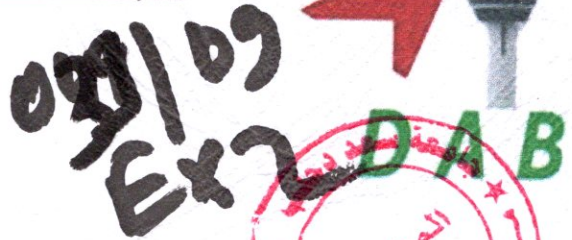


REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la
Recherche Scientifique

Université « Saad Dahleb » Blida
Département Aéronautique



Project de fin d'études en vue de
l'obtention

du diplôme d'ingénieur d'état en
aéronautique

Option: propulsion

Thème:

**Simulation numérique d'une grille d'aubes turbine
refroidie**

Fait par:

AMROUCHE
FARIDA

BELLOUTI
YAZID

Encadré par:

Mr. Badreddine
Aïmad Eddine

Mr. Benomar
Abdelkader

2008-2009

Résumé

Notre travail a pour but d'étudier le phénomène de transfert thermique au niveau des aubes turbines afin d'étudier la qualité de refroidissement de ces dernières. Pour cela on a pu construire plusieurs géométries en 2D sur le logiciel Gambit avec leurs maillages en vue de faire une simulation de type CFD sur le logiciel Fluent, permettant l'obtention des contours des pressions, des températures et des nombres de Mach. De ce fait on a traité le transfert de chaleur couplé pour différentes configurations et pour différents types de refroidissements tels que :

- le refroidissement interne ; par convection dans les cavités des serpentins et en mode couplé dans le canal d'éjection du bord de fuite ;
- le refroidissement externe, par film protecteur en mode de transfert couplé.

Abstract

The purpose of our work is to study the phenomenon of heat transfer in the turbine blade level in order to study the cooling qualities of these latter. and for this we have been able to draw a lot of turbine blade geometry in 2D in Gambit with their mesh aiming to make a CFD type simulation on Fluent, enabling to obtain the contours of pressure, temperature, Mach number. from this fact we have treated the heat transfer coupled to different types of configuration and different kinds of transfer such as:

- The internal cooling; by convection in coiled tube and in the coupled mood in the trailing edge nozzle.
- The external cooling, by cooling film in the mood of coupled transfer.

REMERCIEMENTS

En préambule à ce mémoire, on souhaite adresser tous nos remerciements aux personnes qui nous ont soutenues et qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire.

*Tout d'abord, Nous tenons à remercier notre promoteur Mr, **Bader Eddine Imad Eddine** qui nous a aidé profondément par son suivi et ses conseils durant notre projet, et sa grande patience avec nous et le temps qu'il a bien voulu nous consacrer et sans qui ce mémoire n'aurait jamais vu le jour.*

*Nos vifs remerciements s'adressent à Mr. **TAHI Ali** pour son aide particulière et ses conseils précieux ses directives et ses connaissances profondes nous ont permis d'acquérir le maximum de savoir. Qu'il trouve ici l'expression de nos profondes gratitude.*

*Comme nous tenons à remercier notre co-promoteur Mr. **A. Benomar**, instructeur au centre de formation d'**AIR ALGERIE** pour son aide en documentation nécessaire pour notre PFE et afin d'effectuer le stage pratique au niveau d'**AIR ALGERIE**.*

*On exprime toutes nos gratitude Mr; **SALHI Merouen** pour ses multiples conseils précieux, ses orientations et son aide.*

*Nous tenons à remercier également Mr **Bellouti Rafik**, Mr. **Bellouti Hamza** et Mr. **Bouabdellah Nabil** pour leurs aide afin d'effectuer le stage pratique au niveau de la compagnie national **AIR ALGERIE**.*

Il nous est agréable de remercier chaleureusement tous les membres de nos familles pour leurs sacrifices, leurs affections et leurs compréhensions.

Enfin, on adresse nos plus sincères remerciements à tous nos proches qui nous ont encouragés au cours de la réalisation de ce mémoire.

DÉDICACES

Je dédie ce modeste travail

A mes très chers parents Nadhera et Djamel ceux que j'aimerai pour l'éternité à l'exemple de résignation, d'amour et d'affection, en qui j'ai trouvé un soutien immense et constant dans mes études et ma vie.

A mes chers frère et sœur Issam et Saliha aux quels je souhaite bonheurs et plénitudes.

A mes oncles, tantes, ma grand-mère et ma famille que je ne pourrais nommer de peur d'en oublier mon attachement et mes affections les plus sincères.

Je dédie en particulier ce travail à une personne que je sens chère pour moi, chaque lettre de son prénom nourrit des millions de mes sentiments, qui est yasmine, merci pour ton soutien

A ceux qui ont fait de leur mieux pour me soutenir durant ce travail et mes études, mes adorables amis : Mounir mon meilleur ami, aïmen, Redha, Adel, Bouzid, Amine, M'haméd, Nesrine, Imen, Stéphanie...

A mes cousins et cousines : Tarek et Nahla, Cherif, Hafidha, Beya, Adel et Karima, Atika, Hamza, Hadjer, Zoubida, Sadek, Nedjoua, Latifa, Djazia, Isma

A mon binôme Farida et à tous mes collègues de 5ème année ingénieurs

A la mémoire de mes grands-parents et mon oncle

A tous ceux que j'aime, qu'ils trouvent ici l'expression de mon respect et mon grand attachement

DÉDICACES

Je dédie ce modeste travail

A mes très chers parents qui ont toujours été là pour moi, et qui m'ont donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance. J'espère qu'ils trouveront dans ce travail toute ma reconnaissance et tout mon amour.

*A celui qui m'indique la bonne voie en me rappelant que la volonté fait toujours les grandes personnes, mon père **Ali**.*

*A celle qui a attendu avec patience les fruits de sa bonne éducation, ... Hemlarkem atas atas a thiziri thanmirth, ma mère **Djamila**.*

*A ma grande mère paternelle **Ghnima**, merci pour tes conseils et ta tendresse.*

*A tous mes frères que j'aime beaucoup chacun par son nom **Abderzzak, Abd Nacer, Lounis** et surtout mon petit ange **Azzedine**. I want today only to tell you thanks for all your helps.*

*A mes très chères sœurs que j'aime énormément et je les souhaite tout le bon heur et tout le succès ; **Lylia** et **Ouardia** vous êtes vraiment mon espoir éternel et merci beaucoup pour vos aides.*

*A tous les membres de familles **Ighmouracen, Benazzouz** et **Bellouti***

*A mon intime **Meriem BENAZZOUC** my best candle pour moi is my red Flower.*

*A mes amis: **Imane2, Cherifa, Nassima, Rahima, Khadidja2, Nacira, Bahia2, Aicha, Kahina, Samia, Nadia, Zinouba, Ghania, Amel, Khaira, Souaad, Merouen, Amine, Adel** et **Djihad, khaled, Amar** et **Saad***

*A mon binôme **Yazid** thanks for all.*

A tous mes collègues de 5ème année ING promotion 2009 et a tous ceux qui occupent ma pensée et mon cœur.

FARIDA

SOMMAIRE

Introduction générale	2
CHAPITRE I: Description générale du turbo fan le CF6-80 E1 et son system de refroidissement turbine	
I.1. Eléments constitutifs	4
I.1.1. Définition	4
I.1.2. Les modules du CF6-80 E1	5
I.1.3. Capots du moteur	12
I.1.4. Les différentes stations aérodynamiques	13
I.1.5. Caractéristiques du moteur	14
I.2. Cycle de fonctionnement du turbo fan	15
I.2.1. Le fan (soufflante)	15
I.2.2. Le compresseur	16
I.2.3. Chambre de combustion	17
I.2.4. Turbine	20
I.2.5. Canal d'éjection	22
I.3. Description du system de refroidissement turbine	23
I.4. Description et fonctionnement des vannes de refroidissement (BCV)	24
I.5. refroidissement des ailettes turbine haute pression	24
I.5.1. Refroidissement des ailettes statorique de la turbine haute pression	24
I.5.2. Refroidissement des ailettes rotorique de la turbine haute pression	25
I.6. Dispositif actif de contrôle des jeux de turbine haute pression et basse pression	27

II.4.1.4. Refroidissement par Pin fin (aiguilles)	60
II.4.1.5. refroidissement avec shower head	62
II.4.2. Refroidissement externe pour aubages de turbine	63
II.4.2.1. Refroidissement de la paroi par Film protecteur	63
II.4.2.1.1. Paramètres caractéristiques du film cooling	66
II.4.2.1.2. Film cooling bidimensionnel	67
II.4.2.1.3. Analyse phénoménologique du jet unique	70
II.4.2.1.9. Applications du film cooling	72
II.4.2.2. Refroidissement par transpiration	73

CHAPITRE III : MODÉLISATION PHYSIQUE ET NUMERIQUE

III.1. Thermique du solide	77
III.1.1. L'équation de la chaleur	77
III.1.2. Condition aux limites thermique	79
III.2. Thermique dans le fluide	80
III.2.1. Équation de Navier-Stokes	80
III.3. Couplage solide / fluide : problème du transfert conjugué de chaleur	83
III.4. Le modèle numérique	83
III.4.1. Modélisation mathématique du problème	83
III.4.2. Résolution numérique (méthode de volume finis)	84
III.4.2.1. Principe de la méthode des volumes finis	85
III.4.2.2. Linéarisation: Implicite-explicite	89

CHAPITRE IV : LES ÉTAPES DE SIMULATION

IV.1. Représentation de la géométrie	92
IV.2. Maillage	93
IV.2.1. Classification	93
IV.2.2. Génération du maillage	94
IV.3 Solveur	95
IV.4. Survol des capacités de Fluent 6.22	96
IV.4.1. Modélisation	96
IV.4.3. Conditions aux limites	96
IV.4.4. Présentation des résultats (post-processing)	97
IV.4.5. Traitement des résultats	97
IV.5. Les géométries sur le Gambit	97
IV.5.1. Bord de fuite 1 ^{er} type	97
IV.5.2. Bord de fuite 2 ^{ème} type	100
IV.5.3. Première aube avec premier type bord de fuit	103
IV.5.4. Deuxième aube avec deuxième type bord de fuite	107

CHAPITRE V : DISCUSSION ET INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS

V.1. Exemple de validation sur le fluent	114
V.1.1. Premier cas avec des conditions sans <i>No reflecting condition</i>	114
V.1.2. Deuxième cas avec No Reflecting Condition	118
V.2. Bord de fuite premier type	121

V.3. Bord de fuite deuxième type	125
V4. Première aube avec premier type bord de fuite	128
V.5. Deuxième aube avec deuxième type bord de fuite	131
Conclusion générale	135

NOMENCLATURE

Lettres latines

A : surface d'échange thermique en (m^2)

Q: puissance thermique en (watt)

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

T_g : température de gaz réfrigérant en (K°)

T_s : température de la paroi ou du solide en (K°)

\dot{q} : puissance thermique par unité de surface en (W/m^{-2})

v : vitesse du fluide

p : pression en (pascal)

P : périmètre mouillé de tube de refroidissement en (m)

r : rayon de tube de refroidissement

dx: longueur de volume de contrôle de tube de refroidissement en (m)

f : coefficient de frottement de **Fanno**

f_D : coefficient de frottement de **Darcy**

H : enthalpie massique en ($J \cdot kg^{-1}$)

Re_{Dh} : nombre de **Reynolds** basé sur le diamètre hydraulique de tube de refroidissement

D_h : diamètre hydraulique de tube de refroidissement en (m)

Pr : nombre de Prandtl

C_p : capacité thermique massique a pression constante en ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)

Ro_{Dh} : nombre de **Rosby** (rapport entre les forces de flottement et visqueuses)

Ra_{Dh} : nombre de **Rayleigh** (rapport entre les forces de flottement et de viscosité)

Nu_{Dh} : nombre de **Nusselt** basé sur le diamètre hydraulique de tube de refroidissement

L : longueur de conduite en (m)

d : diamètre du trou de refroidissement par jet impact

z : espace entre la paroi et le plénum d'injection du jet impact

T_c : température de l'écoulement transversal a l'écoulement du jet impact

T_j : température du jet.

Re_j : nombre de Reynolds du jet basé sur le diamètre du trou

v_c : vitesse de l'écoulement transversal

v_j : vitesse de l'écoulement du jet

x_n : pas entre trou du jet impact en direction de x

y_n : pas entre trou du jet impact en direction de y

T_{aw} : température adiabatique de parois de l'aube en (K°).

T_r : température du fluide de refroidissement à la sortie du trou d'injection du filme cooling

T_∞ : température de l'écoulement principal des gaz chauds

\mathcal{M} : rapport des vitesses massiques ou taux d'injection ou (*blowing ratio*) $\mathcal{M} = \frac{v_c \rho_c}{v_\infty \rho_\infty}$

C_{p_∞} : capacité thermique massique a pression constante de l'écoulement principal en ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)

C_{p_c} : capacité thermique massique a pression constante du fluide de refroidissement du film

cooling e ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)

S : largeur de la fente

x_c : distance entre les fentes d'injection

Re_c : nombre de Reynolds basé la largeur de la fente

v_c : vitesse du fluide de refroidissement du filme cooling

v_∞ : vitesse de l'écoulement principal

A_{trou} : section du trou

P_s : Le pas en entre trou du film en (m)

E_v : l'énergie emmagasinée dans un corps

c : capacité calorifique d'un solide

\mathcal{F} : le nombre de Fourier

\mathcal{L} : épaisseur d'un mur solide

D_{th} : diffusivité dans le solide

T_1 : température a la limite du solide

T_e : température imposé a l'extérieur du solide

q_i : le flux totale de chaleur dans le fluide

k : l'énergie cinétique de turbulence.

e : l'énergie totale par unité de masse dans le fluide

Pr_L : nombre de Prandtl laminaire

Pr_T : nombre de Prandtl turbulent

T_{if} : température d'interface de fluide.

T_{is} : température d'interface de solide.

Lettres grecques

ρ : la masse volumique en (kg/m^3)

ω : vitesse de rotation en (s^{-1})

τ : force de frottement a la paroi par unité de surface en (pa)

β : coefficient de dilatation thermique pour les conduites fixes

η : efficacité du jet impact

ρ_c : masse volumique d'air de l'écoulement transversal par apport au trajet du jet impact

ρ_j : masse volumique de l'air du jet impact

η_c : efficacité du refroidissement par film cooling

ξ : Paramètre d'effusion adimensionnel

μ_c : viscosité dynamique de fluide de refroidissement

μ_∞ : viscosité dynamique de l'écoulement principal en $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$

$\bar{\eta}_c$: efficacité moyenne dans chacun des trois régimes d'injection du film

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

ϕ_τ : chaleur massique représentant une éventuelle source (ou puits) de chaleur

λ : conductivité thermique d'un solide

τ_s : temps caractéristique de diffusion

ϕ_l : le flux thermique à la limite du solide

ϕ_e : le flux thermique imposé à l'extérieur du solide

ϕ_{If} : flux de chaleur d'interface de fluide.

ϕ_{Is} : flux de chaleur d'interface de solide.

τ_{ij} : tenseur des contraintes

γ : rapport des chaleurs massiques

ε : taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence.

μ_L : viscosité dynamique laminaire

μ_T : viscosité dynamique turbulente

Γ_φ : le coefficient de diffusion.

LISTE DES FIGURES

- Fig. I.1 :** Réacteur double flux CF6-80 E1
- Fig. I.2 :** Modules du réacteur CF6-80 E1
- Fig. I.3 :** Compresseur haute pression du CF6-80 E1
- Fig. I.4 :** Chambre de combustion annulaire du CF6-80 E1
- Fig. I.5 :** Rotor HPT du CF6-80 E1
- Fig. I.6 :** Stator LPT du CF6-80 E1
- Fig. I.7 :** LPT rotor du CF6-80 E1
- Fig. I.8 :** Capot du moteur CF6-80 E1
- Fig. I.9 :** Compresseur double corps
- Fig. I.10 :** Chambre de combustion annulaire du CF6-80 E1
- Fig. I.11 :** Les deux zones de combustion
- Fig. I.12 :** Stabilité de la flamme
- Fig. I.13 :** Canal d'éjection
- Fig. I.14 :** Circuit de refroidissement du réacteur CF6-80 E1
- Fig. I.15 :** Secteur d'aube directrice 1^{er} étage HPT du CF6-80 E1
- Fig. I.16 :** Aube rotorique 1^{er} étage HPT du CF6-80 E1
- Fig. I.17 :** Coupe longitudinal d'aubage du Fig. I.16
- Fig. I.18 :** Profil de l'aube du Fig. I.16
- Fig. I.19 :** Circuit de refroidissement du carter turbine du CF6-80 E1
- Fig. I.20 :** Dispositif de contrôle des jeux de la turbine HP (HPTACC)
- Fig. I.21 :** Dispositif de contrôle des jeux de la turbine LP (LPTACC)
- Fig. II.1 :** Evolution de la température d'entrée turbine
- Fig. II.2 :** Evolution des technologies de refroidissement à partir des années 1960
- Fig. II.3 :** Performance du cycle en fonction de la température d'entrée turbine

- Fig. II.4 :** Les différentes techniques de refroidissement des aubes
- Fig. II.5 :** Aube refroidie par l'eau
- Fig. II.6 :** Techniques de refroidissement
- Fig. II.7 :** Transfère de chaleur par convection
- Fig. II.8 :** Aubage refroidi avec des tubes de refroidissement radiaux
- Fig. II.9 :** volume de contrôle d'un tube de refroidissement
- Fig. II.10 :** Coupe longitudinal d'aubage qui montre les circuits internes de refroidissement
- Fig. II.11 :** Coupe d'une aube refroidie par l'air
- Fig. II.12 :** Flux secondaires dus aux effets de la rotation
- Fig. II.13 :** Exemple de tuyère refroidie par jets impactant
- Fig. II.14 :** Visualisation en 3D d'une aube refroidi par Impact d'un jet
- Fig. II.14 :** Impact d'un jet
- Fig. II.15 :** zones de Jet impactant unique
- Fig. II.16 :** Influence d'écoulement transversal sur le jet impactant
- Fig. II.17 :** Paramètres géométrique caractéristiques de l'impact d'après le tableau. II.1
- Fig. II.18 :** Exemple d'emploi d'aiguilles « pin fin » dans un Aubage
- Fig. II.19 :** Exemple de « pin fin » décalées en ligne
- Fig. II.20 :** Refroidissement de paroi par un film cooling
- Fig. II.21. :** Exemple d'une aube refroidie par film cooling
- Fig. II.22 :** Visualisation de l'écoulement du film cooling
- Fig. II.23 :** Secteur d'aubes directrices refroidies par un film cooling.
- Fig. II.24 :** Paramètres caractéristique du film cooling
- Fig. II.25 :** Evolution de l'efficacité du film cooling en fonction de ξ pour trois corrélations de la littérature
- Fig. II.26 :** Dynamique des fluides du jet unique
- Fig. II.27 :** Coefficient d'échange thermique pour un trou

- Fig. II.28 :** Distribution de températures pour une aube refroidie par film en K° et (F°)
- Fig. II.29 :** Refroidissement par transpiration (ou effusion)
- Fig. II.30 :** Comparaison des procédés de refroidissement par film cooling et par effusion et transpiration
- Fig. II.31 :** Aube refroidie par transpiration
- Fig. II.32 :** Distribution de températures dan une aube refroidie par transpiration
- Fig. III.1 :** Volume de contrôle dans un maillage tri dimensionnel non orthogonal.
- Fig. III.2 :** Organigramme de la méthode isolée de résolution
- Fig. III.3 :** Organigramme de la méthode couplée de résolution
- Fig. IV.1 :** Mailles triangulaire et quadrilatérale
- Fig. IV.2:** Maillage orthogonal
- Fig. IV.3:** Maillage multi blocs
- Fig. IV.4-a:** Géométrie du bord de fuite premier type (2D) par GAMBIT.
- Fig. IV.4-b:** Maillage du bord de fuite premier type (2D) par GAMBIT.
- Fig.IV.5-a:** Géométrie du bord de fuite deuxième type (2D) par GAMBIT
- Fig. IV.5-b:** Maillage fin non structuré du bord de fuite deuxième type (2D) par GAMBIT
- Fig.IV.6-a:** Géométrie d'une aube avec bord de fuite premier type (2D) par
- Fig. IV.6-b:** Maillage fin non structuré d'une aube avec bord de fuite premier type (2D) par GAMBIT
- Fig.IV.7-a:** Géométrie d'une aube avec bord de fuite deuxième type (2D) par GAMBIT
- Fig.IV.7-b:** Maillage fin non structuré d'une aube avec bord de fuite premier type (2D) par GAMBIT
- Fig.V.1:** Contours de pression statique pour le cas sans No Reflecting Condition (Référence Fluent)
- Fig.V. 2:** contour Pression statique pour le cas sans No Reflecting Condition
- Fig. V.3:** Mach number Contours pour le cas sans non Reflecting condition (Référence Fluent)
- Fig. V.4:** Contour du nombre du mach pour le cas sans No Reflecting Condition

Fig.V.5: Contours de pression statique pour le cas de No Reflecting Condition (Référence Fluent)

Fig.V.6: Contour de pression statique pour le cas de No Reflecting Condition

Fig. V.7: Contour du nombre de mach pour le cas de No Reflecting Condition (Référence Fluent)

Fig. V.8: Contour du nombre de mach pour le cas de No Reflecting Condition

Fig. V.9: Résidus du premier essai bord de fuite premier type

Fig.V.10: Pression statique du premier essai bord de fuite premier type

Fig.V.11 : Nombre du mach du premier essai bord de fuite premier type

Fig. V .12: Température statique premier type bord de fuite

Fig. V.13: Résidus du bord de fuite deuxième type

Fig. V.14: Pression statique du bord de fuite deuxième type

Fig.V.15: Nombre du mach du bord de fuite deuxième type

Fig. V.16: Température statique du bord de fuite deuxième type

Fig. V.17: Résidus de première aube avec premier type bord de fuite

Fig. V.18: Nombre du mach de première aube avec premier type bord de fuite

Fig. V.19: Température statique de première aube avec premier type bord de fuite

Fig. V.20: Résidus de deuxième aube avec deuxième type bord de fuite

Fig. V.21: Nombre du mach de deuxième aube avec deuxième type bord de fuite

Fig. V.22: Température statique de deuxième aube avec deuxième type bord de fuite

Liste des Tableaux

- Tableau. I.1** : nombre des ailettes stator et rotor et matériaux utilisé dans le LPC
- Tableau. I.2** : nombre des ailettes stator et rotor et matériaux utilisé dans le HPC
- Tableaux. I.3** : nombre des ailettes stator et rotor et matériaux utilisé dans le HPT
- Tableaux.I.4** : nombre des ailettes stator et rotor et matériaux utilisé dans le LPT
- Tableau. II.1** : valeur des paramètres géométrique caractéristiques de l'impact d'un jet
- Tableau IV .1** : Les coordonnées du bord de fuit 1er type
- Tableau IV .2** : Données maillage (mesh data)du Bord de fuit premier type
- Tableau IV .3** : Les coordonnées du bord de fuit 2^{ème} type
- Tableau IV .4** : Données maillage (mesh data) du Bord de fuit deuxième type
- Tableau IV .5** : Les coordonnées de première aube avec bord de fuit 1er type
- Tableau IV .6** : Données maillage (mesh data) Aube avec premier type Bord de fuit
- Tableau IV .7** : Les coordonnées de deuxième aube avec bord de fuit 2^{ème} type
- Tableau IV .8** : Données maillage (mesh data) Aube avec deuxième type Bord de fuit
- Tableau V .1** : paramètres de calculs

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

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.

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.

La recherche de rendements plus élevés pour les moteurs d'avion a provoqué l'augmentation de la température des gaz à l'entrée turbine. Dans ces conditions les aubages de turbines doivent être refroidies pour garder leur intégrité et atteindre les objectifs de durée de vie.

Grâce au développement des équations de transfert de chaleur, des techniques nouvelles furent appliquées dans le domaine aéronautique. Il est clair que la tendance principale pour l'amélioration du rendement thermique d'un turboréacteur est l'augmentation de la température entrée turbine. Dans ces conditions un système de refroidissement est décisif pour la fiabilité de la turbine, or ceci est déterminé par des méthodes correctes de calcul des échanges thermiques qui ont pour objet l'étude de la propagation de la chaleur.

Le désir d'obtenir une grande poussée par unité de débit d'air exige une augmentation sensible de la température entrée turbine, si cette augmentation est accompagnée d'une

augmentation de taux de compression du compresseur, alors on aura une amélioration de la consommation du combustible.

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.

Pour cela on a suit ce plan de travail avec 5 chapitres, dont le premier est description générale du turbo fan : le CF6-80 E1 et de son system de refroidissement turbine, le deuxième sur l'étude aérothermique, le troisième sur les modèles physiques et numériques, le quatrième chapitre définit les étapes de simulation et le derniers chapitre est sur résultats et interprétations.

CHAPITRE I

DESCRIPTION GÉNÉRALE DU TUBOFAN :

LE CF6-80 E1

**ET DE SON SYSTEM DE
REFROIDISSEMENT TURBINE**

CHAPITRE I

DESCRIPTION GÉNÉRALE DU TUBOFAN : LE CF6-80 E1 ET DE SON SYSTEM DE REFROIDISSEMENT TURBINE

I.1. Eléments constitutifs

Nous nous proposons d'examiner en détails chaque élément constitutif du moteur CF6-80 E1 de GENERAL ELECTRIC équipant l'AIRBUS A330-200 :

I.1.1. Définition

Le CF6-80 E1 FADEC est un moteur double corps double flux, turbo fan à écoulement axial a haut taux de dilution, d'une conception entièrement modulaire pour faciliter sa maintenance.

Pour sa conception, les constructeurs font appelle a l'ensemble des techniques avancées à ce jour pour l'amélioration des performances et la durée de vie .Les moteurs disposent en particulier d'une régulation numérique pleine autorité, ainsi que d'un ensemble complet de contrôle actif des jeux entre rotors et carters. Son rôle est de fournir :

- ✚ la force de poussée nécessaire au vol.
- ✚ la force de poussée inverse a l'atterrissage pour assister le freinage de l'avion.
- ✚ les puissances pneumatiques et hydrauliques nécessaires à bord de l'avion, les puissances électriques et hydrauliques sont fournies par des accessoires (alternateurs, pompe hydraulique) entraines mécaniquement par le moteur.

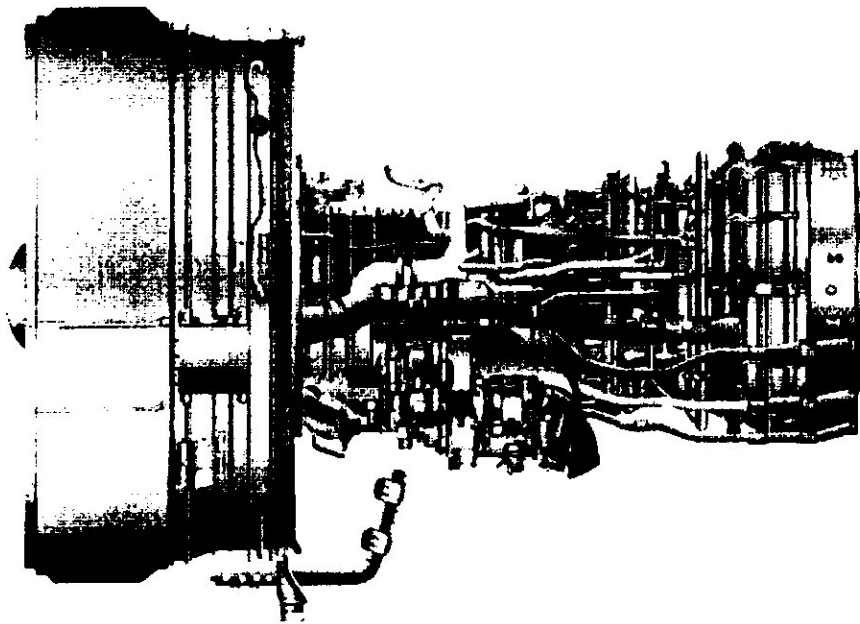


Fig. I.1: Réacteur double flux CF6-80 E1.

I.1.2. Les modules du CF6-80 E1

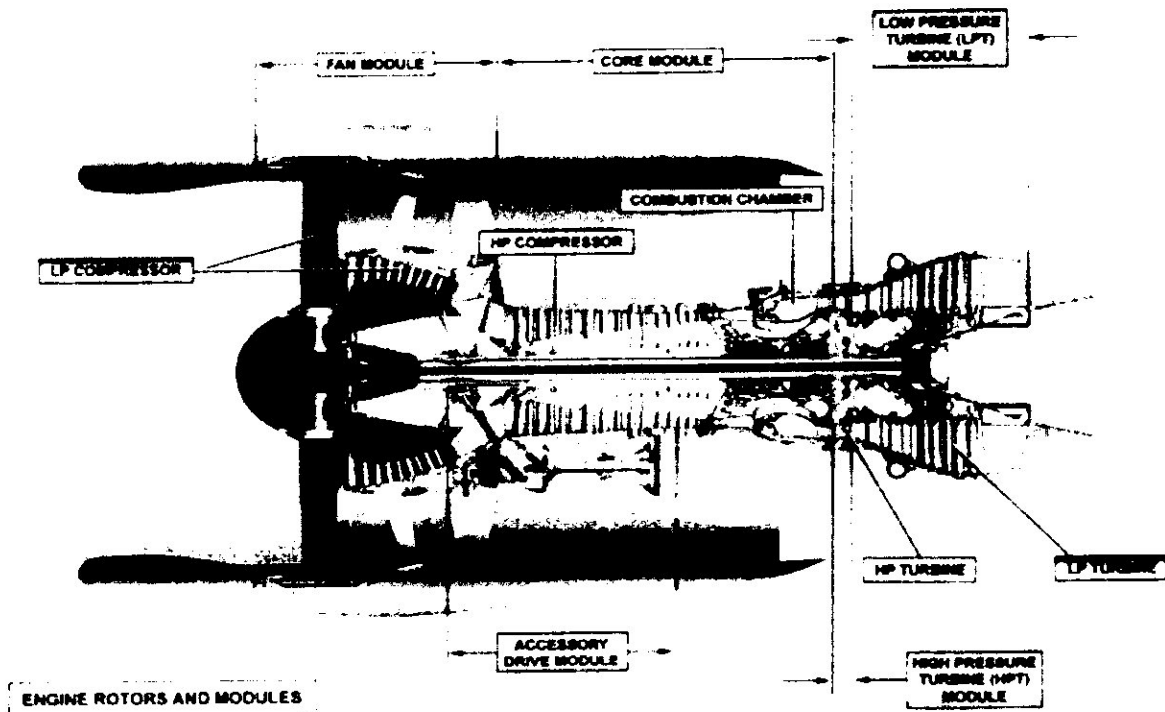


Fig. I.2 : Modules du réacteur CF6-80 E1.

	Rotor	Stator	Matériaux utilisés	
			Rotor	Stator
Etage 1	36	36	Titane	A-286
Etage 2	26	40	Titane	A-286
Etage 3	42	46	Titane	A-286
Etage 4	45	50	Titane	A-286
Etage 5	48	58	Titane	A-286
Etage 6	54	64	Titane	A-286
Etage 7	56	72	Titane	A-286
Etage 8	64	68	Titane	A-286
Etage 9	66	76	Titane	A-286
Etage 10	66	80	Titane	A-286
Etage 11	76	80	Inconel 718	A-286
Etage 12	76	84	Inconel 718	A-286
Etage 13	76	80	Inconel 718	A-286
Etage 14	76	112	Inconel 718	A-286

Tableau. I.2

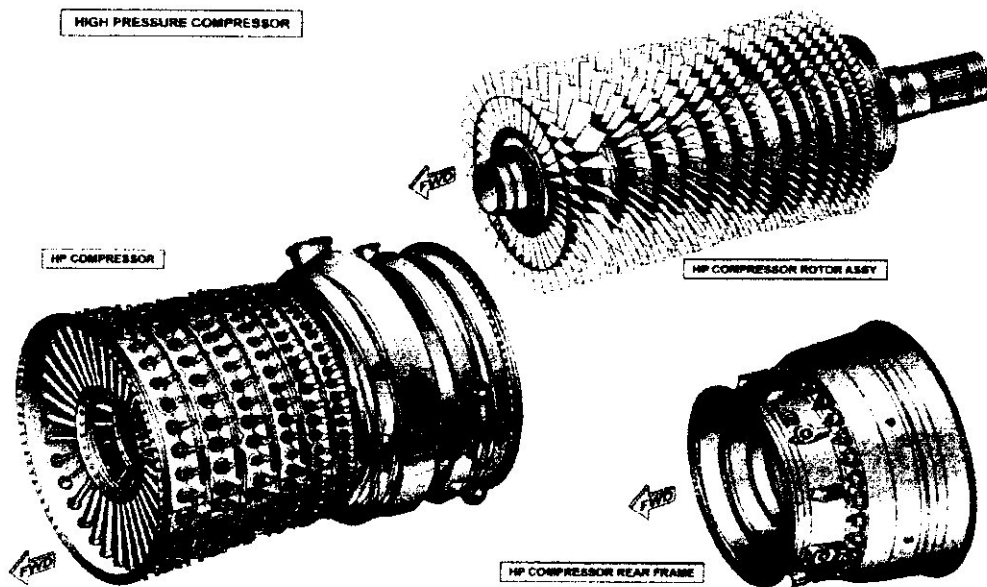


Fig. I.3: Compresseur haute pression du CF6-80 E1.

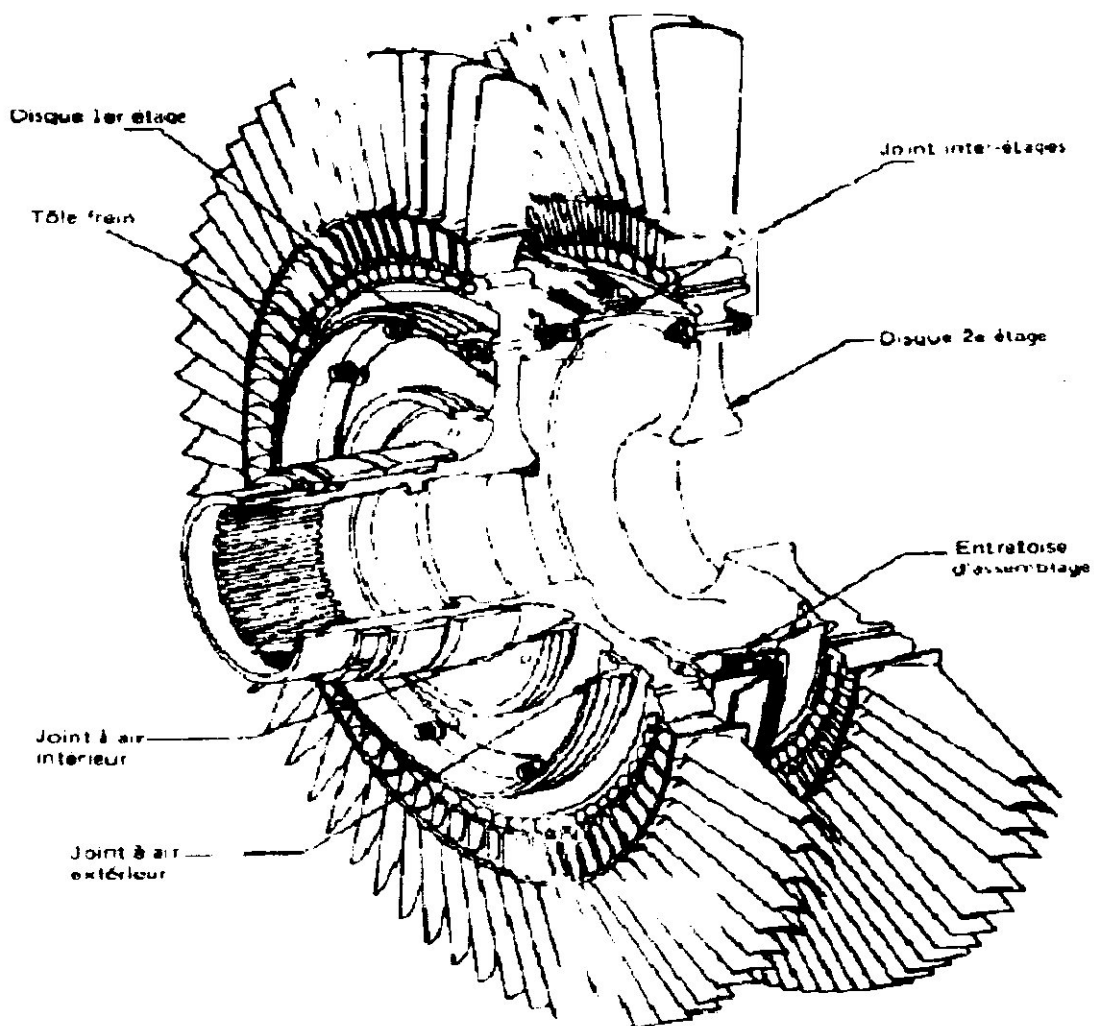


Fig. I.5 : Rotor HPT du CF6-80 E1.

↓ **Module turbine base pression (LPT)**

Ce module est constitué de 5 stages, il transforme l'énergie des gaz chauds en énergie mécanique pour entraîner le LPC et la soufflante, l'ensemble LPC et LPT forme l'attelage basse pression, il tourne à une vitesse N1.

	Rotor	Stator	Matériaux utilisés	
			Rotor	Stator
étage 1	54	118	Inconel 718	Rene 77
étage 2	96	124	Inconel 718	Rene 77
étage 3	120	88	Inconel 718	Rene 77
étage 4	126	88	Inconel 718	Rene 77
étage 5	144	98	Inconel 718	Rene 77

Tableaux.I.4

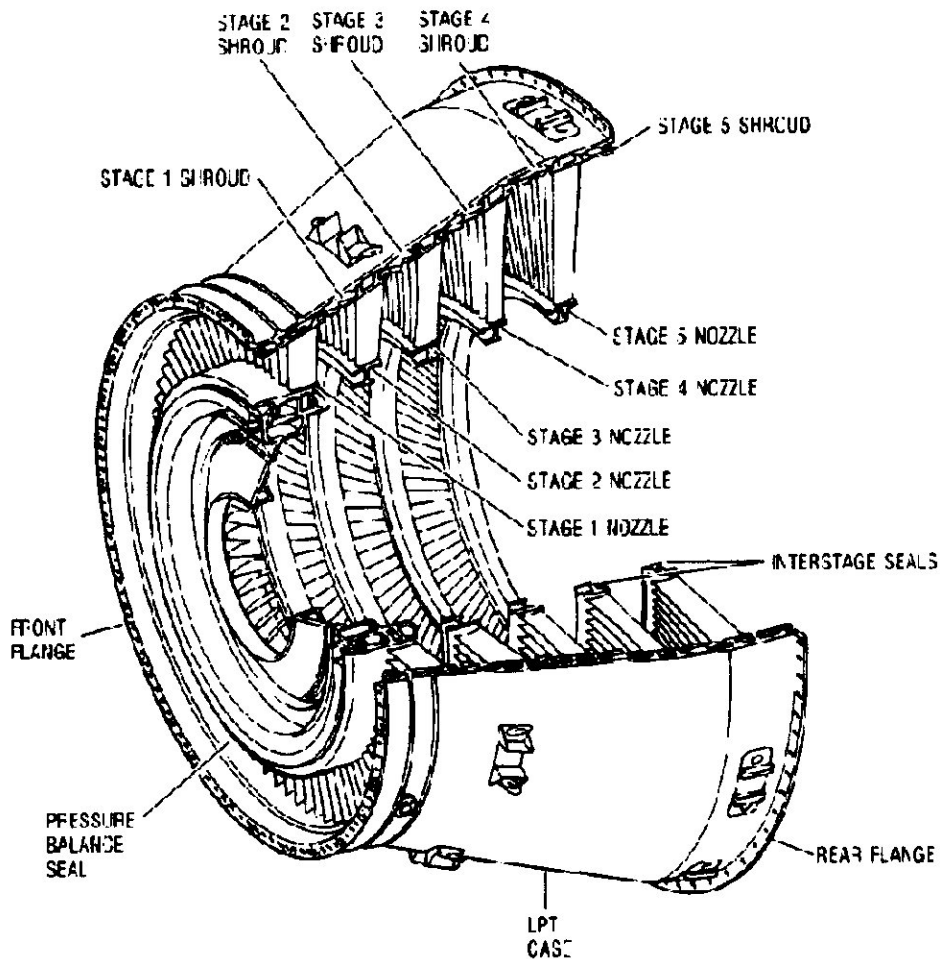


Fig. I.6 : Stator LPT.

- 1 TachymetreN2.

Sur la face arrière :

- 1 Alternateur **IDG**.
- pompe carburant.
- démarreur pneumatique / valve de contrôle.

I.1.3. Capots du moteur

Le moteur est complètement enfermé dans un capot aérodynamique, afin de permettre au service d'entretien un accès aisé aux accessoires, ce capot peut être ouvert en piste.

Il existe trois types de capots pour le CF6-80 E1 :

- ✚ Capot fan.
- ✚ Capot core.
- ✚ Capot reverse.

Les capots assurent les fonctions suivantes :

- ✚ Ils forment le canal du flux secondaire.
- ✚ Ils comportent les dispositifs d'inversion de poussée.
- ✚ Ils contiennent les effets de l'explosion ou d'une fuite éventuelle importante d'une tuyauterie.

Ils sont capables de contenir un incident pendant un quart d'heure.

Entre les carters moteurs et leurs parois internes, ils forment des compartiments isolés pour contenir les fuites. Les entrées d'air moteur sont très exposées l'accumulation de givre, le capot de l'entrée d'air est antigivre surtout le bord d'attaque par le prélèvement de l'air chaud du HPC.

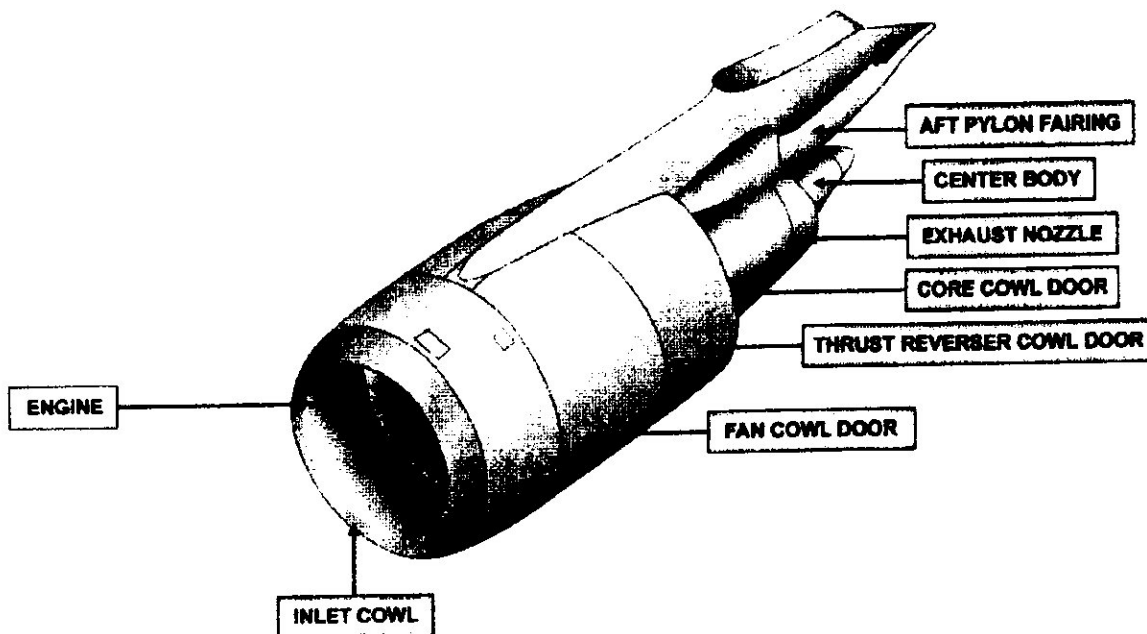


Fig. I.8 : Capot du moteur CF6-80 E1.

I.1.4. Les différentes stations aérodynamiques

Station 0 : air ambiant.

Station 1,2 : Entrée d'air.

✚ **Flux primaire**

Station 2 : Entrée du compresseur basse pression.

Station 2.5 : Entrée du compresseur haute pression.

Station 3 : Sortie du compresseur haute pression.

Station 4 : Entrée turbine haute pression.

Station 4.9 : Entrée turbine basse pression.

Station 5 : Sortie ensemble basse pression.

Station 9 : Ejection du flux primaire.

✚ **Flux secondaire**

Station 1.2 : Entrée d'air.

température et sa vitesse varient .Ces variations produisent des forces dont la résultante est la force de propulsion de l'avion.

I.2.1. LE FAN (SOUFFLANTE)

+ Caractéristiques

Le fan n'est autre qu'un compresseur a un stage débitant dans une tuyère annulaire. Le fan fournissant la majeure partie de la poussée, son rendement aérodynamique est d'une extrême importance. Etant donné ses dimensions, la vitesse en bout de pale est très élevée et l'écoulement y est en grande partie Supersonique.

Afin de réduire le poids au maximum, ces nouveaux fans sont constitués d'une structure en nid d'abeille soudée entre deux tôles en titane. Les cubes de sortie du fan sont destinés à redresser l'écoulement avant l'entrée de la tuyère.

+ Resistance aux dégâts dus à des corps étrangers (FOD)

Le fan doit être particulièrement robuste pour résister aux oiseaux, pierres et grêlons sans risque de rupture.

Le carter qui entoure le fan doit être suffisamment solide pour ne pas être transpercé ou en tous cas, pour que des débris ne puissent abimer des organes vitaux de l'avion. Cette exigence entraine un devis de poids important.

Le carter du CF6-80 E1 est renforcé par l'enroulement de Kevlar (Epoxy Graphite+résine).

I.2.2. Le compresseur

Le compresseur a pour fonction de faire circuler dans la chambre de combustion un débit d'air approprié à la poussée désirée, sous une pression permettant le fonctionnement correcte de cette chambre.

Il est à noter que le rendement de l'ensemble du moteur est lié au taux de compression global c'est à dire au rapport entre la pression de sortie du HPT et la pression d'entrée du moteur.

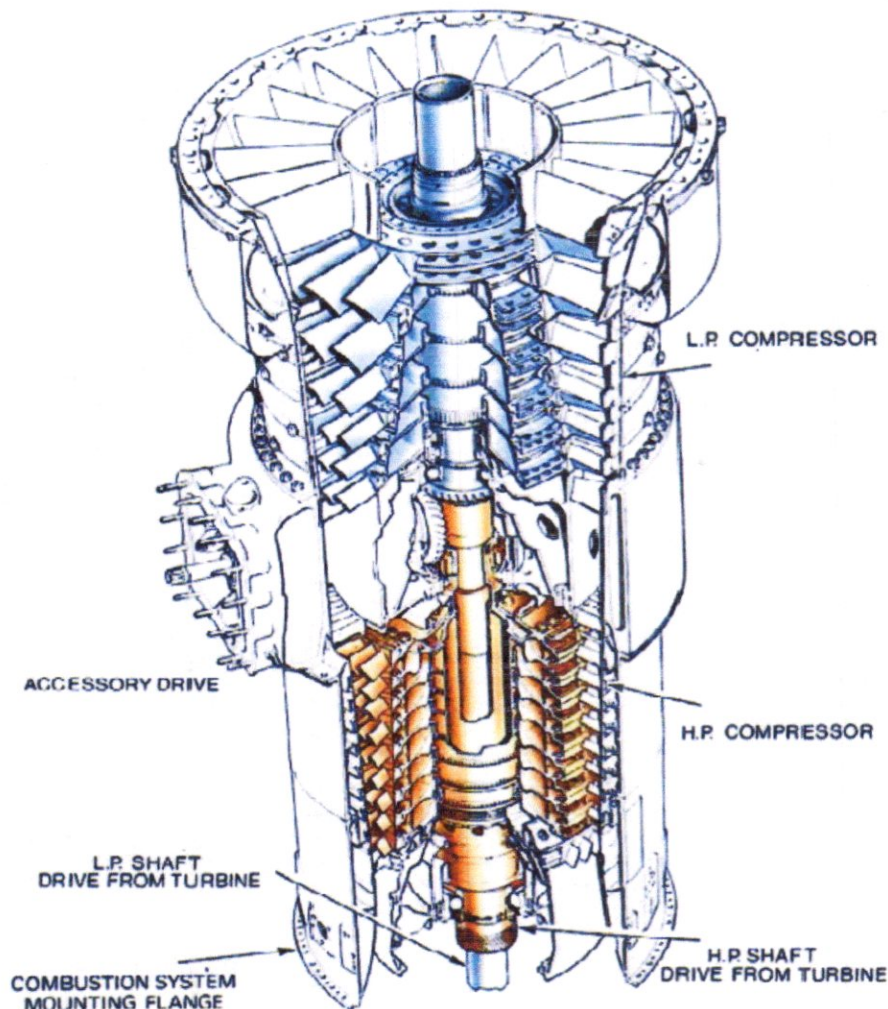


Fig. I.9 : Compresseur double corps.

I.2.3. Chambre de combustion

Comme son nom l'indique, la chambre de combustion est l'organe du moteur dans lequel se déroule la combustion c'est-à-dire la décomposition et l'oxydation du carburant au contact de l'oxygène de l'air.

C'est dans cette chambre que l'air débité par le compresseur HP voit sa

pauvre et riche), d'autre part, le dosage exigé pour obtenir la température requise à l'entrée de la turbine est au plus de 1.7% dans un cas typique.

Le mélange correspondant au dosage requis est donc incombustible et la température obtenue dans un mélange stœchiométrique est de l'ordre de 2000C° tandis que la température désirée à l'entrée de la turbine ne dépasse pas actuellement les 1400C°.

Ces exigences sont rencontrées en prévoyant dans la chambre deux zones :

- Une zone de combustion à haute température (flamme) dans laquelle le dosage reste toujours centré autour du rapport stœchiométrique.
- Une zone de dilution dans laquelle le reste de l'air est admise et mélangé.

Notons que, lorsqu'on augmente le régime moteur, le dosage augmente ainsi que le volume et surtout la longueur de la flamme.

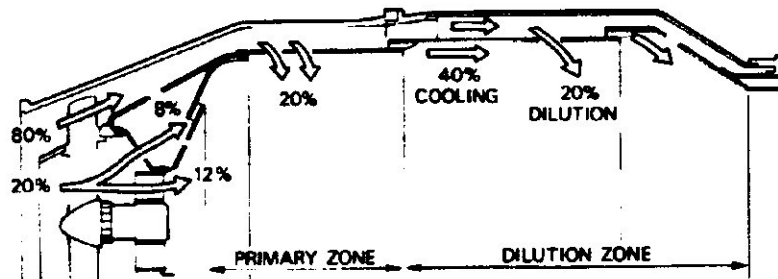


Fig. I.11 : Les deux zones de combustion.

✦ Vaporisation, allumage

La combustion ne peut se réaliser avec un rendement correcte si le carburant est à l'état gazeux, cette vaporisation est réalisée par des injecteurs à haute pression fournissant une nappe conique de gouttelettes extrêmement fines. Cette pulvérisation doit demeurer efficace dans une large gamme de débits.

Ceci est généralement obtenu par la mise en œuvre d'injecteurs doubles, dans ce type d'injecteurs, le gicleur central fonctionne seul pendant le démarrage et aux bas régimes. aux régimes supérieurs, l'augmentation de pression provoque l'ouverture d'un gicleur secondaire débitant autour du premier.

✚ Stabilité de la flamme

Pour que la flamme soit stable, il est nécessaire que la vitesse de passage du mélange ne soit pas supérieure à la vitesse de propagation de la flamme. Or, cette vitesse est de l'ordre de 120 m/s, l'écoulement dans la chambre donc peut être très fortement ralenti, en faisant précéder cette dernière d'une section divergente et d'une série de diffuseur, et en injectant de l'air latéralement de façon à créer localement des contre courants qui accrochent la flamme.

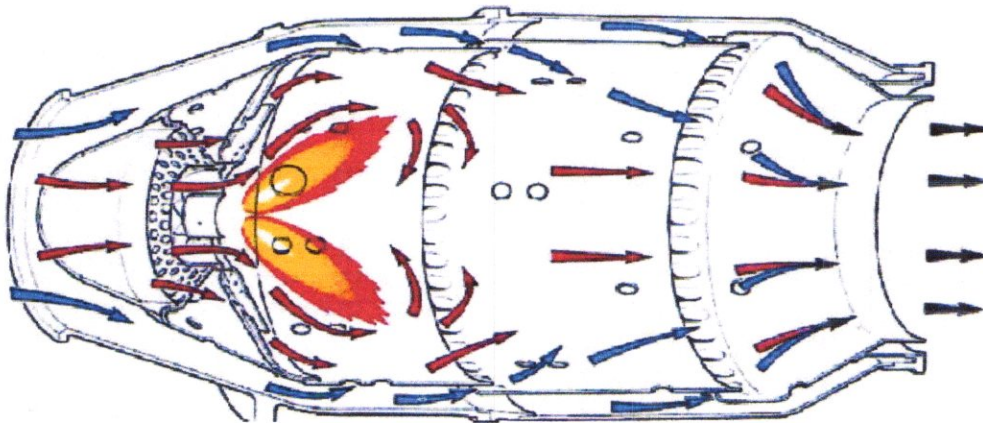


Fig. I.12 : Stabilité de la flamme.

✚ Maitrise de la température

Le mélange dans la zone de dilution est réalisé de façon à obtenir à l'entrée de la turbine une répartition des températures aussi homogène que possible. Le moindre point chaud au niveau de la turbine entraîne une forte réduction de son espérance de vie, il est également indispensable de protéger la tôle dont est constituée la chambre.

Dans ce but, une série de chicanes assure un refroidissement par convection et une fixation convenable au carter permet un transfert de chaleur important.

En quittant la chambre de combustion, les gaz chauds sont accélères en passant par l'étranglement ou convergent du diffuseur qui débouche sur un rang de stators puis sur la turbine.

I.2.4. TURBINE

I.2.4.1. Généralité

A Divers points de vue, la turbine n'est autre qu'un compresseur inverse en effet : un étage de turbine se compose d'un stator équipé d'aubes fixes (distributeur, nozzle Guide Vanes) suivi d'un rotor.

Entre les aubes rotor, la section de passage est convergente, Il y a transformation d'une partie de l'énergie cinétique de l'écoulement en énergie mécanique. Il ya chute de pression et de température. Le trajet de l'air s'analyse comme dans le cas du compresseur.

De même, la force aérodynamique sur les aubes se décompose en un effort tangentiel, le couple moteur, et un effort axial partiellement équilibre par celui opposé du compresseur.

I.2.4.2. Influence du débit sur la pression

le couple fourni par la turbine est sensible aux modifications d'angle d'incidence de l'écoulement. La tendance au pompage, caractéristique importante du compresseur, n'existe pas dans la turbine car l'écoulement dans des sections convergentes n'a aucune tendance au décollement. Il est donc possible d'obtenir le taux de détente prescrit avec un seul étage (parfois deux).

Comme pour le compresseur, la section de passage de la turbine est adaptée la

variation de volume d'un étage à l'autre (ici le volume augmente), en pratique ceci est réalisé en augmentant la hauteur des aubes d'un étage à l'autre.

I.2.4.3. Limitation

La température d'entrée de la turbine HP influence le rendement du moteur. La poussée maximale du moteur est également limitée par cette température. De nombreuses études ont permis d'augmenter la température maximale que les aubes sont à même de supporter. Elle est pour les moteurs les plus modernes de l'ordre de 1400C°.

Les deux phénomènes qui limitent l'utilisation de la turbine sont : le fluage (creep) et les chocs thermiques.

↳ Fluage

Aux régimes élevés, les aubes du rotor sont soumises simultanément à des forces centrifuges, des forces aérodynamiques et des températures importantes. Ces aubes s'allongent proportionnellement au temps de fonctionnement.

Cet allongement reste admissible tant que les températures limites déterminées par le constructeur ne sont pas dépassées. Ceci signifie que la vie de la turbine est surtout liée au nombre d'heures passées aux régimes élevés (décollage, montée).

↳ Choc thermique

Pendant la phase de démarrage, ainsi pendant les accélérations et décélération, les variations de température provoquent des dilatations inégales des diverses parties de la turbine. Bien que le régulateur de carburant tienne compte de ce phénomène, le pilote doit être conscient que toute accélération ou décélération brutale provoque des sollicitations préjudiciables, invisibles et non comptabilisées, mai qui répétées abrègent la vie du moteur.

I.2.5. Canal d'éjection

Le but du canal d'éjection est de transformer l'énergie de pression des gaz chauds en énergie cinétique. C'est dans le canal d'éjection qu'a lieu la détente utile à la propulsion.

En général le canal d'éjection se compose de trois parties :

- ✚ le raccordement.
- ✚ la rallonge.
- ✚ la tuyère.

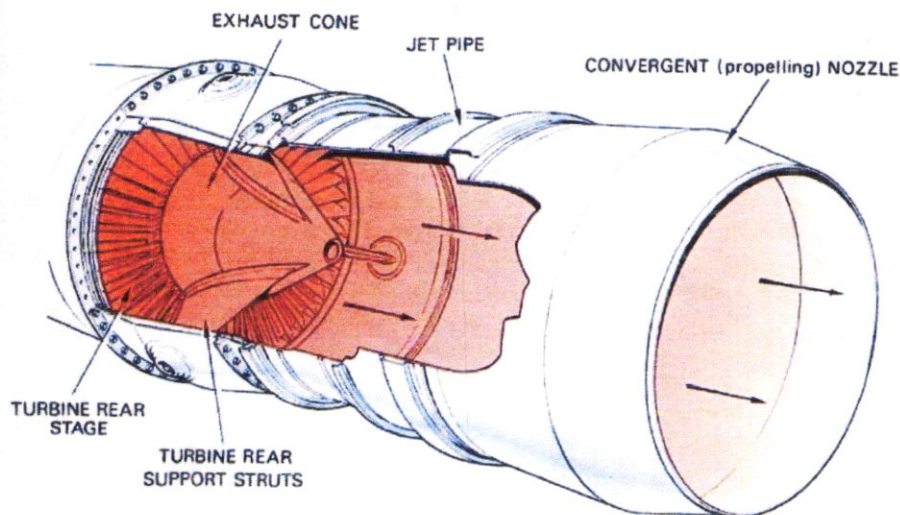


Fig. I.13 : Canal d'éjection.

I.3. Description du system de refroidissement turbine

Le réacteur CF6-80-E1 FADEC est traversé par deux flux d'air :

- ✚ le débit d'air primaire.
- ✚ le débit d'air secondaire.

Le flux primaire sert à la combustion. De ce débit on extrait un débit d'air servant pour le refroidissement des cavités moteur et le refroidissement et la pressurisation des puisards, ce débit est appelé débit d'air parasite.

Le débit d'air parasite du CF6-80-E1 FADEC sert pour le refroidissement interne du moteur .Le contrôle du débit d'air parasite est assuré par :

- ✚ trois vannes de refroidissement BCV (Bore Cooling Valve) ;
- ✚ deux vannes de refroidissement du 11ème étage ;
- ✚ une vanne solénoïde de refroidissement du 11ème étage.

Le contrôle du débit d'air parasite améliore la consommation spécifique carburant. Le flux secondaire sert à l'augmentation de la poussée. Il engendre à lui seul 80% de la poussée totale moteur.

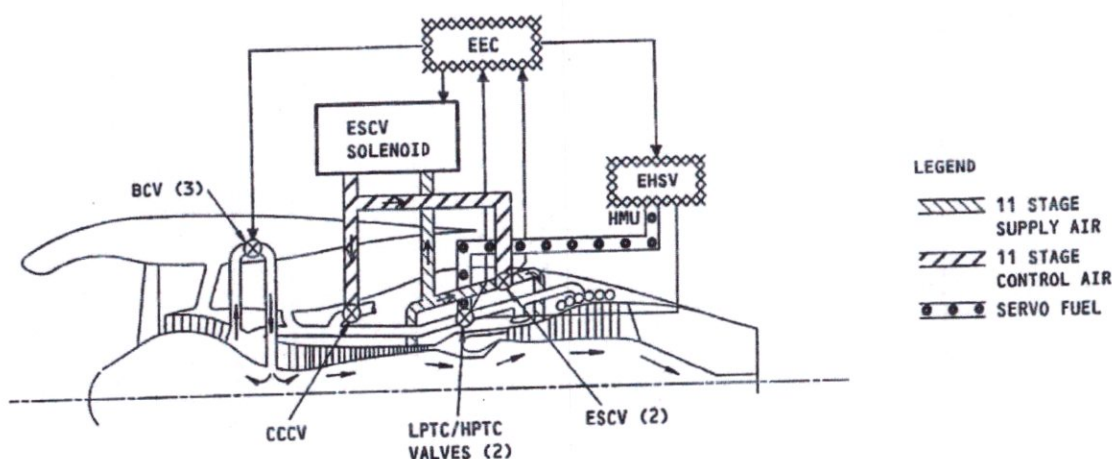


Fig. I.14 : Circuit de refroidissement du réacteur CF6-80 E1.

I.4.Description et fonctionnement des vannes de refroidissement (BCV)

Les vannes de refroidissement sont du type débit axial, contrôlées par un solénoïde. Chaque solénoïde est équipé de deux prises électriques reliées directement à l'unité électronique de contrôle moteur (EEC). Les BCV sont au nombre de trois disposées autour du carter du fan figure (I.14). Elles sont montées en positions 2h, 5h.30, et 11h. Elles sont commandées par l'unité électronique de contrôle moteur (EEC) à travers un solénoïde. Les vannes de refroidissement contrôlent le débit d'air en provenance de la décharge du

compresseur basse pression pour le refroidissement interne des cavités moteur ainsi que la pressurisation des puisards.

I.5. REFROIDISSEMENT DES AILETTES TURBINE HAUTE PRESSION

I.5.1. Refroidissement des ailettes statorique de la turbine haute pression

La méthode d'alimentation des aubes en air de refroidissement est une méthode d'alimentation à haute pression. Le distributeur de turbine haute pression 1er étage est refroidi par de l'air du 14ème étage compresseur haute pression. Le distributeur de turbine haute pression 2ème étage est refroidi par de l'air prélevé du 11ème étage compresseur haute pression. Le refroidissement des ailettes statoriques du 2ème étage turbine haute pression est assuré par deux vannes de refroidissement du 11ème étage via la vanne solénoïde de refroidissement du 11ème étage (ESCV).

L'unité électronique de contrôle moteur (EEC) commande les deux vannes de refroidissement du 11ème étage via la vanne solénoïde de refroidissement du 11ème étage. Les deux vannes de refroidissement du 11ème étage sont ouvertes aux régimes élevés et à basses altitudes pour refroidir les aubes statoriques du 2ème étage turbine haute pression dans le but d'augmenter la durée de vie du moteur. Les deux vannes de refroidissement du 11ème étage sont fermées aux bas régimes et aux hautes altitudes dans le but d'augmenter la consommation spécifique.

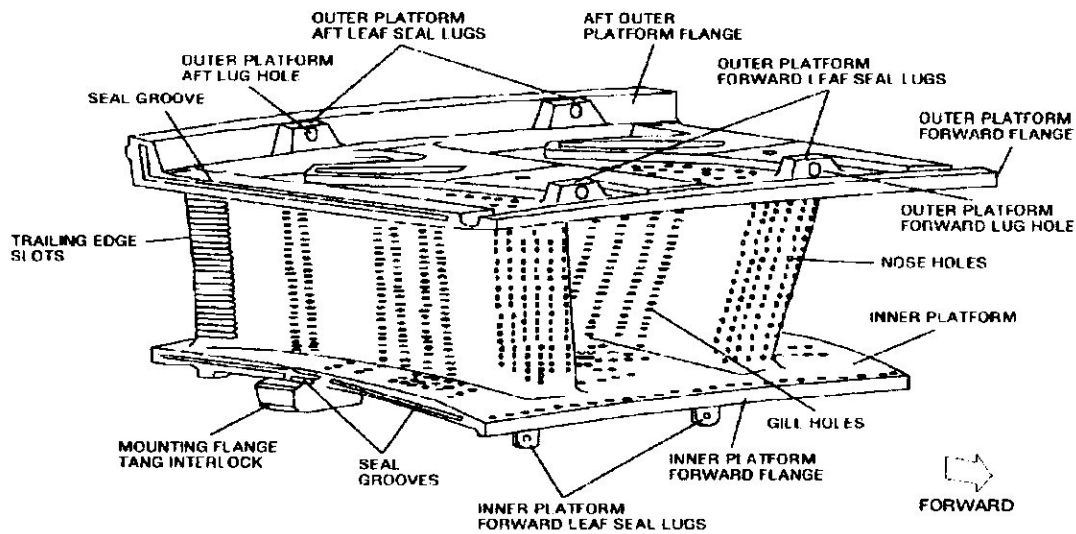


Fig. I.15 : Secteur d'aube directrice 1^{er} étage HPT du CF6-80 E1.

I.5.2. Refroidissement des ailettes rotorique de la turbine haute pression

↓ 1^{er} Étage :

Il y a 46 aubes rotoriques turbine haute pression placées sur le disque. Les aubes subissent un refroidissement par convection interne, les bords d'attaque sont refroidis par pulvérisation interne et par film à l'extérieur. Chaque aube à trois circuits de refroidissement internes, dont le flux est généré à la base puis se subdivise en trois.

Le flux du circuit PA figure (I.17), s'élève verticalement vers la 1^{er} cavité puis passe à l'avant dans la cavité 2 à travers des trous moulés et assure le refroidissement du bord d'attaque par pulvérisation et se mélange avec le flux primaire

Le flux du circuit PB s'écoule à travers les passages en serpentin et sort par les trous des parois latérales.

Le flux du circuit PC refroidit le bord de fuite, l'air s'écoule autour de petites bosses et sort par des trous sur le bord de fuite.

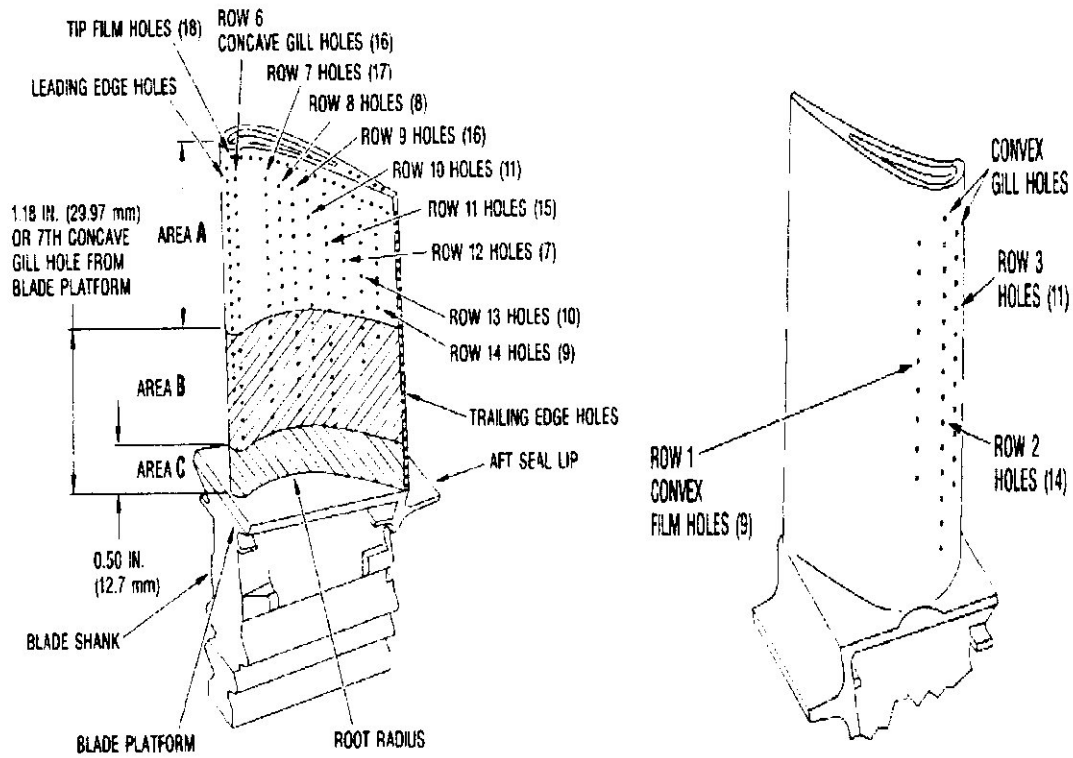


Fig. I.16 : Aube rotorique 1^{er} étage HPT du CF6-80 E1.

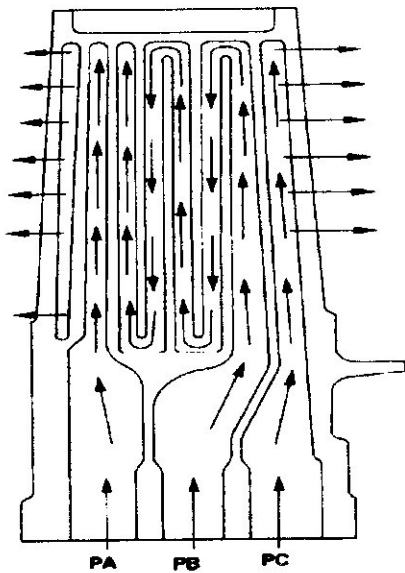


Fig. I.17 : Coupe longitudinale d'aubage du Fig. I.16.

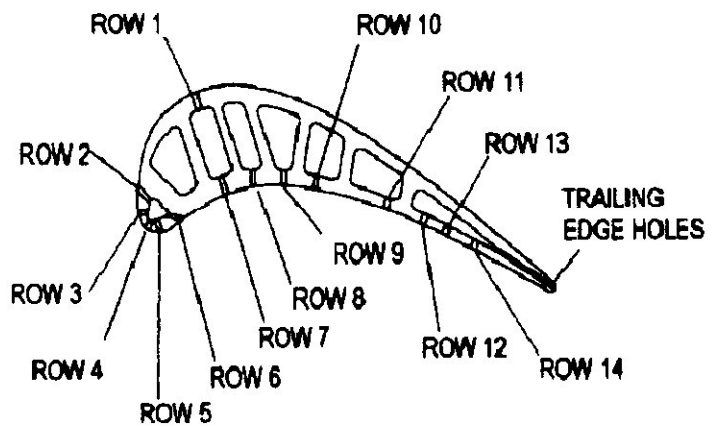


Fig. I.18 : Profil de l'aube du Fig. I.16.

✚ 2^{ème} Étage :

Il ya 48 aubes rotoriques du 2ème étage turbine haute pression sont refroidies par air. elles sont aussi placées séparément sur leur disque, elles contiennent des passages qui forment un labyrinthe. L'air de refroidissement circule dans ce labyrinthe et sort par des trous sur le couvercle d'extrémité et sur le bord de fuite. Les aubes statoriques du 2ème étage turbine haute pression sont refroidies par convection interne.

**I.6. DISPOSITIF ACTIF DE CONTRÔLE DES JEUX DE TURBINE HAUTE
PRESSION ET BASSE PRESSION**

I.6.1. Description

Le circuit de refroidissement du carter turbine utilise deux collecteurs séparés pour refroidir les carters turbines haute pression et basse pression, figure (I.19), le refroidissement des carters turbines est assuré par une distribution annulaire ordonnée de tubulures percées uniformément appelée rampe de distribution. Celle-ci décharge l'air du fan sur la surface des carters turbines haute pression et basse pression par des injections d'air frais. Le flux de refroidissement réduit le jeu radial entre rotor et stator et augmente l'efficacité de la turbine. L'air en provenance du fan pour chaque collecteur est contrôlé par des vannes de refroidissement identiques

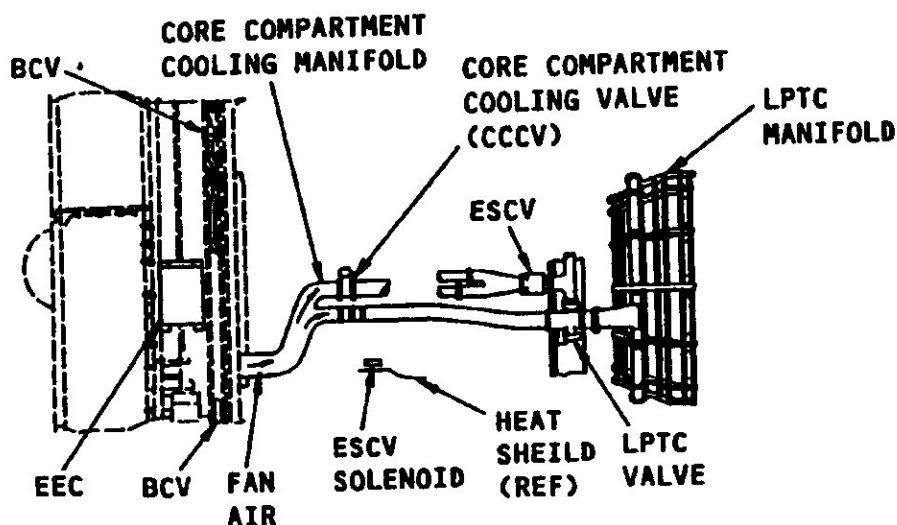


Fig. I.19 : Circuit de refroidissement du carter turbine du CF6-80 E1.

La vanne de refroidissement du carter turbine haute pression est localisée sur le côté droit du moteur en position 1h et la vanne de refroidissement du carter turbine basse pression est localisée sur le côté gauche du moteur en position 8h près de la chambre de combustion.

I.6.2. Rôle de refroidissement des cratères turbine

Pendant les phases de décollage, montée, croisière, les carters turbines HP et BP se dilatent plus rapidement que les roues et les ailettes de turbine, les jeux en extrémité d'ailettes augmentent, entraînant un accroissement des pertes internes machines. Afin de minimiser celles-ci et donc d'augmenter la poussée (pour une même consommation horaire donc une plus faible consommation spécifique de carburant et un meilleur rendement global) les carters turbine sont refroidi par l'air HP et fan. Cette fonction est assurée par deux circuits, un circuits passif turbine HP et un circuit actif de la turbine BP.

✚ Circuits passif :

De l'air prélevé sur le 11ème étage et en sortie du compresseur HP circule à l'intérieur du carter turbine HP.

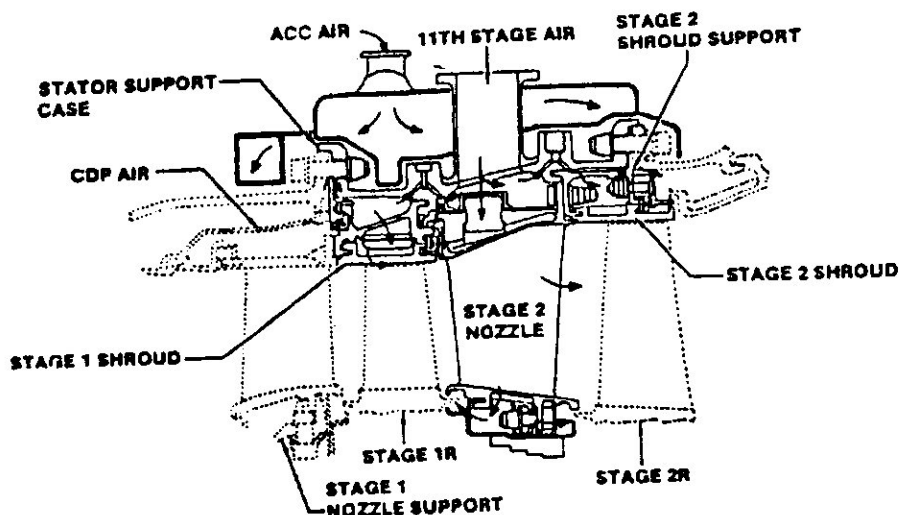


Fig. I.20 : Dispositif de contrôle des jeux de la turbine HP (HPTACC).

Le refroidissement du carter turbine haute pression est contrôlé par le canal actif de l'unité électronique de contrôle moteur (EEC), l'électro hydraulique servo-vanne (EHSV) du régulateur principal carburant (HMU) et la vanne de refroidissement du carter turbine haute pression.

↓ Circuits actif

De l'air prélevé dans le carter fan est dirigé vers le carter de turbine BP par l'intermédiaire d'une tuyauterie en y comportant deux vannes commandées par une capsule altimétrique. Ces deux vannes assurent un débit minimum a toutes les altitudes .A basse altitude, a haute altitude, c'est la vanne de refroidissement turbine qui est ouvert.

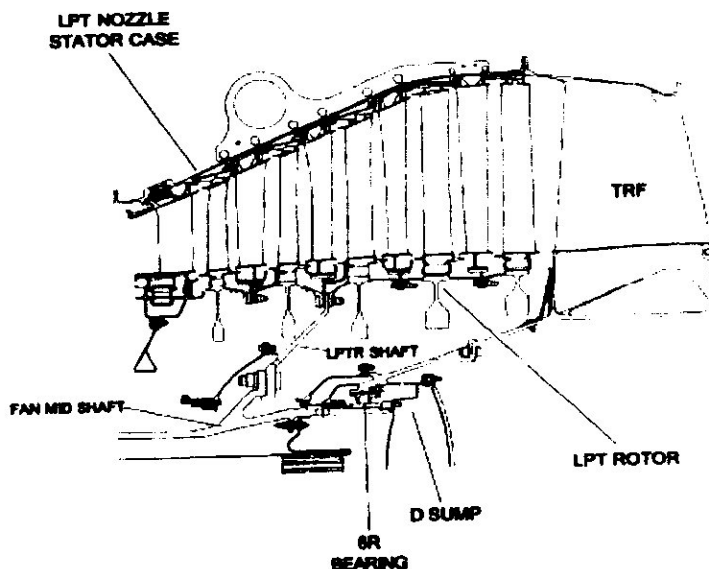


Fig. I.21 : Dispositif de contrôle des jeux de la turbine LP (LPTACC).

CHAPITRE. II

ÉTUDE AÉROTHERMIQUE DANS LES TURBINES

CHAPITRE. II**ÉTUDE AÉROTHERMIQUE DANS LES TURBINES****II.1. Introduction**

Les conditions imposées à la turbine à haute pression se situent aux limites extrêmes de la tenue des matériaux. Pour supporter ces contraintes thermomécaniques, on a recours aux superalliages et aux revêtements des surfaces soumises aux gaz chauds. Certaines parties fortement sollicitées en température sont également équipées d'un système de refroidissement. Pour les aubages et les tuyères des premiers étages des turbines à gaz des turboréacteurs d'avion 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 avec une consommation réduite d'air de refroidissement. Souvent ces techniques de refroidissement diffèrent selon le constructeur ou la typologie de la machine. En outre, les systèmes de refroidissement sont spécifiques à un constructeur et ne sont donc pas de notoriété publique. En réalité des machines différentes, mais appartenant à la même classe technologique, adoptent des techniques de refroidissement qui se ressemblent beaucoup, même si elles sont réalisées par des constructeurs différents. En définitive, on assiste à une certaine standardisation de la technologie de refroidissement des aubages et tuyères. L'étude relative à un aubage muni d'un système de refroidissement est compliquée car il faut concilier les exigences liées au refroidissement de l'aubage et celles dictées par les objectifs premiers du dimensionnement aérodynamique de l'étage. Toutefois, du fait d'une géométrie complexe et des conditions de transfert de chaleur données, le refroidissement fait apparaître un gradient de température et donc un champ de contrainte thermomécanique qui peut se révéler excessif sur les aubes. Pour certains secteurs d'aubes,

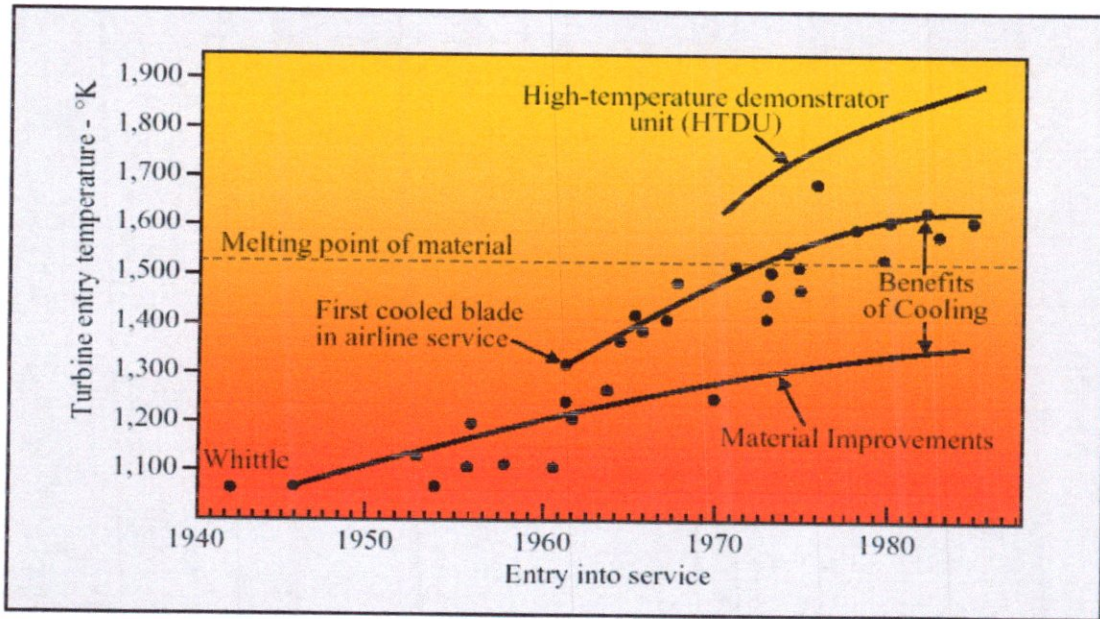


Fig. II.1 : Evolution de la température d'entrée turbine.

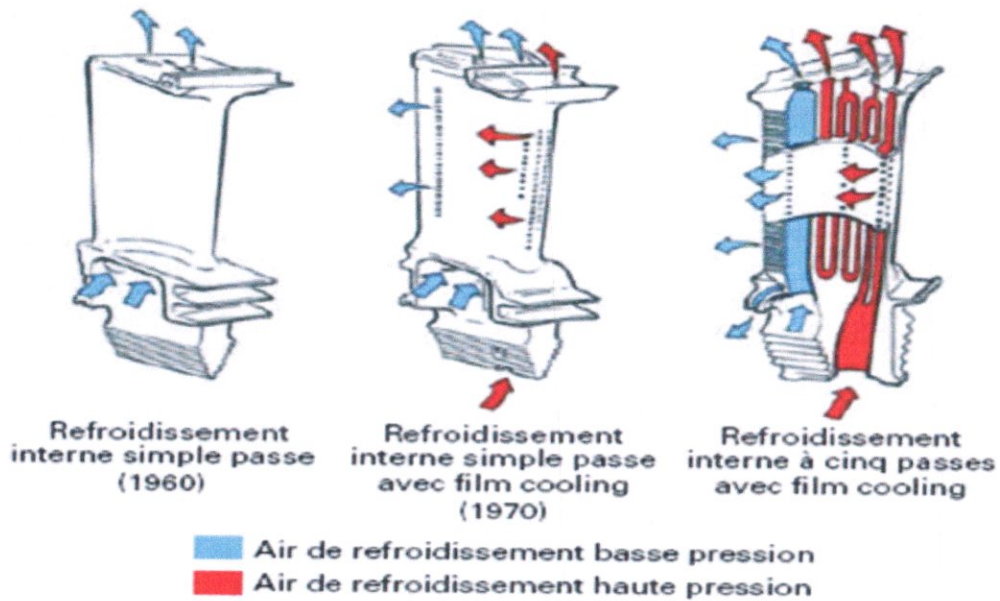


Fig. II.2 : Evolution des technologies de refroidissement à partir des années 1960.

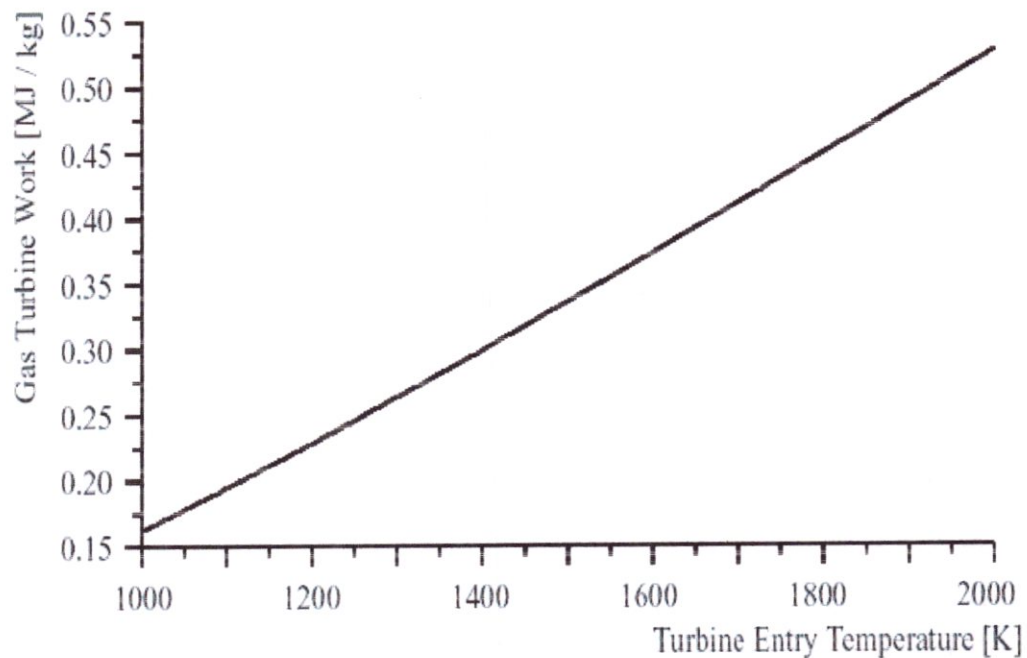


Fig. II.3 : Performance du cycle en fonction de la température d'entrée turbine.

II.3. GÉNÉRALITÉS SUR LE REFROIDISSEMENT DES TURBINES

II.3.1. Paramètres influençant la conception d'aubes refroidies par air

Pour concevoir une aube refroidie par un fluide, différents facteurs doivent être pris-en considération pour avoir un produit fini satisfaisant. Ces facteurs sont :

- ✚ L'aérodynamique de l'aube.
- ✚ Le choix du fluide réfrigérant.
- ✚ La configuration géométrique des fentes de refroidissement.
- ✚ Les propriétés des matériaux.
- ✚ Les contraintes sur l'aube.
- ✚ Condition d'approvisionnement en air réfrigérant.

II.3.1.1. Aérodynamique de l'aube

L'aérodynamique est la discipline fondamentale qui régit la conception des turbines. Les écoulements internes y sont en effet très complexes, visqueux et turbulents.

l'aérodynamique de la turbine affecte le refroidissement des aubes en trois points principaux :

- ✚ Elle définit la forme du profil sur laquelle la configuration du refroidissement est réalisée.
- ✚ Elle fixe le coefficient de transfert de chaleur extérieur et sa distribution.
- ✚ Elle fixe le niveau de température relative à l'aube du rotor.

Le transfert de chaleur des gaz à l'aube autour de son profil est déterminé par son coefficient de transfert (la quantité de chaleur transférée par unité de surface par unité de temps par unité de différence de température entre le gaz et la surface) ce dernier varie autour du profil de l'aube.

Les valeurs importantes du coefficient de transfert se trouvent sur le bord d'attaque où la couche limite est mince et laminaire. En développant la couche limite autour de l'aube le coefficient de transfert diminue en passant par le régime transitoire et augmente à nouveau au régime turbulent.

Un facteur très important pour le refroidissement de l'aube apparaît du fait que les aubes tournent. à cause de cette rotation la température des aubes est quelque peu inférieure à la température totale des gaz relative à l'aube de la turbine.

II.3.1.2. Choix du réfrigérant

Il y a deux façons de refroidir les aubes. Le choix du réfrigérant divise le système de refroidissement en deux catégories :

- ✚ Refroidissement par liquide.

✚ Refroidissement par gaz.

Pour les systèmes de refroidissement utilisant un réfrigérant liquide, les liquides souhaitables sont :

✚ L'eau.

✚ Les métaux liquides.

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

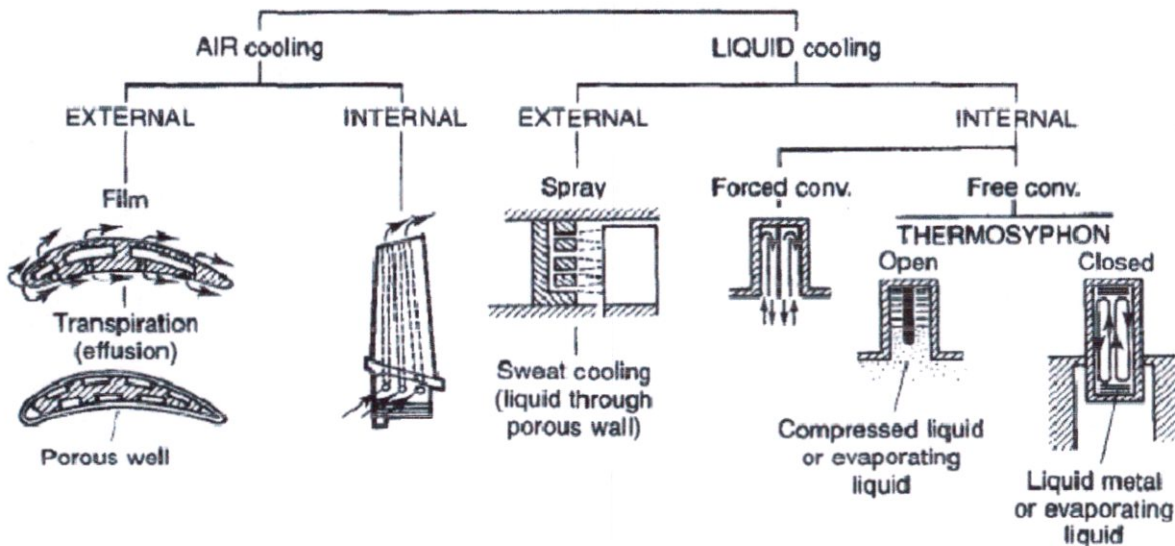


Fig. II.4 : Les différentes techniques de refroidissement des aubes.

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 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.

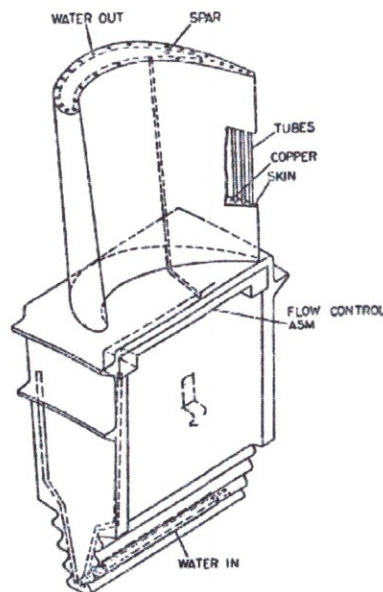


Fig. II.5 : Aube refroidie par l'eau.

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

- ✚ Convection forcée.
- ✚ Convection libre.

Dans ce cas de convection forcée l'échange se fait sous l'écoulement forcé du liquide (Eau) qui est pompé à travers des passages dans l'aube de turbine.

Refroidissement par air

De l'air frais est prélevé d'un ou plusieurs étages du compresseur haute pression et cheminé jusqu'aux aubes statoriques et rotoriques de la turbine. On distingue deux grands modes de refroidissement relatif à l'aube :

Refroidissement interne

- ✚ Refroidissement par convection.
- ✚ Refroidissement par impact.

Refroidissement externe

- Refroidissement par film.
- Refroidissement par transpiration.

II.3.1.3. 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.

II.3.1.4. Les propriétés des matériaux

Les superalliages

On désigne par superalliages une catégorie de matériaux réfractaires présentant un ensemble de propriétés mécaniques et physiques à haute température, les rendant aptes à la fabrication des pièces de turbomoteur, d'engins spéciaux et même des avions supersoniques. le domaine de température d'utilisation de ces alliages commence vers 600°C. Plusieurs classes de superalliages existent de nos jours, cependant la classe la plus utilisée et la plus importante à priori dans la construction des turbines à gaz est celle à base de nickel.

En effet le nickel comme élément de base présente un intérêt particulier puisqu'il présente d'excellentes propriétés de plasticité et de résistance à chaud. En fait employé seul le Nickel n'est pas satisfaisant parce qu'il ne possède pas les propriétés requises pour un superalliage par conséquent il est toujours additionné à d'autres éléments d'addition qui permettent donc d'acquérir ces propriétés :

- ✚ Une bonne résistance au fluage.
- ✚ Une bonne résistance à la corrosion.
- ✚ Une bonne résistance à l'oxydation.
- ✚ Une bonne résistance à la fatigue thermique.
- ✚ Une bonne résistance aux chocs thermiques.
- ✚ Une absence de fragilité excessive.
- ✚ Une densité relativement faible.

II.3.1.5. Contraintes sur l'aube

En concevant une aube refroidie pour un moteur aérien le système de refroidissement doit satisfaire des critères de conception qui sont dictés par trois contraintes et qui sont :

- ✚ Le fluage.
- ✚ La fatigue thermique.
- ✚ L'oxydation et la corrosion.

Les trois contraintes sont dépendantes de la température ou de la différence de température quoi que d'autres facteurs comme la géométrie de l'aube et les contraintes soient toutes aussi importantes.

Le fluage

C'est un arrangement cristallin au sein du matériau entraînant une déformation résiduelle sous l'effet simultané de la température, de l'effort et leur temps d'application. Un fluage excessif peut amener la rupture du métal. C'est donc le matériau des aubes qui impose d'abaisser la température des gaz de combustion par dilution.

L'obtention de températures élevées peut-être obtenue par les deux moyens suivants :

- ✚ Refroidir les aubes.
- ✚ Améliorer les matériaux.
- ✚ Bien souvent les deux actions sont menées de front.

Résistance à la fatigue thermique :

La fatigue thermique est définie comme étant la fissure du matériau causée par l'intermittence de refroidissements et de réchauffements répétés qui induisent des efforts thermiques internes périodiques. En plus des sollicitations causées par des charges mécaniques externes contribuent à la rupture par la fatigue thermique.

Chaque cycle de fatigue thermique est une combinaison complexe de changements de sollicitations, déformations, températures et propriétés des matériaux. Dans un turboréacteur l'aube de turbine est exposée à une température des gaz variable qui induit une variation de température du métal. La présence de trous de refroidissement et la variation du coefficient de transfert de chaleur autour de l'aube donne naissance à une distribution non uniforme de la température dans la section de l'aube. Ces non-uniformités de la température cause des contraintes de traction et de compression thermique. La magnitude des contraintes thermiques dépend de la différence de température et des propriétés des matériaux.

L'oxydation et la corrosion

C'est un critère relativement simple qui peut-être délicat à satisfaire. Prévenir des niveaux excessifs d'oxydation requière qu'aucune partie de la surface de l'aube ne doive dépasser une certaine température limite à n'importe quel instant. Cette température est fonction du revêtement anticorrosion utilisé.

La corrosion à haute température est définie comme étant une attaque accélérée à effets catastrophiques des superalliages engendrée par les composants des gaz chauds de combustion. Le phénomène est particulièrement aigu dans des températures de 760 à 1000°C et affecte principalement les turbines à gaz.

Généralement pour les matériaux et revêtements utilisés pour les aubes de turbines la température limite est comprise entre 1027 et 1057°C. Dans certains cas la corrosion est aggravée par le milieu où opère la turbine qui peut-être pollué par les composants de sulfure et chlore. Dans ces deux cas il peut y avoir de la corrosion à des températures aussi basses que 797°C. Le facteur prépondérant à cette attaque est la condensation des produits alcalins notamment Na_2SO_4 qui proviennent de différentes sources :

- ✚ Absorption de sel dans un environnement marin.
- ✚ Formation de Na_2SO_4 pendant la phase combustion d'un carburant de soufre associé au sodium comme élément contaminant d'origine extérieure.

Il est clair que le phénomène de corrosion à haute température réduit sensiblement la durée de vie des pièces exposées, un traitement s'impose à priori pour réduire la vitesse d'attaque, cette prévention consiste à :

- ✚ Développer des nuances d'alliages à haute résistance à la corrosion.
- ✚ Revêtement des surfaces par alliages notamment à base d'aluminium, de chrome, de nickel additionnés de silicium.

II.3.1.6. Condition d'approvisionnement en air réfrigérant

Il existe deux méthodes d'alimentation en air de refroidissement utilisées pour l'approvisionnement des aubes :

- ✚ Alimentation pré-tourbillonnaire.
- ✚ Alimentation à haute pression.

Le système d'alimentation pré-tourbillonnaire (PRE-SWIRL) généralement utilisé pour approvisionner les aubes refroidies par convection. L'air de refroidissement est prélevé du dernier étage compresseur haut pression pour la simplicité mécanique. L'air après avoir quitté le compresseur passe à travers des injecteurs.

Le système d'alimentation à haute pression est utilisé pour l'approvisionnement des aubes en air à une pression suffisante supérieure à la pression de stagnation de la surface d'attaque pour que l'air forme un film autour de l'aube. Ce système est aussi nécessaire pour l'approvisionnement des aubes utilisant un système de refroidissement par transpiration.

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

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

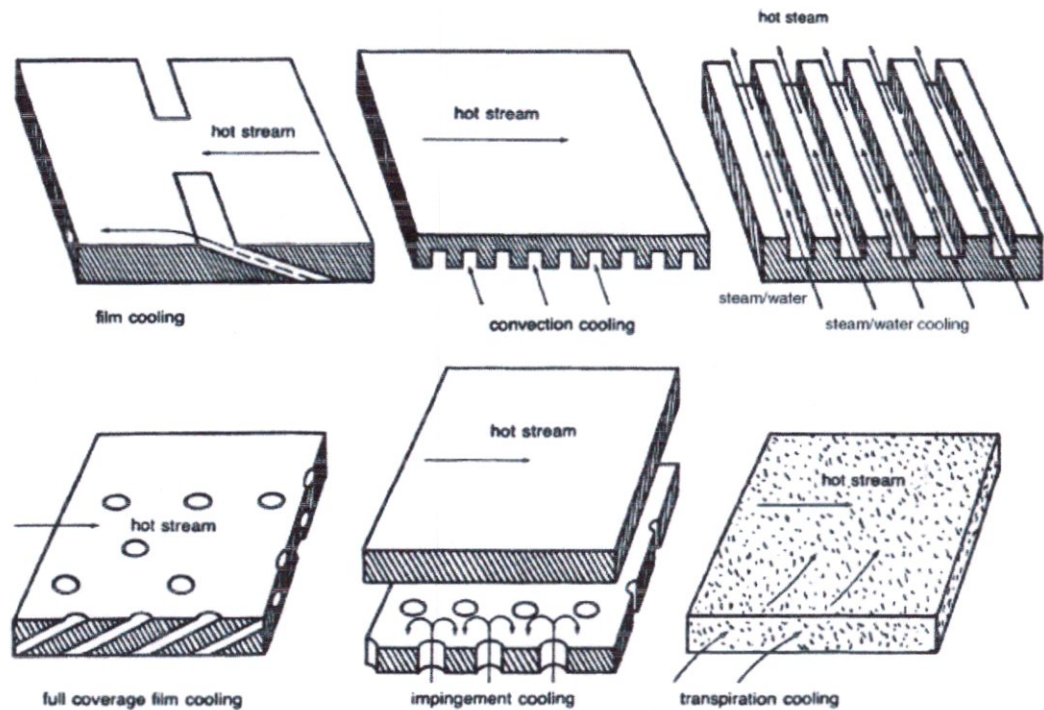


Fig. II.6 : Techniques de refroidissement.

De l'air frais est prélevé d'un ou plusieurs étages du compresseur haute pression et cheminé jusqu'aux aubes statoriques et rotoriques de la turbine. On distingue deux grands modes de refroidissement relatif à l'aube interne et externe.

II.4. TECHNOLOGIE DE REFROIDISSEMENT DES AUBES DE TURBINE

II.4.1. Refroidissement par convection interne

Le refroidissement par convection est une des premières techniques utilisées dans la pratique, et il est employé dans les turbines à gaz de l'avion et industrielles. L'air de refroidissement traverse un passage très complexe qui peut inclure des perturbateurs qui

jouent le rôle de promoteurs de la turbulence augmentant ainsi l'efficacité des échanges de chaleur. La prédiction du coefficient de transfert de chaleur entre l'air de refroidissement et l'aube, est extrêmement difficile, ceci est du au fait de la conjugaison entre le transfert de la chaleur extérieur et intérieur.

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

$$Q = A h (T_g - T_s) \quad [w] \quad (II.1)$$

Q: puissance thermique en (watt) .

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

A : surface d'échange thermique en (m^2)

T_g : Température de gaz réfrigérant en (K°)

T_s : Température de la paroi ou du solide en (K°)

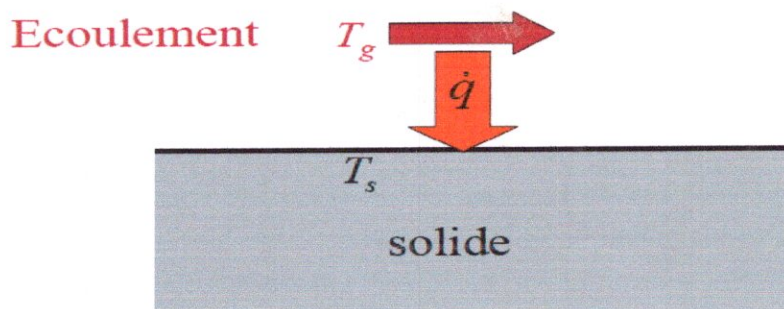


Fig. II.7 : Transfère de chaleur par convection.

Avec
$$\dot{q} = \frac{Q}{A} \quad (II.2)$$

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

II.4.1.1. 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 II.8) 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 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.

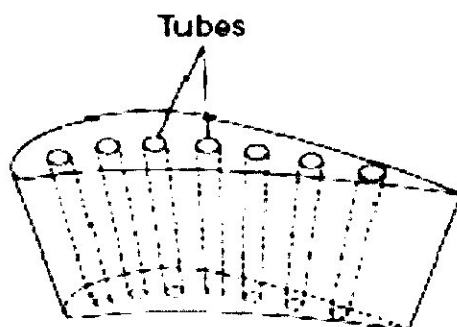


Fig. II.8 : Aubage refroidi avec des tubes de refroidissement radiaux.

Équations caractéristiques

Nous référons à un volume de contrôle infinitésimal de longueur dx (figure II.9), le flux d'air à l'intérieur des tubes monodimensionnel et stationnaire, est décrit par les équations suivantes :

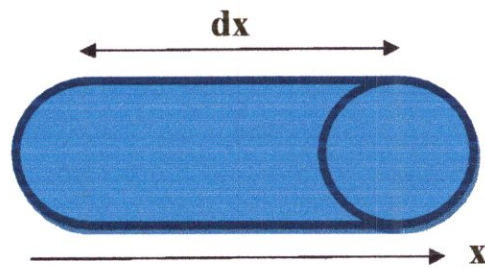


Fig. II.9 : volume de contrôle d'un tube de refroidissement.

✚ Equation de continuité

$$\operatorname{div}(\rho \cdot v \cdot A) = 0 \quad (\text{II.3})$$

Avec

ρ : la masse volumique en (kg/m^3)

v : vitesse du fluide.

✚ Equation de conservation de quantité de mouvement

$$d[p + \rho \cdot v^2 \cdot A] = \left[-\tau P + p \frac{dA}{dx} \pm p \cdot A \cdot \omega^2 r \right] dx \quad (\text{II.4})$$

$$\tau = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot f \quad (\text{II.5})$$

$$f = f_D/4 \quad (\text{II.6})$$

Avec

p : pression en (pascal)

P : périmètre mouillé en (m)

ω : vitesse de rotation en (s^{-1})

r : rayon

dx : longueur de volume de contrôle en (m)

τ :force de frottement a la paroi par unité de surface en (pa)

f : coefficient de frottement de **Fanno**

f_D :coefficient de frottement de **Darcy**

✦ Equation de l'énergie

$$d \left[\left(H + \frac{v^2}{2} \right) \cdot \rho \cdot v \cdot A \right] = (Q \pm \rho \cdot v \cdot A \cdot \omega^2 r) dx \quad (II.7)$$

Avec

H : enthalpie massique en ($J.kg^{-1}$)

À remarquer que l'équation de la quantité de mouvement comme celle de l'énergie contiennent un terme additionnel dû à l'éventuelle rotation de la conduite. Il tient compte des effets de l'accélération centrifuge et donc il a le signe plus dans le cas où le flux est radial et centrifuge, le signe moins s'il est radial et centripète. En réalité, en présence de rotation, d'autres facteurs comme la force de Coriolis et les forces d'Archimède, qui influencent les mécanismes d'échange thermique et la dynamique des fluides de la conduite, intervient. La force de Coriolis, orthogonale à l'axe de la conduite génère des flux secondaires qui augmentent l'échange thermique sur les surfaces latérales de la conduite elle-même. Les effets du flottement (Archimède), au contraire sont dus au fait que, en présence de rotation, le champ des forces centrifuges, beaucoup plus grand que le champ gravitationnel, rend significatif le flottement (buoyancy en anglais) des particules d'air plus chaudes par rapport à

celles plus froides.

La résolution des relations (II.3) (II.4) et (II.7) demande naturellement la connaissance de la contrainte de frottement à la paroi et de la chaleur échangée. Elles peuvent être calculées au moyen des relations (II.5) et (II.1) si les coefficients de frottement et d'échange thermique sont connus. Ces grandeurs peuvent être obtenues par voie corrélatrice.

Le coefficient de frottement de **Fanno** f est fonction de la rugosité et du nombre de **Reynolds**, basé sur le diamètre hydraulique de la conduite.

$$Re_{Dh} = \frac{\rho.v.D_h}{\mu} \quad (II.8)$$

$$D_h = \frac{4.A}{P} \quad (II.9)$$

Avec

D_h : Diamètre hydraulique en (m)

μ : viscosité dynamique en ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)

Parmi les nombreuses corrélations proposées pour le calcul du coefficient du frottement, basées sur la typologie de l'écoulement, trois des plus communes sont proposées dans la suite :

✚ Écoulement laminaire

$$f = \frac{16}{Re_{Dh}} \quad (II.10)$$

✚ Écoulement turbulent

$$f = 0.046 Re_{Dh}^{-0.2} \quad (II.11)$$

$$A = m = B = n = C \left(\frac{x_n}{d}\right)^{n_x} \left(\frac{y_n}{d}\right)^{n_y} \left(\frac{z}{d}\right)^{n_z} \quad (\text{II.22})$$

Avec

x_n : Pas entre trou en direction de x.

y_n : Pas entre trou en direction de y.

Ces constantes dépendent de la disposition géométrique des trous, en particulier elles varient selon la disposition en ligne ou en Quinconce comme le montre le tableau 1 :

Para- mètres	En ligne				Décalés			
	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

Tableau. II.1 : valeur des paramètres géométrique caractéristiques de l'impact.

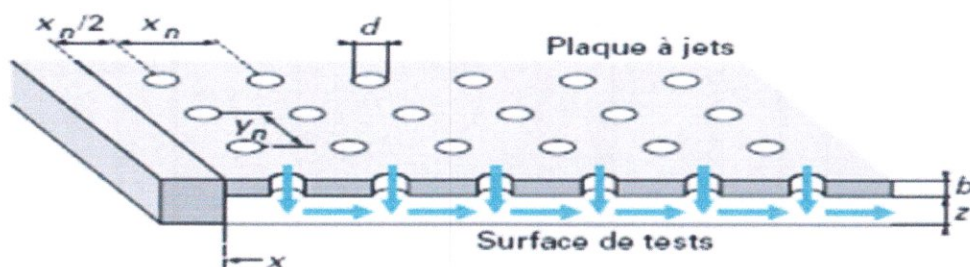


Fig. II.17 : Paramètres géométrique caractéristiques de l'impact d'après le tableau. II.1.

II.4.1.4. Refroidissement par Pin fin (aiguilles) :

Dans les turbines à gaz modernes, avec aubages très chargés, les pertes aérodynamiques des Profils dépendent surtout de l'épaisseur du bord de fuite de l'aubage 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'aubage (figure II.18). 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. Par ailleurs, selon le rapport entre hauteur et diamètre de l'aiguille (b/d), on peut également compter sur une éventuelle augmentation de la surface d'échange thermique.

En pratique, les aiguilles ont un rapport $0,5 < b/d < 4$. Dans le cas où $b/d < 2$ (aiguilles courtes), la chaleur est échangée, surtout par la surface latérale de l'aubage et la présence des aiguilles, réduit la surface totale d'échange. En général, dans le refroidissement des aubages 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 II.19). On passe d'un coefficient d'échange thermique relativement faible pour le premier étage à un coefficient en augmentation progressive dans les nappes successives à cause des sillages et de la turbulence générée par les aiguilles situées en amont. A partir des quatrième ou cinquième nappes, le phénomène a tendance à se stabiliser.

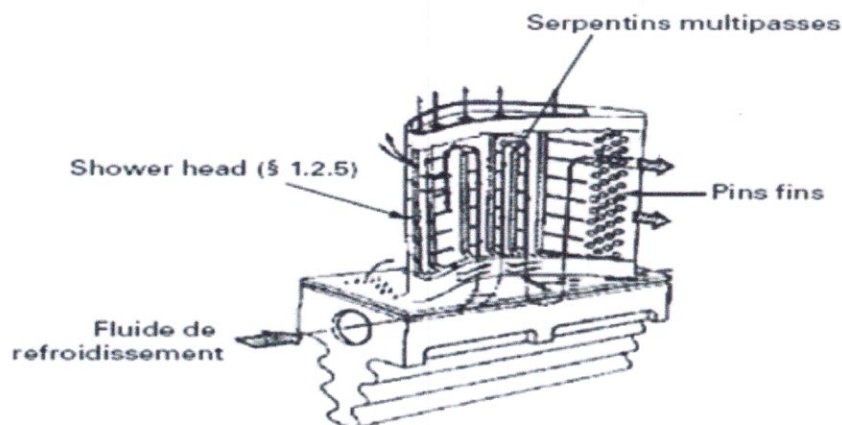


Fig. II.18 : Exemple d'emploi d'aiguilles « pin fin » dans un Aubage.

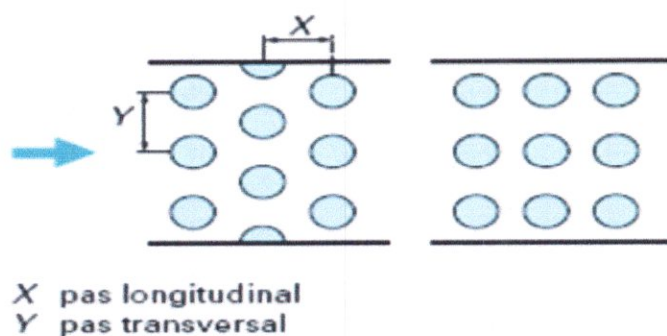


Fig. II.19 : Exemple de « pin fin » décalées en ligne.

II.4.1.5. refroidissement avec shower head :

Par shower head, on désigne l'ensemble des trous produisant le film cooling réalisés en correspondance du bord d'attaque des aubages et des tuyères (figure. II.13). Ces régions sont très sollicitées du point de vue thermique et, à cause de la géométrie particulière, difficile à refroidir avec les systèmes par convection interne décrits dans les paragraphes précédents. En ce qui concerne l'efficacité du film (protection par isolement des gaz chauds), les performances du shower head sont faibles d'autant plus qu'il se situe de part et d'autre du point d'arrêt du profil. Cependant, la présence d'un nombre élevé de trous très proches et inclinés radialement, pour en augmenter la surface mouillée, rend le shower head relativement efficace pour extraire la chaleur par convection forcée. L'effet convectif prévaut donc beaucoup sur celui de film, qui est pratiquement nul. Il faut souligner que cet effet convectif est aussi présent à l'intérieur de chaque trou et que, dans l'étude thermique, il est nécessaire d'en tenir compte surtout lorsqu'il y a plusieurs nappes de trous.

Le coefficient d'échange thermique convectif à l'intérieur des trous du shower head peut être calculé au moyen de corrélations développées pour les tubes courts, c'est-à-dire avec $L/D_h < 10$, pour tenir compte des effets d'entrée, voir équation (16).

II.4.2. REFROIDISSEMENT EXTERNE POUR AUBAGES DE TURBINE

II.4.2.1. Refroidissement de la paroi par Film protecteur

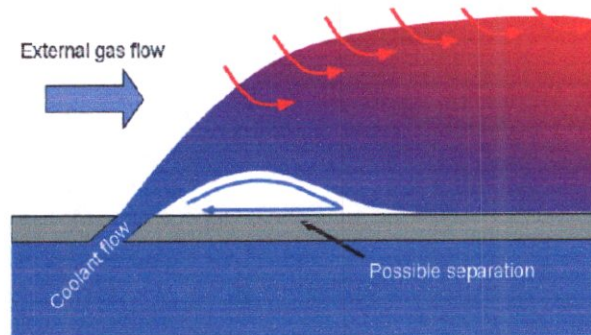


Fig. II.20 : Refroidissement de paroi par un film cooling.

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

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

Le mécanisme de refroidissement par film est plus complexe et n'est pas encore bien maîtrisé, parce qu'il y a un mélange direct entre l'air de refroidissement et le gaz chaud. Ceci n'affecte pas uniquement les échanges de chaleur, mais modifie complètement le champ d'écoulement (turbulence, la couche limite,...).

Quelques-unes des complexités supplémentaires sont comme suit:

- ✚ L'air de refroidissement à une température, vitesse et densité différentes par rapport à celle du flux principal.
- ✚ La configuration des parois de l'aube refroidie est très complexe (diamètre des trous, espacement, angle d'inclinaison des trous, ...)
- ✚ Le mélange augmente la production et la dissipation d'énergie cinétique turbulente.
- ✚ Dans beaucoup de cas (par exemple, rotor et stator), le flux principale est instable et l'air de refroidissement est influencé par les forces de Coriolis et centrifuges (du à la rotation), donc le mélange est aussi instable.
- ✚ la transition vers la turbulence est provoquée à cause de l'injection de l'air de refroidissement

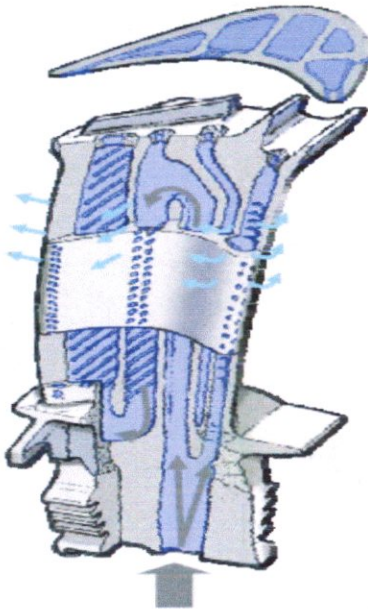


Fig. II.21. Exemple d'une aube refroidie par film cooling

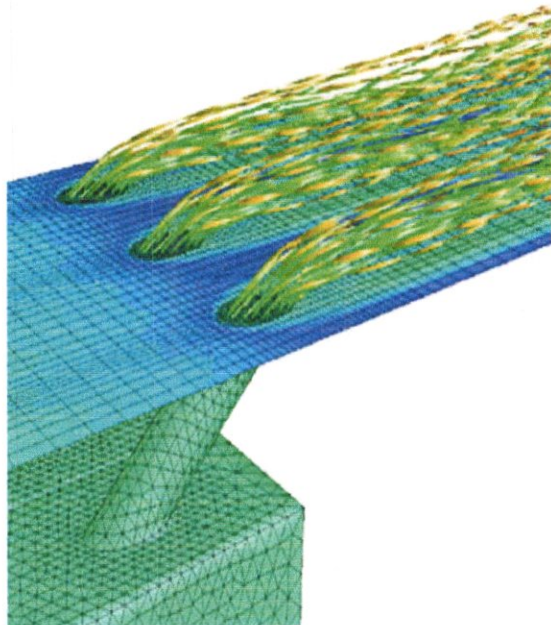


Fig. II.22 : Visualisation de L'écoulement du film cooling



Fig. II.23 : Secteur d'aubes directrices refroidies par un film cooling.

Les aubages et les tuyères, notamment sur leurs bords d'attaque, l'intrados et l'extrados, ainsi que les parois des chambres de combustion sont habituellement protégés, plutôt que refroidis, grâce à cette technique. La figure (II.23) montre une application typique de film cooling à une tuyère de la dernière génération, on peut voir les nombreux trous d'injection aménagés sur les parois d'extrémité et sur le profil de l'aubage et alimentés par l'air puisé au compresseur et qui a déjà servi dans le refroidissement par convection interne.

Le film cooling, 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.

$$\eta_c = \frac{T_\infty - T_{aw}}{T_\infty - T_r} \quad (\text{II. 23})$$

Avec

T_{aw} : Température adiabatique de parois en (K°).

T_r : Température du fluide de refroidissement à la sortie du trou d'injection.

T_∞ : 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.

II.4.2.1.1. Paramètres caractéristiques du film cooling

Les paramètres du film cooling, 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. II.24).

- ✚ Nombre de Reynolds et de Mach du flux transversal et du jet.
- ✚ Rapport des masses volumiques, (ρ_c/ρ_∞) .
- ✚ \mathcal{M} le Rapport des vitesses massiques ou taux d'injection ou (*blowing ratio*).

$$\mathcal{M} = \frac{v_c \rho_c}{v_\infty \rho_\infty} \quad (\text{II. 24})$$

- ✚ propriétés des fluides.
- ✚ grandeurs géométriques (figure II.25)
- ✚ Rapport (pas/diamètre) des trous, Pas/D
- ✚ Nombre de trous.

✚ Inclinaison des trous (α_c).

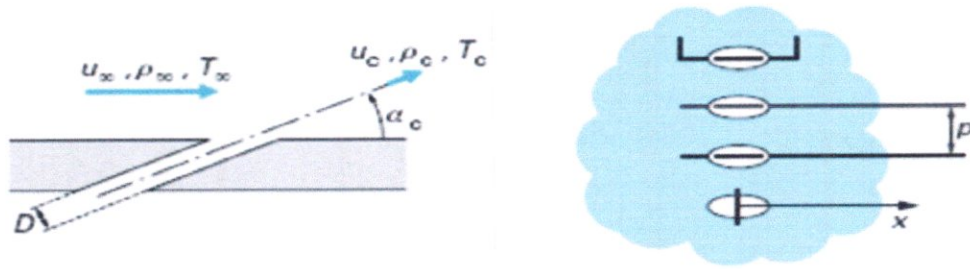


Fig. II.24 : Paramètres caractéristique du film cooling.

II.4.2.1.2. Film cooling bidimensionnel

Fentes sur surface plate dans les aubages de turbine à gaz, le film cooling, 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 cooling en considérant un écoulement bidimensionnel produit par une fente sur une surface plane, voire sur l'extrados de l'aubage.

Corrélations semi empiriques

Pour calculer la distribution de température adiabatique sur une surface plane protégée par film cooling, on a développé un certain nombre de corrélations semi empiriques. Elles supposent que la couche limite sur la surface plane est turbulente et que le fluide de refroidissement est injecté à travers une fente. En général, ces corrélations sont formellement semblables et les résultats qu'elles donnent sont en bon accord entre elles. Quelques-unes des plus employées sont les suivantes.

✚ Librizzi et Cresci

$$\eta_c = \frac{1}{1 + \left(\frac{Cp_\infty}{Cp_c}\right) [0.329(4.01 + \xi)^{0.8} - 1]} \quad (\text{II. 25})$$

✚ Kutateladze et Leon'tev

$$\eta_c = \frac{1}{1 + 0.329 \left(\frac{Cp_\infty}{Cp_c}\right) \xi^{0.8}} \quad (\text{II. 26})$$

✚ Coldstein et Haji-Sheikh

$$\eta_c = \frac{1.9 \text{Pr}^{2/3}}{1 + 0.329 \left(\frac{Cp_\infty}{Cp_c}\right) \xi^{0.8}} \quad (\text{II. 27})$$

Avec

Cp_∞ : Capacité thermique massique a pression constante de l'écoulement principal en
($\text{j.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

Cp_c : Capacité thermique massique a pression constante du fluide de refroidissement en
($\text{j.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

ξ : Paramètre d'effusion adimensionnel et il est définie comme suite :

$$\xi = \frac{x_c}{\mathcal{M}.S} \left(\frac{\mu_c}{\mu_\infty} \text{Re}_c\right)^{-1/4} \quad (\text{II. 28})$$

Avec

S : Largeur de la fente en (m).

X_C : Distance entre les fentes d'injection en (m)

μ_C : viscosité dynamique du fluide de refroidissement en $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$

μ_∞ : viscosité dynamique de l'écoulement principal en $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$.

Remarque : Le nombre de Reynolds Re_c est basé sur S .

La figure (II.26) montre une comparaison des résultats obtenus par les trois corrélations précédentes pour plusieurs valeurs du rapport entre les capacités thermiques massiques de l'écoulement principal et de celui de refroidissement. Il est évident que la corrélation de **Goldstein et Haji-Sheikh** tend à donner des valeurs d'efficacité du film cooling toujours plus grandes que celles que l'on obtient avec les autres corrélations et a le désavantage de donner des valeurs de supérieure à un pour les faibles valeurs de ξ .

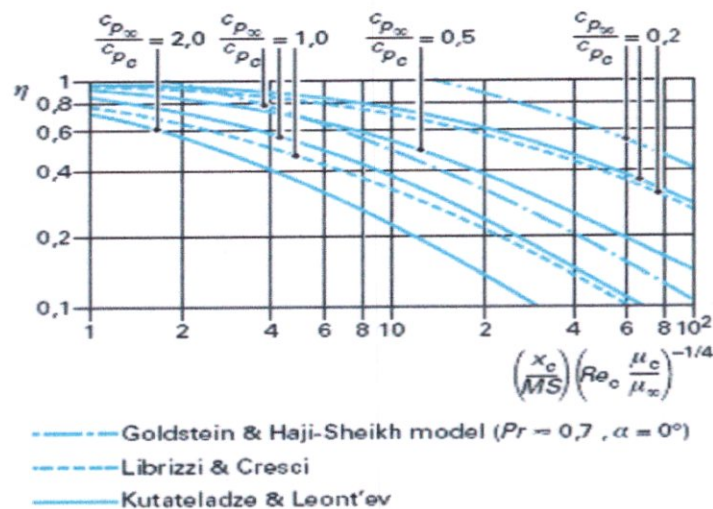


Fig. II.25 : Evolution de l'efficacité du film cooling en fonction de ξ pour trois corrélations de la littérature.

II.4.2.1.3. Analyse phénoménologique du jet unique

Le film cooling 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. Sur la figure (II.27), sont représentés les effets fluidodynamiques de l'injection du jet dans un écoulement libre pour deux rapports différents des vitesses jet/écoulement libre $\frac{v_c}{v_\infty} = 0.5$ et $\frac{v_c}{v_\infty} = 2$.

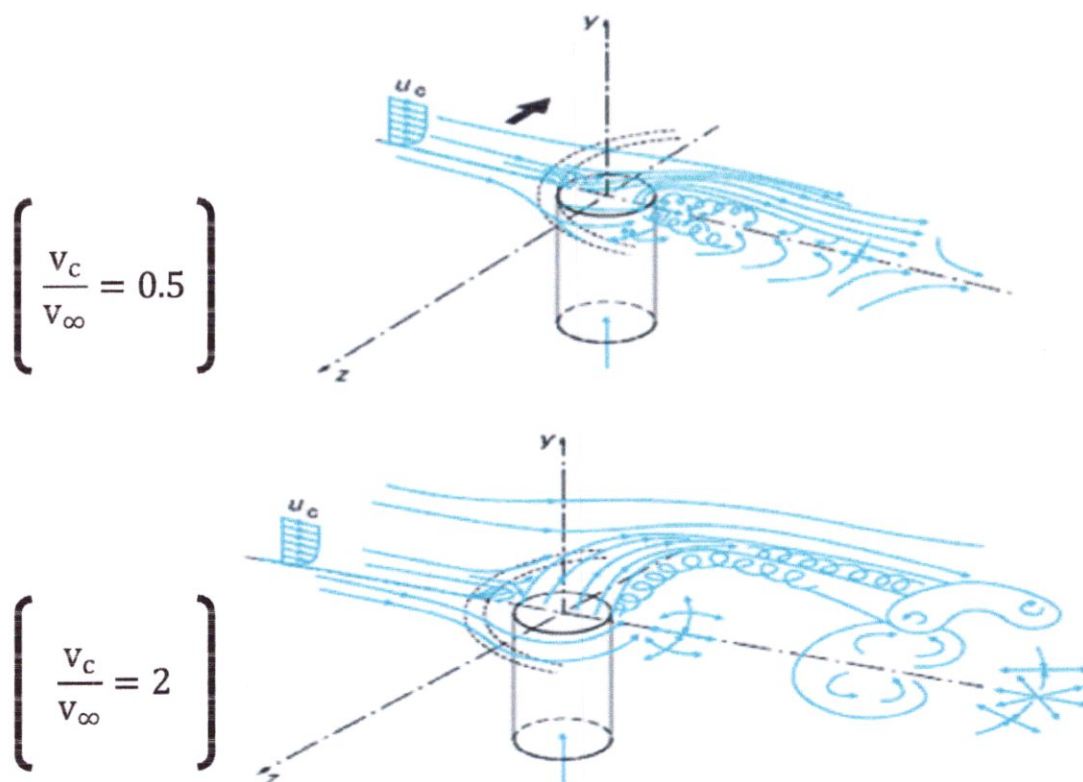


Fig. II.26 : Dynamique des fluides du jet unique.

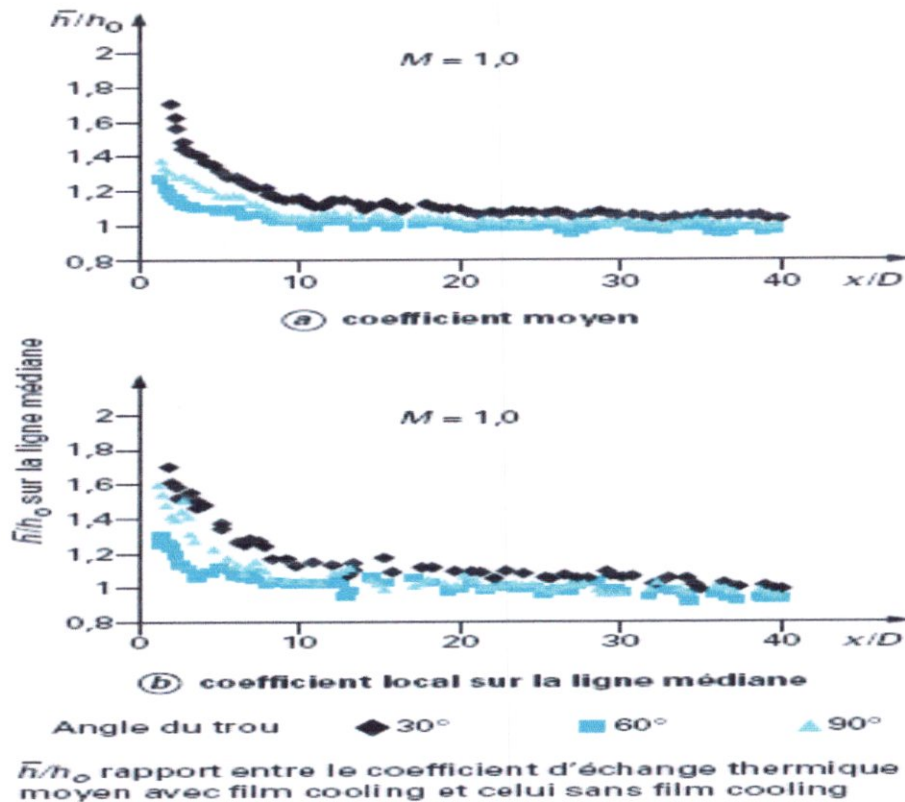


Fig. II.27 : Coefficient d'échange thermique pour un trou.

Pour les deux rapports de vitesses, les déflexions mutuelles subies par le jet et l'écoulement transversal sont évidentes, même si les effets fluidodynamiques de l'injection sont différents dans ces deux cas. Pour les faibles rapports de vitesse ($\frac{v_c}{v_\infty} = 0,5$) l'écoulement libre a tendance à dévier le jet dès sa sortie du trou et même avant, en effet les lignes de courant du fluide injecté sont repoussées vers la partie postérieure du trou lui-même. Aussitôt injecté dans le courant principal, le jet est écrasé sur la paroi dans la direction de l'écoulement libre qui, à son tour, est légèrement soulevé par la présence du fluide injecté. Dans le cas de rapports de vitesse plus élevés ($\frac{v_c}{v_\infty} = 2$), le jet est seulement faiblement dévié à la verticale de la sortie du trou, il reste cohérent en pénétrant dans l'écoulement libre avant d'être franchement dévié.

L'interaction entre jet et écoulement transversal décrite ci-dessus produit une série d'écoulements secondaires nettement tridimensionnels et instationnaires dont la

compréhension est fondamentale pour une évaluation correcte des performances du système de refroidissement par film cooling. Plusieurs chercheurs ont contribué à décrire correctement la phénoménologie complexe de l'écoulement produit par le film cooling. 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.

II.4.2.1.9. Applications du film cooling :

L'application du film cooling 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.

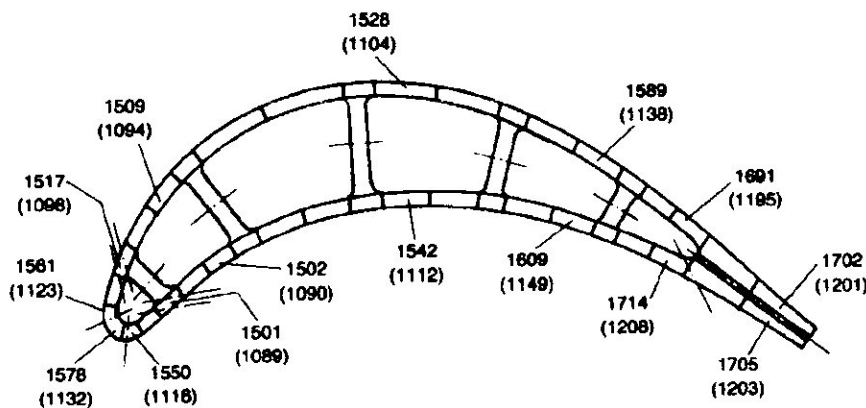


Fig. II.28 : Distribution de températures pour une aube refroidie par film en K° et (F°).

II.4.2.2. Refroidissement par transpiration :

Dans le système de refroidissement par transpiration l'air est forcé à travers les parois poreuses de l'aube. Ce système de refroidissement constitue le raisonnement idéal puisqu'il comporte presque 100% du système convectif efficace. Cependant les matériaux courants et problème de fabrication avec les critères de performances justifient l'impossible application de ce type de système dans les aubes de turbine.

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 génère 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 cooling et la transpiration. Il s'agit d'un film cooling 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 restent 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.

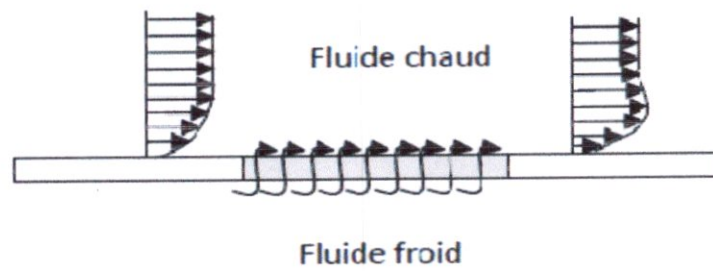


Fig. II.29 : Refroidissement par transpiration (ou effusion).

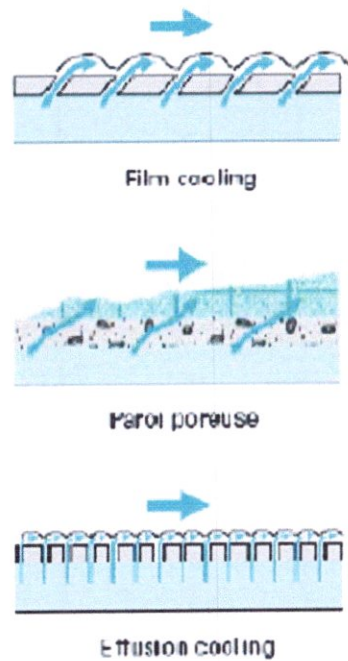


Fig. II.30 : Comparaison des procédés de refroidissement par film cooling et par effusion et transpiration.

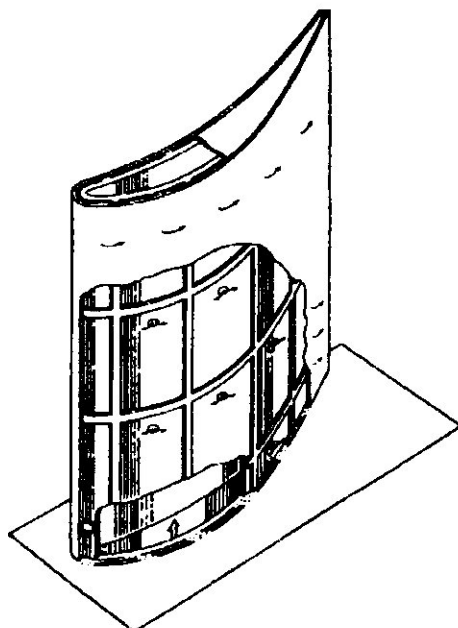


Fig. II.31 : Aube refroidie par transpiration.

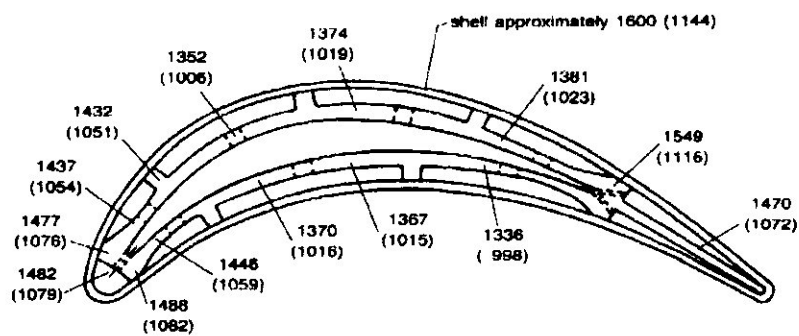


Fig. II.32 : Distribution de températures dans une aube refroidie par transpiration.

on peut employer les corrélations suivantes :

- ↓ corrélation de **Colburn** (écoulements turbulents complètement développés $L/D_h > 10$)

$$Nu_{Dh} = 0.023 Re_{Dh}^{0.8} Pr^{1/3} \quad (II. 15)$$

- ↓ Corrélation de **Nusselt** (écoulement non développés $L/D_h < 10$)

$$Nu_{Dh} = 0.036 Re_{Dh}^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{D_h}{L} \right)^{0.055} \quad (II. 16)$$

Avec L : longueur de conduite en (m)

Dans le cas de conduites radiales en rotation, le coefficient d'échange thermique peut être évalué avec les corrélations suivantes, selon le flux centrifuge ou centripète.

$$Nu_{Dh} = 0.022 Re_{Dh}^{0.8} \left(\frac{Ra_{Dh}}{Re_{Dh}^2} \right)^{-0.186} Ro_{Dh}^{0.33} \quad (II. 17)$$

$$Nu_{Dh} = 0.036 Re_{Dh}^{0.8} \left(\frac{Ra_{Dh}}{Re_{Dh}^2} \right)^{0.112} Ro_{Dh}^{-0.083} \quad (II. 18)$$

II.4.1.2. Conduites avec promoteurs de turbulence

Ce procédé de refroidissement interne par convection, met en place des Perturbateurs permettant de créer de la turbulence favorisant les échanges thermiques. Ce sont de petits parallélépipèdes positionnés perpendiculairement au trajet du fluide. Outre leur implantation aisée, les configurations possibles sont variées. Leur développement a progressé en même

temps que les techniques de fonderie.

Des solutions analytiques ont été obtenues seulement pour des configurations simples. les complexités pour analyser le transfert de chaleur avec refroidissement intérieur sont résumées par Heiser (1978). Quelques-unes d'entre elles peuvent être:

- ↳ les circuits de passage de l'air sont très complexes,
- ↳ la température de l'air change de façon continue, en causant un changement de la densité.
- ↳ l'effet de transfert de chaleur intérieur qui dépend du flux extérieur et des propriétés du fluide.

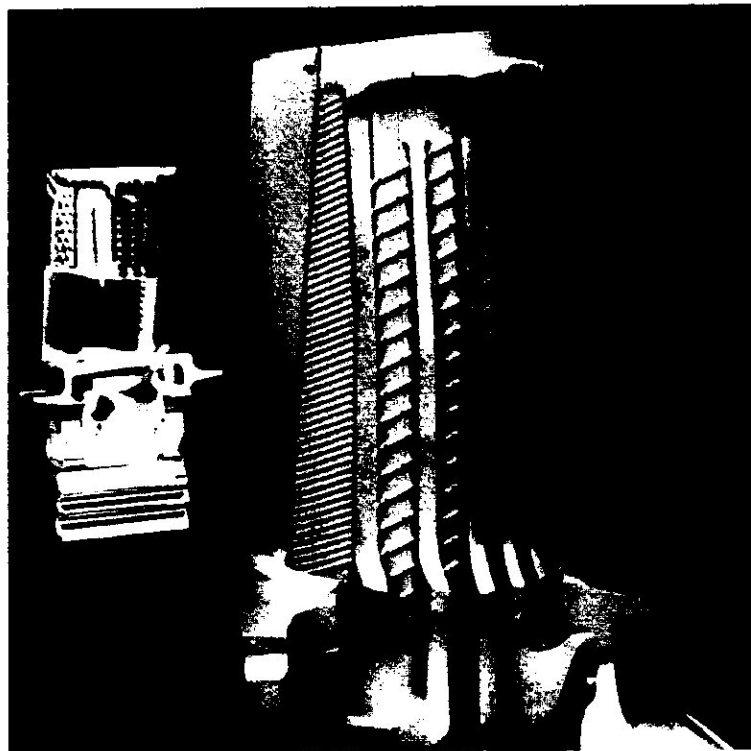


Fig. II.10 : coupe longitudinale d'aubage qui montre les circuits internes de refroidissement.

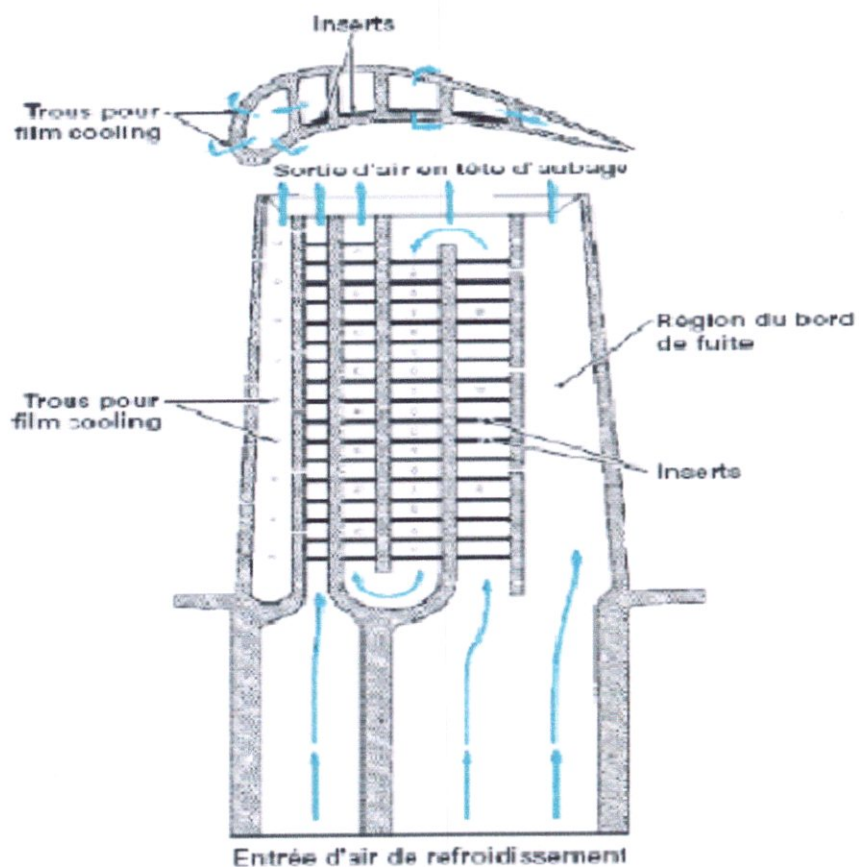


Fig. II.11 : Coupe d'une aube refroidie par l'air.

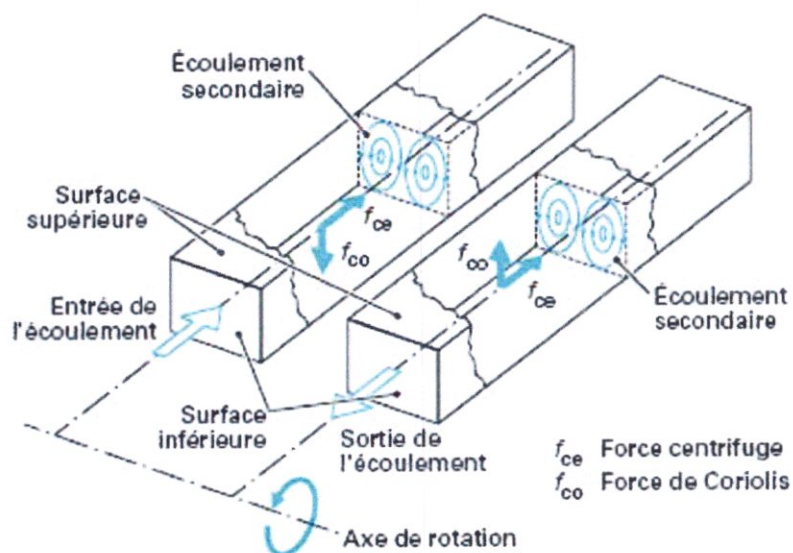


Fig. II.12 : Flux secondaires dus aux effets de la rotation.

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. II.10). L'échangeur forme un serpentín 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 Fig. II.12) 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.

Pour ce type de structures également, il n'existe pas de méthodes analytiques permettant de calculer les coefficients de frottement et les coefficients d'échange thermique pour un écoulement turbulent. La présence d'inserts génère des phénomènes d'écoulement très complexes, comme des décollements, des recollements et des circulations du fluide. Ainsi, lors des études, les coefficients de frottement et d'échange thermique d'une conduite avec inserts sont évalués à partir de corrélations semi empiriques, développées pour un large domaine de géométries.

II.4.1.3. Refroidissement par pulvérisation ou jet impact

L'un des meilleurs moyens d'augmenter les coefficients de transfert interne consiste en l'application de la pulvérisation. C'est la pulvérisation des jets d'air sur la surface interne des parois à refroidir à partir de tubes internes.

Dans le refroidissement par impact de jets, un ou plusieurs jets d'air à grande vitesse rencontrent la paroi à refroidir (figure II.14). 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. Étant données ces caractéristiques techniques, l'application des jets impactants 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 (figure II.13). 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 II.13). Notons enfin que cette solution est aussi utilisée dans le refroidissement de la double peau des chambres de combustion.

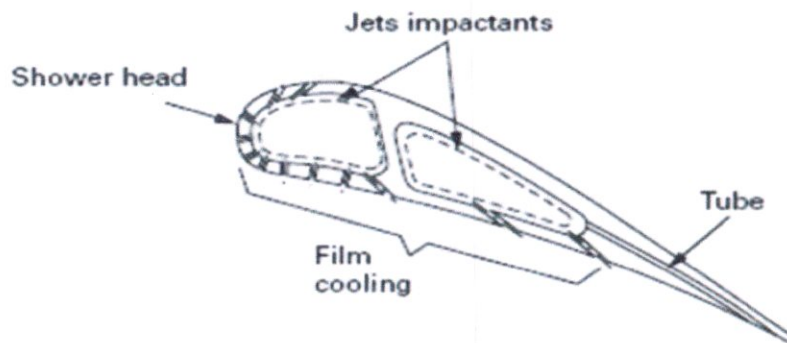


Fig. II.13 : Exemple de tuyère refroidie par jets impactant.

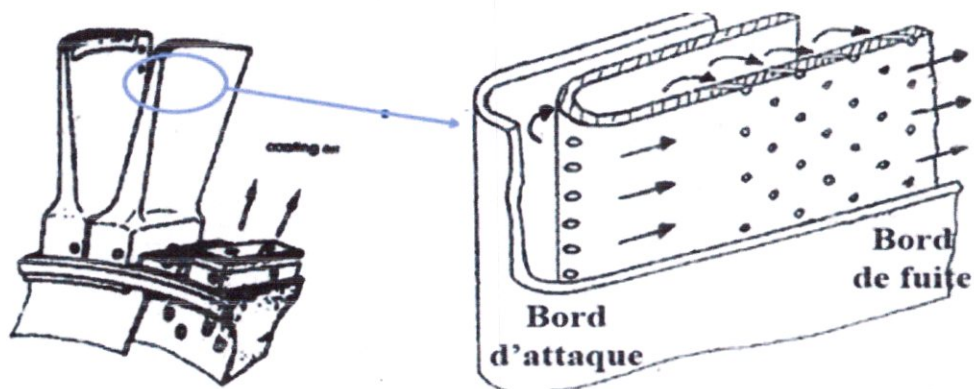


Fig. II.14 : Visualisation en 3D d'une aube refroidi par Impact d'un jet.

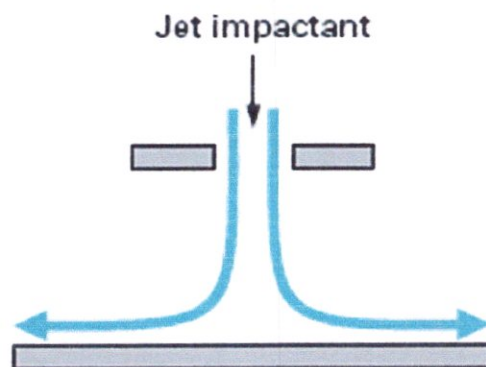


Fig. II.14 : Impact d'un jet.

II.4.1.3.1. Fluidodynamique d'un jet unique

Le champ d'écoulement d'un jet unique impactant est essentiellement constitué de trois zones (figure II.15)

- La zone du jet proprement dit
- La zone de stagnation
- La zone d'écoulement pariétal.

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. A la suite de cette troisième zone, l'écoulement ralentit et s'expansé : le coefficient d'échange thermique diminue rapidement.

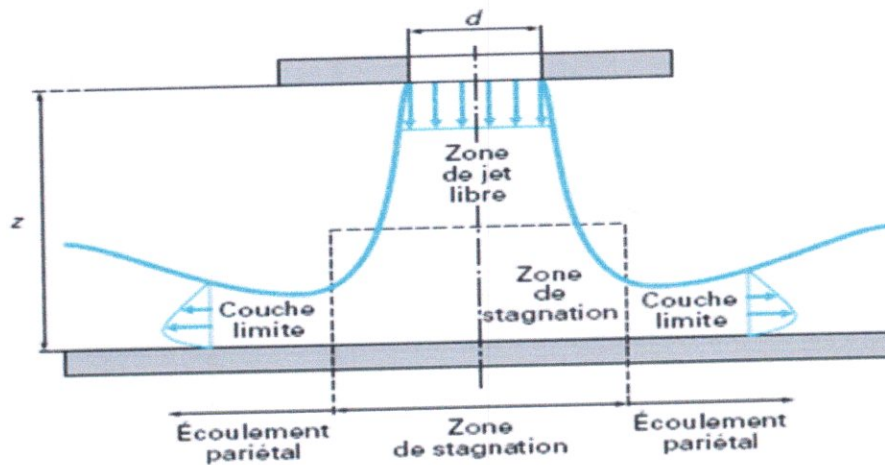


Fig. II.15 : zones de Jet impactant unique.

Avec

d : diamètre du trou.

z : espace entre la paroi et le plénum d'injection.

II.4.1.3.2. Jet impactant dans un écoulement transversal :

Quand la solution des jets impactants 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. En effet, 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 Fig. II.16).

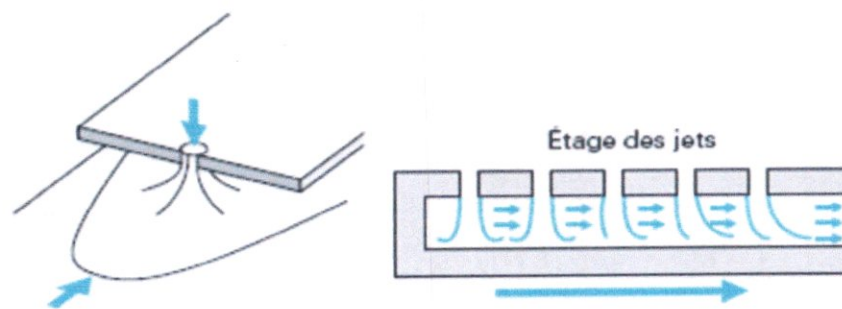


Fig. II.16 : Influence d'écoulement transversal sur le jet impactant.

II.4.1.3.3. Définition de l'efficacité du refroidissement par jets impactant :

Le calcul de la chaleur échangée entre la paroi et une série de jets impactants peut être réalisé comme indiqué dans la formule (II.19). La présence de deux écoulements à températures différentes rend indéfini le choix de la valeur de la température adiabatique de référence pour le calcul. Cette température est définie au moyen d'un paramètre adimensionnel η , dit efficacité de l'impact. 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.

$$\eta = \frac{T_c - T_s}{T_c - T_j} \quad (\text{II. 19})$$

$$0 \leq \eta \leq 1 \quad (\text{II. 20})$$

Avec

T_c : Température de l'écoulement transversal.

T_j : Température du jet.

II.4.1.3.4. Corrélations :

Le coefficient d'échange thermique d'une série de jets impactants peut être calculé à partir de corrélations empiriques qui tiennent compte, outre des caractéristiques des jets, de la disposition géométrique des trous (figure II.17). Une des premières corrélations développées, et toujours l'une des plus utilisées, est la suivante :

$$\text{Nu} = A. \text{Re}_j^m \left\{ 1 - B \left[\left(\frac{Z}{d} \right) \left(\frac{\rho_c v_c}{\rho_j v_j} \right) \right]^n \right\} \text{Pr}^{1/3} \quad (\text{II. 21})$$

Avec

Re_j : Nombre de Reynolds du jet basé sur le diamètre du trou

Z : Espace entre la paroi et le plénum d'injection.

d : Diamètre d'un trou.

ρ_c : Masse volumique d'air de l'écoulement transversal.

ρ_j : Masse volumique de l'air du jet.

v_c : Vitesse de l'écoulement transversal.

v_j : Vitesse de l'écoulement du jet.

Et A, m, B, n sont constantes comme suit :

CHAPITRE. III

MODÉLISATION PHYSIQUE ET NUMERIQUE

CHAPITRE. III

MODÉLISATION PHYSIQUE ET NUMÉRIQUE

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 dans le calcul de transfert de chaleur entre le fluide et le solide.

III.1. THERMIQUE DU 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 à la densité de flux de chaleur $\vec{\phi}$ comme suit :

$$\frac{\partial E_v}{\partial t} = -\text{div}(\vec{\phi}) + \rho \phi_\tau \quad (\text{III. 1})$$

Avec

$$\vec{\phi} = -\lambda \vec{\nabla} T = -\lambda(T) \quad (\text{III. 2})$$

La conductivité thermique du milieu, peut être scalaire ou matricielle. ϕ_τ 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 :

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

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 :

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \Delta T \quad (\text{III. 4})$$

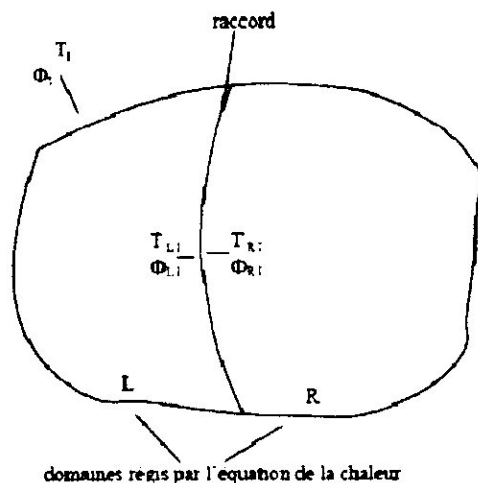


Fig. III.1 : Conditions aux limites thermiques et raccords.

Par ailleurs, en 1 dimension l'équation de chaleur devient :

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (\text{III. 5})$$

Soit un mur d'épaisseur \mathcal{L} , de conductivité λ et de capacité calorifique ρc . Une mise sous forme adimensionnelle est faite comme suit τ , est un temps caractéristique T_0 , $\rho_0 c_0$ et λ_0 des températures, capacité calorifique et conductivité de référence du matériaux

On a : $\bar{x} = \frac{x}{\mathcal{L}}$, $\bar{t} = \frac{t}{\tau}$, $\bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_0}$, $\bar{\rho c} = \frac{\rho c}{\rho_0 c_0}$, $\bar{T} = \frac{T}{T_0}$ alors :

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

Le nombre adimensionnel $\mathcal{F} = \frac{\lambda_0 \tau}{\rho_0 c_0 \mathcal{L}^2}$ 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, $\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} = \mathcal{F} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2}$.

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 \mathcal{L} et de diffusivité D_{th} , le temps caractéristique de diffusion est : $\tau_s = \frac{\mathcal{L}^2}{D_{th}}$.

III.1.2. Condition aux limites thermique

Le problème de l'équation de la chaleur est fermé par des conditions aux limites qui caractérisent les grandeurs thermiques T_1 et ϕ_1 aux frontières du domaine d'étude (Fig. III.1), et qui peuvent être :

- ✚ une condition de Dirichlet (ou isotherme) : la température à la limite est imposée :
 $T_1 = T_e$.
- ✚ une condition de Von Neumann : le flux thermique à la limite est imposé : $\phi_1 = \phi_e$ et si ϕ_e est nul, la conduction 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_∞
 $\phi_1 = h(T_1 - T_\infty)$ 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.

III.2. THERMIQUE DANS LE FLUIDE

III.2.1. Équation de Navier-Stokes

Le fluide, caractérisé par sa vitesse v , sa pression p , sa température T et sa masse volumique ρ , est régi par les équations de Navier-Stokes.

Pour un écoulement 2D, compressible et visqueux en l'absence des forces de pesanteur, le système d'équations moyennées avec un modèle de turbulence k - ϵ s'écrit :

Équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{III. 7})$$

Équation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \rho v_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_i v_j}{\partial x_j} + \frac{\partial P}{\partial x_i} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (\text{III. 8})$$

Équation de l'énergie.

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial (\rho e + P) v_i}{\partial x_i} = - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial (\tau_{ij} v_i)}{\partial x_j} \quad (\text{III. 9})$$

Équation de l'énergie cinétique de turbulence.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k v_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left[\frac{\mu_T}{\sigma_k} + \mu_L \right] \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} + P_k - D_k + L_k \quad (\text{III. 10})$$

Équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence.

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \epsilon v_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left[\frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} + \mu_L \right] \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right\} + P_\epsilon - D_\epsilon + L_\epsilon \quad (\text{III. 11})$$

Avec

k : L'énergie cinétique de turbulence.

ϵ : Taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence.

L'énergie totale par unité de masse est :

$$e = \frac{T}{\gamma(\gamma - 1)} + \frac{1}{2} v_i v_i + k \quad (\text{III. 12})$$

Les composantes du tenseur des contraintes sont donnée par :

$$\tau_{ij} = (\mu_L + \mu_T) \left[\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{III. 13})$$

δ_{ij} : Symbole de Kronecker égale a 1 si $i=j$ et égale à 0 si $j \neq i$

Le flux total de la chaleur est :

$$q_i = -\frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(\frac{\mu_L}{Pr_L} + \frac{\mu_T}{Pr_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (\text{III. 14})$$

Avec les nombres de Prandtl laminaire et turbulent : $Pr_L = 0.72$ et $Pr_T = 0.9$.

les termes liés au modèle de turbulence de Launder et Sharma sont comme suit :

✚ La production de l'énergie turbulente :

$$P_k = \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \quad (\text{III. 15})$$

✚ La dissipation de la turbulence :

$$D_k = \rho \epsilon \quad (\text{III. 16})$$

✚ La production de ϵ :

$$P_\epsilon = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_k \quad (\text{III. 17})$$

✚ La dissipation de ϵ :

$$D_\epsilon = C_{\epsilon 2} f_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (\text{III. 18})$$

Avec : $f_{\epsilon 2} = 1 - 0.3 \exp(-Re_\tau^2)$

Les termes bas Reynolds sont donnés par :

$$L_k = -2\mu \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial y_n} \right)^2 \quad (\text{III. 19})$$

$$L_\epsilon = 2 \frac{\mu_L \mu_T}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_i} \right)^2 \quad (\text{III. 20})$$

La viscosité turbulente selon le modèle de Launder & Sharma est donnée par :

$$\mu_T = C_\mu f_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (\text{III. 21})$$

La viscosité laminaire est obtenue donc notre cas par la loi de Sutherland :

$$\mu_L = 1.711 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{T}{273,15}} \left(\frac{1 + \frac{110,4}{273,15}}{1 + 110,4/T} \right) \quad (\text{III. 22})$$

La conductivité du fluide :

$$k = Cp \cdot \left(\frac{\mu_L}{Pr_L} + \frac{\mu_T}{Pr_T} \right) \quad (\text{III. 23})$$

Le reste des constantes est :

$$\sigma_k = 1, \quad \sigma_\epsilon = 1.3, \quad C_{\epsilon 1} = 1.44, \quad C_{\epsilon 2} = 1.92$$

Et maintenant écrites dans une forme intégrale les équations de Navier Stokes deviennent :

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(U)}{\partial x} + \frac{\partial G(U)}{\partial y} = \frac{\partial F_v(U)}{\partial x} + \frac{\partial G_v(U)}{\partial y} + S(U) \quad (\text{III. 23})$$

Avec

III.4. LE MODELE NUMERIQUE

III.4.1. Modélisation mathématique du problème

Le logiciel FLUENT propose un nombre assez important d'options qui déterminent la forme des équations de Navier-Stokes et des équations de transport des scalaires supplémentaires. L'utilisateur a le choix entre un écoulement tridimensionnel ou bidimensionnel, monophasique ou multiphasique (homogène ou non), turbulent ou laminaire, permanent ou non permanent, incompressible ou compressible, avec ou sans transfert de chaleur, Pour les écoulements turbulents, FLUENT permet d'utiliser les deux catégories classiques les modèles reposant sur le concept de la viscosité turbulente et les modèles de fermeture du second ordre. Néanmoins, concernant les modèles dépendant de la viscosité turbulente, le logiciel ne propose pas le modèle de la longueur de mélange mais mentionne des autres modèles à une équation ou à deux équations ou à cinq équations. Ainsi, l'utilisateur peut employer :

- Soit le modèle spalart-allamaras(1eqs)
- soit le modèle $k-\varepsilon$ (2 eqs)
- soit le modèle $K-\omega$ (2 eqs)
- soit le modèle Reynolds Stress (5 eqs)

FLUENT basé sur la technique des volumes finis, qui consiste à discrétiser le volume étudié sous la forme de petits blocs (volumes). Alors la méthode numérique employée est basée sur un schéma de type volume finis permettant la résolution des équations de Navier-Stokes stationnaires et compressibles ou l'écoulement est bidimensionnel (axisymétrique), avec le modèle de turbulence $k-\varepsilon$.

III.4.2. Résolution numérique (méthode de volume finis)

Les équations moyennes de transport sont très complexes et ne peuvent pas être résolues analytiquement ; cependant il existe des méthodes numériques permettant la résolution de ces équations avec une précision considérable telle que la méthode des éléments finis, la méthode de différences finies et la méthode des volumes finis; cette dernière est la plus utilisée actuellement dans les codes de calculs commerciaux. La méthode des volumes finis a été introduite dans le domaine du calcul numérique des écoulements par McDonald (1971), MacCormack et Pully (1972), pour la résolution des écoulements bidimensionnels, et par Rizzi et Inouye (1973) pour la résolution des écoulements tridimensionnels. L'avantage de la résolution par la méthode des volumes finis réside dans la simplicité de la discrétisation du domaine d'écoulement.

III.4.2.1. Principe de la méthode des volumes finis

Le domaine de calcul est divisé en une série de sous-domaines appelés volumes de contrôle. Ces volumes de contrôle enveloppent tout le domaine de calcul sans chevauchement, de telle façon que la somme de leurs volumes soit égale exactement au volume du domaine de calcul. Un point est positionné au centre de chaque volume et est appelé centre du volume de contrôle, il sera noté P, (figure II.1). Les nœuds des volumes voisins seront notés suivant leurs positions N, S, W, E, T et B (se rapportant aux directions North, South, West, East, Top et Bottom respectivement). Dans la méthode des volumes finis les lois de conservation (de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sous une forme intégrale

La pierre angulaire de cette méthode réside dans le théorème de Gauss (appelé aussi le théorème de la divergence ou théorème d'Ostrogradski) et qui permet de transformer une intégrale de volume en une intégrale de surface. 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 φ 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)

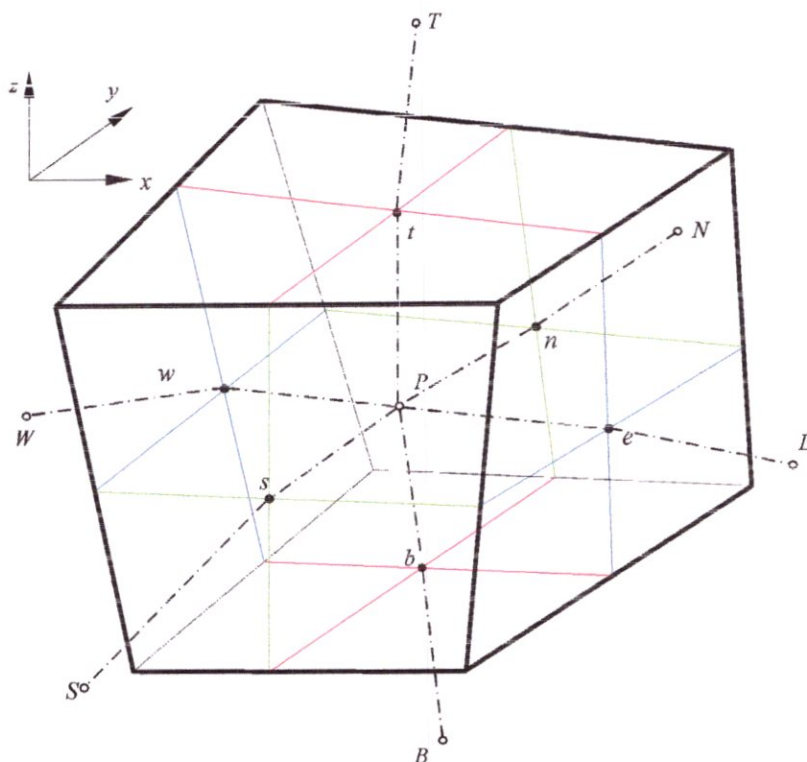


Fig. III.2 : Volume de contrôle dans un maillage tri dimensionnel non orthogonal.

L'équation stationnaire de transport d'une variable φ par convection - diffusion dans un système de coordonnées cartésiennes, s'écrit sous la forme générale suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho v_i \varphi - \Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right) = S_\varphi \quad (\text{III. 24})$$

$i=1, 2, 3$

v_i : est la composante de la vitesse suivant la direction x_i .

Γ_φ : le coefficient de diffusion.

φ : une des variables suivantes $\varphi = 1, u, v, w, k, \varepsilon$ et T .

S_φ : le terme source relatif à la variable φ

L'équation (II.9) s'écrit encore sous la forme suivante :

$$\text{div}(\rho v \varphi) = \text{div}(\Gamma_\varphi \text{grad}(\varphi)) + S_\varphi \quad (\text{III. 25})$$

et en intégrant sur un volume de contrôle (théorème de la divergence)

$$\int_\Lambda \rho (v \cdot n) \cdot \varphi \cdot dA = \int_\Lambda \Gamma_\varphi \text{grad}(\varphi) \cdot n \cdot dA + \int_{cv} S_\varphi dV \quad (\text{III. 26})$$

Où n est le vecteur unitaire perpendiculaire à la surface d'intégration .L'équation précédente s'écrit sous la forme :

$$\sum_f \rho (v \cdot n)_f \cdot \varphi_f \cdot A_f = \sum_f \left(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial n} \right) A_f + \overline{S_\varphi} \Delta V \quad (\text{III. 27})$$

Où f représente la face d'intégration : $f = e, w, n, s, t, b$ voir Fig. III.2

Pour Fluent La méthode de résolution s'appuie sur l'algorithme SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations) ou sur une de ses variantes (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 nouvelle 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 limité. Il est par contre légèrement plus coûteux en termes d'utilisation de mémoire.

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

↓ 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 linéaires (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:

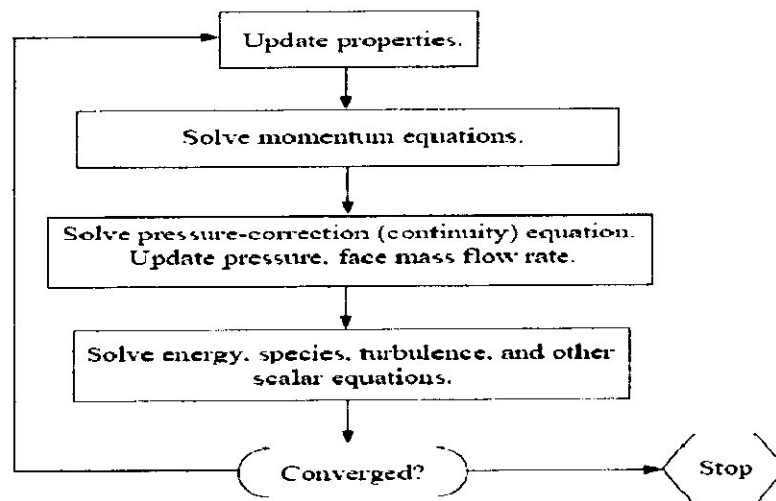


Figure III.3. Organigramme de la méthode isolée de résolution

↓ 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.3) et décrites ci-dessous:

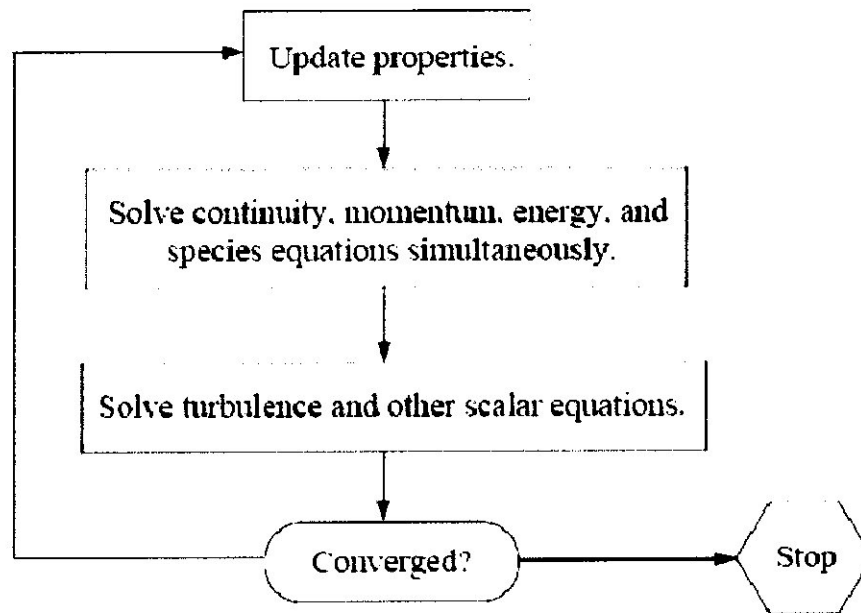


Figure III.4 : Organigramme de la méthode couplée de résolution.

III.4.2.2. Linéarisation: Implicite-explicite

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

« implicite » ou « explicite » veut dire :

- ✚ **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 les quantités inconnues.
- ✚ **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 en chaque élément peuvent être résolues une à la fois pour donner les quantités inconnues.

CHAPITRE.IV

ETAPES DE SIMULATIONS

CHAPITRE.IV

ETAPES DE SIMULATIONS

Introduction

Dans notre étude on s'intéresse au refroidissement aube turbine avec plusieurs géométries qui contiennent différentes techniques, ces dernières servent à améliorer les performances des turbines on a proposé nos propres géométries comme des essais, on a traité aussi des géométries déjà étudiées et données par le constructeur turbomachines.

Les étapes majeurs de ce travail sont :

- La géométrie principale en 2D.
- Définir les deux domaines solide et fluide par l'intermédiaire des faces.
- Maillage de deux domaines différents.
- Définir les conditions aux limites.
- Déclaration des deux domaines (fluide et solide) pour traiter le problème de transfert de chaleur conjugué.
- Exporter le fichier Mesh.

IV.1. Représentation 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 frontière aux bornes du système, soit que les frontières sont suffisamment éloignées pour que le système soit peu sensible aux conditions imposées.

En effet, dans ce travail on a étudié le transfert thermique dans différentes géométries comme ;

- ▶ Exemple fluent.
- ▶ Bord de fuit avec ces deux géométries.
- ▶ Deux aubes d'essais avec les deux types de Bord de fuit.

IV.2. Maillage

Un des concepts les plus importants en mécanique des fluides numérique (CFD) consiste à deviser le domaine d'écoulement en de petites cellules, cette étape représente la phase préliminaire à toute résolution (pré-processing). Les équations gouvernantes seront ainsi résolues pour chacune des cellules générées.

IV.2.1. Classification

Le maillage peut être classifié suivant plusieurs caractéristiques :

- ▶ Forme
- ▶ Orthogonalité
- ▶ Structure
- ▶ Blocs
- ▶ Mouvement des mailles

La forme des cellules est usuellement triangulaire ou quadrilatérale en 2D :



Figure. IV.1: Mailles triangulaire et quadrilatérale

En 3D, les cellules sont tétraédrique (4 côtés) ou hexaédrique (six côtés).

L'orthogonalité du maillage est déterminée par l'angle entre deux lignes en intersection. Si cet angle est égal à 90° on dit que le maillage est orthogonal sinon, on parle d'un maillage non orthogonal.

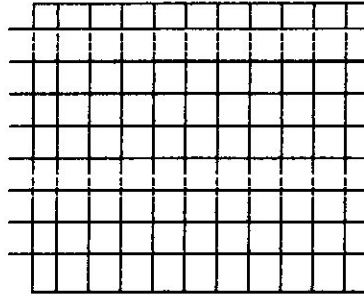


Figure IV.2: Maillage orthogonal

On a deux types de maillage structuré ou non structuré. Par ailleurs, tous les maillages basés sur des cellules triangulaires sont non structurés.

Un maillage multi bloc est le produit de plusieurs maillages structurés connectés entre eux.

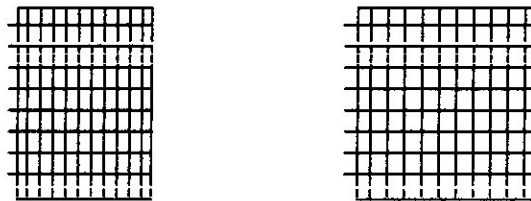


Figure IV.3: Maillage multi blocs

IV.2.2. Génération du maillage

L'étape de la génération du maillage est une étape clef pour assurer 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.

Il existe plusieurs méthodes de génération du maillage, les plus utilisées sont les méthodes algébriques et celles elliptiques. Suivant ces méthodes plusieurs algorithmes sont présentés le plus souvent sous forme de codes CFD, on peut citer à titre d'exemple : CFX-Mesh, CFX-Turbogrid

(spécialisé en génération des maillages pour les applications de turbomachines), Gambit de Fluent,... etc.

L'utilisation de ces codes a rendu la phase de génération de maillage plus facile surtout lorsqu'il s'agit de géométries complexes telles que celles rencontrées dans les applications de turbomachines. Dans notre étude, les maillages utilisés sont générés par le code Gambit de la firme Fluent Inc. C'est un mailleur généraliste, disposant d'outils de conception géométriques puissants et capable de donner de bons résultats mêmes pour des configurations très complexes.

Le maillage a été généré de manière automatique par GAMBIT, le maillage utilisé dans ce projet est un maillage interne tétraédrique non structuré.

IV.3. Solveur

C'est le code de calcul utilisé pour résoudre un problème en mécanique des fluides. Son algorithme est basé sur l'une des formulations citées précédemment (volumes finis, éléments finis ou différences finis). Le progrès spectaculaire des calculateurs actuels a permis l'émergence de plusieurs codes de calcul développés par des firmes internationales ou par des laboratoires de recherches mondialement reconnus. On peut citer à titre d'exemple les codes suivants : **CFX** et **Ansys** d'Ansys.Inc, **Fluent** de FLUENT.Inc, **TurboFine** de Numeca, **TEAM** de l'UMIST, **STREAM** de Streamline Numerics Inc, **CANARI** de l'ONERA ... etc.

Dans notre étude, le code adopté et utilisé est Fluent 6.22 de Fluent.Inc, qui est un code CFD de choix pour les écoulements en géométrie complexes, de l'incompressible au compressible, du subsonique, transsonique jusqu'à l'ypersonique. Fluent permet de prédire avec une bonne précision les écoulements laminaires et turbulents, différents modes de transfert de la chaleur, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques et d'autres phénomènes

IV.4. Survol des capacités de Fluent 6.22

IV.4.1 Modélisation

Parmi les capacités de modélisation de Fluent on cite :

- 2D Plan, 2D axisymétrique, 3D.
- Maillage structuré et non structuré.
- Ecoulements permanents ou in stationnaires.
- Tous les régimes de vitesses (subsonique, transsonique, supersonique et hypersonique).
- Non visqueux, laminaire ou turbulent.
- Fluide Newtonien ou non Newtonien.
- Formulation RANS : $K-\epsilon$, $K-\omega$, RSM.
- Convection naturelle, forcée et mixte.
- Transfert de chaleur conjugué (Fluide - Solide).
- Combustion (réaction des espèces chimiques).
- Ecoulements multiphasiques.
- Milieux poreux.
- Changement de phase (solidification/fusion).

IV.4.2. Conditions aux limites

Multiples entrées et sorties avec spécification de :

- Vitesses ou débit masse à l'entrée
- Pression statique ou totale à l'entrée
- Température statique ou totale à l'entrée
- Propriétés turbulentes à l'entrée (intensité, énergie cinétique, dissipation,...)
- Pression statique à la sortie
- Conditions sur les parois (vitesse, flux de chaleur, température,...)
- Symétrie, périodicité, interface

IV.4.3. Présentation des résultats (post-processing)

- Report et affichage de résidus
- XY plot
- Représentation des contours, vecteurs,
- Exportation des résultats sous forme de fichiers Data.

De plus Fluent dispose d'une base de données puissante regroupant toutes les données et propriétés thermo physiques de la plus part des fluides et matériaux.

IV.4.4 Traitement des résultats

Le traitement des résultats obtenus, est une phase très importante en simulation numérique, il consiste à tirer le maximum d'informations nécessaires et pertinentes des résultats obtenus par l'utilisation de différentes représentations graphiques (graphisme 2D, 3D, Contours, vecteurs,...) et la création de surfaces iso variables et l'exportation des résultats sous différentes formes. Bien que Fluent dispose d'outils assez puissants en matière de représentation des résultats, il existe de nombreux codes développés par des firmes internationales, spécialisés dans le traitement graphique des résultats, on peut citer à titre d'exemples : **Tecplot, Origin Pro,**... etc. Cette phase de traitement des résultats est connue en CFD sous l'appellation de Post-processing. Dans cette étude nous avons utilisés à la fois les outils graphiques de Fluent et d'Origine Pro.

May IV.5. Les géométries sur le Gambit

IV.5.1. Bord de fuite 1^{er} type

x	y
-1	0
-1	0,4
-1	1,7
-1	1,3
0,8	0
0,8	0,4

0,8	1,7
0,8	1,3
9,1	0
9,1	0,5
9,6	0,25
2,6	0,4
2,6	1,6
3,6	0
4	0,4

Tableau. IV.1: Les coordonnées du bord de fuite premier type

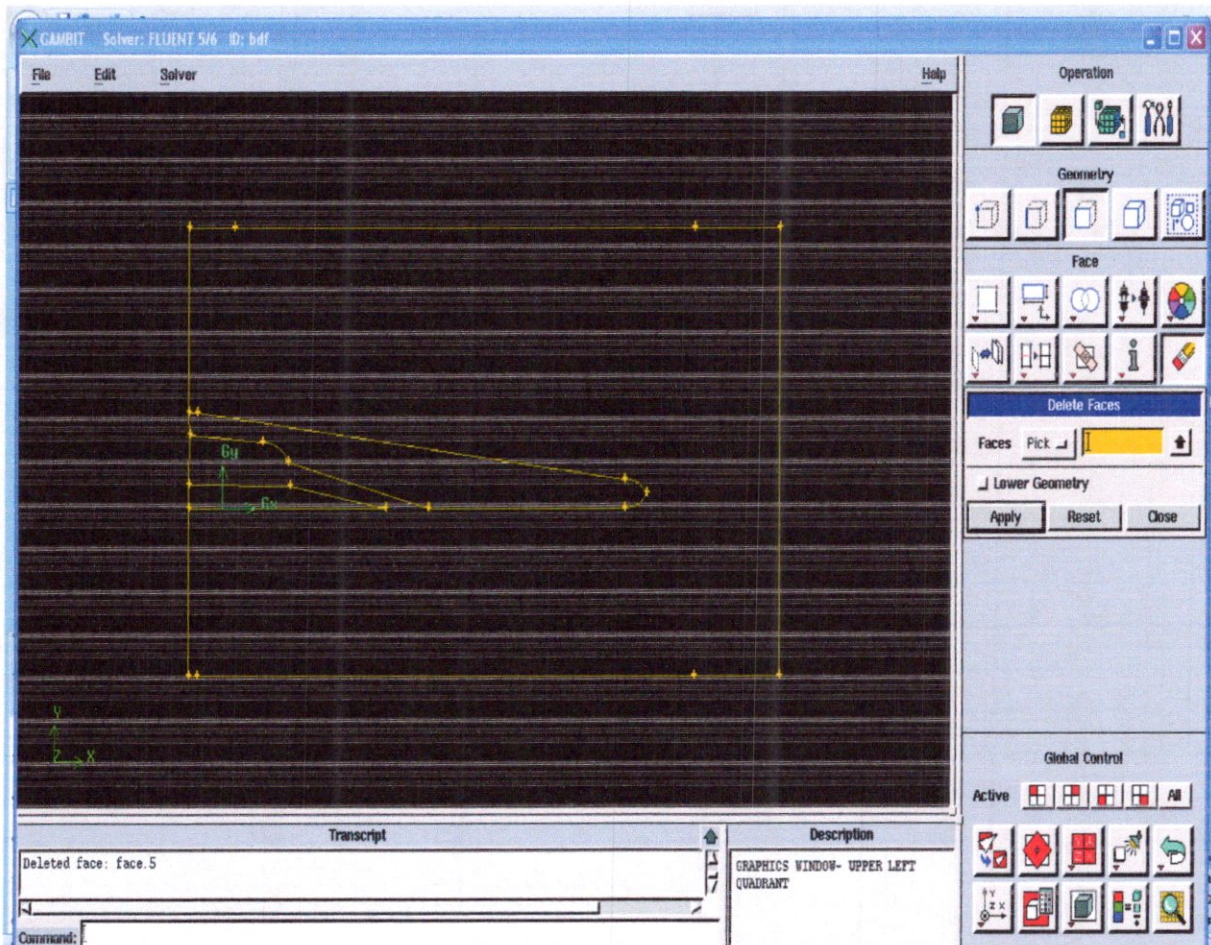


Figure. IV.4.a : Géométrie du bord de fuite premier type (2D) par GAMBIT.

Le maillage en 2D

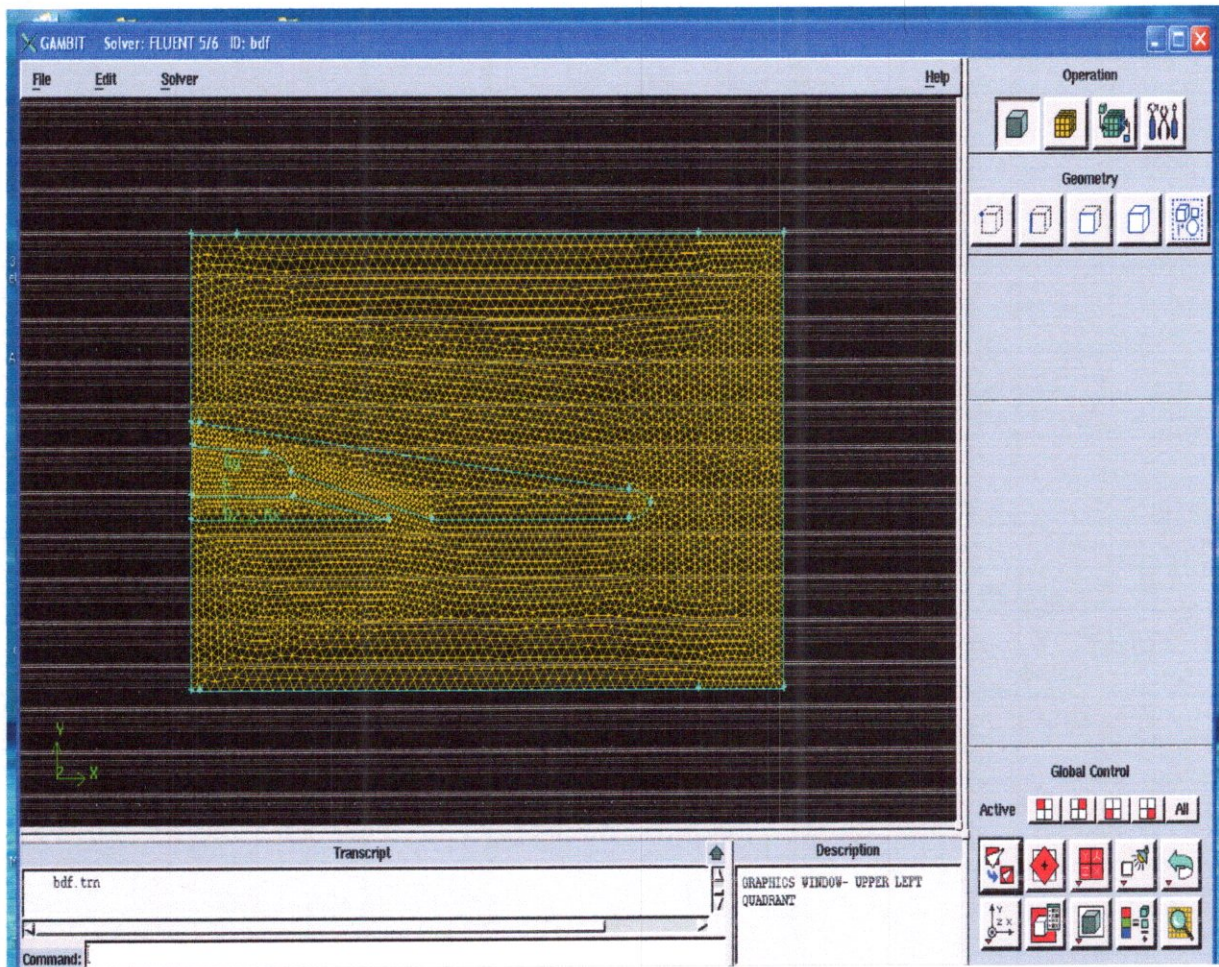


Figure. IV.4.b : Maillage du bord de fuite premier type (2D) par GAMBIT.

Type	Meshing elements
Cells	9333
Faces	14345
Nodes	5006

Tableau. IV.2: Données maillage (data mesh) du Bord de fuite premier type

IV.5.2. Bord de fuite 2ème type

Pour le bord de fuite deuxième type on suit les mêmes instructions ;

● La géométrie en 2D

x	y
-1	0
-1	0,4
-1	1,7
-1	1,3
0,8	0
0,8	0,4
0,8	1,7
0,8	1,3
0,2	0,5
0,2	1,7
0,8	0,8
0,8	1
9,2	0,6
9,2	0,8
9,2	1
9,2	1,2

Tableau .IV.3: Les coordonnées du bord de fuite deuxième type

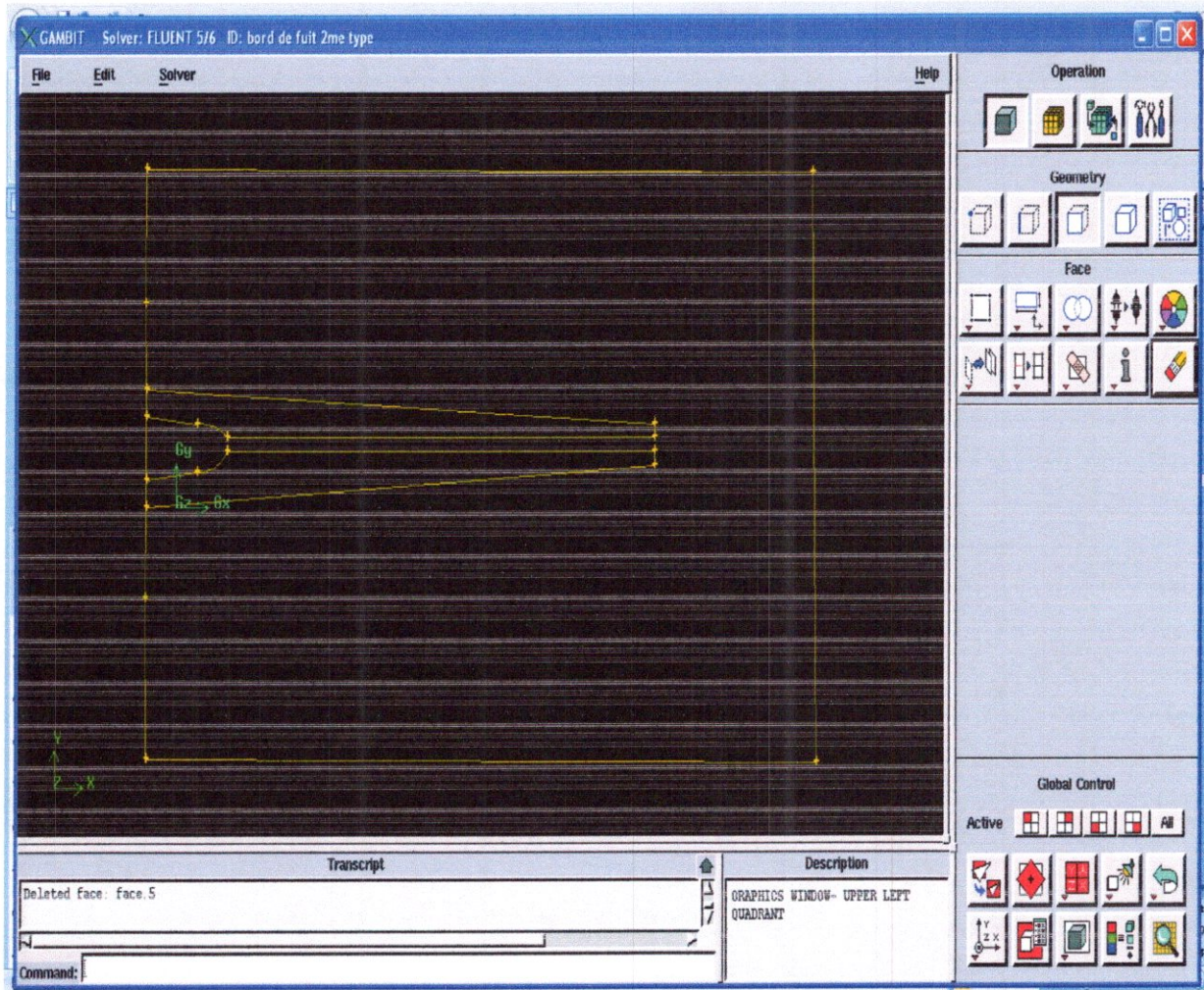


Figure .IV.5.a : Géométrie du bord de fuite deuxième type (2D) par GAMBIT

Le maillage en 2D

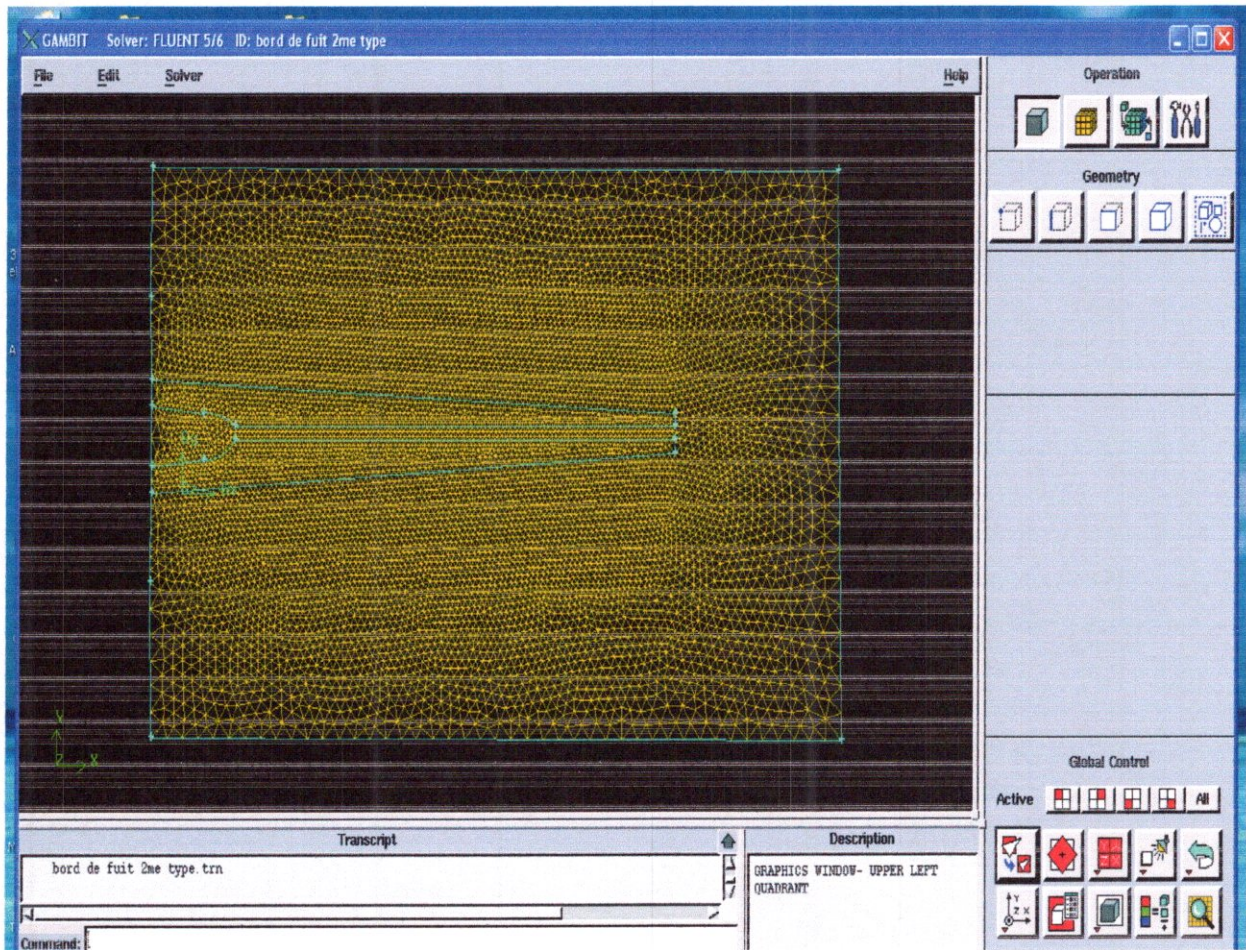


Figure. IV.5.b : Maillage du bord de fuite deuxième type (2D) par GAMBIT

Type	Meshing elements
Cells	16476
Faces	25238
Nodes	8759
Partition	1

Tableau. IV.4: Données maillage (data mesh) du Bord de fuite deuxième type

IV.5.3. Première aube avec premier type bord de fuit

● La géométrie en 2D

X	y
-10	1.2
-10	1.4
-8,6	2.2
-9,1	0,5
-8,9	0,5
-9,6	1,2
-9,6	1,4
-9,1	0,9
-8,3	0,9
-8,8	1,8
-9	1,8
-8,2	0
-8,2	0,4
-8,2	2,1
-8,2	2,5
-8	0
-8	0,4
-8	2,1
-8	2,5
-6,4	0
-6,4	0,4
-6,4	1,9
-6,4	2,3
-6,2	0
-6,2	0,4
-6,2	1,9
-6,2	2,3
-4,6	0
-4,6	0,4
-4,6	2,3
-4,6	1,9
-4,4	0
-4,4	0,4
-4,4	2,1
-4,4	1,7

-2,8	0
-2,8	0,4
-2,8	1,9
-2,8	1,5
-2,6	0
-2,6	0,4
-2,6	1,9
-2,6	1,5
-1	0
-1	0,4
-1	1,7
-1	1,3
0,8	0
0,8	0,4
0,8	1,7
0,8	1,3
9,1	0
9,1	0,5
9,6	0,25
2,6	0,4
2,6	1,6
3,6	0
4	0,4

Tableau .IV.5: Les coordonnées de première aube avec bord de fuite premier type

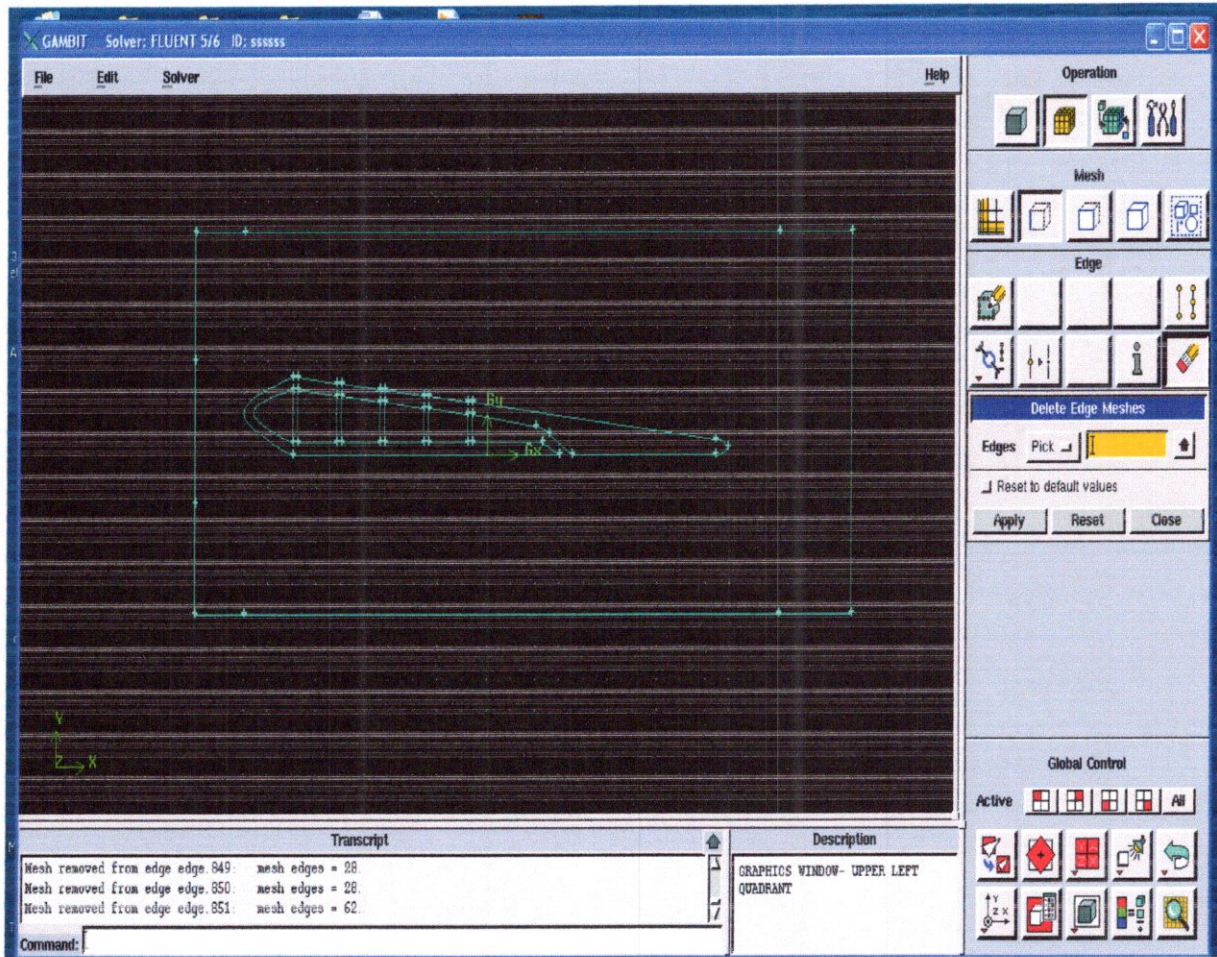


Figure IV.6.a : Géométrie d'une aube avec bord de fuite premier type (2D) par GAMBIT

Le maillage en 2D

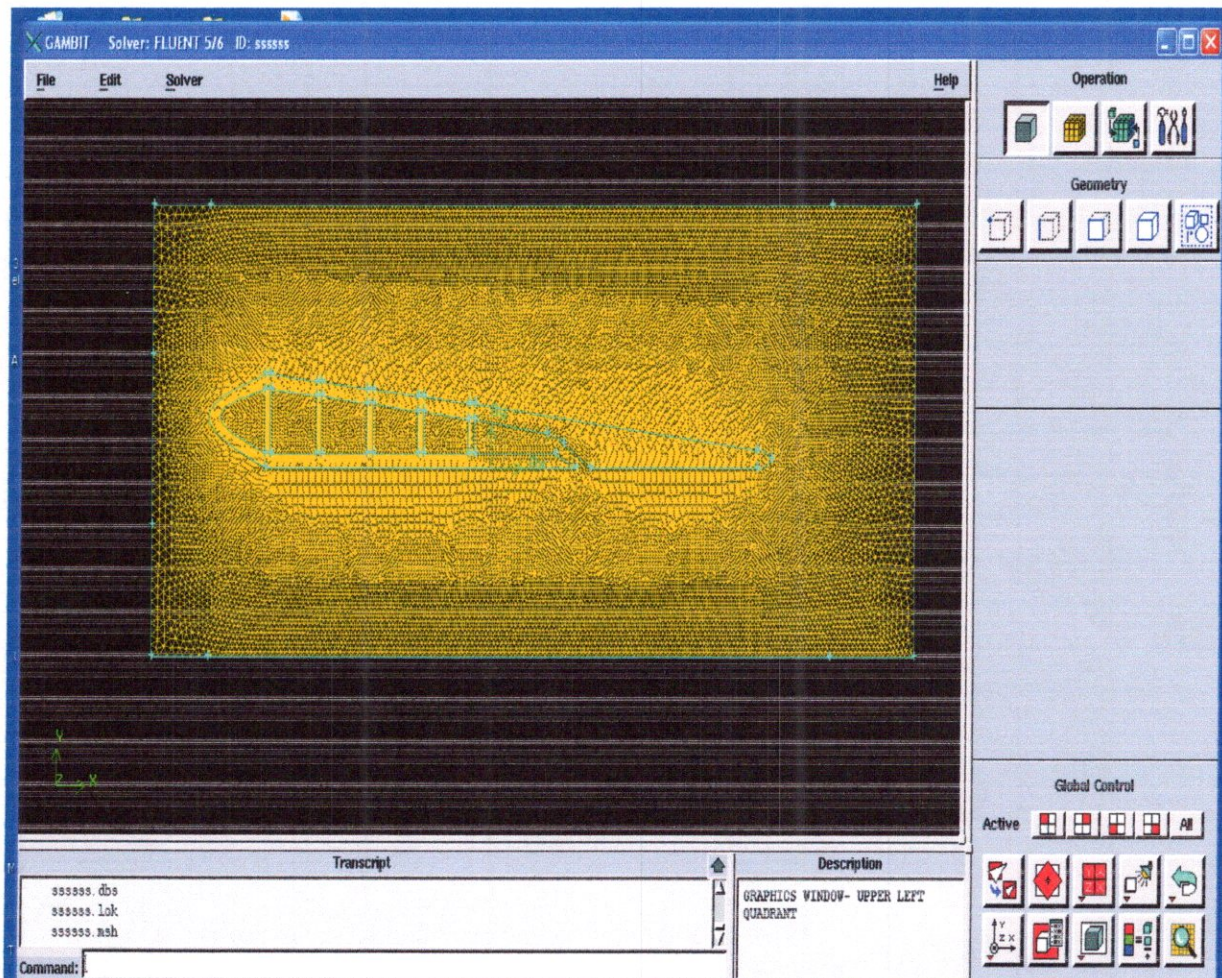


Figure. IV.6.b. Maillage d'une aube avec bord de fuite premier type (2D) par GAMBIT

Type	Meshing elements
Cells	60874
Faces	92504
Nodes	31624

Tableau. IV.6: Données maillage (data mesh) Aube avec premier type Bord de fuite

IV.5.4. Deuxième aube avec deuxième type bord de fuite

● La géométrie en 2D

<i>X</i>	<i>y</i>
-10	1.2
-10	1.4
-8,6	2.2
-9,1	0,5
-8,9	0,5
-9,6	1,2
-9,6	1,4
-9,1	0,9
-8,3	0,9
-8,8	1,8
-9	1,8
-8,2	0
-8,2	0,4
-8,2	2,1
-8,2	2,5
-8	0
-8	0,4
-8	2,1
-8	2,5
-6,4	0
-6,4	0,4
-6,4	1,9
-6,4	2,3
-6,2	0
-6,2	0,4
-6,2	1,9
-6,2	2,3
-4,6	0
-4,6	0,4
-4,6	2,3
-4,6	1,9
-4,4	0
-4,4	0,4
-4,4	2,1
-4,4	1,7
-2,8	0

-2,8	0,4
-2,8	1,9
-2,8	1,5
-2,6	0
-2,6	0,4
-2,6	1,9
-2,6	1,5
-1	0
-1	0,4
-1	1,7
-1	1,3
0,8	0
0,8	0,4
0,8	1,7
0,8	1,3
0,2	0,5
0,2	1,7
0,8	0,8
0,8	1
9,2	0,6
9,2	0,8
9,2	1
9,2	1,2

Tableau. IV.7. Les coordonnées de deuxième aube avec bord de fuite deuxième type

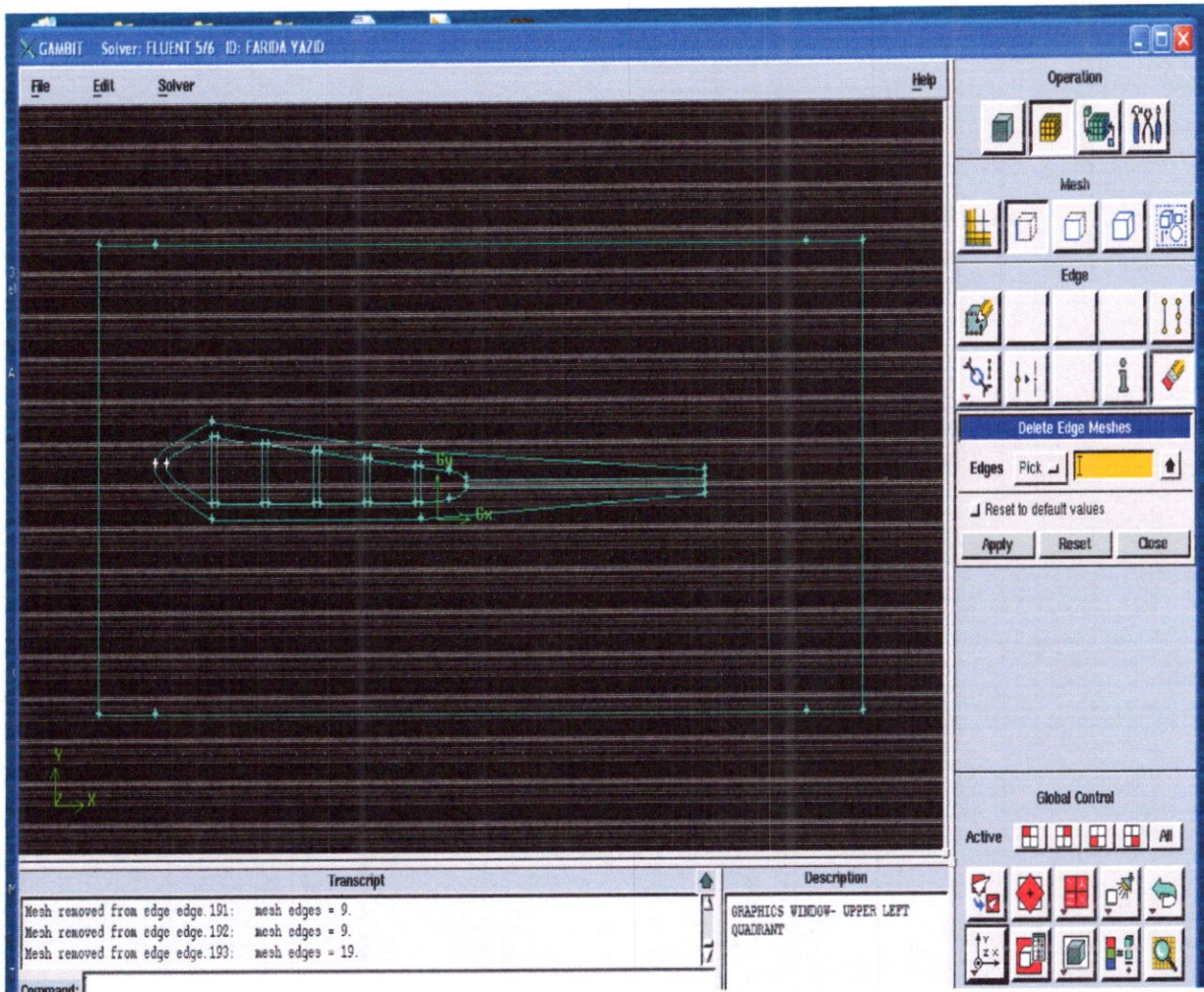


Figure IV.7.a : Géométrie d'une aube avec bord de fuite deuxième type (2D) par GAMBIT

Le maillage en 2D

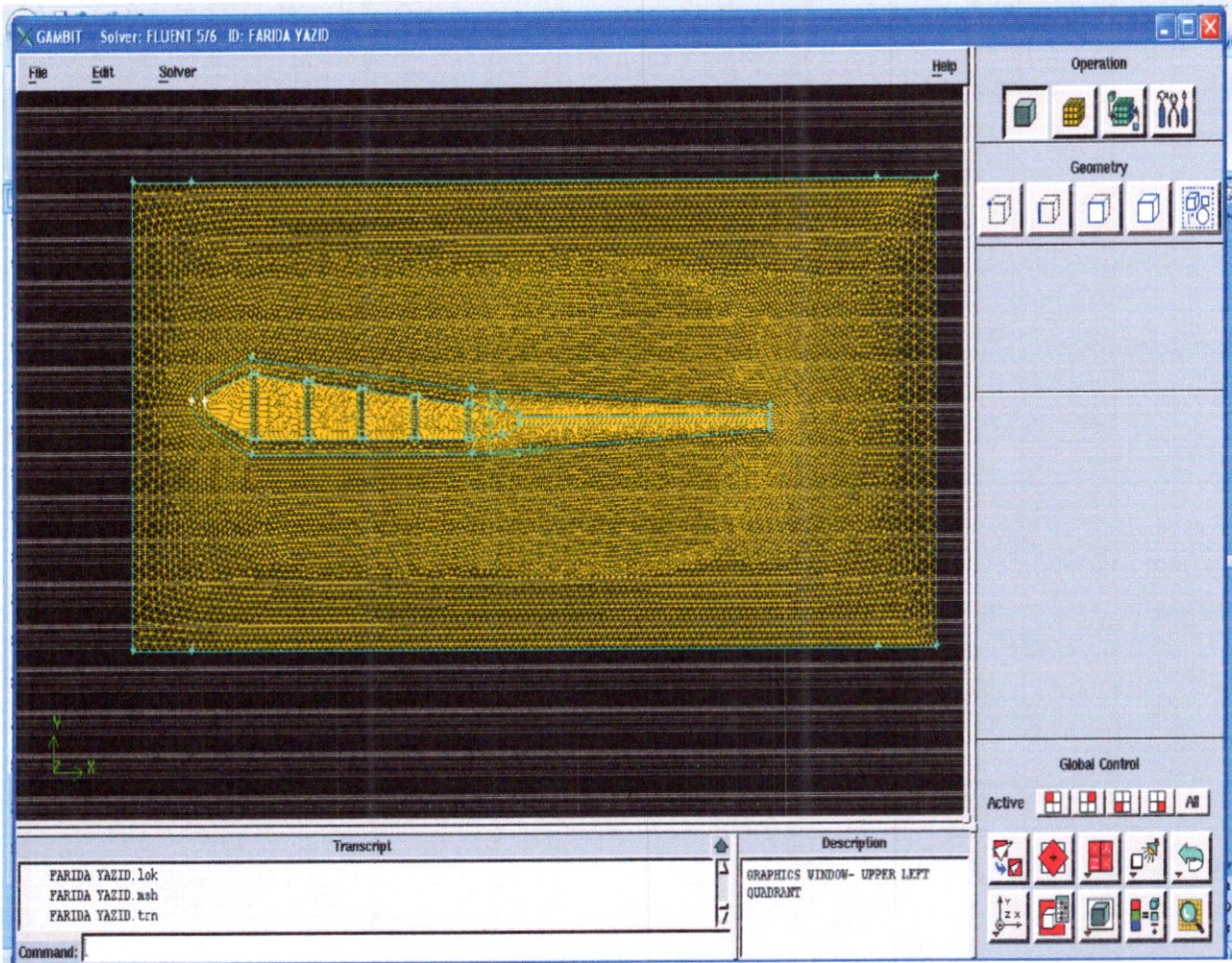


Figure IV.7.b : Maillage d’une aube avec bord de fuite premier type (2D) par GAMBIT

Type	Meshing elements
Cells	32524
Faces	49737
Nodes	17208

Tableau IV.8: Données maillage (mesh data) Aube avec deuxième type Bord de fuite

Conclusion

Ce chapitre a pour but de créer des géométries en 2D sur le Gambit afin de les exporter sous forme fichier maillage (mesh) vers le Fluent, sachant que ce dernier est un solveur pour le calcul et la simulation des fluides (transfert thermique, les écoulements et la combustion ... etc) pour obtenir les champs des différents paramètres aérodynamiques.

CHAPITRE.V

RÉSULTATS ET INTERPRÉTATION

CHAPITRE.V**RÉSULTATS ET INTERPRÉTATION****Introduction**

Dans ce chapitre, on va représenter 4 cas test sur fluent avec présentation des différents contours et interprétations des résultats pour chaque cas étudié ;

- a) Exemple de validation sur le fluent
- b) Bord de fuite premier type,
- c) Bord de fuite deuxième type
- d) Première aube d'essai avec premier type bord de fuite,
- e) Deuxième aube avec second type bord de fuite.

Model	settings
Solver	Density based
Domain-space	2D
Velocity formulation	Absolute
Formulation	Implicit
Domain-time	Steady

Tableau .V.1: paramètres de calculs

V.1. EXEMPLE DE VALIDATION SUR FLUENT

V.1.1. Premier cas avec des conditions de reflection (*with reflecting condition*) ;

Il s'agit d'une simulation d'un écoulement transsonique autour d'une aube stator de turbine dont les condition aux limites sont donnée comme suit :

- ✚ A l'entrée température total $T_t=300$ K, et pression total $P_t=1.5$ atm et pression statique $P=1$ atm
- ✚ A la sortie pression statique $P=0.8$ atm et température total $T_t=300$ K

1. contour des pressions

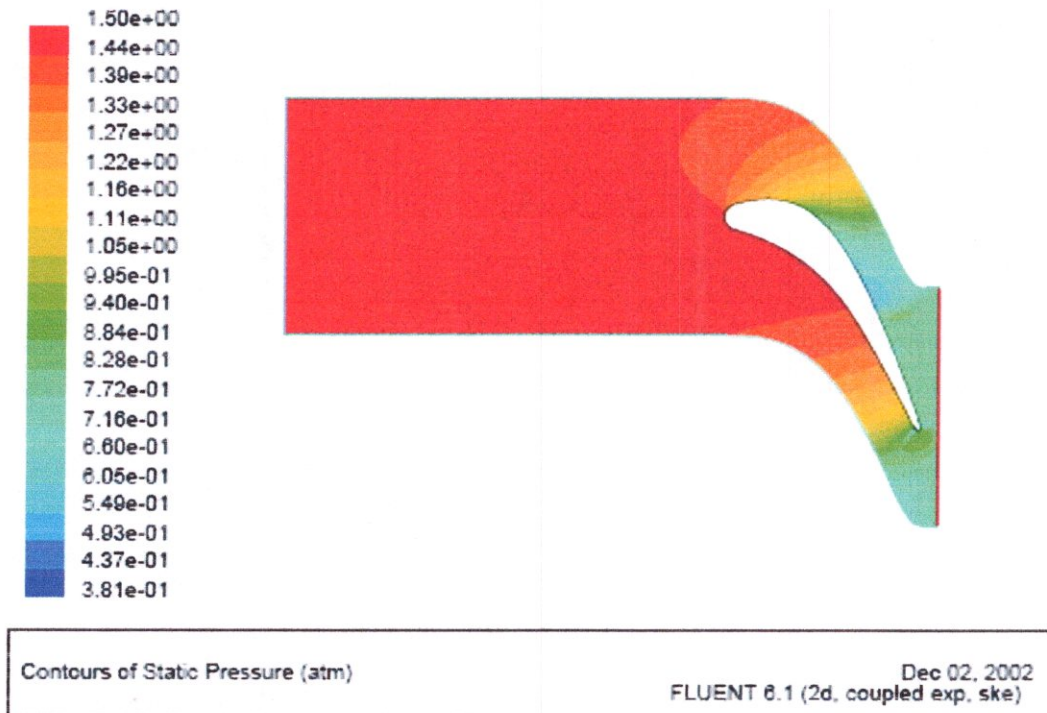


Fig. V.1: Contours des pressions statiques (Référence Fluent Tutorial)

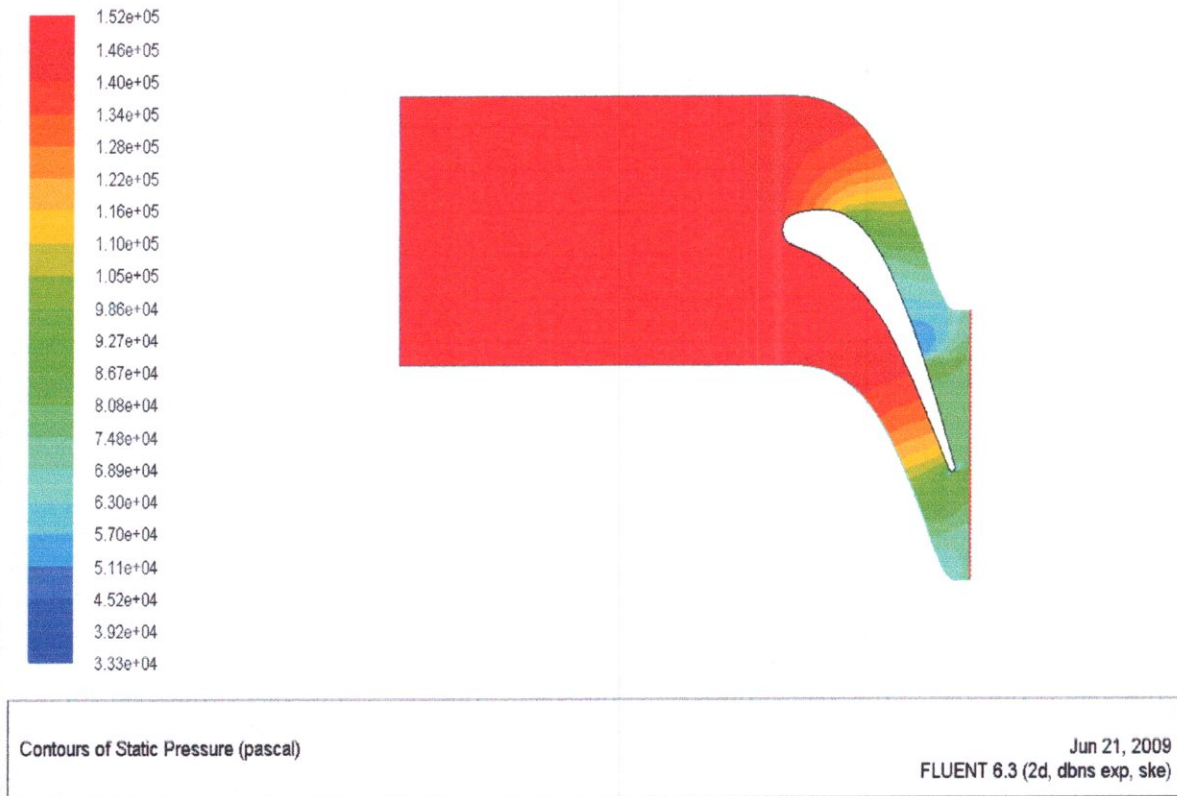


Fig. V.2. Contour des pressions statiques (nos resultat).

2. contour des nombre de mach

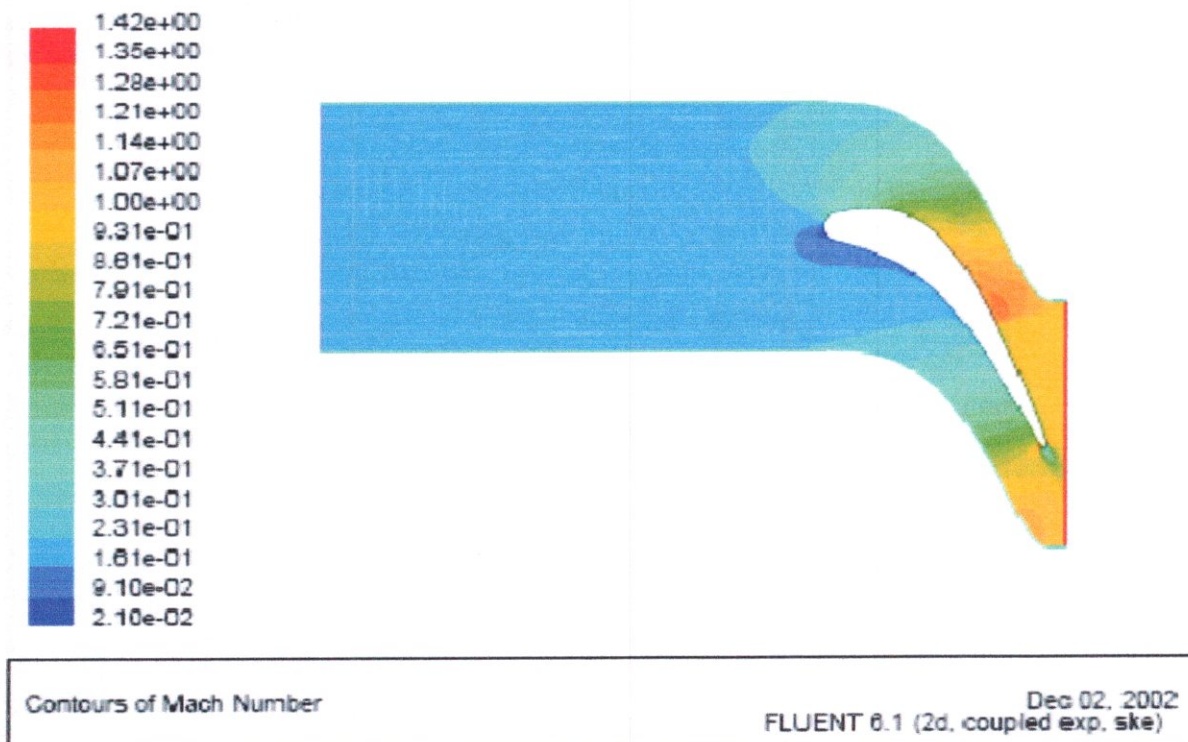


Fig. V. 3: Contours du nombre de (référence Fluent)

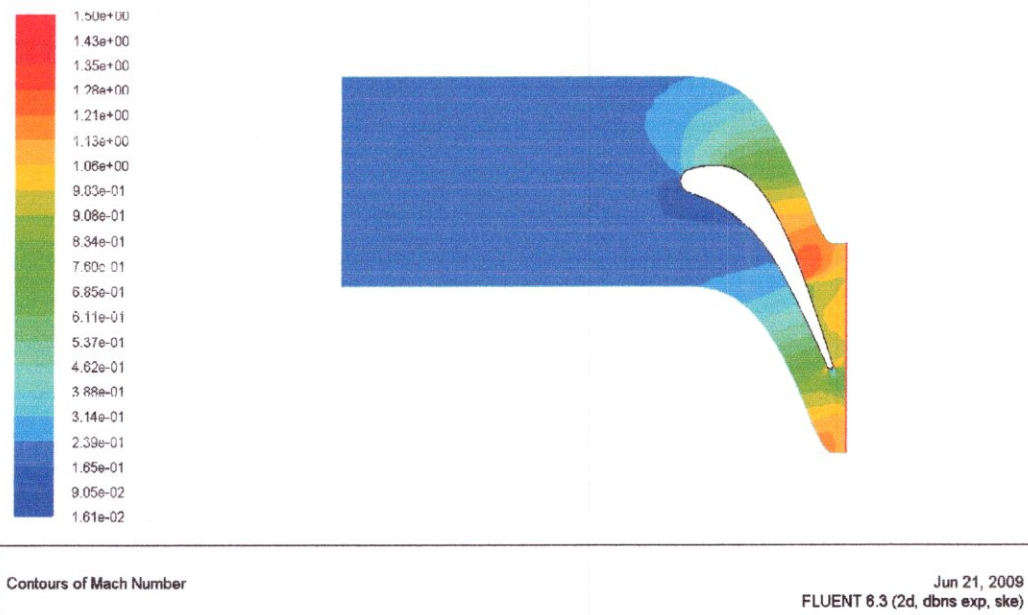


Fig. V.4. Contour du nombre du mach (non resultat)

- ✚ Les résultats obtenus sont bien comparables à ceux donnée par la documentation de Fluent (tutorial), cependant ces résultats avec condition de réflexion a la sortie ne traduisent pas bien la réalité du phénomène à cause des ondes réfléchirent dans le domaine de calcul.

V.1.2. Deuxième cas, sans condition de réflexion (*no reflecting condition*) ;

1. contour des pressions

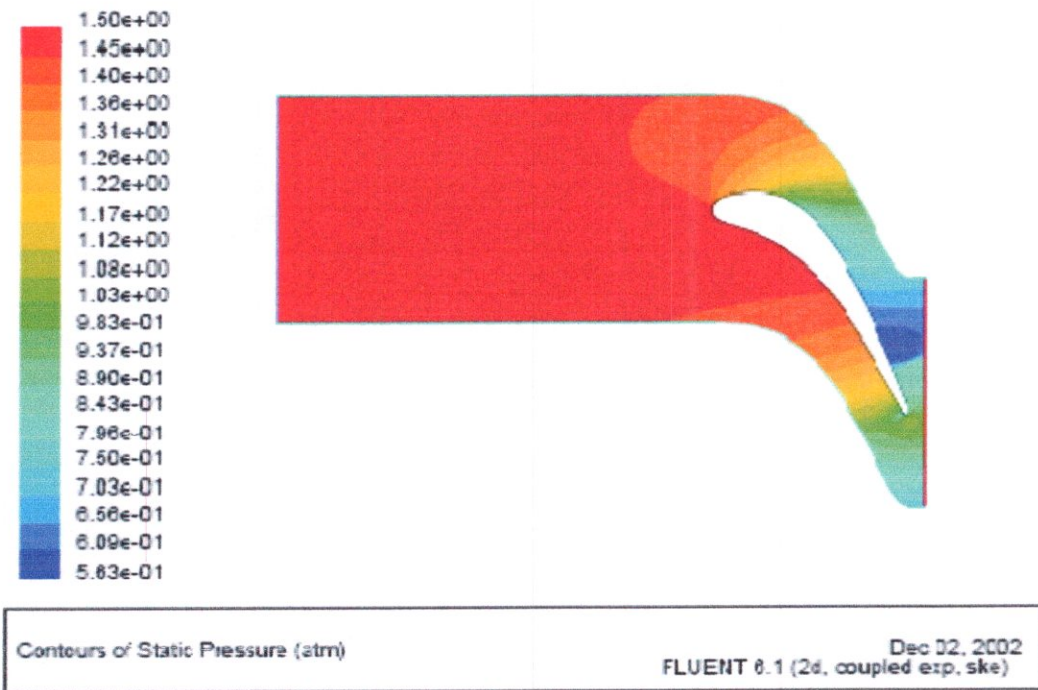


Figure V.5: Contours des pressions statiques (référence Fluent).

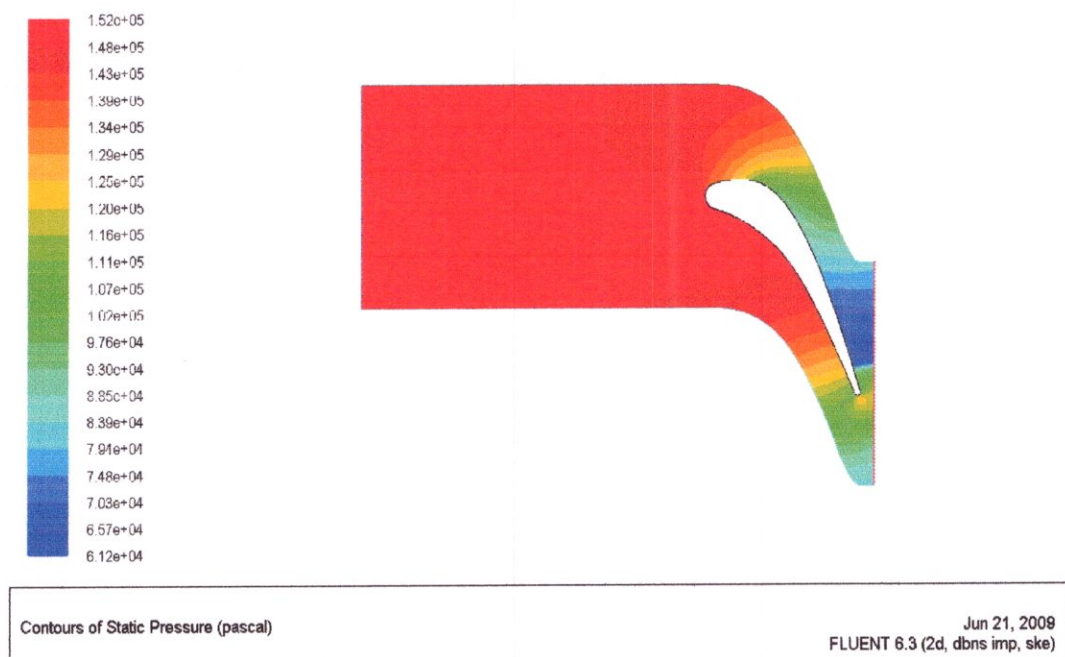


Figure. V.6 : Contour des pressions statiques (nos résultats)

2. contour des nombres de mach

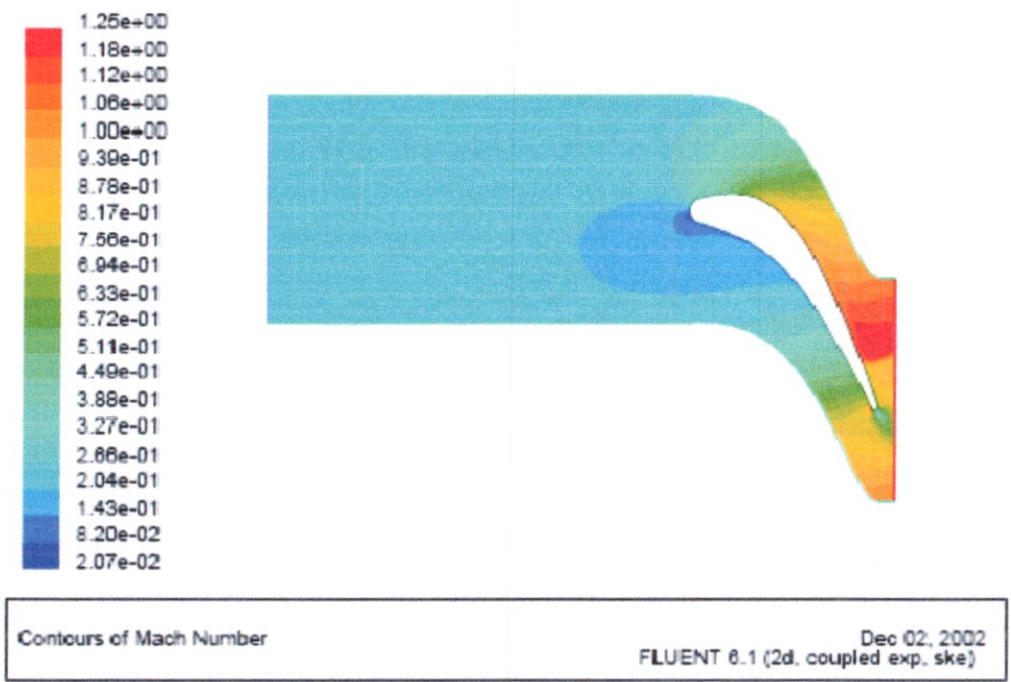


Fig.V.7 : Contour des nombre de mach (Référence Fluent Tutorial)

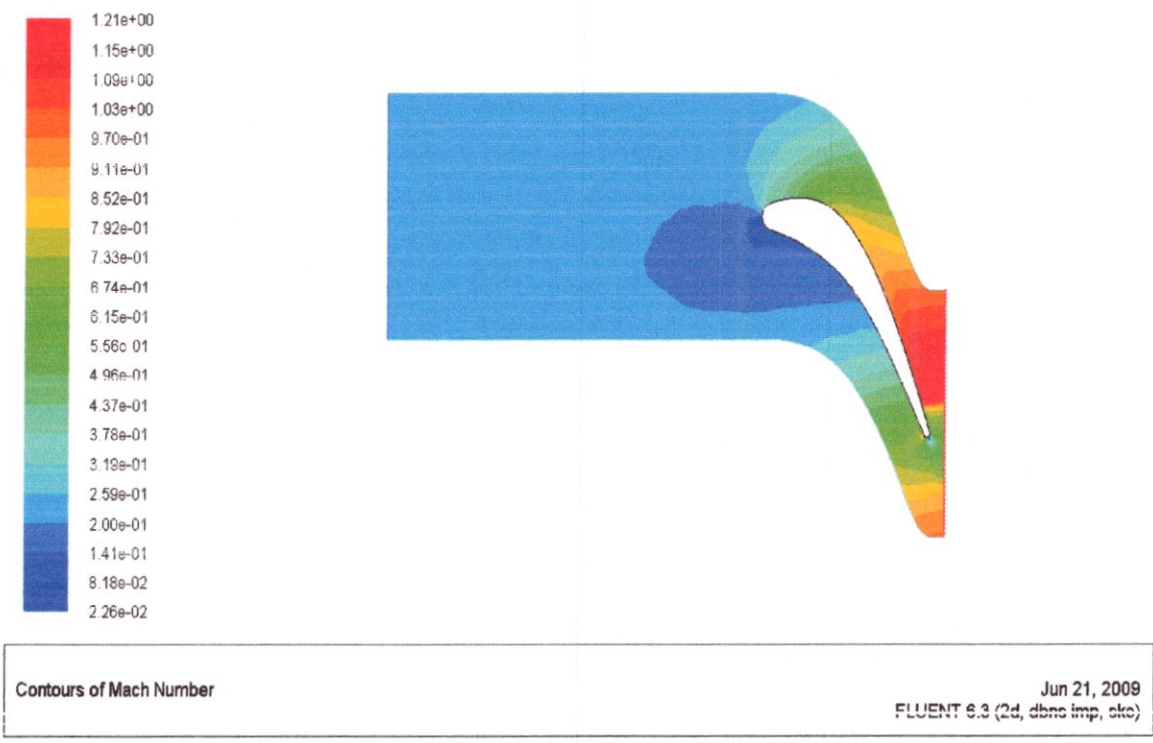


Fig. V.8: Contour des nombres de mach (nos resultat).

- ✚ On a pu encore obtenir de bons résultats relativement à ceux donnés par la documentation Fluent (Tutorial)
- ✚ On remarque que le fait de prendre en considération l'influence de la sortie (outlet), les résultats présentent bien la réalité du phénomène, et cela est bien visualisé par la présence de l'onde de choc sur l'extrados au bord de fuite de l'aube .

V.2. BORD DE FUITE PREMIER TYPE

Les conditions aux frontières ;

FARFIELD: (gaz chauds)

$$P = 100000 \text{ pascal}$$

$$M = 0.6$$

$$T = 1600 \text{ K}^\circ$$

INLET O: (fluide refroidisseur)

$$P_T = 130000 \text{ Pascal}$$

$$P = 120000 \text{ Pascal}$$

$$T_T = 600 \text{ K}^\circ$$

INLET: (gaz chauds)

$$P_T = 127550.4 \text{ Pascal}$$

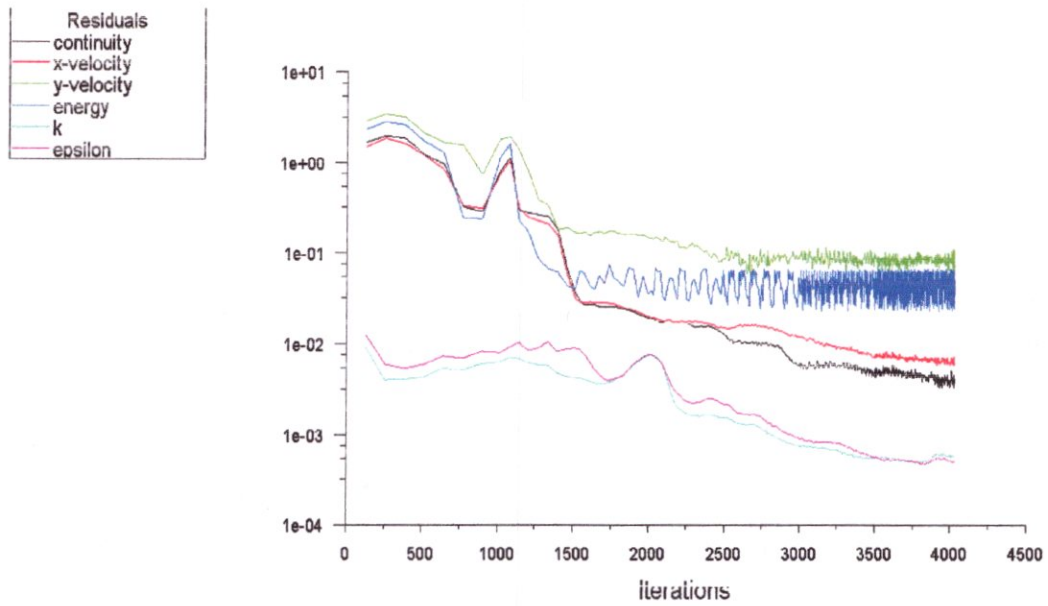
$$P = 100000 \text{ Pascal}$$

$$T_T = 1715.2 \text{ K}^\circ$$

OUTLET:

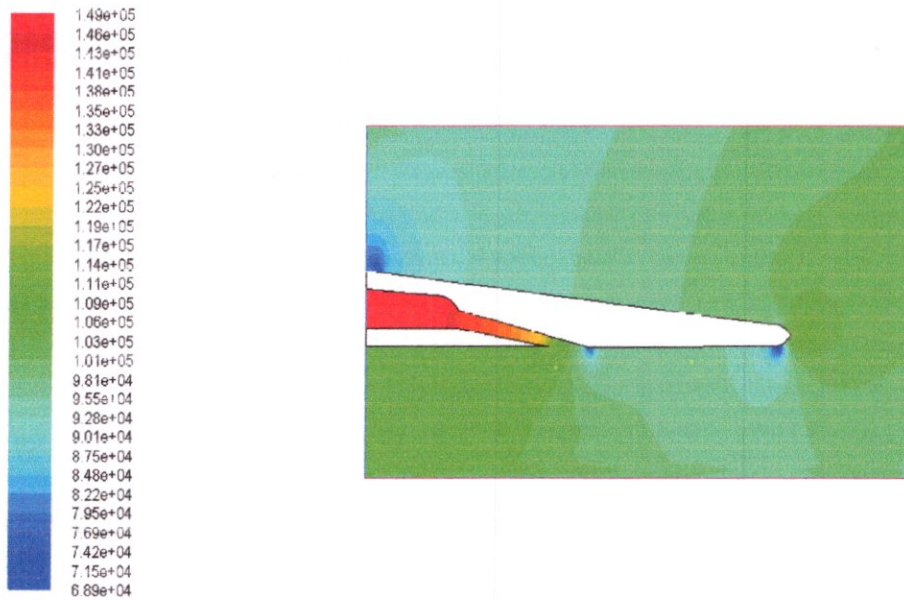
$$P = 100000 \text{ pascal}$$

$$T_T = 1600 \text{ K}^\circ$$



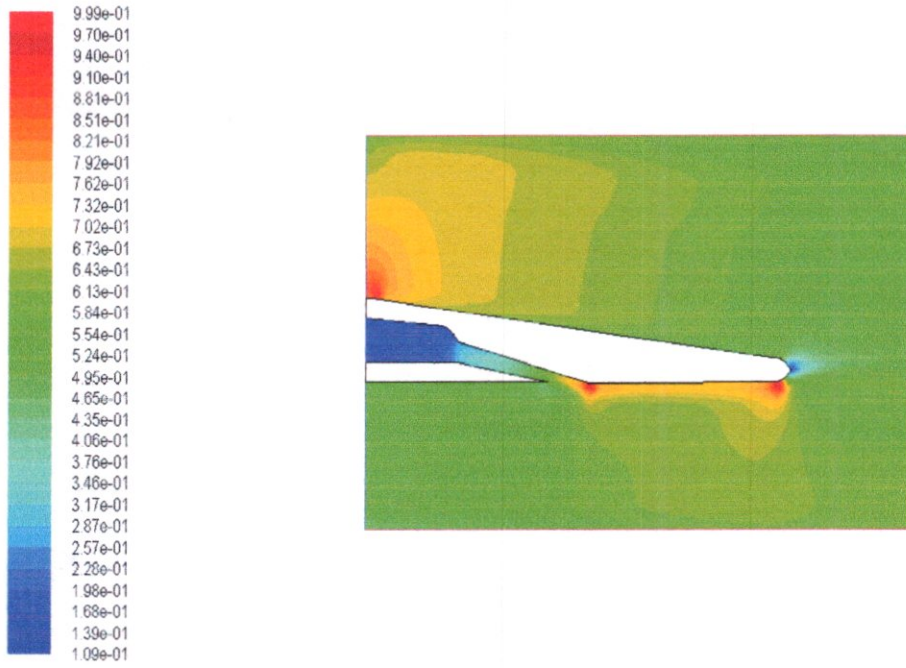
Scaled Residuals Jun 17, 2009
FLUENT 6.3 (2d, dbns imp, ske)

Fig. V.9: Résidus du premier essai bord de fuite premier type



Contours of Static Pressure (pascal) Jun 17, 2009
FLUENT 6.3 (2d, dbns imp, ske)

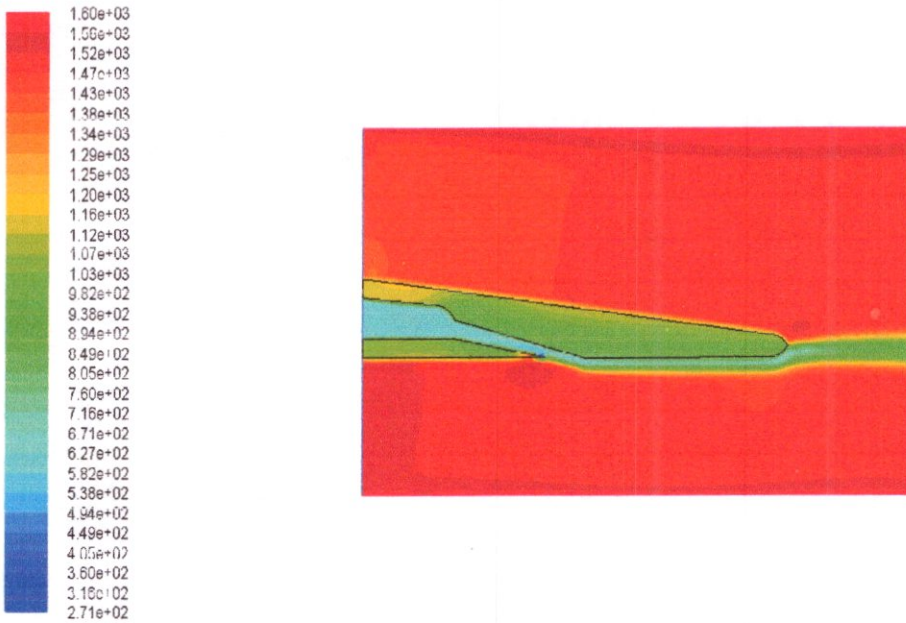
Fig. V.10: Pression statique du premier essai bord de fuite premier type



Contours of Mach Number

Jun 17, 2009
FLUENT 6.3 (2d, dbns imp, ske)

Fig. V.11: Nombre du mach du premier essai bord de fuite premier type



Contours of Static Temperature (k)

Jun 17, 2009
FLUENT 6.3 (2d, dbns imp, ske)

Fig. V .12: Température statique premier type bord de fuite

On remarque que ;

- une dépression sur l'extrados et une surpression sur l'intrados ;
- la déviation brutale de la surface s'accompagne par une détente locale de l'écoulement, cette situation est rencontrée sur l'extrados à l'entrée du domaine, sur l'intrados juste après l'injection et au bord de fuite ;
- on observe toujours 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 alimentée par une pression relativement élevée permettant l'injection d'un débit d'air sous forme d'un film protecteur protégeant le bord de fuite ;
- la température du solide diminue d'autant plus qu'on s'approche du fluide refroidisseur ;
- en raison du nombre de Reynolds élevé de l'écoulement refroidisseur dans le canal d'éjection par rapport à celui à l'intérieur de la cavité, le refroidissement est donc plus efficace à l'intérieur du canal d'injection. Ce phénomène est poursuivi jusqu'au bord de fuite.

V.3. BORD DE FUITE DEUXIEME TYPE

Les conditions aux frontières ;

FARFEILD: (gaz chauds)

$P = 100000$ pascal

$M = 0.6$

$T = 1600$ K°

INLET O; (fluide refroidisseur)

$P_T = 130000$ Pascal

$P = 120000$ Pascal

$T_T = 600$ K°

INLET; (gaz chauds)

$P_T = 127550.4$ Pascal

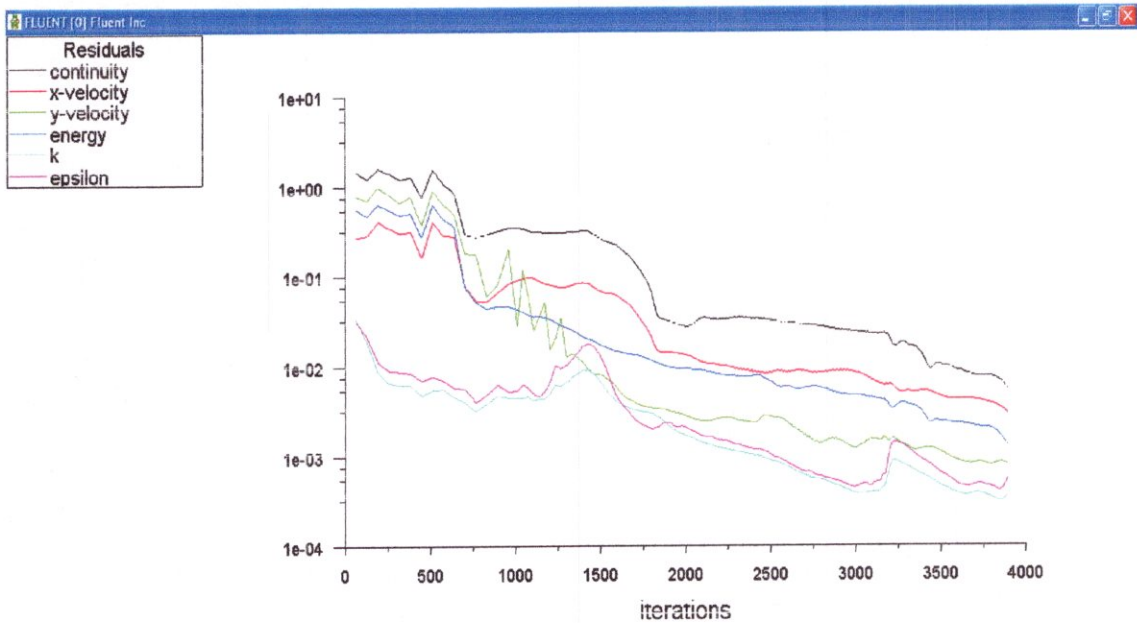
$P = 100000$ Pascal

$T_T = 1715.2$ K°

OUTLET;

$P = 100000$ pascal

$T_T = 1600$ K°



Scaled Residuals

Jun 21, 2008
 FLUENT 6.3 (2d, dhs imp, ske)

Fig. V.13: Résidus du bord de fuite deuxième type

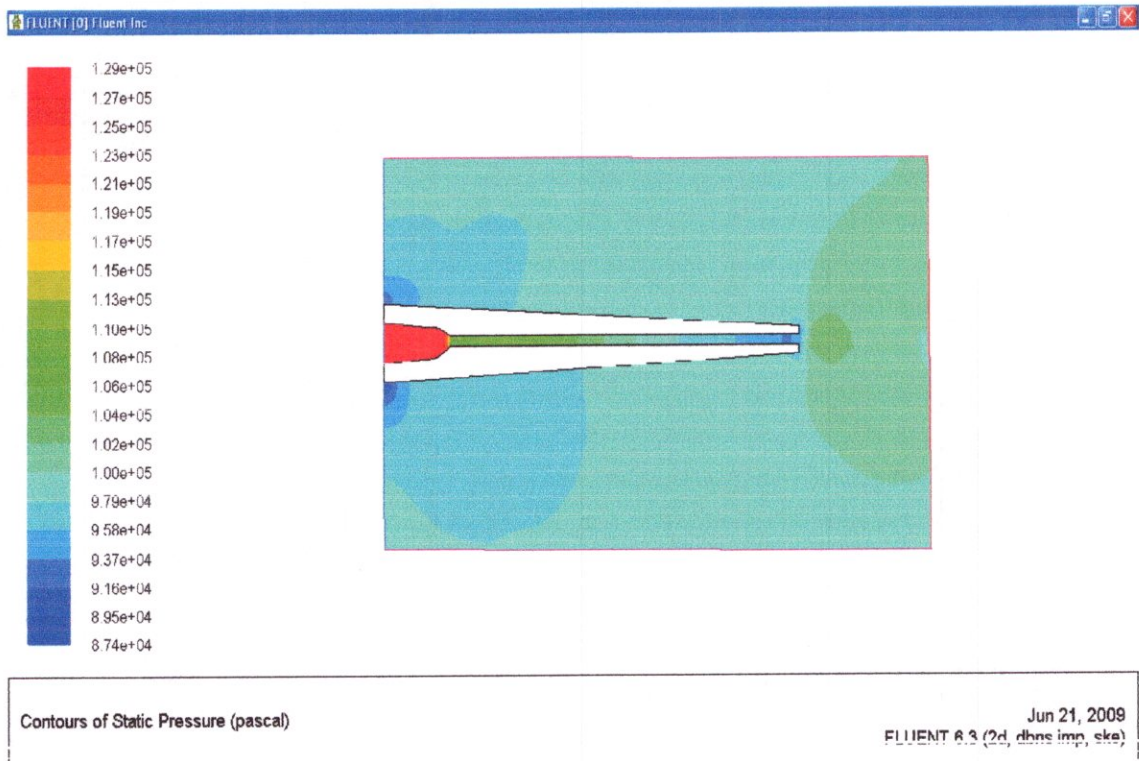


Fig. V.14: Pression statique du bord de fuite deuxième type

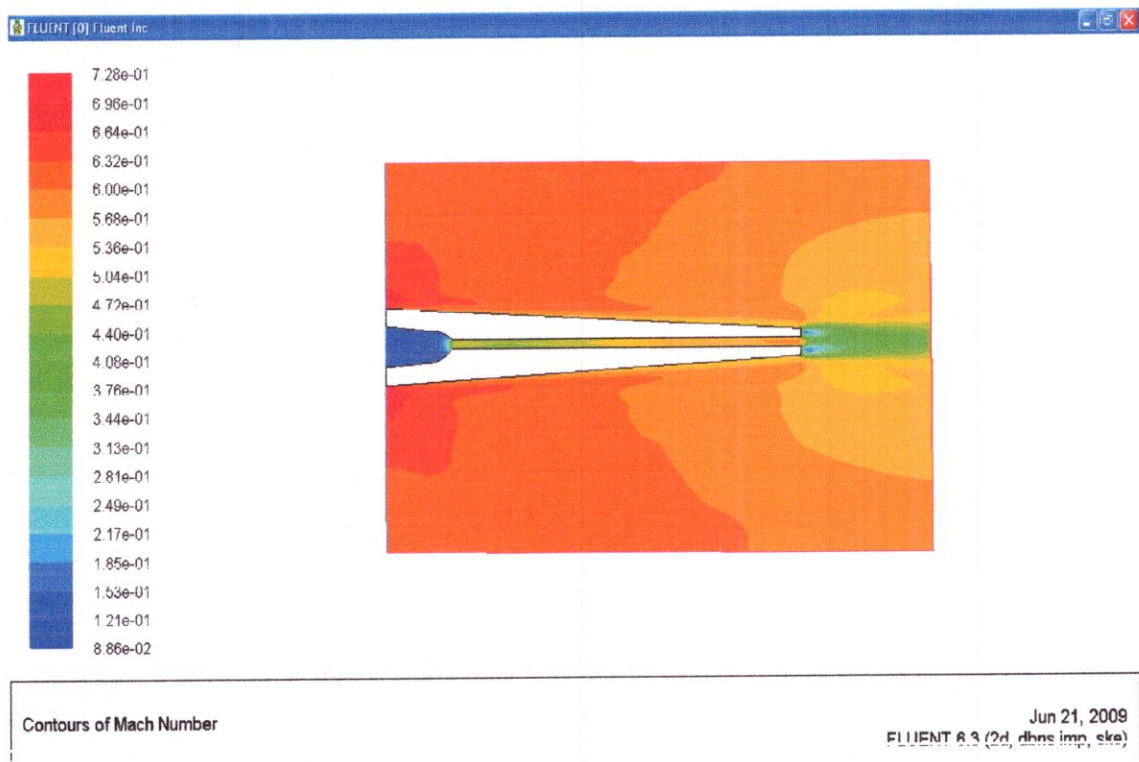


Fig. V.15: Nombre du mach du bord de fuite deuxième type

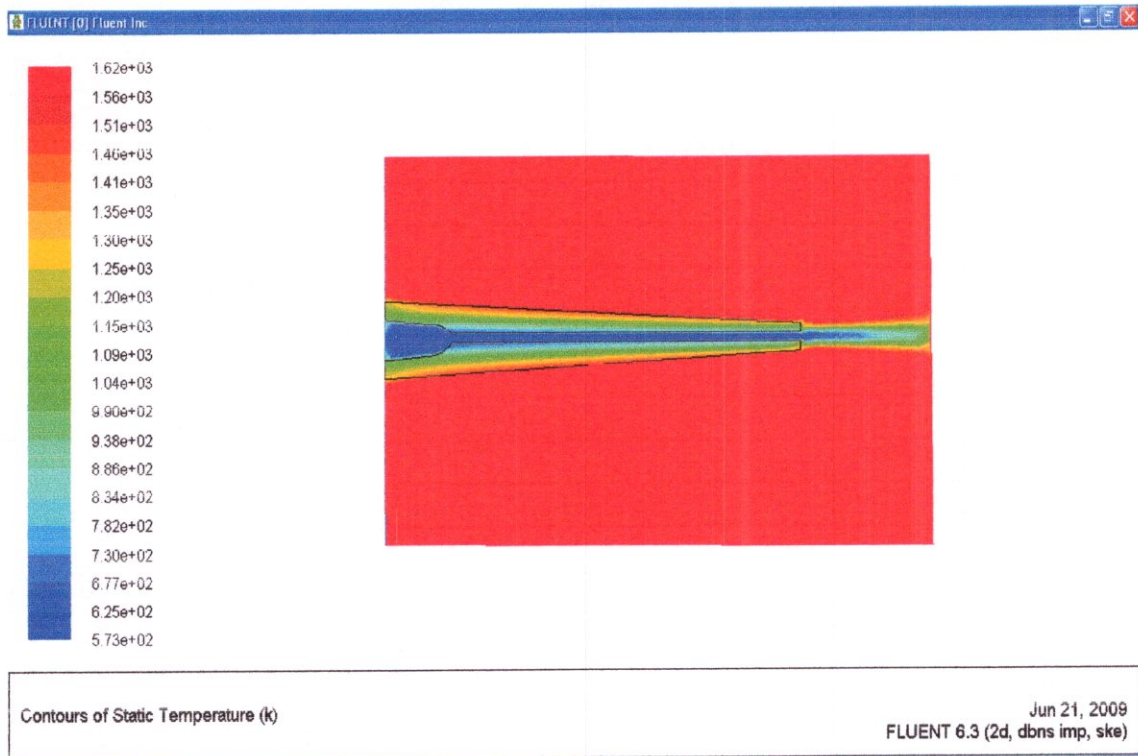


Fig. V.16: Température statique du bord de fuite deuxième type

On remarque que ;

- une similarité d'écoulements sur l'extrados et l'intrados, ceci est due à la symétrie de la géométrie du modèle ;
- au bord de fuite, deux zones de recirculation sont engendrées (coté extrados et intrados) étouffées partiellement par l'injection de l'écoulement froid (interne) ;
- la dépression du bord de fuite est partiellement contournée par l'injection du débit fluide froid, d'où l'avantage ressenti par cette configuration.

V4. PREMIERE AUBE AVEC PREMIER TYPE BORD DE FUITE

Les conditions aux frontières ;

FARFEILD: (gaz chauds)

$$P = 100000 \text{ pascal}$$

$$M = 0.6$$

$$T = 1600 \text{ K}^\circ$$

INLET: (gaz chauds)

$$P_T = 127550.4 \text{ Pascal}$$

$$P = 100000 \text{ Pascal}$$

$$T_T = 1715.2 \text{ K}^\circ$$

INLET 0: (fluide refroidisseur)

$$P_T = 130000 \text{ Pascal}$$

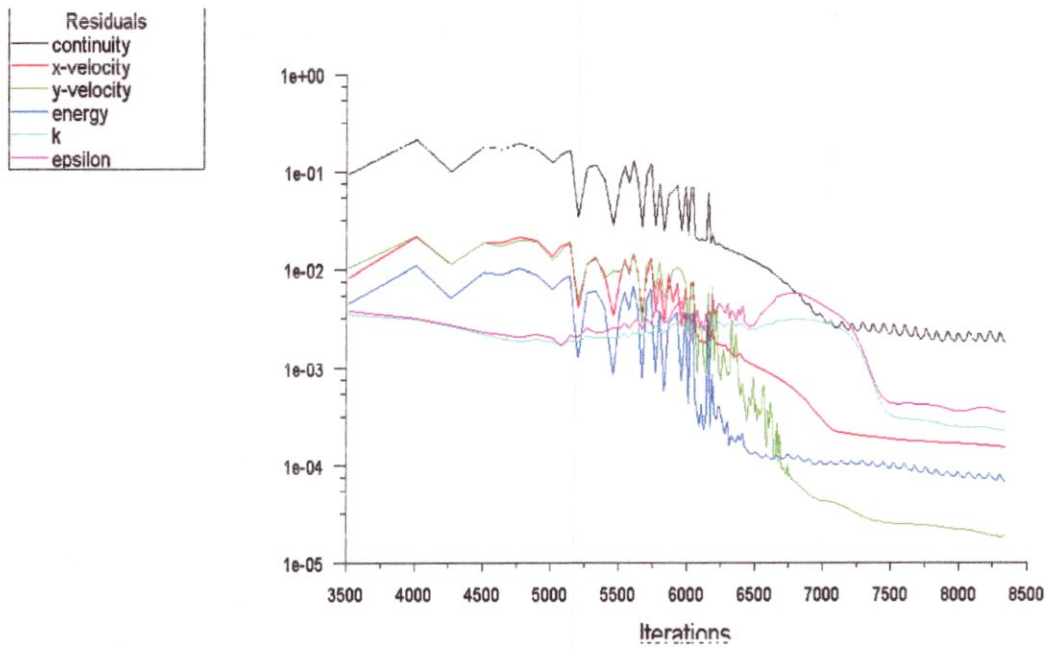
$$P = 120000 \text{ Pascal}$$

$$T_T = 600 \text{ K}^\circ$$

OUTLET:

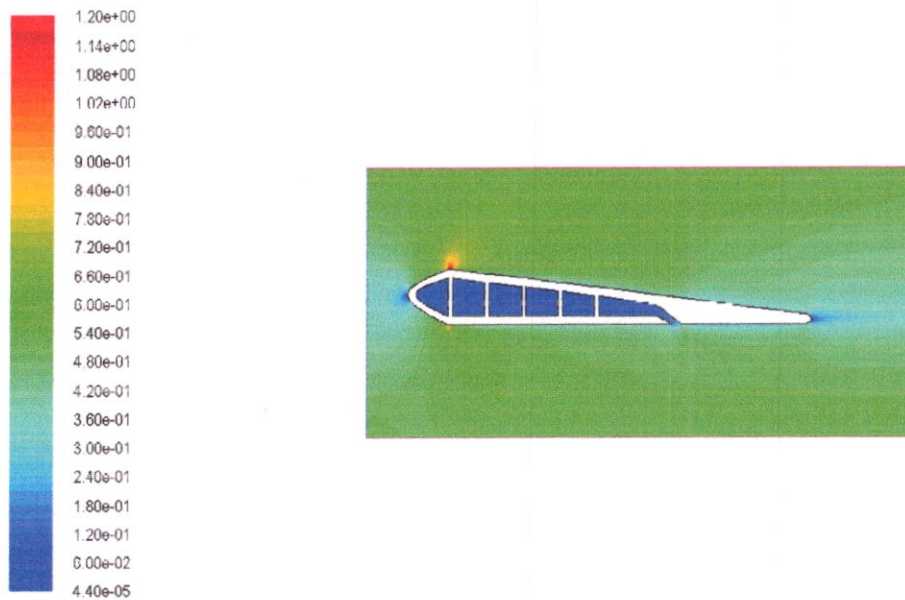
$$P = 100000 \text{ pascal}$$

$$T_T = 1715.2 \text{ K}^\circ$$



Scaled Residuals Jun 19, 2009
FLUENT 6.3 (2d, dbns imp, ske)

Fig. V.17: Résidus de première aube avec premier type bord de fuite



Contours of Mach Number Jun 19, 2009
FLUENT 6.3 (2d, dbns imp, ske)

Fig. V.18: Nombre du mach de première aube avec premier type bord de fuite

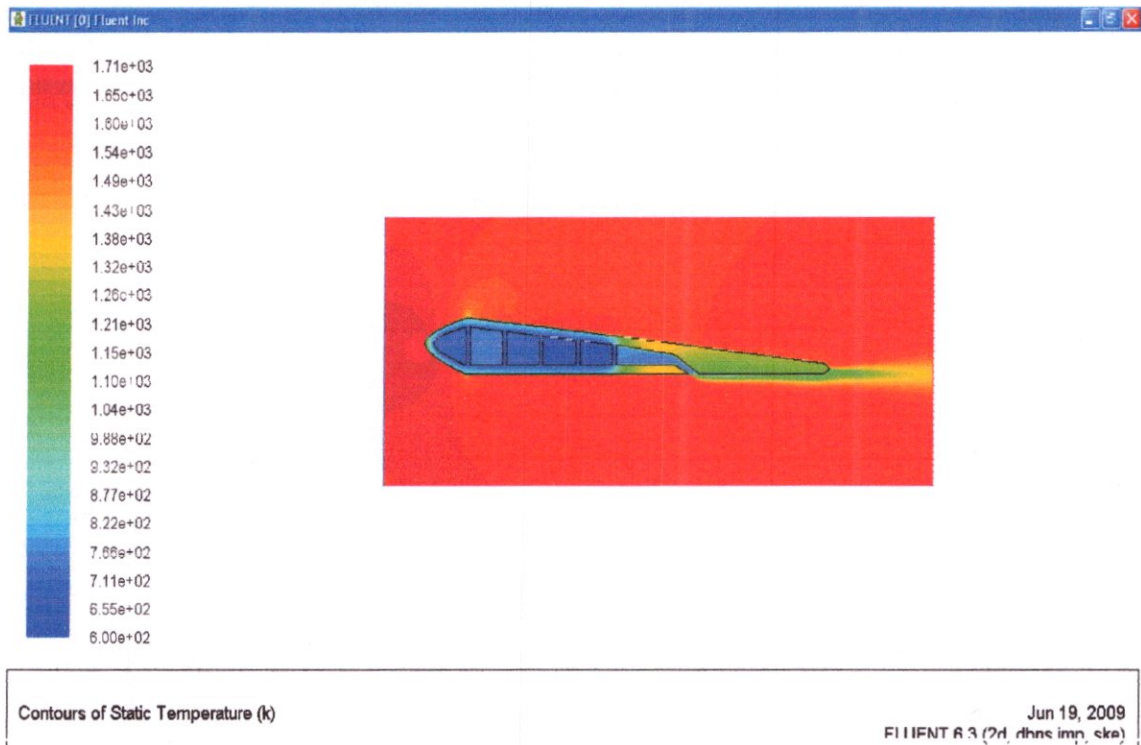


Fig. V.19: Température statique de première aube avec premier type bord de fuite

On remarque que :

- des petites poches supersoniques dues au changement brusque des surfaces suivies par une détente locale sur l'extrados et l'intrados.
- des points d'arrêts sur le bord d'attaque et le bord de fuite où les pressions statiques deviennent égales aux pressions de stagnation ;
- le solide est bien refroidi à l'intérieur des cavités grâce au fluide refroidisseur dont le coefficient de convection h est élevé ce qui nous donne un bon transfert de chaleur

V.5. DEUXIEME AUBE AVEC DEUXIEME TYPE BORD DE FUITE

Les conditions aux frontières ;

FARFEILD : (gaz chauds)

$$P = 100000 \text{ pascal}$$

$$M = 0.6$$

$$T = 1600 \text{ K}^\circ$$

INLET; (gaz chauds)

$$P_T = 127550.4 \text{ Pascal}$$

$$P = 100000 \text{ Pascal}$$

$$T_T = 1715.2 \text{ K}^\circ$$

INLET0; (fluide refroidisseur)

$$P_T = 130000 \text{ Pascal}$$

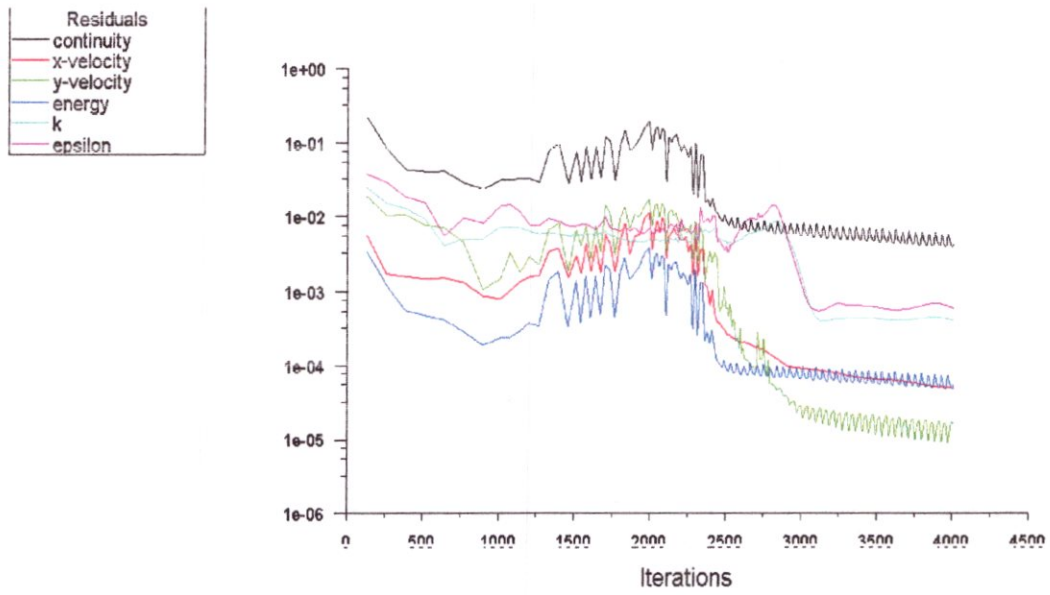
$$P = 120000 \text{ Pascal}$$

$$T_T = 600 \text{ K}^\circ$$

OUTLET;

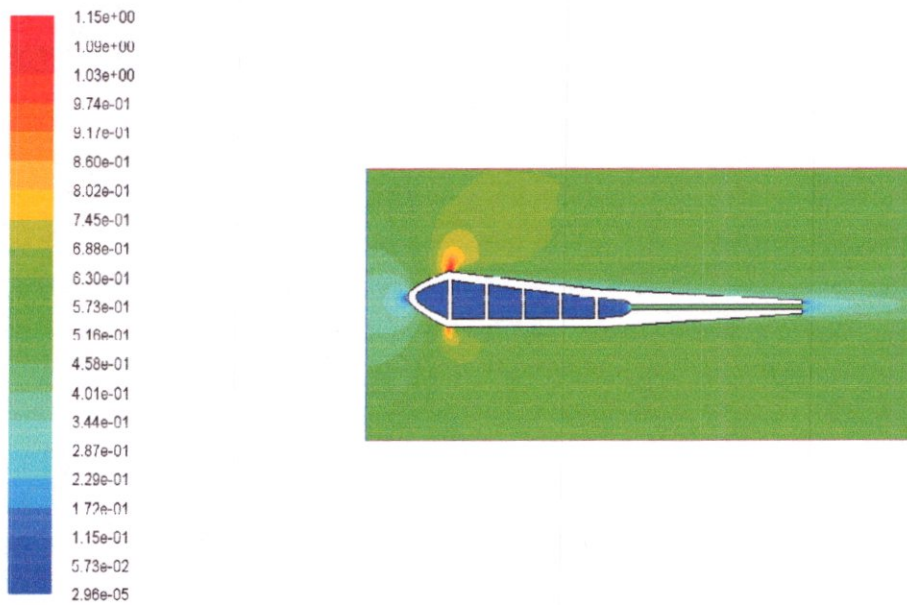
$$P = 100000 \text{ pascal}$$

$$T_T = 1715.2 \text{ K}^\circ$$



Scaled Residuals Jun 19, 2009
FLUENT 6.3 (2d, dbns imp, ske)

Fig. V.20: Résidus de deuxième aube avec deuxième type bord de fuite



Contours of Mach Number Jun 19, 2009
FLUENT 6.3 (2d, dbns imp, ske)

Fig. V.21: Nombre du mach de deuxième aube avec deuxième type bord de fuite

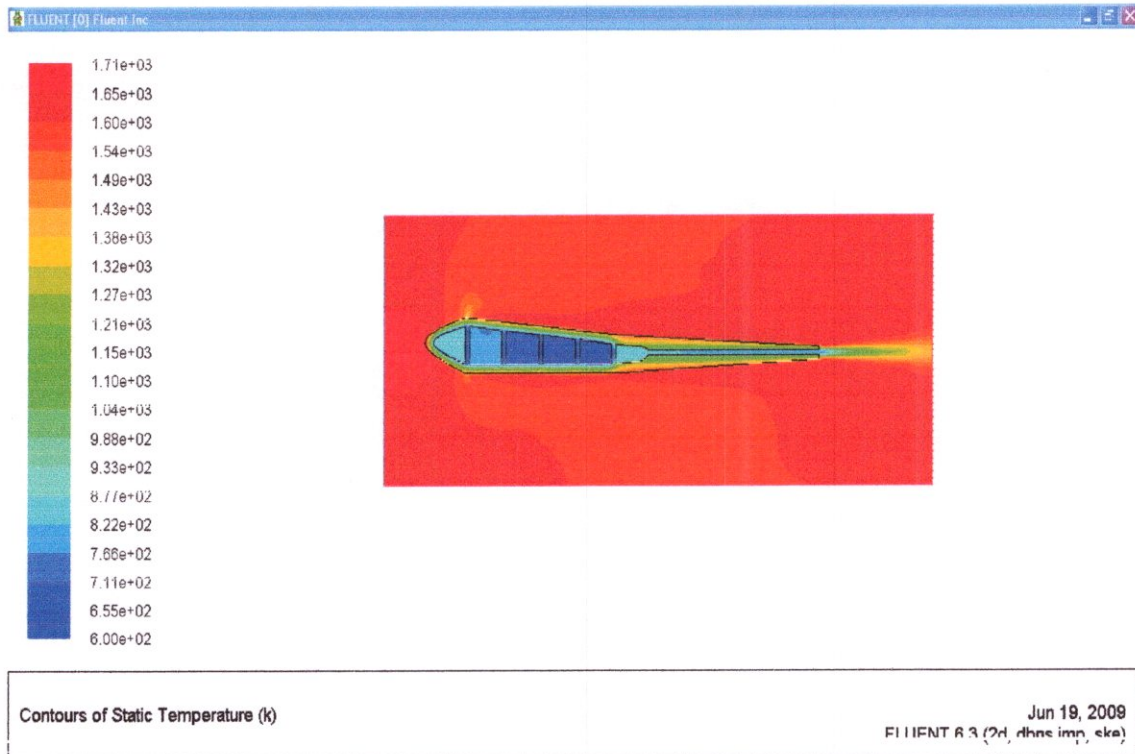


Fig. V.22: Température statique de deuxième aube avec deuxième type bord de fuite

On remarque que :

- Une petite poche supersonique locale sur l'extrados et l'intrados s'accompagne par une détente.
- Des points d'arrêts au bord d'attaque et au bord de fuite présentant des surpression locales ;
- Ce type de bord d'attaque permet le refroidissement relativement plus efficace sur les deux cotés extrados et intrados.

CONCLUSION

Le transfert de chaleur couplé est très compliqué du point de vue calcul dont le schéma numérique au niveau du solveur nécessite un nombre d'itérations relativement élevé, néanmoins nous avons obtenu des bons résultats et satisfaisants.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail nous avons étudié le transfert de chaleur couplé (interne et externe) entre le solide et le fluide dans les aubes des turbines refroidies.

Nous avons étudié plusieurs géométries en 2D dont la qualité des résultats obtenus (champ de pression, nombre de Mach et notamment la distribution de température sur le solide) sont relativement bons, la convergence de calcul dans le domaine de transfert de chaleur conjugué nécessite un nombre d'itérations relativement élevé, car nous disposons de deux milieux différents (fluide et solide); d'une part, et d'un écart de température entre fluide froid et fluide chaud beaucoup élevé, d'autre part.

Cependant nous avons trouvé des difficultés au niveau du fluent lorsqu'on lui exporte des fichiers de maillage (mesh) contenant des entrées définissant les trous de refroidissement. En effet, la condition au limite correspondant à l'entrée (inlet) du trou de refroidissement est ignorée malgré que cette dernière soit consentie par le Gambit. Ce fait est dû à l'instruction soustraction des faces (*Subtract Faces*) qui est une démarche nécessaire pour séparer le milieu solide de celui du fluide.

Grâce à cette étude, on a pu maîtriser le phénomène de transfert de chaleur conjugué et surtout l'utilisation des logiciels (Gambit et fluent), ce qui est un acquis supplémentaire pour notre formation.

Nous souhaitons l'approfondissement beaucoup plus dans le domaine de l'aérothermomécanique par l'utilisation de d'autres logiciels dans le cadre de la recherche aéronautique.

Nous espérons que ce travail soit bénéfique pour les étudiants aéronautiques et ainsi que pour toutes personnes intéressées par le domaine de transfert de chaleur dans les turbines.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] M. Leon, Réacteur GE CF6-80 description Edition N°2 07.1989.
- [2] AEROSPACE GROUP ROYCE ROLLS , The Jet Engine Edition 1996.
- [3] Training and Flight Operations Support and services AIRBUS A330.
- [4] CF6-80 E1 ENGINE MANUAL GE Aircraft Engines.
- [5] LEHMANN et LEPOURRY, Technologie Des Turboréacteurs Edition 1989.
- [6] LUCA INNOCENTI et BRUNO FACCHINI, Techniques d'ingénieurs
Refroidissement Des Turbines à gaz-Techniques et Efficacité réf : bm4566
- [7] THERY Alexandre, Modélisation thermomécanique du secteur d'aubes directrices du
1^{er} étage de la Turbine à haute pression d'un turboréacteur à double flux, PFE
Ecoles de Saint-Cyr Coëtquidan, année 2008.
- [8] AZZI ABBES, Investigation numérique du refroidissement par film appliqué aux
aubes des turbine a gaz, Thèse de doctorat, Université des sciences et de la technologie
MOHAMMED BOUDIAF D'ORAN, Département de Génie-Maritime, année 2001.
- [9] EMMANUEL RADENAC, Développement et validation d'une méthode numérique
pour le couplage fluide / structure en instationnaire, thèse doctorat, L'ÉCOLE
NATIONALE SUPÉRIEURE DE L'AÉRONAUTIQUE ET DE L'ESPACE, 2006.
- [10] TAIBI HAFSA, Simulation Numerique de Quelques Ecoulements Compressible Internes
Et Externe d'un moteur, PFE, Département D'aéronautique De Blida, 2008.

Sites Internet et Pages web

<http://209.85.129.132/search?q=cache:Mc7iHbMtgooJ:membres.lycos.fr/aeroali/refroidissement.htm+refroidissement+CF6-80+C2&cd=2&hl=fr&ct=clnk&gl=dz>

<http://209.85.129.132/search?q=cache:yRhyVmgkvAJ:membres.lycos.fr/aeroali/refroidissement1.htm+system+de+refroidissement+CF680C2&cd=4&hl=fr&ct=clnk&gl=dz>