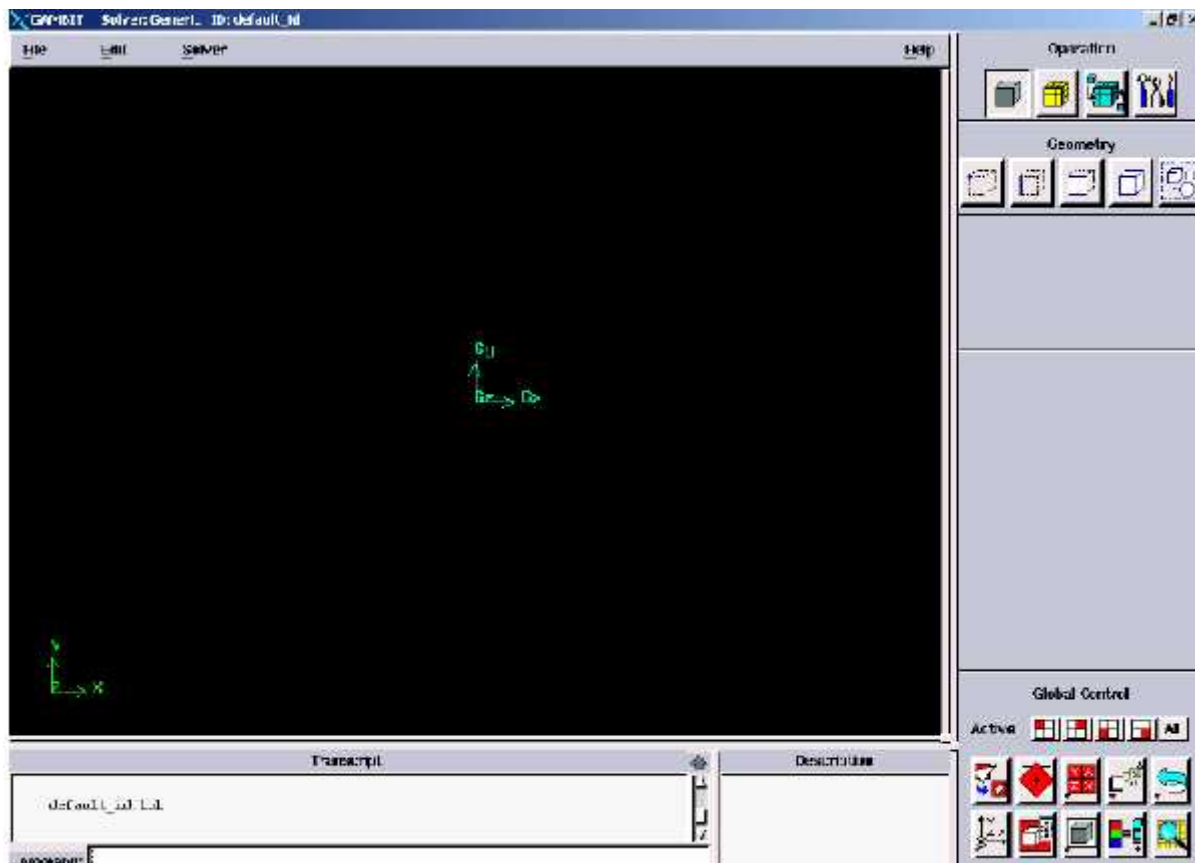


**Figure IV.3.** Les splines

### VI.1.2. Gambit et ICEM CFD :

Lien puissant entre la CAO et l'analyse numérique, GAMBIT/ICEM CFD offrent des interfaces CAO, des outils géométriques, un générateur de maillages et des outils de post-traitement et d'optimisation. Destiné à la mécanique des fluides ou au calcul de structures, ce logiciel permet de créer des maillages hexaédriques (structurés ou non-structurés), tétraédriques, hybrides (combinaison de tous types de cellules), des maillages cartésiens, et de spécifier des conditions aux limites.

GAMBIT offre des interfaces directes CAO (notamment Catia, Cadds5, ICEM surf, Pro/ E, Ideas, SolidWorks, Solid Edge...) permettant un transfert de la géométrie de l'un à l'autre des systèmes CAO.



**Figure IV.4.** Interface de GAMBIT

### IV.1.3 .Fluent :

Fluent dispose d'une large palette de solutions de CFD. Fluent est un solveur par volumes finis non structuré ; logiciel de CFD généraliste pour la simulation de tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques... et ce sur les géométries complexes industrielles. Ce produit inclut également un véritable environnement CAO et un manilleur paramétrique de dernière génération, permettant de mettre en place rapidement les modèles numériques ou de s'intégrer aux outils de conception déjà existants (Catia, I-deas, Pro/E...).



Le maillage est lu dans fluent comme un nouveau cas et il est possible de l'améliorer :

Lissage (**grid smoothing**) ou permutation des arêtes (**grid swapping**).

Pour débiter une simulation, il faut passer dans chaque menu déroulant de Fluent (en commençant par la gauche) pour initialiser les différents paramètres de la simulation (modèle de turbulence, condition aux limites, etc.).

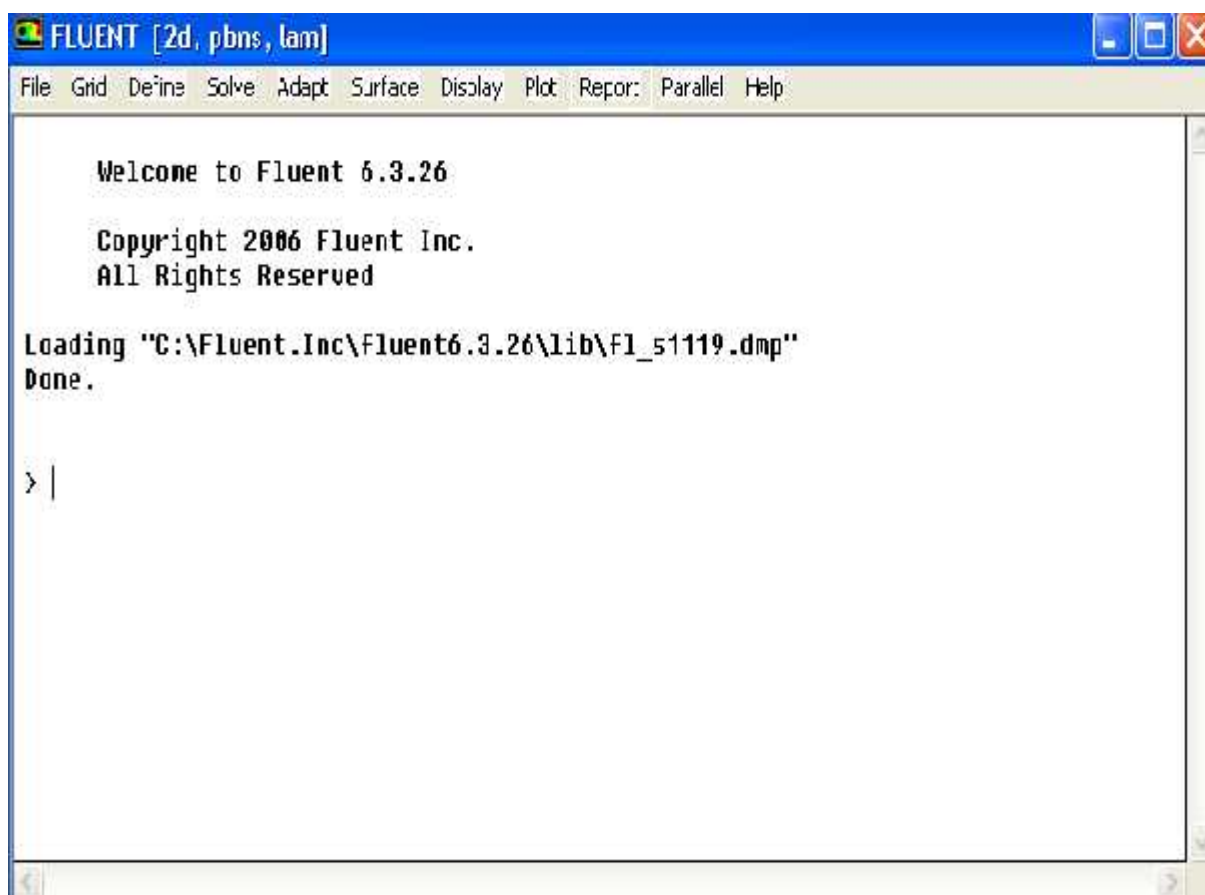


Figure IV.5. Interface de FLUENT

## IV.2. ETAPES D'UNE SIMULATION

Nous nous intéressons ici à la méthode des volumes finis, qui consiste à discrétiser le volume étudié sous la forme de petits blocs (volumes) ou on cherche à satisfaire les équations de conservation.

### IV.2. 1.Présentation de la géométrie :

La première tâche est de borner le domaine de la simulation. Lorsque le système est fermé, cela ne pose pas de problème. Sur les systèmes ouverts, cela peut être plus difficile (dispersion d'un gaz dans l'atmosphère par exemple). Il faut s'assurer soit que l'on est capable d'imposer correctement les conditions de frontières aux bornes du système, soit que les frontières sont suffisamment éloignées pour que le système soit peu sensible aux conditions imposées. Plusieurs essais sont parfois nécessaires. Si les outils numériques permettent aujourd'hui de prendre en compte toute la complexité géométrique du système, il faut enlever les détails mineurs pour éviter la complexité et la grosseur des maillages dans l'étape suivante.

#### IV.2.1.2.Maillage :

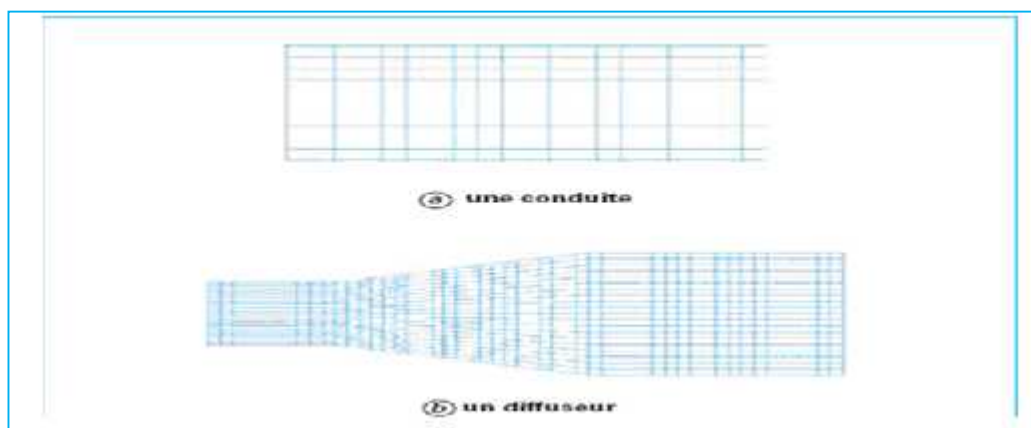
L'étape de la génération du maillage est une étape clef pour s'assurer de la validité des simulations. C'est l'étape de découpage du volume étudié en petits volumes élémentaires. Le maillage en général n'est pas régulier : les éléments du maillage doivent être plus petits (maillage fin) dans les zones où les gradients (de vitesse, de température ou de concentration) vont être les plus importants. Si ces zones ne peuvent pas être prédites, il convient de faire quelques essais itératifs avec ajustement du maillage. Dans le cas d'une étude des frottements ou du transfert thermique en paroi, il faut résoudre les équations dans la couche limite près de la paroi ; en général, les codes de calculs proposent des moyens spécifiques pour mailler cette zone. Une étude de sensibilité au maillage doit toujours être faite. Cela consiste à faire des avec un maillage différent (par exemple 30 % de plus) : si les résultats de la simulation dépendent du maillage, il convient de resserrer celui-ci jusqu'à obtenir une indépendance entre maillage et solution. Si le maillage n'est pas assez dense, certains phénomènes locaux ne seront pas capturés (recirculations, décrochage de l'écoulement, points chauds, etc.).

**a) Maillage structuré/non structuré :**

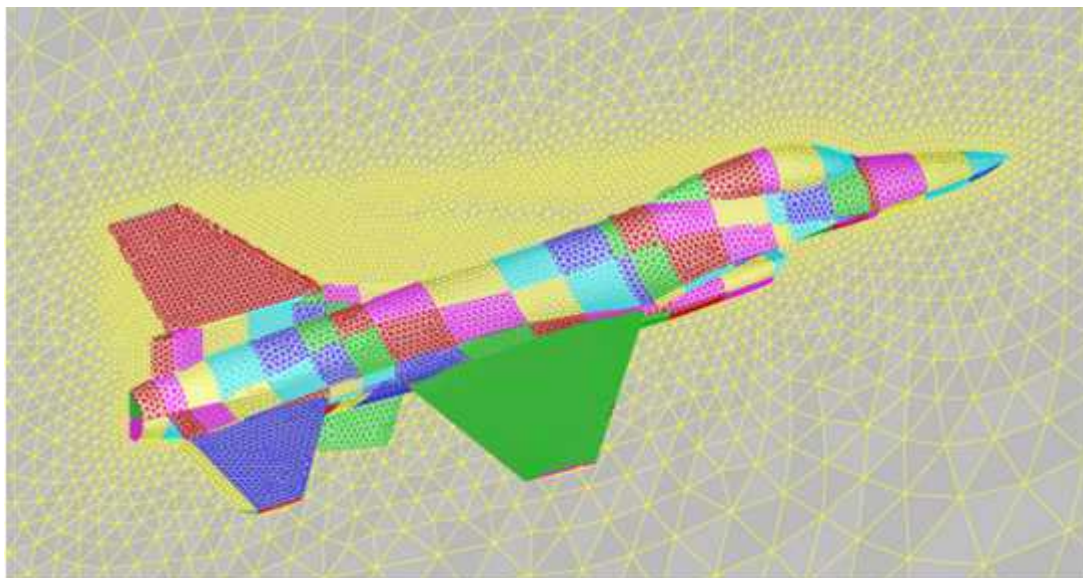
Les maillages non structuré se distinguent des autres formes de maillages par l'absence de connectivité implicite qui permet de relier les points de discrétisation les uns aux autres. A l'inverse, un maillage structuré est construit sur la base de deux ou trois directions d'indices : chaque nœud du maillage possède une numérotation multi-indice (i, j, k) qui permet de connaître instantanément la position de ce nœud ainsi que des différents nœuds qui lui sont reliés. Les maillages non structuré font donc appel à une structure de données supplémentaires appelé matrice de connectivité, et qui décrit l'ensemble des liaisons existant dans le maillage.

Cette matrice de connectivité peut être fondée sur la description des cellules de maillage (c'est-à-dire pour chaque cellule la liste des indices des nœuds qu'elle contient), des faces de maillage (avec la liste orientée des nœuds qui forment les faces et les cellules adjacentes), ou des arêtes du maillage (avec pour chaque arête les indices des deux nœuds correspondants). En règle générale, la structure adoptée par les outils de génération de maillages est fondée sur la description des cellules du maillage.

Les outils de génération de maillages non structurés permettent actuellement de discrétiser des géométries complexe de façon automatique alors que les générations de maillages structurés sont soit incapables de les discrétiser, soit capables mais en impliquant un coût élevé en temps et un savoir-faire pointu. L'utilisation de maillages non structurés correspond donc à un besoin crucial en conception dans l'industrie.



**Figure IV.6. a.** Exemples de maillages structurés



**Figure IV.6.b.** Exemples de maillages non structurés

**b) Composants du maillage :**

Les composants sont définis dans un processeur :

- **Cell** = volume de contrôle divisant la géométrie

Le domaine de calcul est défini par un maillage qui représente le fluide et les faces solides qui interviennent.

- **Face** = frontière d'une cell
- **Edge** = frontière d'une face
- **Node** = point de maillage
- **Zone** = groupe de nœuds, face et/ou cell

Les conditions limites sont assignées aux faces zones. Les données des matériaux et les termes sources sont assignés aux cell zones.

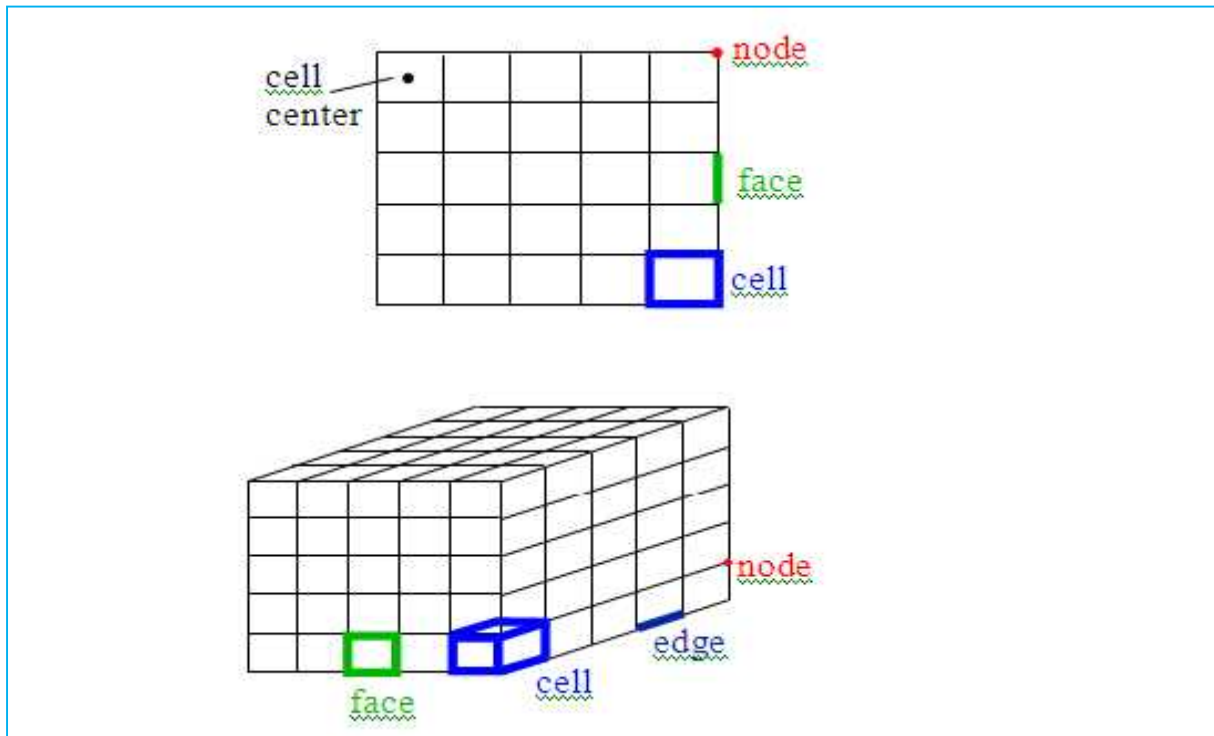


Figure IV.7. Composants de maillage

#### IV.2.1.3. Nécessité des modèles :

Il est rare que les simulations concernent l'écoulement laminaire d'un fluide Newtonien, seul cas qui ne nécessite pas l'utilisation de modèles physiques en supplément des équations de physique fondamentales. Dans tous les autres cas, il faudra faire appel à un ou plusieurs modèles pour représenter la turbulence, le caractère non Newtonien du fluide, la coexistence de plusieurs phases et les interactions entre elles, les réactions chimiques, la porosité du milieu, etc. Il faut donc avoir une bonne connaissance de la physique et de la chimie de l'opération pour faire le bon choix.

#### IV.2.1.4. Conditions aux frontières :

Au niveau des frontières du domaine simulé, certaines variables doivent être fixées. Par exemple s'il y a une entrée de fluide, on fixera sur le plan d'entrée le profil des vitesses, le niveau de turbulence, éventuellement la concentration en espèces et la température. Sur le plan de sortie, on pourra se contenter de fixer la valeur de la pression. Au niveau des parois, on spécifie les conditions de glissement ou d'adhérence du fluide et, éventuellement, la température de paroi ou le flux de chaleur.

La plupart des codes de calcul proposent également deux types de conditions de frontière particulières : le plan de symétrie et le plan de conditions cycliques. Le premier permet de réduire la taille du système simulé s'il existe un plan de symétrie dans la géométrie, mais il existe un risque qui est de ne pas mettre en évidence l'existence de phénomènes instationnaire. Le second permet, par exemple, de ne modéliser qu'une aube dans une grille ou dans une machine tournante ou de définir un domaine qui comporte une entrée et une sortie, et d'imposer que les conditions de frontière sur l'entrée soient systématiquement égales aux conditions calculées sur le plan de sortie.

#### IV.2.1.5. Solveur :

Le solveur est le domaine du numéricien. C'est la partie du code de calcul consacrée à la résolution proprement dite du système d'équations discrétisées couplées aux modèles choisis. Plus le solveur est puissant, moins l'utilisateur a besoin d'intervenir. Mais il est encore souvent utile d'agir sur le solveur manuellement pour modifier le facteur de sous relaxation ou le pas de temps afin d'assurer la convergence de la simulation.

Cette convergence est censée mener l'utilisateur vers la solution physique (accord avec les résultats expérimentaux). Le suivi de la convergence est assuré par le calcul des résidus (une mesure, souvent normalisée, des erreurs locales). Lorsque les résidus passent au-dessous du seuil choisi, il convient de vérifier, à partir des résultats proposés, que les bilans globaux sont corrects (matière, enthalpie...). Si les résidus n'arrivent pas à diminuer suffisamment, il faut revenir aux étapes précédentes (choix des modèles, conditions de frontière, maillage). Si tout semble correct, il faut reprendre le problème en le simplifiant. Il faut également envisager que l'écoulement puisse être instationnaire alors que l'on cherche à atteindre une solution stationnaire.

#### **IV.2.1.6. Traitement des résultats :**

Les codes de calcul proposent en général un logiciel de post-traitement, qui permet de visualiser facilement les champs de vecteurs, de température, les surfaces d'iso valeur, etc. L'information est abondante, et l'ingénieur doit alors souvent exploiter les valeurs obtenues localement pour revenir à des valeurs globales qui vont caractériser l'opération (bilans, calculs de débits, de pertes de charge, de dissipation énergétique, de forces, etc.). Il peut s'appuyer sur des menus prédéfinis dans le code pour des calculs simples, ou développer lui-même des sous-programmes de traitement des résultats.

#### **IV.2.1.7. Validation expérimentale :**

L'étape ultime consiste à valider les résultats de simulation. Cette étape demeure d'autant plus indispensable qu'un certain nombre de choix ont dû être faits par l'utilisateur, particulièrement concernant les modèles. La validation ne peut pas concerner l'ensemble des résultats, la somme d'informations résultant d'une simulation étant toujours extrêmement importante. Elle ne peut donc être que partielle. Dans la majorité des cas, l'ingénieur ne peut se permettre qu'une validation par des valeurs globales, de type perte de charge ou consommation énergétique ou une force par exemple. La concordance ne garantit pas l'exactitude des résultats locaux, mais rassure l'utilisateur. Il est préférable de pouvoir accéder à des valeurs expérimentales locales (champs de vitesse ou de pression par exemple) pour valider la simulation. Dans certains cas complexes, il peut être utile de s'appuyer sur un laboratoire de recherche disposant de ces facilités expérimentales.

### IV.3. CAS ETUDIE :

#### IV.3.1. Construction de la géométrie (en 2D):

##### IV.3.1.1. Profil de l'aube :

On saisit les coordonnées des points formant le profil de l'aube stator (annexe A) dans un fichier Solidworks pour avoir l'esquisse suivante :

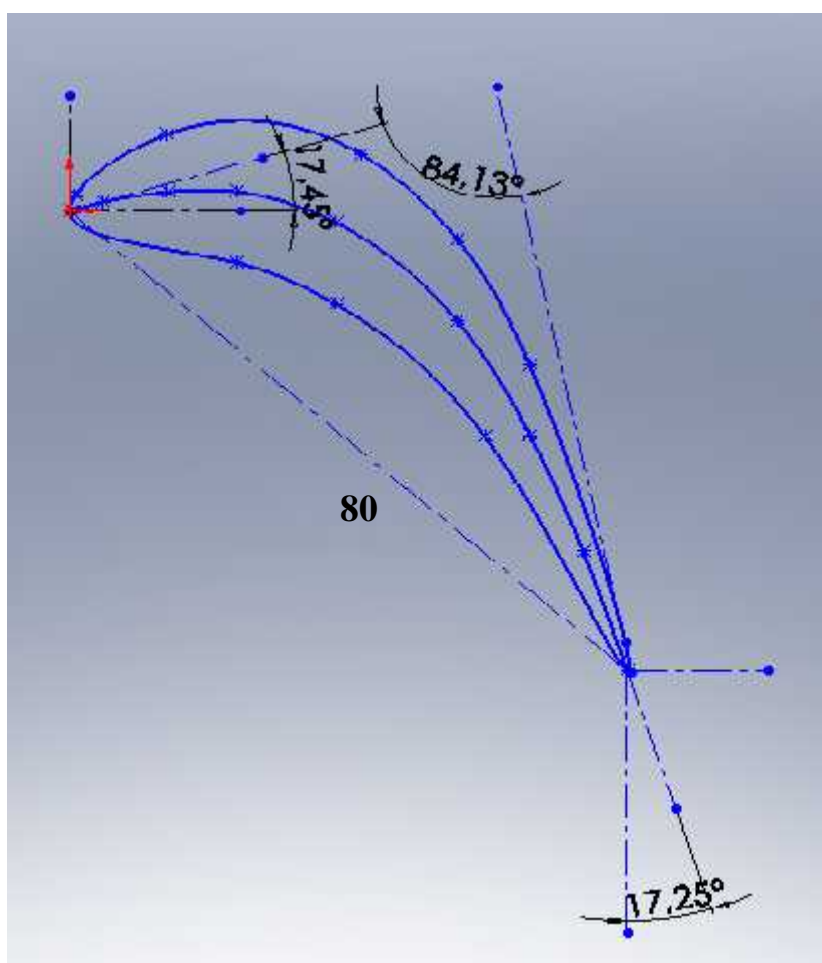


Figure IV.7. Points formant le profil d'aube stator

Avec :

$$\beta_1 = 7.5^\circ, \beta_2 = 8.7^\circ, \gamma = 8.1, C = 80$$

Après avoir tracé le profil on commence à compléter la géométrie de notre aube étudiée par le traçage de la chemise et les trous des films de refroidissement comme montre la figure ci-dessous.



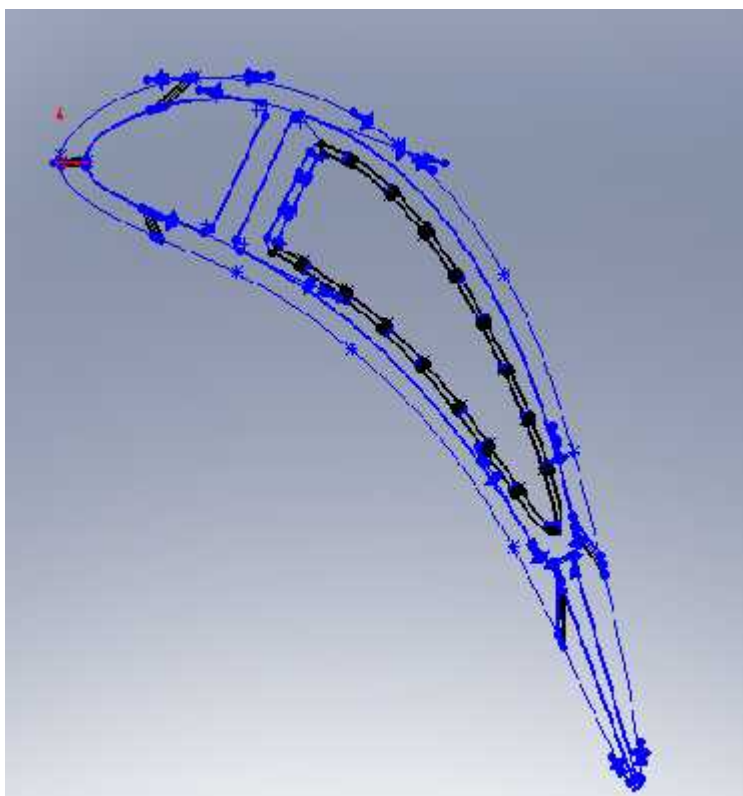


Figure IV.8. Aube stator

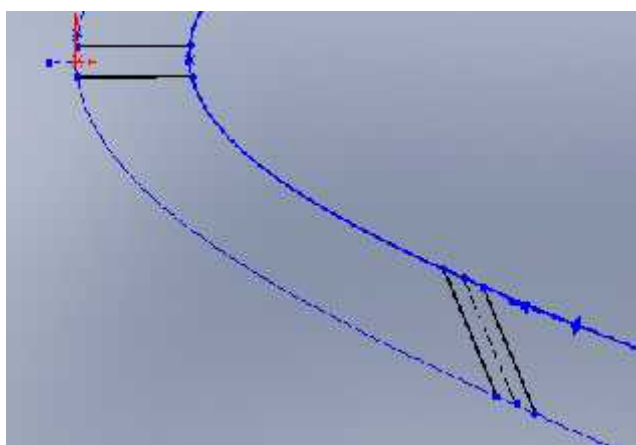


Figure IV.9. Trous de film

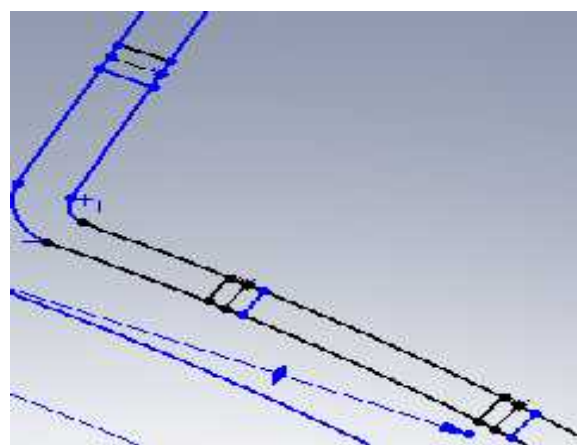
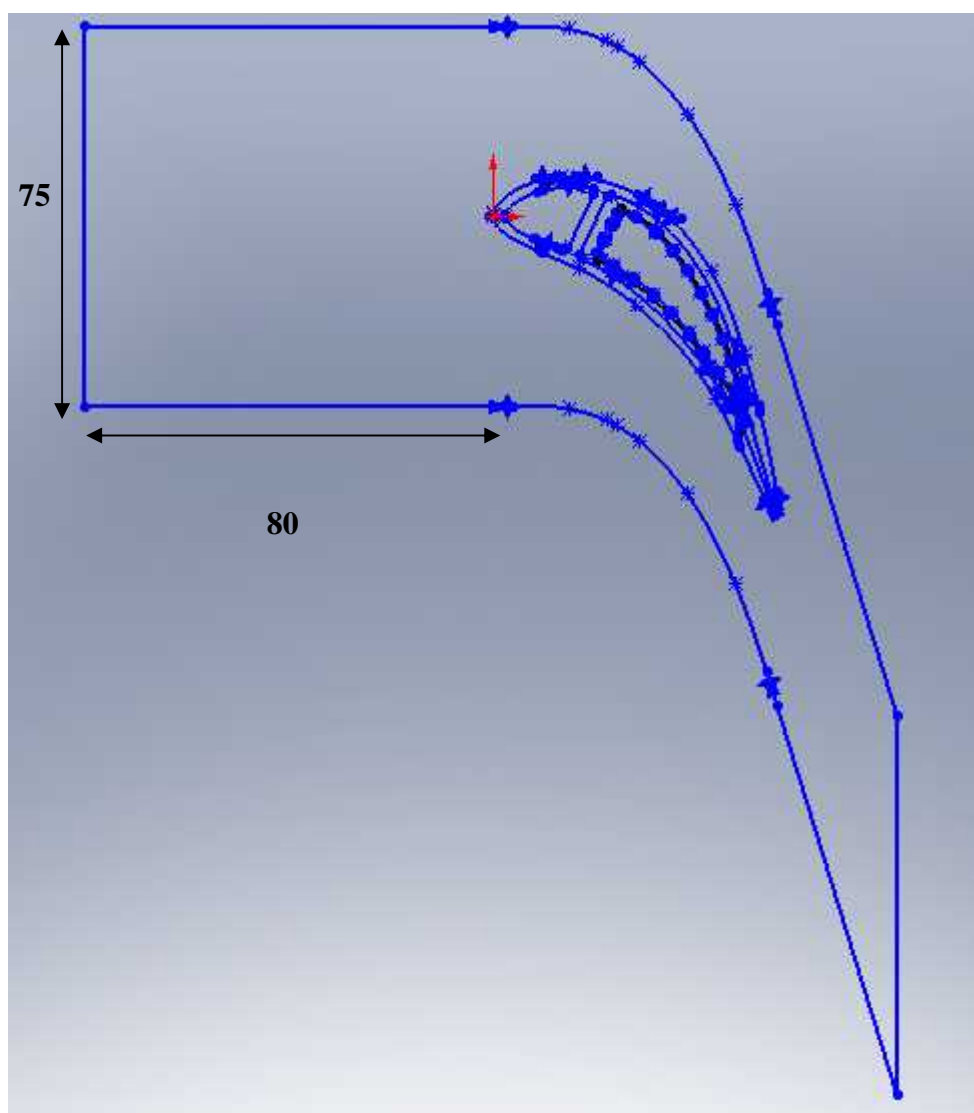


Figure IV.10. Trous de la chemise

### IV.3.1.2. Domaine de calcul:

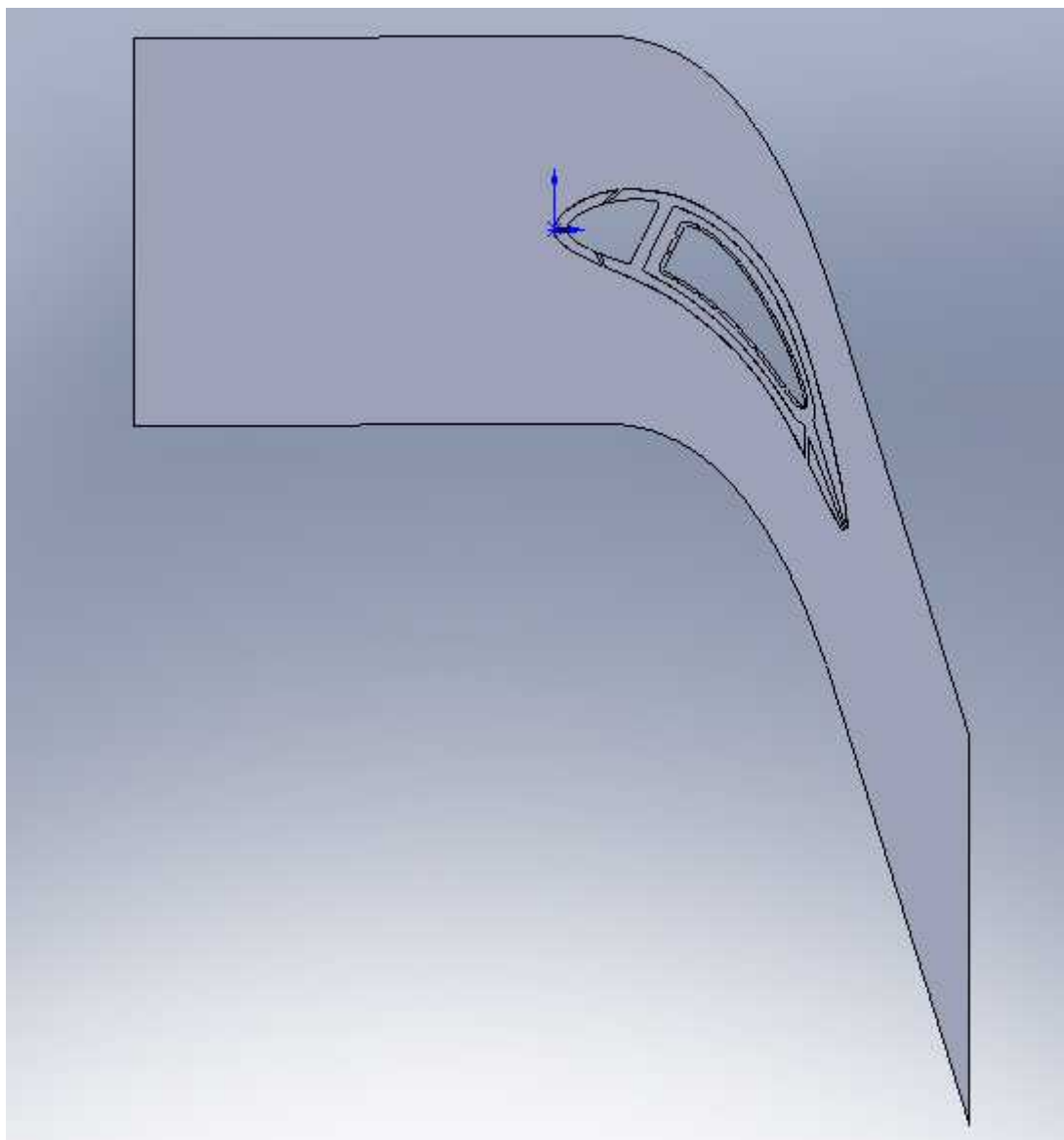
Le but de cette étape est de faire sortir les coordonnées des points limitant le domaine de calcul d'une aube.

La figure (IV.11) montre la construction du domaine de calcul :



**Figure IV.11.** Domaine de calcul de l'aube stator

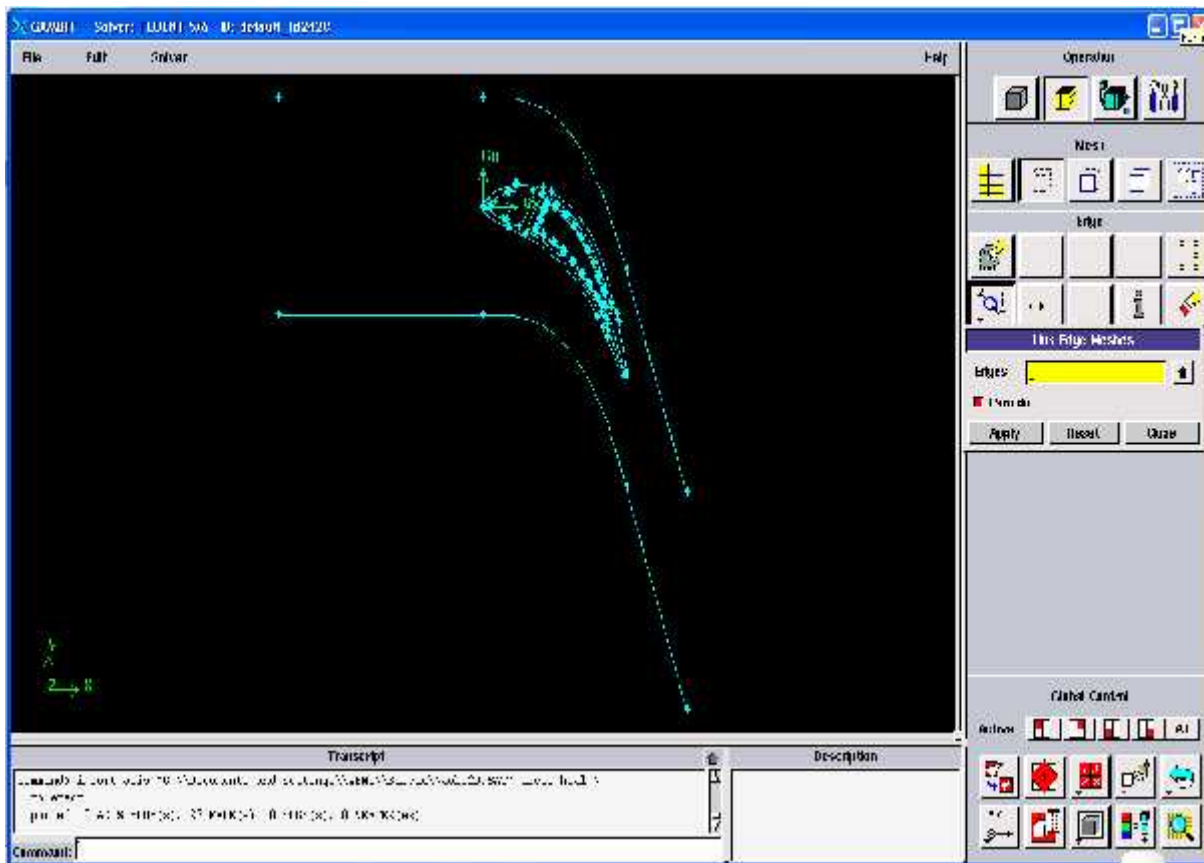
On utilise ensuite de la fonction LISSAGE SURFACE, pour donner à l'aube sa forme finale en deux dimensions :



**Figure IV.12.** Aube +domaine en 2D

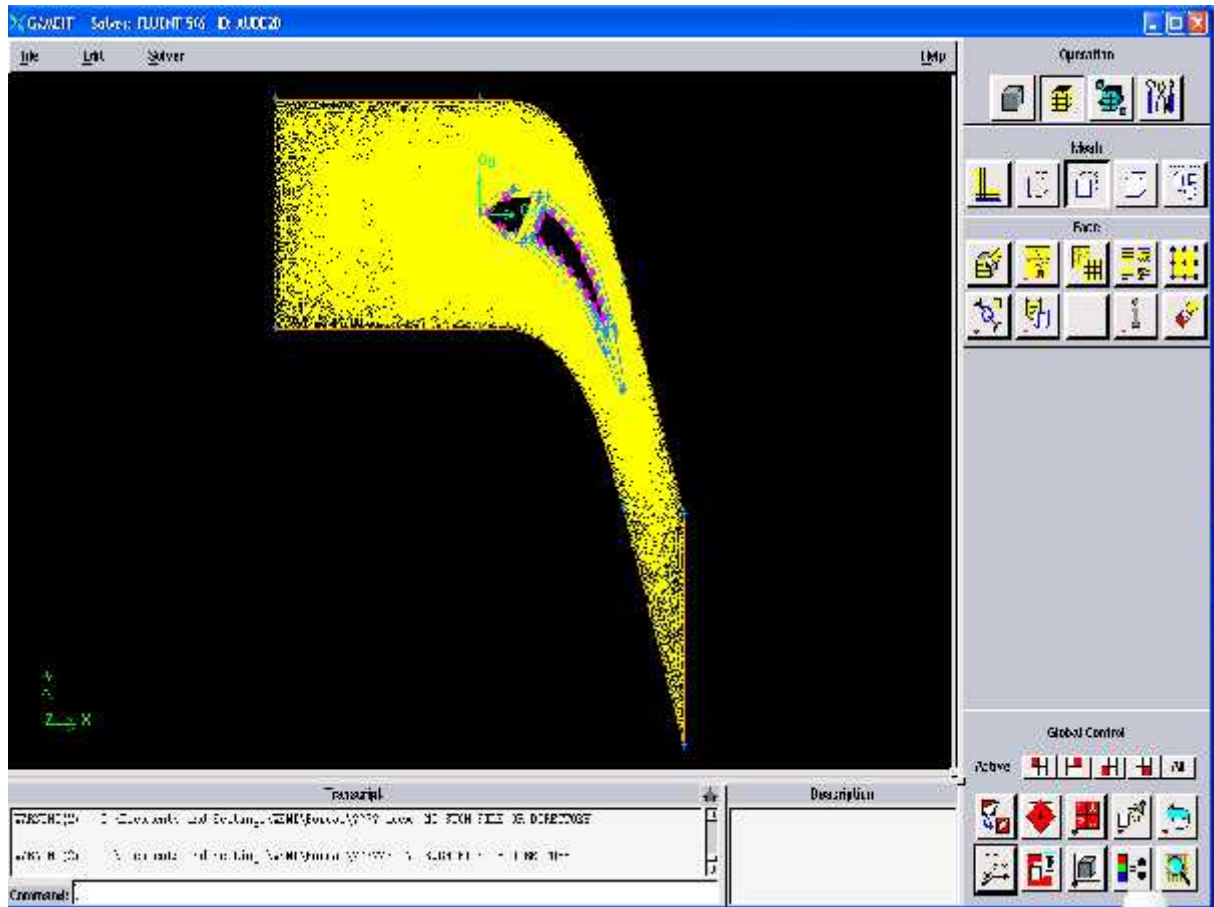
### IV.3.2. Génération des maillages par GAMBIT :

La géométrie construite dans SOLIDWORKS est exportée sous format ACIS pour être importer dans GAMBIT telle que montre la figure (IV.13):



**Figure. IV.13.** Géométrie de l'aube importée sous le format ACIS

Dans le cadre de notre travail, nous avons utilisé un maillage surfacique par lissage de forme d'éléments « TRI ». Le maillage doit respecter plusieurs conditions. Il doit par exemple être raffiné dans les zones où la variable calculée présente de forts gradients. Par exemple, pour une couche limite sur une paroi. La figure ci-dessous montre le maillage de la géométrie.



**Figure. IV.14.** Maillage de la géométrie

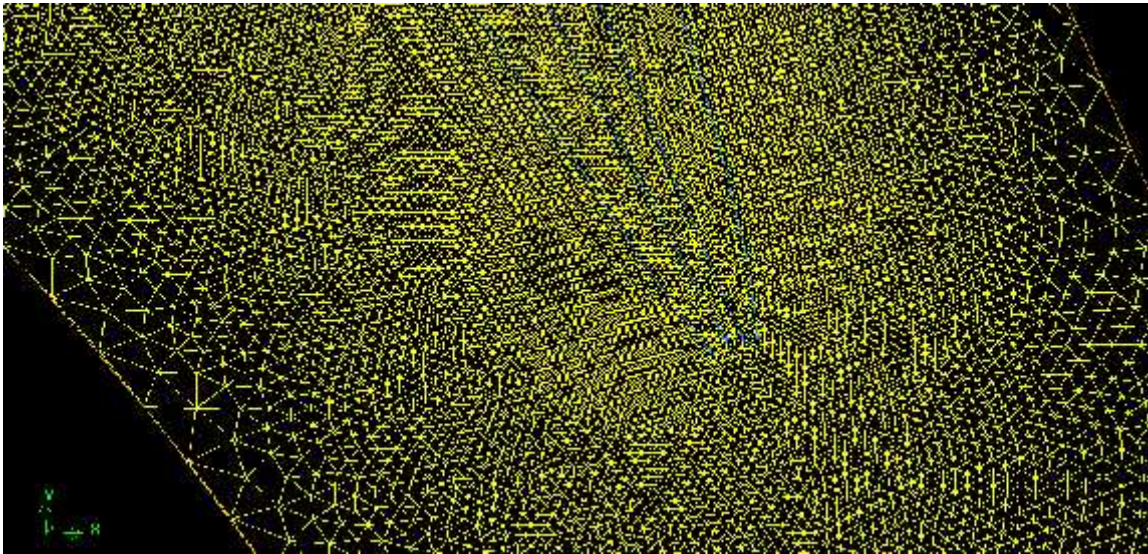
### IV.3.3. Validation du maillage :

L'analyse de la qualité du maillage ainsi que son influence sur les résultats est un point fondamental qui mérite une attention particulière. Théoriquement, les erreurs liées au maillage doivent disparaître pour des mailles de plus en plus fines tout en respectant les moyens de calcul disponibles.

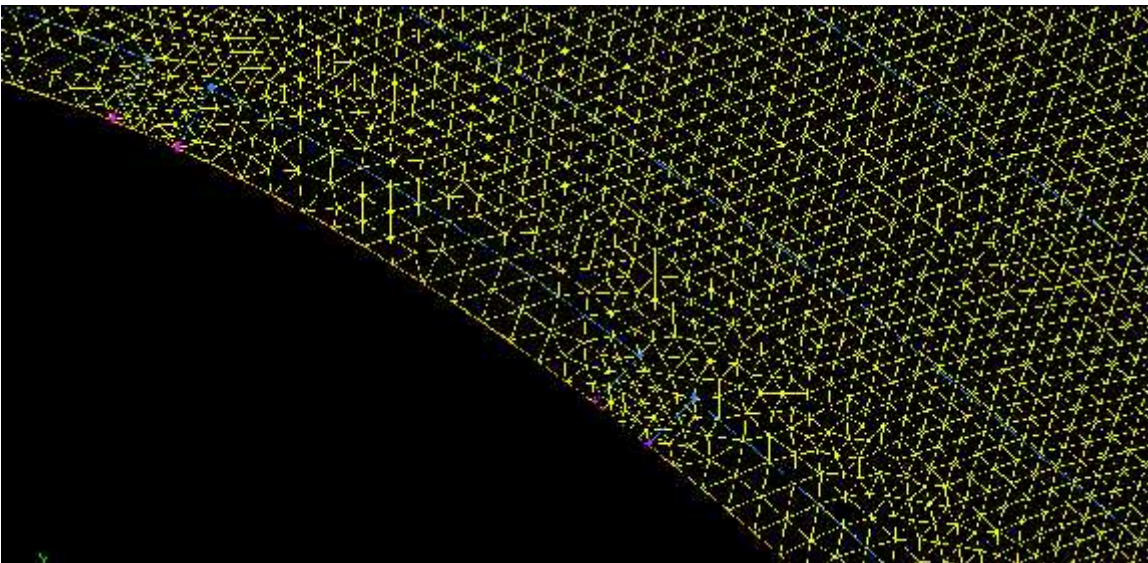
Le nombre d'éléments formant le maillage :

- Nombre d'éléments : **64550**
- Nombre de nœuds : **33982**

Afin de prendre en considération la conduction à l'intérieur du corps de l'aube, un deuxième domaine solide est créé avec son propre maillage. Les conditions d'interface solide-fluide permettent ensuite de faire le lien en conservant le flux de chaleur entre les deux domaines.



**Figure. IV.15.** Maillage au niveau du bord de fuite



**Figure. IV.16.** Maillage au niveau des orifices de la chemise

## CONCLUSION

Ce chapitre présente les étapes de simulation dont la création de la géométrie et son maillage par GAMBIT à pur but d'avoir un fichier mesh « .msh » et l'exporter au FLUENT et en fin faire l'étude et la simulation de notre cas à étudié et avoir les champs des différents paramètres aérothermodynamique.

## INTRODUCTION

Ce chapitre présente les différents cas test qu'on a exécuté sur FLUENT commençant par le cas de jet unique sur une plaque plane dans le but de déterminer la structure de l'écoulement d'un jet unique ou encore de plusieurs jets. Enfin des applications aux aubes turbines 2D et 3D sont présentées avec interprétation de leurs résultats.

Avant d'entamer ces cas test on doit avant tous passer par un exemple de validation sur FLUENT.

### V.1.EXEMPLE DE VALIDATION SUR FLUENT :

L'étape ultime consiste à valider les résultats de simulation. Cette étape demeure d'autant plus indispensable qu'un certain nombre de choix ont dû être faits par l'utilisateur, particulièrement concernant les modèles. La validation ne peut pas concerner l'ensemble des résultats, la somme d'informations résultant d'une simulation étant toujours extrêmement importante ; elle ne peut donc être que partielle.

La concordance ne garantit pas l'exactitude des résultats locaux, mais rassure l'utilisateur. Il est préférable de pouvoir accéder à des valeurs expérimentales locales (champs de vitesse ou de pression par exemple) pour valider la simulation. Dans certains cas complexes, il peut être utile de s'appuyer sur un laboratoire de recherche disposant de ces facilités expérimentales.

Cet exemple de validation consiste en une simulation d'un écoulement transsonique autour d'une aube stator de turbine tel que les conditions aux limites utilisées sont les suivantes :

**V.1.1.Cas des conditions de réflexion (with reflecting condition) :**

- ✓ ENTREE DOMAINE : Température totale  $T_t = 300$  K.  
Pression totale  $P_t = 1.5$  atm.  
Pression statique  $P = 1$  atm.
  
- ✓ SORTIE DOMAINE : Pression statique  $P = 0.8$  atm.  
Température totale  $T_t = 300$  K.

Une comparaison des prédictions des contours de pression et des nombres de Mach sur l'aube avec les données FLUENT. Il y a une bonne concordance entre les résultats de FLUENT et les données du tutorial.

On constate que la condition à la sortie (OUTLET) a une influence sur le résultat dont ce dernier s'approche de la réalité du phénomène et on l'explique par la visualisation de l'onde de choc sur l'extrados au bord de fuite de l'aube.

**Conclusions :**

Des résultats présentés ci-dessus, on peut conclure que les prédictions de FLUENT de la distribution de pression et de nombre de Mach de l'aube sont proches des résultats donnés par documentation de FLUENT.



V.1.1.1/ présentation des contours :

La première figure correspond à celle du FLUENT comparée avec celle exposée juste au-dessous qui représente notre résultat.

a) Contours des pressions :

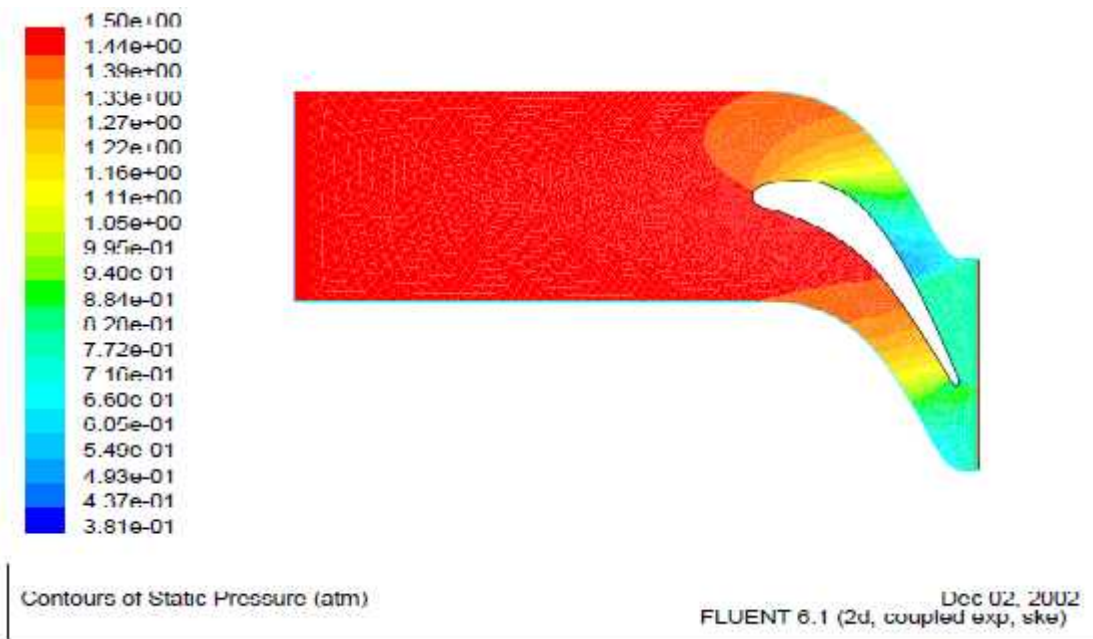


Figure V.1. Contours des pressions statique référencier par FLUENT

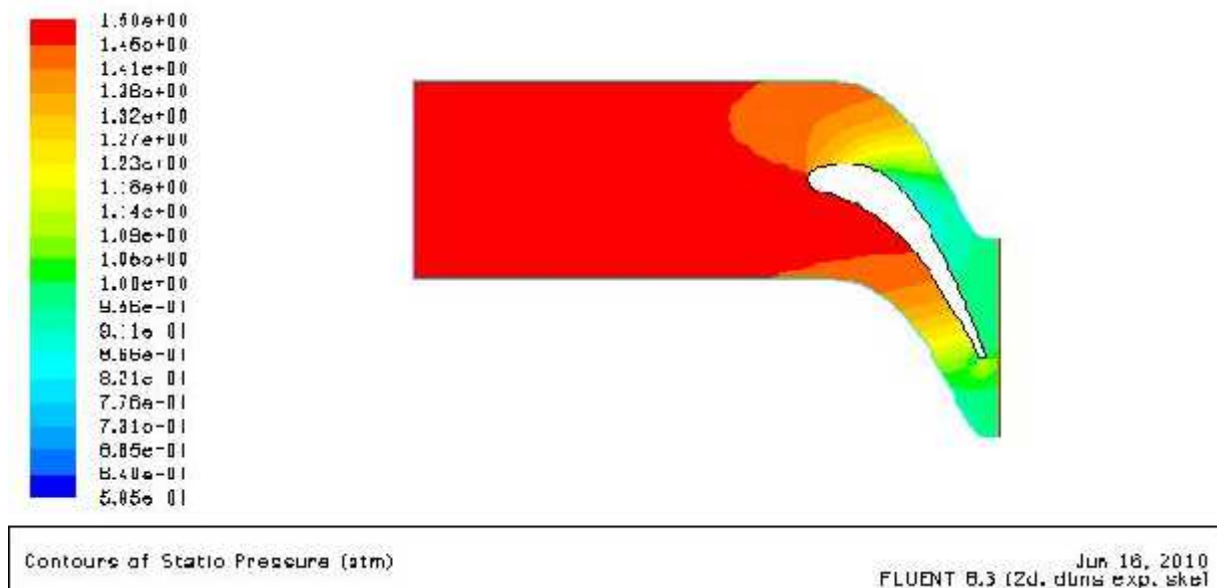


Figure V.2. Contours des pressions statiques (nos résultats)

b) Contours des nombres de Mach :

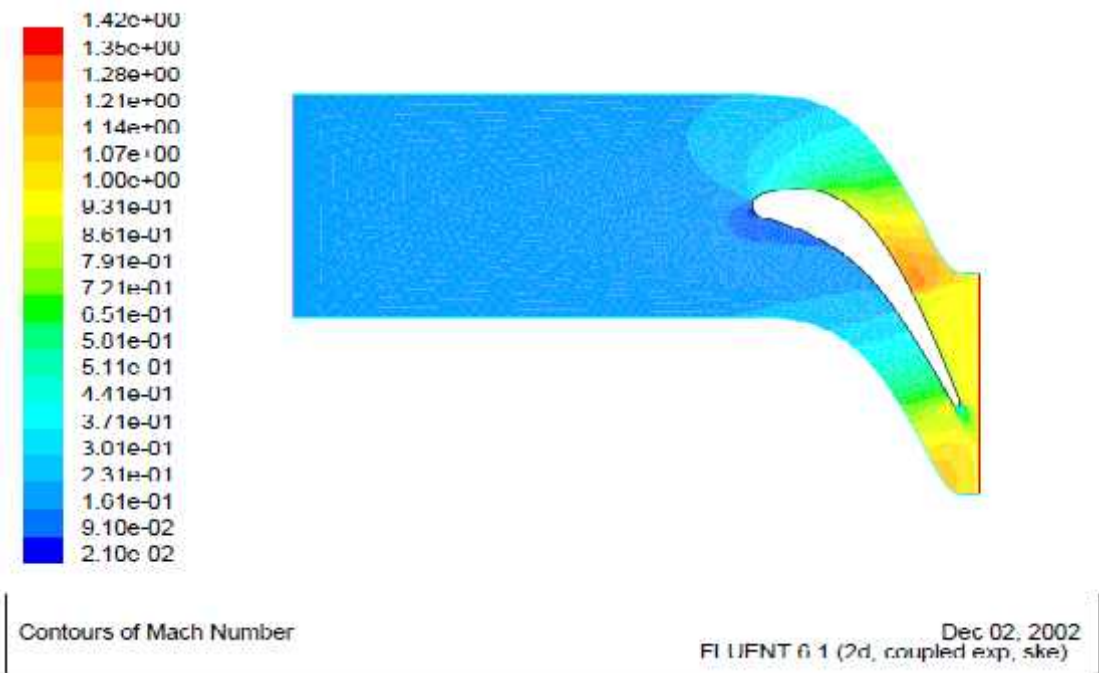


Figure V.3. Contours des nombres du Mach (référence FLUENT)

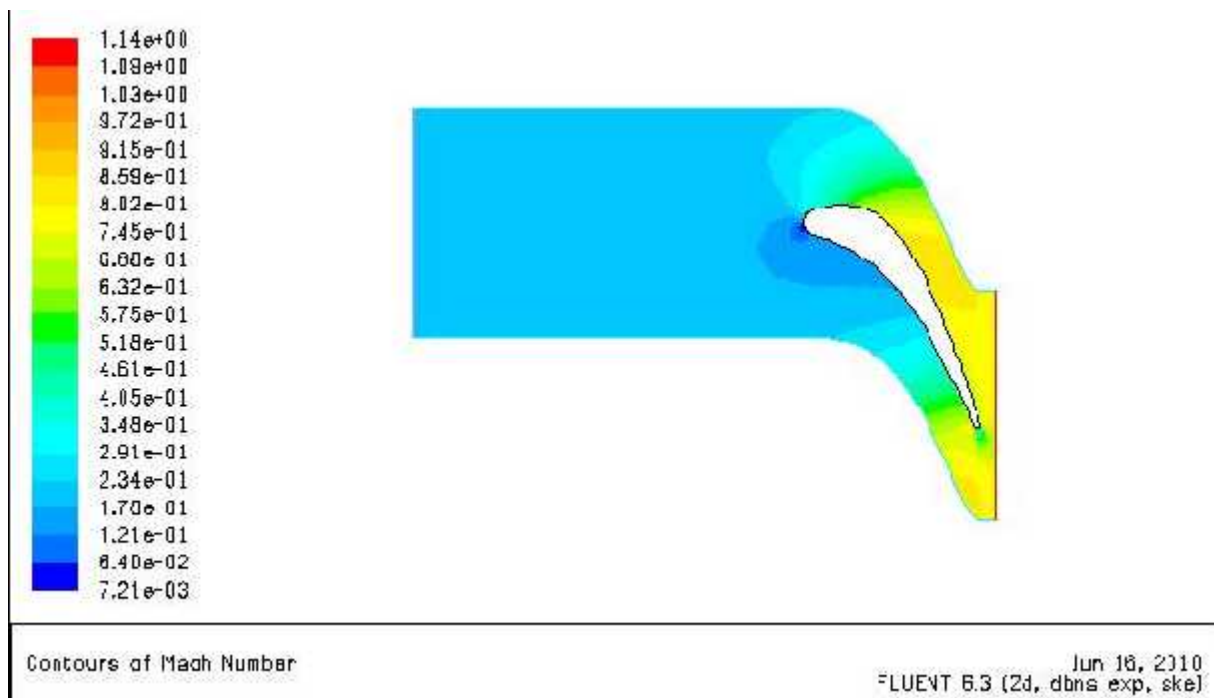


Figure V.4. Contours des nombres de Mach (nos résultats)

V.1.2.Cas de sans conditions de réflexion (non reflecting condition)

V.1.2.1 présentation des contours :

a) Contours des pressions :

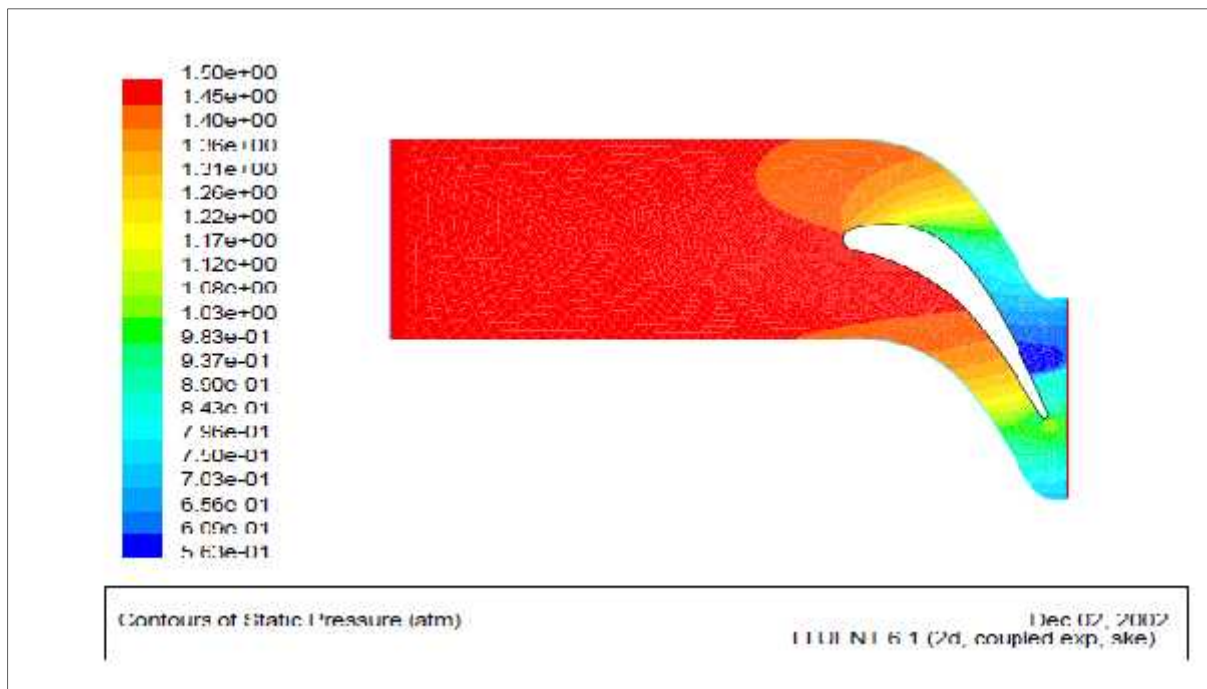


Figure V.5.Contours des pressions statique référencier par FLUENT

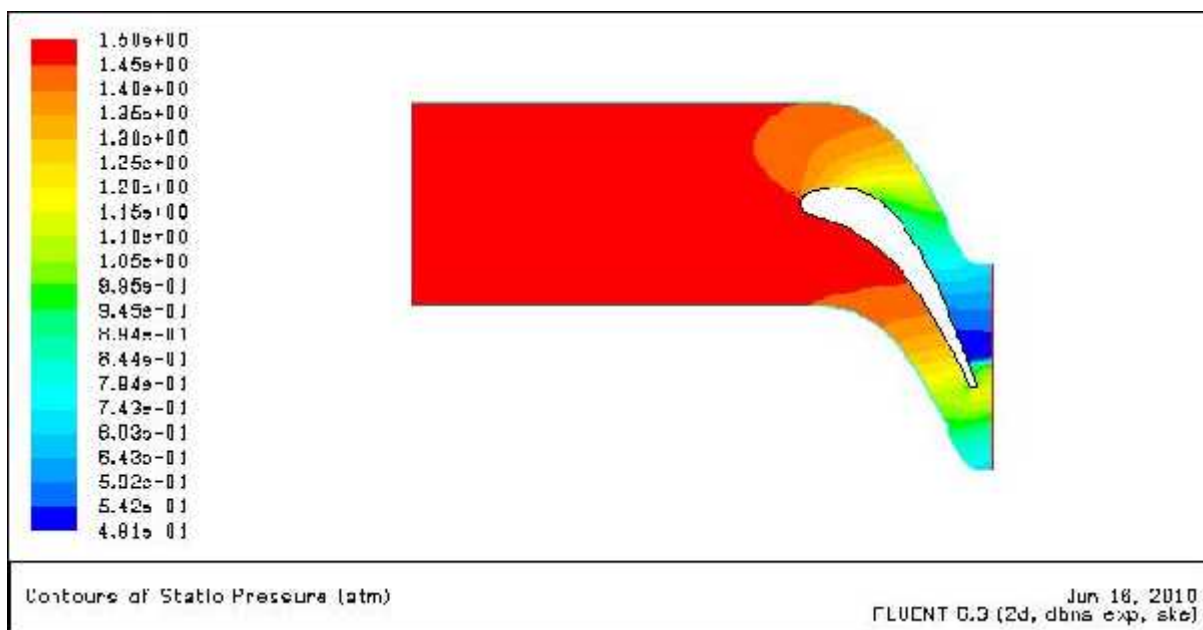


Figure V.6.Contours des pressions statiques (nos résultats)

b) Contours des nombres de Mach :

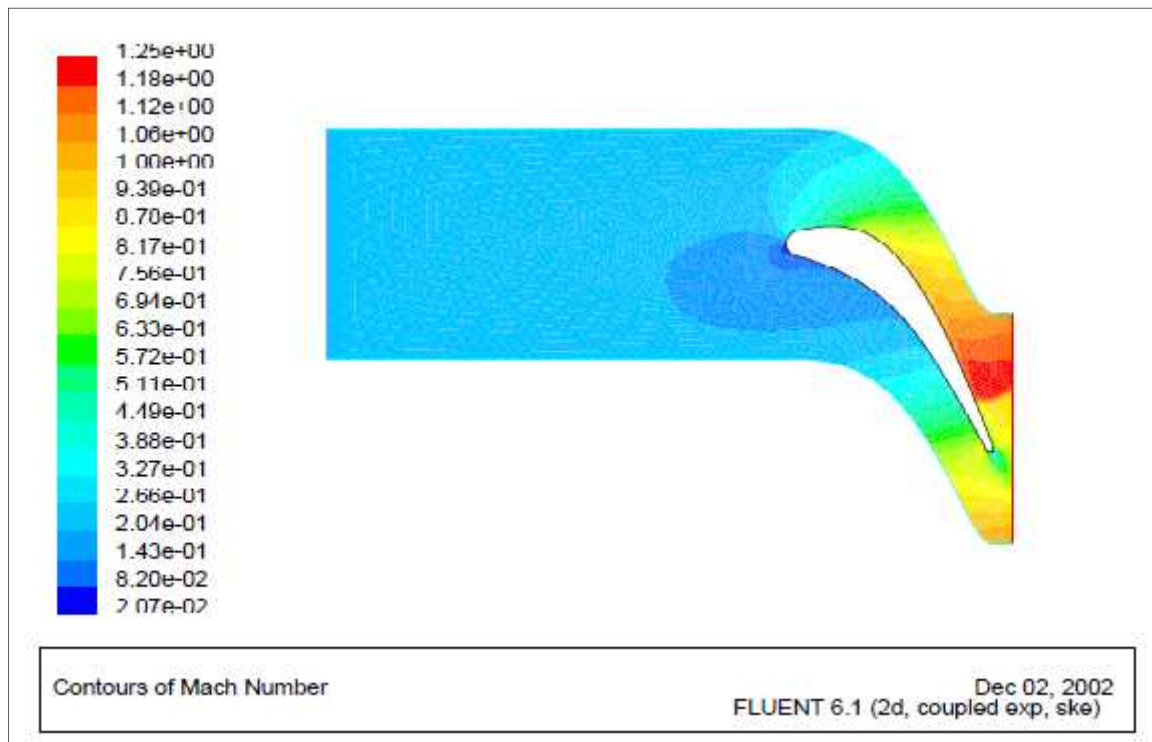


Figure V.7. Contours des nombres du Mach (référence FLUENT)

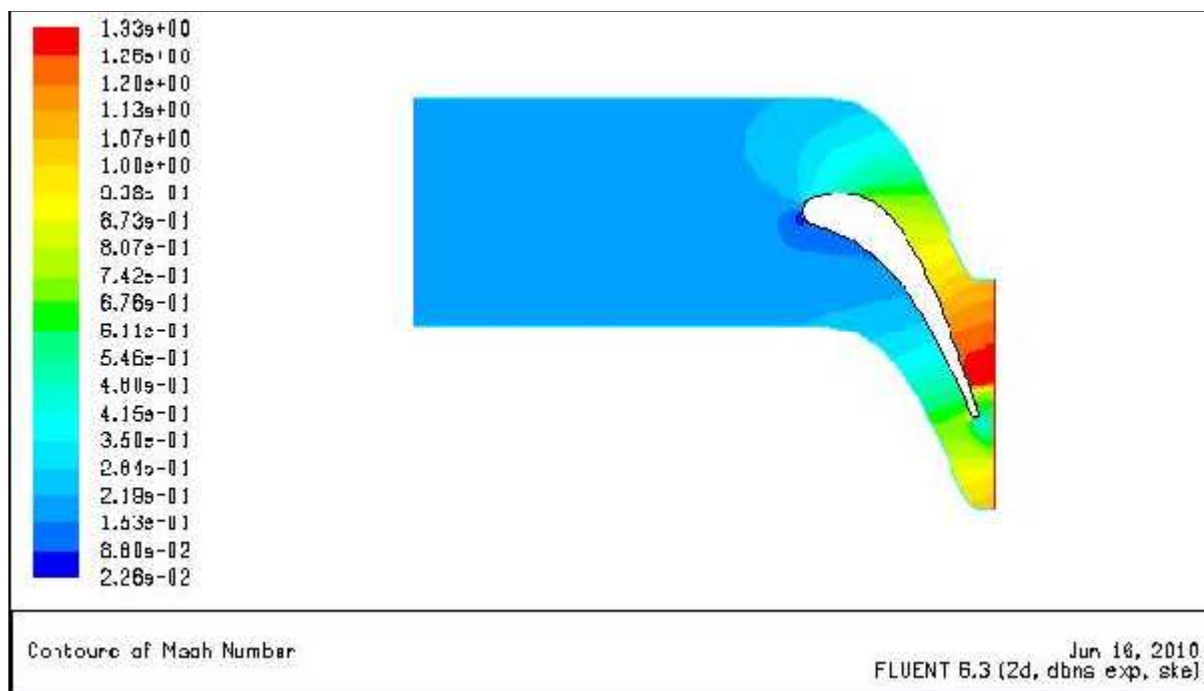


Figure V.8. Contours des nombres de Mach (nos résultats)

## V.2. JET UNIQUE EN IMPACT SUR UNE PLAQUE PLANE

La première partie de notre étude porte donc sur l'impact d'un jet unique sur une plaque plane. Nous allons y ajouter l'influence d'un écoulement cisaillant en amont et en aval de l'injection.

Les résultats que nous allons présenter dans les lignes qui suivent concernent les mesures de vitesse et de température effectuées sur une configuration de jet unique en impact sur une paroi plane.

### V.2.1.Model :

Cette figure représente la géométrie en 2D de la configuration du jet unique en impact avec le maillage dans FLUENT dont les paramètres de la géométrie sont le suivants :

- D : Diamètre du trou d'impact [ $D = 30$  mm]
- H : Distance entre les deux parois ou d'entrefer (paroi refroidie et celle d'impact) [ $H = 75$  mm]
- e : Epaisseur de la plaque d'impact [ $e = 15$  mm]

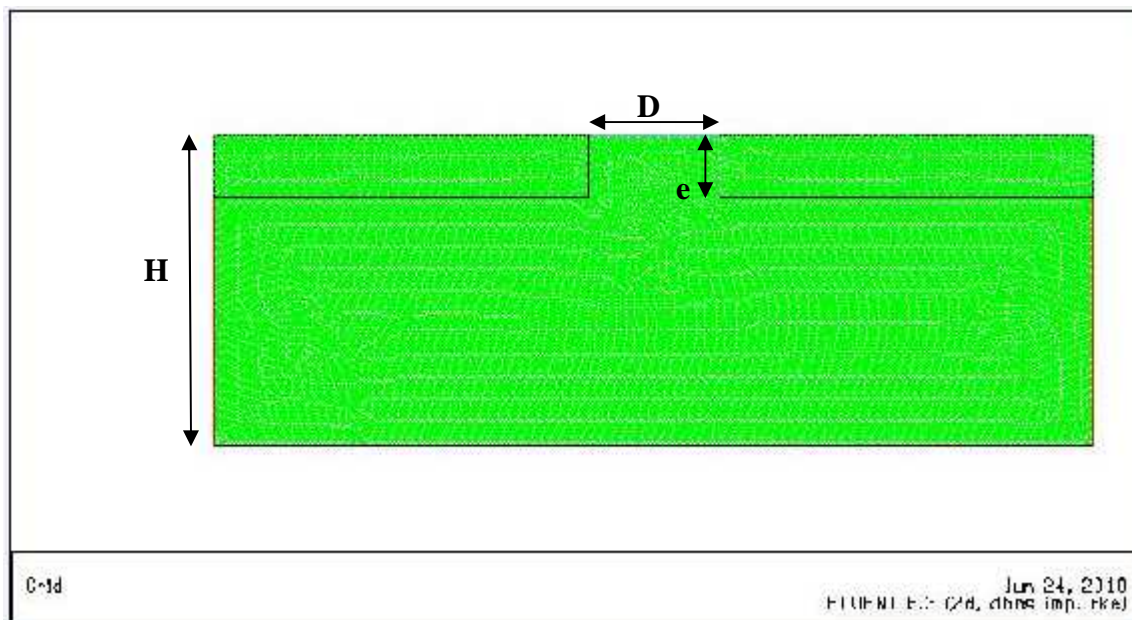


Figure .V.9. Paroi plane avec maillage dans FLUENT

### V.2.2. Conditions aux frontières :

- **masse flow inlet** : trous d'impact de jet (fluide refroidisseur)

Masse flux :  $100 \text{ Kg/m}^2\cdot\text{s}$ .

Pression statique  $P = 1 \text{ atm}$

Température totale  $T = 300 \text{ K}$ .

- **Wall** : paroi refroidie :

Wall / Heat flux :  $5000 \text{ w/m}^2$ .

- **Pressure outlet 1** :

Pression statique  $P = 1 \text{ atm}$ .

Température totale  $T = 300 \text{ k}$ .

- **Pressure outlet 2** :

Pression statique  $P = 1 \text{ atm}$

Température totale  $T = 300 \text{ k}$ .

La figure V.10. représente le résiduel tel que le nombre d'itérations attendent les **5500** et la convergence arrive jusqu'à  $10e^{-5}$ .

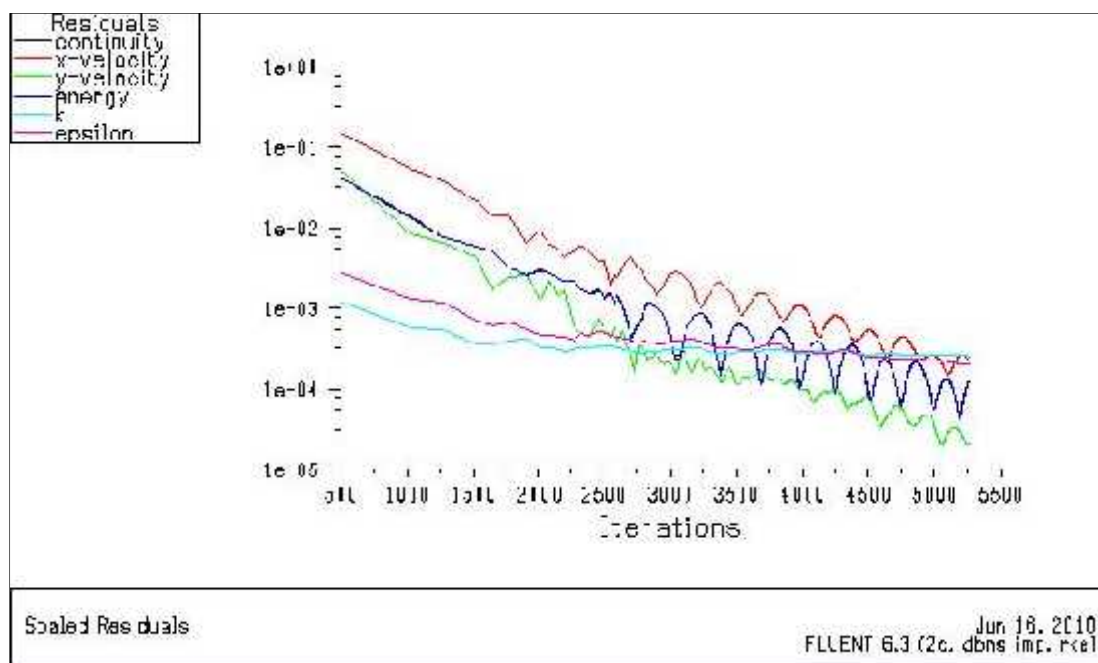


Figure .V.10. Le Résiduel

V.2.3.Présentation des différents contours :

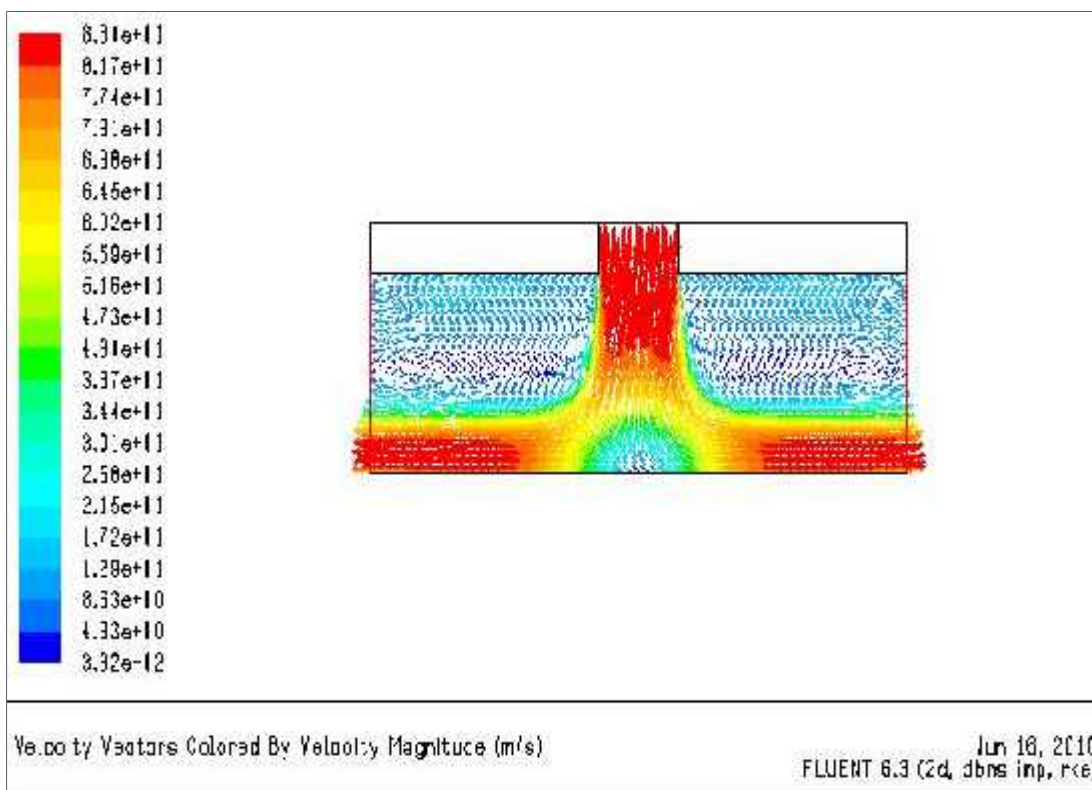


Figure V.11. Vecteurs des vitesses

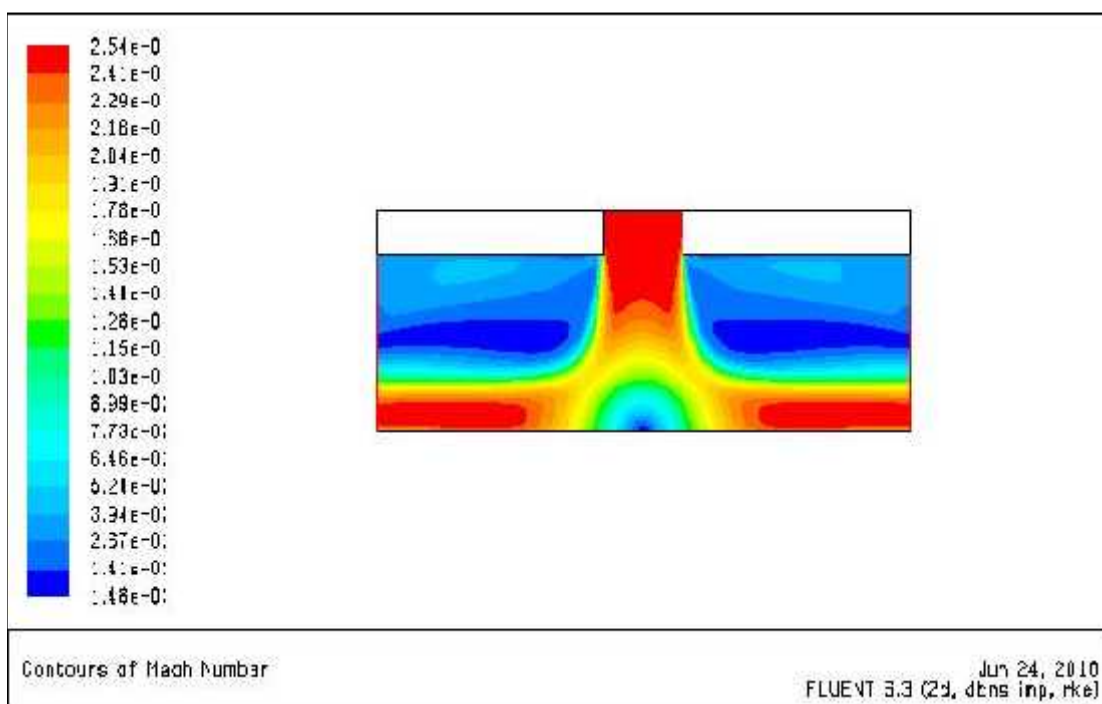


Figure V.12.Contours des Mach

C

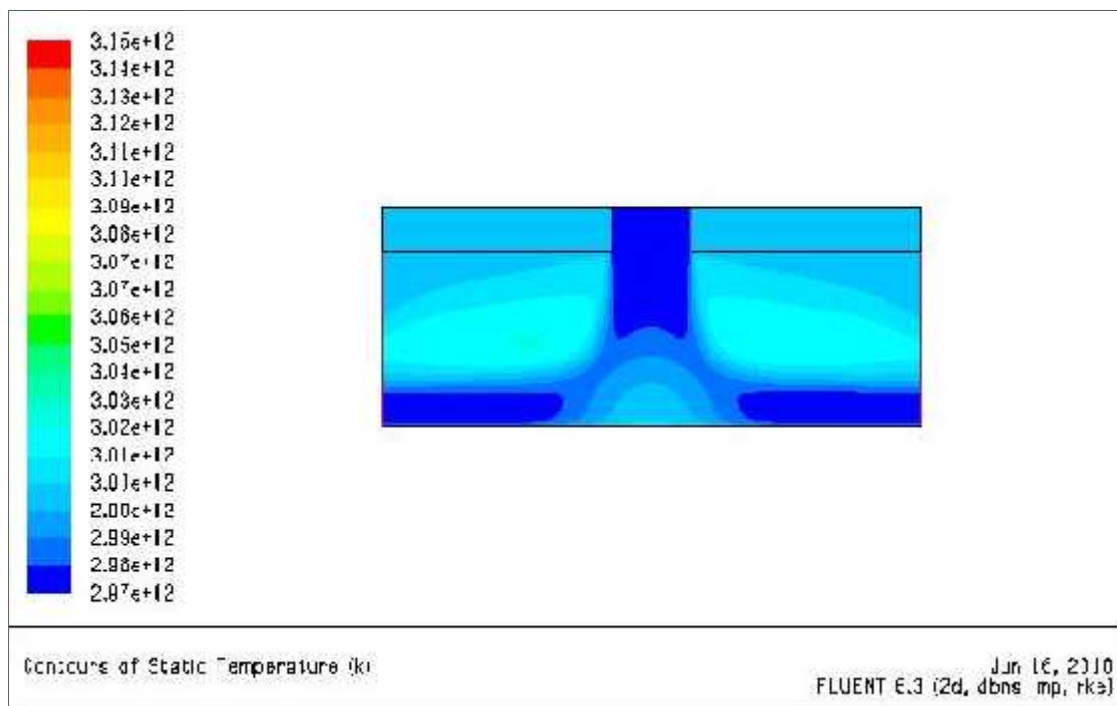


Figure V.13. Contours de la température statique

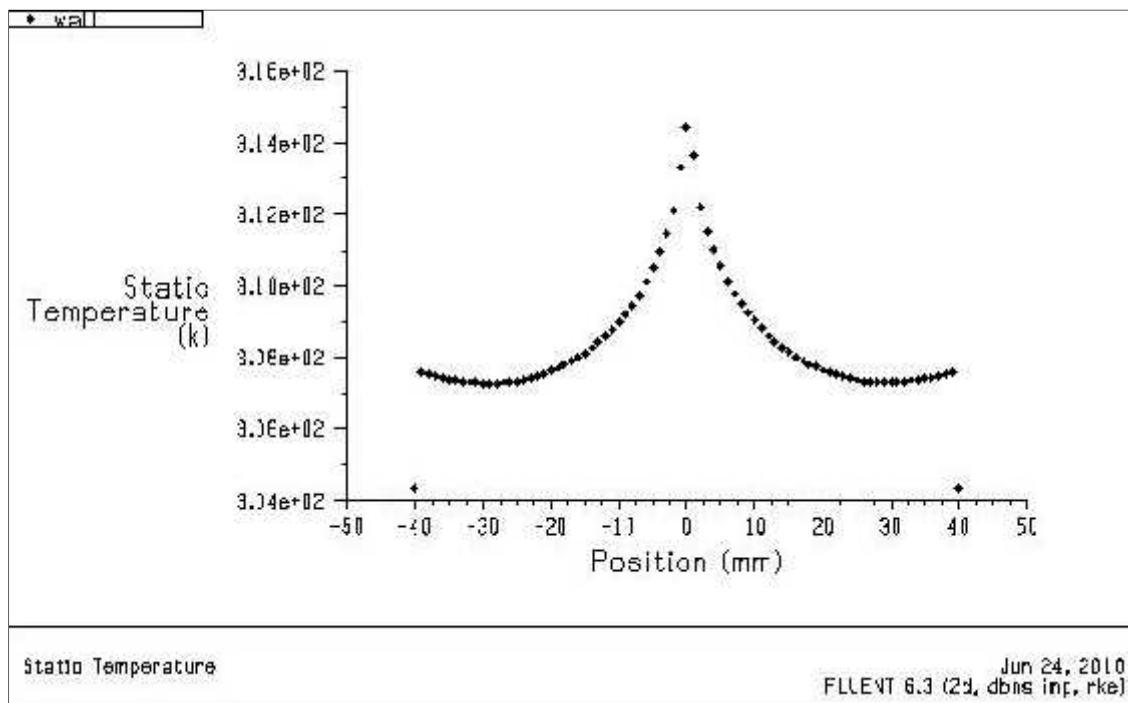


Figure V.14. Répartition de la température statique sur la plaque refroidie



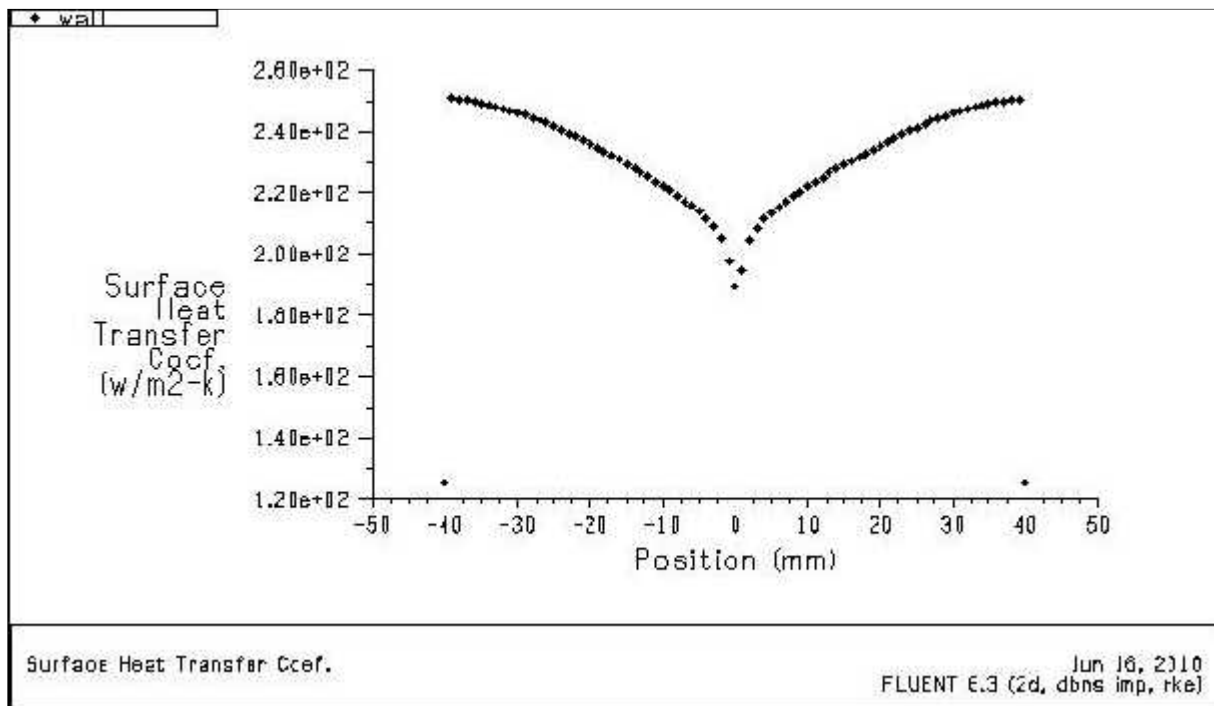


Figure V.15. Coefficient de transfert de chaleur (h) sur la plaque refroidie

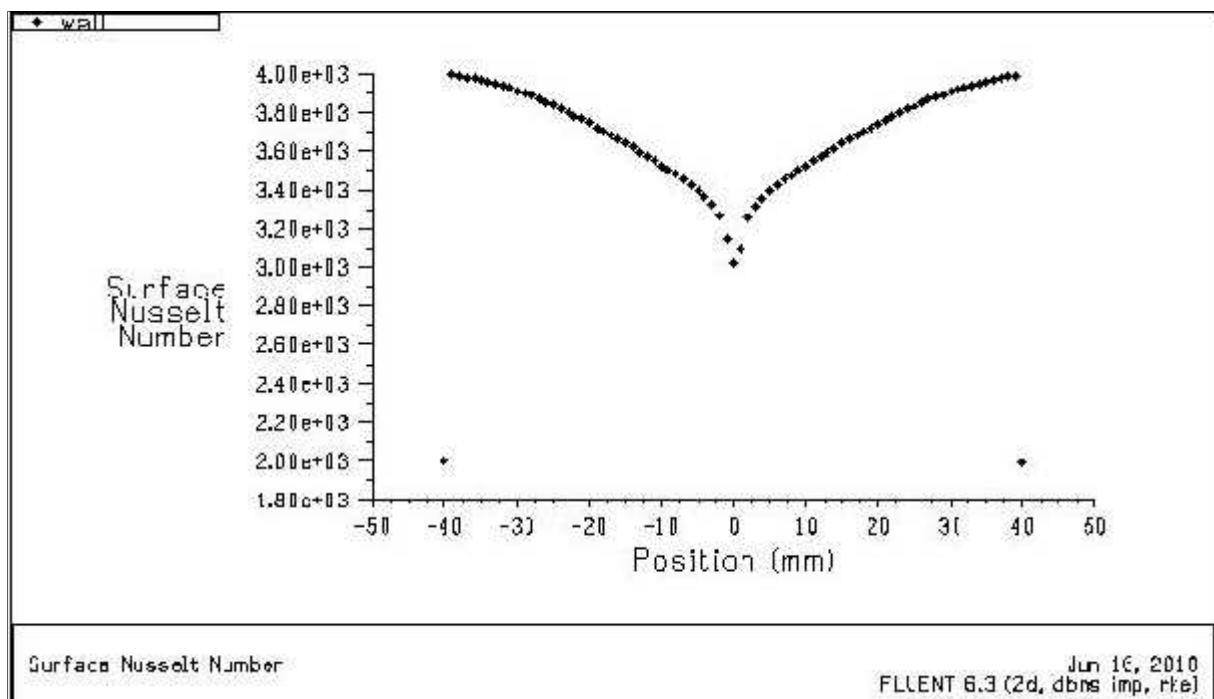


Figure V.16. Nombre de NUSSELT(Nu) sur la plaque refroidie

D'après la figure (V.11) on peut visualiser les trois zones caractérisant la structure du jet de l'impact tel que

- la zone du jet proprement dite ;
- la zone de stagnation ;
- la zone d'écoulement pariétal.

On remarque que :

- l'écoulement est symétrique
- La zone de stagnation est caractérisée par des gradients de pression élevés qui ralentissent l'écoulement en direction axiale jusqu'à l'arrêter. Ces gradients deviennent ensuite pariétaux. Dans la région pariétale qui suit immédiatement la région de stagnation, l'écoulement devient laminaire, avec des coefficients d'échange thermique élevés du fait d'une épaisseur faible de la couche limite et d'une vitesse importante. À la suite de cette troisième zone, l'écoulement ralentit et s'expansé : le coefficient d'échange thermique diminue rapidement.
- au niveau de point d'impact la vitesse est minimale car il représente un point d'arrêt
- un minimum local au point d'impact et deux maximums locaux expliqués par une accélération subie par l'écoulement depuis le point de stagnation et aussi causé par l'augmentation de la turbulence ; ou encore on attribue ce pic à une transition de la couche limite du régime laminaire vers la turbulence.
- Donc on peut dire que le transfert de chaleur en paroi présente une distribution non monotone et ce dernier est vrai qu'avec des petites distances d'impact, autrement dit le rapport  $H/D$  est petit.

### V.3. CAS DE PLUSIEURS JETS DANS UN ECOULEMENT TRANSVERSAL :

#### V.3.1.Model

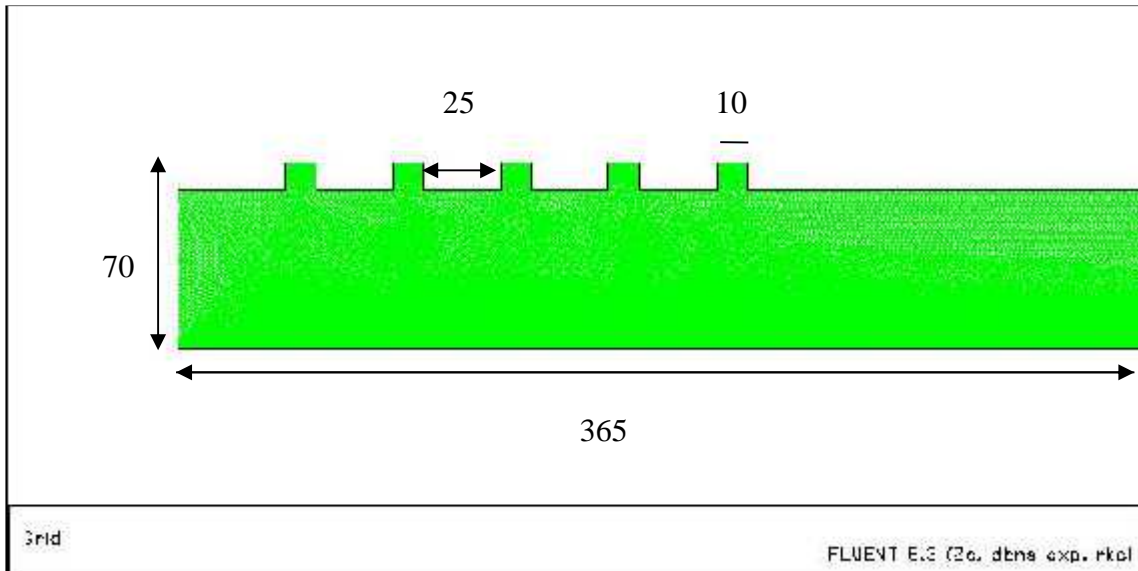


Figure.17. Paroi plane avec 5 orifices d'impact dans FLUENT

#### V.3.2.Conditions aux limites :

- **masse flow inlet** : trous d'impact de jet (fluide refroidisseur)  
 Masse flux :  $300 \text{ Kg/m}^2\cdot\text{s}$ .  
 Pression statique  $P= 1\text{atm}$   
 Température totale  $T = 300 \text{ K}$ .
- **Wall** : paroi refroidie :  
 Heat flux :  $10000 \text{ w/m}^2$ .
- **Pressure outlet** :  
 Pression statique  $P = 1\text{atm}$ .  
 Température totale  $T = 300$ .
- **Pressure inlet** :  
 Pression statique  $P = 3 \text{ atm}$ .  
 Pression total  $P= 2.5\text{atm}$   
 Température totale  $T = 300 \text{ k}$ .

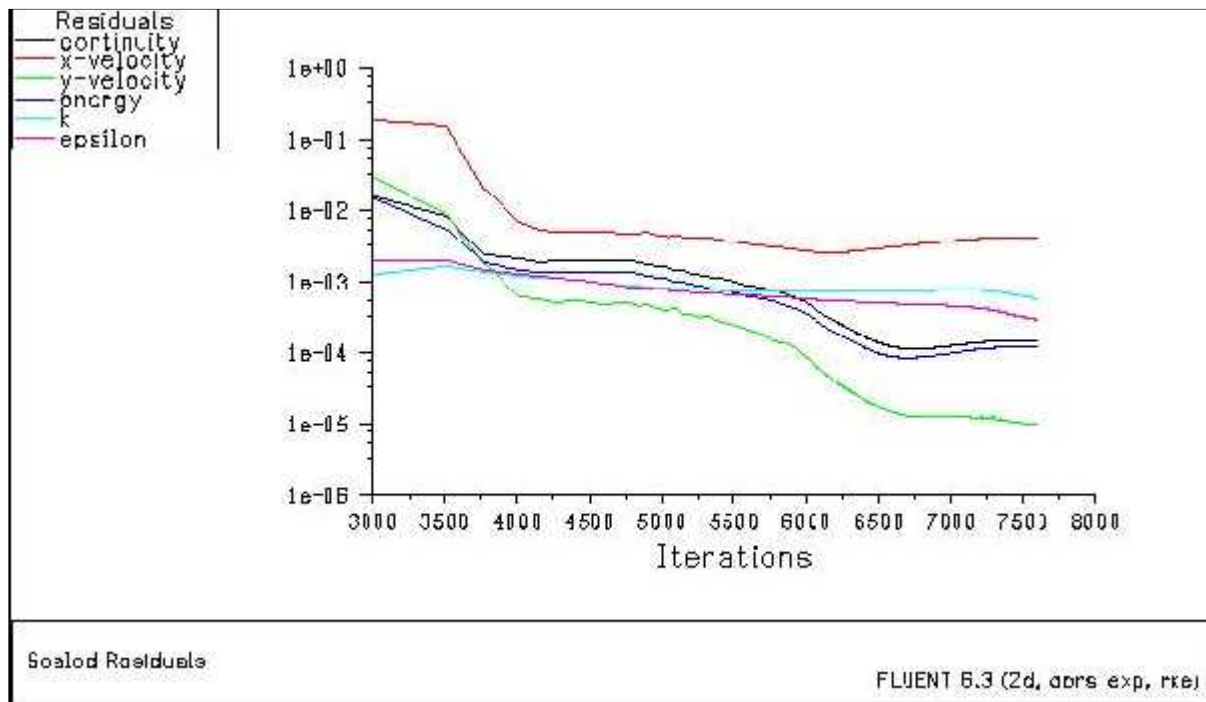


Figure. V.18. Résiduel

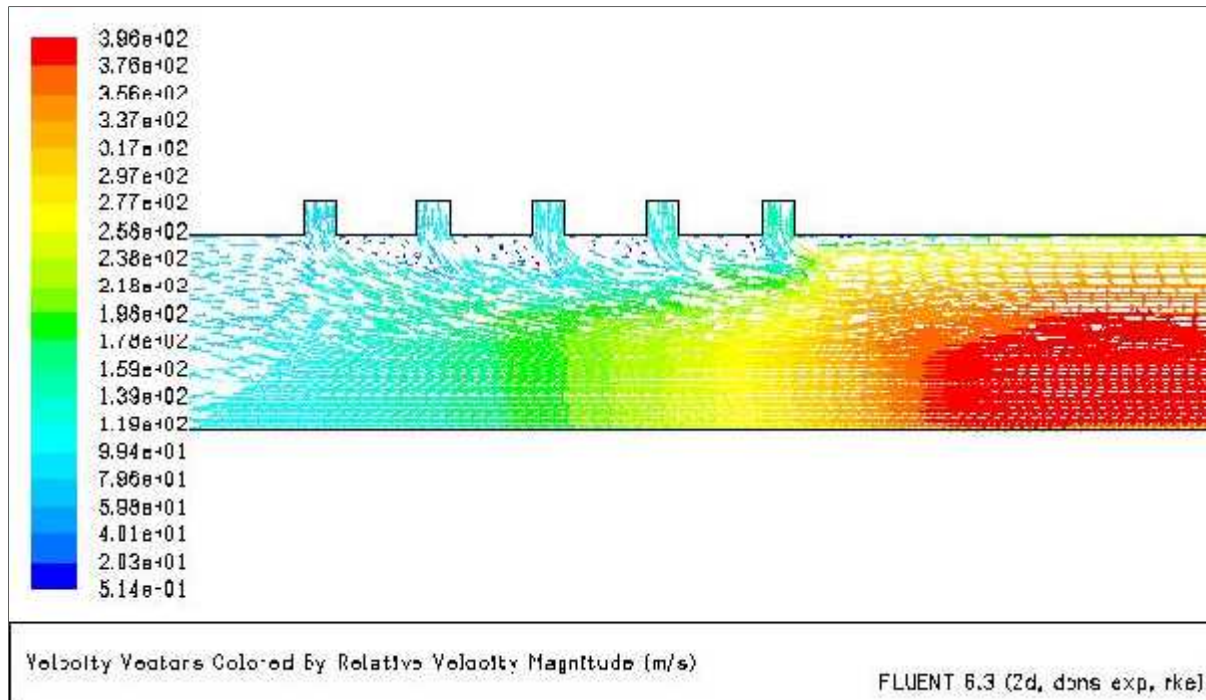


Figure. V.19. Les vecteurs de vitesses

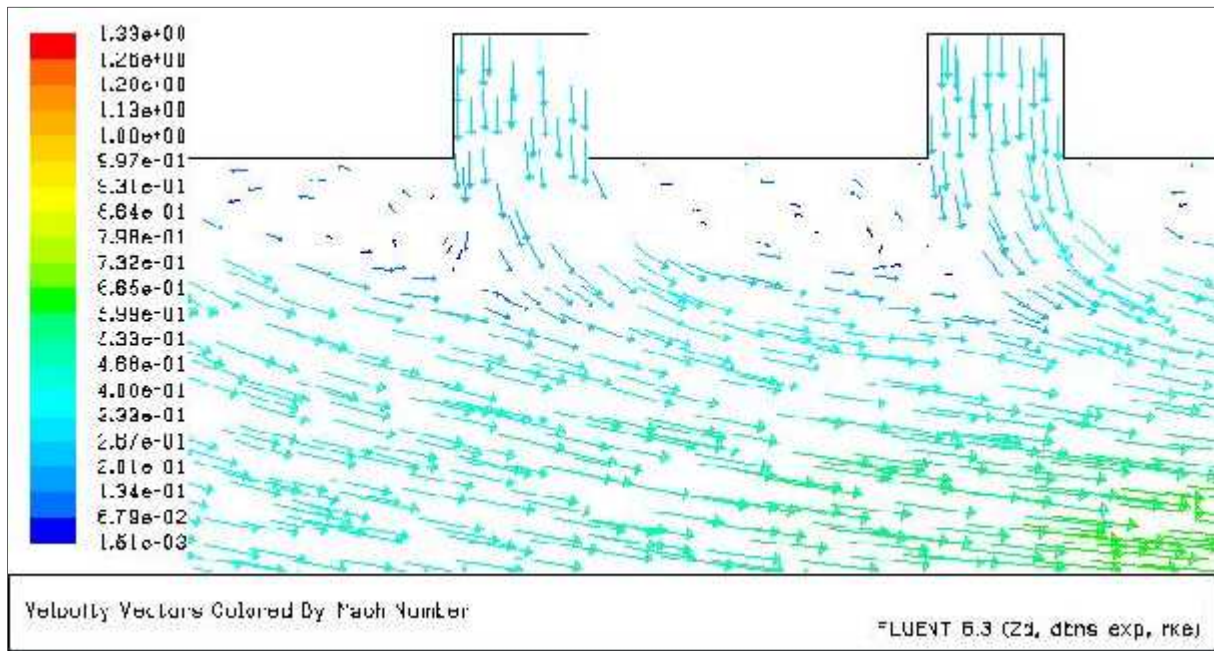


Figure. V.20. Les vecteurs de vitesses la zone d'écoulement pariétal

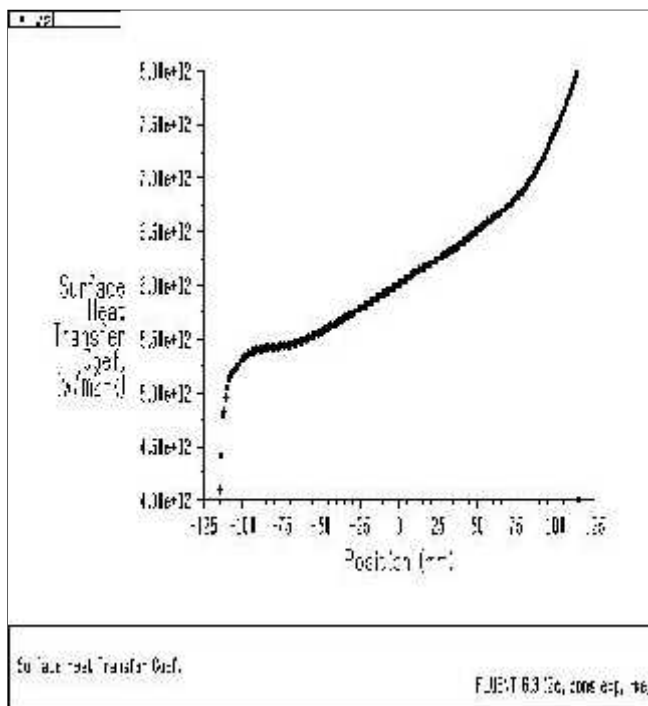


Figure. V.21. Coefficient de transfert de chaleur (h)

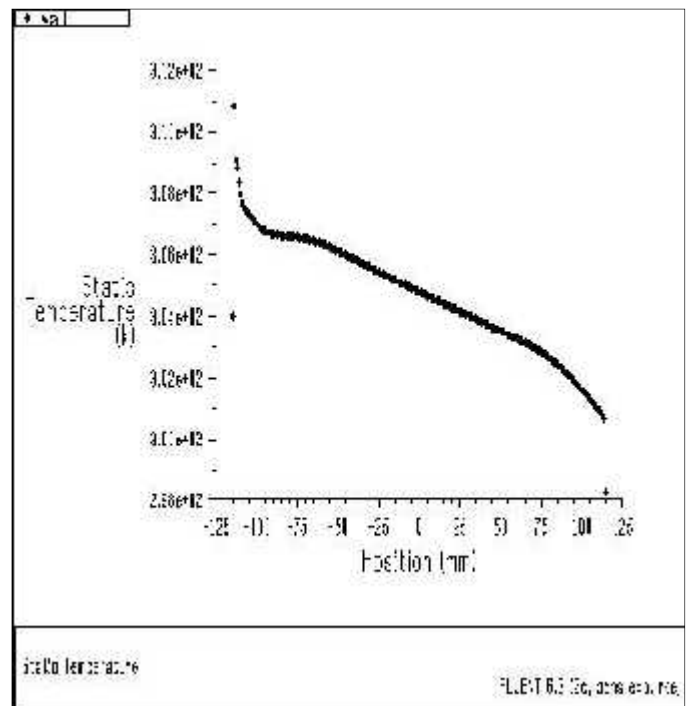


Figure. V.22. Température statique

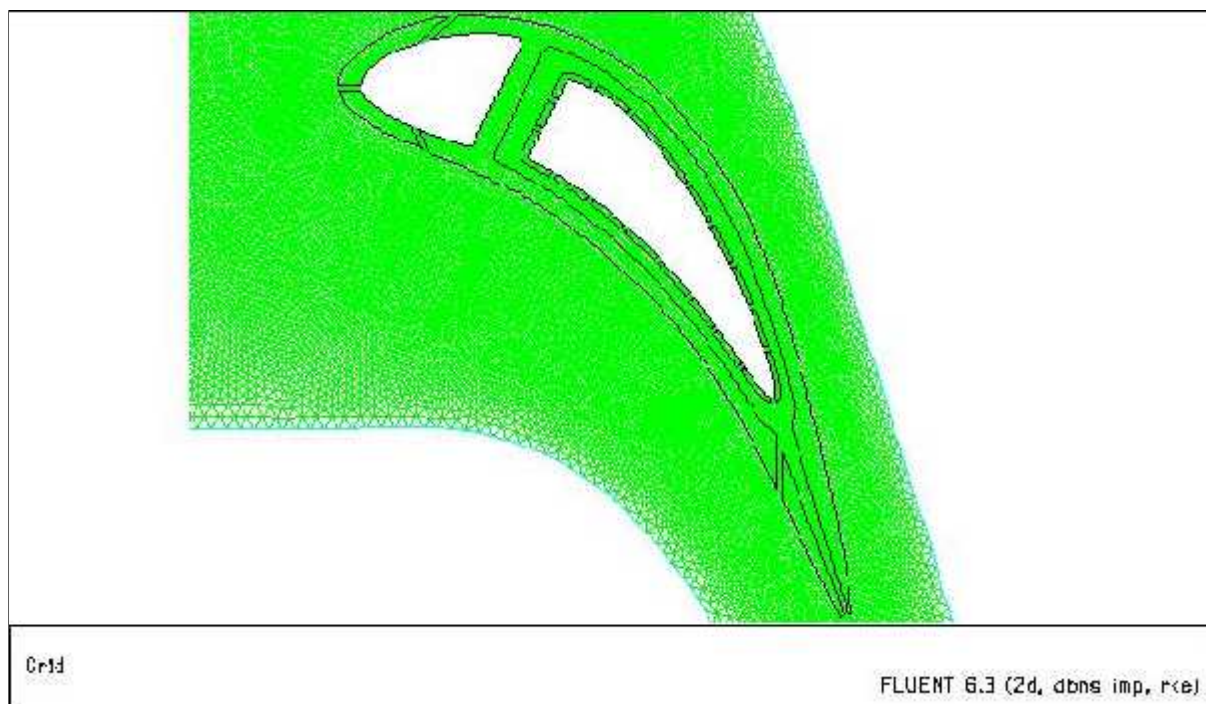
On constate que :

- Quand la solution des jets impactant est réalisée au moyen de batteries de trous, les performances de chaque jet local diminuent par rapport au jet isolé à cause de la présence de l'écoulement transversal, généré par les jets situés en amont et aussi à cause de l'interaction entre les jets avant l'impact pour des petites distances entre les jets.
- L'espace entre le plénum d'injection et la paroi induit un écoulement orthogonal aux jets. Cet écoulement dévie chaque jet et déplace vers l'aval leur zone de rencontre avec la paroi à refroidir.
- Le coefficient d'échange thermique global augmente avec la distance grâce au débit additif des trous précédents donc l'efficacité de refroidissement augmente.
- On remarque aussi une recirculation de l'écoulement entre les jets dus à l'interaction entre les écoulements débités de chaque trou.

## V.4/ APPLICATION AUX AUBES TURBINES (2D)

### V.4.1. Model :

Nous avons décomposé notre étude en trois parties. Dans un premier temps, nous nous sommes intéressés à l'impact d'un jet unique sur plaque plane et avec écoulement cisailant amont et aval en deuxième temps. Ce travail correspond à la configuration intrados/extrados de l'aube.



**Figure. V.23.** Présentation de l'aube dans FLUENT

### V.4.2. Conditions initiales et aux limites :

Dans le cas de notre géométrie, les conditions aux limites sont saisies au niveau du logiciel FLUENT. A l'entrée, on impose les pressions statique et total, la température total du fluide et à la sortie la pression statique du fluide. Quand à la paroi, on choisit une condition aux limites pour le transfert de chaleur du premier type c.à.d. la température est connue.

Les conditions initiales qui représentent l'état de base du modèle à l'instant où on commence la simulation sont définies comme suit :

- la nature du fluide est un gaz parfait.
- le régime est stationnaire.
- Le modèle de turbulence utilisé est le modèle : « k- ».

Il reste à déterminer les conditions aux limites dans chaque surface du domaine de calcul. Pour toutes les simulations, les conditions aux limites sont les suivantes :

ZONES	TYPE
Fluide	FLUID
Intérieur	Interior
Entrée	Pressure-inlet
Sortie	Pressure-outlet
périodique	periodic
Trous-BA / Trous chemise	Mass- flow- inlet

- Pressure-inlet (Entrée) :
  - $P_t = 20\text{atm}$
  - $P = 12\text{ atm}$
  - $T_t = 1600\text{ K}$
- Pressure-outlet (Sortie) :
  - $P = 12\text{ atm}$
  - $T_t = 1600\text{ K}$
- Mass-flow-inlet (trous bord d'attaque) :
  - Mass-flux =  $300\text{ Kg/m}^2\text{-s}$
  - $P = 15\text{ atm}$
  - $T_t = 800\text{ K}$
- Mass-flow-inlet (trous de la chemise) :
  - Mass-flux =  $500\text{ Kg/m}^2\text{-s}$
  - $P = 15\text{ atm}$
  - $T_t = 700\text{ K}$
- Convection (paroi\_chemise)
  - Heat transfer coefficient =  $300\text{ W/m}^2\text{k}$ .
  - Temperature =  $700\text{ k}$ .
- Convection (paroi\_cavité1)
  - Heat transfer coefficient =  $700\text{ W/m}^2\text{k}$ .
  - Température =  $800\text{ k}$ .



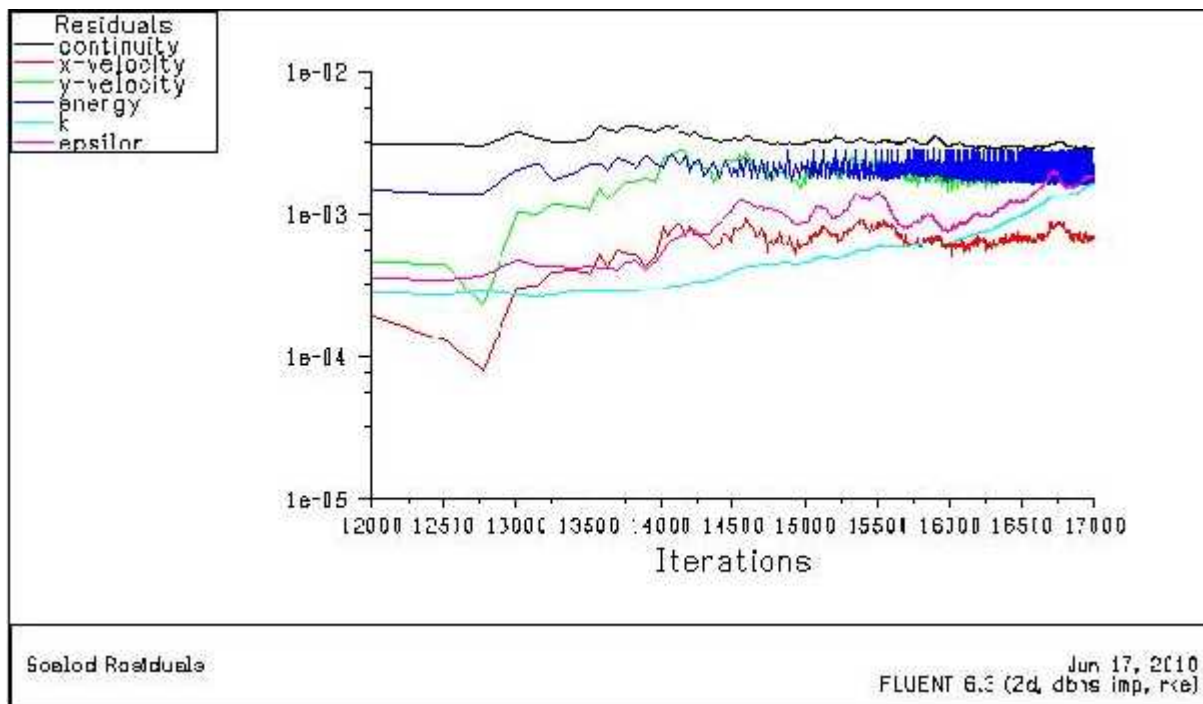


Figure. V.24. Le Résiduel

#### V.4.3. Champ dynamique des vitesses et de pression :

Dans un premier temps on va présenter le champ de vitesse et pression pour un seul taux d'injection.

Sur la figure (V.25) on va présenter le champ des vecteurs de vitesse sur le plan XY.

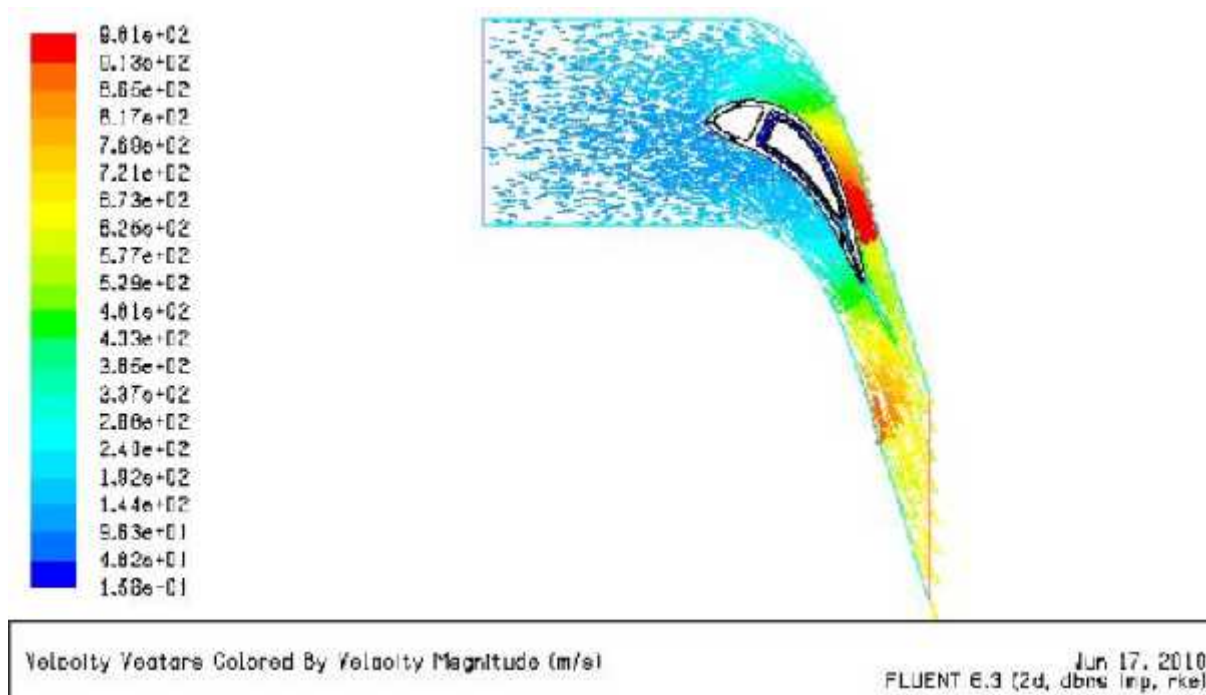


Figure V.25. Les vecteurs de vitesse

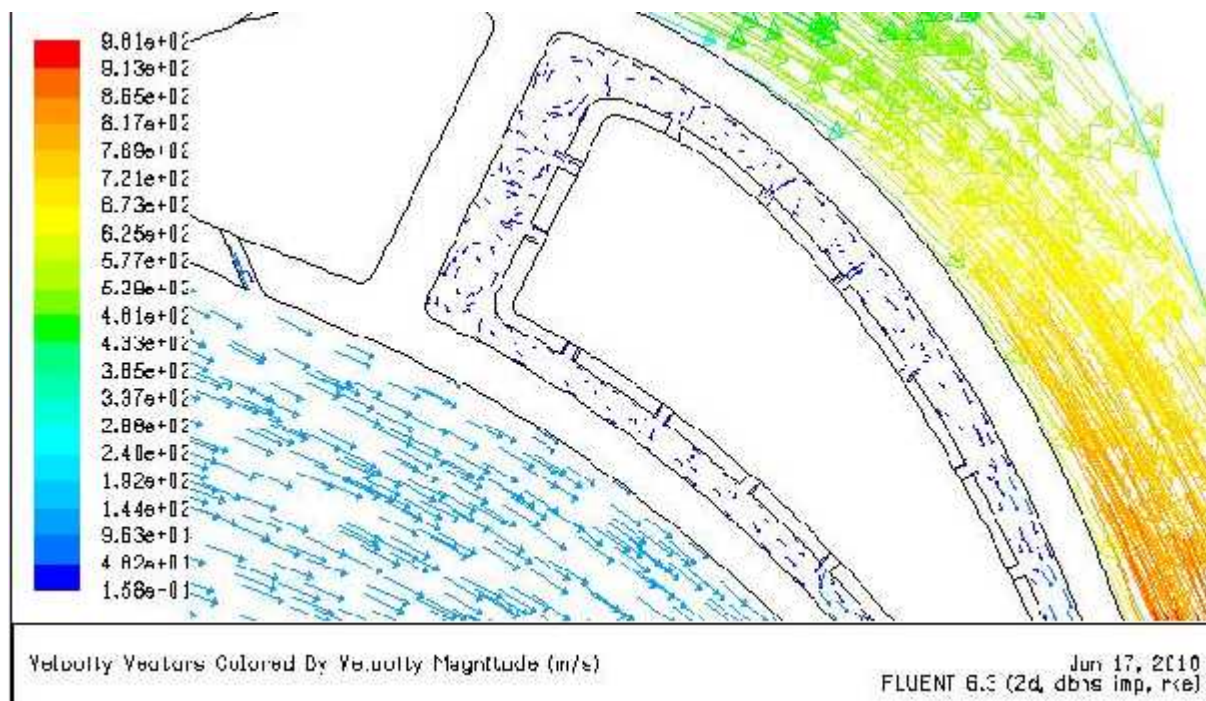
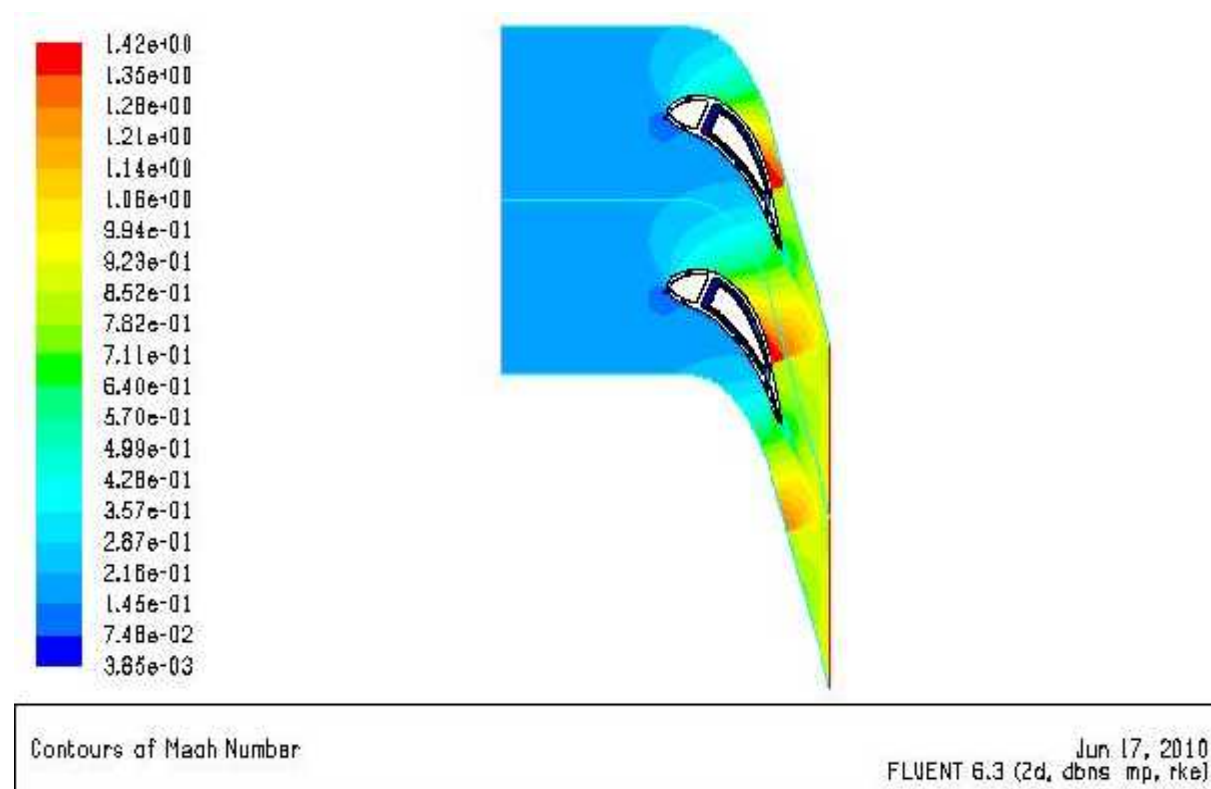


Figure V.26. Zone de la recirculation de la vectrice vitesse dans la chemise

Dans la figure (V.27) représentant la variation de nombre de Mach dans le passage on remarque que :

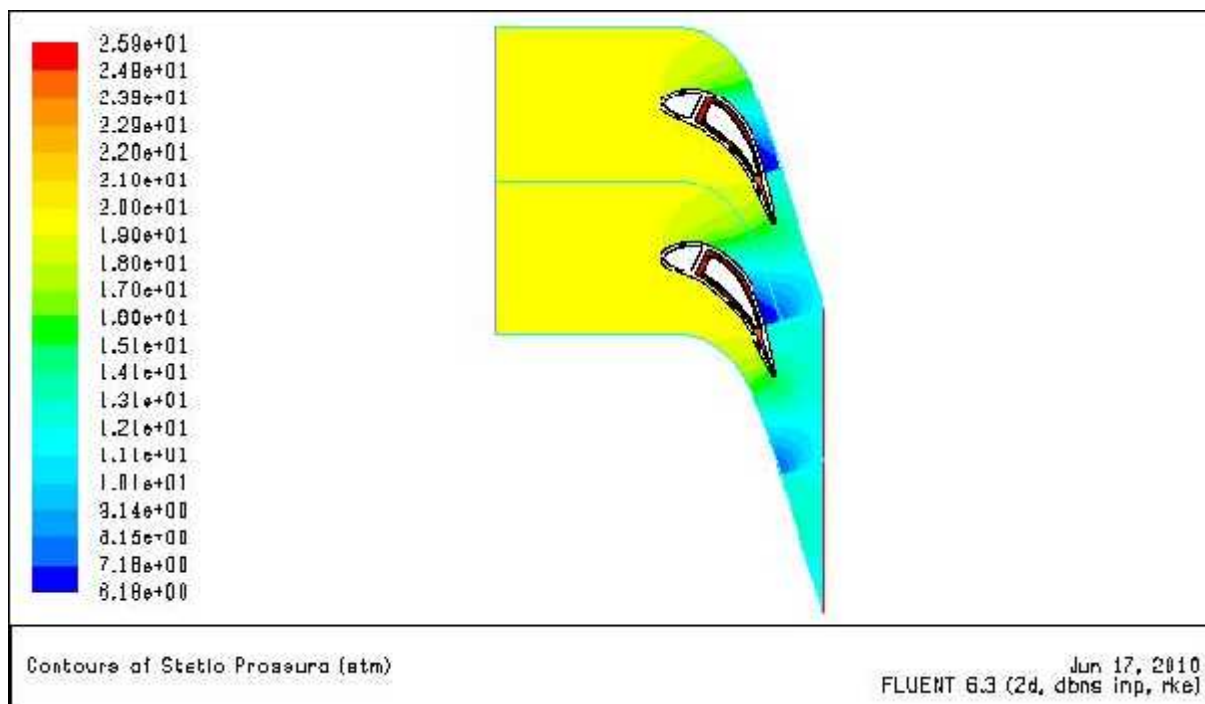


**Figure V.27.** Variation de nombre de Mach

- A l'entrée du domaine, le fluide s'écoule à une faible vitesse, l'écoulement du fluide est ralenti au voisinage du bord de fuite, puis il accélère dans l'espace inter-aube. L'écoulement est perturbé sur l'extrados par la présence d'une onde de choc située près du bord de fuite, cela est représenté sur le contour de nombre de Mach.
- le nombre de Mach va progressivement augmenter dans l'extrados, cette augmentation est due à l'élévation de la vitesse d'une part et à la dépression (taux de détente) d'autre part.
- Au niveau du bord de fuite, on constate une diminution brusque de la vitesse et l'apparition d'une zone tourbillonnaire due à la différence entre la quantité de mouvement du fluide provenant du côté extrados et celle du fluide provenant du côté intrados.

- Au bord de fuite deux zones de recirculation sont engendrées (coté extrados et intrados) soufflé partiellement par l'écoulement froid (venant de la chemise).

La figure V.28. Représente la distribution du champ de pression, on remarque que :



**Figure V.28.** Contours de pression

- La pression à l'entrée du domaine est très élevée. On remarque ici que la pression chute plus vite sur l'extrados que sur l'intrados. Sur l'extrados, on observe une diminution brusque de la pression sur l'abscisse proche du bord de fuite par la présence de l'onde de choc qui est une instabilité due à la nature transsonique de l'écoulement où il passe du sonique ( $M < 1$ ) au supersonique ( $M > 1$ ).
- La condition de Kutta au niveau du bord de fuite qui se traduit par un point d'arrêt de l'écoulement suivi par une région de recirculation à très faible vitesse, puis l'écoulement se détend vers l'infini pour rejoindre la pression atmosphérique.
- L'écoulement à l'intérieur de la cavité du fluide de refroidissement est alimenté par une pression relativement élevée permettant l'injection d'un débit d'air sous forme d'un film protecteur protégeant le bord d'attaque.
- Si on trace la distribution de la pression sur le profil, on remarque que sa variation suit celle de la pression dans le domaine fluide. (figure V.29).

La figure V.29. Présente la courbe de pression au niveau de l'extrados et l'intrados.

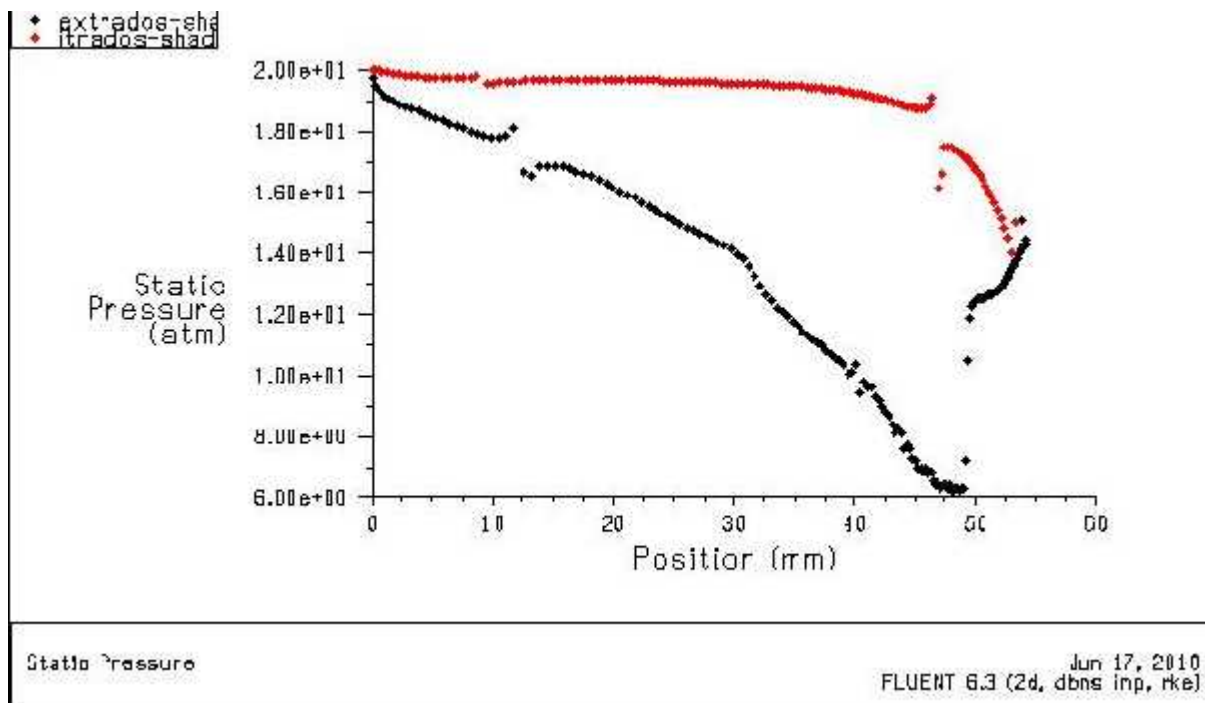


Figure V.29. Distribution de la pression autour de l'aube

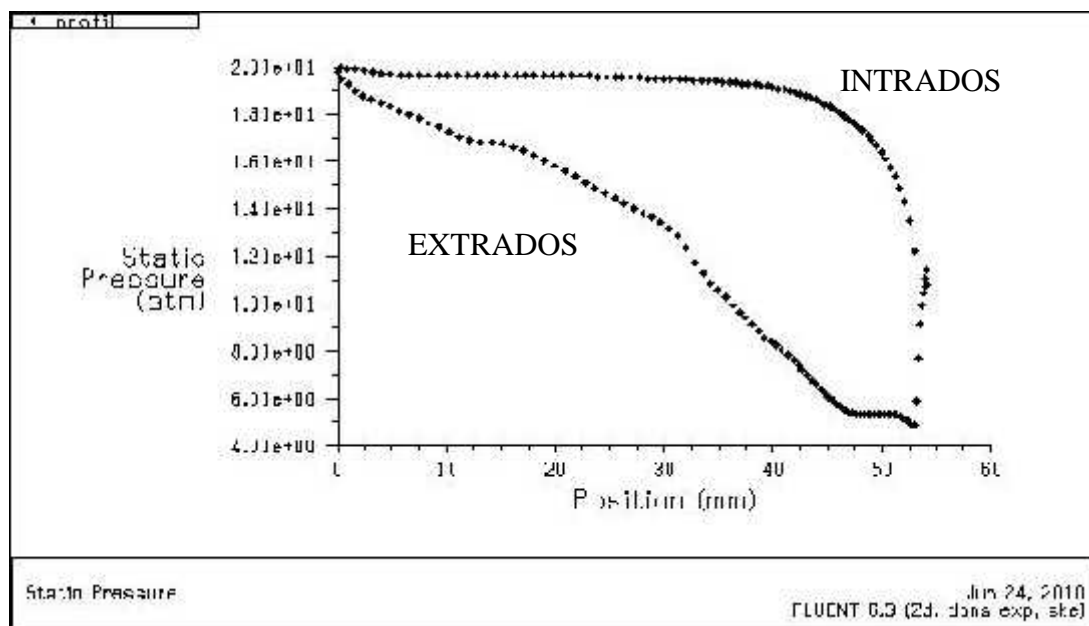
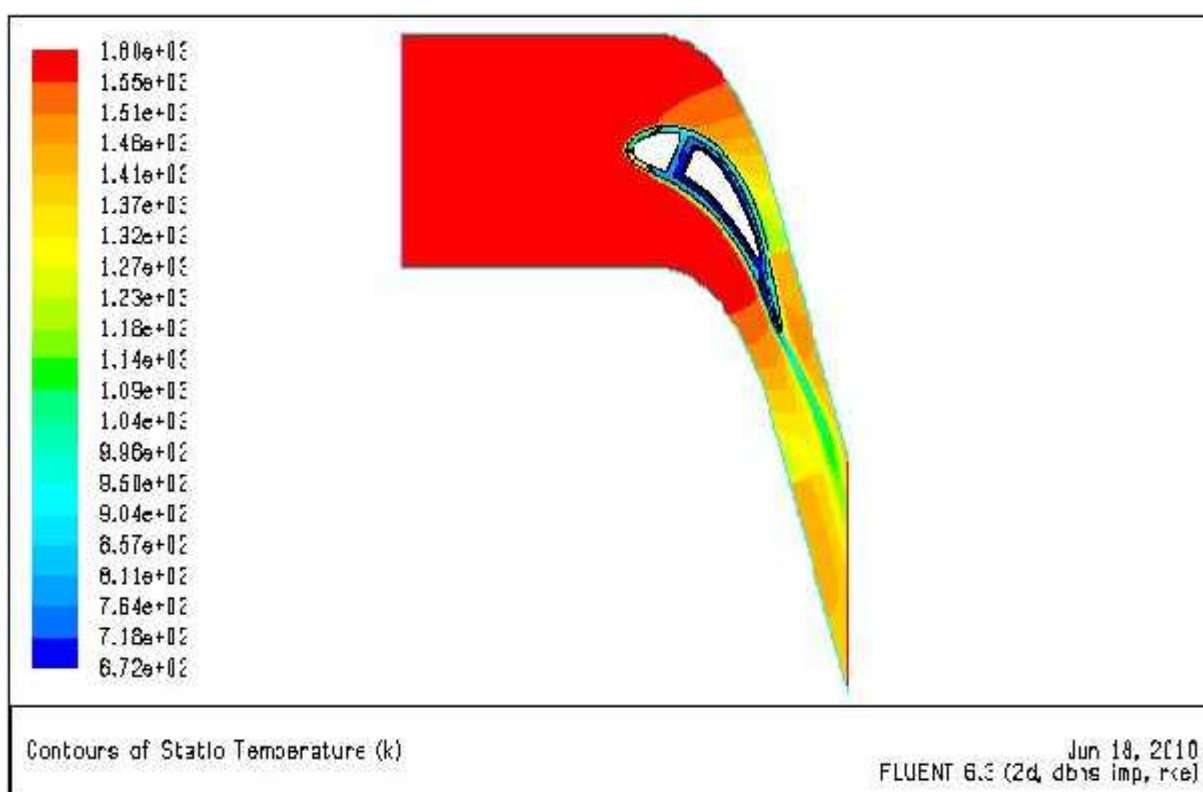


Figure V.30. Distribution de la pression autour du profil de l'aube

- Dans cette figure on remarque une dépression importante vers l'extrados ce qui provoque une force de portance très élevée. On remarque aussi dans l'intrados juste après le bord d'attaque un gradient de pression important.

#### V.4.4. Champ thermique :

La figure V.31. Présente les contours de température statique sur l'aube. On constate que :



**Figure V.31.** Contours des températures statiques

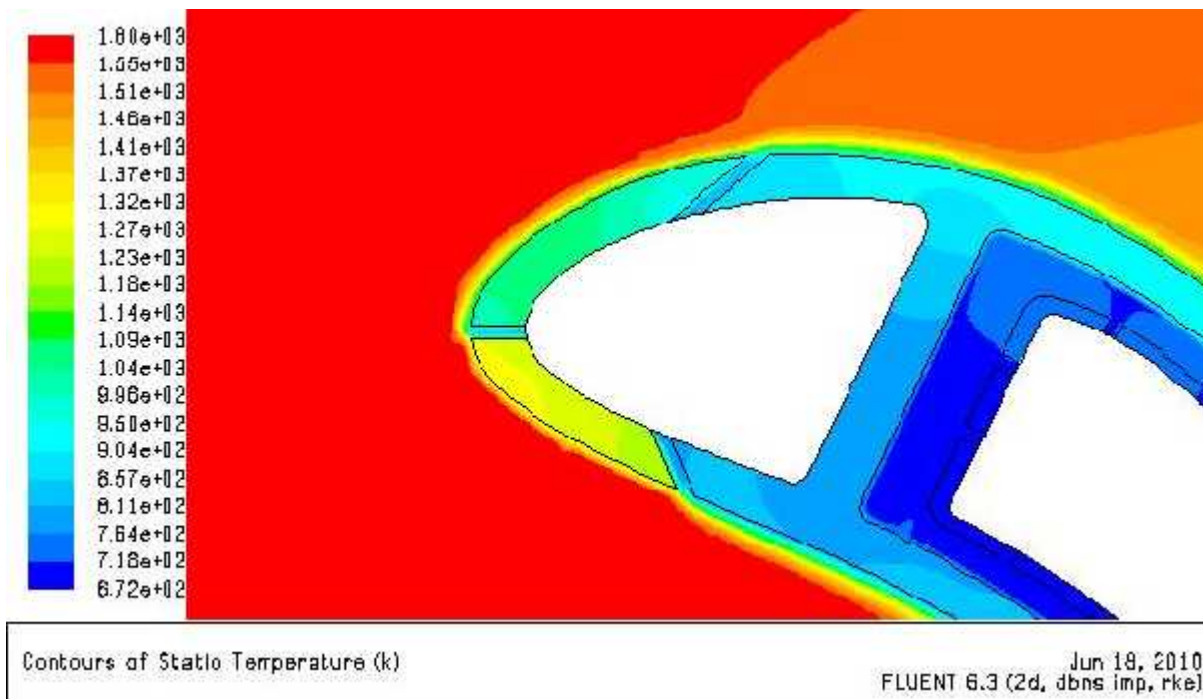


Figure V.32. Température statique au niveau du bord d’attaque

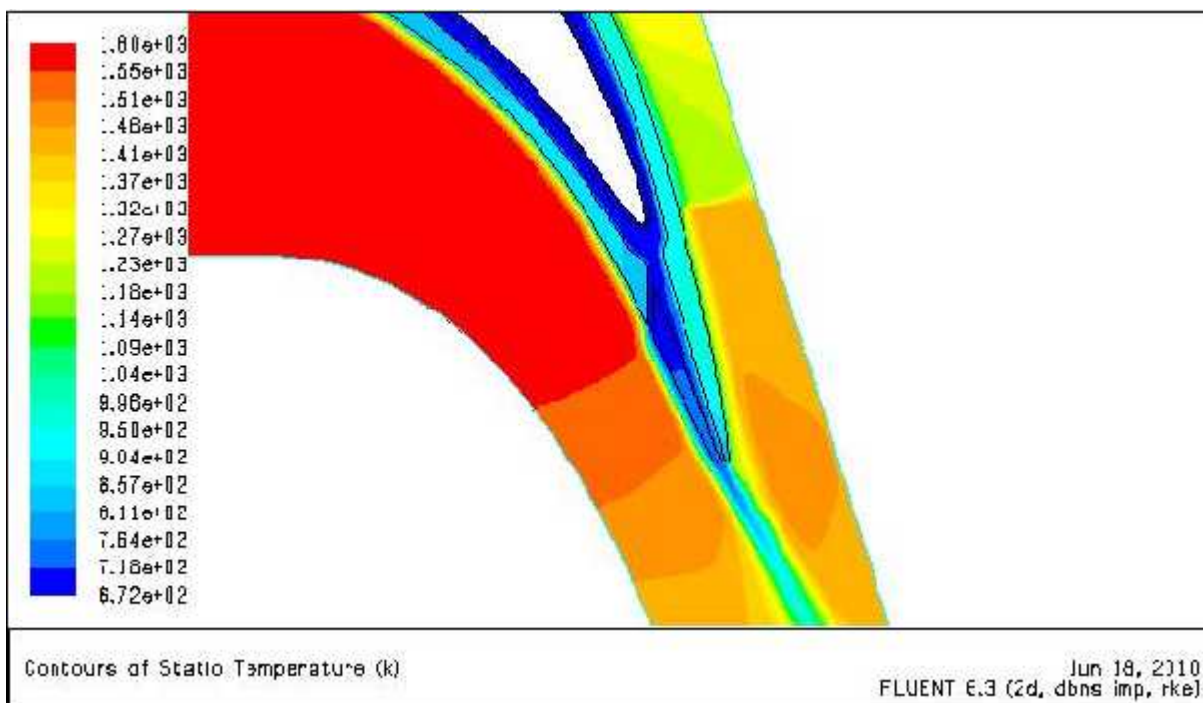
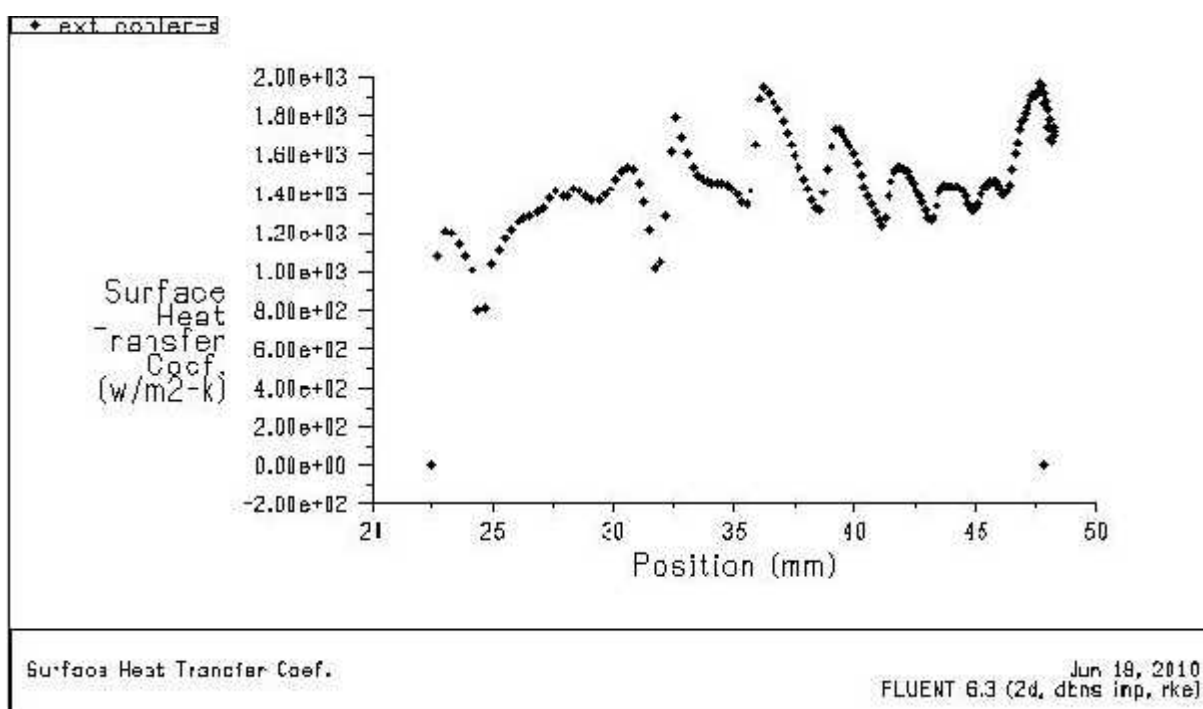


Figure V.33. Température statique au niveau du bord de fuite

- Le bord d'attaque est refroidie par l'écoulement d'un film et la température du solide diminue d'autant plus qu'on s'approche des trous débitant le fluide refroidisseur.
- La partie intrados du bord d'attaque est moins refroidies par rapport à l'extrados est cela revient à la position et l'inclinaison du trou de bord d'attaque qui influent sur l'efficacité du refroidissement.
- En raison du débit élevé de l'écoulement refroidisseur au niveau de la chemise par rapport à celui du film, le refroidissement est donc plus efficace à l'intérieur de la chemise. Ce phénomène est poursuivi jusqu'au bord de fuite.

Si on trace la distribution du coefficient de transfert de chaleur (figure. V.34) on constate que :



**Figure V.34.** Distribution Du coefficient de transfert de chaleur « h » sur la partie intérieure de l'extrados



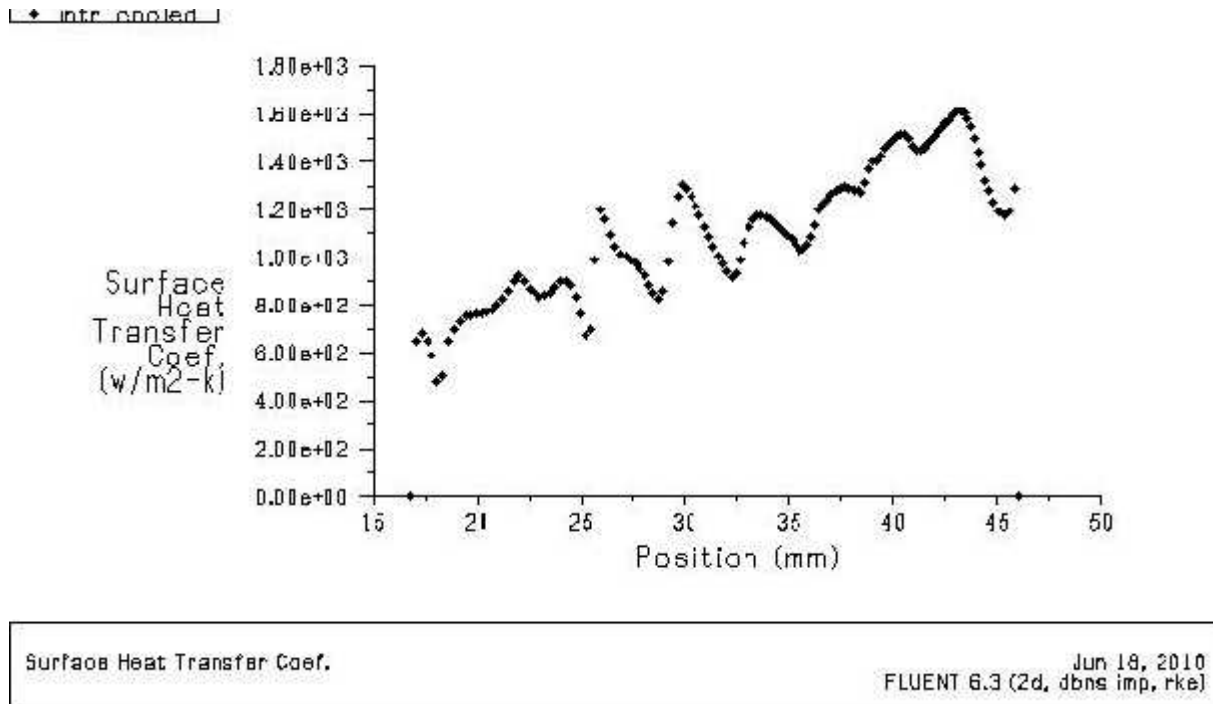


Figure V.35. Distribution Du coefficient de transfert de chaleur « h » sur la partie intérieure de l'intrados

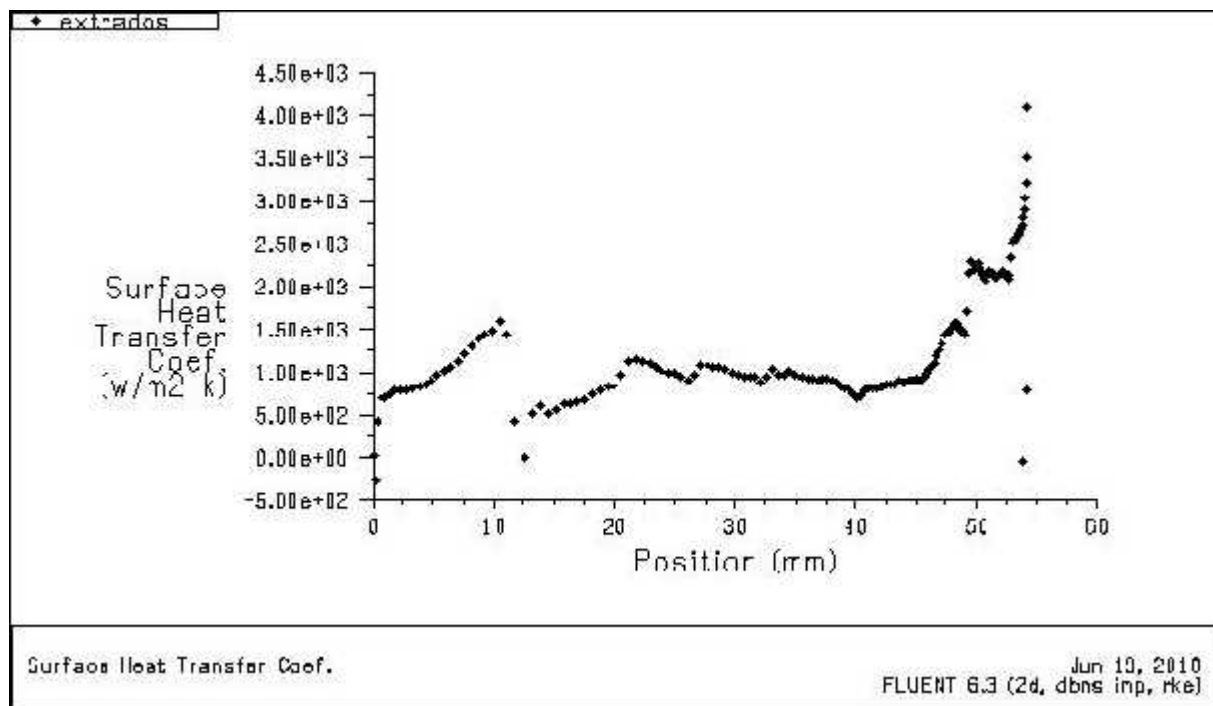
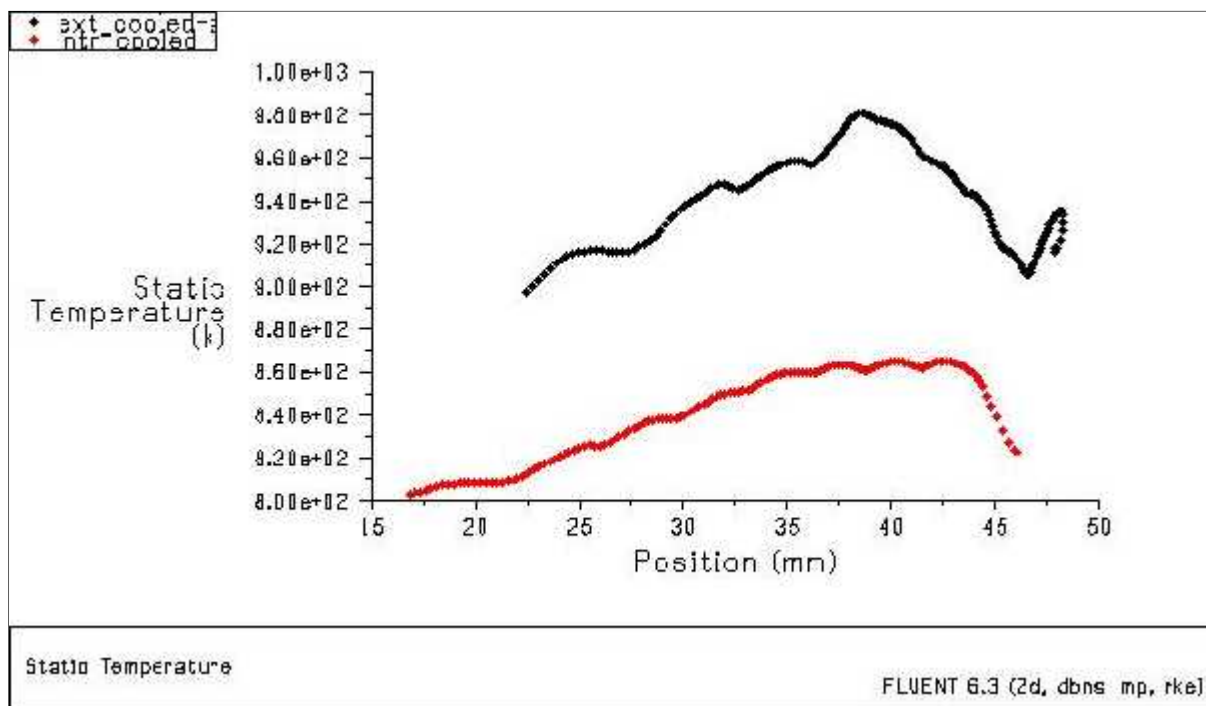


Figure V.36. Distribution Du coefficient de transfert de chaleur « h » sur la partie extérieure de l'extrados



**Figure V.37.** Distribution de la température sur la partie intérieure de l'extrados et de l'intrados

- Au niveau de la partie intérieure de l'aube (celle refroidie par impact de jet) l'allure du coefficient de transfert de chaleur « h » représente des pics locaux qui correspondent aux positions des trous des jets impactant dont on obtient un maximum de transfert de chaleur et donc un bon refroidissement.
- La distribution du coefficient de transfert de chaleur augmente avec la position ce qui traduit l'allure de l'efficacité du refroidissement.

## CONCLUSION

Du point de vue calcul le cas de transfert de chaleur couplé est très compliqué dont il nécessite un nombre d'itération relativement élevé concernant le schéma numérique au niveau du solveur pour s'approcher de la réalité et avoir néanmoins de bons résultats et satisfaisants.

## V.5/ APPLICATION AUX AUBES TURBINES (3D)

### V.5.1. Méthode directe (transfert thermique couplée) :

Nous voulons donc nous rapprocher de la géométrie réelle rencontrée dans le refroidissement des aubes de turbine basse pression par impact de jets (figure V.37). Il s'agit d'un dispositif comprenant une chemise interne à l'aube (en rouge sur la figure V.37), chemise percée de plusieurs trous sur l'intrados et l'extrados, et aussi le bord d'attaque et percé de trous définissant le film refroidisseur alimentés en air frais par un écoulement principal (en bleu sur la figure V.37). Les jets issus des trous vont venir en impact sur la paroi interne de l'aube pour la refroidir. L'espace situé entre la paroi externe de la chemise et la paroi interne de l'aube correspond à l'entrefer. L'air issu des jets va ensuite être évacué en parcourant l'entrefer du bord d'attaque au bord de fuite.

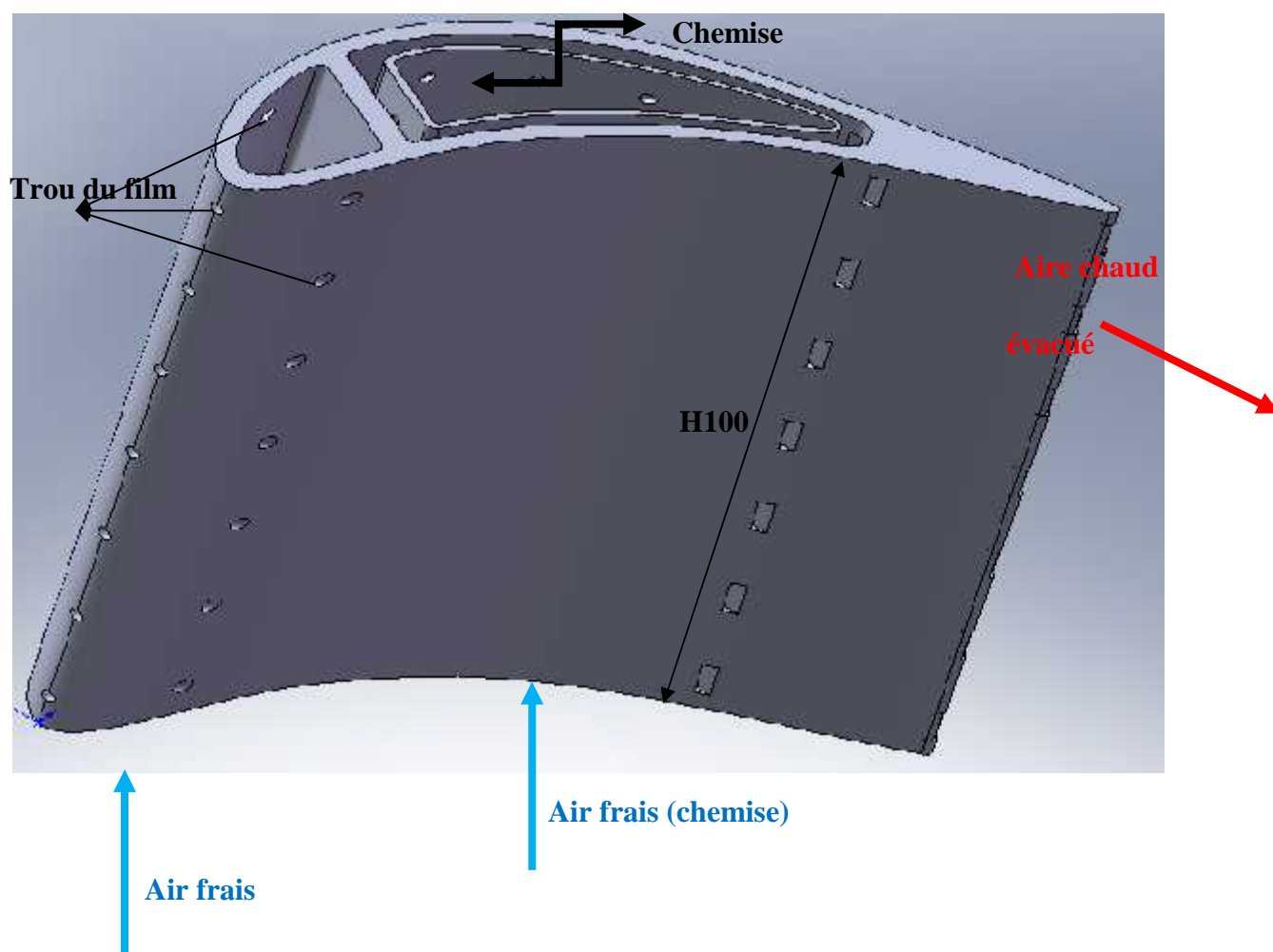


Figure V.38. Aubage et chemise dans SOLIDWORKS

V.5.1.1. Géométrie et maillage dans ICEM CFD :

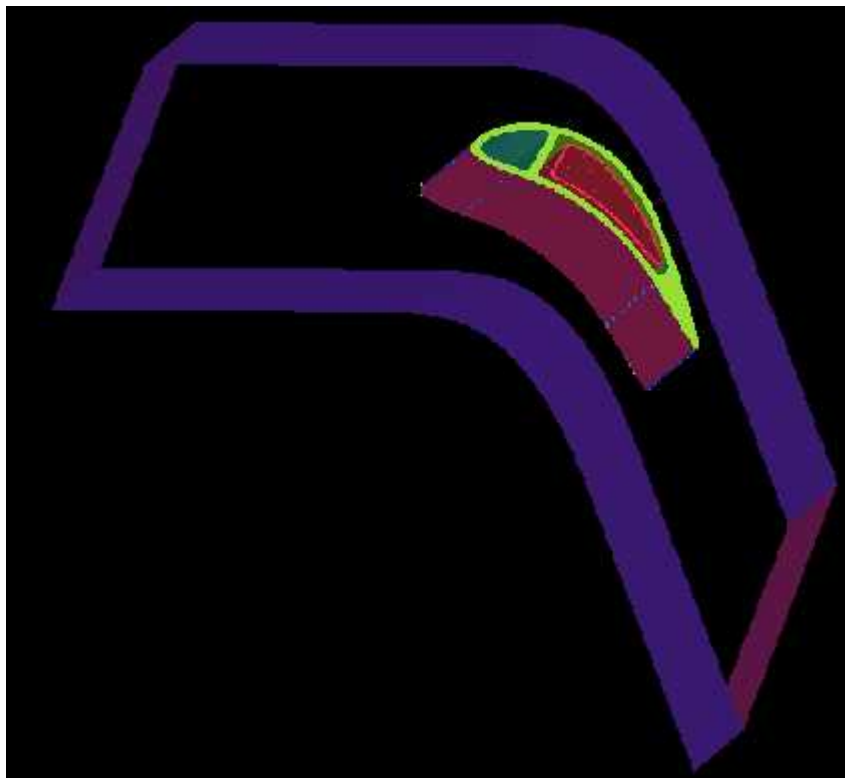


Figure V.39. Aube + Domaine dans ICEM CFD

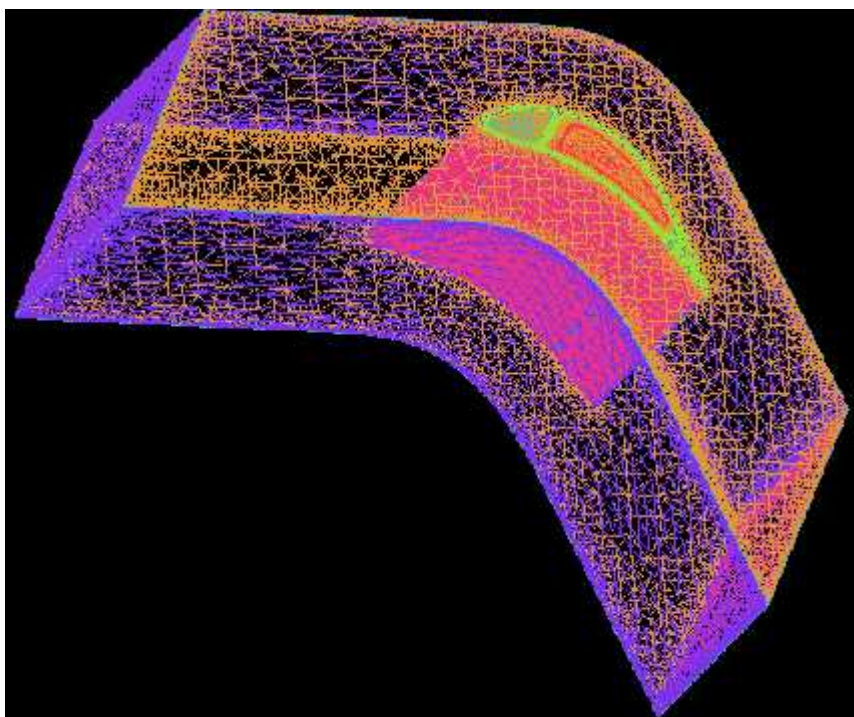


Figure V.40. Maillage de l'aube dans ICEM CFD



Malheureusement on a rencontré des difficultés au niveau du FLUENT a cause de plusieurs paramètres comme :

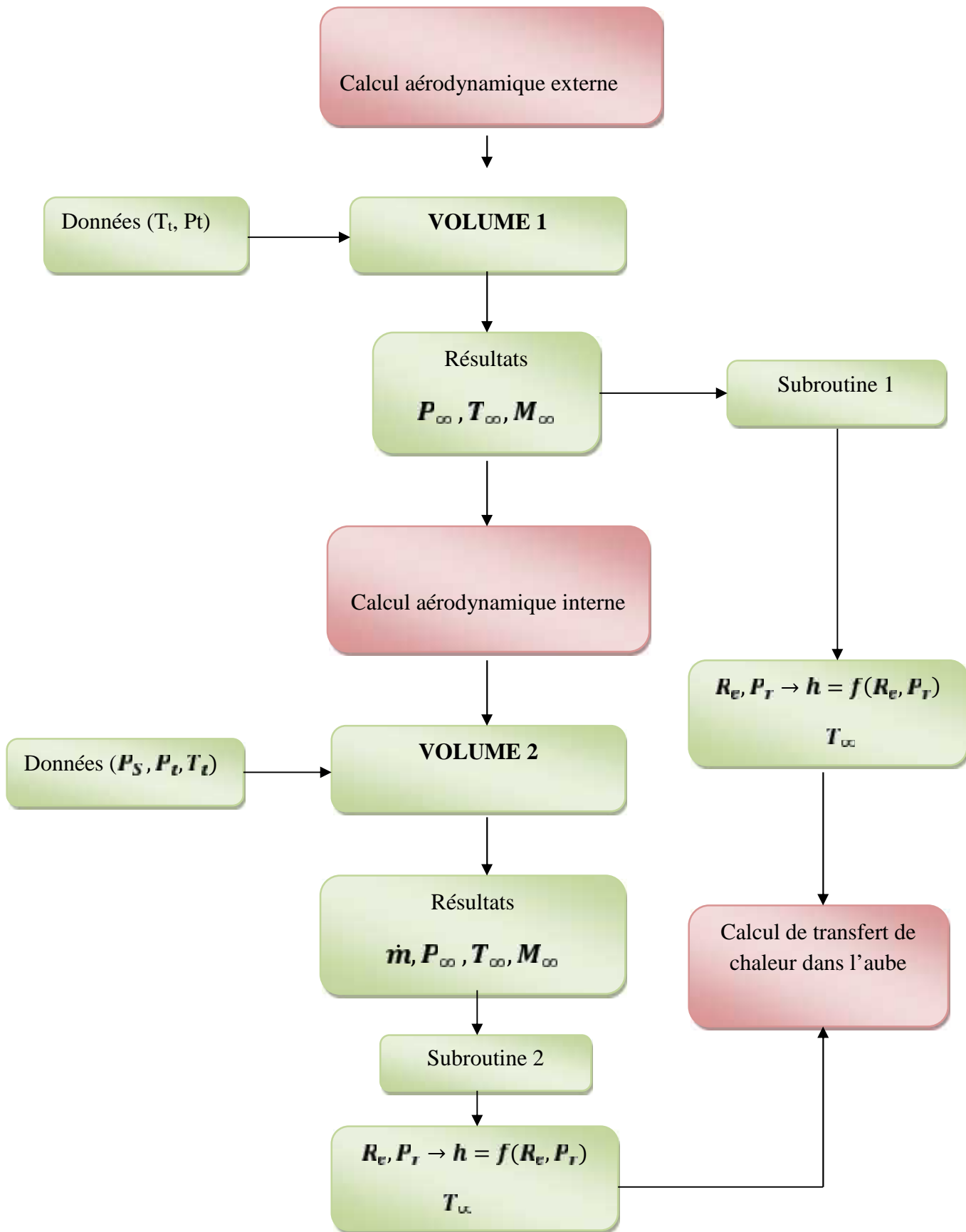
- la taille du maillage tel que le nombre d'éléments attend 1117126 et 238603 nœuds
- la présence de plusieurs domaines : FLUIDE (gaz chaud) + FLUIDE (gaz frais) et SOLIDE (aube) + SOLIDE (chemise).
- Le cas de transfert de chaleur n'est pas facile du point de vue convergence dont elle ne dépasse pas l'ordre  $10^{-3}$ .
- Le calcul prend beaucoup de temps et nécessite un très grand nombre d'itérations.

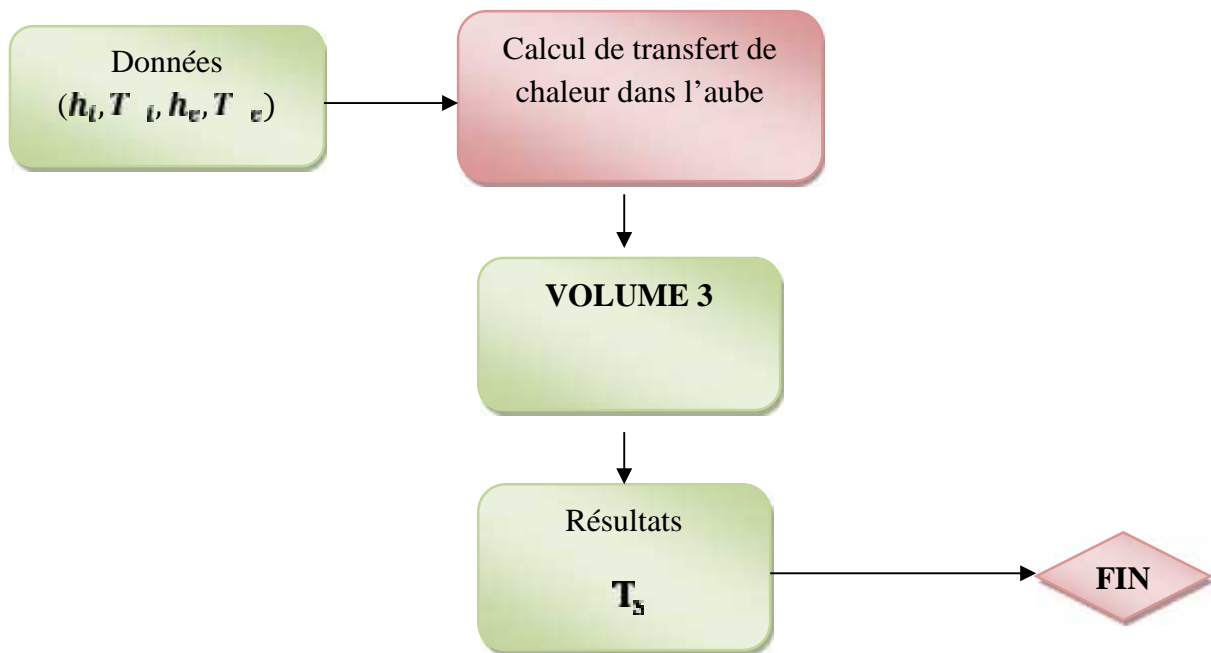
### V.5.2. Méthode indirecte (transfert thermique découplée) :

Depuis ces difficultés qu'on a rencontrées on a pensé à simuler par une deuxième méthode qui est une méthode indirecte correspondant au problème de transfert de chaleur découplé qui s'agit de séparer les écoulements et les milieux SOLIDE et FLUIDE.

- En premier temps on commence par le cas de l'écoulement externe (VOLUME1) contenant le calcul aérodynamique.
- Par la suite on s'intéresse à l'écoulement interne qui correspond au FLUIDE refroidisseur dans les cavités et la chemise et donc le transfert de chaleur dans le fluide (VOLUME2).
- Après on termine par le calcul du transfert de chaleur dans le solide ou dans l'aube (VOLUME3).
- On représente cette méthode de manière globale dans un organigramme qui contient les étapes à suivre pour le calcul (figure V.40).

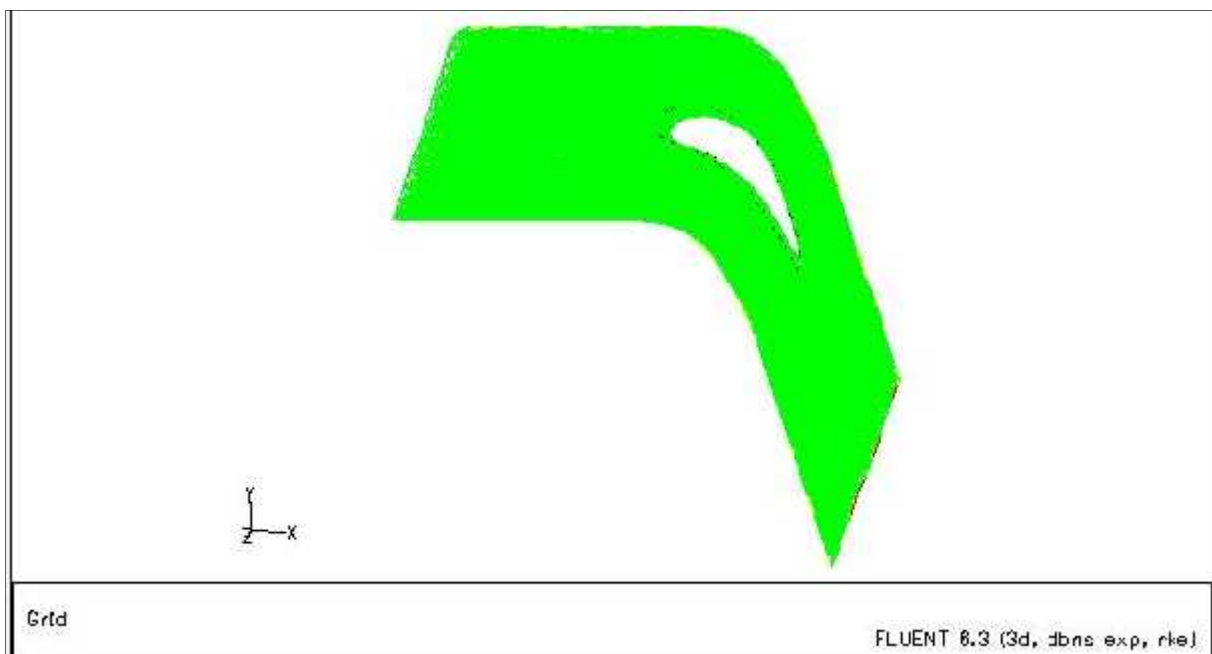
V.5.2.1/ ORGANIGRAMME





**Figure V.41.** Organigramme de calcul de transfert de chaleur découplé

Nous allons donc présenter ci-dessous les différentes géométries avec leurs maillages dans FLUENT qui sont : VOLUME1, VOLUME2, VOLUME3, qui correspondent respectivement aux modèles de calcul d'aérodynamique externe, d'aérodynamique interne et de transfert de chaleur sur l'aube.



**Figure V.42.** Model de calcul d'aérodynamique externe (VOLUME1)

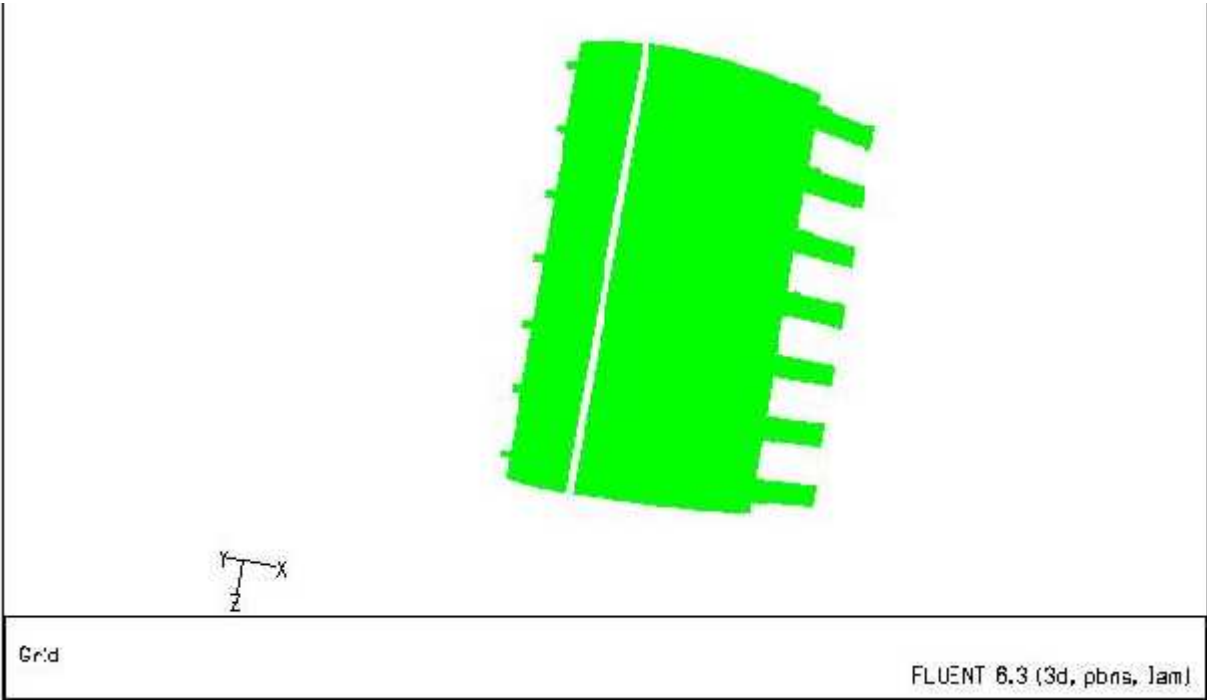


Figure V.43. Model de calcul d'aérodynamique interne (VOLUME2)

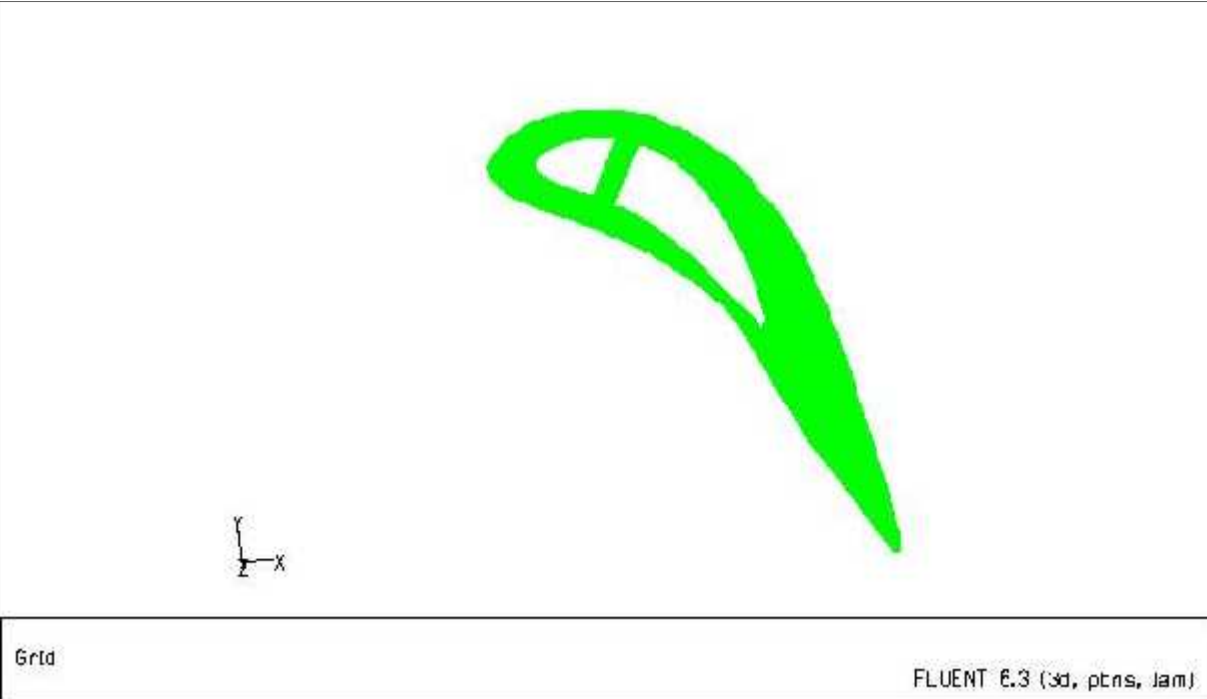


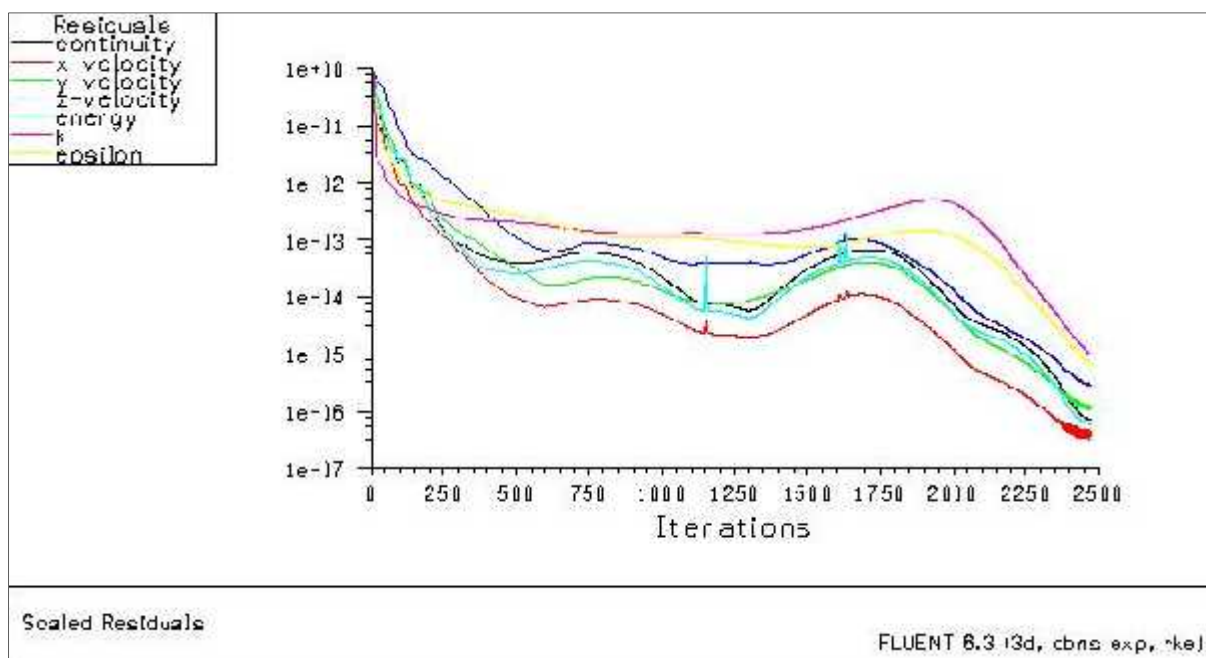
Figure V.44. Model de calcul de transfert de chaleur sur l'aube(VOLUME3)



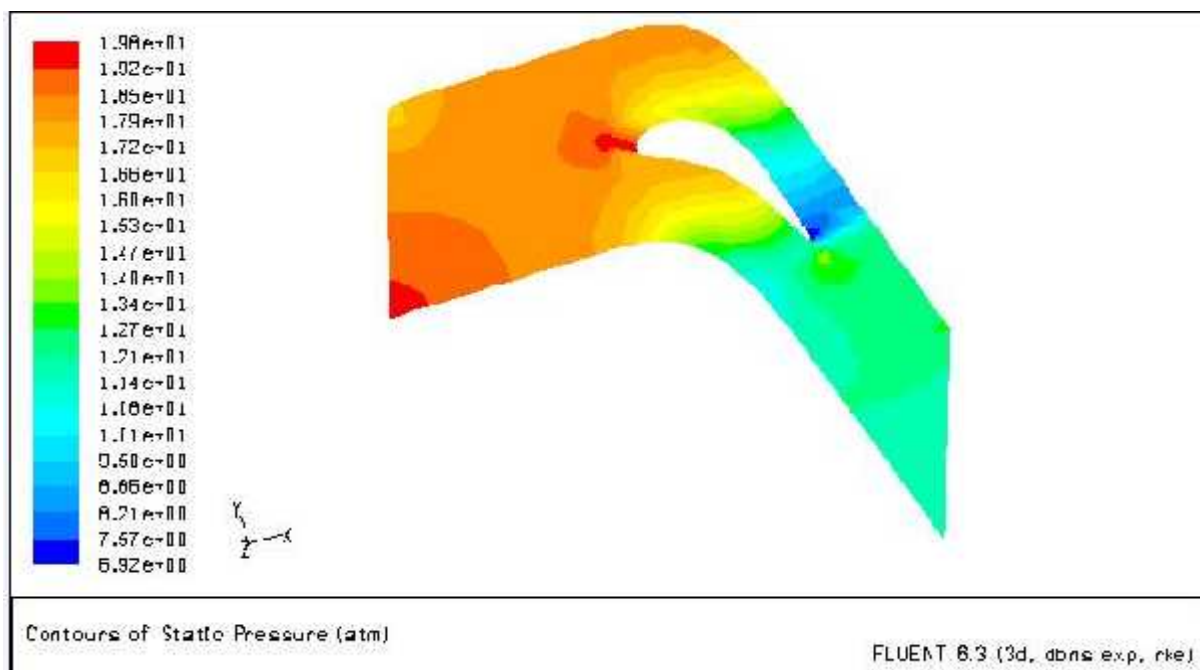
**V.5.2.2. Présentation des contours de l'aérodynamique externe :**

On représente dans les figures ci-dessous le résiduel pour montrer la convergence, les contours de Mach et de pression sur toute la configuration (aube + domaine) et sur l'aube uniquement.

Ce qui concerne les conditions aux limites, on garde les mêmes valeurs que le cas 2D.



**Figure V.45.** Le résiduel



**Figure V.46.** Contours de pression

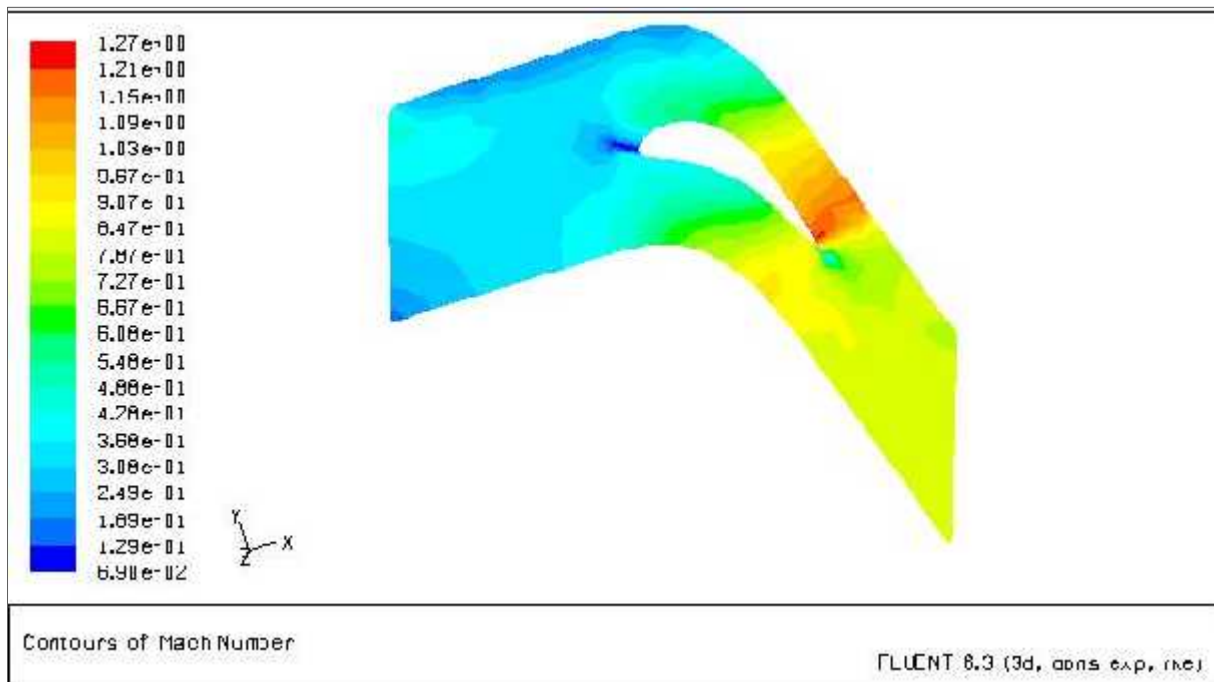


Figure V.47. Contours du nombre de Mach

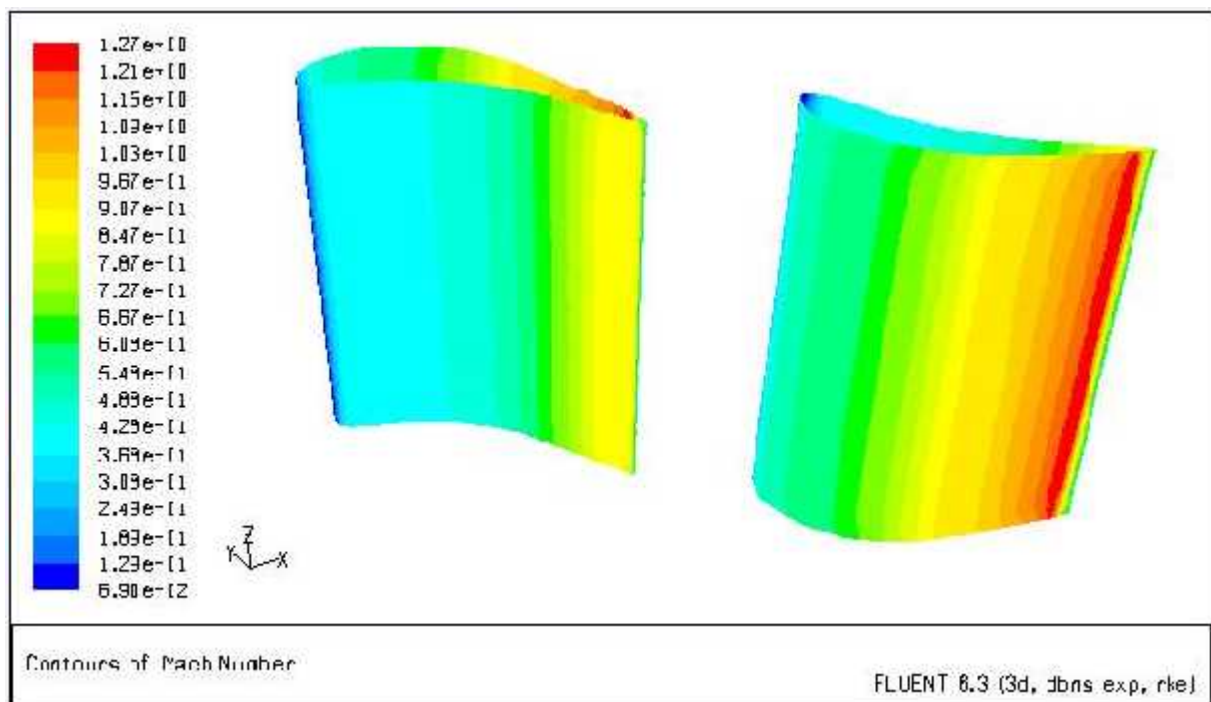


Figure V.48. Contours du nombre de Mach sur l'extrados et l'intrados

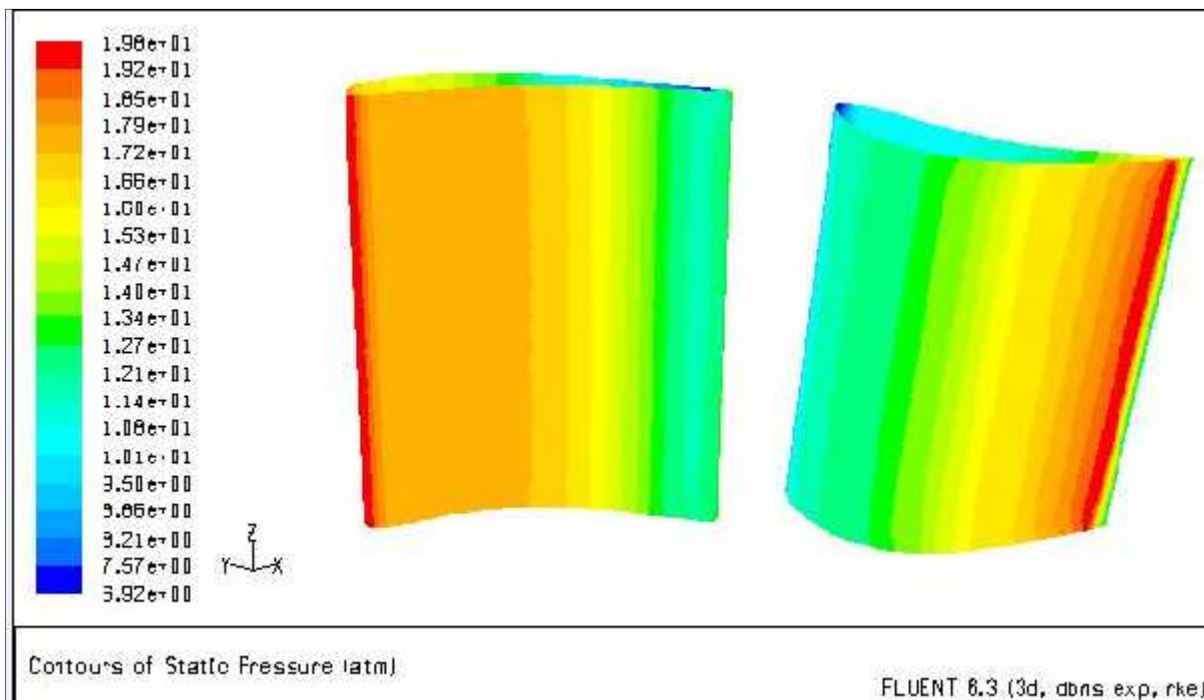


Figure V.49. Contours de pression sur l'extrados et l'intrados

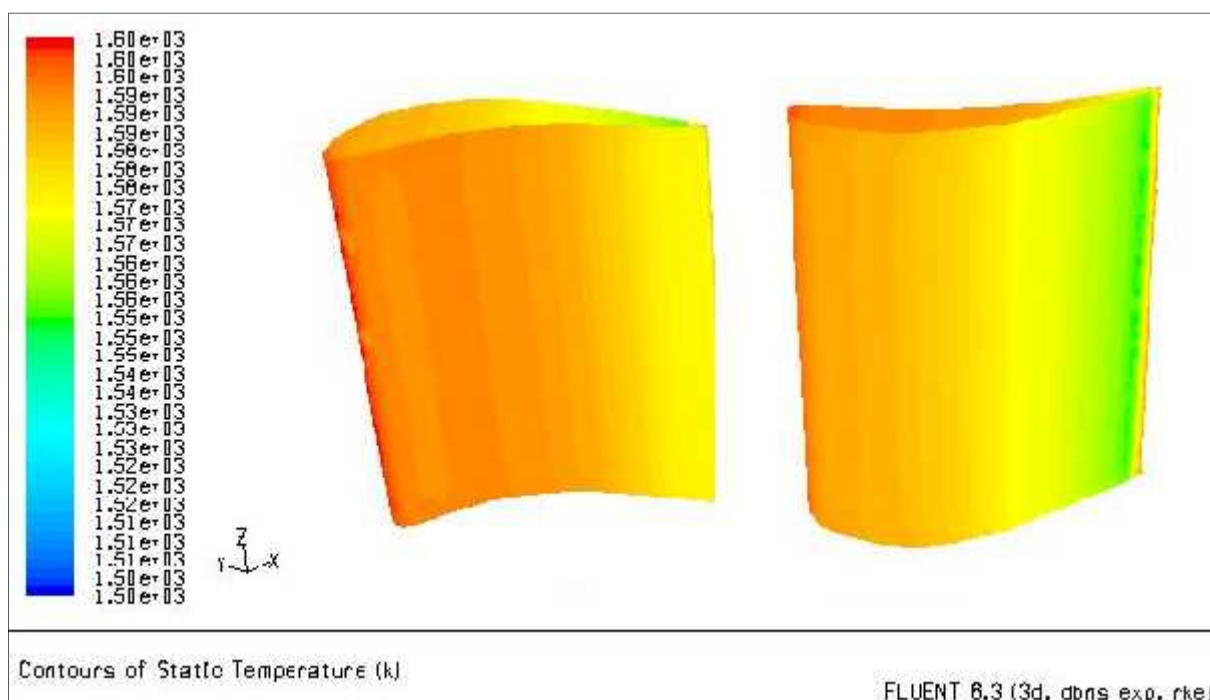


Figure V.50. Contours de température sur l'extrados et l'intrados

**V.5.2.3. Présentation des contours de l'aérodynamique interne :**

Après avoir faire le calcul sur l'aérodynamique externe on passe au calcul de l'aérodynamique interne qui correspond aux fluides refroidisseurs.

On représente dans les figures ci-dessous le résiduel pour montrer la convergence, les contours de Mach et de pression.

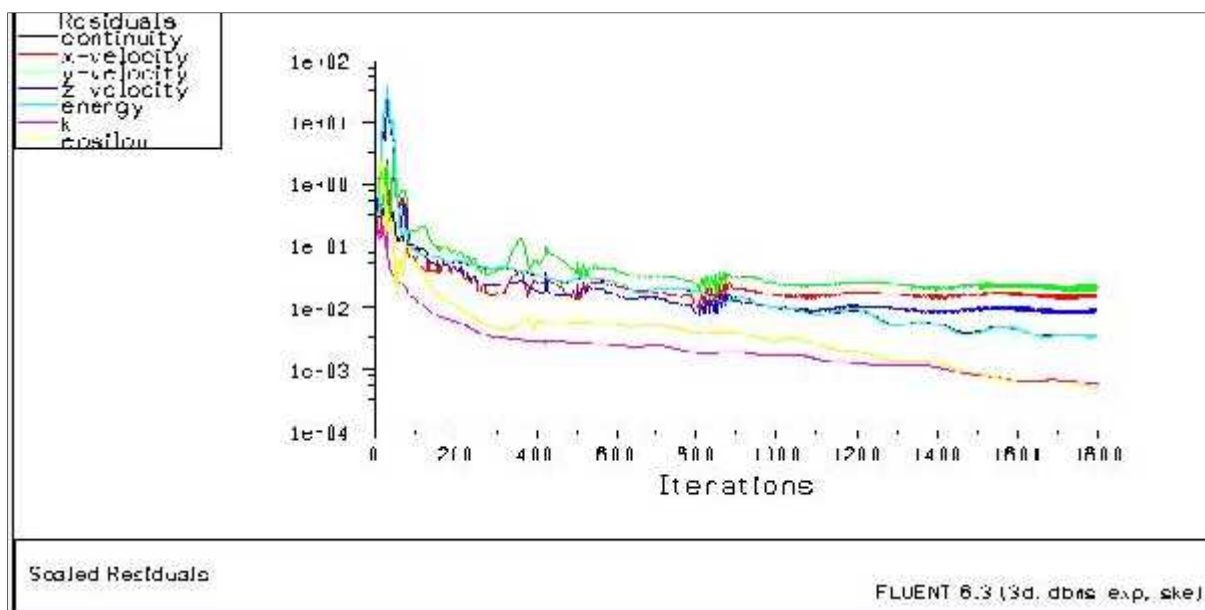


Figure V.51. Le résiduel

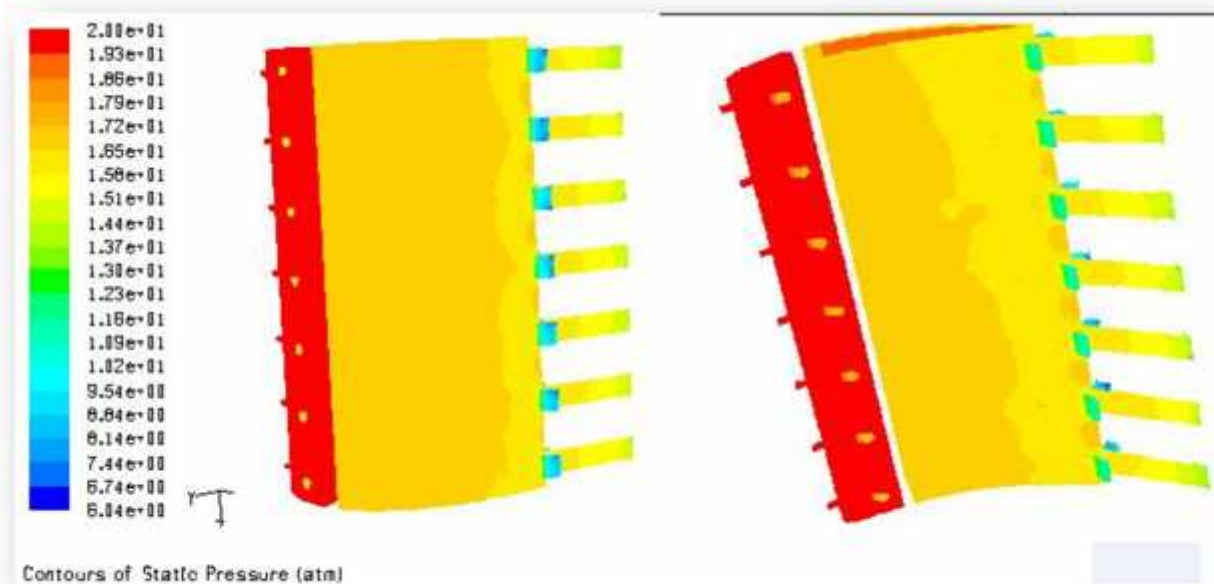


Figure V.52. Contours de pression

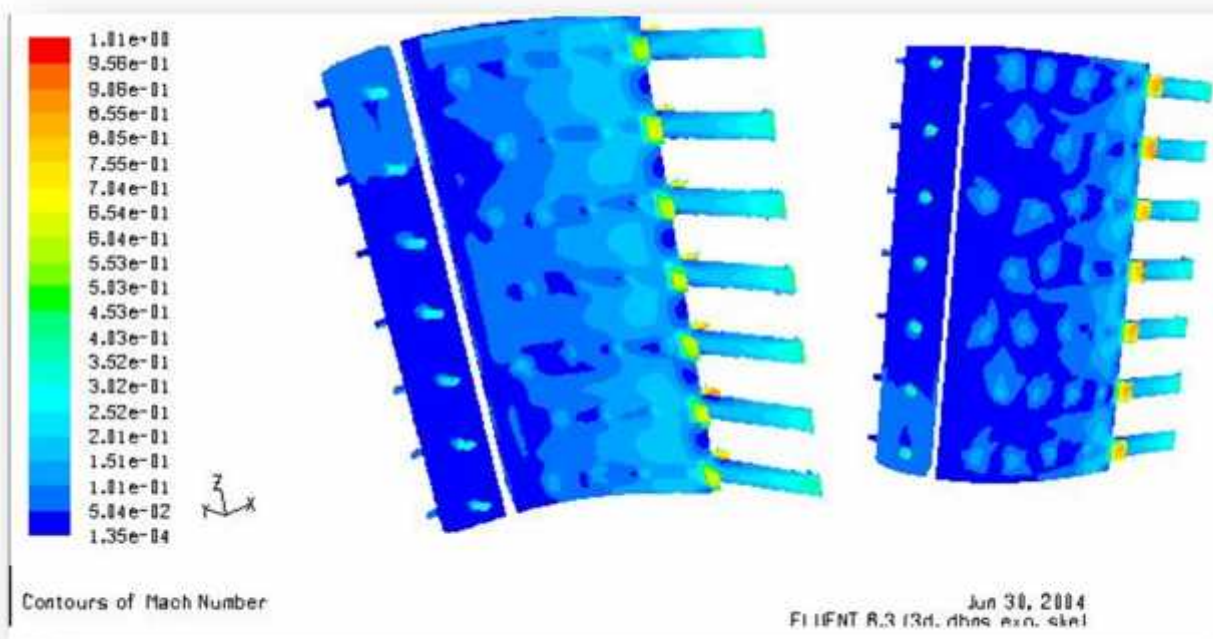


Figure V.53. Contours du nombre de Mach

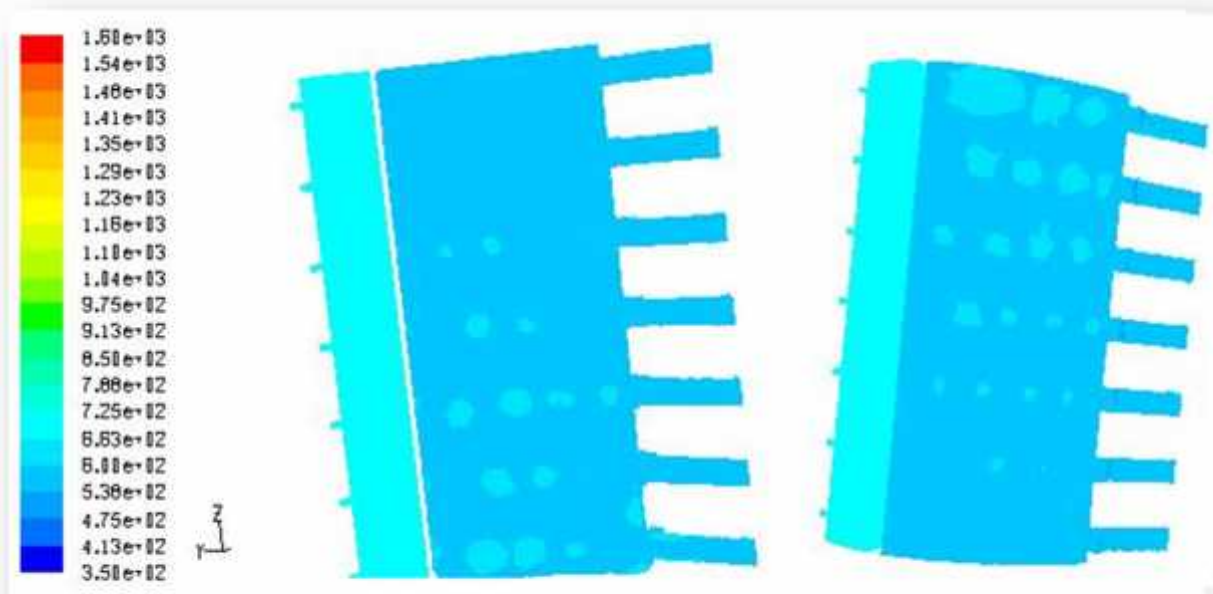


Figure V.54. Contours de température sur l'intrados et l'extrados

## CONCLUSION GENERALE

Cette étude sur le refroidissement par impact de jet au voisinage d'une paroi d'une aube de turbine à gaz a permis de présenter les moyens théoriques et numériques qui seront utilisés pour étudier les effets des différents paramètres physiques sur le refroidissement par impact de jet. La particularité de cette étude vis-à-vis de celles entrepris précédemment réside dans le fait de prendre en considération le phénomène du refroidissement interne en parallèle avec celui par film. Ceci nous rapproche plus du cas réel de fonctionnement des turboréacteurs.

L'utilisation du code de calcul FLUENT avec un maillage non structuré réalisé avec le code, GAMBIT a permis d'obtenir de bons résultats. Ce code (FLUENT) consiste à résoudre, les équations régissant les écoulements avec transfert de chaleur à l'aide de la méthode des volumes finis.

Du point de vue modélisation, nous avons employé un modèle de turbulence «  $k$ - » de type Réalisable. Ce modèle nous a permis de mieux capter la structure du film de refroidissement et le transfert de chaleur au voisinage de la paroi.

Ce travail contient l'étude de transfert de chaleur couplé en 2D entre le solide et les fluides (interne et externe) dans les aubes des turbines refroidies.

Plusieurs géométries en 2D ont été traité tel que la plaque plane et l'aube d'une turbine dont la qualité des résultats obtenus (champ de pression, nombre de mach et notamment la distribution de la température sur le solide) est relativement bonne et nécessite un nombre élevé d'itérations pour avoir la convergence dans le domaine de transfert de chaleur conjugué. Cela revient à la disposition de deux milieux différents « solide et fluide » et aussi l'écart de température existant entre le fluide froid et fluide chaud.

Cette étude nous a permis de connaître les différentes étapes d'une simulation CFD. Elle nous a aussi permis une assez bonne familiarisation avec les logiciels utilisés (SOLIDWORKS, GAMBIT et FLUENT), ainsi qu'une connaissance plus approfondie des problèmes des transferts de chaleur conjugué dans les turbines, ce qui est un plus dans notre formation en aéronautique.

Cependant, pour les géométries en 3D tel que l'aube d'une turbine, le calcul aérothermique s'effectue avec un model de transfert de chaleur découplé. En effet cette procédure présente l'avantage d'être relativement plus simple au point de vue maillage et aussi beaucoup plus rapide de point de vue convergence.

Enfin nous souhaitons que le travail effectué permettra d'encourager beaucoup plus nos étudiants et leur donner la volonté de bien vouloir s'investir sans aucune crainte dans cette voie de simulation en utilisant les codes de calcul commerciaux.

# Références bibliographiques

- [1] Technique de l'ingénieur.
- [2] S. Ashforth-frost, K. Jambunathan, et C. Whitney, « Velocity and turbulence characteristics of a semi-confined orthogonally impinging slot jet ».
- [3] C. Baudoin, L. Pate, et G. Stangalini, « Principales avancées et perspectives pour l'aérothermique dans les turboréacteurs »
- [4] J. Baughn et S. Shimizu, « Heat transfer measurements from a surface with uniform heat flux impinging jet »
- [5] J. Baughn, A. Hechanova, et Y. Xiajun, « An experimental study of entrainment effects on the heat transfer from a flat surface to a heated circular impinging jet »
- [8] P. Brevet, « Étude expérimentale et numérique des transferts thermiques par impact de jet, application aux moteurs aéronautiques », Thèse, Université de Poitiers, 2001.
- [9] S. Brodersen, D. Metzger, et H. Fernando, « Flow generated by the impingement of a jet on a rotating surface : Part I-basic flow patterns »
- [10] S. Brodersen, D. Metzger, et H. Fernando, « Flows generated by the impingement of a jet on a rotating surface »
- [11] J. Buchlin, « \_Convective heat transfer in impinging gas jet systems »
- [12] L. Budugur, « *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery* ». Wiley Interscience,
- [13] C. Carcasci, « An experimental investigation on air impinging jets using visualization methods, »
- [14] H. Cho et D. Rhee, « Local heat/mass transfer measurement of the effusion plate impingement/effusion cooling systems ».
- [15] C. Cornaro, A. Fleischer, et R. Goldstein, « Flow visualization of a round jet impinging on cylindrical surfaces ».
- [18] L. Dong, C. Leung, et C. Cheung, \_Heat transfer of a row of three butane/air flame jets impinging on a flat plate, ».
- [21] M. Fénot, « Étude du refroidissement par impact de jets : Application aux aubes de turbine, »Thèse, Université de Poitiers, 2004.

- [24] C. Gau et C. Chung, « Surface curvature effect on slot-air-jet impingement cooling flow and heat transfer process, ».
- [26] V. Gilard, « Étude de l'aérodynamique de jets impactant une paroi concave, »Thèse, Université de Poitiers, 2004.
- [27] R. Goldstein et M. Franchett, « Heat transfer from a flat surface to an oblique impinging jet ».
- [28] R. Goldstein et W. Seol, « Heat transfer to a row of impinging circular air jets including the effect of entrainment,».
- [29] R. Goldstein et J. Timmers, « Visualization of heat transfer from arrays of impinging jets, ».
- [31] R. Goldstein, K. Sobolik, et W. Seol, « Effect of entrainment on the heat transfer to a heated circular air jet impinging on a flat surface ».
- [36] C. Hoogendoorn, « The effect of turbulence on heat transfer at a stagnation point, ».
- [41] R. Koopman et E. Sparrow, « Local and average transfer coefficients due to an impinging row of jets ».
- [42] Y. Kornblum et R. Goldstein, « Jet impingement on semicircular concave and convexe surfaces ».
- [43] D. Lee, Y. Chung, et S. Wong, « The effect of concave surface curvature on heat transfer from a fully developed round impinging jet - technical note ».
- [45] D. Lytle et B. Webb, « Air jet impingement heat transfer at low nozzle-to-plate spacings, » \_ *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 37, no. 12, p. 1687\_1697, 1994.
- [47] M. Marchand, J.-G. Galier, P. Reulet, et P. Millan, « Étude de l'impact de jets circulaire, turbulents et chauds sur une surface concave, ».
- [49] C. Meola, G. Cardone, C. Carmicino, et G. Carlomagno, « Fluid dynamics and heat transfer in an impinging air jet, ».
- [51] G. Miyake, M. Hirata, et N. Kasagi, « Two-dimensional jet impinging on a wall with roughness elements,»*Experimental Heat Transfer*, vol. 7, no. 1, p. 1\_17, 1994.
- [52] G. Miyake, M. Hirata, et N. Kasagi, « Heat transfer characteristics of an axisymmetric jet impinging on a wall with concentric roughness elements, ».
- [53] V. Narayanan, J. Seeyed-Yagoobi, et R. Page, « An experimental study of fluid mechanics and heat transfer in an impinging slot jet flow ».



- [56] N. Obot, W. Douglas, et A. Mujumdar, « Effect of semi-confinement on impingement heat transfer »
- [57] C. O. Popiel et O. Trass, « The effect of ordered structure of turbulence on momentum, heat and mass transfer of impinging round jets, ».
- [60] C. Popiel et O. Trass, « Visualization of a free and impinging round jet, »\_ *Exp. Thermal and Fluid Science*, vol. 4, p. 253\_264, 1991.
- [61] D. Rhee et J. Choi, « Flow and heat (mass) transfer characteristics in an impingement/ effusion cooling system with cross flow » *J. of Turbomachinery*, vol. 125, p.74\_82, 2003.
- [62] N. Saad, S. Polat, et J. Douglas, « Confined multiple impinging slot jets without cross flow effects ».
- [63] J. San et M. Lai, « Optimum jet-to-je spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets ».
- [64] S. Slayzak, R. Viskanta, et F. Incropera, « Effects of interaction between adjacent free surface planar jets on local heat transfer from the impingement surface ».
- [74] X. Yan et N. Saniei, « Measurements of local heat transfer coefficients from a flat plate to a pair of circular air impinging jets ».
- [75] G. Yang, M. Choi, et J. Lee, « An experimental study of slot jet impingement cooling on concave surface : Effects of nozzle configuration and curvature ».

*ANNEXE A1 : Démarche de construction des  
géométries Par  
SOLIDWORKS*

## AUBE STATOR (3D)

-Ouvrir un nouveau document Solidworks (pièce)

-Esquisse – plane de face

-Point (les coordonnées : TABLEAU A1)

-Spline (joindre les points)

-dans l'esquisse du profil on trace la cavité bord d'attaque à partir d'une SPLINE

-de même pour la deuxième cavité et aussi pour la chemise

-Géométrie de référence /Plan1 :100mm (a partir du plan de face)

-Copier la même esquisse (profil +cavités +chemise) dans le plan1

-Fonctions / lissage

De : plan d'esquisse (profil de l'aube) AU plan1

- Fonctions /Enlèvement de la matière avec lissage

- De : profile de la cavité bord d'attaque plan de face jusqu'à celle du plan1
- De : profile de la cavité bord de fuite plan de face jusqu'à celle du plan1

- Fonctions / lissage

De profil supérieur de la chemise du plan de face au celui du plan1

-Fonctions /Enlèvement de la matière avec lissage

De : esquisse profil inferieur de la chemise à celle du plan1

-Fonction /Assistance pour le perçage

- Trous bord d'attaque / type : ISO /diamètre de pressage  $\phi 1.5$  /Borgne /profondeur 5mm /position(x, y, z)= (0, 0,95)

-Insertion/Répétition pilotée par courbe : espacement 15mm /nombre de répétition=8fois /  
courbe de guidage : arrête1.

-les mêmes fonctions sont étés utilisée pour la chemise

### Domaine

On a construit le domaine de manière à assurer la périodicité de celui-ci donc le domaine est limité par deux courbes parallèles à la ligne moyenne.

-esquisse profil de l'aube on trace par des lignes de construction des verticaux joignant les points extradados est intrados

-point/ milieux de ces verticaux

-spline /on joigne les points milieux qui correspond à la ligne moyenne

-copier l'esquisse de la ligne moyenne deux fois /coté extradados/et coté intrados

-outil d'esquisse / déplacer la ligne moyenne ver la vertical passant par le point origine ou bord d'attaque par une distance  $S=C/2=y=40\text{mm}$

-de même pour le coté intrados tel que  $y=-40\text{mm}$

-on trace l'entrée et la sortie par deux droites parallèles et tangentes à la ligne moyenne.

-copier l'esquisse domaine dans la plans l

-Insertion /Surface/lissage (on réalise 4 lissages définissant les cotés du domaine)

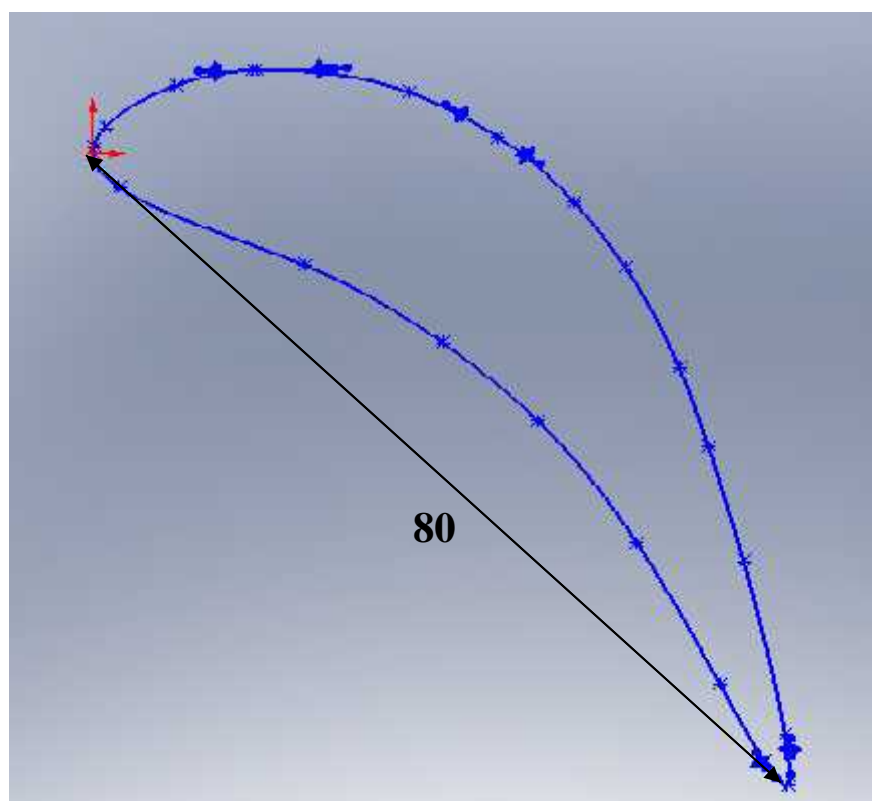
-Fichier / enregistrer sous

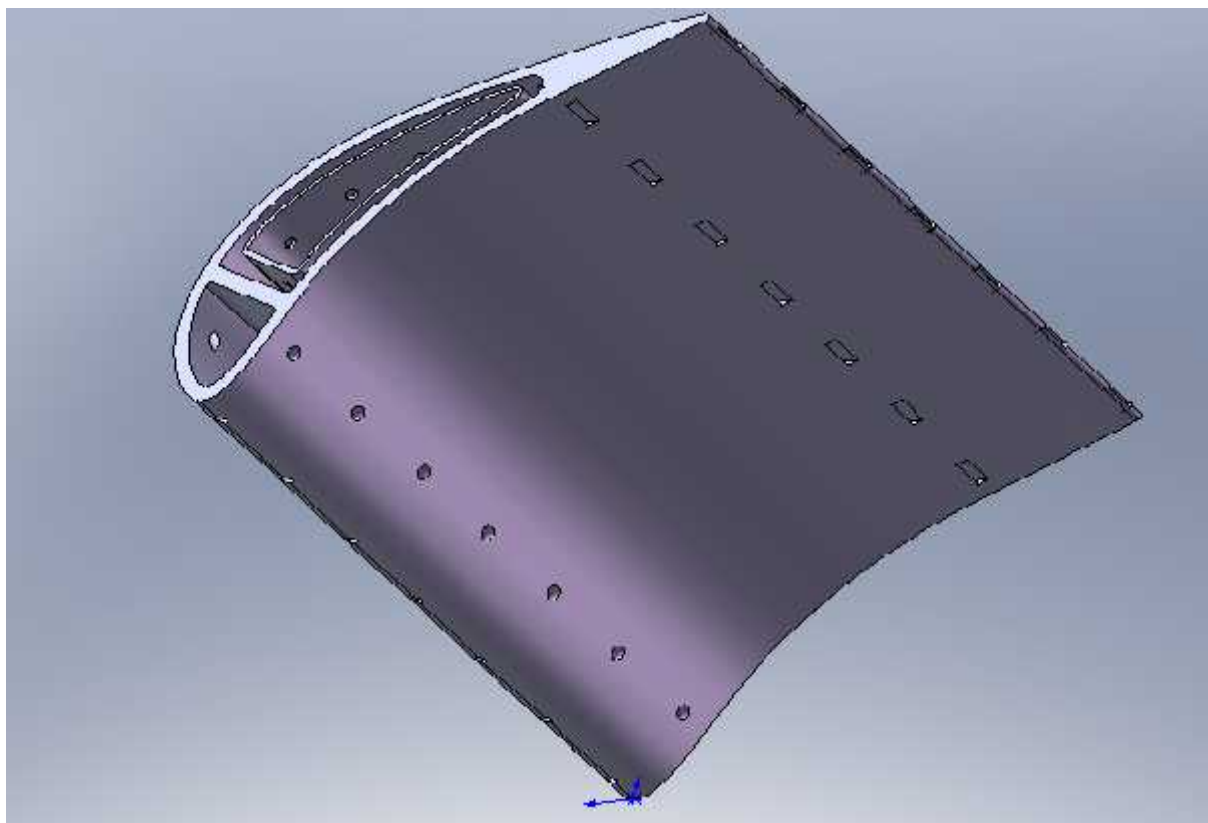
Nom du fichier : AUBE\_3D (sans espace entre mots)

Type : IGES (\*.igs)

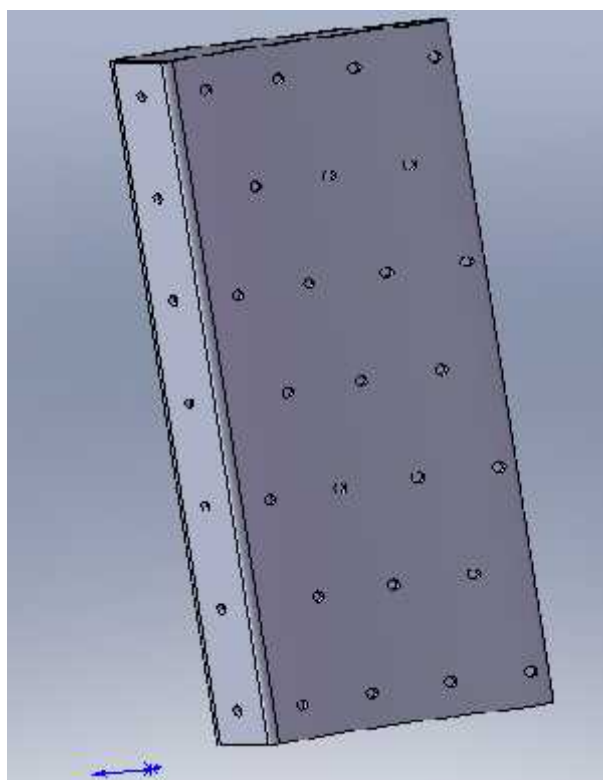
TABLEAU A1. Tableau des coordonnées du profil

INTRADOS		EXTRADOS	
X (mm)	Y (mm)	X (mm)	Y (mm)
0.0	0.0	0.0	0.0
6.66	-10.02	3.03	7.66
54.57	-33.19	21.36	20.23
90.75	-56.32	42.21	24.90
115.19	-79.54	82.02	18.19
140.77	-115.60	104.99	4.80
162.41	-157.95	124.60	-14.37
–	–	138	-33
–	–	152	-63
–	–	160	-87
–	–	168.54	-121.40
–	–	179.29	-172.76
179.79	-188.33	179.79	-188.33

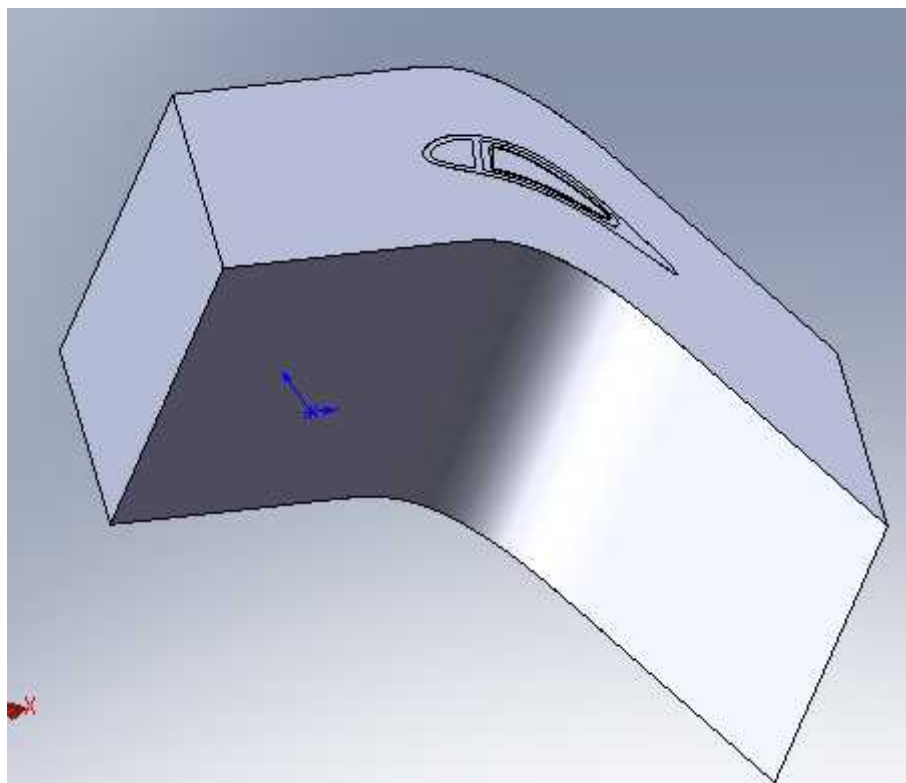




**AUBE 3D**



**Chemise**



**Aube +domaine**

## AUBE STATOR (2D)

Pour le traçage de l'aube 2D on suit les mêmes étapes pour tracer le profil de l'aube et le domaine.

-Après avoir tracer le profil + le domaine d'après l'annexe A1 on fait :

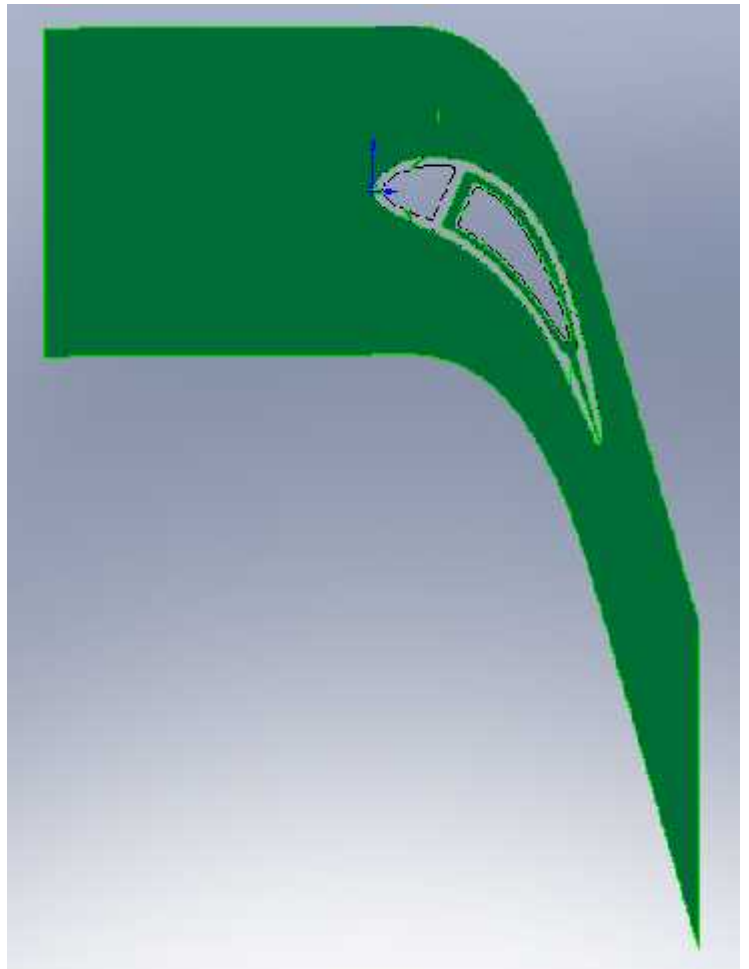
-Surface /lissage avec des courbes de guidage

-Surface cousues :pour coudre les surfaces voisines. Comme montre les figures ci-dessous.

Nom du fichier : AUBE\_3D

(sans espace entre mots)

Type : ACIS (\*.sat).



**AUBE 2D +DOMAINE**



*ANNEXE B : Démarche de génération du maillage*

## Annexe B1 : AUBE 3D par ICEM CFD

Ouvrir ICEMCFD

New / project / stator

Import Geo / IGES--> / AUBE\_3D.igs / accept

Orient / negative Z

-Après avoir faire le nettoyage de la géometrie à partir de :

Geometry /Curve /Delete /Selected

On commence à définir les familles tel que :

- Geometry /Curve/ Change family

- Geometry /surface/ Change family

- Geometry /Material/ Create/Explicit location:

- FLUID\_DOM (-40 -20 10)
- FLUID\_CHEMISE (30.9 -8.0 15)
- SOLID (7 5 50)
- SOLID\_CHEMISE (23 -1 50)

-File / save / Tetin (geometry) File

(1) Meshing / Tetra / old tetra GUI /

Selection: AUBE\_3D.tin

Okay

Tetin file: AUBE\_3D.tin

Cut domain: AUBE\_3D



Log file: tetra\_log1

Number of processors: 1

Remote ICEM\_ACN: c:/ icemcfd/4.2-win

Write volume / Accept

Tetra monitor: tetra finished

Done / Quit / yes / Lode the new tetra mesh: no

Geometry / Mesh params / All families /

S_PARDI	10	0	0	0	0	0	
S_PERIODIC	10	0	0	0	0	0	
S_PROFIL2_BAS	5	0	0	0	0	0	
S_PROFIL_BAS	5	0	0	0	0	0	
S_PROFIL_HAUT	5	0	0	0	0	0	
S_SORTIE	10	0	0	0	0	0	
S_TROU_RA	3	0	0	0	0	0	
S_TROU_BF	3	0	0	0	0	0	
S_TROU_CHEMISE	3	0	0	0	0	0	
Family	Size	Height	Ratio	Min Size	Max Deviation	Width	Int
C_RA	5	0	0	0	0	0	
C_BF	5	0	0	0	0	0	
C_CAV1	5	0	0	0	0	0	
C_CAV2	5	0	0	0	0	0	
C_CHEMISE	5	0	0	0	0	0	
C_DUM	5	0	0	0	0	0	
C_PROFIL_BAS	5	0	0	0	0	0	
C_PROFIL_HAUT	5	0	0	0	0	0	
C_TROU_RA	3	0	0	0	0	0	
C_TROU_CHEMISE	3	0	0	0	0	0	
C_TROUS_BF	3	0	0	0	0	0	
S_RA	5	0	0	0	0	0	
S_CAV1	5	0	0	0	0	0	
S_CAV2	5	0	0	0	0	0	
S_CHEMISE	5	0	0	0	0	0	
S_ENTREE	10	0	0	0	0	0	
S_EXTRADUS	8	0	0	0	0	0	
S_INI_FT1	5	0	0	0	0	0	
S_INI_FT_CHEMISE	5	0	0	0	0	0	
S_INTRADUS	5	0	0	0	0	0	
<input checked="" type="checkbox"/> Show size params using ref size							

## PRAMETRES ET TAILLE DU MAILLAG

N.b:

- Pour sélectionner: clique gauche.
- pour confirmer : clique par le milieu.
- pour sortir de la fonction : clique droit.
- pour maintenir la fonction en changeant l'orientation de la pièce : F9.

## **Annexe B2 : AUBE 2D par GAMBIT**

-Ouvrir GAMBIT

-File/import/ACIS.

Après avoir la géométrie on commence à déterminer les différents family, comme suit :

-Operation /Zones/specify boundary type.

Puis on passe à définir les états de la matière (SOLIDE/FLUIDE) tel que :

-Operation /Zones/specify continuum types /SOLID (SHIFT+la face qui correspond au solide)

-De mémés pour le FLUID (SHIFT+la face du fluide).

La dernière étape c'est de faire le maillage de la géométrie dont le GAMBIT exécute le maillage avec lissage ; on commence toujours par le maillage des cotes puis on termine par le maillage des faces en choisissant l'élément TRI du maillage. Les étapes sont comme suit :

-Operation /mesh/edge (on click sur les cotes à mailler+SHIFT) et on la taille des mailles pour chaque edge sous l'icône SPACING.puis on click sur Apply

- Operation /mesh/face (pour se dernier on fait le maillage du solide et du fluide)/Apply.

**Specify Continuum Types**

FLUENT 5/6

Action:

◆ Add      ✓ Modify  
 ✓ Delete    ✓ Delete all

Name	Type
FLUID	FLUID
SOLID	SOLID

Show labels     Show colors

Name:

Type:

Entity:

Faces

Label	Type

Remove    Edit

Apply    Reset    Close

a) POUR LES FACES

**Specify Boundary Types**

FLUENT 5/6

Action:

◆ Add      ✓ Modify  
 ✓ Delete    ✓ Delete all

Name	Type
PERIODIC1	PERIODIC
PERIODIC2	PERIODIC
PERIODIC3	PERIODIC
INLET_DOM	PRESSURE_INL
OUTLET_DOM	PRESSURE_OU

Show labels     Show colors

Name:

Type:

Entity:

Edges

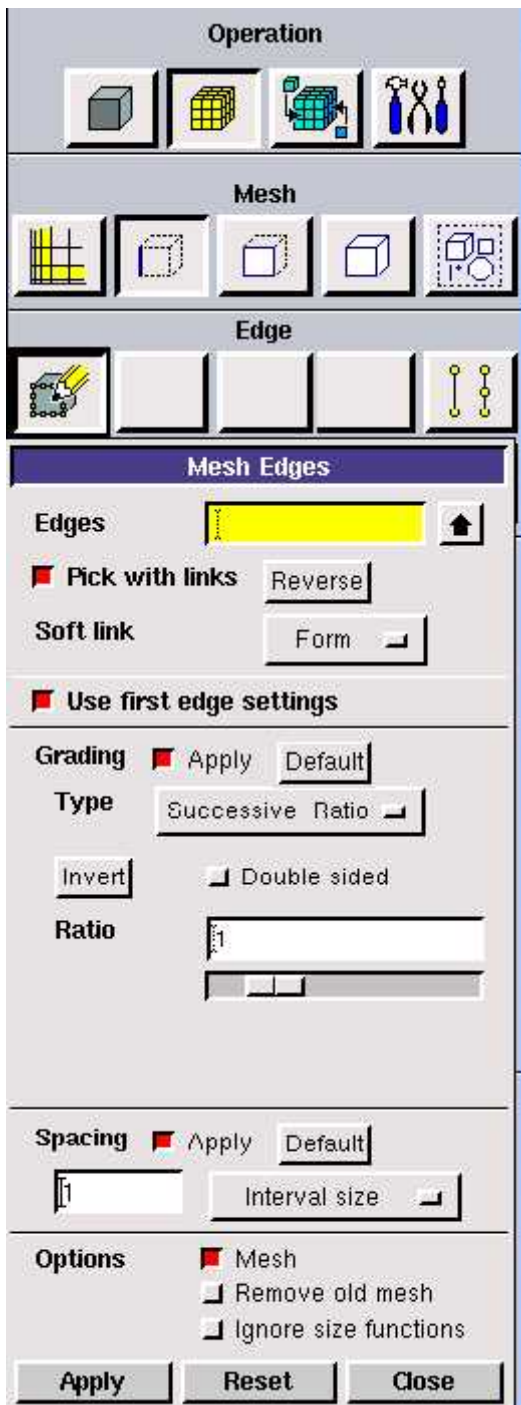
Label	Type

Remove    Edit

Apply    Reset    Close

b) POUR LES EDGE

DETERMINATION DES FAMILY

a) *Maillage des edge*b) *Maillage des faces*

## LES ETAPES DU MAILLAGE

Donc après avoir fait un bon maillage on l'exporte sous fichier « .msh » tel que :

-Solver /FLUENT5/6.

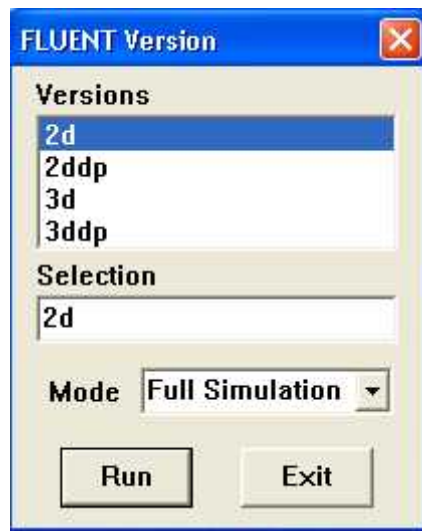
-File / Export / Mesh.

Maintenant on peut passer à la résolution du problème étudié dans le code FLUENT. Ce qui est détaillé dans l'annexe suivante (ANNEXE C).

***ANNEXE C : Démarche de résolution dans  
FLUENT***



Tous d'abord on ouvre le FLUENT, on choisit le domaine 2D puis Run.



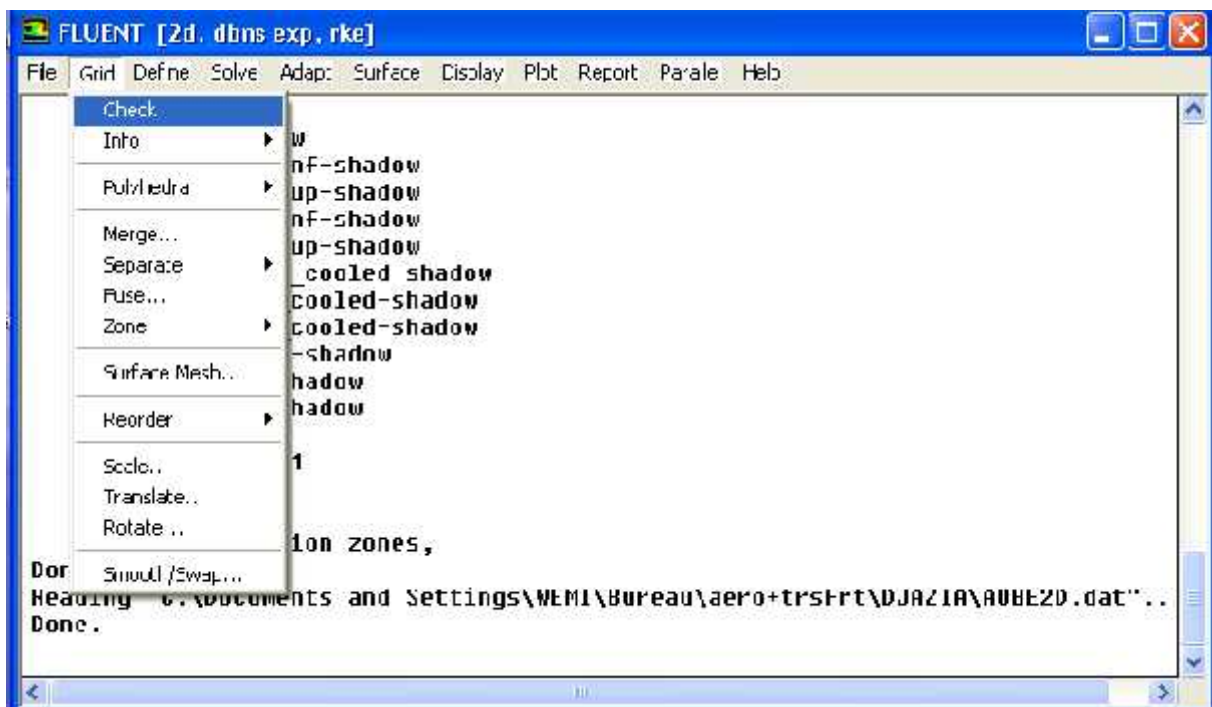
On import le fichier mesh (.msh) exporté par le GUMBIT comme suit :

-File / read / case



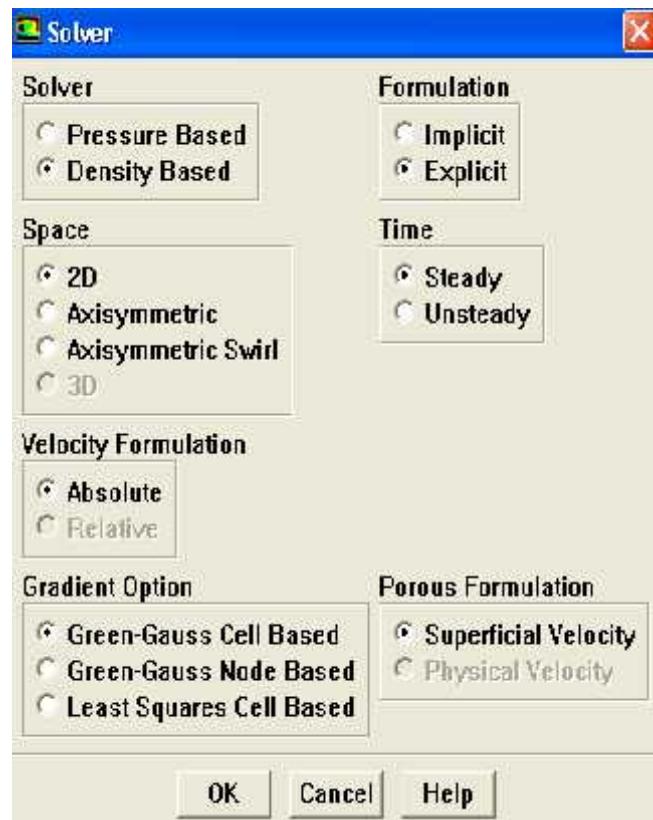
Après avoir tiré le fichier de son emplacement on fait rentrer le grid tel que

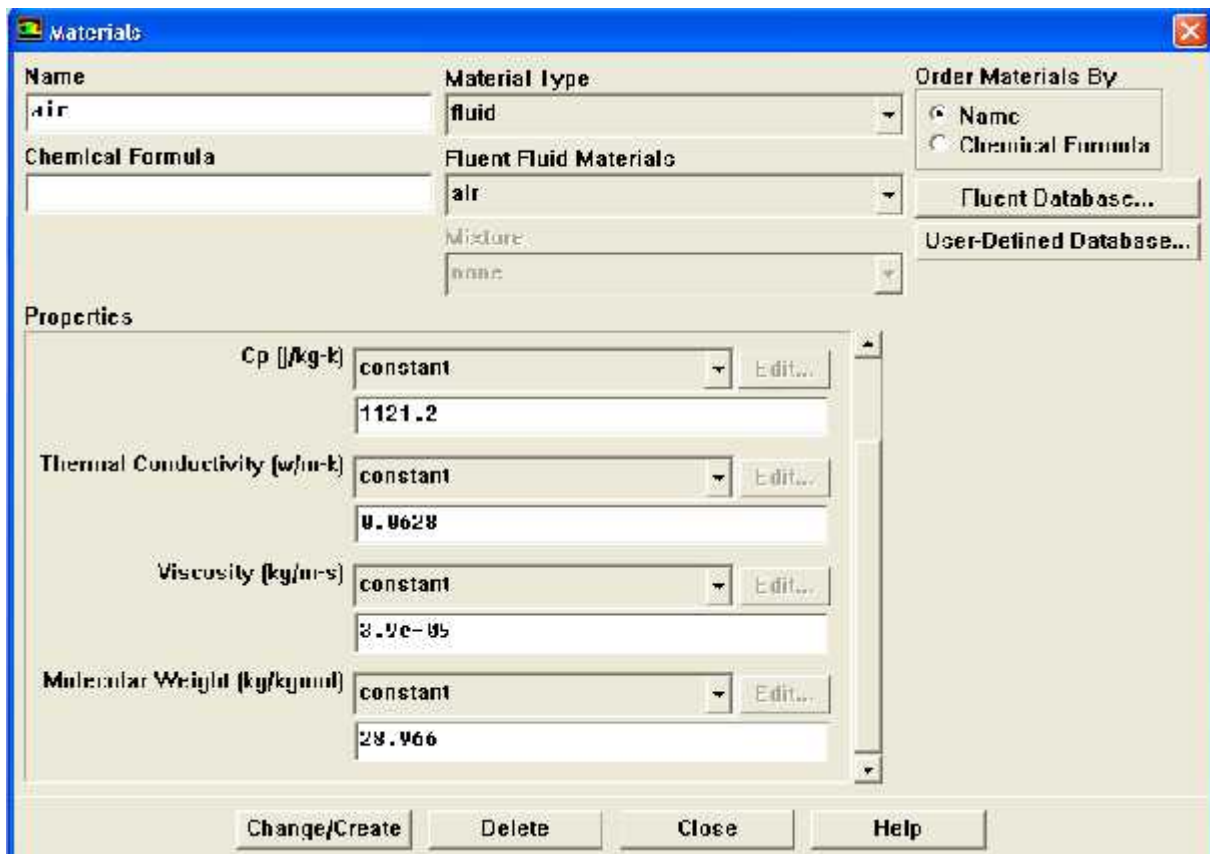
## Grid /Check



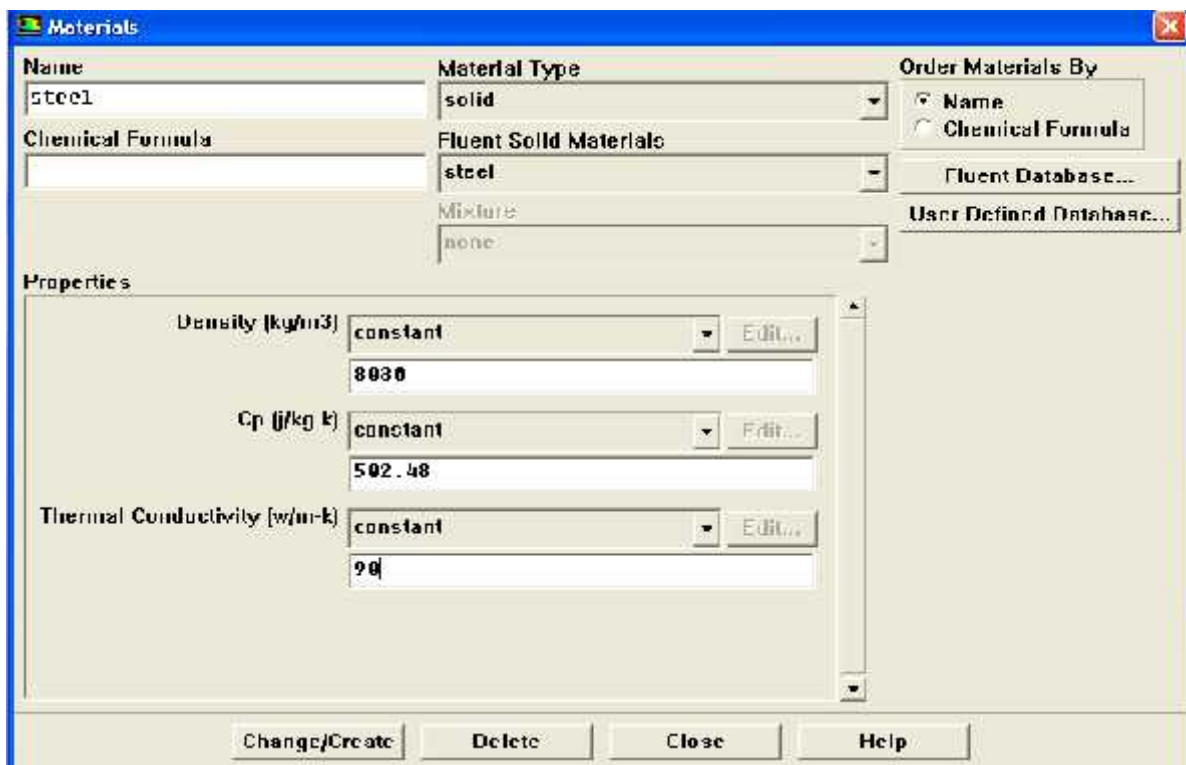
On définit par la suite toutes les propriétés de l'écoulement ; de la méthode de résolution, du fluide et du solide ...etc.

- Define / models / solver / density based / implicit(formulation) / 2D(spaces) / steady(times).
- On click Ok.
- Energy
- Viscous / k- (model de turbulence) / Realisable(model k- )
- Define /Materials /fluide /ideal gaz
- On click change /create

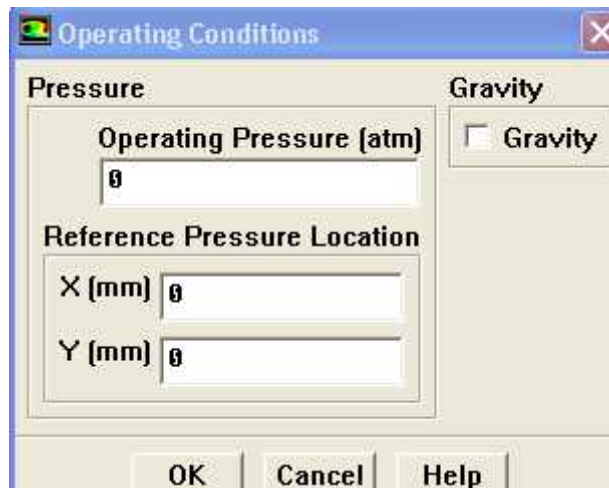




- Define /Materials /Solid / steel (acier)



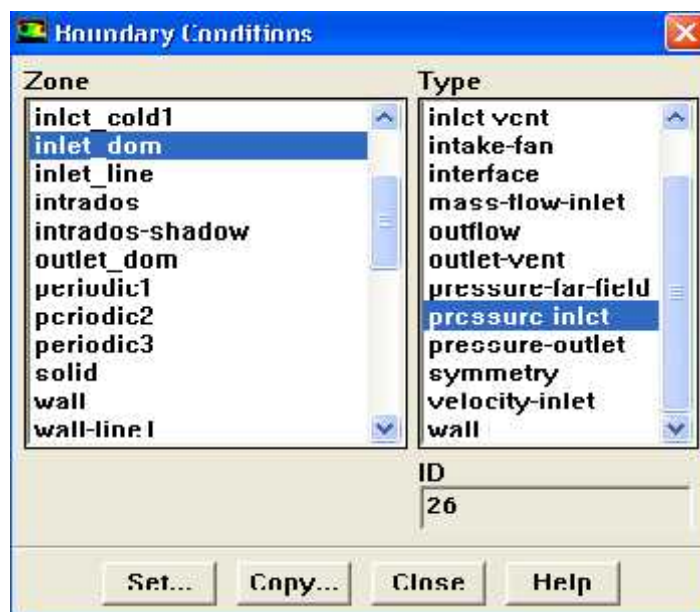
Define /Operating conditions / operating pressure =0 atm



Puis on passe à définir les conditions aux limites

Define /Boundary conditions /

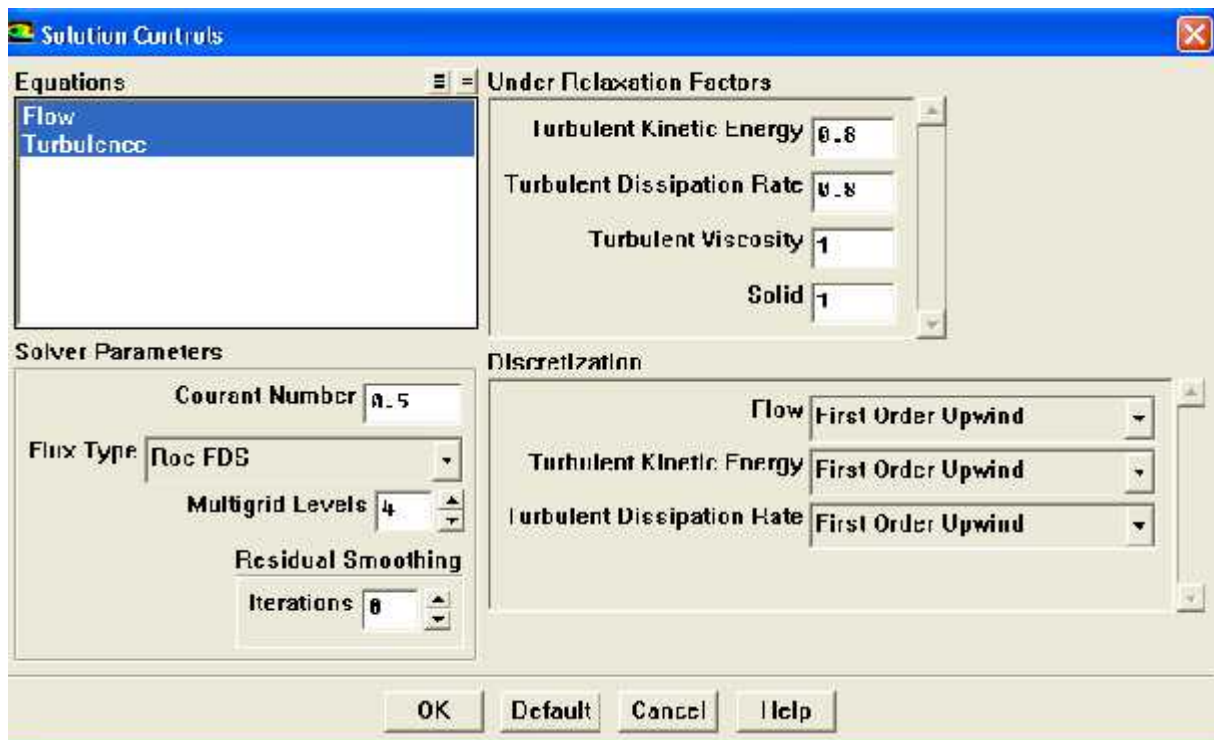
Zones	types
Inlet_dom	Pressure inlet
Outlet_dom	Pressure outlet
Inlet_line	Mass-flow-inlet
Inlet-cold_cav1	Mass-flow-inlet
Wall_cold1	Wall /convection
Wall_line	Wall /convection



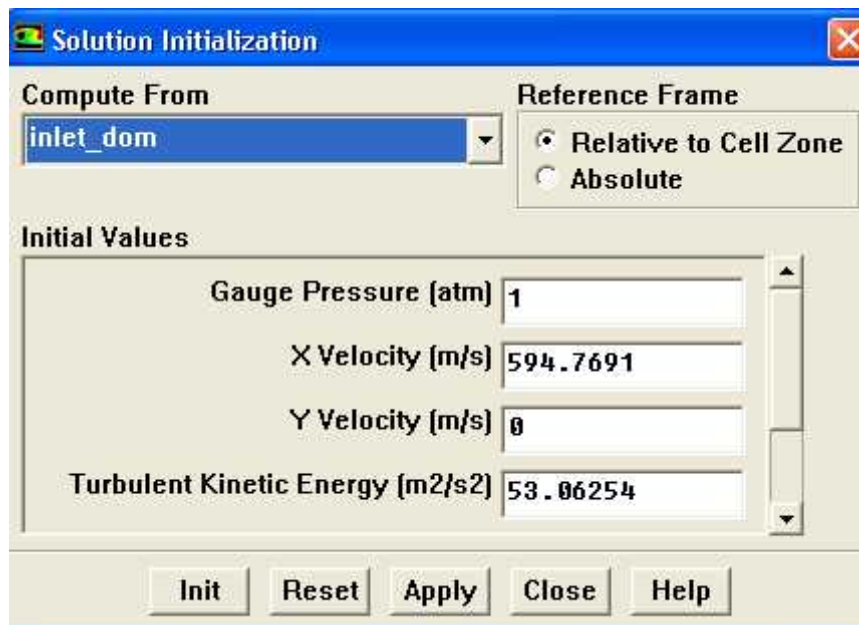
Maintenant on  
ou le solver :

lance la résolution

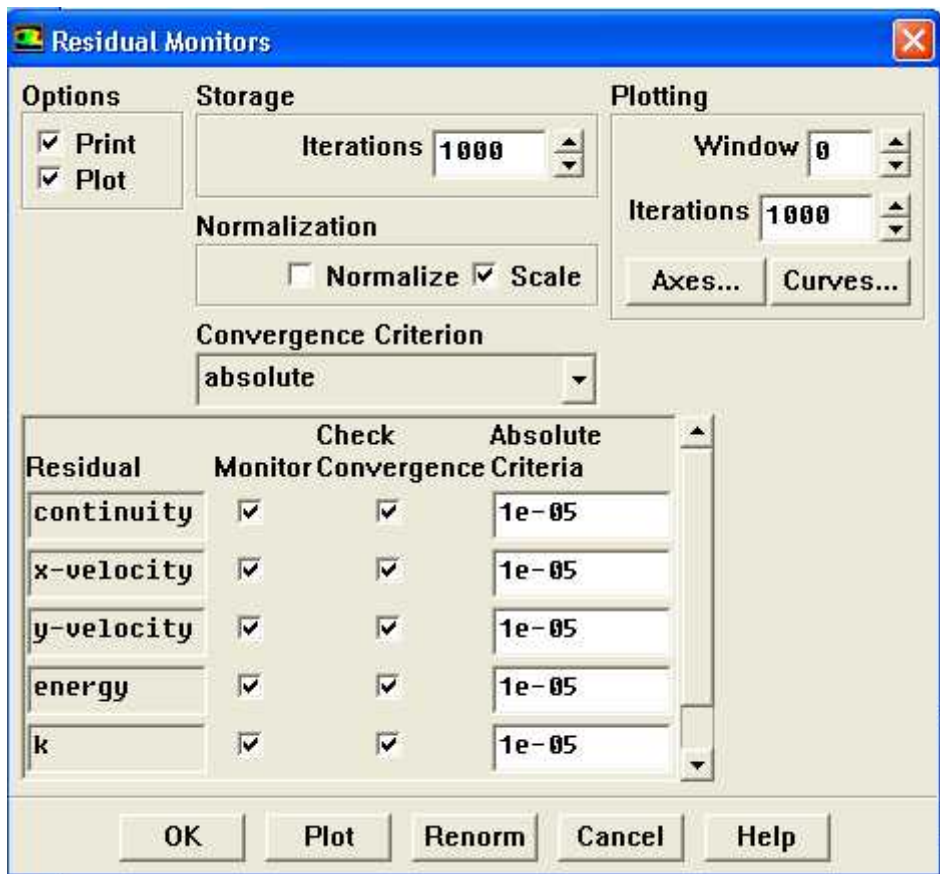
Solve /control /solution /



Solve / initialize / initialize :



Solve /monitors / residual :



Solve /iterate : on fait rentrer un nombre d'itérations jusqu'à atteindre la convergence

Et a chaque fois nen clique sur iterate .

