

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOULOUD MAMMARI DE TIZI-OUZOU
FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION
DEPARTEMENT DE GENIE-MECANIQUE



Mémoire



De Fin D'études
En vue de l'obtention du Diplôme
De Master Académique en Génie Mécanique
Option : ENERGETIQUE

THEME

**Simulation Numérique du Refroidissement par Film des
Aubes d'une Turbine HP d'un Turboréacteur**

Proposé et dirigé par
Mr I.BOUMRAR

étudié par :
OMARI Boukhalfa
KEHANE Rachida

PROMOTION
2014/2015

REMERCIEMENTS

*Nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont
contribuées et données de leurs temps pour
l'aboutissement de ce travail.*

*Nous tenons aussi à remercier notre promoteur
Monsieur BOUMRAR enseignant à l'université Mouloud
Mammeri de Tizi-Ouzou, de nous avoir encadrés tout le
long de ce travail, ainsi que pour la documentation qu'il
a mise à notre disposition.*

*Que tous ceux qui ont contribué pour mener à bien ce
travail trouvent ici l'expression de notre profonde
gratitude.*

R. Kehane

B. Omari

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

➤ *A mes parents que Dieu les garde pour*

moi

➤ *A mes sœurs et frères A toute ma famille*

➤ *A tous mes amis*

A tous ceux qui me sont chers

Rachida

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

➤ *A mes parents que Dieu les garde pour*

moi

➤ *A mes sœurs et frères à toute ma famille*

➤ *A tous mes amis*

A tous ceux qui me sont chers.

Boukhalfa

Nomenclature

<i>Symbole</i>	<i>Désignation</i>	<i>Unité</i>
P	Pression statique	$Kg./s^2.m$
V	Volume	m^3
T	Température statique	K
T_e	Température du milieu extérieur	K
α_v	Coefficient de dilatation volumique	
α_p	Coefficient relatif de pression	-
E	Énergie totale	J
E_m	Énergie mécanique	J
E_c	Énergie cinétique	J
E_p	Énergie potentielle	J
g	Accélération gravitationnelle	m/s^2
z	Hauteur piézométrique	m
W	Travail	J
W_{poly}	Travail poly-tropique	J
W_{reel}	Travail réel	J
W_s	Travail spécifique de la turbine	J
Q	Chaleur	J
ΔE	Variation d'énergie totale	J
ΔU	Variation d'énergie interne	J
ΔE_m	Variation d'énergie mécanique	J
H	enthalpie massique	J/Kg
P_m	Puissance mécanique	$N.m/s$
P_Q	Puissance thermique	$N.m/s$
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
\dot{m}_{air}	Débit d'air	Kg/s
\dot{m}_c	Débit du combustible	Kg/s
\dot{m}_G	Débit des gaz d'échappements	Kg/s
S	Entropie massique	$J/Kg.K$
λ	Coefficient thermo élastique de correction	-
h	Coefficient thermo élastique de correction	-
ℓ	Coefficient thermo élastique de correction	-
C_p	Chaleur massique de l'air a pression constant	$J/Kg.K$
C_v	Chaleur massique de l'air a volume constant	$J/Kg.K$
n	Nombres de moles	<i>moles</i>
R	Constante universelle des gaz parfait	$J/mole.K$
r	Constante des gaz parfait (spécifique pour chaque gaz)	$J/Kg.K$
m	Masse	Kg
\mathcal{M}	Le nombre d'Avogadro	$Kg/mole$
γ	Coefficient isentropique de l'air	-
μ	viscosité dynamique	$Kg/m.s$
S_0	Section de passage	m^2

e	Épaisseur	m
F	Force	$Kg.m/s^2$
τ_0	La contrainte de cisaillement	$Kg./s^2.m$
V	vitesse	m/s
ν	viscosité cinématique	m^2/s
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
C	Quantité de mouvement	$Kg.m/s$
c	vitesse du son	m/s
M	Nombre de mach	
P_t	Pression totale	$Kg./s^2.m$
T_t	Température totale	K
X	Composante de F parallèle à \vec{V}_m	%
Z	Composante de \vec{F} perpendiculaire à \vec{V}_m	%
ζ	Composante du tourbillon	%
δ_u	Paramètre de déviation angulaire d'une grille d'aube	%
ε	Diffusion turbulente	%
C_x	Coefficient de traînée	%
l	Longueur, corde d'une aile d'avion	%
\vec{V}	vitesse absolue	m/s
\vec{W}	vitesse relative	m/s
\vec{U}	La vitesse périphérique du rotor	m/s
α	L'angle de vitesses absolues mesurées par rapport à la direction axiale	degré
β	L'angle de vitesses relatives mesurées par rapport à la direction axiale	degré
V_U	Composante tangentielle de la vitesse absolue du fluide	m/s
V_m	Composante axiale de la vitesse absolue du fluide	m/s
W_U	Composante tangentielle de la vitesse relative du fluide	m/s
W_m	Composante axiale de la vitesse relative du fluide	m/s
C_z	Coefficient de portance	-
K	Energie cinétique de turbulence	-
C_p	Coefficient de pression, chaleur massique à pression constante	-
C_v	Chaleur massique à volume constant	-

λ	Excès d'air	-
PCI	Pouvoir calorifique inferieur	J/Kg
Ψ	Fonction de courant, paramètre de zweifel	-
N	vitesse de rotation	rad/s

Sommaire

Chapitre I : Rappels de Thermodynamique et de Mécanique des Fluides.

1. Introduction
2. Systèmes thermodynamiques
3. Premier principe de la thermodynamique :
 - 3-1. Énergie totale contenue dans un système :
 - 3-2. Énergie mécanique :
 - 3-3. Énergie cinétique E_c :
 - 3-4. Énergie potentielle E_p :
 - 3-5. Énergie interne :
4. Conservation de l'énergie :
5. Transfert d'énergie avec le milieu extérieur :
 - 5-1. Transfert d'énergie sous forme de travail :
 - 5-2. Transfert d'énergie sous forme de chaleur :
6. Transformations d'un système
7. Application du premier principe aux systèmes ouverts stationnaires:
8. Deuxième principe de la thermodynamique :
 - 8-1. Fonction entropie, bilans entropiques :
9. Entropie, température et transfert thermique :
10. Définition d'un fluide :
 - 10-1. Viscosité dynamique :
 - 10-2. La viscosité cinématique :
11. Équation de continuité :
12. Équation de conservation de la quantité de mouvement :
13. Équation de conservation d'énergie (théorème de Bernoulli):
14. Écoulements compressibles :
 - 14-1. Vitesse du son :
 - 14-2. Nombre de mach :
15. Équation de conservation d'énergie pour un fluide compressible :
 - 15-1. Mise en forme du 1^{er} principe de la thermodynamique :
16. Équation de barre de saint- venant :
17. Théorème d'Hugoniot :
 - 17-1. relation entre dS et dV :
 - 17-2. Relation entre dV et dP :
 - 17-3. Interprétation des deux relations
 - 17-3-1. Pour la Deuxième relation
 - 17-3-2. Pour la première :
18. État générateur :
19. Notion d'état critique, conditions soniques :
20. Vitesse limite :
21. Débit critique :

Chapitre II

Dispositions et moyens de refroidissement des aubes des la turbines à gaz

- 2-1. Introduction
- 2-2. Aérodynamique de l'aube
 - 2-2-1. Théorie des grilles d'aube
 - 2-2-1-1. Généralités
 - 2-2-1-2. Calcul d'une grille d'aube.
- 2-3. Paramètres influençant la conception de l'aube.
 - 2-3-1. Choix du fluide réfrigérant.
 - 2-3-1-1. Refroidissement par liquide
 - 2-3-1-1. Refroidissement par air
 - 2-3-2. Techniques de refroidissement.
 - 2-3-2-1. Refroidissement par convection interne forcé
 - 2-3-2-2. Refroidissement par impact de jet
 - 2-3-2-2-1. Impact de jet
 - 2-3-2-2-2. Technologie de refroidissement par impact de jet
 - 2-3-2-3. Refroidissement par transpiration.
 - 2-3-2-4. Refroidissement par film cooling
 - 2-3-3. Prélèvement de l'air de refroidissement
 - 2-3-4. Injection près de la ligne de stagnation au bord d'attaque
 - 2-3-5. Refroidissement couplé interne externe
 - 2-3-5-1. Etude thermique de refroidissement interne externe.
- 2-4. paramètres qui influent le processus de refroidissement
 - 2-4-1. paramètres géométrique ayant une influence sur l'efficacité
 - 2-4-1-1. La taille et la forme des trous
 - 2-4-1-1-1. Trou elliptique à inclinaison latéral.
 - 2-4-1-1-2. Trou évasé
 - 2-4-1-1-3. Le nombre de trous et de rangées
 - 2-4-2. Paramètres aérodynamique.

Sommaire

3-1. Introduction

3-2. Présentation du code de calcul Fluent

3-2-1. Processeur Gambit :

3-2-2. Le solveur Fluent :

3-3. problématique et objectif :

3-4. Procédé de création d'une géométrie sur Gambit :

3-5. Maillage de la géométrie :

3-5-1 Conditions aux limites :

3-6 Exportation du maillage produit par Gambit vers fluent :

3-7 Simulation sous Fluent

3-7-1 Choix de la formulation du solveur

3-7-2 Choix du schéma de discrétisation

3-7-3 Choix du fluide

3-7-4 Déclarations des valeurs pour les conditions aux limites

3-7-5 Initialisation

3-7-6 Lancement des itérations

3-8 Visualisation des résultats

Sommaire 4

4-1.Introduction

4-2.Interprétation des résultats

Liste des figures

Chapitre 1

Figure 1.1 : Déformation résultant de l'application d'une force tangentielle sur un fluide.....	6
Figure 1. 2 : Elément de volume fluide en écoulement.....	7
Figure 1. 3 : Forces appliquées sur un élément de volume fluide.....	9
Figure 1. 4 : Ecoulement d'un fluide suivant une ligne de courant.....	10
Figure 1.5 : Propagation des ondes.....	11
Figure 1-6 : Différents régimes d'écoulement en fonction du nombre de Mach.....	12

Chapitre 2

Figure 2-1 : Ecoulement à travers les grilles d'aubes planes.....	20
Figure 2-2 : Refroidissement par convection.....	24
Figure 2-3 : impact d'un jet.....	25
Figure 2-4 : jet impactant unique.....	25
Figure 2-5 : Trois types d'orifices impact.....	26
Figure 2-6 : Refroidissement interne par impact de jets.....	26
Figure 2-7 : Refroidissement par transpiration.....	27
Figure 2-8 : Refroidissement par film.....	28
Figure 2-9 : Refroidissement par convection et par film sur le bord d'attaque.....	29
Figure 2-10 : Refroidissement par convection et par film sur le bord d'attaque.....	29
Figure 2-11 : Description de la procédure du transfert thermique.....	30

Chapitre 3

Figure 3.1 : processus de construction d'un maillage sur Gambit.....	38
Figure 3.2 : maillage de l'étage de la turbine HP.....	39
Figure.3.3 :Représentation du position du segment.....	42

Figure 3.4 : Représentation de l'évolution des résidus.....	43
Figure 3.5 : contour de la température statique.....	43
Figure.3.6 : Évolution de la température statique sur une aube du stator.....	44
Figure 3.7 : contour de vitesse position.....	44
Figure.3.8 : Représentation de l'évolution des résidus.....	45
Figure.3.9 : contour de la température statique.....	46
Figure.3.10 :Evolution de la température statique d'une aube de stator.....	46
Figure.3.11 : contour de la vitesse.....	47
Figure.3.12 : contour de la pression stator.....	47
Figure.3.13 : Représentation de l'évolution des résidus.....	48
Figure.3.14 : contour de température statique.....	49
Figure.3.15 : contour de vitesse.....	50
Figure.3.16 : contour de la pression statique.....	51
Figure.3.17 : Représentation de l'évolution des résidus.....	52
Figure.3.18 : contour de la température statique.....	52
Figure .3.19 .Représentation de l'évolution de température d'une aube de rotor.....	53
Figure.3.20 : contour de vitesse.....	54
Figure.3.21 : contour de pression statique.....	55
Figure.3.22 :Représentation de l'évolution des résidus.....	56
Figure.3.23 : contour de température statique.....	56
Figure.3.24 : contour de vitesse.....	57
Figure.3.25 : contour de pression statique.....	58
Figure.3.26 .Représentation de l'évolution des résidus.....	59
Figure.3.27 : contour de température statique.....	59
Figure.3.28 : Représentation de l'évolution de température d'une aube de rotor.....	60
Figures.3.29 : contour de vitesse.....	60
Figure.3.30 : contour de pression statique.....	61

Figure.3.31 : Représentation de l'évolution des résidus.....	62
Figure.3.32 :contour de température statique.....	62
Figure.3.33 : contour de vitesse.....	63
Figure.3.34 : contour de la pression statique.....	63
Figure.3.35 : Représentation de l'évolution des résidus.....	64
Figure.3.36 : contour de température statique.....	65
Figure.3.37 : Représentation de l'évolution de température d'une aube d'un rotor.....	65
Figure.3.38 : contour de température statique.....	66
Figure.3.39 : contour de la pression statique.....	66
Figure.3.40 : Représentation de l'évolution des résidus.....	67
Figure.3.41 : contour de température statique.....	68
Figure.3.42 : contour de la vitesse.....	69
Figure.3.43 :contour de la pression statique.....	69

Introduction Générale

De nos jours, deux éléments importants intéressent particulièrement les motoristes aéronautiques : chercher à améliorer les performances des turboréacteurs et réduire la consommation du carburant pour limiter au maximum les émissions de polluants. L'accroissement des performances d'un turboréacteur passe par l'augmentation du taux de compression et par l'augmentation de la température d'entrée de Turbine. Cela entraîne la hausse des températures des gaz en sortie de la chambre de combustion.

Dans les moteurs aéronautiques, les aubes de turbines des étages les plus chauds sont des pièces qui fonctionnent à très haute température. Elles conditionnent le rendement du réacteur, et elles sont donc l'objet d'une attention toute particulière.

D'importants progrès ont été réalisés au cours des dernières années grâce à l'apparition de nouvelles technologies. Le refroidissement par des canaux internes a été l'une des principales évolutions apportées par les concepteurs.

Toutefois, malgré les progrès de recherche sur de nouveaux matériaux, des traitements thermiques ou des isolants thermiques, la température maximale que les meilleurs matériaux des aubes peuvent supporter est de l'ordre de 1200°C alors que celle des gaz de combustion peut atteindre aujourd'hui jusqu'à près de 1900°C. D'autre part, le procédé de fabrication de tels matériaux reste toujours couteux empêchant de les utiliser. Il est donc impératif de refroidir l'ensemble de la turbine pour baisser les températures en dessous de ce seuil critique. L'élaboration de systèmes de refroidissement des aubes de turbine constitue un des plus grands défis dans le développement de moteurs performants.

Les systèmes actuels de refroidissement combinent dans la plupart des cas un refroidissement interne effectué par un fluide circulant dans un ensemble de canaux à géométrie complexe creusés dans la structure avec un refroidissement externe par formation d'un film protecteur autour de l'aube.

Le fonctionnement à haute température à l'entrée turbine permet de réduire pour une poussée donnée les dimensions et le poids du moteur. Les températures de fonctionnement, à l'intérieur des chambres de combustion, rendent nécessaire le refroidissement des parois. Pour parer à une telle éventuelle destruction de la turbine, les constructeurs ont eu recours à des aubes creuses refroidies par circulation d'air.

Le présent travail de nature numérique, propose de résoudre un problème de refroidissement. Une analyse préliminaire a mis en évidence la présence de deux mécanismes de refroidissement, le refroidissement à l'intérieur des trous qui est généré lorsque le fluide froid passe à travers les trous et le refroidissement par film qui a lieu sur la surface externe après que le fluide froid est éjecté des trous.

Afin de traiter ce mécanisme couplé, notre mémoire est organisée de la manière suivante :

- Le premier chapitre est consacré aux rappels thermodynamique et à la mécanique des fluides compressible
- Le deuxième chapitre situe les principaux mécanismes de refroidissement qui peuvent exister dans une configuration de refroidissement des aubes des turbines à gaz.
- Le chapitre troisième sert à présenter le plus clairement possible le modèle mathématique utilisé dans ce travail ayant servi à la prédiction du refroidissement interne et externe des aubes
- Le quatrième chapitre est consacré à l'interprétation des résultats obtenus.

Chapitre I

Rappels

Thermodynamiques et de Mécanique des Fluides

Chapitre I

Rappels de Thermodynamique et de Mécanique des Fluides

1. Introduction

La thermodynamique est la science qui étudie les lois qui précèdent aux échanges d'énergie notamment celles qui concernent les transformations de l'énergie calorifique ou thermique en une autre forme d'énergie (mécanique, cinétique, chimique,...etc) ; elle est basée sur deux principes fondamentaux : le premier principe et le second principe.

La mécanique des fluides est l'étude du comportement des fluides (liquides et gaz) et des forces internes associées. Elle se divise en deux parties :

- La statique des fluides (étude des fluides au repos).
- La dynamique des fluides (étude des fluides en mouvement).

2. Systèmes thermodynamiques

Un système thermodynamique est dit :

- **Isolé** : s'il n'échange avec le milieu extérieur ni d'énergie ni de matière.
- **Fermé** : s'il ne peut échanger avec le milieu extérieur que de l'énergie.
- **Ouvert** : s'il échange de la matière avec le milieu extérieur.
- **Homogène** : si toutes les variables thermodynamiques varient de manière continue.
- **Hétérogène** : certains paramètres varient de manière discontinus (Exemple : eau + huile).
- **Isotrope** : aucune propriété physique ne dépend de la direction.
- **Simple** : ne possède pas de propriétés magnétiques et diélectriques.

3. Premier principe de la thermodynamique :

3.1. Énergie totale contenue dans un système :

Tout système possède une certaine quantité d'énergie qui peut se présenter sous différentes formes. Ainsi, l'énergie totale stockée dans un système est la somme de deux types d'énergie (énergie mécanique E_m et énergie interne U) : [8]

$$E = E_m + U \quad (\text{I.1})$$

$$E = E_m + E_p + U \quad (\text{I.2})$$

Chaque type d'énergie est lié à une grandeur caractéristique particulière; la quantité d'énergie associée peut être calculée par une formule spécifique.

3.2. Énergie mécanique :

L'énergie mécanique E_m d'un système est associée à son **état macroscopique**. C'est également la somme de deux types d'énergie, dites *cinétique* E_c et *potentielle* E_p : [8]

$$E_m = E_c + E_p \quad (\text{I.3})$$

3.3. Énergie cinétique E_c :

C'est une énergie relative à la **vitesse** du système (déplacement d'ensemble) elle est donnée par la relation suivante : [8]

$$E_c = \frac{1}{2} mV^2 \quad (\text{I.4})$$

3.4. Énergie potentielle E_p :

Relative à la **position** du système (*dans un champ de pesanteur*) elle est donnée par la relation suivante : [8]

$$E_p = m g z \quad (\text{I.5})$$

3.5. Énergie interne :

L'énergie interne U d'un système est une grandeur macroscopique associée à l'**organisation microscopique interne** des molécules qui le compose. L'énergie interne d'un système est également la somme de deux énergies, dites *énergie cinétique interne* (énergie relative au mouvement désordonné des molécules) et *énergie potentielle d'interaction* (énergie relative à la nature des liaisons intermoléculaires du corps) : [8]

$$U = U \text{ cinétique} + U \text{ potentielle} \quad (\text{I.6})$$

L'énergie interne d'un corps dépend ainsi à la fois de sa **température** (agitation thermique) mais également de son **volume** (ou de sa forme) :

$$U = U(T, V) \quad (I.7)$$

4. Conservation de l'énergie :

La conservation de l'énergie est un **principe mathématique** qui gouverne **tous les phénomènes naturels connus à ce jour**. Il n'a encore jamais été démenti par l'expérience, quelles que soient les transformations subies : **L'énergie d'un système isolé reste constante**.

5. Transfert d'énergie avec le milieu extérieur :

L'énergie d'un système ne peut varier que s'il échange (transfert) de l'énergie avec le **milieu extérieur**. Ces échanges d'énergie ne peuvent s'effectuer que selon deux modalités : **Travail et Chaleur**.

5.1. Transfert d'énergie sous forme de travail :

Avec une pression extérieure fixe P_{ext} , le piston étant déplacé de dx , alors les forces de pression ont fourni au piston un travail

$$\delta W = -P_{ext}dV \quad (I.8)$$

δW : représente le travail reçu par le système.

$dV = V_{final} - V_{initial}$: Représente la variation de volume.

Pour une transformation finie d'un état A vers un état B cela donne :

$$W = - \int_A^B P_{ext}dV \quad (I.9)$$

5.2. Transfert d'énergie sous forme de chaleur :

La chaleur est un transfert d'énergie ayant pour conséquence de modifier l'agitation microscopique (transfert désordonnée) des molécules du système autrement dit son énergie interne.

L'apport de chaleur à un système a pour résultat soit d'en faire varier la température soit d'en changer l'état physique (changement d'état).

Les mécanismes microscopiques réalisant ces échanges de chaleur sont classés en trois catégories :

Conduction, Convection et Rayonnement. [8]

6. Transformations d'un système

- **Transformation cyclique** : un cycle est une boucle fermée, l'état initial est identique à l'état final c'est à dire que les mêmes variables d'état caractérisant les deux états.
- **Transformations isochore** : une transformation (évolution) est dite isochore si elle se fait à volume constant.
- **Transformation isobare** : une transformation est dite isobare si elle se fait à pression constante.
- **Transformation isotherme** : une transformation est dite isotherme si elle se fait à température constante.
- **Transformation adiabatique** : une transformation est dite adiabatique si elle se fait sans échange de chaleur.
- **Transformation réversible** : une transformation est dite réversible si les forces de frottement sont négligeables.
- **Transformation irréversible** : une transformation est dite irréversible si elle s'effectue avec dissipation d'énergie (frottement).
- **Transformation isentropique** : une transformation est dite isentropique si elle est adiabatique et réversible.
- **Transformation polytropic** : transformation intermédiaire entre transformation isotherme et transformation adiabatique (réversible et non adiabatique).

7. Application du premier principe aux systèmes ouverts stationnaires:

On appelle système ouvert stationnaire un système avec écoulement, c'est-à-dire avec transfert de matière, dont les débits de masse en entrée et en sortie sont égaux. Cette matière transférée peut avoir une énergie potentielle ou cinétique modifiée au cours de la transformation. Une transformation sera accompagnée de :[8]

⇒ Variation de l'énergie interne dU

⇒ Variation de l'énergie potentielle δE_p

⇒ Variation de l'énergie potentielle δE_p

Expression du premier principe pour les systèmes ouverts :

$$\delta W_m + \delta Q = dU + \delta E_p + \delta E_c \quad (\text{I.10})$$

En utilisant l'enthalpie massique h on va aboutir à l'équation suivante :

$$W_m + Q = m(h_2 - h_1) + mg(z_2 - z_1) + \frac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2) \quad (\text{I.11})$$

Soit en divisant cette expression par le temps alors :

$$P_m - P_Q = \dot{m} [(h_2 - h_1) + g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2)] \quad (\text{I.12})$$

P_m : Puissance mécanique

P_Q : Puissance thermique

\dot{m} : Débit massique

8. Deuxième principe de la thermodynamique :

8.1. Fonction entropie, bilans entropiques :

Le 2^{ème} principe postule l'existence d'une variable extensive d'un système thermodynamique appelée entropie S dont les variations sont exprimées par le bilan entropique :

$$\Delta S = S_{\text{transfert thermique}} + S_{\text{creation}} \quad (\text{I.13})$$

Le premier terme est associé à l'existence d'un transfert thermique Q au cours de la transformation : il est donc nul en son absence (transformation **adiabatique**). Son signe est celui de Q , il peut donc être positif ou négatif.[8]

Le deuxième terme est associé à l'existence d'irréversibilité au cours de la transformation. Il est strictement positif.

Le deuxième principe est essentiellement un principe d'évolution : un système isolé subissant des transformations internes peut être le siège d'irréversibilités.

On a donc pour un système isolé : [8]

$$\Delta S \geq 0 \quad (\text{I.14})$$

Pour une transformation cyclique :

$$\Delta S = 0 \quad (\text{I.15})$$

9. Entropie, température et transfert thermique :

La notion de température a été historiquement liée à celle de transfert thermique. Pour un solide ou un liquide, en première approximation incompressible, toute variation de température est associée à un échange de chaleur.[8]

Ainsi, à la compression ou à la détente d'un gaz pourront être associés des échanges thermiques sans variation de température, des variations de température sans échange thermique, ou les deux à la fois selon les cas...

En outre, entropie (extensive) et température (intensive) peuvent former un couple de variables conjuguées. Le terme de transfert du bilan entropique s'écrit en effet : [8]

$$S = \int \frac{\delta Q}{T_e} \quad (\text{I.16})$$

Où δQ représente le transfert thermique élémentaire et T_e la température extérieure. On peut alors envisager deux cas particuliers intéressants :

⇒ Dans le cas d'une transformation monotrème, où la température T_e reste constante, on a :

$$S = \frac{Q}{T_e} \quad (\text{I.17})$$

⇒ Dans le cas d'une transformation **réversible**, où la température T du système est définie à chaque instant, on a : [8]

$$\Delta S_{\text{réversible}} = \int \frac{\delta Q}{T} \quad (\text{I.18})$$

10. Définition d'un fluide :

Un fluide est une substance qui se déforme d'une manière continue sous l'action d'une contrainte de cisaillement aussi petite qu'elle soit. Le mot fluide englobe le liquide et le gaz. [11]

10.1. Viscosité dynamique :

La viscosité est cette propriété du fluide qui lui permet de résister aux contraintes de cisaillement. Considérons l'expérience qui consiste à placer une substance entre deux plaques séparées par une petite distance e . La plaque inférieure est fixée et la plaque supérieure est soumise à une force \mathbf{F} parallèle à la plaque engendrant une contrainte tangentielle en chaque point de la substance entre ces deux plaques. [11]

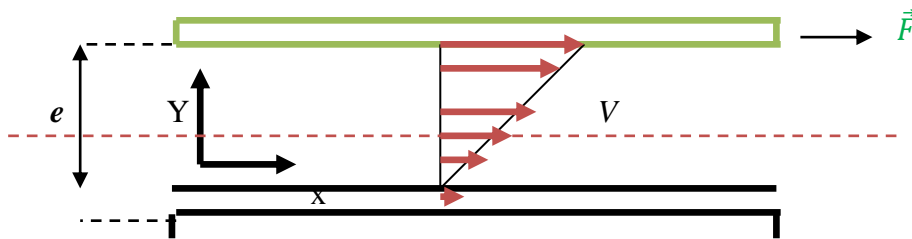


Figure I.1 : Déformation résultant de l'application d'une force tangentielle sur un fluide.

Alors, il découle de cette expérience les résultats suivants :

Sous l'action de la force de cisaillement \mathbf{F} , il s'établit dans le fluide un état de mouvement tel que les couches qui se trouvent en contact direct avec les plaques ont la même vitesse qu'elles (adhérence aux plaques), tandis que les couches intermédiaires glissent les unes sur les autres avec la vitesse V proportionnelle à leur distance y de la plaque fixe.

La force de cisaillement est donnée par :

$$F = \mu \frac{S_0 V}{e} \quad (\text{I.19})$$

μ : représente la viscosité dynamique du fluide.

La contrainte de cisaillement est donnée par :

$$\tau_0 = \frac{F}{S_0} = \mu \frac{V}{e}$$

Le rapport $\frac{V}{e}$ est appelé le taux de déformation angulaire du fluide.

L'équation (I.19) peut être écrite sous une forme plus générale :

$$\tau_0 = \mu \frac{dV}{dy} \quad (\text{I.20})$$

L'équation (I.20) est appelée la loi de Newton de la viscosité.

Tirons de (I.20) μ , nous obtenons :

$$\mu = \frac{\tau_0}{\frac{dV}{dy}} \quad (\text{I.21})$$

10.2. La viscosité cinématique :

On définit aussi la viscosité cinématique qui est le rapport entre la viscosité dynamique sur la masse volumique du fluide elle est donnée par l'expression suivante :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{I.22})$$

11. Équation de continuité :

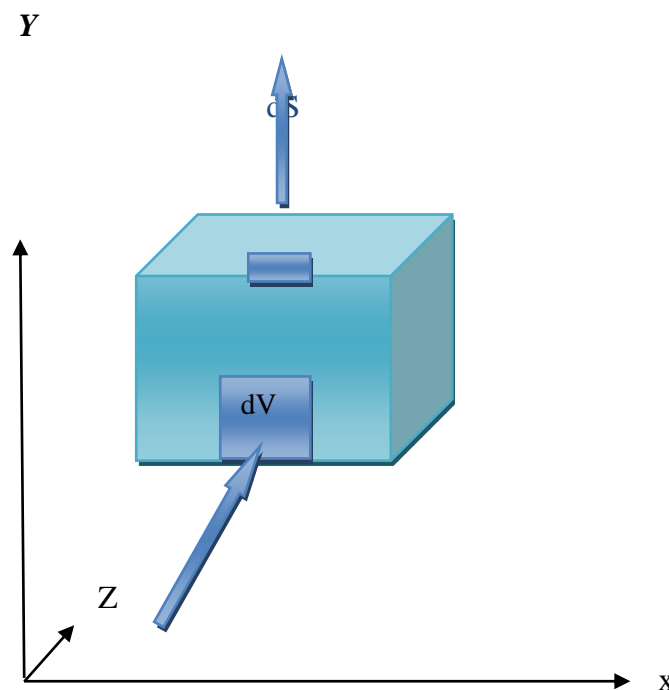


Figure I. 2 : Élément de volume fluide en écoulement.

Considérons un domaine (D) fixe de l'espace, de volume dV limité par une surface fermée dS regroupant un ensemble de particules fluides d'un écoulement de vitesse (u, v, w) dans le repère orthonormé (x, y, z) [11].

La masse de ce domaine est :

$$m = \iiint \rho dV \quad (\text{I.23})$$

Où ρ est la masse volumique du fluide

La variation instantanée de la masse :

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho dV$$

Le domaine (D) est indépendant du temps puisqu'il est fixe. Par conséquent, il est possible de passer l'opérateur de dérivée partielle sous signe intégrale, d'où :

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho dV = \iiint \frac{\partial \rho}{\partial t} dV$$

Le flux de masse reçu à travers la surface S_0 par unité de temps est :

$$\dot{m} = \iint -\rho \vec{V} \cdot \vec{n} dS_0$$

Où \vec{n} est la normale extérieure à S_0 :

Le bilan de masse s'écrit donc :

$$\iiint \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = - \iint \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dS_0$$

En utilisant le théorème de la divergence

$$\iint \vec{A} \cdot \vec{n} dS_0 = \iiint \text{div } \vec{A} dV$$

Où \vec{A} représente $(\rho \vec{V})$, on obtient

$$\iiint \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{V}) \right] dV = 0$$

Et ceci quelque soit le domaine (D).

Si on admet que la quantité sous le signe intégrale est continue, on en déduit la forme locale du bilan de masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{I.24})$$

Appelée encore équation de continuité.

En introduisant la dérivée particulaire de la masse volumique

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} \rho \quad (\text{I.25})$$

Et en utilisant la relation suivante comme exemple :

$$\operatorname{div}(a \vec{A}) = a \operatorname{div} \vec{A} + \vec{A} \cdot \vec{\nabla} a \quad (\text{I.26})$$

Où \vec{A} est un vecteur et a est un scalaire, l'équation de continuité s'écrit encore

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \operatorname{div} \vec{V} = 0 \quad (\text{I.27})$$

Cette équation traduit le principe de conservation de la masse, d'une manière générale

Si l'écoulement est permanent et conservatif on peut écrire alors :

$$m = \int \rho dv = \rho V S_0 = cte \quad (\text{I.28})$$

Les trois variables sont susceptibles de varier :

$$d(\rho V S_0) + \rho d(V S_0) + \rho V dS_0 = 0 \quad (\text{I.29})$$

En divisant par $\rho V S$:

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} + \frac{dS_0}{S_0} = 0 \quad (\text{I.30})$$

12. Équation de conservation de la quantité de mouvement :

Le théorème d'EULER permet de déterminer la résultante des forces extérieures qui s'exerce sur le fluide. Il s'applique sur une surface qui doit être placée à l'intérieur du fluide en régime permanent. [11]

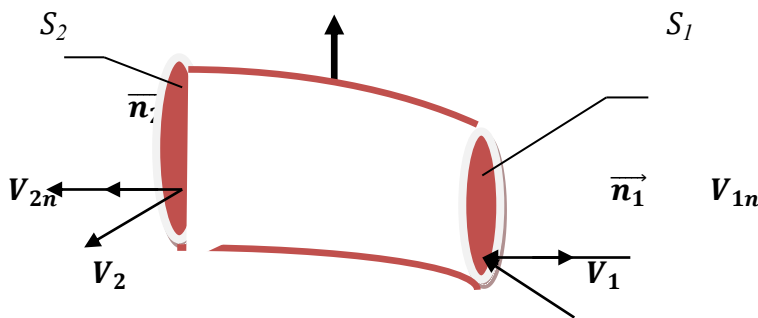


Figure I. 3 : Forces appliquées sur un élément de volume fluide.

Soit le filet fluide en mouvement permanent représenté par la figure ci-dessus. En vertu de la première loi de la mécanique (loi de NEWTON), on peut écrire :

$$\sum F_{ext} = \frac{d\mathcal{C}}{dx} \quad (\text{I.31})$$

\mathcal{C} : c'est la quantité de mouvement

$$\sum F_{ext} = \frac{d}{dt} \iiint \rho \vec{V} dV \quad (\text{I.32})$$

$$\sum F_{ext} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho \vec{V} dV + \iint \rho \vec{V} \vec{n} dS_0 \quad (\text{I.33})$$

Si l'écoulement est permanent alors :

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho \vec{V} dV = 0$$

De plus s'il est conservatif, il résulte :

$$\sum F_{ext} = \dot{m} \vec{V}_2 - \dot{m} \vec{V}_1 \quad (\text{I.34})$$

13. Équation de conservation d'énergie (théorème de Bernoulli):

Le théorème de Bernoulli est une application de la conservation de l'énergie au cas des Fluides en mouvement. Un certain travail est fourni au fluide lorsqu'il passe d'un point à Un autre et ce travail est égal à la variation d'énergie mécanique. Dans le cas d'un fluide Visqueux et Incompressible, on obtient la relation suivante: [4]

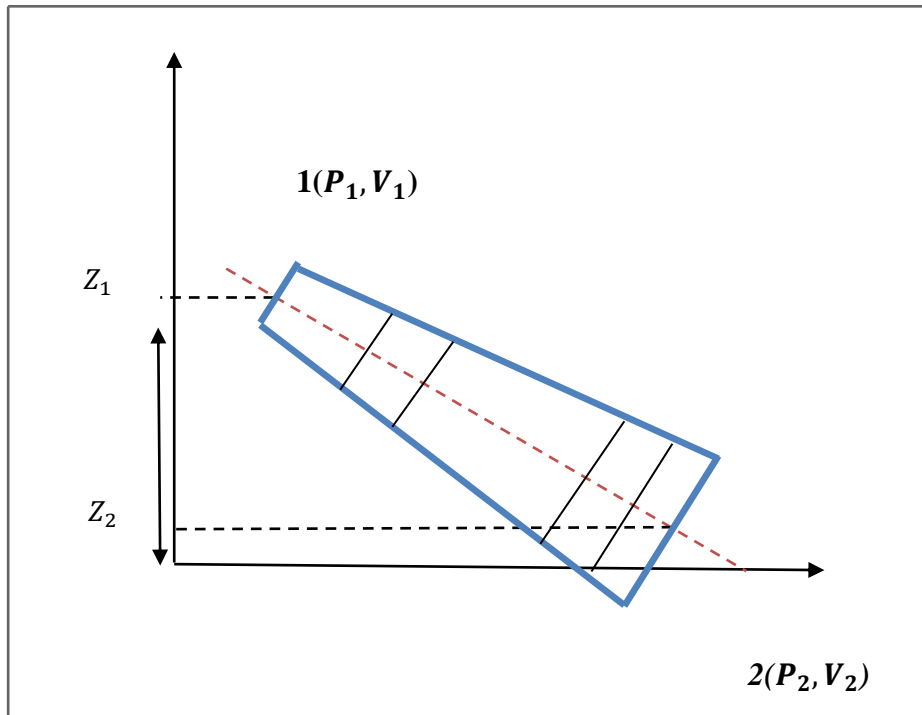


Figure I. 4 : Ecoulement d'un fluide suivant une ligne de courant.

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + \rho g Z_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + \rho g Z_2 + \Delta P_{1,2} \quad (\text{I.35})$$

Où P_1 et P_2 sont respectivement les pressions aux points (1) et (2), l'unité de pression est Le Pascal :

Le terme $\frac{1}{2} \rho V_1^2$ représente la densité d'énergie cinétique.

Le terme $\rho g Z_1$ représente la densité d'énergie potentielle.

Le terme $\Delta P_{1,2}$ représente la perte de charge entre le point 1 et le point 2

Cas particulier :

Pour un fluide parfait (non visqueux) $\Delta P_{1,2} = 0$ l'équation de Bernoulli devient alors :

$$P + \frac{1}{2}\rho V^2 + \rho g Z = cte \quad (\text{I, 36})$$

14. Écoulements compressibles :

14.1. Vitesse du son :

Une perturbation est générée depuis une source qui va se propager depuis ce point. Nous savons que cette propagation se fait à vitesse constante qui est la célérité du son. On désigne dans le milieu non perturbé, la pression par p et la masse volumique par (ρ) et dans le milieu perturbé en amont, $(p+dp)$ et $(\rho +d\rho)$. [1]

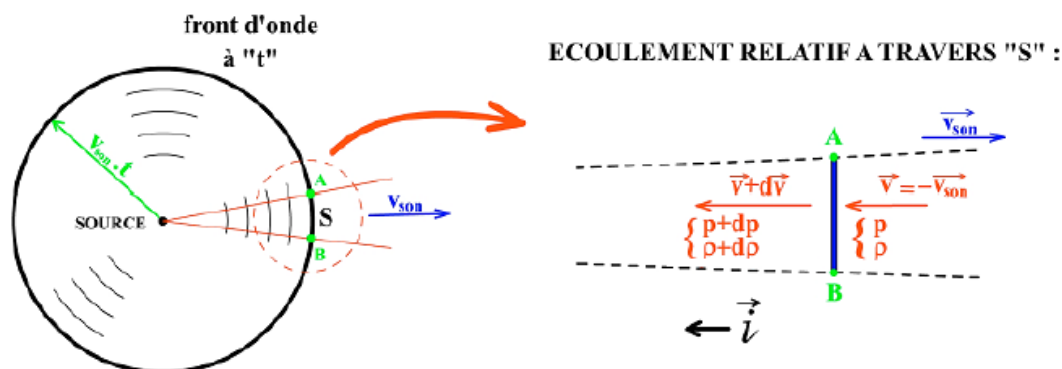


Figure I.5 : Propagation des ondes.

Raisonnons sur l'écoulement relatif du milieu non perturbé. On prend pour repère la Petite surface S, et on analyse l'écoulement du milieu non perturbé au travers de cette Surface. La conservation du débit sous sa forme différentielle s'exprime :

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} + \frac{dS}{S} = 0 \quad (\text{I.37})$$

Qui peut se simplifier ici, puisque la section S ne varie pas sous l'action de la perturbation

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV_{son}}{V_{son}} = 0 \quad (\text{I.38})$$

La variation de la quantité de mouvement s'écrit :

$$\dot{m} \Delta \vec{V} = \sum \vec{F}_{ext}$$

Qui s'exprime par la projection sur \vec{i} par :

$$\dot{m} [V - (V + dV)] \cdot \vec{i} = P S \cdot \vec{i} - (p + dP) S \vec{i}$$

$$\dot{m} (V_{son} - V_{son} + dV_{son}) \cdot \vec{i} = -dP S \cdot \vec{i}$$

$$\dot{m} dV_{son} \cdot \vec{i} + dP S \cdot \vec{i} = 0$$

En divisant par S on obtient :

$$\rho V_{son} dV_{son} \cdot \vec{i} + dP \cdot \vec{i} = 0$$

En module

$$\rho V_{son} dV_{son} + dP = 0$$

En se servant de l'équation **(I.38)** on aura :

$$-d\rho V_{son}^2 + dP = 0 \quad (\text{I.39})$$

La célérité devient alors :

$$C = V_{son} = \sqrt{\frac{dP}{d\rho}} \quad (\text{I.40})$$

Pour les gaz parfaits, l'évolution est très rapide, si bien que la propagation peut être considérée comme adiabatique. De plus, les frottements étant négligeables, on pourra Considérer la transformation comme isentropique.[9]

$$\frac{P}{\rho^{\gamma}} = cte \quad (\text{I.41})$$

On différenciant l'équation (I.41) on aboutit à :

$$\frac{dP}{d\rho} = \gamma \frac{P}{\rho}$$

Ainsi :

$$c = \sqrt{\gamma \frac{P}{\rho}} = \sqrt{\gamma r T} \quad (\text{I.42})$$

14.2. Nombre de mach :

On appelle nombre de Mach le rapport la vitesse de l'écoulement et la célérité du son il est donné par l'équation suivante :

$$M = \frac{V}{c} \quad (\text{I.43})$$

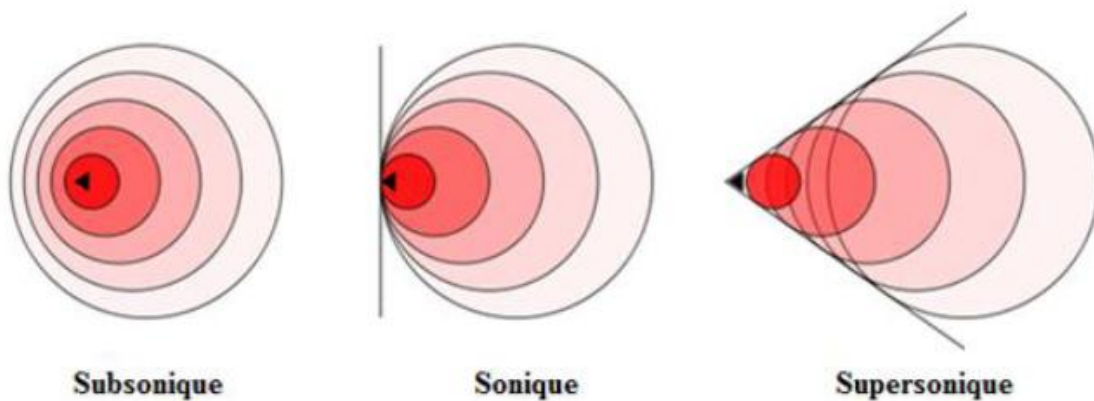


Figure I-6 : Différents régimes d'écoulement en fonction du nombre de Mach.

Le nombre de Mach varie d'un point à l'autre de l'écoulement, non seulement parce que la vitesse varie, mais aussi parce que l'état du fluide varie.[9]

15. Équation de conservation d'énergie pour un fluide compressible :

15.1. Mise en forme du 1^{er} principe de la thermodynamique :

Celui-ci s'exprime d'une manière générale sous la forme suivante :

$$\Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p = Q + \int \frac{dP}{\rho} \quad (\text{I.44})$$

Or en négligeant les forces de pesanteur, et la variation de l'énergie potentielle alors :

$$\Delta H + \Delta E_c = Q + \int \frac{dP}{\rho} \quad (\text{I.45})$$

Si on suppose que l'écoulement est adiabatique ($Q = 0$), et sans échange de travail $\int \frac{dP}{\rho} = 0$

L'équation va prendre la forme suivante :

$$\Delta h + \Delta E_c = 0$$

Ou encore :

$$(h_2 - h_1) + \left(\frac{1}{2}V_2^2 - \frac{1}{2}V_1^2\right) = 0$$

Donc:

$$(h_2 - h_1) + \left(\frac{1}{2}V_2^2 - \frac{1}{2}V_1^2\right) = 0 \quad (\text{I.46})$$

Cette somme est appelée énergie totale du fluide ainsi dans un écoulement adiabatique cette énergie reste constante, elle est nommée aussi équation de **ZEUNER**.

16. Équation de barre de saint-venant :

L'équation de bilan énergétique d'un système ouvert est :

$$\Delta E_C + \Delta E_P + \Delta H = Q + W_U \quad (\text{I.47})$$

Si on suppose :

- Qu'il n'y a pas d'échange de travail utile, $W_U = 0$
- Que l'énergie potentielle est négligeable, $\Delta E_P = 0$
- Que l'écoulement est adiabatique et réversible, $Q = 0$

L'équation du bilan énergétique devient alors :

$$\Delta E_C + \Delta h = 0 \quad (\text{I.48})$$

Ou encore :

$$(h_2 - h_1) + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) = 0$$

$$\text{Donc: } h_t = h + \frac{1}{2} V^2 = \text{cte} \quad (\text{I.49})$$

Et de plus nous savons que :

$$\triangleright h = C_P \cdot T \quad (\text{pour un fluide parfait})$$

$$\triangleright C_P = \frac{\gamma r}{\gamma - 1} \quad (\text{loi de Mayer})$$

$$\triangleright P = \rho r T \quad (\text{loi des gaz parfait})$$

D'où la relation de *Saint-venant* :

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} V^2 = \text{cte} \quad (\text{I.50})$$

Entre deux points d'un écoulement :

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(\frac{P_2}{\rho_2} - \frac{P_1}{\rho_1} \right) + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) = 0$$

Ou encore :

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_1}{\rho_1} \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \frac{P_2}{P_1} - 1 \right) + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) = 0$$

Or pour un gaz parfait :

$$\frac{P_1}{\rho_1^\gamma} = \frac{P_2}{\rho_2^\gamma}$$

Donc

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \left[\frac{P_1}{P_2} \right]^{\frac{1}{\gamma}}$$

Donc l'équation de Saint-Venant

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_1}{\rho_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) = 0 \quad (\text{I.51})$$

17. Théorème d'Hugoniot :

17-1. relation entre dS et dV :

La première relation :

$$\frac{dS}{S} = \frac{dV}{V} (M^2 - 1) \quad (\text{I.52})$$

17.2. Relation entre dV et dP :

Deuxième relation

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{\gamma M^2} \frac{dP}{P} \quad (\text{I.53})$$

17.3. Interprétation des deux relations**17.3.1. Pour la Deuxième relation**

dP et dV sont toujours de signes contraires. Autrement dit, la pression et la vitesse varient dans tous les cas en sens contraires.[9]

17.3.2. Pour la première :

Si $\underline{M} < \underline{1}$ (vitesses subsoniques), la vitesse varie en sens inverse de la section

$$dV > 0 \text{ si } dS < 0$$

Si $\underline{M} > \underline{1}$ (vitesses supersoniques), la vitesse varie dans le même sens que la Section

$$dV > 0 \text{ si } dS > 0$$

Si $\underline{M} = \underline{1}$ ($V = V_{son}$) uniquement là où $dS = 0$ c'est-à-dire au col

18. État générateur :

C'est l'état d'un fluide en un point de l'écoulement où la vitesse V est Supposée nulle. On note par un indice 0 toutes les variables thermodynamiques Relatives à ce Point. En appliquant le théorème de Saint-Venant entre ce point et un autre point.

On a:

$$\frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} V^2 = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_0}{\rho_0}$$

La célérité du son est donnée sous forme :

$$C = \sqrt{\frac{\gamma P}{\rho}} = \sqrt{\gamma r T}$$

Donc le théorème de saint-venant peut être écrit sous forme :

$$\frac{1}{\gamma-1} c^2 + \frac{1}{2} V^2 = \frac{1}{\gamma-1} c_0^2 \quad (\text{I.54})$$

En multipliant l'équation (I.54) par $\frac{2}{c^2}$ on obtient :

$$\frac{2}{\gamma-1} + M^2 = \frac{2}{\gamma-1} \frac{c_0^2}{c^2}$$

Or

$$\left(\frac{c_0}{c}\right)^2 = \left(\frac{T_0}{T}\right)$$

Donc la relation de barré saint-venant devient :

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (\text{I.55})$$

Si de plus l'évolution est isentropique :

$$PV^\gamma = cte$$

alors:

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{\rho_0}{\rho}\right)^\gamma = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{I.56})$$

d'où :

$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{I.57})$$

Et pour la masse volumique on aura :

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (\text{I.58})$$

On peut aussi établir un rapport de section entre deux points différents Sachant que l'équation de continuité s'écrit : [4]

$$\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 \quad (\text{I.59})$$

d'où:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{\rho_2 V_2}{\rho_1 V_1} = \frac{\rho_2 M_2 a_2}{\rho_1 M_1 a_1} = \frac{M_2}{M_1} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} = \frac{M_2}{M_1} \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (\text{I.60})$$

d'après l'équation (I.60) on va aboutir à :

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{M_2}{M_1} \left(\frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (\text{I.61})$$

19. Notion d'état critique, conditions soniques :

On considère un conduit dans lequel la vitesse V augmente continuellement à partir d'une valeur très faible pour devenir supersonique. Le conduit doit d'abord converger dans la région subsonique puis diverger dans la région supersonique. Lorsque le nombre de Mach atteint la valeur 1, le conduit doit présenter un col. $Ma = 1$ ne peut être atteint que dans un col mais le nombre de Mach n'est pas nécessairement égal à 1 au col [9].

Si $Ma \neq 1$ au col, alors $\frac{dV}{V} = 0$ et la vitesse possède donc un extremum en ce point qui est un maximum si l'écoulement est subsonique ou un minimum si l'écoulement est supersonique. Le point de l'écoulement où $Ma = 1$ ($V = C$) est appelé point critique. Les caractéristiques du fluide en ce point sont appelées caractéristiques critiques et sont notées C_* , ρ_* , P_* , T_* , A_* . On peut les calculer à partir de l'état générateur supposé connu ou des conditions d'arrêt. D'après la relation d'Hugoniot. On obtient alors : [9]

❖ La vitesse du son :

$$\left(\frac{C_*}{C_0} \right)^2 = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \right)^{-1} = \frac{2}{\gamma+1} \quad (\text{I.62})$$

❖ Température :

$$\frac{T_*}{T_0} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \right)^{-1} = \frac{2}{\gamma+1} \quad (\text{I.63})$$

❖ Pression :

$$\frac{P_*}{P_0} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \right)^{\frac{-\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{2}{1+\gamma} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{I.64})$$

❖ Masse volumique :

$$\frac{\rho_*}{\rho_0} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \right)^{\frac{-1}{\gamma-1}} = \left(\frac{2}{1+\gamma} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (\text{I.65})$$

On peut également donner l'expression du rapport entre une section quelconque et la section au col en fonction du nombre M :

$$\frac{A}{A_*} = \frac{1}{M_a} \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (\text{I.66})$$

20. Vitesse limite :

On considère un gaz qui s'échappe d'un réservoir par une tuyère. Reprenons alors l'équation de **ZEUNER**

$$H + \frac{1}{2} V^2 = cte$$

On va l'utiliser entre un réservoir générateur et la sortie d'une tuyère on aura :

$$H_0 + \frac{1}{2} V_0^2 = H_{\text{sortie}} + \frac{1}{2} V_{\text{sortie}}^2$$

Comme la vitesse est nulle dans le réservoir générateur ($V_0 = 0$) et le cas le plus favorable pour nous, est celui où toute l'enthalpie du générateur est convertie en énergie cinétique comme cas idéal

$$(h_{\text{sortie}} = 0)$$

$$\text{d'où: } V_{\text{max}} = V_{\text{lim}} = \sqrt{2 \cdot h_{\text{gene}}} \quad (\text{I.67})$$

Si on applique le théorème de Barré de saint venant entre le réservoir et la sortie de la tuyère :

$$\frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{\text{sortie}}}{\rho_{\text{sortie}}} + \frac{1}{2} V_{\text{sortie}}^2 = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_0}{\rho_0} \quad (V_0 = 0)$$

Le cas le plus favorable est celui aussi où la détente est poussée jusqu'à $P = 0$

$$\frac{1}{2} V_{\text{lim}}^2 = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_0}{\rho_0} \Rightarrow \frac{1}{2} V_{\text{lim}}^2 = \frac{\gamma \cdot r}{\gamma-1} T_0$$

$$V_{\text{lim}} = C_0 \sqrt{\frac{2}{\gamma-1}} \quad (\text{I.68})$$

C'est la température initiale des gaz dans le réservoir générateur qui fixe la vitesse maximale théorique de sortie.

21. Débit critique :

On peut également calculer le débit d'étranglement $\dot{m}_{\text{critique}}$ (débit critique):

$$\dot{m}_{critique} = \rho^* S^* C^* \eta_{is} \quad (\text{I.69})$$

avec :

$$\rho^* = \rho_0 \frac{2}{\gamma+1}^{-\frac{1}{\gamma-1}} \quad (\text{I.70})$$

et

$$c^* = c_0 \frac{2}{\gamma+1}^{-\frac{1}{2}}$$

donc :

$$\dot{m}_{critique} = \rho_0 S^* c_0 \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (\text{I.71})$$

Chapitre II

Dispositif et Moyens de Refroidissement des Aubes du Turboréacteur

Chapitre II

Dispositif et Moyens de Refroidissement des Aubes du Turboréacteur

1.Introduction

Dans les moteurs aéronautiques, les aubes des turbines sont des pièces qui fonctionnent à très haute température. Elles conditionnent le rendement du réacteur, donc il est impératif de les refroidir afin de baisser les températures en dessous de seuil critique et pour garder leur intégrité et atteindre les objectifs de durée de vie. L'élaboration des systèmes de refroidissement combinent dans la plupart des cas un refroidissement interne effectué par un fluide circulant dans un ensemble de canaux à géométrie complexe creusés dans la structure avec un refroidissement externe par formation d'un film protecteur autour de l'aube. 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. 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.

2. Paramètres influençant la conception du refroidissement de l'aube

Pour concevoir une aube refroidie, 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.
- Les conditions d'approvisionnement du fluide réfrigérant.
- La configuration géométrique des fentes de refroidissement.
- Les propriétés des matériaux.

2.1. Aérodynamique des aubes :

2.1.1. Théorie des grilles d'aube :

2.1.1.1. Généralités :

D'ans de nombreuses machines (turbomachine, turbine, etc....) un fluide s'écoule à travers un ensemble d'obstacle régulièrement disposés autour d'un axe formant une grille d'aube de forme annulaire. On peut schématiser l'étude de ces machines, en considérant que l'écoulement s'effectue à travers une grille d'aube plane. [5]

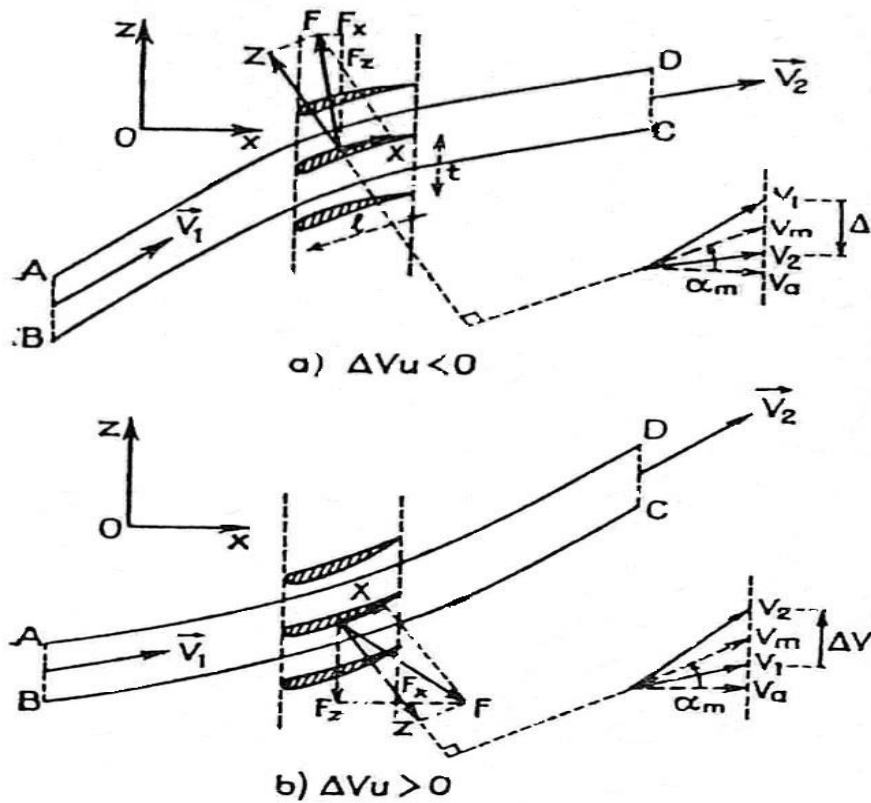


Figure II.1 : Ecoulement à travers les grilles d'aubes planes.

La résultante \vec{F} des forces agissant sur l'unité de longueur de l'aube, possède une composante Z perpendiculaire à \vec{v}_m et une composante X parallèle à \vec{v}_m par analogie avec les définitions introduites dans la théorie de l'aile isolée, nous pouvons écrire :

$$X = C_x \rho l \frac{v_m^2}{2} = C_x \frac{\rho l V_\alpha^2}{2 \cos^2 \alpha_m} \tag{II - 1}$$

$$Z = C_z \rho l \frac{v_m^2}{2} = C_z \frac{\rho l V_\alpha^2}{2 \cos^2 \alpha_m} \tag{II - 2}$$

Où v_α est la composante de la vitesse dans la direction perpendiculaire au plan de grille (vitesse débitante) C_x et C_z étant deux coefficients aérodynamiques, sans dimension, essentiellement positifs. La conservation du débit nous donne :

$$V_\alpha = V_1 \cos x_1 = V_2 \cos x_2 = V_m \cos \alpha_m \quad (II - 3)$$

La résultante \vec{F} peut également être considérée comme la somme des composantes \vec{F}_X et \vec{F}_Z que nous allons calculer en appliquant le théorème des quantités de mouvement à la surface de référence ABCD. En projection dans la direction ox et dans la direction perpendiculaire nous trouvons :

$$F_X = X \cos \alpha_m - Z \sin \alpha_m = (p_1 - p_2)t \quad (II - 4)$$

$$F_Z = X \sin \alpha_m + Z \cos \alpha_m = -\rho V_\alpha t \Delta V_u \quad (II - 5)$$

Au dernier membre de (2-5) apparaissent, le débit en masse q traversant AB et CD :

$$q = \rho V_\alpha t = \rho V_m \cos \alpha_m t \quad (II - 6)$$

Ainsi que la variation Δv_u de la composante tangentielle de la vitesse :

$$\Delta v_u = V_2 \sin \alpha_2 - V_1 \sin \alpha_1 \quad (II - 7)$$

Δv_u est positif ou négatif, cela dépend du sens de la déviation subie par le fluide par rapport à la direction O_z . Nous poserons en outre :

$$\frac{C_x}{C_z} = t g \varepsilon \quad (II - 8)$$

L'équation (2-5) donne successivement :

$$\begin{aligned} \rho l \frac{V_m^2}{2} (C_x \sin \alpha_m + C_z \cos \alpha_m) &= -\rho V_\alpha t \Delta v_u = -\rho V_m \cos \alpha_m t \Delta v_u \\ &= -\rho V_m^2 \cos \alpha_m t \frac{\Delta v_u}{V_m} \end{aligned}$$

$$C_z \cos \alpha_m \left(\frac{C_x \sin \alpha_m}{C_z \cos \alpha_m} + 1 \right) = -\frac{2t}{l} \cos \alpha_m \frac{\Delta v_u}{V_m}$$

$$C_z (1 + t g \varepsilon t g \alpha_m) = -\frac{2t}{l} \frac{\Delta v_u}{V_m} \quad (II - 9)$$

Le signe – au second membre, vient de ce que, dans le cas de la figure 1, ΔV_u est négatif. Si nous avons considéré la figure 1, où Δv_u est positif, il aurait fallu changer le signe devant Z dans les équations (2-4) et (2-5) et on aurait trouvé :

$$C_z(1 - \operatorname{tg}\varepsilon \operatorname{tg}\alpha_m) = \frac{2t}{l} \frac{\Delta V_u}{V_m} \quad (II - 10)$$

La finesse aérodynamique d'un profil est caractérisé par $\cotg\varepsilon$. Dans le cas des aubes habituellement utilisées, $\cotg\varepsilon$ vari entre 10 et 80, de sorte que dans les calculs approchés, on néglige souvent le terme en $\operatorname{tg}\varepsilon$ figurant dans les équations précédentes, et on écrit tout simplement :

$$\frac{|\Delta V_u|}{V_m} = C_x \frac{l}{2t} \quad (II - 11)$$

Cette équation est fondamentale dans la théorie des grilles.

Calculons maintenant la perte d'énergie subie par le fluide à la traversée de la grille. Cette perte est définie par la variation de la pression totale :

$$\Delta p_t = (p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2}) - (p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2}) = p_1 - p_2 + \frac{\rho}{2}(v_1^2 - v_2^2) \quad (II-12)$$

D'après l'équation (2-4) nous avons :

$$\begin{aligned} p_1 - p_2 &= \frac{X}{t} \cos\alpha_m - \frac{Z}{t} \sin\alpha_m = C_x \frac{\rho l}{2t} v_m^2 \cos\alpha_m - C_z \frac{\rho l}{2t} v_m^2 \sin\alpha_m \\ &= \frac{\rho l}{2t} v_m^2 (c_x \cos\alpha_m - c_z \sin\alpha_m) \end{aligned}$$

Par ailleurs :

$$\begin{aligned} V_1^2 - V_2^2 &= V_a^2 \left(\frac{1}{\cos^2\alpha_1} - \frac{1}{\cos^2\alpha_2} \right) = V_a^2 (\operatorname{tg}^2\alpha_1 - \operatorname{tg}^2\alpha_2) \\ &= V_a^2 (\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)(\operatorname{tg}\alpha_1 - \operatorname{tg}\alpha_2) = V_a^2 2\operatorname{tg}\alpha_m = \frac{(-\Delta v_u)}{v_\alpha} \end{aligned}$$

Soit :

$$V_1^2 - V_2^2 = -2V_m \cos \alpha_m \operatorname{tg} \alpha_m \Delta V_u \quad (\text{II} - 13)$$

En vertu de l'équation (2-9) on peut écrire :

$$-\Delta V_u = v_m \frac{1}{2t} C_z (1 + \operatorname{tg} \varepsilon \operatorname{tg} \alpha_m) = \frac{v_m l}{2t} (C_z + C_x \operatorname{tg} \alpha_m) \quad (\text{II} - 14)$$

Donc :

$$\frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_2^2) = \rho \frac{v_m^2 l}{2t} \cos \alpha_m \operatorname{tg} \alpha_m (C_z + C_x \operatorname{tg} \alpha_m)$$

Et par suite :

$$\begin{aligned} \Delta p_t &= \rho \frac{v_m^2}{2t} (C_x \cos \alpha_m - C_z \sin \alpha_m + C_x \cos \alpha_m + C_x \cos \alpha_m \operatorname{tg}^2 \alpha_m) \\ &= \rho \frac{lv_m^2}{2t} C_x \cos \alpha_m (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_m) = \frac{\rho lv_m^2}{2t} C_x \frac{1}{\cos \alpha_m} \end{aligned}$$

Nous avons donc

$$\Delta p_t = C_x \frac{l}{t \cos \alpha_m} \frac{\rho v_m^2}{2} = \frac{X}{t \cos \alpha_m}$$

2.2. Choix du fluide réfrigérant

Il y a deux façons de refroidir les aubes. Le choix du réfrigérant divise le système de refroidissement en deux catégories : [12]

- Refroidissement par liquide.
- Refroidissement par gaz.

2.2.1. Refroidissement par liquide

Cette méthode présente l'inconvénient de nécessiter des aubes creuses et de plus le liquide de refroidissement qui est l'eau (l'eau possède une forte chaleur latente d'évaporation) doit être évaporée 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. Le mode de refroidissement interne par un réfrigérant liquide peut-être divisé en deux phases : [12]

- Convection forcée : Dans ce cas l'échange se fait sous l'écoulement forcé du liquide (eau).

- Convection libre.

2.2.2. Refroidissement par air

Il existe deux méthodes d'alimentation en air de refroidissement utilisées pour l'approvisionnement des aubes : [12]

- Le système d'alimentation pré-tourbillonnaire est 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.

- 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.

3. Techniques de refroidissement

Il existe plusieurs techniques de refroidissement tels que : le refroidissement par convection interne forcée (convection interne / impact de jets), refroidissement par transpiration, multi perforation ou par film. Rappelons successivement ces techniques. [13]

3.1. Refroidissement par convection interne forcée

Cette technique consiste à évacuer le flux de chaleur reçu par l'aube. Pour cela, on fait circuler l'air frais à l'intérieur de l'aubage par des canaux. Pour améliorer cette technique, on

augmente les échanges convectifs entre le fluide et la paroi en plaçant à l'intérieur des canaux des éléments qui vont perturber l'écoulement. Ces éléments peuvent être des ailettes, des picots, des pontets ou des perturbateurs. [13]

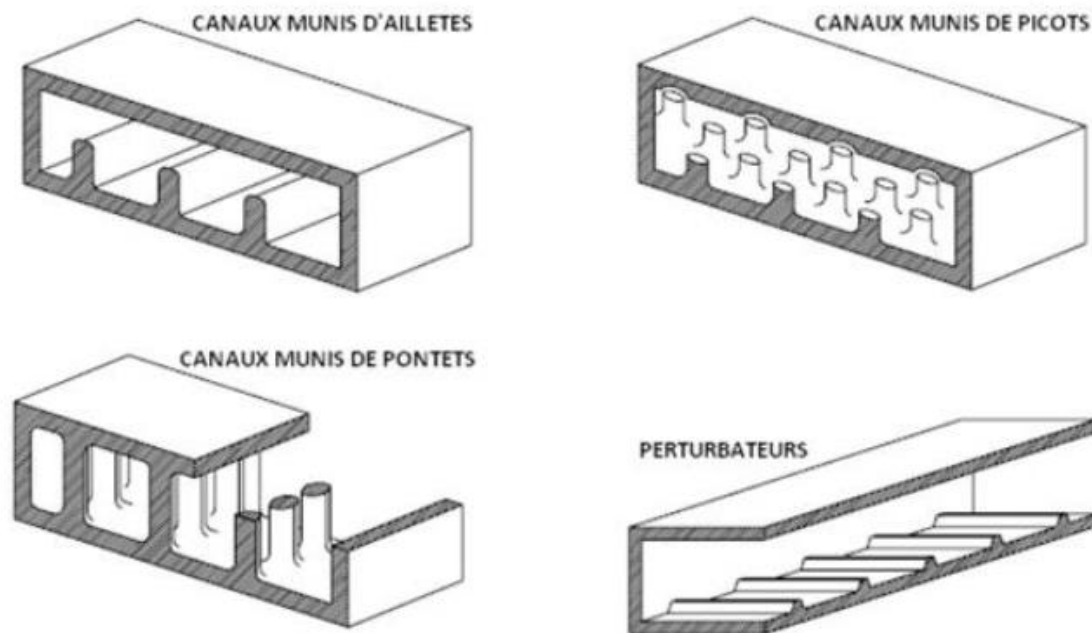


Figure II.2 : Refroidissement par convection.

3.2. Refroidissement par Impact de jets

3.2.1. Impact de jets

Dans le refroidissement par impact de jets, un ou plusieurs jets d'air à grande vitesse rencontrent la paroi à refroidir. [13]

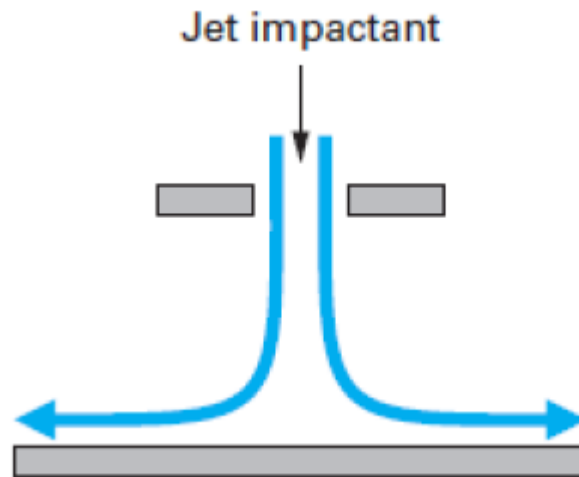
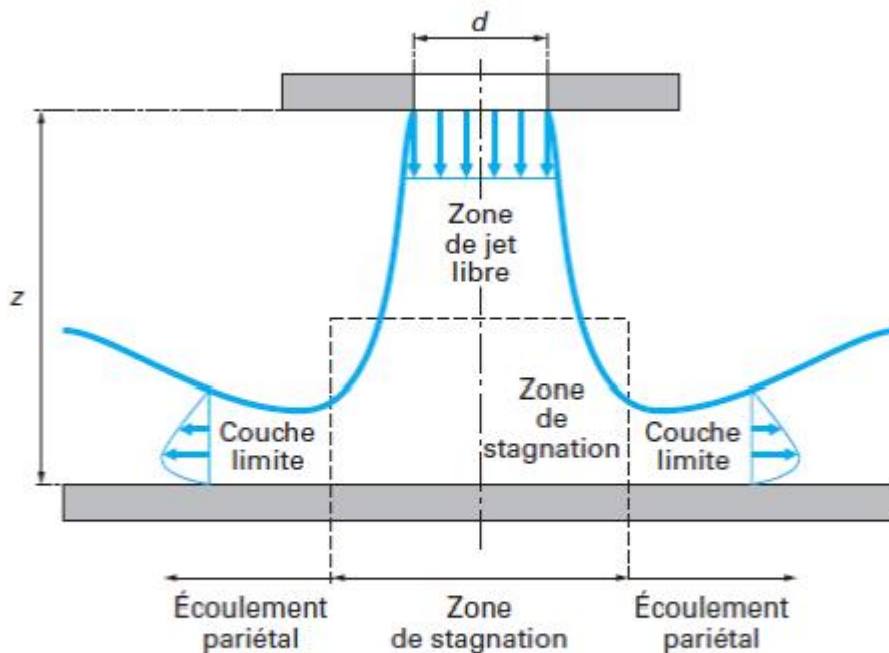


Figure II.3: impact d'un jet.

Cette solution permet d'atteindre localement les coefficients d'échange thermique les plus élevés. La réalisation demande seulement un plénum qui alimente une série de trous, dessinés et distribués de manière optimale, qui est séparé de la surface qui doit être refroidie par un espace.

L'échange thermique est particulièrement important au point d'impact (figure 2-4).



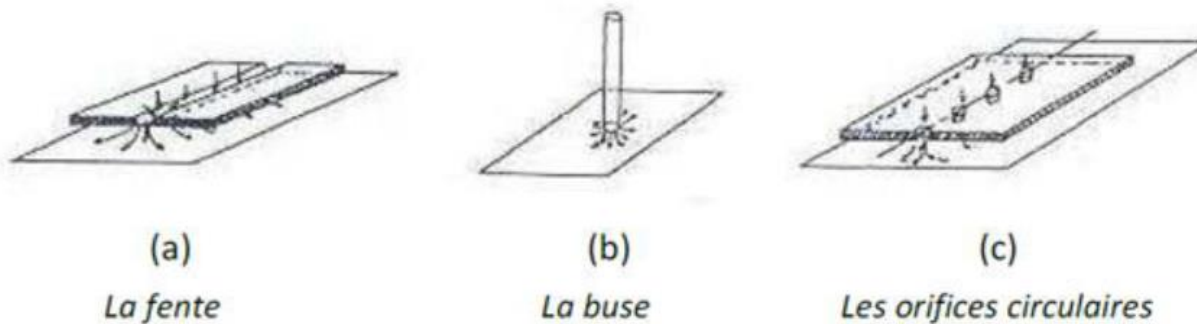
d diamètre du trou

z espace entre la paroi et le plénum d'injection

Figure II.4 : jet impactant unique.

L'impact concentré est plus spécifiquement utilisé pour refroidir une zone précise de l'aube : le plus souvent le bord d'attaque des aubes mobiles (partie soumise à un flux thermique important). Ce système génère cependant des pertes de charge importantes.

Ce type de refroidissement est également utilisé dans les turbomachines pour le refroidissement des aubages de turbine fixes ou mobiles, les chambres de combustion et les anneaux de turbine. L'air de refroidissement s'écoulant au travers des orifices d'impact vient frapper la paroi à refroidir. Il existe trois types d'orifices d'émission différents qui permettent d'injecter de l'air en direction de la paroi à refroidir : la fente, la buse et les orifices circulaires.

**Figure II.5:** Trois types d'orifices impact.

3.2.2. Technologie de refroidissement par impact de jets

Le refroidissement par impact de jets est classé en deux technologies :

- L'impact reparté (l'air frais injecté à travers une matrice de jets (figure 2-6a).
- L'impact concentré (l'air frais injecté à travers une rangée unique de jets (Figure 2.6b).

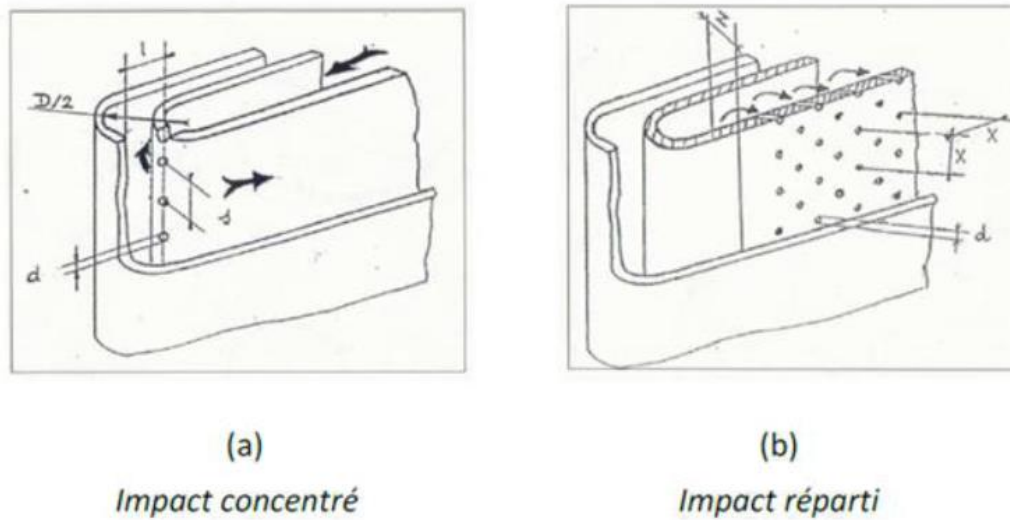


Figure II.6: Refroidissement interne par impact de jets.

3.3. Transpiration

Cette technique est une combinaison du refroidissement par impact et par film. La transpiration est basée sur la circulation de l'air frais à travers plusieurs couches de parois multi perforées dont les trous sont décalés pour permettre à l'air de passer de l'un à l'autre par des mini-canaux (Figure 2-7). [13]

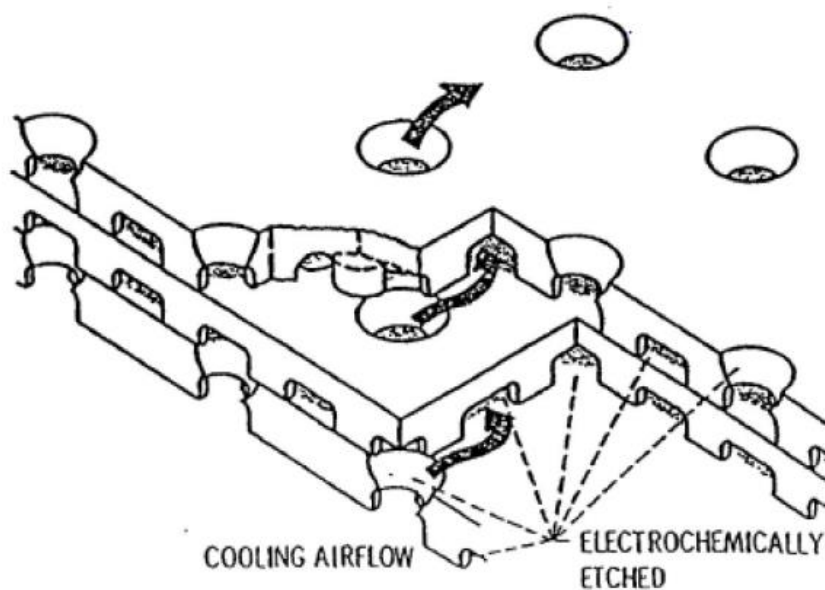


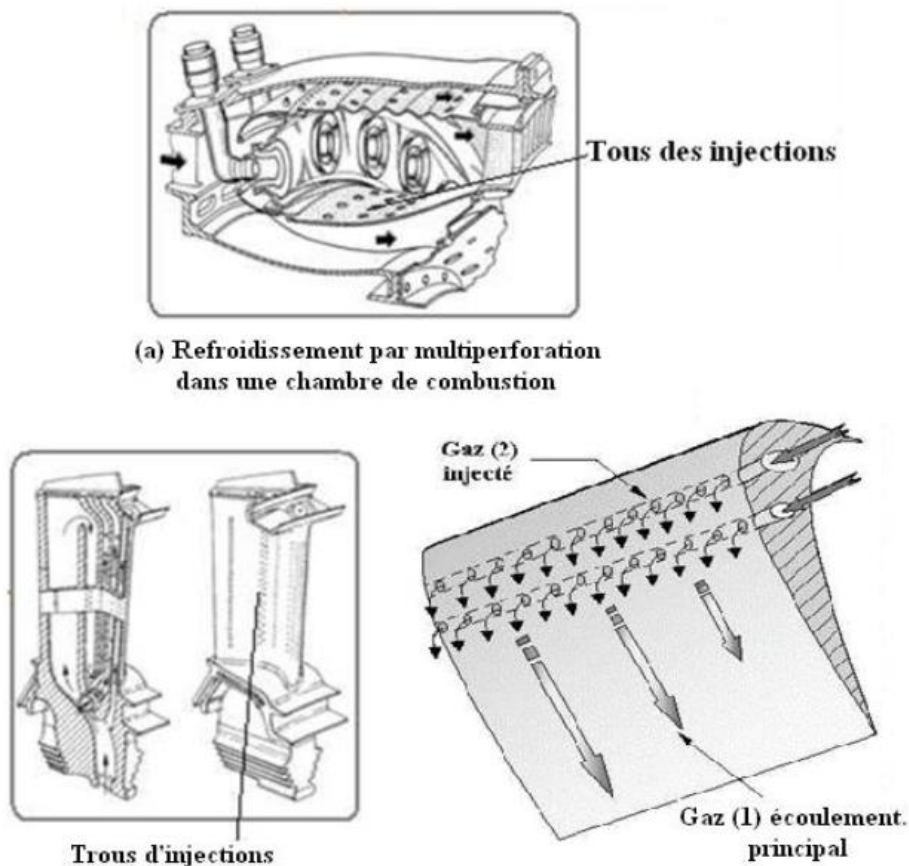
Figure II.7 : Refroidissement par transpiration.

Dans ce 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.

3.4. Refroidissement par film (Film cooling)

L'air frais nécessaire prélevé au niveau du compresseur traverse, grâce aux orifices, la paroi de la chambre de combustion ainsi que celle de l'aube forme une couche protectrice d'air frais entre les gaz chauds et la paroi (voir figure 2.8). Cette protection se dégrade progressivement, de l'émission jusqu'au bord de fuite. La création du film perturbe la couche limite. Il est difficile de reproduire les phénomènes qui ont lieu dans une turbine, spécialement ceux à sa grande vitesse de rotation.[14]

**Figure II.8**: Refroidissement par film.

Cette technique de protection thermique est assurée par trois processus : un refroidissement en amont des trous, un refroidissement important à l'intérieur des trous et un refroidissement en aval des trous.

Dans le domaine aéronautique, bien que la performance soit moins importante que celle produite par les deux modes de refroidissement précédant, la technique de refroidissement par multi perforation est la plus largement utilisée pour refroidir les aubes de turbines ou bien les chambres de combustion des turboréacteurs grâce à son bon rapport entre le coût de fabrication et la performance de refroidissement.

3-5. Refroidissement couplé interne et externe

Les constructeurs de moteurs ont développé des systèmes de refroidissement interne par convection et externe par film, afin d'augmenter l'efficacité de refroidissement et garantir l'intégrité des matériaux.

[14]

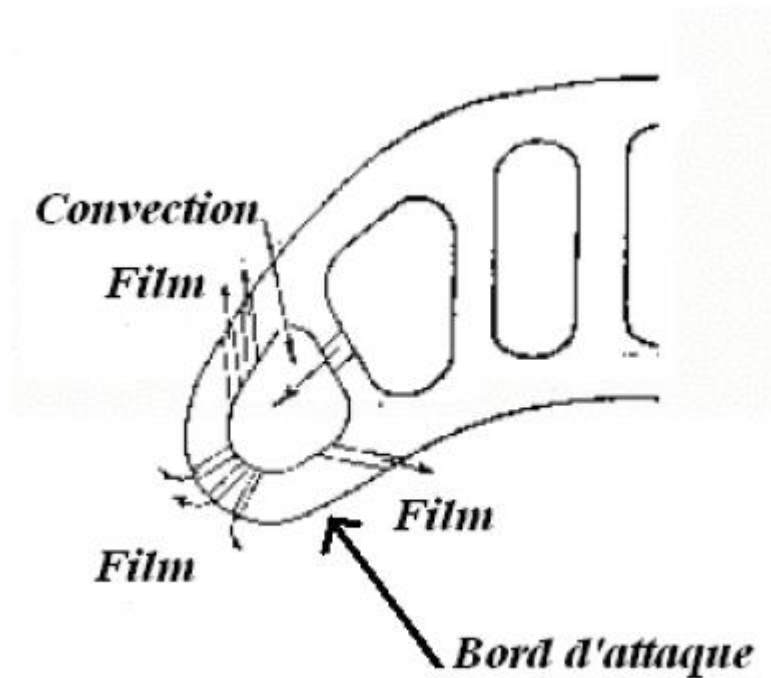


Figure II.9 : Refroidissement par convection et par film sur le bord d'attaque.

3.5.1. Etude thermique du refroidissement couplé (interne et externe).

L'objectif des calculs est de simuler le transfert thermique sur le bord d'attaque d'une turbine à gaz, la configuration de refroidissement comme la montre la figure 2.10, trois mécanismes sont mis en évidence : [15]

- L'écoulement des gaz chauds à l'extérieur,

- L'écoulement d'air frais à l'intérieur du plenum,
- Le jet qui passe dans le trou et qui pénètre dans l'écoulement principal.

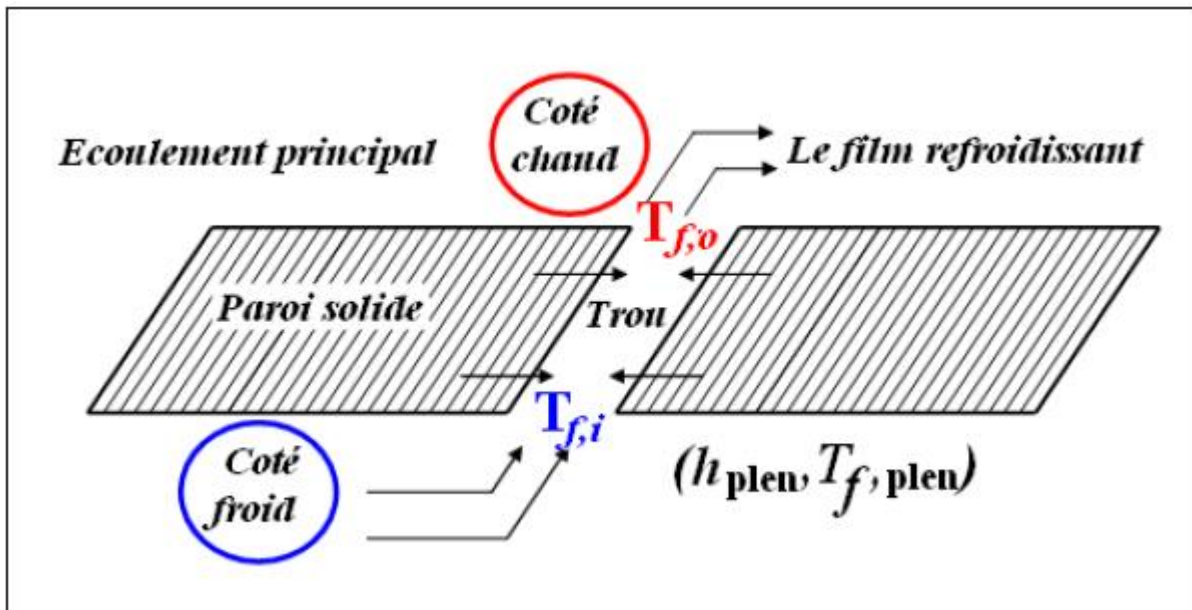


Figure II.10: Refroidissement par convection et par film sur le bord d'attaque.

Trois paramètres sans dimensions peuvent être définis pour décrire l'exécution d'une conception de refroidissement spécifique : l'efficacité globale du refroidissement (ε), l'efficacité de refroidissement (ψ), et l'efficacité de refroidissement par film (η). L'efficacité globale de refroidissement est un paramètre qui réunit le niveau du refroidissement réalisé, considérant que le refroidissement parfait se produit quand la température moyenne de la paroi est refroidie à celui du liquide réfrigérant. Ce paramètre est défini comme :

$$\varepsilon = \frac{T_g - \tilde{T}_m}{T_g - T_{f,i}}$$

T_g : Est la température chaude de gaz

\tilde{T}_m : Est la température moyenne de la paroi

$T_{f,i}$: Est la température de liquide réfrigérant à l'entrée du trou.

L'efficacité de refroidissement par film est donnée par :

$$\eta = \frac{T_g - T_{ad}}{T_g - T_{f,0}}$$

Où

$T_{f,0}$: La température de liquide réfrigérant à la sortie de trou

T_{ad} : La température adiabatique de la paroi (la température que la paroi assume sous l'influence du film se refroidissant quand le flux de la chaleur provenant de la surface dans son intérieur est zéro).

La figure 2.13 regroupe tous les températures prises en compte lors du calcul des efficacités de refroidissement.

Le dernier paramètre sans dimensions est l'efficacité de refroidissement, définie comme :

$$\psi = \frac{T_{f,0} - T_{f,i}}{\tilde{T}_m - T_{f,i}}$$

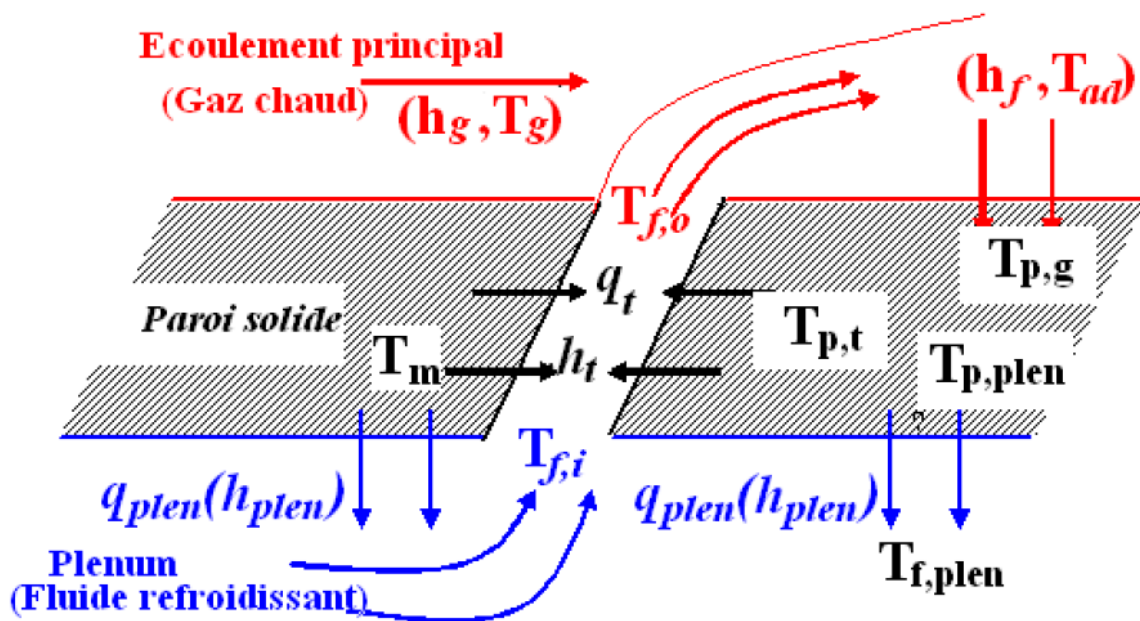


Figure II.11 : Description de la procédure du transfert thermique.

4. Prélèvement de l'air de refroidissement

L'air est extrait soit en fond de chambre de combustion (juste avant le mélange avec le combustible), d'où il est emmené par une canalisation puis éjecté dans les parties à refroidir,

soit directement dans un étage du compresseur depuis lequel une veine externe le conduit à destination. Pour des raisons géométriques (proximité), une question de rendement (moins de conduite équivaut à moins de pertes de charge) et pour diminuer la masse du moteur (moins de conduite implique un gain de masse), le premier type de prélèvement sert à refroidir les premiers étages (Haute Pression).

Le prélèvement direct dans le compresseur est quant à lui utilisé pour refroidir les étages suivants, il permet de réguler le débit du fluide de refroidissement. [14]

5. Injection près de la ligne de stagnation au bord d'attaque

L'injection près du bord d'attaque est caractérisée par des complications supplémentaires par rapport à celles appliquées sur les autres parties de l'aube. Notamment, le fait que les jets de refroidissement sont quasiment opposés à l'écoulement principal.

La couche limite est aussi très mince dans cette zone et l'écoulement est accéléré aux alentours du bord d'attaque. Les deux fluides qui entrent en interaction présentent des caractéristiques thermodynamiques fortement différentes (figure 2-15). [17]

6. Paramètres qui influent sur le processus du refroidissement

Afin de pouvoir évaluer les performances de refroidissement par multi perforation, les mesures de « l'efficacité du refroidissement » ainsi que « du coefficient de transfert de chaleur par convection » fait toujours l'objet de nombreuses études et recherches. Ces deux grandeurs dépendent fortement de plusieurs facteurs pouvant être regroupés en deux grandes familles : [18]

- Facteurs aérothermiques.
- Facteur géométrique.

6.1. Paramètres géométriques ayant une influence sur l'efficacité

6.1.1. La forme et la taille des trous

Les trous ne sont pas cylindriques, les techniques de perçage ne permettent pas d'atteindre une précision suffisante. Les trous sont donc à peu près cylindriques mais leur forme n'est pas constante. Elle constitue une inconnue dont les études s'affranchissent en considérant les perforations cylindriques. [18]

6.1.1.1. Trous elliptiques à inclinaison latérale

L'emploi de trous elliptiques à inclinaisons latérales augmente considérablement l'efficacité du film avec des taux d'injection élevés. L'inclinaison latérale génère une grande interaction entre jet et écoulement transversal ce qui permet de conserver une certaine adhérence du fluide de refroidissement sur la paroi. Cette interaction est aussi responsable d'une augmentation du coefficient d'échange thermique local par rapport au cas du trou circulaire. [18]

6.1.1.2. Trous évasés

Les trous évasés permettent d'obtenir une distribution du fluide de refroidissement modifiée par rapport aux trous circulaires traditionnels. En effet, la diffusion latérale du fluide injecté augmente l'efficacité du film et homogénéise. La distribution du coefficient d'échange thermique local, particulièrement sur l'extrados de l'aubage. La diffusion dans la direction axiale réduit l'influence de G et uniformise davantage la distribution du fluide de refroidissement. Enfin, l'évasement du trou peut être combiné avec l'inclinaison latérale du trou. [18]

6.1.2. Le nombre de trous et de rangées

Leur taille doit être la plus petite possible pour ne pas permettre un débit trop important. Des trous trop petits peuvent cependant être obturés par des gouttelettes de carburant susceptibles de venir impacter sur la paroi. Ceci contraint la dimension des trous, qui peuvent être de diamètre inférieur à 0,4 mm. L'efficacité du film de refroidissement est d'autant plus importante que les trous sont nombreux. Le nombre de rangées joue également un rôle : dans les conditions réelles de moteurs d'avions, par exemple, le film s'homogénéise après une dizaine de rangées. Quelques rangés de trous seulement ne permettent donc pas la formation d'un véritable film de protection à la paroi. [18]

6.2. Paramètres aérothermiques

Précisons les principales grandeurs aérothermiques pouvant avoir une influence sur la performance de la technique de refroidissement par film. Les paramètres aérothermiques les plus importants et les plus souvent étudiés : [18]

6.2.1. Le taux d'injection ou de soufflage

Le taux de soufflage G et le rapport des débits de quantité de mouvement I sont des paramètres critiques aussi bien pour l'efficacité que pour la structure du film. Plus ces rapports sont élevés, plus l'air injecté pénètre fortement dans l'écoulement principale. [18]

6.2.2. Les températures des deux écoulements :

Celle de l'écoulement principal et celle de l'écoulement d'injection. [18]

6.2.3. Gradient de pression :

Un gradient de pression direct, par exemple sur l'extrados de l'aubage, implique les effets suivants : [18]

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

6.2.4. L'épaisseur de la couche limite

L'augmentation de l'épaisseur de la couche limite turbulente a pour effet de diminuer la distribution de l'efficacité de refroidissement sur la ligne centrale qui passe par le centre du trou d'injection. [18]

Chapitre III

Simulation Numérique

Chapitre III

Simulation Numérique

1. Introduction

Devenu un outil de plus en plus important dans le domaine de la recherche scientifique, la simulation numérique a apporté une révolution sur la méthodologie d'investigation car elle permet de reproduire par calcul les différentes étapes de fonctionnement d'un processus.

L'utilisation de logiciels de simulation numérique pour la résolution de problèmes physiques est de nos jours très fréquent. En effet, dans la plus part de ces problèmes surtout la résolution de phénomènes couplés à la mécanique des fluides n'est possible que sous certaines hypothèses simplificatrices qui ne permettent pas de faire une étude plus réelle des phénomènes physiques observés expérimentalement.

2. Présentation du code de calcul Fluent

Le code de calcul Fluent utilisé dans notre étude est commercialisé par le groupe ANSYS. Ce groupe est actuellement l'un des pôles de compétence en mécanique des fluides numérique les plus importants. Il développe et commercialise une solution complète sous forme de logiciels de CFD (Computational Fluid Dynamics) généralistes qui simulent tous les écoulements fluide compressibles ou incompressible, impliquant des phénomènes physique complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, etc. Ce code est largement utilisé dans l'industrie aéronautique, automobile et offre une interface sophistiquée qui facilite son utilisation. Le logiciel Fluent est basé sur la méthode des volumes finis, qui permet la résolution des équations qui régissent les écoulements (équation de conservation de la masse, équation de quantité de mouvement, équation de l'énergie). Il est composé comme tout logiciel de type CFD, de trois éléments clés qui sont :

2.1. Processeur Gambit :

Il permet à l'utilisateur de construire la géométrie du domaine de calcul et de subdiviser ce dernier en petits volumes de contrôles ou cellules de calculs. L'ensemble de ces volumes élémentaires constitue le maillage, La définition des conditions aux limites appropriées se fait aussi à ce niveau.

2.2. Le solveur Fluent :

Fluent est un code de calcul qui permet de simuler les écoulements des fluides avec et sans les transferts thermiques dans des géométries complexes. Il peut résoudre des

problèmes d'écoulement avec des mailles structurées et non structurées, produites grâce à des géométries complexes. Les mailles supportées en 2D sont de types triangulaires ou quadrilatéraux, elles sont tétraédriques/hexaédriques/pyramidales en 3D, ou des mailles (hybrides) mélangées. Le code "Fluent" est écrit en langage C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de la mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter en tant que plusieurs processus simultanés sur le même poste de travail ou sur des postes séparés, pour une exécution plus efficace.

3. Problématique et objectif :

Lors de l'explosion dans la chambre de combustion, le fluide moteur va gagner en enthalpie (température) d'une manière considérable, ce flux de chaleur mis à rude épreuve la turbine ainsi modifier les caractéristiques mécanique et aérodynamiques des éléments qui la compose notamment les **aubes**. L'objectif c'est de parvenir à faire baisser la température qui règne autour des aubes.

4. Procédé de création d'une géométrie sur Gambit :

Organigramme illustrant la création d'une géométrie d'un profil d'aube dans notre travail, par le processeur Gambit, est présenté sur la :

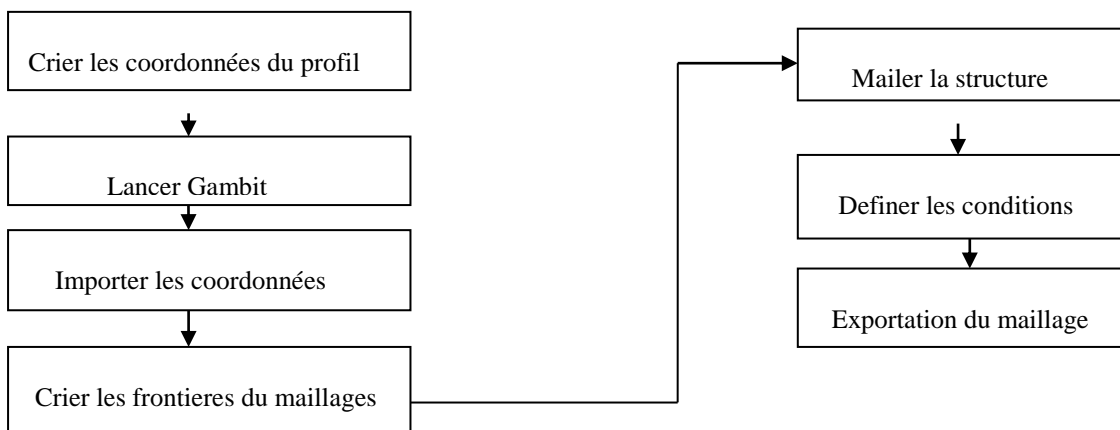


Figure III.1 : processus de construction d'un maillage sur Gambit.

5. Maillage de la géométrie :

La construction du maillage est une phase très importante dans une simulation numérique, vu l'influence de ces paramètres sur la solution calculée. Gambit permet de mailler automatiquement suivant plusieurs types de maillage suivant différents algorithmes. Un très grand nombre d'éléments à mailler va nous fournir une très grande précision de calcul, mais en revanche il pénalise les ressources informatiques en terme de mémoire et alourdit le système, donc il s'agit bien de trouver un certain équilibre entre les deux.

Notre domaine d'étude est maillé en Tri (maillage structure) de taille de 1mm aux zones proches des aubes, et 20 mm aux extrémités, après avoir exporté le maillage sur fluent on a raffiné d'avantage autour des aubes.

Pour mailler la structure, on procède comme suit :

Opération → **Mesh Edge** en suite → **Mesh Faces**.

La figure suivante nous montre le résultat de notre maillage.

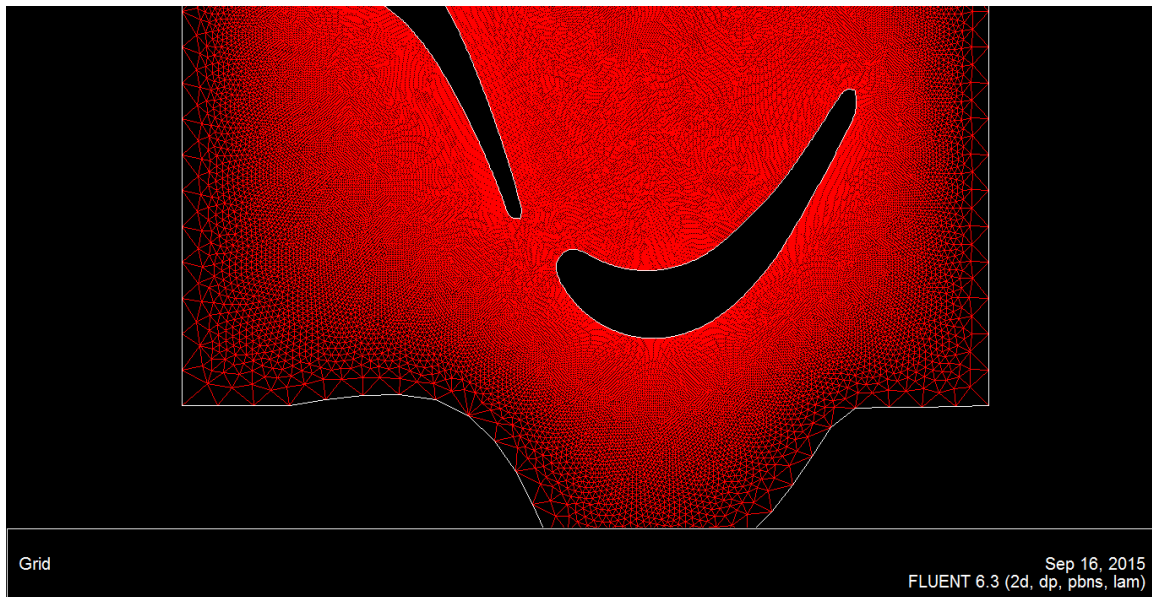


Figure III.2 : Maillage de l'étage de la turbine HP.

5.1. Conditions aux limites :

On définit les conditions physiques aux limites du domaine, à savoir si les lignes sont des entrées ou des sorties du fluide, des surfaces libres ou des Wall (murs) etc.... . Les valeurs de ces conditions (pressions, températures) seront à définir sur Fluent. Dans notre cas on définit les conditions aux limites suivantes :

- Inlet-vent pour l'entrée
- Outlet-vent pour la sortie
- Wall ou murs pour les autres frontières

6. Exportation du maillage produit par Gambit vers Fluent :

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, on exporte le maillage vers **FLUENT**. En choisissant le chemin **file** → **Export** → **Mesh** pour que le **FLUENT** soit capable de lire et de l'utiliser. On doit, sauvegarder la session, et ensuite on ferme **GAMBIT**.

7. Simulation sous Fluent

7.1. Choix de la formulation du solveur

Dans le module « **Define** » dans "**Fluent**" on peut choisir entre deux formulations

La formulation "**Segregated**", ou isolée (implicite): Cette formulation résout les équations gouvernantes, séquentiellement, c'est-à-dire indépendantes les unes des autres.

Cette formulation est employée pour les écoulements incompressibles et ceux dont la compressibilité est modérée.

La formulation "**Coupled**", ou couplée (implicite ou explicite), permet la résolution simultanée des équations gouvernantes, sous un autre contexte couplées les unes avec les autres. Cependant, les autres scalaires, tels que sont traités à part les quantités de la turbulence. Ce mode a été conçu principalement pour les écoulements compressibles à grandes vitesses (Mach et Reynolds élevés). Ce qui lui donne un avantage pour le traitement des écoulements à forte interdépendance entre la densité, la pression et la température, on a donc opté pour ce modèle.

7.2. Choix du schéma de discrétisation

Le code Fluent nous permet de choisir le schéma de discrétisation pour les termes convectifs de chaque équation gouvernante (Le second ordre est automatiquement le plus utilisé pour les termes visqueux). Quand le solveur couplé est utilisé, les équations sont résolues en utilisant par défaut le schéma du second ordre. Les autres équations utilisent le schéma du premier ordre par défaut, pour notre cas on a utilisé le second ordre.

7.3. Choix du fluide :

Leurs caractéristiques sont chargées à partir de la bibliothèque de données Fluent : Define → Matériels. On a considéré comme fluide l'air du moment qu'il représente 98% des gaz d'échappement et on l'a assimilé à un gaz parfait, puis on a changé ses caractéristiques dans les cases correspondantes.

7.4. Déclarations des valeurs pour les conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont déjà déclarées sur Gambit ce qui nous reste à faire c'est de déclarer leurs valeurs sur **Define** → **Boundary conditions**

Entrée : Inlet Vent

Pression totale : $400000 Pa$

Pression statique : $368000 Pa$

Température totale : $1100 K$

Sortie : Outlet-Vent

Pression statique : $212600 Pa$

Inter aubes : fluide

7.5. Initialisation

Avant de commencer les simulations nous devons implémenter une estimation initiale de la solution du champ d'écoulement, le choix adéquat des conditions initiales permet d'atteindre une solution stable et une convergence accélérée.

7.6. Lancement des itérations :

Après avoir initialisé le calcul, on lance les itérations sur **solve** → **Iterate**

La convergence est affichée à l'écran pendant les calculs sous forme d'un graphe

Le graphe lui-même représente une sorte de balance de résidus et ces derniers évoluent en fonction des itérations lancées.

-

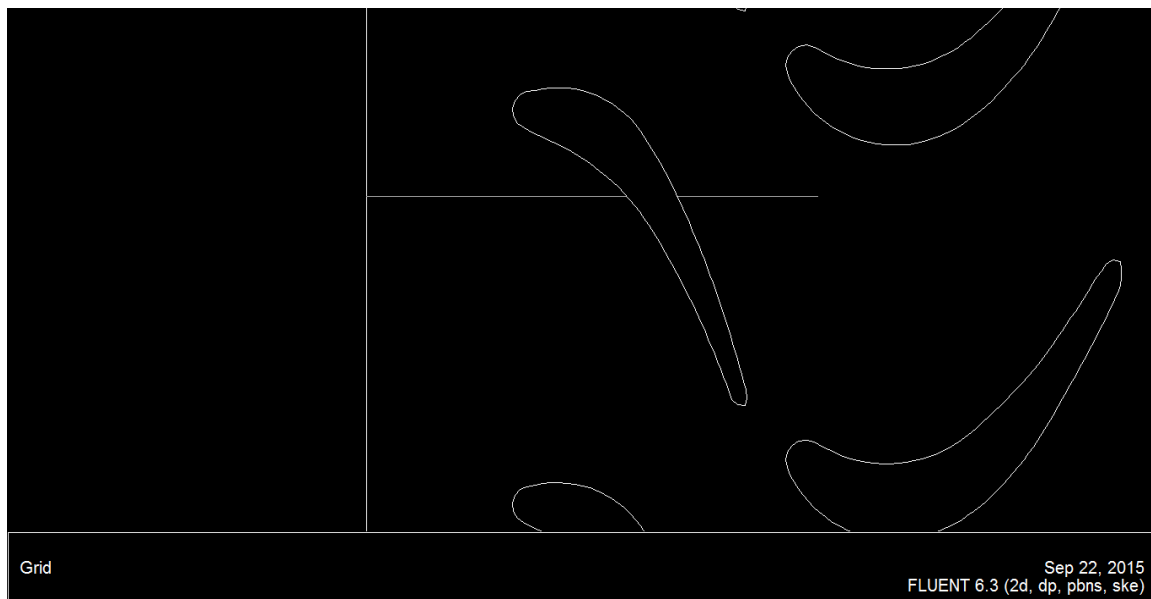


Figure III.3 : Representation de la position du segment

8. Visualisation des résultats :

8.1. Écoulement sans refroidissement (Premier cas) :

Cet essai est réalisé sans refroidissement donc les aubes sont exposées aux sollicitations thermiques générées par l'écoulement chaud des gaz de combustion.

- **Schéma de convergence** : Après environs 609 itérations la convergence est atteinte.

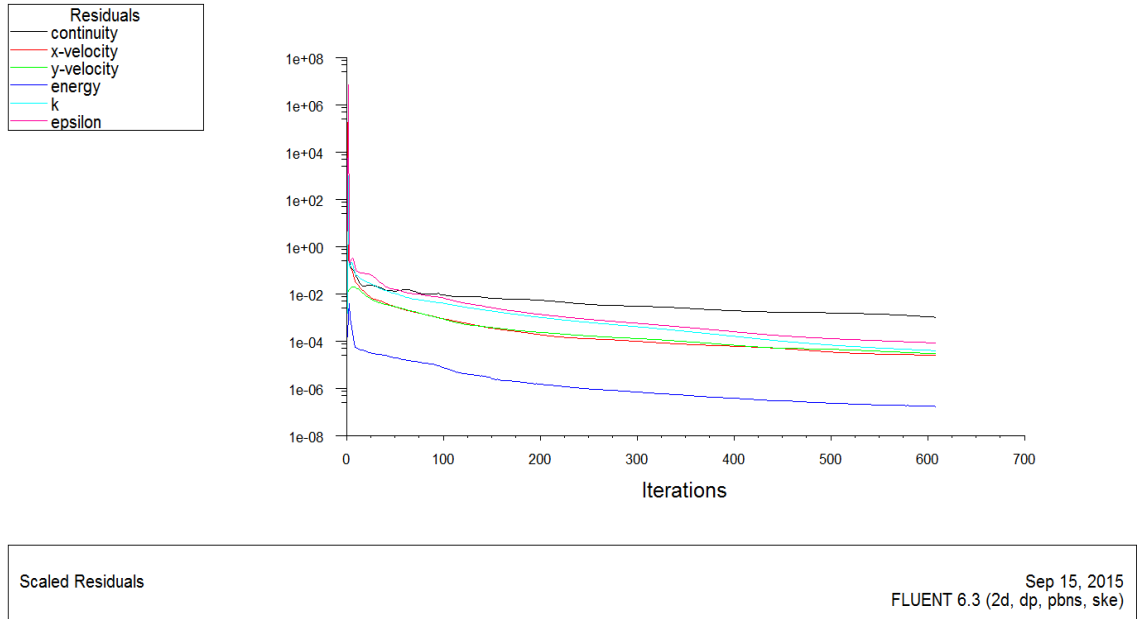


Figure III.4 : Représentation de l'évolution des résidus.

8.1.1. Contours de la température statique

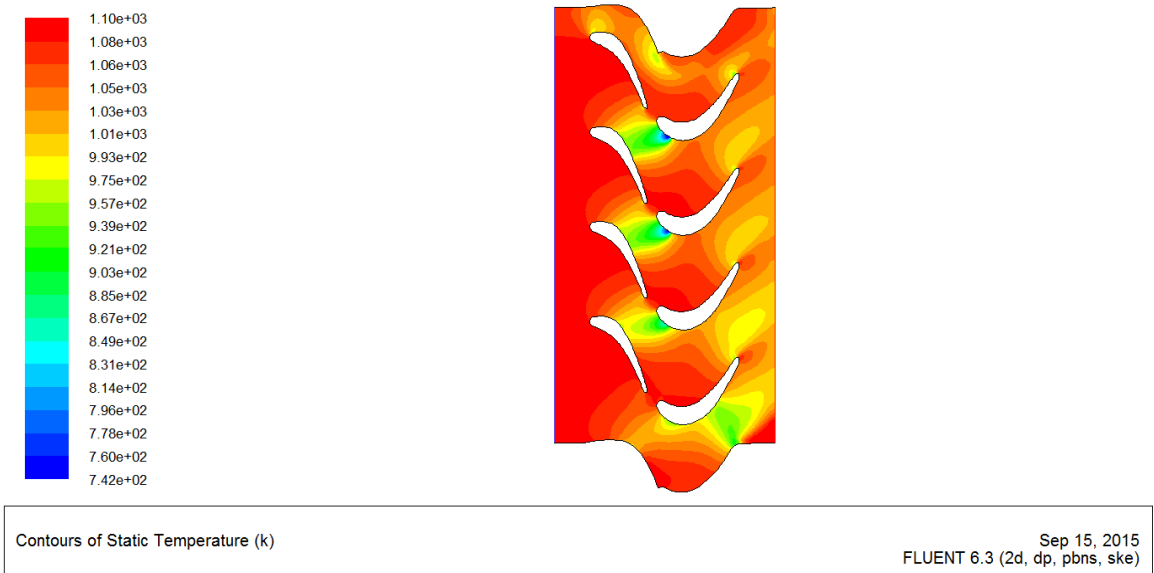


Figure III.5 : Contours de la température statique.

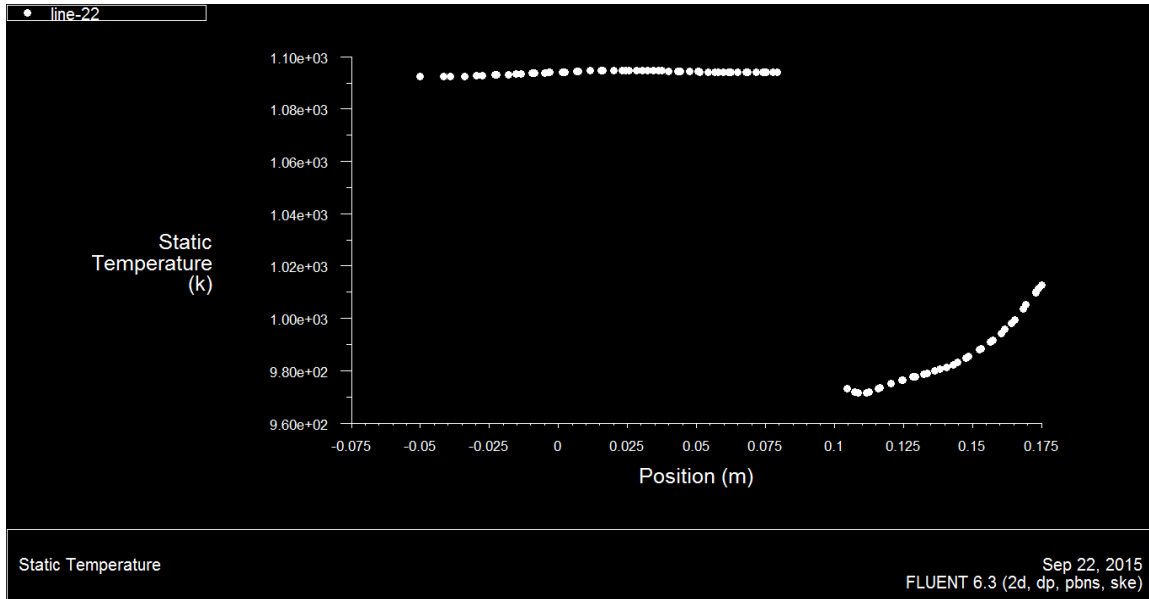


Figure III.6 : Évolution de la température statique à l’amont et à l’aval d’une aube du stator sans refroidissement.

8.1.2. Contours de la vitesse

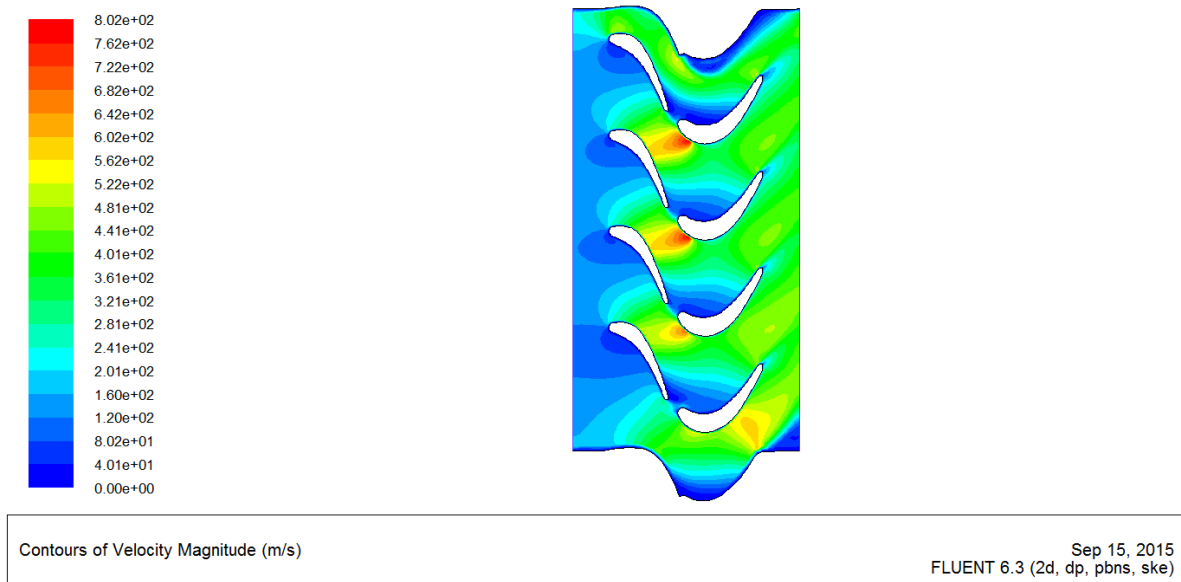


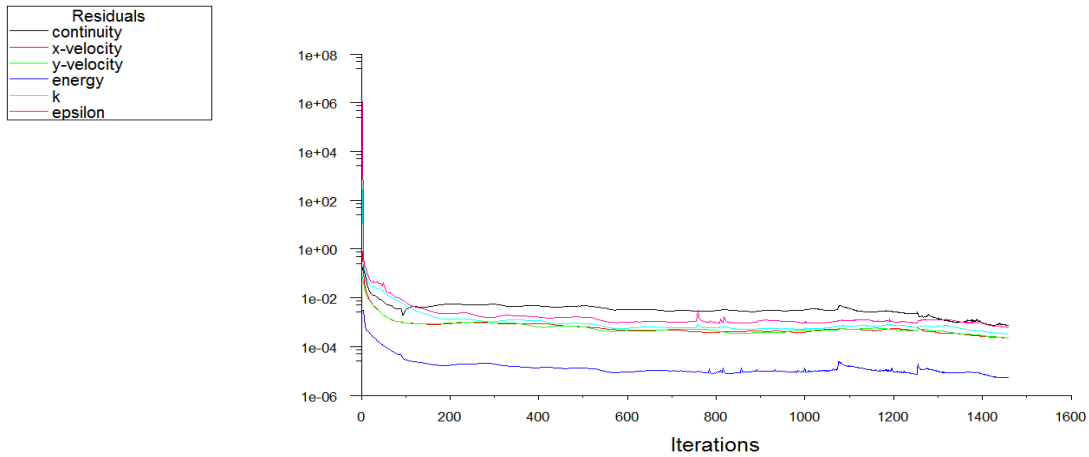
Figure III.7 : Contour de la vitesse de l’écoulement.

8.2. Écoulement avec refroidissement à partir du bord d’attaque (deuxième cas):

Dans cet essai on a réalisé 3 trous de 1mm de diamètre; réparties le long du **bord d’attaque** de l’aube du stator.

8.2.1. Première position :

Schéma de convergence : Après 1460 itérations la convergence est atteinte.

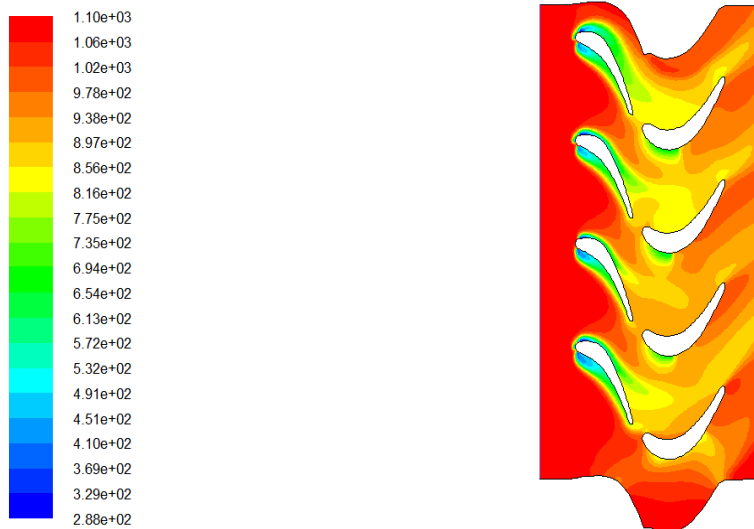


Scaled Residuals

Jun 25, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure III.8 : Représentation de l'évolution des résidus.

a)- Contours de la température statique :



Contours of Static Temperature (k)

Jun 25, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure III.9 : Contours de la température statique.

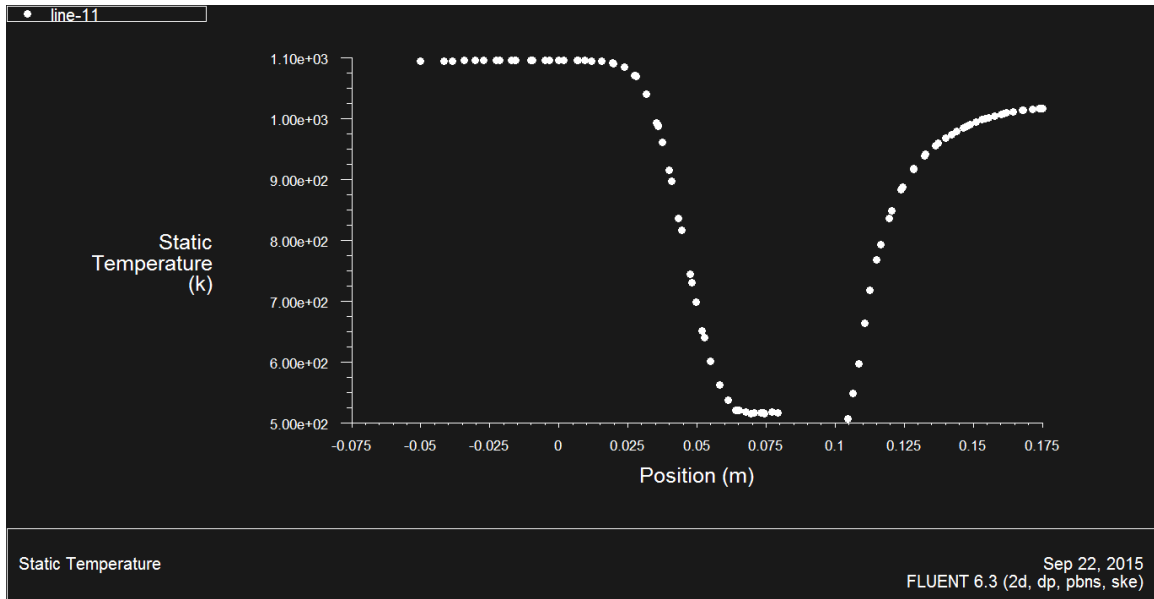


Figure III.10 : Evolution de la température statique à l’amont et à l’aval d’une aube du stator.

b)- Contours de la vitesse :

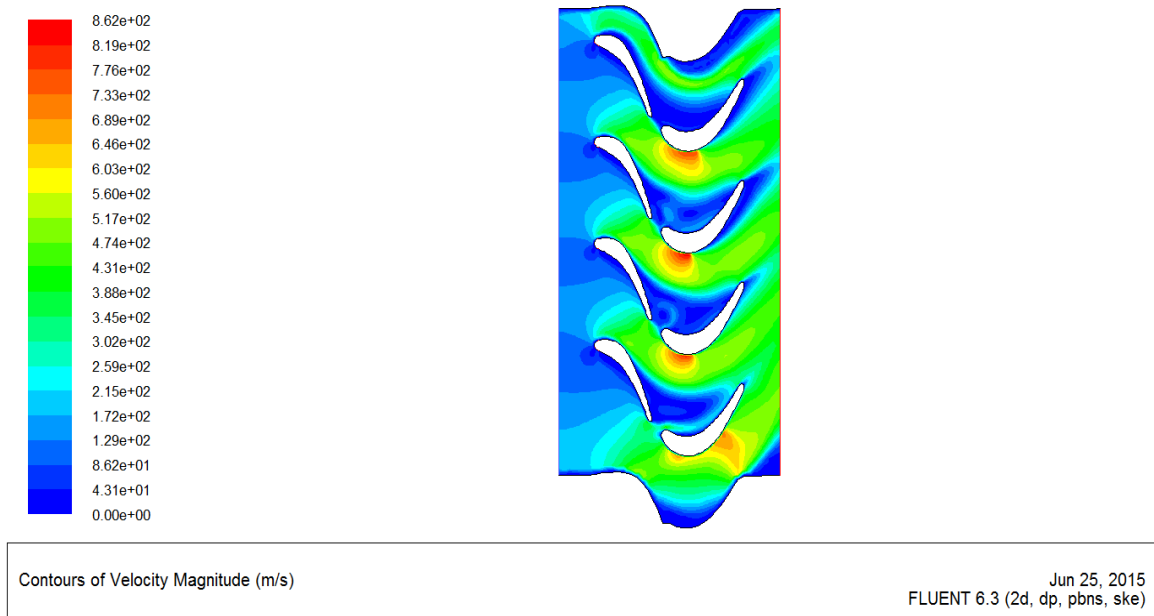


Figure III.11 : contours de la vitesse.

c)- Contours de la pression statique :

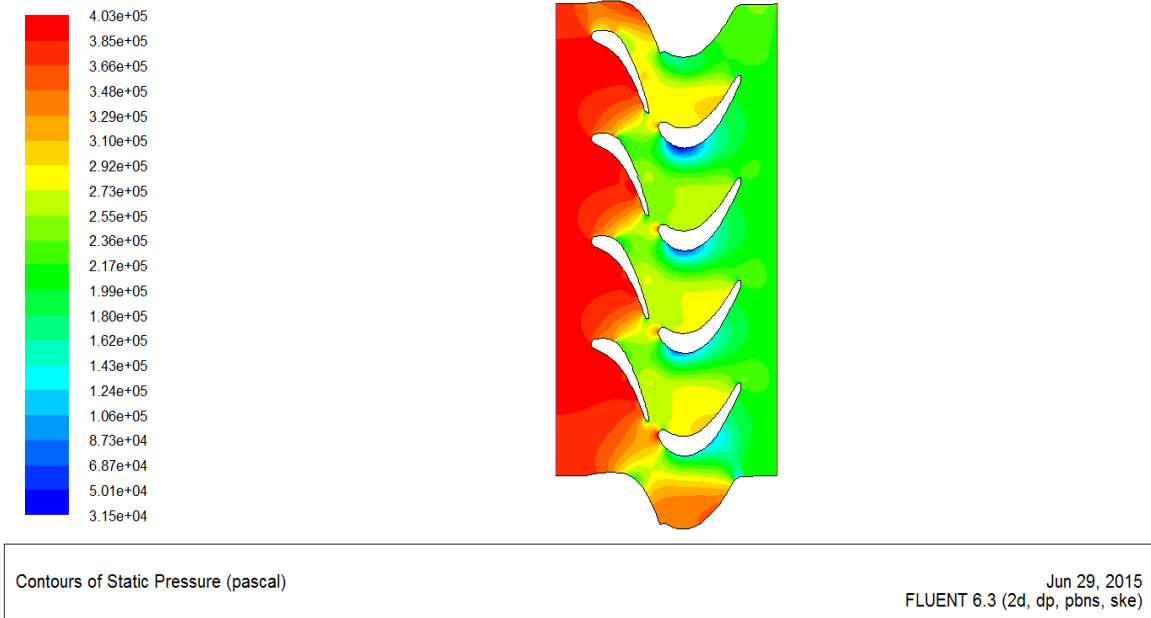


Figure III.12 : contours de la pression statique.

8.2.2. Deuxième position :

Dans cet essai on a translaté les aubes du rotor de 10 cm vers le bas suivant l'abscisse y tout en gardant la même disposition des cavités.

- **Schéma de convergence :** Après 872 itérations la convergence est atteinte.

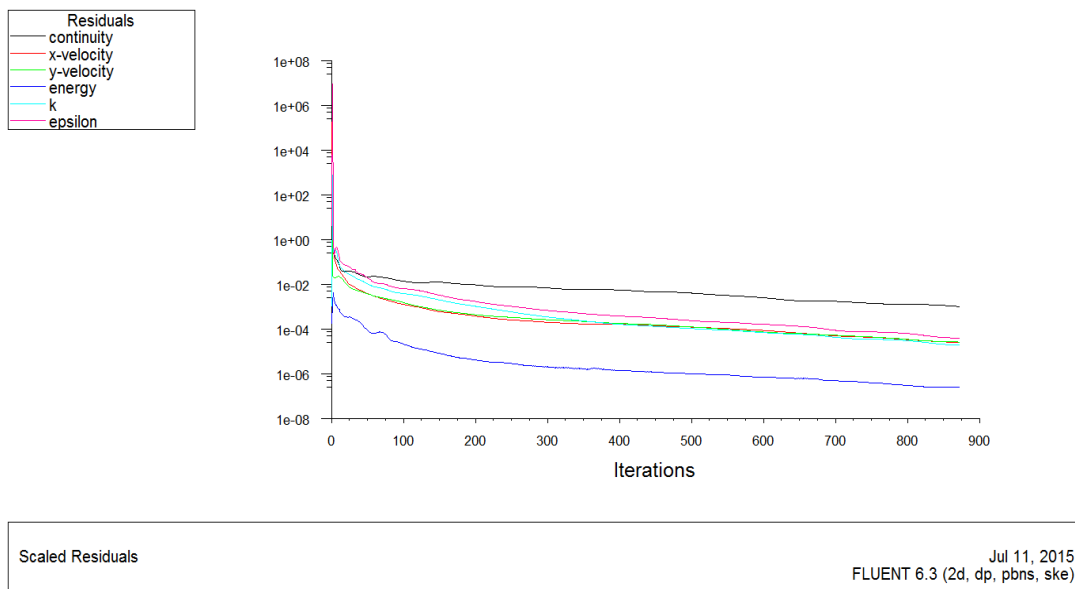


Figure III.13 : Représentation de l'évolution des résidus.

a)- Contours de la température statique :

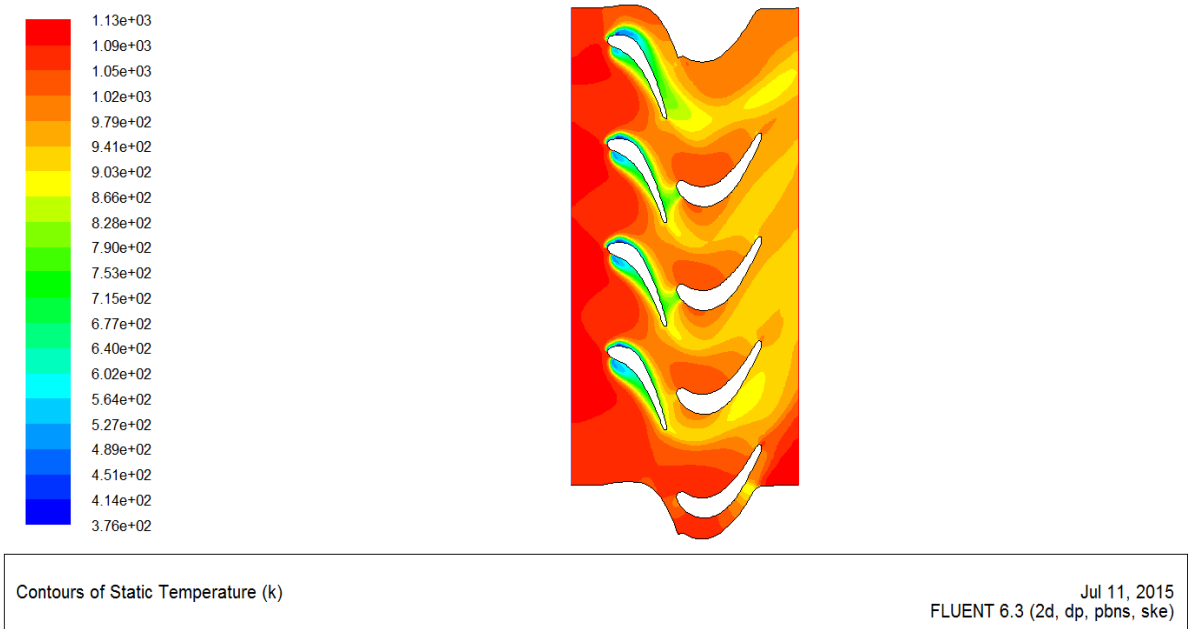


Figure III.14 : contours de la température statique.

b)- Contours de la vitesse :

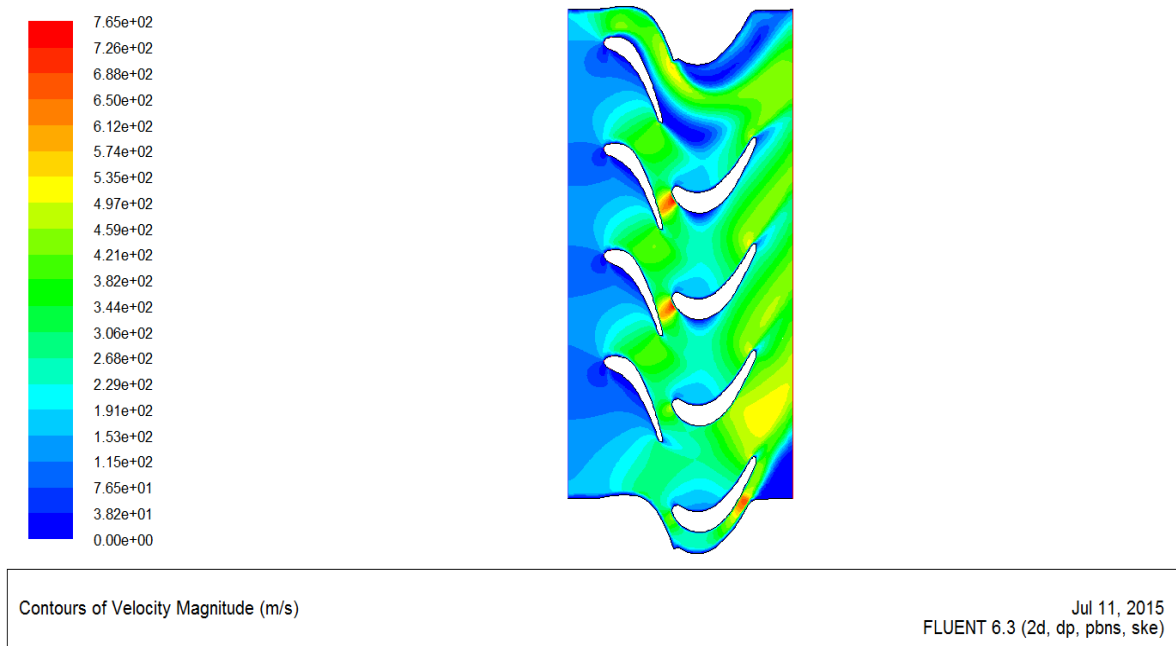
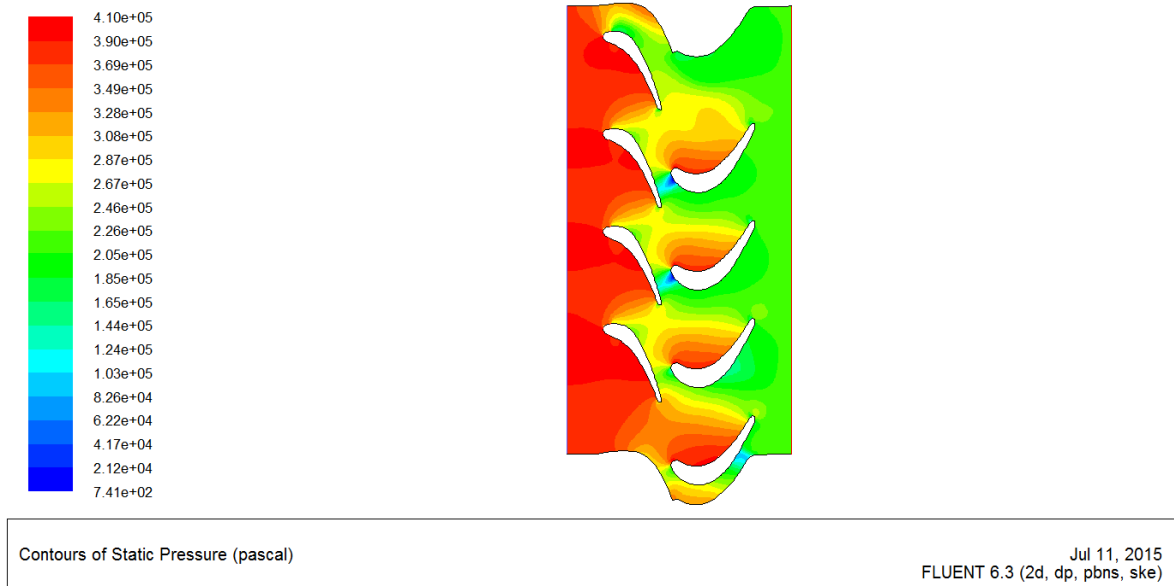


Figure III.15 : contours de la vitesse.

c)- Contour de la pression statique :**Figure III.16 :** contours de la pression statique.**8.4. Refroidissement à partir de la mi-aube (Troisième cas):**

Dans cet essai on a réalisé 4 trous de 1mm de diamètre, repartis sur la mi-aube (02 trous sur l'intrados et 02 sur l'extrados).

8.4.1. Première position :

Schéma de convergence : Après 637 itérations la convergence est atteinte.

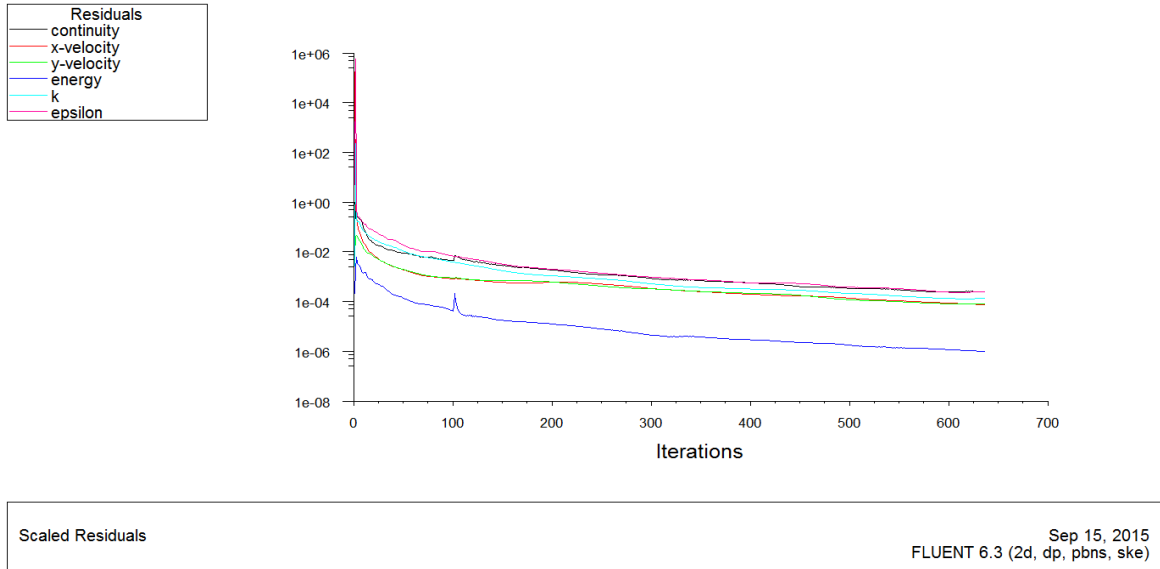


Figure III.17 : Représentation de l'évolution des résidus.

a)- Contours de la température statique :

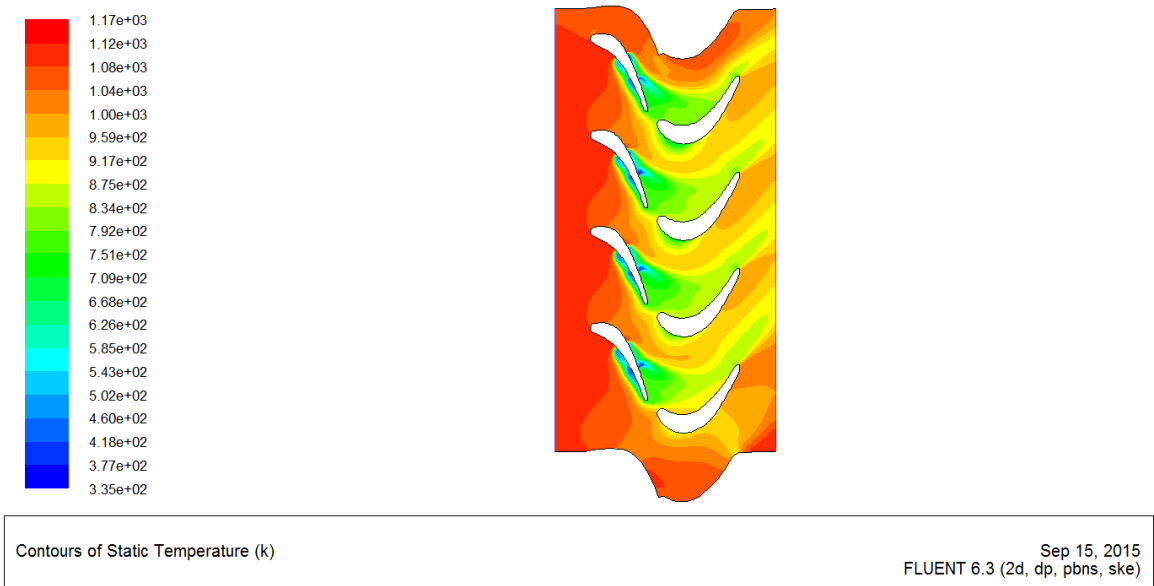


Figure III.18 : contours de la température statique.

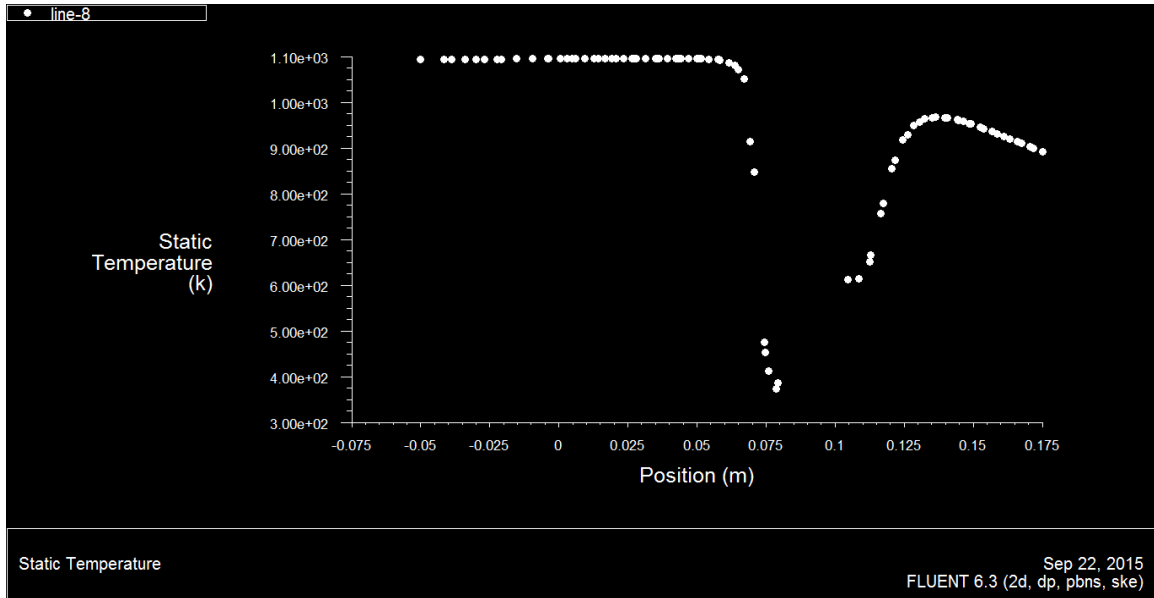
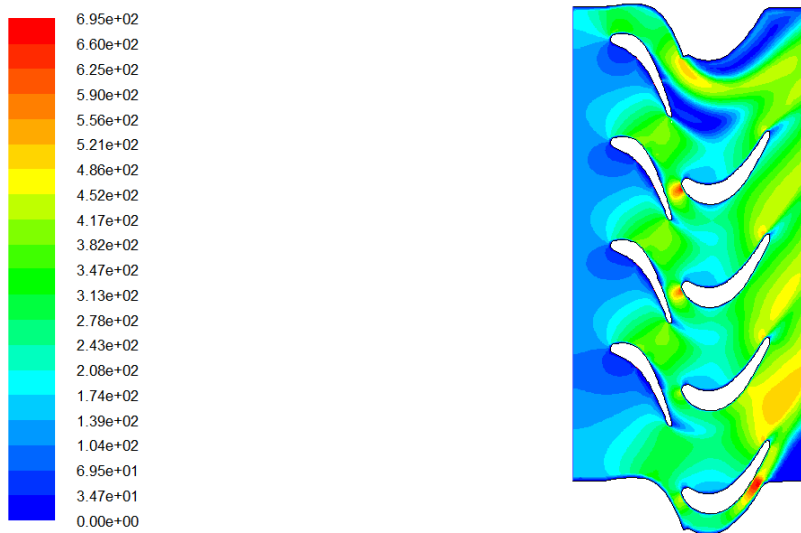


Figure III.19 : Représentation de l'évolution de la température à l'amont et à l'aval d'une aube de rotor.

b)- Contour de la vitesse :



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Sep 15, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure III.20 : contours de la vitesse.

c)- Contour de la pression statique :

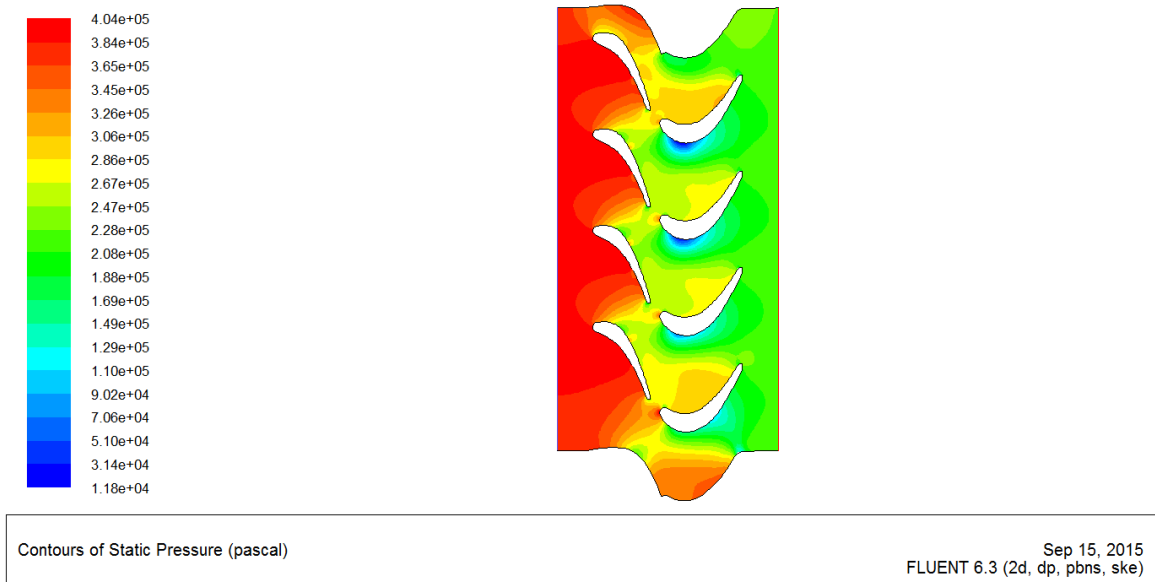


Figure III.21 : contours de la pression statique.

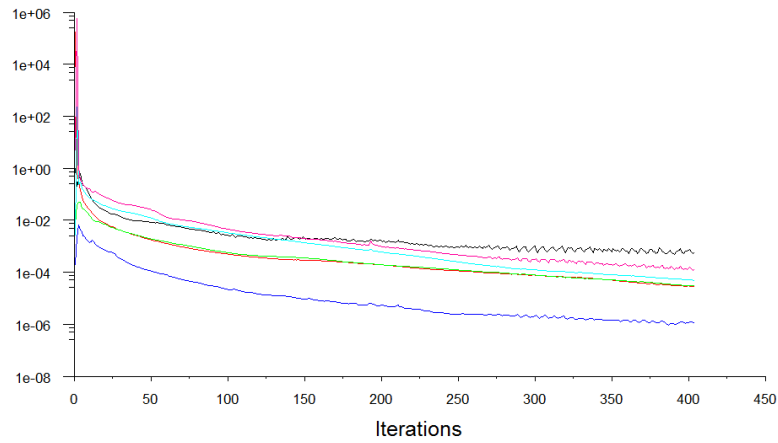
8.4.2. Deuxième position :

Dans cet essai on a translaté les aubes du rotor de 10 cm vers le bas suivant l'abscisse y tout en gardant la même disposition des cavités.

Après 404 itérations la convergence est atteinte.

- **Schéma de convergence** : après 428 itérations la convergence est atteinte.

Classique III
 Residuals
 continuity
 x-velocity
 y-velocity
 energy
 k
 epsilon

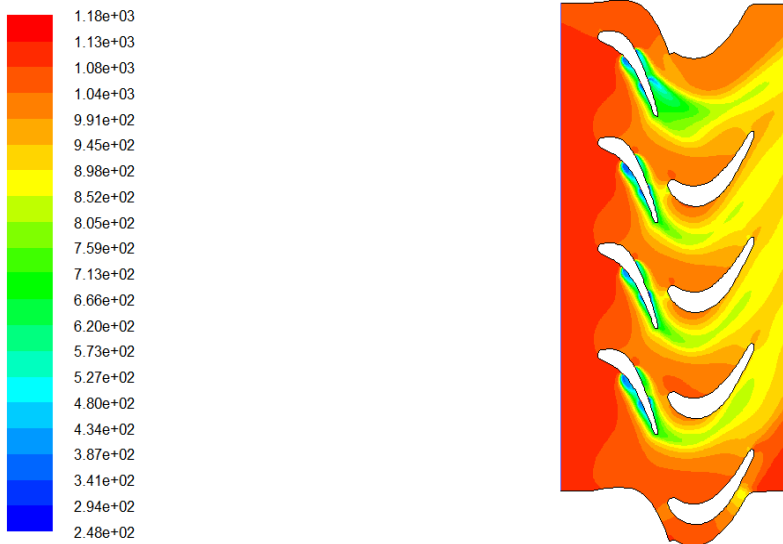


Scaled Residuals

Sep 15, 2015
 FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure III.22: Représentation de l'évolution des résidus.

a)- Contours de la température statique :

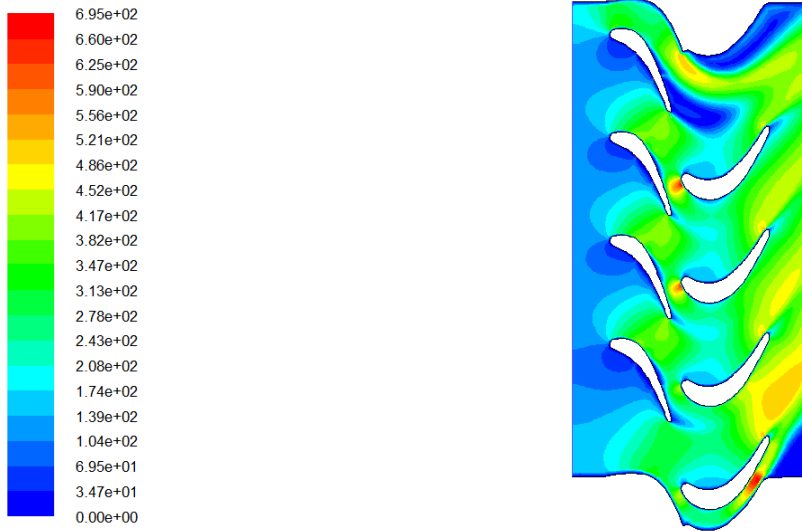


Contours of Static Temperature (k)

Sep 15, 2015
 FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure III.23 : Contour de la température statique.

b)- Contours de la vitesse :

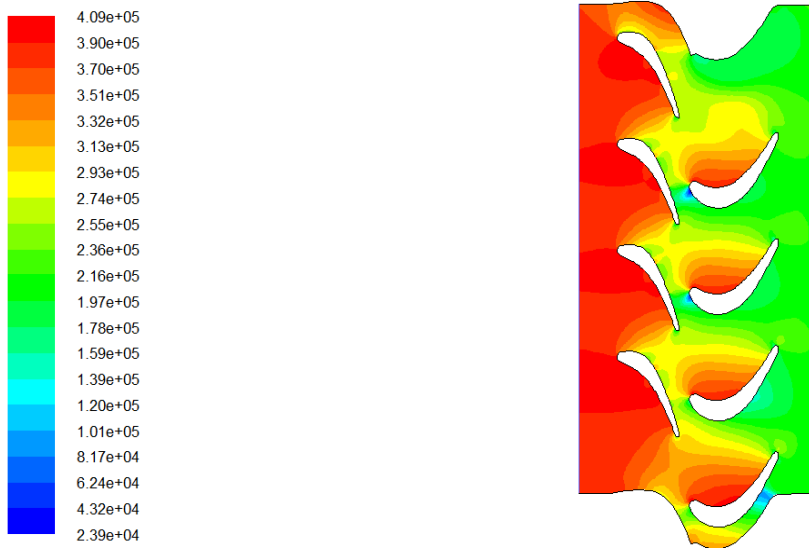


Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Sep 15, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure III.24 : contours de la vitesse.

c)- Contour de la pression statique :



Contours of Static Pressure (pascal)

Sep 15, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure III.25 : contours de la pression statique.

8.5. Refroidissement à partir du bord de fuite de l'aube du stator (Quatrième cas) :

Au cours de cet essai on a réalisé 03 orifices de 1mm de diamètre sur le **bord de fuite** (un sur l'intrados, un sur l'extrados et un autre juste a l'extrémité).

8.5.1. Première position :

- **Schéma de convergence :** après 943 itérations la convergence est atteinte.

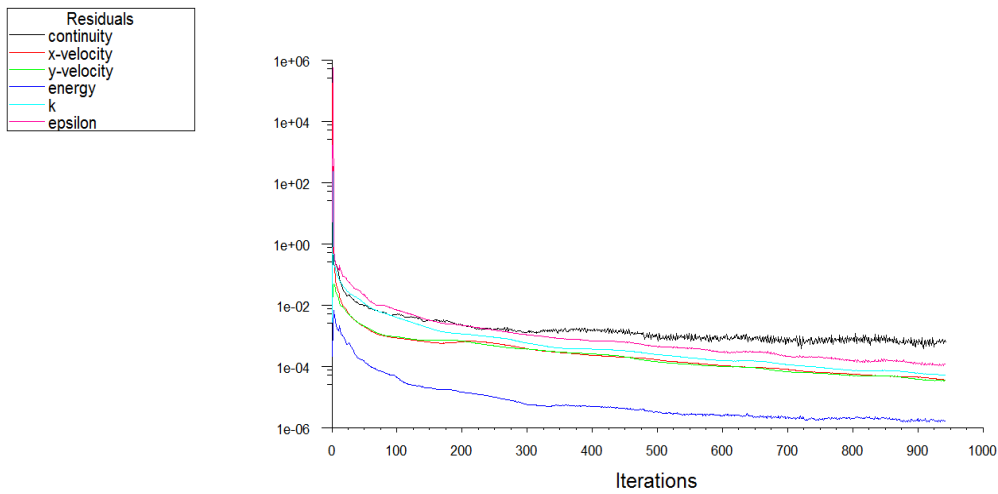


Figure III.26 : Représentation de l'évolution des résidus.

a)- Contours de la température statique :

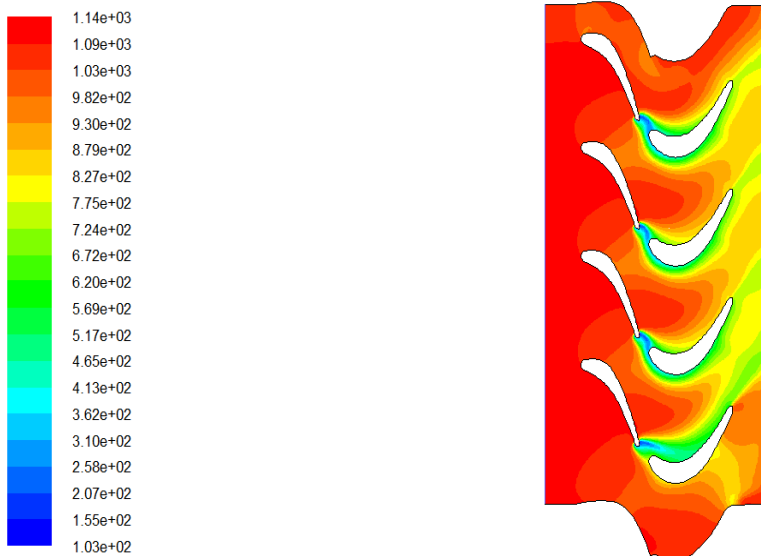


Figure III.27 : contours de la température statique.

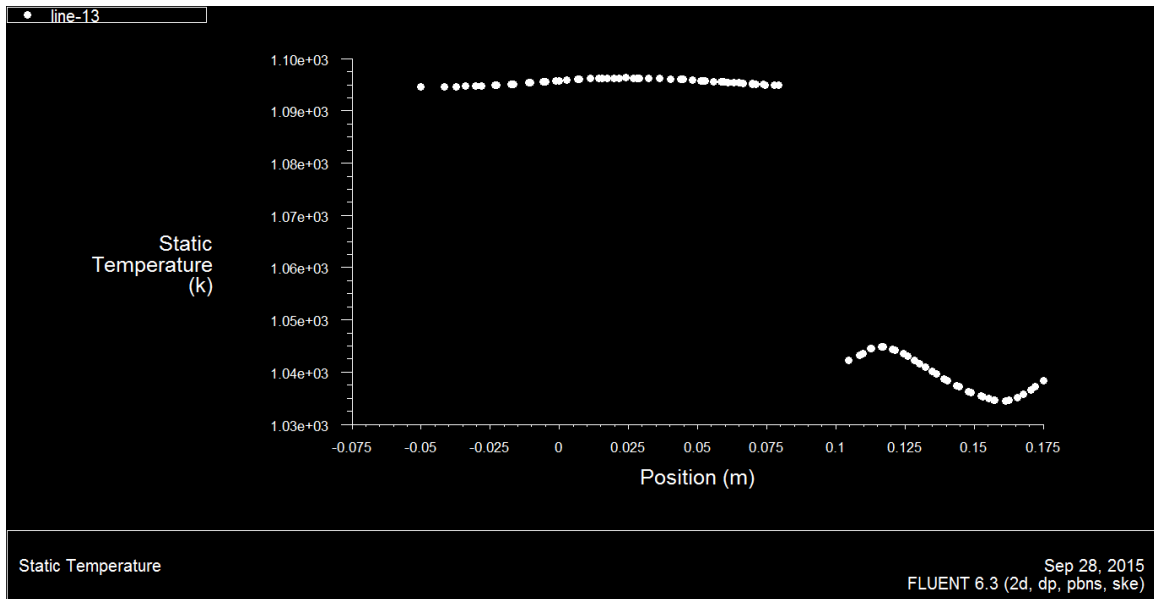
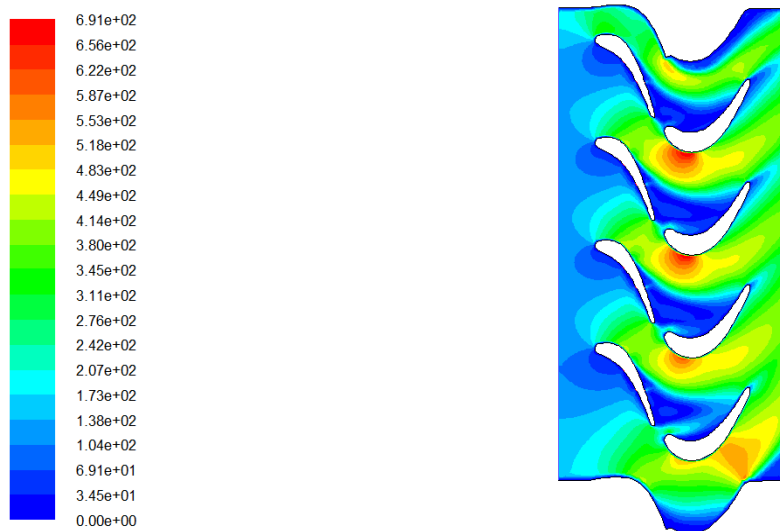


Figure III.28 : Représentation de l'évolution de la température à l'amont et à l'aval d'une aube de rotor.

b)- Contours de la vitesse :



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Sep 15, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figures III.29 : contours de la vitesse.

c)- Contours de la pression statique :

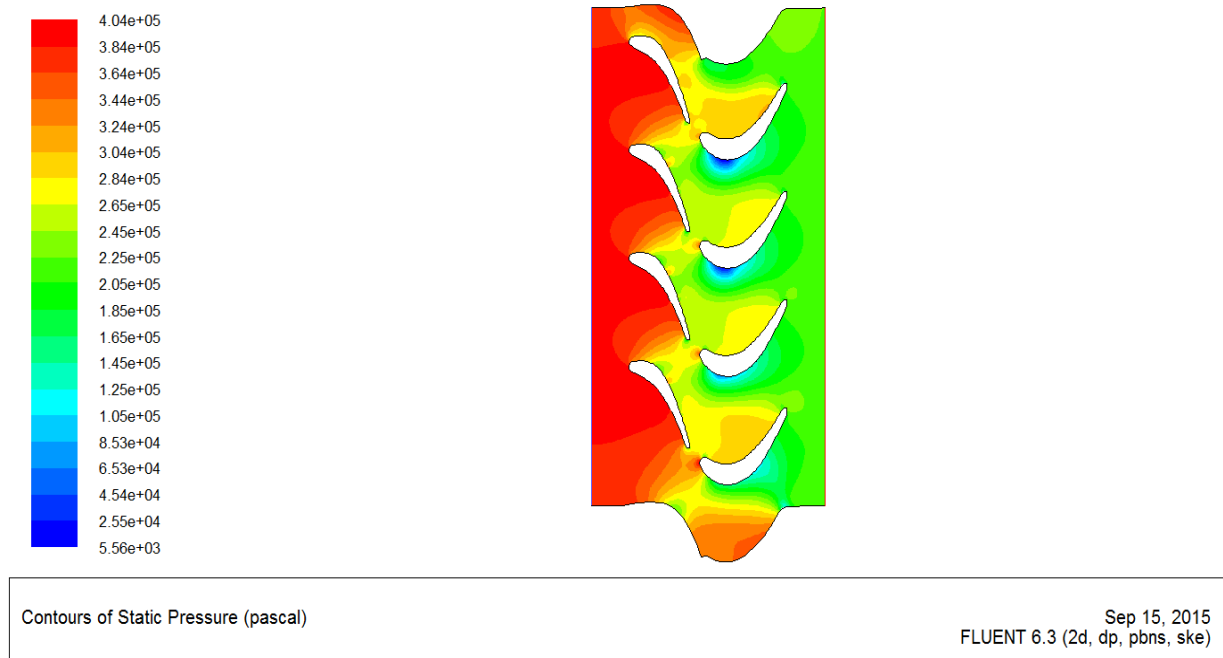


Figure III.30 : contours de la pression statique.

8.5.2. Deuxième position : dans cet essai on a translaté les aubes du rotor de 10 cm vers le bas suivant l'abscisse y tout en gardant la même disposition des cavités.

Schéma de convergence : après 546 itérations la convergence est atteinte.

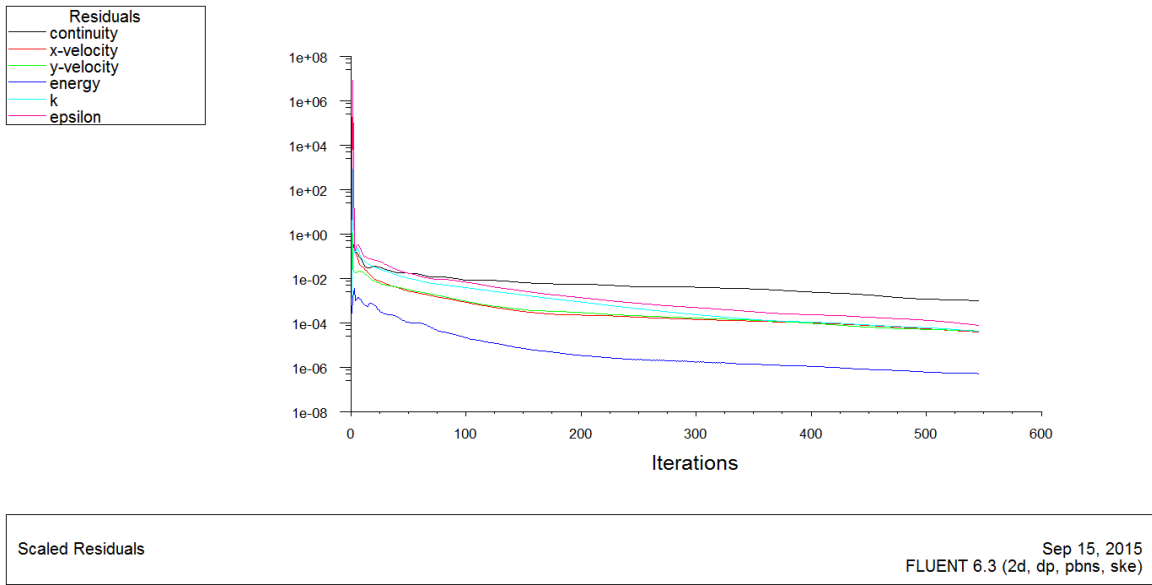
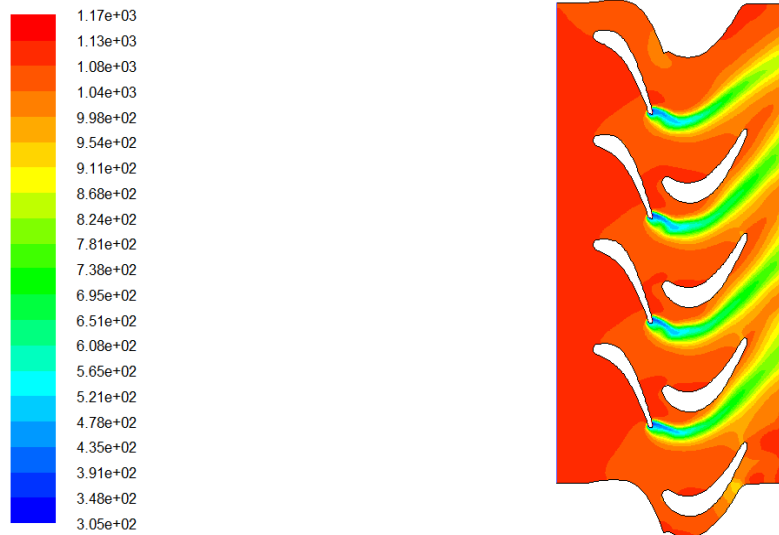


Figure III.31 : Représentation de l'évolution des résidus.

a)- Contours de la température statique :

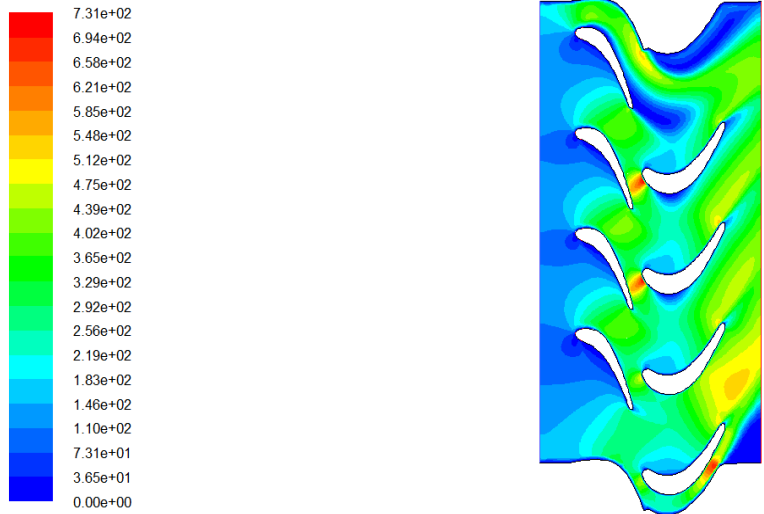


Contours of Static Temperature (k)

Sep 15, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure III.32 : contours de la température statique.

b)-Contours de la vitesse :

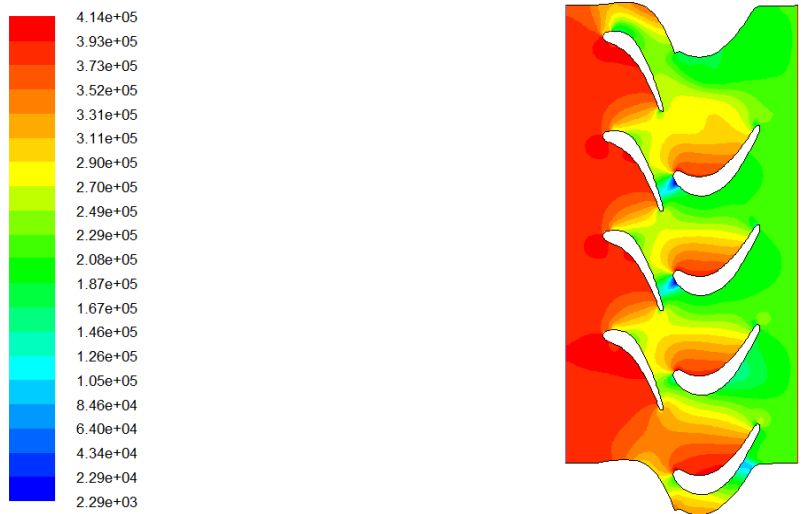


Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Sep 15, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure III.33 : contours de la vitesse.

c)-Contours de la pression statique :



Contours of Static Pressure (pascal)

Sep 15, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure III.34 : contours de la pression statique.

(Mettre un mot chaque fois que c'est nécessaire et terminer le chapitre avec une petite conclusion)

Chapitre IV

Analyse des Résultats

Chapitre IV

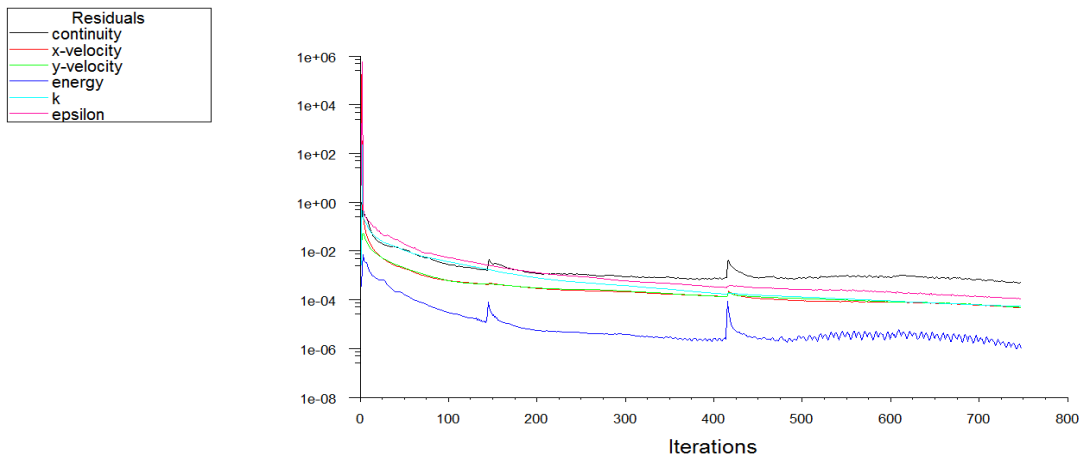
Analyse des Résultats

1. Refroidissement général (cinquième cas) :

Au cours de cet essai on a réalisé des trous de refroidissement sur les 3 zones remarquables de l'aube qui sont le **bord d'attaque**, la **mi-aube** et le **bord de fuite** pour mettre en évidence l'effet du refroidissement de tout les cas possible étudiés précédemment dans le Chapitre III..

1.1. Première position :

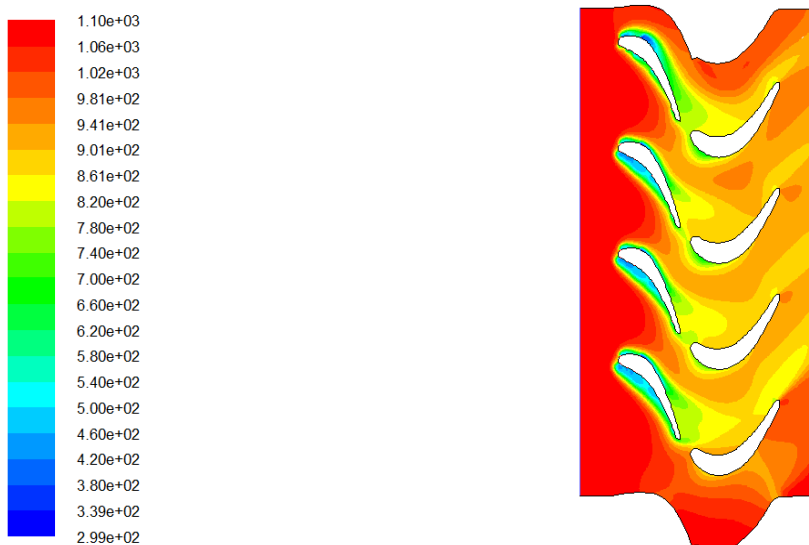
Schéma de convergence : après 748 itérations la Convergence est atteinte.



Scaled Residuals Sep 14, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure IV.1: Représentation de l'évolution des résidus.

a)- Contours de la température statique :



Contours of Static Temperature (k) Sep 14, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure IV.2: contours de la température statique.

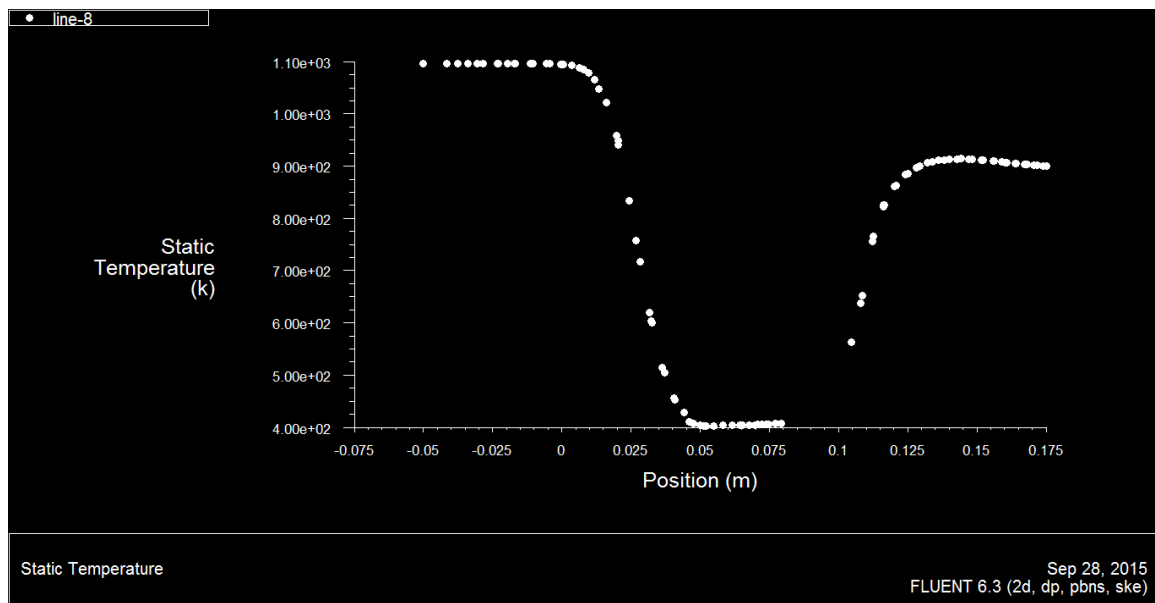


Figure IV.3 : Représentation de l'évolution de la température d'une aube du rotor.

b)- Contour de la vitesse :

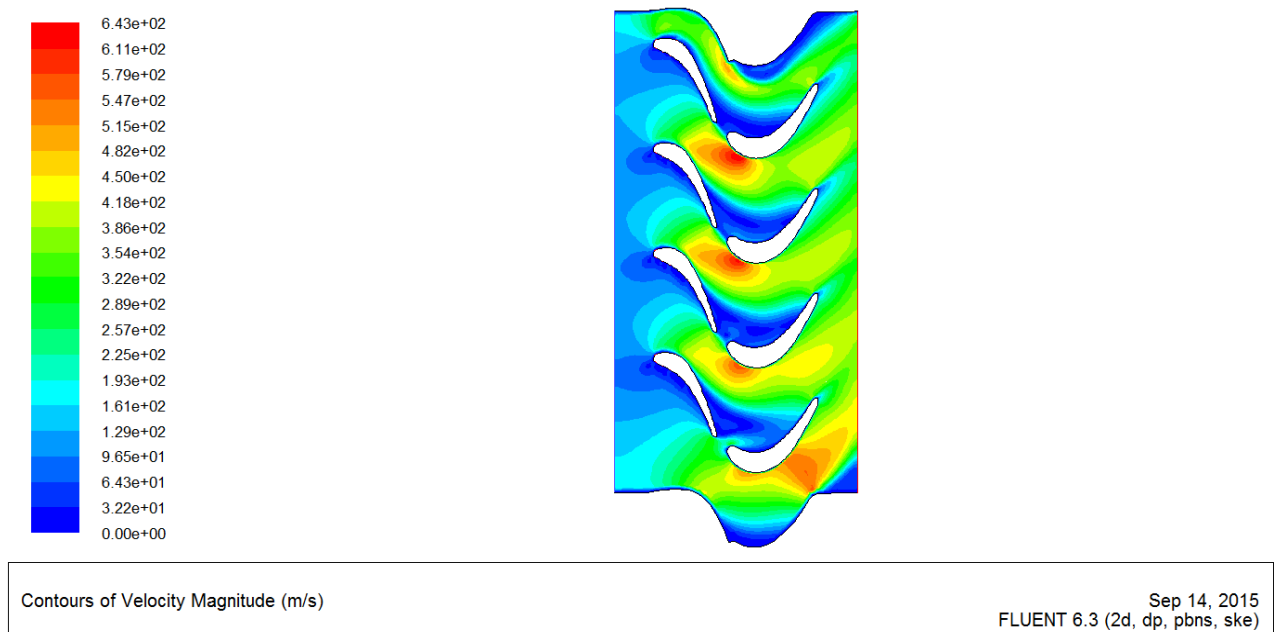


Figure IV.4: contours de la vitesse.

c)- Contours de la pression statique :

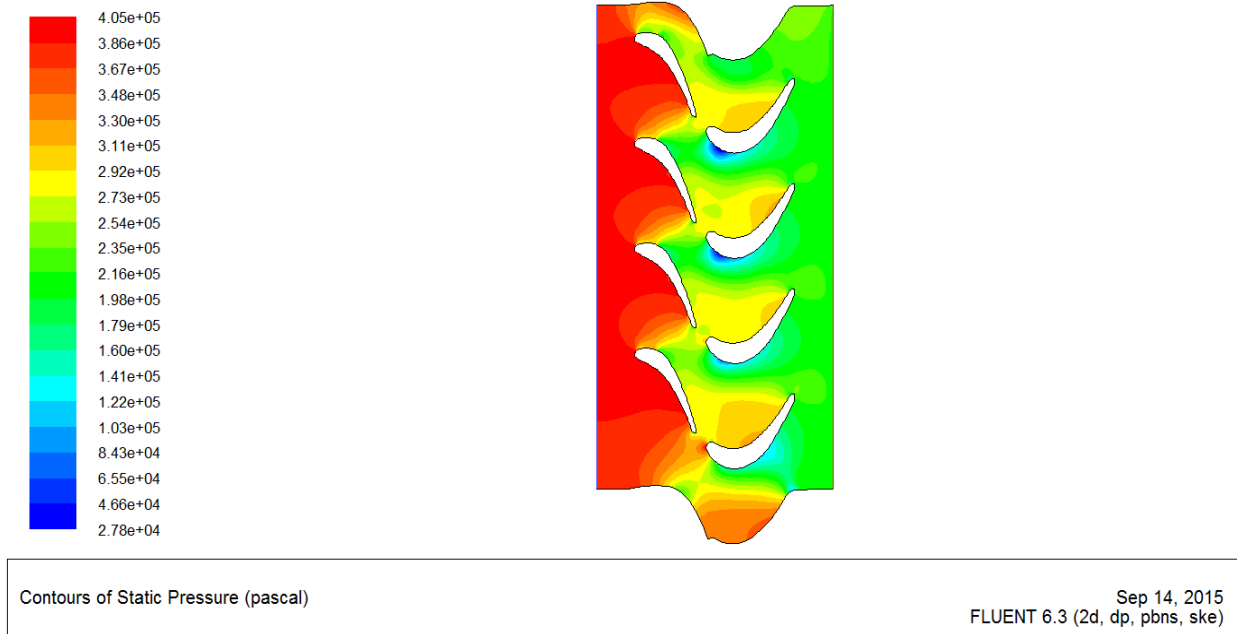


Figure IV.5: contours de la pression statique.

1.2. Deuxième position :

Dans cet essai on a translaté les aubes du rotor de 10 cm vers le bas suivant l'abscisse y tout en gardant la même disposition des cavités.

Schéma de convergence : après 289 itérations la convergence est atteinte.

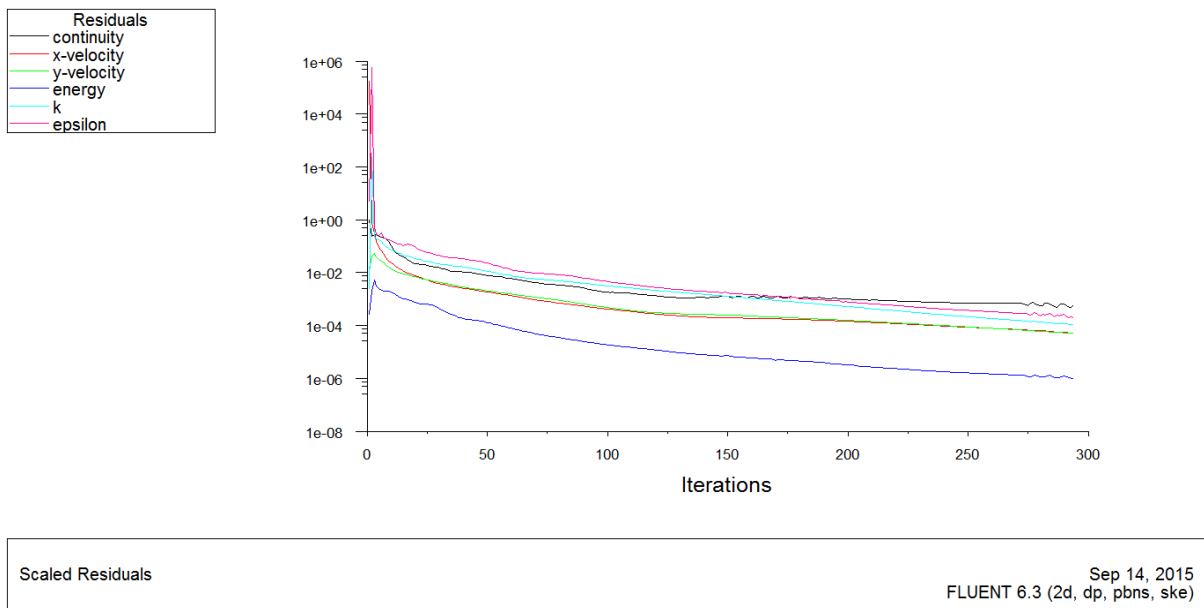
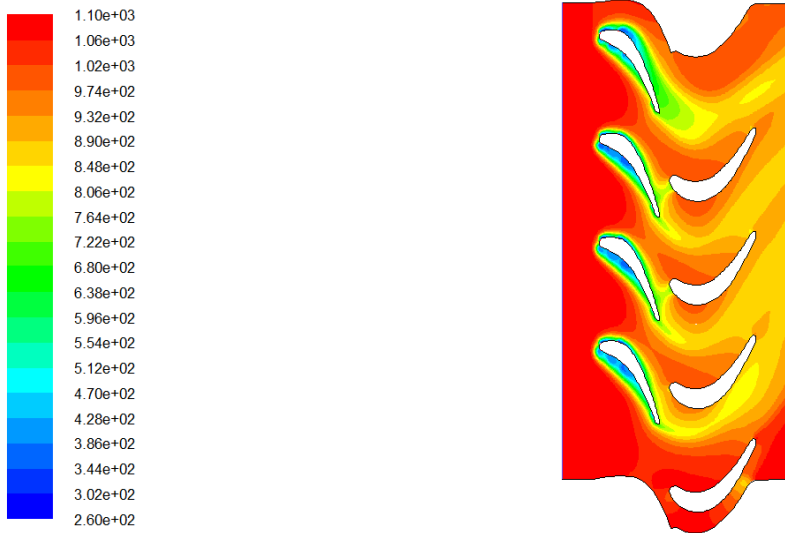


Figure IV.6: Représentation de l'évolution des résidus.

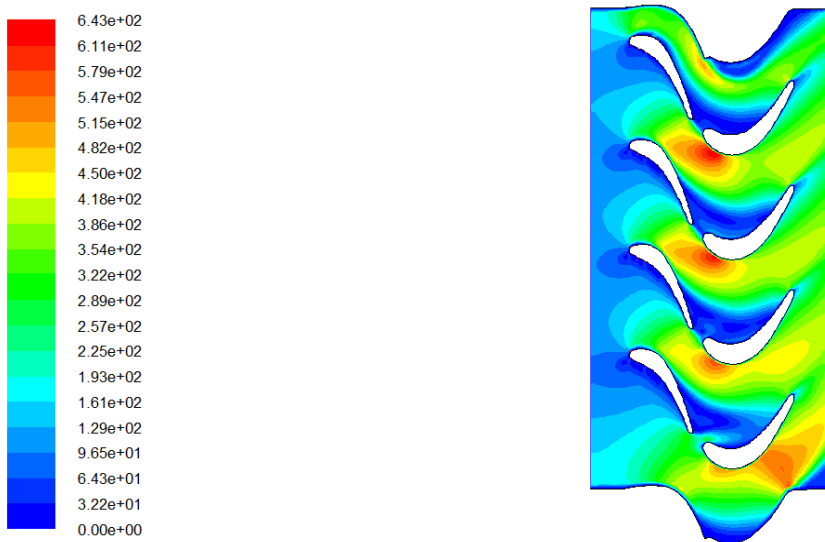
a)- Contours de la température statique :



Contours of Static Temperature (k) Sep 14, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure IV.7: contours de la température statique.

b)- Contours de la vitesse :



Contours of Velocity Magnitude (m/s) Sep 14, 2015
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, ske)

Figure IV.8: contours de la vitesse.

c)- Contour de la pression :

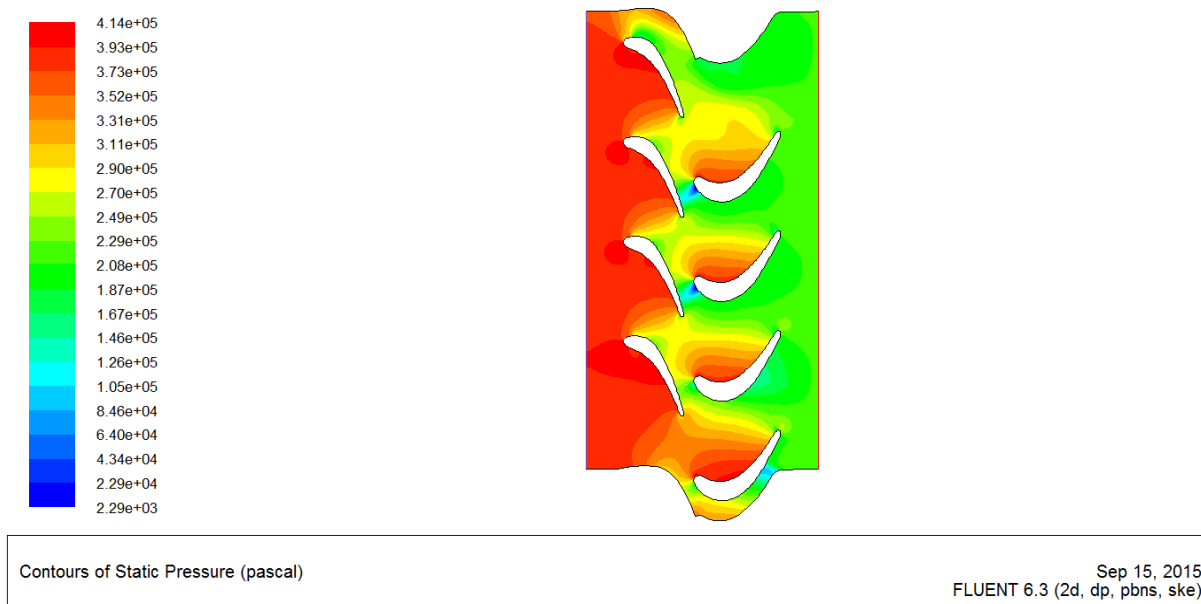


Figure IV.9. : Contours de la pression statique.

4-1.Introduction :

Le chapitre précédent constitue une étude numérique appliquée au bord d'attaque, mi-aube et au bord de fuite des aubes d'une turbine à gaz.

La réalisation de la géométrie et la construction du maillage ont été effectués sur gambit. La définition paramétrique des conditions opératoires (pression température et vitesse) ont été évaluées par fluent.

Notre simulation a été conduite en quatre essais dont le premier le deuxième et le troisième essai sert à quantifier la distribution de la température au bord d'attaque mi-aube et bord de fuite en précisant un refroidissement locale pour chaque essai, le quatrième essai sert à évaluer le refroidissement globale de l'aube.

4-2.Interprétation des résultats :

- **Premier essai** : Dans le premier essai on a réalisé une simulation sans refroidissement dont les aubes sont exposées aux sollicitations thermiques générées par l'écoulement chaud des gaz de combustion, on constate dans cet essai que la température autour des aubes sont très élevées ce qui nous a conduit à élaborer un système de refroidissement.
- **Deuxième essai** : A travers les contours obtenus dans le deuxième essai le refroidissement s'est effectuée au bord d'attaque. On a enregistré une chute progressive de la température tout le long de l'aube jusqu'à atteindre 500K **figure (3.9)**. En effet cet essai nous a permis d'axer exclusivement le refroidissement sur les aubes de stators en négligeant ainsi celle de rotors.

- **Troisième essai :** Dans cet essai le refroidissement exclue le bord d'attaque. Une chute record de température est visible notamment au milieu de l'aube **figure (3.18)**.
- **Quatrième essai :** Le refroidissement localisé au bord de fuite permet de refroidir les aubes du rotor ce qui est illustré dans la **figure (3.27)** par la formation d'un film d'air autour de ces aubes. En revanche, les segments montrent que les températures des aubes de rotor ainsi celle du stator se diminuent localement marquant ainsi l'atténuation de l'effet du mécanisme de refroidissement.
- **Cinquième essai :** les résultats d'une exécution expérimentale de refroidissement effectué au niveau du bord d'attaque, mi-aube et bord de fuite montrent que les aubes sont refroidies sur tous leurs périphéries, ce qui est témoigné par la diminution de température de 1100K à 400K donc cet essai permet d'améliorer et d'élargir la zone de refroidissement.

Pour mettre en évidence les résultats obtenus une comparaison entre les contours de température a été faite, on constate que le refroidissement s'améliore au fur et à mesure qu'on augmente la zone de refroidissement (refroidissement homogène).

EFFECTUER UNE ETUDE COMPARATIVE A LA POSITION UNE "PUIS LA POSITION DEUX.

c'est à dire comparer les courbes obtenues la diminution de la température de chaque cas isolé puis du cas général.

Conclusion

Dans ce mémoire, une étude paramétrique de refroidissement couplée interne et externe des aubes a été effectuée. L'objet principal de cette étude est de donner une meilleure compréhension de ce phénomène couplée en reflétant avec plus de précision les différentes techniques de refroidissement et de se rapprocher le mieux des conditions réelles d'utilisation.

Les composants d'une turbine à gaz nécessitent d'être efficacement refroidis afin de résister aux sollicitations thermiques générées par l'écoulement chaud des gaz de combustion, ces composants sont généralement refroidis par des systèmes qui consistent à libérer de l'air à la surface des aubes par des rangées de trous, cela génère un refroidissement par convection à l'intérieur des trous et produit un film d'air de refroidissement sur la surface de l'aube ce procédé appelé refroidissement par film.

Au cours de notre étude, on s'est servi du code de calcul Fluent ainsi que son générateur de maillage Gambit a plusieurs reprises, ce qui nous a permis d'avantage de nous familiariser à la simulation numérique. La complexité de la configuration géométrique a été maîtrisée par gambit, La forme qui nous a été destinée est relativement compliquée à réaliser et à mailler, ce qui exige de nous un travail de qualité et surtout de précision. L'importance de l'investigation numérique est d'éclaircir les phénomènes physiques décrits par la théorie sans passer par l'expérience ce qui est moins coûteux.

Le manque crucial de moyens ne nous a pas aidés à avancer dans notre démarche, la conception et la réalisation des aubes relève d'une technologie de pointe et sachant que leur coût dépasse nos moyens, c'est bien qu'on n'a jamais eu accès à ces précieuses pièces. La technologie qui en découle à leurs réalisations est jalousement gardée pour ne pas en subir les conséquences de la concurrence.

Enfin notre présent mémoire se limite à l'étude de refroidissement des aubes d'une turbine d'un turboréacteur, On considère que les résultats obtenus sont satisfaisants mais ils ne traduisent pas nécessairement un taux d'estimation de 100%, au contraire, des améliorations peuvent être introduites.