

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE



**MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA



**Institut d'Aéronautique et
des Etudes spatiales**

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention d'un diplôme de master en aéronautique
Spécialité: Construction et Maintenance Aéronautique
Option : Propulsion avion

THEME

**SIMULATION EN 3D DU
REFROIDISSEMENT DES AUBES TURBINE
EN MODE DE TRANSFERT DE CHALEUR
CONJUGUE SUR FLUENT -ANSYS**

Réalisé par :

**Mr. SAIDANI Nassim
Mr. IZERADJENE Idir**

Dirigé par :

Mr. BADEREDDINE Aïmed

Promotion
2013/2014

Table des Matières

REMERCIEMENTS	I
RESUME-ABSTRACT	II
LISTES DES FIGURES	III
NOMENCLATURE	IV
INTRODUCTION	1
CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES TURBOREACTEURS.	3
I.1.HISTORIQUE	
I.2..DEFINITION D'UN TURBOREACTEUR	4
I.1. Définition.....	4
I.3. LES ORGANES DES TURBOREACTEURS ET LEURS FONCTIONNEMENTS	5
I.3.1. L'admission.....	5
I.3.2. La compression.....	5
A. Principe de fonctionnement d'un compresseur axial.....	5
B. Principe de fonctionnement d'une soufflante.....	7
I.3.3. La chambre de combustion.....	8
I.3.4. La détente dans la turbine.....	10
I.3.5. La réchauffe ou postcombustion.....	11
I.3.6. La détente dans la tuyère puis l'éjection.....	11
I.3.7. L'inversion de jets avec le système de réverse.....	12
I.4. LES TURBINES	13
I.4.Définition et généralités.....	13
I.5. LES TURBINES HAUTE PRESSION	20
I.5. définition.....	20
CHAPITRE II : LES DIFFERANTS TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT DANS LES AUBES TURBINE	
II.1. EVOLUTION DE LA TECHNOLOGIE DE LA TURBINE	22
II.2. TECHNIQUE DE REFROIDISSEMENT	24
II.2.1. Refroidissement par convection interne forcée.....	25
II.2.1.1. Convection interne.....	25
II.2.1.2. Impact de jets.....	26
II.2.2. Refroidissement par film.....	24
II.2.2.1. Effusion.....	28
II.2.2.2. Transpiration.....	28
II.2.2.3. Multi perforation.....	29
II.2.3. Couplages des méthodes de refroidissement.....	31
II.3. LE REFROIDISSEMENT PAR MULTI PERFORATION	31
II.3.1. Généralités.....	31
II.3.2. Facteur d'influence du refroidissement par multi performance.....	32
II.3.2.1. Facteurs géométriques.....	32
II.3.2.2. Facteurs aérothermiques.....	33
II.3.3. Etude des transferts thermique sur une paroi multi perforée.....	33
II.4. INFLUENCE DE L'ENVIRONNEMENT DE LA TURBINE HAUTE PRESSION	34
II.4.1. Interaction chambre de combustion/turbine.....	34
II.4.2. Ecoulement secondaires.....	36
II.4.3. Phénomènes de ségrégation.....	37
II.4.4. Effets technologiques.....	38
II.4.4.1. Jeu.....	39

II.4.4.2. Baignoire.....	40
II.4.4.3. Congés de raccordement.....	41
II.4.4.4. Ventilations.....	41
A. Refroidissement provenant des aubes du distributeur.....	41
B. Refroidissement par cavités inter-disques	42
II.4.5. Transferts thermiques conjugués.....	44
CHAPITRE III : MODELISATION AEROTHERMIQUE	
III.1. EQUATIONS DE NAVIER-STOKES INSTANTANÉES POUR UN FLUIDE	
COMPRESSIBLE	45
III.2. EQUATIONS DU CHAMP MOYEN	
III.2.1. conservation de la masse.....	45
III.2.2. Equation de continuité pour un écoulement permanent.....	45
III.2.3. Conservation de l'énergie totale.....	45
III.2.4. Conservation de l'énergie totale.....	45
III.3. MODELISATION DE LA TURBULENCE	
III.3.1. Modèle Standard $k-\varepsilon$	47
III.3.2. Modèle RNG $k-\varepsilon$	48
III.3.3. Modèle Realizable $k-\varepsilon$	48
III.3.4. Modèle Standard $k-\omega$	49
III.3.5. Modèle de transport Shear-Stress (SST) $k-\omega$	40
III.3.6. Modèle Spalart – Allmaras	50
III.3.7. Modèle des contraintes différentielles de Reynolds (RSM)	51
III.4. CONDITIONS AUX LIMITES	
III.4.1 Détermination des paramètres de la turbulence.....	53
III.4.1.1. Intensité de la turbulence Tu	53
III.4.1.2. L'échelle de longueur turbulence	53
III.4.2. Autres relations pour délivrer les quantités turbulentes.....	54
III.5. MAILLAGES	
III.5.1. Mailles non orthogonales adaptées aux frontières limites.....	55
III.5.2. Maillage bidimensionnel.....	55
III.5.2.1. Maillage non structuré par blocs.....	57
III.5.3. Maillage tridimensionnel.....	58
III.6. RESOLUTION NUMERIQUE	
III.6.1. Présentation de Fluent et sélection des modules.....	60
III.6.2. Choix de la formulation du solveur.....	61
III.6.3. Choix du schéma de discrétisation.....	61
III.6.4. Initialisation.....	61
III.6.5. Méthode de la solution.....	61
III.7. INDEPENDENCE DU MAILLAGE	
III.8. DISTANCE DU PREMIER NŒUD A LA PAROI	
CHAPITRE IV : SIMULATION NUMERIQUE ET INTERPRETATION DES	
RESULTATS	
IV.1. MODELE DE CALCUL DE L'ANSYS 14.5	65
IV.1.1. Simulation par Fluent.....	65
IV.1.2. Les phases à suivre sur fluent.....	65
IV.2. SIMULATION DU BORD D'ATTAQUE EN 3D	66
IV.2.1. Préparation du modèle (Pre-Processing).....	66
IV.2.1.1 Génération de la géométrie.....	66
IV.2.1.2. Génération de Maillage.....	67
IV.2.1.3. Conditions aux limites	69
IV.2.2. Résultats de calcul (Post-Processing).....	70

IV.3.2.1. Présentation des contours de l'aérodynamique externe.....	10
IV.3. SIMULATION DU CORPS CENTRALE EN 3D.....	72
IV.3.1. Préparation du modèle (Pre-Processing).....	72
IV.3.1.1 Génération de la géométrie.....	72
IV.3.1.2.Génération de Maillage.....	72
IV.3.2.Résultats de calcul (Post-Processing).....	74
V.3.2.1. Présentation des contours de l'aérodynamique externe.....	75
IV.4. SIMULATION DU BORD DE FUITE EN 3D.....	77
IV.4.1. Préparation du modèle (Pre-Processing).....	77
IV.4.1.1 Génération de la géométrie	77
IV.4.1.2.Génération de Maillage.....	78
IV.4.2.Résultats de calcul (Post-Processing).....	80
IV.3.2.1. Présentation des contours de l'aérodynamique externe	80
IV.5. SIMULATION DE L'AUBE COMPLETE EN 3D.....	82
IV.5.1.Préparation du modèle (Pre-Processing).....	82
IV.5.1.1 Génération de la géométrie	82
IV.5.1.2.Génération de Maillage.....	83
IV.5.2.Résultats de calcul (Post-Processing).....	84
IV.5.2.1. Présentation des contours de l'aérodynamique externe	85
IV.6. INTERPRETATION DES RESULTATS.....	86
CONCLUSION.....	88
REFERENCE BIBLIOGRAPHIE.....	90

ANNEXES A : CREATION DE LA GEOMETRIE PAR SOLIDWORKS

Définition.....	A1
I.1. Présentation de SolidWorks.....	A1
I.2. Quelques fonctions générées par SolidWorks.....	A2
I.3. Les extensions des fichiers.....	A3
I.4. Etapes de construction.....	A3
I.5. Le Domaine.....	A6

ANNEXES B : CAS DE VALIDATION

Description du problème.....	B1
Installation et solution	B1
Étape 1: Maillage	B2
Étape 2: Arrangements Généraux	B2
Étape 3: Modéliser	B3
Étape 4: Matériaux.....	B3
Étape 5: États De Zone De Cellules	B5
Étape 6: conditions aux limites.....	B6
Étape 7: Solution.....	B9
Validation.....	B9



Remerciements

Avant de commencer le développement de ce travail, On doit remercier en premier lieu ALLAH de nous avoir donné cette volonté de toujours atteindre les objectifs que nous avons fixés.

*Ensuite on adresse nos remerciements aux personnes qui nous avons appuyé dans l'élaboration de ce travail. On remercie Mr **BEDREDDINE AIMED** notre promoteur pour tous les efforts qu'il a fournis pour mettre ce travail à terme.*

*On tient à remercier la compagnie **TASSILI AIR LINES** et en particulier Mr **YOUS AAMED** notre Co-promoteur qui nous a aidé à accomplir notre travail et pour nous avoir fournis les données nécessaires à la validation des résultats. Ainsi Mr **CHAMENNE FAROUK**, qui avait beaucoup de patience lors de nos discussions et de nous avoir supporté moralement.*

On remercie toutes personnes qui ont participé de près ou de loin à l'élaboration de ce projet.



RESUME

L'objectif de cette étude est de simuler l'écoulement du fluide compressible dans une aube similaire à celle d'une turbine à gaz. Nous sommes intéressées principalement à la détermination de la distribution de pression et de la température autour de l'aube afin de trouver un moyen d'améliorer les techniques de refroidissement des aubes turbines. L'architecture particulière de l'aube rend les simulations plus complexes dues à la variété des phénomènes induits par cet écoulement. Notre étude est basée sur des simulations dans le cas tridimensionnel avec le Logiciel « FLUENT » qui résout les équations de Navier-Stokes par la méthode des volumes finis. Des simulations numériques stationnaires (2D) ont été faites dans des conditions de turbulence permettant de comparer les caractéristiques des effets de la réflexion (R.B.C) et de non réflexion (N.R.B.C) des frontières limites. Beaucoup de simulations ont été faites pour comparer différents modèles d'où on a choisis le modèle à deux équation (realizable $k - \epsilon$), notre bute et de faire la simulation numérique en 3D pour comparer nos résultats et de mieux voir les phénomènes induits par cet écoulement, Les résultats obtenus pour tous les cas considérés ont donnés des champs de pression et de température satisfaisants. Les phénomènes physiques tels que le développement du sillage, les zones de développement des couches limites, la variation du coefficient de frottement et la zone de production l'énergie cinétique turbulente, ...etc. ont tous été captés par la présente simulation d'où dans cette dernière partie viennent enrichir et compléter les études actuellement menées sur le sujet. Les résultats préliminaires obtenus sont en bonne concordance avec l'expérience.

ABSTRACT

The objective of this study is to simulate the flow of compressible fluid in a manner similar to that of a gas turbine blade. We are primarily interested in determining the distribution of pressure and temperature around the dawn end to find improved cooling techniques turbine blades means. The unique architecture of the blade makes the most complex simulations due to the variety of phenomena induced by this flow. Our study is based on simulations in the three-dimensional case with the software "FLUENT" which solves the Navier-Stokes equations by the finite volume method. Numerical simulations stationary (2D) were made under conditions of turbulence to compare the characteristics of the effects of reflection (RBC) and non-reflection (CBRN) limits borders. Many simulation has been done to compare different models from which to choose on the two equation models (realizable $k - \epsilon$), our butts and make a 3D computer simulation to compare our results and even better the phenomena induced by this flow, the results for all cases considered are given in the fields of pressure and temperature satisfactory. Physical phenomena such as the development of the wake, development areas boundary layer, the variation of friction coefficient and the area of production of turbulent kinetic energy, ... etc. were all captured by this simulation where in the latter part enrich and complement the current studies on the subject. Preliminary results are in good agreement with experiment.

Listes des Figures

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES TURBOREACTEURS

Fig. I.1	Schéma du fonctionnement d'un étage de compresseur	6
Fig. I.2	Compresseur axial multi-étage	7
Fig. I.3	Exemple d'une soufflante (CFM56)	7
Fig. I.4	Coupe d'un foyer d'une chambre de combustion et vue d'un injecteur	8
Fig. I.5	Coupe schématique d'une chambre de combustion	8
Fig. I.6	Schémas d'une turbine	11
Fig. I.7	Exemple de tuyère de moteur militaire	12
Fig. I.8	Inversion de jets sur turboréacteur double-flux	13
Fig. I.9	Cette image représente une augmentation de trois fois dans des rapports de pression du compresseur.	14
Fig. I.10	Aube de turbine Trent HP	16
Fig. I.11	L'aube de turbine 1er étage creux indiquant refroidissement des aubes et la corrosion, tant sur le 1er et les lames 2ème étape	16
Fig. I.12	Les trous de refroidissement dans l'aile à mi-portée et de la plateforme externe en amont de la pale.	17
Fig. I.13	La structure interne de la pale de turbine haute pression montrant la distribution de refroidissement à travers l'âme de la pale d'aube et la racine.	19
Fig. I.14	Trois aubes de turbine à haute pression,, grain conventionnel (équiaxe) en forme de colonne (solidification orientée), et un monocristal. Ce concept de plus en plus la structure de grain en continu le long de long, la plus sollicitée axe de la lame est appelé solidification directionnelle. La lame de cristal unique n'a pas de joints de grains, car toute la partie est cultivée comme un seul cristal.	20
Fig. I.15	Turbine haute pression (cadre rouge) dans un moteur Ardiden 3G	20

CHAPITRE II : LES DIFFERENTS TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT SUR LES AUBES TURBINE

Fig. II.1	Température d'entrée turbine	23
Fig. II.2	Schémas de refroidissement	24
Fig. II.3	Ailettes, Picots, Pontets et Perturbateurs	25
Fig. II.4	Refroidissement par convection interne forcée	25
Fig. II.5	Trois types d'orifices d'impact	26
Fig. II.6	Refroidissement interne par impact de jets	26
Fig. II.7	Refroidissement par impact de jets	27
Fig. II.8	Refroidissement par film	28
Fig. II.9	Procédé de transpiration de type Lamilloy	28
Fig. II.10	Refroidissement par multi perforation dans une chambre de combustion	29
Fig. II.11	Exemple géométrique d'une paroi multi perforée	30
Fig. II.12	Représentation d'une aube et de ses systèmes de refroidissement	31
Fig. II.13	Description géométrique de la paroi multi perforée	32
Fig. II.14	Configuration du champ des trous	32

Fig. II.15	Environnement de la turbine haute pression	35
Fig. II.16	Vue schématique des écoulements secondaires en turbine	36
Fig. II.17	Effet de ségrégation	38
Fig. II.18	Tourbillon de jeu	39
Fig. II.19	Ingestion par pompage dans une cavité inter-disques	43

CHAPITRE III : Modalisation aérothermique

Fig.III.1	Maillage quadratique non structuré - 24900 nœuds	56
Fig.III.2	Détails du domaine maillé en haut le milieu, à gauche le bord d'attaque et à droite le bord de fuite	56
Fig.III.3	Maillage de type O – 85116 nœuds pour deux passages	57
Fig.III.4	Maillage irrégulier par blocs- bord d'attaque	57
Fig.III.5	Maillage irrégulier par blocs - Bord de fuite	58
Fig.III.6	Maillage non structuré en 3 Dimensions : 106.240 nœuds	58
Fig.III.7	Maillage avec plans périodiques. 97047 nœuds et une importante inclinaison.	59
Fig.III.8	Maillage très fin - 352.000 nœuds	59
Fig.III.9	Independence du maillage	63
Fig.III.10	Distance du premier nœud à la paroi	64

CHAPITRE IV : SIMULATION NUMERIQUE ET INTERPRETATION DES RESULTATS

Fig. IV1	Sommaire de Schématique de calcul 2Det 3D	65
Fig. IV2	Volume de l'aube (solide)	66
Fig. IV3	Volume de l'aie de refroidissement	66
Fig. IV4	Géométrie finale domaine et l'aube	67
Fig. IV5	Maillage de l'aube	67
Fig. IV6	Maillage de l'air de refroidissement	68
Fig. IV7	Maillage des trous de refroidissement	68
Fig. IV8	Maillage de l'ensemble aube et domaine de calcul	68
Fig. IV9	Résiduels (Euler)	70
Fig. IV.10	Contour de pression statique	70
Fig. IV.11	Contour de la température statique	70
Fig. IV12	Contour de la Température statique (volume d'air chaud)	71
Fig. IV13	Contour de la Température statique (volume d'aube)	71
Fig. IV14	Volume de l'aube (solide)	72
Fig. IV15	Volume de l'aie de refroidissement	72
Fig. IV16	Géométrie finale domaine et l'aube	73
Fig. IV17	Maillage de l'aube	73
Fig. IV.18	Maillage de l'air de refroidissement	73
Fig. IV.19	Maillage des trous de refroidissement	74
Fig. IV.20	Maillage de l'ensemble aube et domaine de calcul	74
Fig. IV21	Résiduels (Euler)	75
Fig. IV22	Contour de pression statique	75

Fig. IV23	Contour de la température statique	75
Fig. IV24	Contour de la Température statique (volume d'air chaud)	76
Fig. IV25	Contour de la Température statique (volume d'aube)	76
Fig. IV26	Volume de l'aube (solide)	77
Fig. IV27	Volume de l'aie de refroidissement	77
Fig. IV28	Géométrie finale domaine et l'aube	78
Fig. IV29	Maillage de l'aube	78
Fig. IV30	Maillage de l'air de refroidissement	78
Fig. IV31	Maillage des trous de refroidissement	79
Fig. IV32	Maillage de l'ensemble aube et domaine de calcul	79
Fig. IV33	Résiduels (Euler)	80
Fig. IV34	Contour de pression statique	80
Fig. IV35	Contour de la température statique	80
Fig. IV36	Contour de la Température statique (volume d'air chaud)	81
Fig. IV37	Contour de la Température statique (volume d'aube)	81
Fig. IV38	Volume de l'aube (solide)	82
Fig. IV39	Volume de l'aie de refroidissement	82
Fig. IV40	Géométrie finale domaine et l'aube	83
Fig. IV41	Maillage de l'aube	83
Fig. IV42	Maillage de l'air de refroidissement	83
Fig. IV43	Maillage de l'ensemble aube et domaine de calcul	84
Fig. IV44	Résiduels (Euler)	84
Fig. IV45	Contour de pression statique	85
Fig. IV46	Contour de la température statique	85
Fig. IV47	Contour de la Température statique (volume d'aube)	85
Fig. IV48	Contour de la Température statique (volume d'air chaud)	86

Listes des Tableaux

Tableau I.1	Le matériau et sans nom commercial utilisé pour chaque composant	14
Tableau I.2	Le matériau et sans nom commercial utilisé pour chaque composant	17
Tableau IV.1	Paramètres de maillage de l'ensemble sur le BA	69
Tableau IV.2	Conditions aux limites	69
Tableau IV.3	Paramètres de maillage de l'ensemble sur le CC	74
Tableau IV.4	Paramètres de maillage de l'ensemble sur le BF	79
Tableau IV.5	Paramètres de maillage de l'ensemble sur le BA_CC_BF	84

Nomenclature

- a : air
- A' : Section de passage en (m^2)
- A : surface de conduction en (m^2)
- ad : adiabatique
- b : hauteur de l'aiguille en (m)
- BA : Bord d'attaque
- BF : Bord de fuite
- CC : Corps centrale
- C_p : Capacité thermique massique à pression constante en ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
- D: diamètre
- D_h : Diamètre hydraulique en (m)
- dS : Surface élémentaire de convection
- dx : Longueur de volume de contrôle en (m)
- e : épaisseur
- el: élémentaire
- ex : extradados
- f: Coefficient de frottement de Fanno
- {F} : Vecteur extérieur
- f_D : Coefficient de frottement de Darcy
- g : gaz
- h : Coefficient d'échange thermique convectif en ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
- H : Enthalpie massique en ($J \cdot kg^{-1}$)
- in : intrados
- J : jet
- k : Coefficient de conductivité thermique du fluide en ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
- [K] : matrice de rigidité
- l : hauteur de bord de fuite en (m)
- L : Longueur en (m)
- l_f : Largeur de la fente en (m)

Nomenclature

m : métal
ṁ : Débit d'air (kg/s)
M : nombre de mach
Mm : Masse molaire en (kg/mol)
N : Nombre de nappes d'aiguilles
Nu : Nombre de Nusselt
P : Périmètre mouille en (m)
p : Pression en (Pascal)
Pa : la pression ambiante [bar]
Pr : nombre de Prandtl
Pu : la puissance utile [KW]
q'' : Flux de chaleur par unité de surface (W/m²)
Q: Flux thermique en (watt)
r : Rayon en (m)
r : recouvrement
R : résiduel
Ra : Nombres de Rayleigh
Re : Nombre de Reynolds
Ro : Nombres de Rosby
s : solide
S : surface de convection en (m²)
Suf : la surface
Sym : symétrique
T : Température statique en (K)
t : épaisseur (m)
t : total
ta : épaisseur de la conduite d'air en (m)
Ta : température ambiante [K]
V : Vitesse de fluide (m/s)
V_{max} : Vitesse maximale en (m/s)
W : fonction de teste
w : Vitesse de rotation en (s⁻¹)
X : Pas longitudinal en (m)

Nomenclature

- X_j : Distance entre les fentes d'injection en (m)
 X_n : Pas en direction x
 Y : Pas transversal en (m)
 Y_n : Pas en direction y
 Z : Espace entre la paroi plénum d'injection
 β : Coefficient de dilatation thermique (K^{-1})
 ε : rugosité en (m)
 η : Efficacité de l'impact
 λ : conductivité thermique
 μ : viscosité dynamique en ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$)
 μ : Viscosité dynamique en ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$)
 ξ : Paramètre d'effusion
 ρ : La masse volumique en (kg/m^3)
 ρ : Masse volumique du fluide
 τ : Taux de compression
 τ : Force de frottement à la paroi par unité de surface en (Pascal)
 φ : Fonction de dissipation
 ψ : Fonction de courant
 α_j : Inclinaison des trous
 Δp : Perte de pression en (Pascal)
 ∞ : Écoulement transversal

INTRODUCTION

Toute machine dans laquelle un fluide échange de l'énergie avec une ou plusieurs roues munies d'aubes et tournant autour d'un axe est dite turbomachine. Depuis que cette dernière a vu le jour, peu après 1880, il a été reconnu que la fatigue prématurée du matériel, la diminution du temps d'exploitation ainsi que l'instabilité de fonctionnement demeurent parmi les problèmes les plus importants et qui, le plus souvent se résument à la roue et aux aubes directrices, et ce jusqu'à nos jours.

En effet, les causes internes des problèmes des turbomachines sont liées au comportement de l'écoulement du fluide à travers les aubes de celles-ci. [2]

La prédiction de la durée de vie des pièces de turbine soumises à des niveaux de température et de charge élevés est devenue un problème de la plus haute importance pour les industries aéronautiques. L'accroissement des performances des turbomachines nécessite une augmentation des températures d'entrée turbine et par conséquent des températures de fonctionnement des distributeurs et des aubes de turbine plus élevées.

Les problèmes de la dynamique des fluides sont généralement difficiles à résoudre car les équations de base sont non linéaires. Il est donc impossible de trouver les solutions exactes, sauf dans quelques cas très simples. Pourtant, l'évolution de la science de la dynamique des fluides a porté ses fruits. Ceci est démontré par l'avancement spectaculaire des secteurs technologiques dans lesquels la qualité et l'originalité des solutions des problèmes d'écoulement ont joué un rôle primordial, par exemple dans le secteur du transport (avion, bateaux, voitures, etc.) et de la production d'énergie (turbines, compresseurs, réacteurs, etc.) Dans une grande mesure, ces réussites sont dues aux échanges étroits entre la théorie, la simulation numérique et l'expérience en dynamique des fluides. D'une part, l'expérience est indispensable pour vérifier les hypothèses et les résultats qui ressortent de la théorie et d'autre part, la théorie est nécessaire pour expliquer les résultats obtenus par l'expérience et pour faciliter le travail à l'avenir. La simulation numérique est née pour se faire, mais ce dernier reste indépendant de l'expérience pour la validation des résultats obtenus. Les bases de la science de la dynamique des fluides ont pu être fondées et développées sur des observations expérimentales. [8]

Différents travaux expérimentaux et numériques ont été menés pour répondre aux problèmes posés.

Les travaux numériques ont été réalisés en utilisant les codes de calcul classiques qui malheureusement posent des problèmes liés à la convergence et à la précision des schémas numériques utilisés et nécessitent aussi un temps de calcul prohibitif, même sur les calculateurs les plus modernes. Expérimentalement les modifications sont très coûteuses.

Une façon de remédier à ces inconvénients, est d'utiliser le code de calcul **Fluent**, qui représente un outil de simulation numérique de grande qualité avec une nette amélioration du temps de calcul de la plupart des problèmes de mécanique des fluides dans différents domaines industriels et de recherche, en l'occurrence les profils d'aubes.

Pour réaliser ce travail, la méthodologie est la suivante :

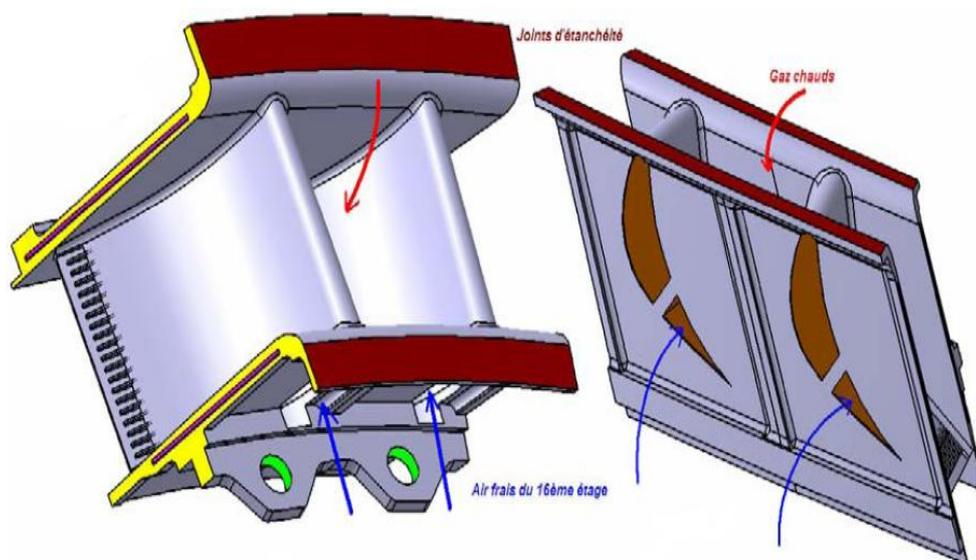
- Introduction et généralités sur les aubes turbines refroidies (conception interne, refroidissements internes et externes)
- Conception de l'aube sur SolidWorks interne et externe en 3D
- Définition des domaines de calcul (Aérodynamique interne-fluide froid-, aérodynamique externe -fluide chaud- et le solide-métal- de l'aube) et exportation de l'aube vers Ansys
- Maillage de tous les domaines et introduction des conditions aux limites (Preprocessing)
- Calcul aérothermique en mode de transfert conjugué pour chaque dispositif de l'aube (bord d'attaque, bord de fuite et corps central) avec comparaisons des différents modèles : $K\epsilon$, RNG, $K\Omega$ et Réalisable. De plus, on essaye de considérer l'aube complète (Processing)
- Affichages et discussion des résultats (Postprocessing).

CHAPITRE I



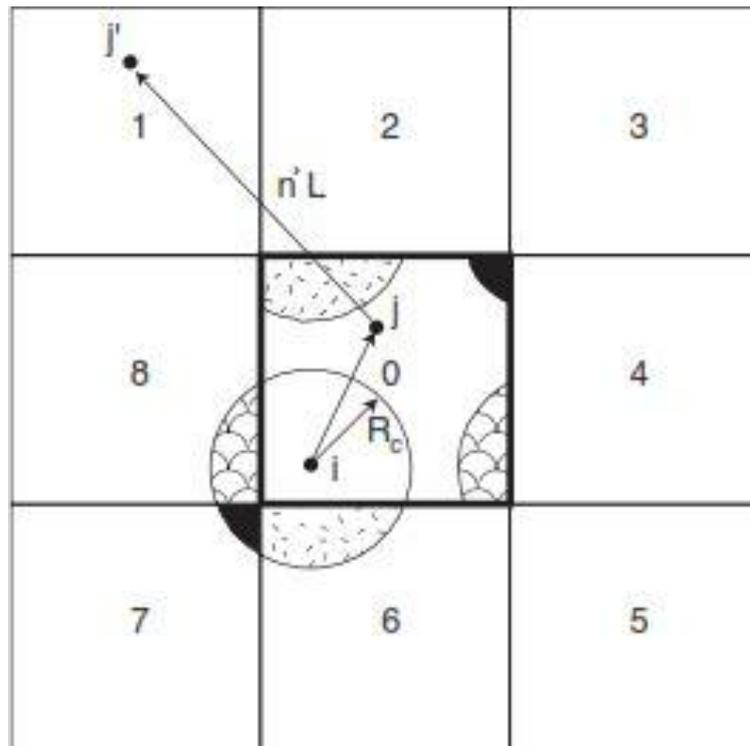
GENERALITE SUR LES TURBINES

CHAPITRE II



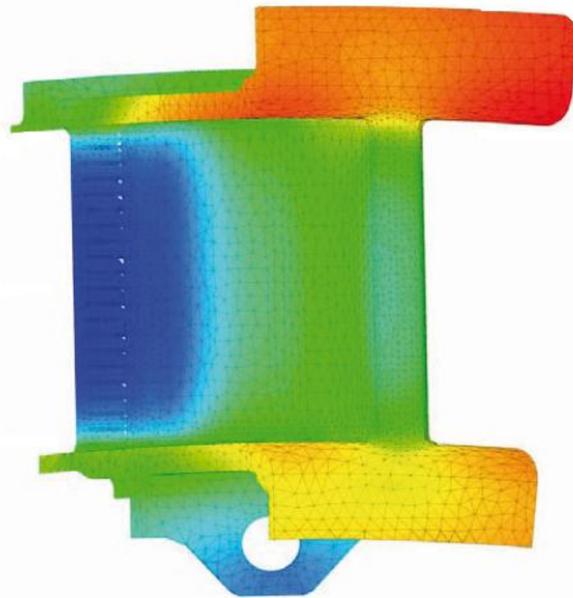
LES DIFFERENTS TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT

CHAPITRE III



MODELISATION AEROTHERMIQUE

CHAPITRE IV



**SIMULATION
NUMERIQUE ET
INTERPRETATIONS DES
RESULTATS**

La propulsion, sur un aéronef, est obtenue en créant une force, appelée poussée, qui résulte de l'accélération d'une masse d'air par une hélice (entraînée par un moteur) ou par un turboréacteur.

Le turboréacteur est un système de propulsion par réaction produite par éjection de gaz de combustion d'un carburant. Une partie de l'énergie de ces gaz sert également à comprimer l'air utilisé comme comburant. Ils sont utilisés sur tous les avions civils moyen et gros porteurs car ils sont les seuls à pouvoir atteindre des vitesses transsoniques, entre mach 0,8 et mach 1, de manière économique.

Au début du XXI^e siècle, l'ensemble moteur à piston entraînant une hélice reste utilisé sur la quasi-totalité des avions légers (ULM, avions et hélicoptères légers). Il a été supplanté par le turbomoteur pour les hélicoptères lourds ou rapides. Le turboréacteur, apparu après la Seconde Guerre mondiale, a donné naissance à des dérivés : turbopropulseur et turbofan, utilisés sur tous les avions lourds ou rapides, civils et militaires.

Les propulseurs sont classés ci-dessous en fonction de leur taux de dilution : la proportion entre la poussée résultant de l'accélération d'air froid et d'air chaud. Ce classement a le mérite de montrer qu'un seul et unique principe est utilisé pour la propulsion, même s'il est décliné en différentes technologies. C'est pourquoi cet article inclut le moteur à hélice carénée, le statoréacteur et le pulsoréacteur qui, bien que n'ayant pas connu de développement important, s'inscrivent dans la continuité de la présentation.

I.1.HISTORIQUE [6]

Selon nos sources, le turboréacteur est né en Europe dans les années qui ont précédé la 2^{ème} guerre mondiale. La liste des inventeurs de moteurs de ce type est plutôt longue et il est difficile de dire qui fut réellement le précurseur. En fait, la plupart des idées pour propulser des engins volants était dans l'air (à double titre !) depuis le milieu du XIX^{ème} siècle. Comme beaucoup de technologies qui font appel à de multiples disciplines, celle du turboréacteur d'aujourd'hui est le produit d'une longue succession d'inventions où chaque ingénieur et chaque technicien a apporté sa contribution, aussi modeste fut-elle.

Le principe consistant à créer un jet propulsif par compression puis chauffage de l'air a été breveté en 1908 par le français René Lorin. Dans ce cas, la compression était produite par un moteur à piston. En parallèle, a émergé le principe de la turbine à gaz qui transforme l'énergie des gaz de combustion en énergie de rotation (Suédois G. de Laval). L'association de ces 2 principes conduit dans les années 30, aux idées puis à la réalisation des premiers turbomoteurs. Ceux-ci entraînaient une hélice. Le turboréacteur n'était pas loin. En 1930, Maurice Roy décrit une « turbofusée » qui a tous les constituants de base du turboréacteur. Les premiers turboréacteurs furent fabriqués un peu plus tard, lorsque les matériaux et les technologies le permirent. Ils apparurent presque simultanément, à partir de 1937, en Grande Bretagne (Franck Whittle), en Allemagne (Pabst von Ohain, Heinkel) et en France (Sensaud de Lavaud, René Anxionnaz, Rateau,).

D'abord d'usage militaire, les turboréacteurs furent rapidement utilisés pour la propulsion des avions civils. Le premier avion de transport civil à réaction à voler fut le Comet de De Havilland avec 4 moteurs DH Ghost (GB). Le 1er vol commercial eut lieu entre Londres et

Johannesburg, en mai 1952. Malgré les accidents qui frappèrent cet avion, accidents qui n'étaient pas dus aux moteurs, l'épopée des avions à réaction qui venait de commencer allait se poursuivre brillamment.

A partir des années soixante, le moteur à explosion et à hélice fut progressivement remplacé par ce nouveau moyen de propulsion qui a multiplié par plus de deux les vitesses de croisière, tout en permettant aux avions long-courriers d'aller de Paris à New York en vol direct, sans escale. Ce fut l'époque des premiers Boeing 707 et DC8 (à partir de 1958) équipés de JT3C, bruyants et gourmands en carburant, ou de JT3D un peu plus performants, de la Caravelle de Sud Aviation (à partir de 1959) avec moteurs RR Avon puis JT8D. A partir de 1970, entrèrent en service les avions propulsés par des moteurs à double flux et à grand taux de dilution, comme les Boeing 747 équipés de JT9D de Pratt&Whitney, qui marquèrent une avancée importante et décisive dans l'épopée de l'aviation civile à réaction.

Du côté militaire, les progrès furent sensationnels. Les enjeux étaient la vitesse maximale (c'est à qui dépasserait le premier la vitesse du son ou ses premiers multiples, en piqué, puis en vol horizontal ou en montée), l'altitude maximale, la capacité d'emport, la discrétion, l'accélération...et la maniabilité. Qui ne se souvient pas des figures dites du cobra exécutées par les avions Russes, MIG 29 et SUKHOI 27 aux salons du Bourget dans les années 90 !

Pour ne pas disparaître, les entreprises qui étudiaient et fabriquaient des moteurs à pistons avant la 2^{ème} guerre mondiale ont du se reconvertir rapidement à ce nouveau type de moteur qu'était le turboréacteur. Les autres ont périclité. Le développement extraordinaire de l'aviation à réaction commerciale a conduit à une forte expansion de cette industrie, mais aussi à une sélection impitoyable. Elle a donné lieu à de nombreux regroupements industriels.

En France, par exemple, la société Gnôme et Rhone qui avait absorbé les Moteurs d'Aviation Lorraine, donna naissance à la Snecma en 1945. D'autres sociétés renommées telles que : Hispano-Suiza, TURBOMECA (1938) et MICROTURBO (1961) rejoignirent le Groupe Snecma un plus tard.

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

Pour ceux qui veulent en savoir plus sur l'histoire du turboréacteur en France, je recommande l'ouvrage de A.Bodemer et R.Laugier « L'ATAR et tous les autres moteurs à réaction Français », Edition L.D.REBER, 1996. Je recommande aussi la visite du musée des moteurs de Snecma, à Villaroche, près de Melun (Conservateur : Jacques Hauvette de Snecma Moteurs).

I.2.DEFINITION D'UN TURBOREACTEUR ^[6]

Le turboréacteur est un système de propulsion à réaction fondé sur le principe d'une force de réaction en milieu élastique dans le sens opposé à une force d'action créée par une réaction thermodynamique. Ce type de moteur est essentiellement utilisé sur les avions de type commercial ou militaire. La poussée générée résulte de l'accélération d'une certaine quantité d'air entre l'entrée (buse d'entrée d'air) et la sortie (tuyère d'éjection).

.....

I.3. LES ORGANES DES TURBOREACTEURS ET LEURS FONCTIONS^[6]

I.3.1- L'admission

Elle se fait au travers d'une « manche d'entrée d'air » qui doit alimenter la soufflante ou les compresseurs en air, à des vitesses convenables et de façon homogène.

Sur les moteurs d'avions subsoniques il s'agit d'un conduit assez simple. A l'arrêt et aux faibles vitesses, l'air y est accéléré aux grandes vitesses, il est au contraire légèrement ralenti.

Sur les moteurs d'avions supersoniques les choses se compliquent. La vitesse de l'air devant l'entrée peut dépasser largement la vitesse du son. Il faudra donc le ralentir fortement pour assurer un fonctionnement correct des compresseurs tout en minimisant les pertes engendrées par les ondes de choc et les décollements aérodynamiques qui apparaissent aux vitesses supersoniques. Ces manches deviennent alors des organes plus complexes, avec des formes appropriées et, le cas échéant, des parties réglables. On notera que le fait de ralentir fortement l'air aspiré conduit à augmenter sa pression et donc à participer déjà à la phase de compression du cycle.

I.3.2 - La compression

Les compresseurs sont en général de deux types :

- les compresseurs axiaux et les soufflantes,
- les compresseurs centrifuges.

Il y a également une solution mixte : le compresseur « axial-centrifuge ».

A. Principe de fonctionnement d'un compresseur axial

Un compresseur axial résulte d'un empilage d'« étages » composés chacun d'un « aubage mobile » et d'un « aubage fixe ».

Considérons d'abord un tel étage de compresseur. L'aubage mobile (ou roue) est constitué d'un disque circulaire sur lequel sont fixées des « aubes » qui ressemblent à des petites ailes (ailettes), Il tourne devant l'aubage fixe, circulaire, (ou grille fixe) qui est également constitué d'aubes, fixes celles-ci.

La compression de l'air s'y passe en 2 phases ;

- Premièrement, l'aubage mobile, procure une accélération aux particules d'air, en les déviant par rapport à l'axe du moteur ;
- Deuxièmement, l'aubage fixe qui le suit, ralentit ces particules et transforme une partie de leur vitesse en pression. Cet aubage s'appelle aussi « redresseur » car il ramène l'écoulement de l'air, accéléré par l'aubage mobile, dans l'axe du moteur.

Sur le plan aérodynamique, les performances d'un étage de compresseur sont caractérisées par 3 grandeurs : son débit d'air (Q), son taux de compression ou rapport de pression (P/P) et son rendement (η), la commande étant assurée par la vitesse de rotation. En fait les instruments de mesures du moteur suivent plutôt le régime de rotation (N en tr/mn) mais ce qui compte sur le plan aérodynamique ce sont les vitesses mécaniques ($U=N*\text{Rayon}/120\pi$, en m/s) et surtout les vitesses d'écoulement devant et dans les aubages.

On notera que la vitesse des particules d'air relative à l'aubage mobile et la vitesse mécanique se combinent en chaque point de cet aubage mobile pour donner la vitesse absolue (ou réelle). Cela se fait en additionnant les vectrices vitesses correspondantes

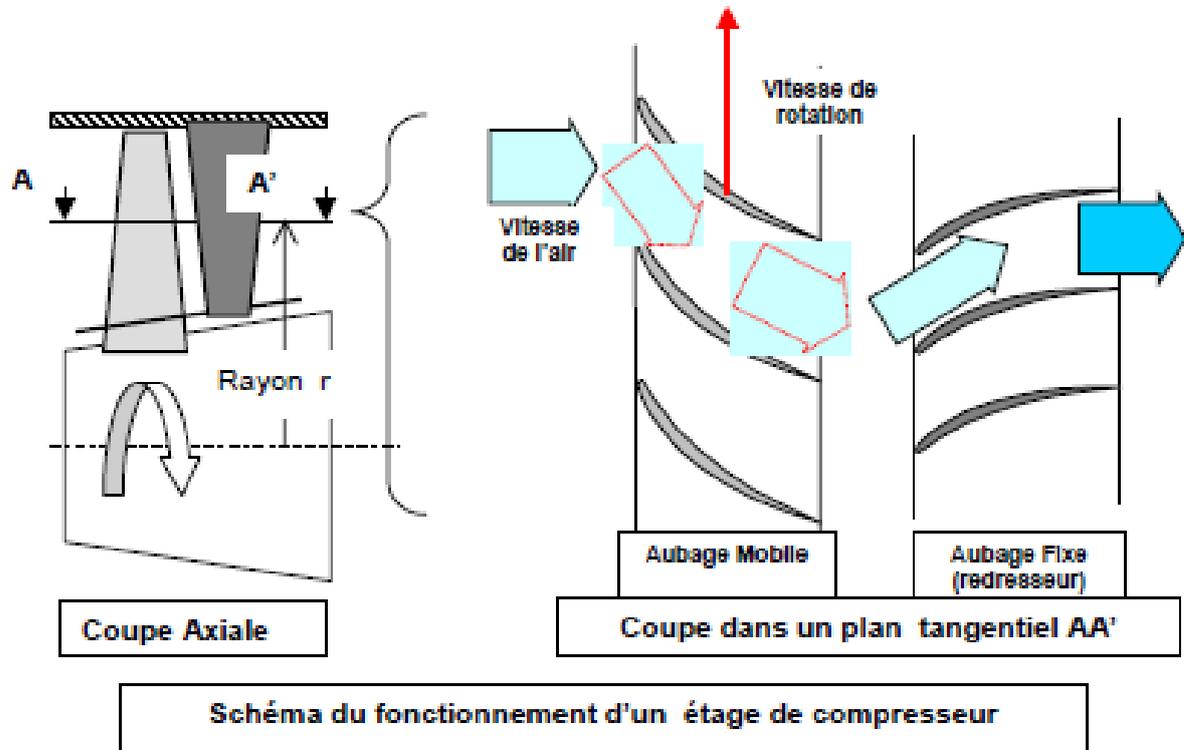


Fig. I.1 : Schéma du fonctionnement d'un étage de compresseur [6]

Un compresseur complet possède toute une succession d'étages, dont l'allongement des aubes, c'est à dire leur hauteur rapportée au diamètre de la roue ou de l'aubage, est de plus en plus faible au fur et à mesure qu'on progresse dans le compresseur.

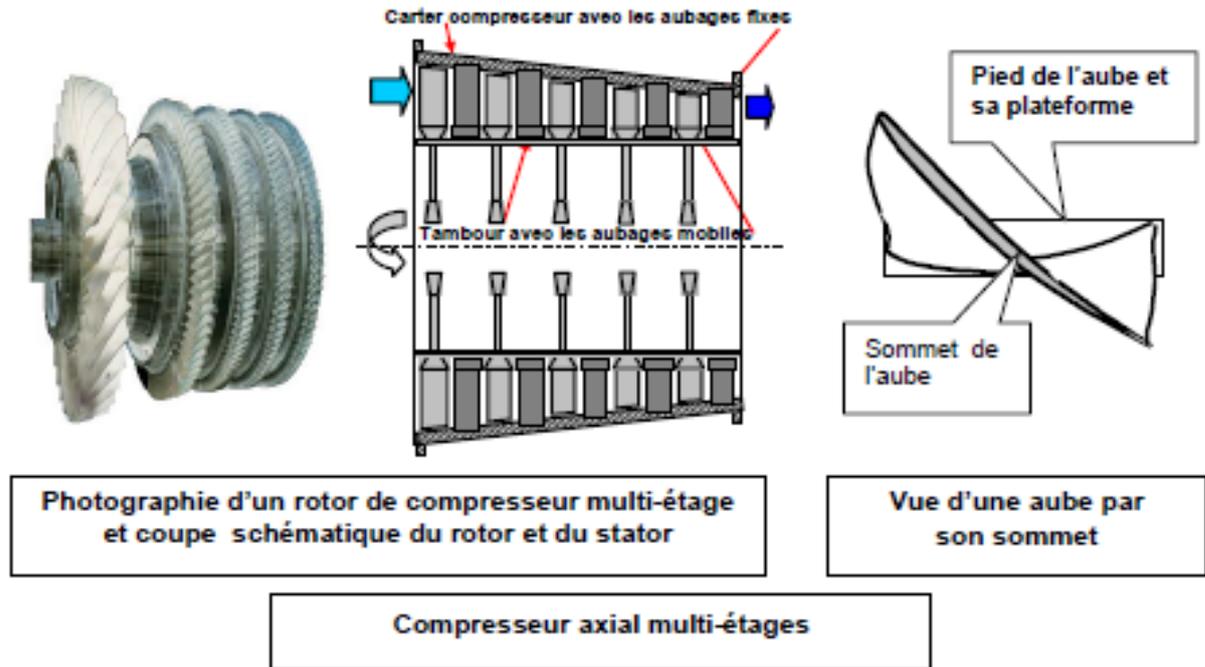


Fig. I.2 : Compresseur axial multi-étage [6]

Les derniers étages de compresseurs ont ainsi une section de passage très faible puisque l'air est de plus en plus comprimé et donc occupe un volume de plus en plus restreint. De l'entrée à la sortie du compresseur, le débit d'air (en masse) est bien sûr constant (aux prélèvements près). Le rapport de pression total est le produit du rapport de pression de chaque étage.

B. Principe de fonctionnement d'une soufflante

Le principe de fonctionnement d'une soufflante actuelle (voir ci-contre l'image d'une soufflante CFM56 de CFMI) est le même que celui d'un étage de compresseur axial. Les seules particularités tiennent :

- * à la dimension des aubes, surtout les aubes mobiles, qui ont un grand allongement, leur hauteur représentant plus de la moitié du rayon de la soufflante,
- * au fait que le flux d'air se sépare en deux flux à la sortie de l'aube mobile : flux primaire et flux secondaire, avec un redresseur distinct pour chacun d'eux,
- * au fait que la soufflante est source de bruit importante, que l'on réduit en choisissant des nombres d'aubes adéquats et de grands écartements entre l'aube mobile et ses redresseurs.

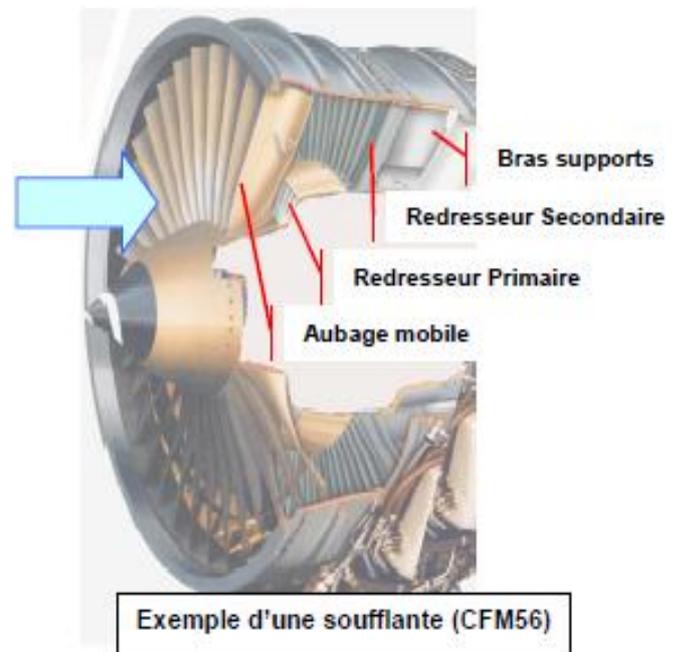


Fig. I.3 : Exemple d'une soufflante (CFM56) [6]

I.3.3- La chambre de combustion

La chambre de combustion est destinée à chauffer l'air qui sort du dernier étage de compresseur HP afin de lui apporter l'énergie nécessaire à faire mouvoir la ou les turbines et à donner suffisamment de poussée à la tuyère. Cet apport de chaleur se fait par la combustion de l'oxygène de l'air avec un carburant, du kérosène (hydrocarbure) en l'occurrence. Elle doit être la plus complète possible et la répartition des températures dans les gaz la plus homogène possible.

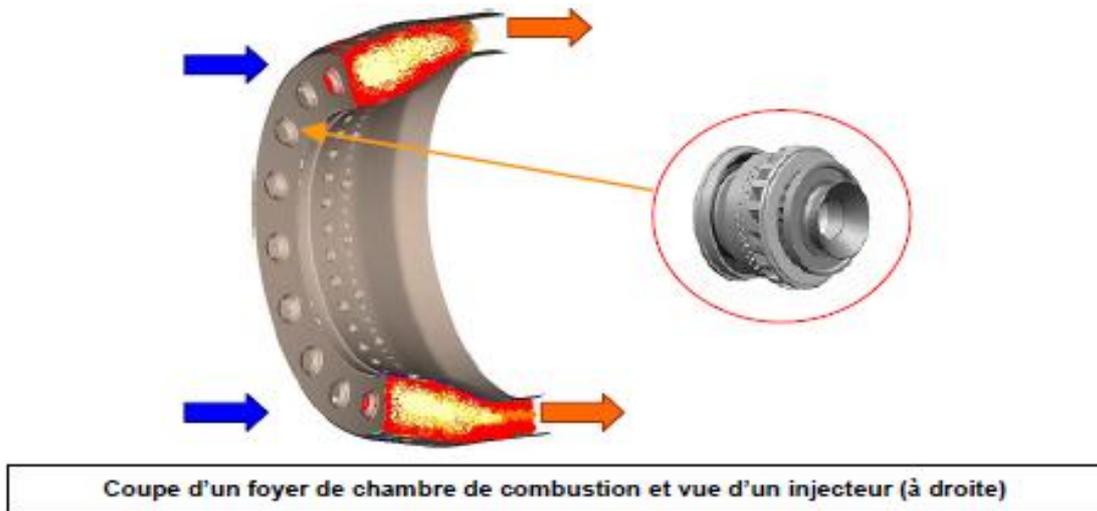


Fig. I.4 : Coupe d'un foyer d'une chambre de combustion et vue d'un injecteur [6]

Une chambre de combustion est constituée d'un « tube à flamme » ou « foyer » en forme de tore (généralement). Celui-ci est enfermé dans un « carter de chambre », également de forme torique, le tout situé dans l'axe du moteur, entre le compresseur (HP) et la turbine (HP). Les schémas ci-dessus et ci-dessous en donnent une illustration.

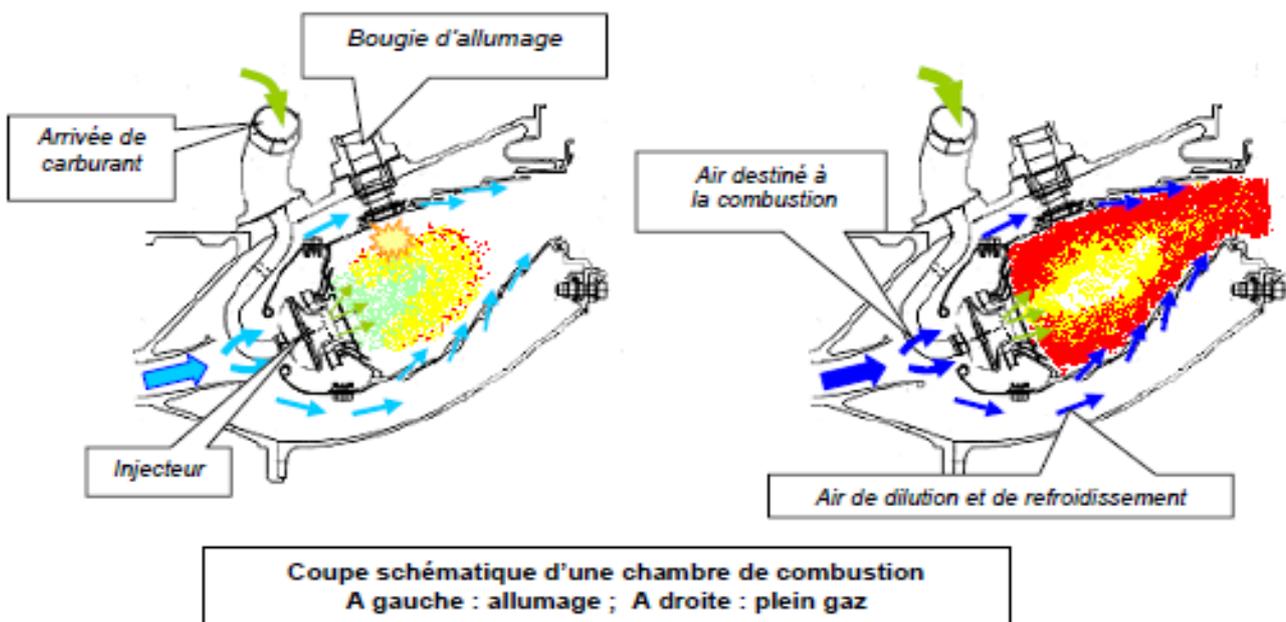


Fig. I.5: Coupe schématique d'une chambre de combustion [6]

L'air pénètre en amont du carter de chambre ; une grande partie (environ 50%) passe par la « tête » du foyer pour alimenter les systèmes d'injection, une autre partie la contourne. L'air de contournement sert à la fois au refroidissement des parois, à diluer et à bien mélanger l'écoulement dans le foyer, comme on peut le voir sur les schémas ci-dessus.

Les « injecteurs » au nombre d'une vingtaine, ou plus, régulièrement répartis en tête de foyer, sont destinés à fournir un débit de carburant suffisamment pulvérisé pour obtenir un mélange avec l'air optimal. Il en existe de différents types, à savoir :

- injecteur mécanique (pulvérisation fournie par la pression du carburant),
- injecteur aérodynamique (pulvérisation par entraînement du carburant au moyen de l'air qui pénètre dans le foyer),
- injecteur aéromécanique.

Au démarrage, le compresseur HP est mis en rotation grâce à une source de puissance extérieure, par l'intermédiaire d'une prise de mouvement sur l'arbre HP. La pompe à carburant est entraînée simultanément, par la même source. Le mélange de l'air aspiré par le compresseur et du carburant injecté par la pompe est allumé par une bougie. Les gaz qu'ils produisent vont commencer à entraîner la turbine. Au bout de quelques secondes, lorsqu'un régime de rotation suffisant est atteint, le moteur peut fonctionner de façon autonome et monter en puissance (on dit que le moteur « s'enroule »).

Nous avons vu qu'une chambre de combustion doit chauffer l'air de façon homogène, sans pic de température. Elle doit également fonctionner de façon stable, sans extinction intempestive, et être capable de ré-allumage en vol. Pour satisfaire la qualité de notre environnement, elle doit fournir le minimum d'émissions polluantes.

Les résidus d'une combustion complète kérosène-oxygène sont le gaz carbonique (CO₂) et l'eau (H₂O). Bien que peu désirables pour cause d'effet de serre, ils sont théoriquement inévitables. Les oxydes d'azote (NO_x), dangereux pour la santé, sont produits par l'oxydation de l'azote de l'air dans les zones de pressions et de températures élevées qui règnent dans le foyer. Les monoxydes de carbone (CO) et les restes d'hydrocarbures imbrûlés sont également dangereux et peuvent être fortement réduits par une meilleure qualité de la combustion, tout comme les fumées (Carbone : C). Ces actions vont de pair avec l'amélioration du rendement de combustion. Ceci a toutefois des limites théoriques liées au principe de

Carnot. Dans un foyer courant moderne, on ne peut utiliser réellement que de l'ordre de 35% de l'énergie calorifique du kérosène.

Différents types de chambre de combustion existent ou sont étudiés pour agir sur certains de ces émissions indésirables. Pour réduire les NO_x, citons les chambres conçues pour limiter le temps de séjour des gaz brûlés dans les zones de hautes pressions et hautes températures. Citons aussi, les chambre dites à « double-tête », adaptées pour les régimes de fonctionnement du moteur « ralenti » et « plein gaz », avec deux rangées d'injecteurs, l'une fonctionnant en permanence, l'autre uniquement à puissance maximale, au décollage.

Dans le cas des turboréacteurs équipés de compresseurs centrifuges, du fait de leurs grands diamètres de sortie, il peut être avantageux d'utiliser des chambres de combustion dites « à la retourne ». Une telle chambre prélève l'air comprimé à la périphérie du compresseur et le renvoie par un coude sur la turbine qui se trouve juste en dessous.

Une question pourrait nous être posée : « comment se fait-il que l'air chauffé dans la chambre ne cherche pas aussi à s'échapper vers l'avant, c'est à dire vers le compresseur ? ».

Une réponse est que la « perméabilité » à l'air des derniers aubages de compresseur est moindre que celle des premiers aubages de turbines, l'air comprimé puis chauffé et dilaté est donc conduit naturellement vers l'aval. Une autre réponse est que, dès le démarrage du moteur, le fonctionnement est amorcé avec ce sens de l'écoulement.

Cette situation a cependant ses limites. Si le compresseur cherche à comprimer plus que ce que peut avaler la turbine, il se produit des retours pulsés de gaz chauds vers l'avant. Cela entraîne des phénomènes de pompage sur le compresseur avec décrochage de l'écoulement sur les aubes. Le « système de régulation » dont on parlera plus loin doit éviter de se trouver dans de telles situations.

Les principaux paramètres qui caractérisent le fonctionnement d'un foyer sont : le débit d'air entrant, le débit de carburant, la pression d'entrée, les températures entrées d'air et de sortie des gaz, la commande étant assurée par le débit de carburant. Nous verrons plus loin que l'écart entre les températures locales et la température moyenne, en sortie de chambre de combustion (« profil de température »), joue un rôle très important vis à vie de la tenue mécanique des aubes des premiers étages de turbine.

I.3.4- La détente dans la Turbine

On sait que la turbine HP est destinée à faire tourner le compresseur HP, la ou les turbines BP étant destinés à faire tourner le compresseur BP et la soufflante.

Un étage de turbine est constitué d'un aubage fixe « distributeur » suivi d'un aubage mobile ou roue mobile.

Le distributeur accélère l'écoulement en le déviant. La roue mobile tourne, un peu comme une vigoureuse éolienne, sous l'effet de cet écoulement. A la sortie de la turbine, l'air se sera détendu en contre-partie de l'énergie qu'il aura communiquée à cette turbine.

On notera que les déviations de l'écoulement et les variations de pression sont beaucoup plus importantes dans un étage de turbine que dans un étage de compresseur. C'est ainsi qu'un seul étage de turbine HP (ou 2) peut entraîner près (ou plus) d'une dizaine d'étages de compresseur HP.

En revanche, les turbines et surtout les turbines HP, sont soumises à un environnement beaucoup plus sévère que les compresseurs. Les températures des gaz à poussée maximale, à l'entrée de la turbine HP, sont supérieures à celles que peuvent normalement supporter les matériaux métalliques les plus « réfractaires ». Les écarts entre températures maximales et admissibles peuvent atteindre localement 900°C pour un distributeur et 500°C pour un aubage mobile.

Il est donc indispensable de protéger la surface des pièces par des « barrières thermiques » et de les refroidir « par une circulation » et une « sudation » d'air frais, sous pression, prélevé dans le compresseur HP. Le schéma ci-dessous illustre la complexité d'une aube ainsi refroidie.

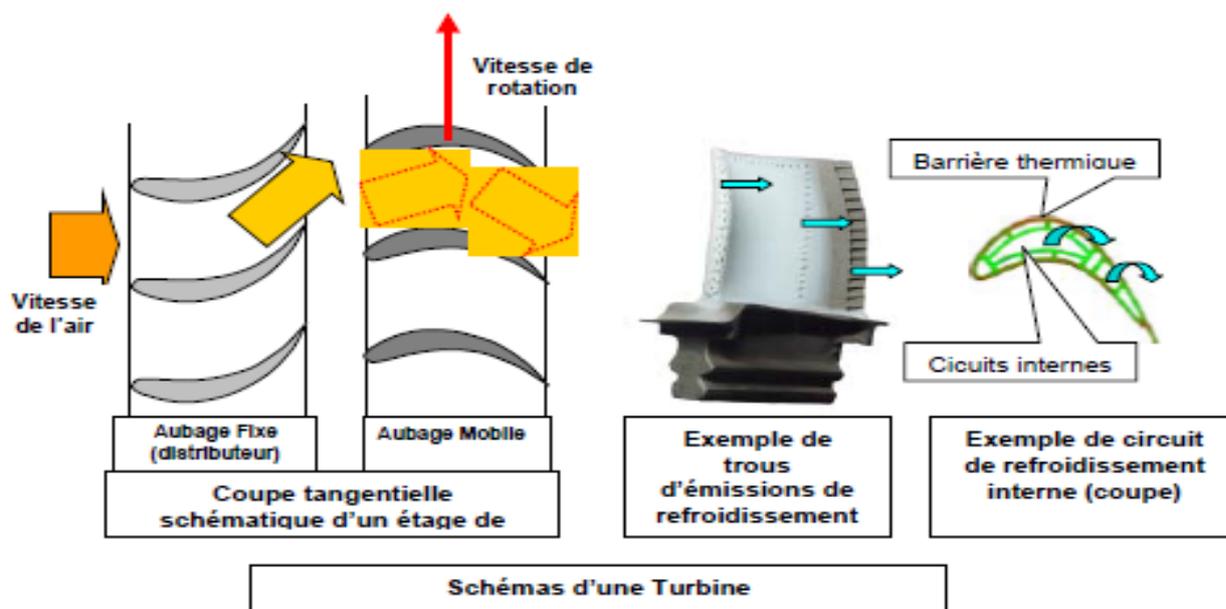


Fig. I.6 : Schémas d'une turbine [6]

Les performances d'un étage de turbine sont globalement caractérisées par 5 grandeurs : son débit d'air (Q), son taux de détente (P/P), la température moyenne à l'entrée du distributeur (T), son rendement (η), et la vitesse de rotation (N en tr/mn) (ou les vitesses mécaniques ou aérodynamiques (en m/s)).

I.3.5 La réchauffe (ou Postcombustion) ou PC

Elle est destinée à accroître la poussée par augmentation de la vitesse d'éjection. Ceci est obtenu en chauffant à nouveau l'air avant de l'éjecter, dans une partie désignée « canal PC » située entre la turbine et la tuyère. Pour cela on injecte du carburant par des injecteurs situés à l'entrée du canal. Ce carburant est brûlé avec ce qui reste d'oxygène dans le flux primaire (qui est déjà passé par la chambre de combustion) et, le cas échéant, avec l'oxygène de l'air du flux secondaire. Des « accroches-flammes » positionnés en aval des injecteurs permettent de maintenir la combustion dans la partie centrale.

I.3.6 La détente dans la tuyère puis l'éjection

Dans le cas le plus simple (turboréacteur simple-flux subsonique), la tuyère ressemble à un gros tuyau qui accélère l'air en sortie de turbine et l'amène à la vitesse d'éjection optimale.

La section d'éjection est calculée à cet effet et est fixée une fois pour toutes.

Si ce moteur possède une réchauffe, la tuyère est à section variable pour s'adapter à diverses conditions de fonctionnement. C'est le cas du fonctionnement à « sec » (sans PC) et du fonctionnement avec PC. La variation de section se fait en général en fermant plus ou moins partiellement une série de volets montés à la périphérie de la tuyère : voir figure page suivante.

Dans un turboréacteur double-flux séparés, chaque flux dispose de sa tuyère, toujours à section fixe.

On notera qu'une tuyère peut être orientable pour dévier le jet afin d'obtenir une plus grande maniabilité, dans le cas des avions de combat.

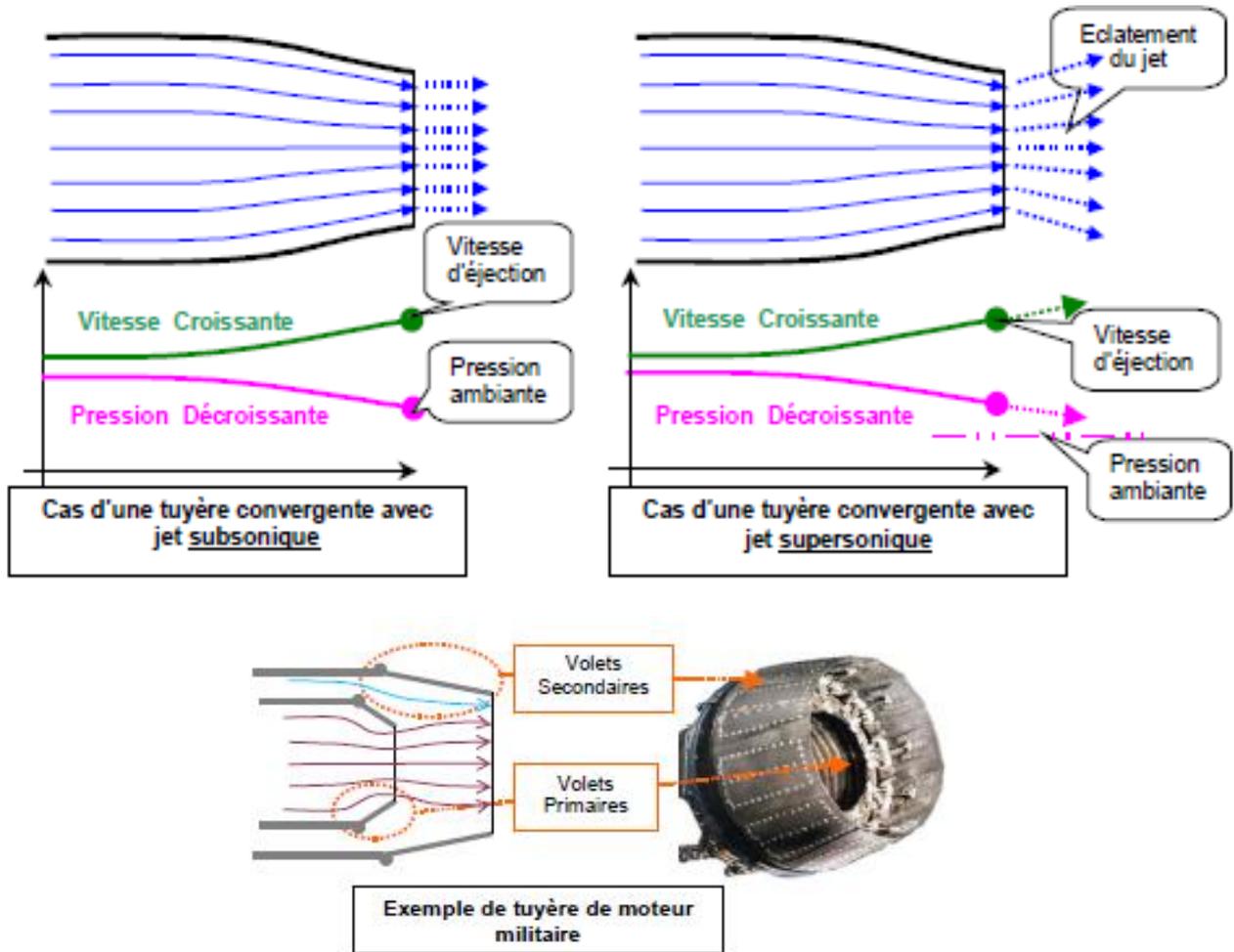


Fig. I.7 : Exemple de tuyère de moteur militaire [6]

I.3.7 L'inversion de jets avec le système de « réverse »

Pour freiner l'avion à l'atterrissage, on utilise fréquemment des systèmes de « réverse » qui renvoient une grande partie du débit d'air du moteur vers l'avant grâce à des plaques solides rétractables (« volets de réverse »). Ceci crée une action dirigée vers l'avant et donc une réaction dirigée vers l'arrière

Sur les turboréacteurs d'avions civils subsoniques, ces volets de reverse viennent dévier le flux secondaire, comme le montre le schéma ci-contre. Elles sont en général intégrées dans la paroi de la tuyère.

Sur le moteur Olympus 593 de Concorde, la réverse dévie la totalité du flux au niveau de la tuyère d'éjection.

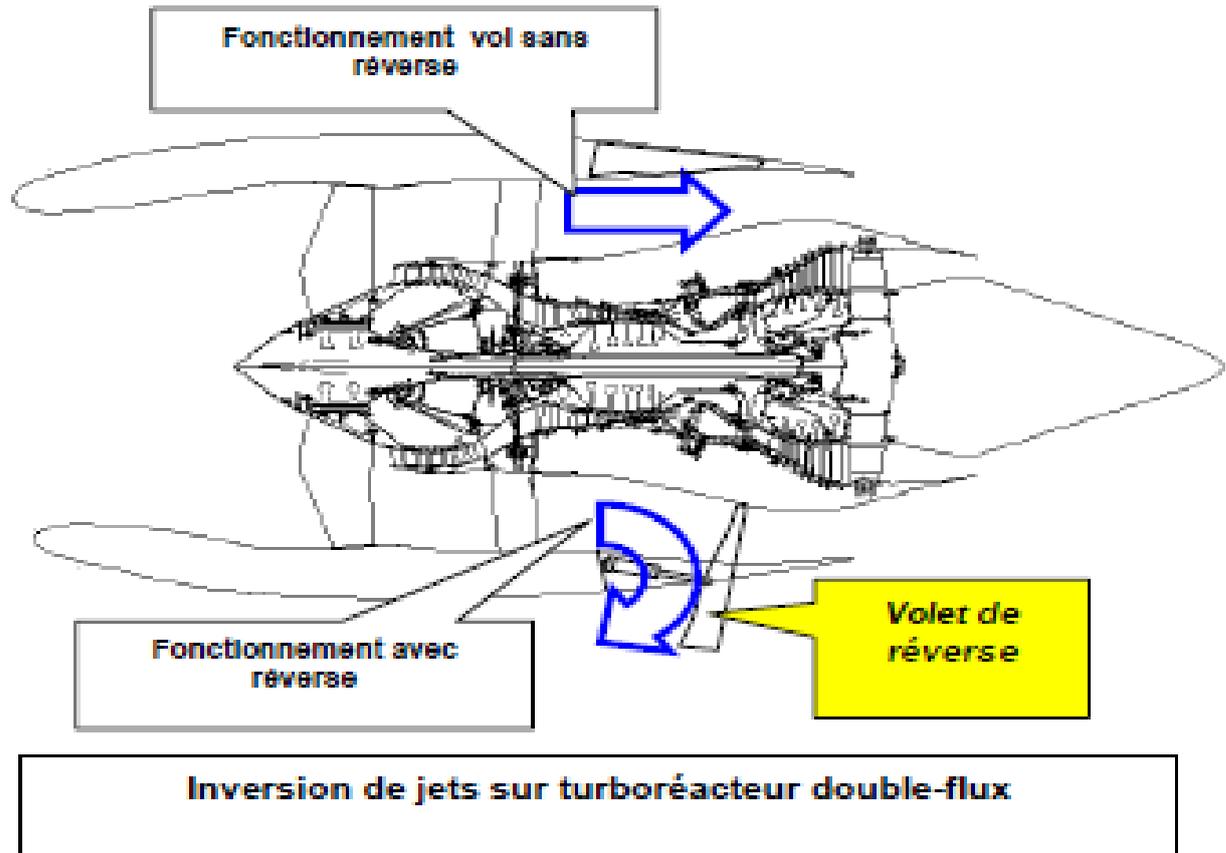


Fig. I.8 : Inversion de jets sur turboréacteur double-flux [6]

I.4. LES TURBINES [16]

Buse de turbine et la lame conception était, et est toujours, une fonction du match de performance entre la turbine et le compresseur, et la résistance et la tenue en température des matériaux disponibles.

Turbines à gaz de production actuelle (dérivés de l'aéronautique, l'industrie lourde, et hybrides) utilisent un design de turbine à action-réaction. Aube de turbine conceptions de l'unité de dérivés de l'aéronautique utilisent rapport d'aspect élevé (long, mince) lames intégrant carénages d'extrémité à amortir les vibrations et améliorer caractéristiques pointe de la lame d'étanchéité (figure I.9).



Fig I.9. Cette image représente une augmentation de trois fois dans des rapports de pression du compresseur. [16]

Dans le tableau si-dessus, montre le matériau utilisé pour chaque composant du moteur ainsi que leurs noms commerciaux d'où on trouve les noms des matériaux utilisés pour les aubes turbine à gaz.

Tableau 1 [16]

COMPOSANT	MATÉRIEL	NOMS COMMERCIAUX
Air Inlet Housing (Air Inlet logement)	aluminium	
Forward Bearing Support (support avant portant)	Aluminium	RR350, L51
	Fer	Nodular
	acier inoxydable	Jethete M.152, 17-4 Ph, 410
Housing (logement)	Aluminium	RR350, RR390, L51
	Titanium	6A1-4V
	Fer	MSRR6078, FV 448, 507
	acier inoxydable	Jethete M.152, Chromally
	Durcissement par précipitation Superalloy	Inco 718
Exit Housing Diffuser (Quitter logement Diffuseur)	Aluminium	
Rear Bearing Support (Roulement de soutien arrière)	Aluminium	RR350,L51
	Fer	Nodular
	acier inoxydable	310, 321, FV448, chromally 410, Jethete M.152,

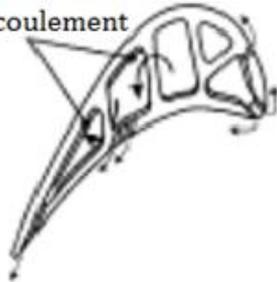
Généralité sur les turbines

		MSRR6078
	Durcissement par précipitation Superalloy	Inco 718
Stator Vanes(aubes de stator)	Aluminium	
	Titanium	6A1-4V
	acier inoxydable	A288, chromally, Jethete M.152,Greek Ascoloy, FV535, FV500, 18/8.
	Durcissement par précipitation Superalloy	Nimonic 75, Nimonic 105
Rotor Blades(Pales de rotor)	Aluminium	RR58
	Titanium	6A1-4V, TBB
	acier inoxydable	A286, Greek Ascoloy, FV 535, FV520, 17-4 Ph, 403
	Durcissement par précipitation Superalloy	Inco 718, Nimonic 901
Discs, Spool, Drum (disques, bobine, tambour)	Titanium	6A1-4V, TBA(IMI 679) ? IMI 381
	acier	4340 , FV 448 , B5-F5 , 9310
	acier inoxydable	410 ? 17-4 Ph, Jethete M.152, Chromally (FV535)
	Durcissement par précipitation Superalloy	Incoloy 901, Inco 718, Nimonic 901
Shafts, Hubs(Arbres, moyeux)	acier	Hykoro, 4340 , 9310, B5-F5
	Durcissement par précipitation Superalloy	Inco 718

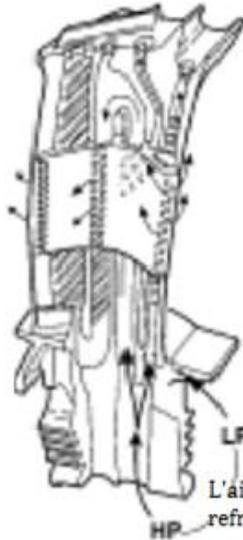
L'industrie lourde machine est dotée d'un faible ratio d'aspect (court, épais) lame sans linéul. Où aubes longues et minces ont été utilisés, fil de laçage a été utilisé pour amortir la vibration comme le montre la figure I.11. L'amélioration de la métallurgie et des techniques de moulage ont permis aux concepteurs d'éliminer haubans de mi-portée et fils de laçage. Le nombre d'unités, dérivés de l'aéronautique, hybride, et le cadre industriel lourd, les aubes de buse sont fabriquées dans les segments de la distribution de deux profils par segment jusqu'à la moitié des buses par étape (figure I.12). Le plus grand nombre de profils par segment ne facilitent pas le revêtement de la voilure et des résultats en très forte la fabrication et le revêtement coût. La grande surface de section transversale des lames et des aubes des turbines industrielles lourdes ne résiste pas à la corrosion, mais peut tolérer plus corrosif que les minces, ratio d'aspect élevé, aubes de turbine de la machine de dérivés de l'aéronautique. La machine industrielle lourde de puissance comparable pompe plus de carburant et d'environ 50% plus d'air que l'unité de dérivés de l'aéronautique. En conséquence, la turbine est exposée à une plus grande quantité d'éléments qui provoquent la corrosion par sulfuration (c'est-à-dire qu'elle est exposée à l'air des sels et d'autres combustibles soufrés d'origine plus, car il est de

pompage plus d'air et consommant plus de combustible). Cette augmentation de l'exposition aux éléments qui cause de la corrosion par sulfuration, à un degré, annule l'avantage qui aurait pu être supposé à partir de la grande surface de section transversale des éléments profilés de la lame et la buse.

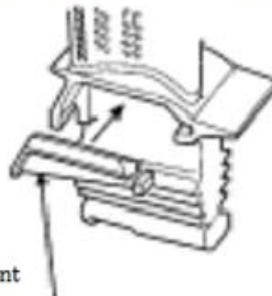
Des nervures transversales d'écoulement



- * Passages de refroidissement de faible perte de pression,
- * 3D sophistiqué en forme de trous de refroidissement par film.
- * Transfert de chaleur interne avancée augmentation.
- * Bord de fuite de l'efficacité accrue.



voir avec le haut de carénage enlevé pour montrer des passages de refroidissement



amortisseur

Fig I.10. Aube de turbine Trent HP [16]



Fig I.11. L'aube de turbine 1er étage creux indiquant refroidissement des aubes et la corrosion, tant sur le 1er et les lames 2ème étape. [16]

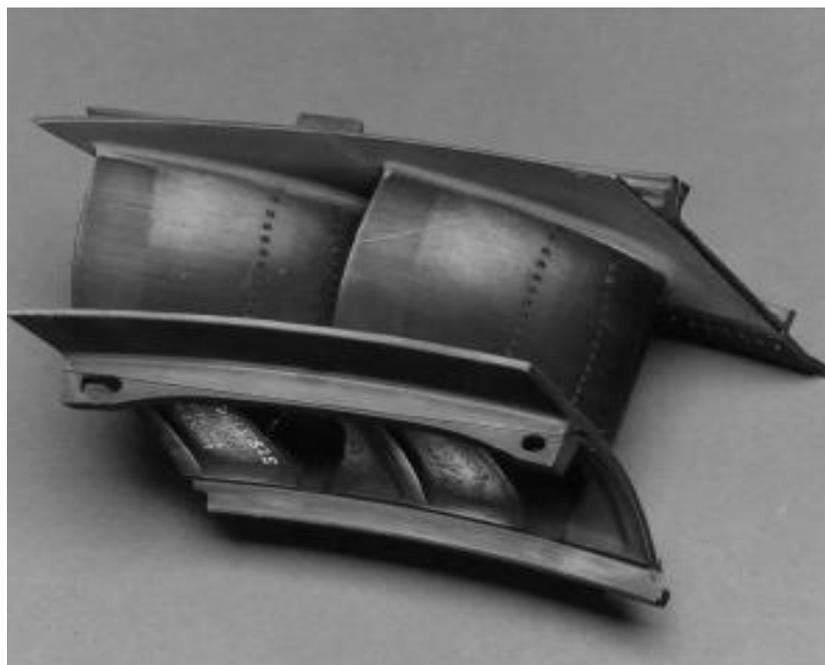


Fig I.12. Les trous de refroidissement dans l'aile à mi-portée et de la plate-forme externe en amont de la pale. [16]

Les aubes de turbine sont soumises à des contraintes résultant de températures élevées, à des forces centrifuges élevées, et des cycles thermiques. Ces contraintes d'accélérer la croissance des défauts ou des lacunes qui peuvent être présentes dans le matériau.

C'est la base de la demande de matériaux qui peuvent résister à des températures élevées sans perdre leur résistance à des forces centrifuges, les vibrations, le cyclage thermique, l'oxydation ou la corrosion. Des matériaux de superalliage typiques utilisés dans la turbine sont énumérés dans le tableau 2 stable depuis la fin des années 1940 au début des années 1970, avec la plus grande amélioration de 390 ° F (200 ° C) de la température de fonctionnement admissible atteint en 1950 (figure I.12).

Le tableau si-dessus, montre le matériau de superalliage typiques utilisés dans la turbine entre 1940 et 1970 ainsi que pour quelque composant du moteur.

Tableau 2 [16]

COMPOSANT	MATÉRIEL	NOMS COMMERCIAUX
Casing, Housing(Boîtier, logement)	Fer	Ni Resis D5B
	Acier	5 Cr ½ Mo, 1 Cr ½ Mo, 410
	acier inoxydable	N 155, 310, 18/8, MSRR6522 C263 (MSRR 7036), FV 507, 304, 321, A286, CA-6NM
	Durcissement par	Nimonic 80A, Inco 718,

	précipitation Superalloy	Hastelloy X, Hastelloy C, Hastelloy S, Rene'41, Inco 903.
Nozzle Vanes(Aubes du distributeur)		304, 310, 347, 625
	Durcissement par précipitation Superalloy	HS31/X40, Inco 738, C1023 (MSRR 7046), N-155, Mar-M 509, Rene'41, Rene'77, Rene'80, Hastelloy X, (X45M) FSX 414
Rotor blades(Les pales du rotor)	Durcissement par précipitation Superalloy	Nimonic 80A, Nimonic 90, Nimonic 105, Nimonic 108, Nimonic 115, Inconel 738, Inconel 792, Udimet 500, Udimet 700, Rene'77, Rene'80, Waspaloy, Mar M-246, Mar M-252, Mar M-421, A151-422, A-286, S-816, U-500
Discs, Wheels, Drums (Disques, roues, tambours)	acier	422, FV 448, FV 535 Chromalloy, FHR Steel, Greek Ascology V57
	Durcissement par précipitation Superalloy	Waspaloy, Incoloy 901, Inco 706, Inco 718
Hubs, Shafts(Hubs, Arbres)	acier inoxydable	4140, A151-4340, A286
Exhaust Collector(échappement Collecteur)	acier inoxydable	Nimonic 75, 310, 321, 403, 405, 406, 410

La plus forte augmentation résulte d'âge durcissement vs précipitation renforcement (une en aluminium et de titane de la technique en utilisant la matrice de nickel pour augmenter la résistance). Depuis 1960, il ya eu augmentation de la dépendance sur les techniques de refroidissement sophistiquées pour aubes de turbine et des buses. Depuis 1970, des températures d'entrée turbine ont augmenté jusqu'à 500 ° F (260 ° C), certains allant jusqu'à 2640 ° F (1450 ° C). L'augmentation de la turbine température d'entrée a été rendu possible par de nouveaux systèmes de refroidissement de l'air et de l'incorporation des organismes de base en céramique complexes utilisés dans la production de creux, refroidi pièces moulées comme le montre la Figure I.13, aubes de turbine et les buses sont formés par moulage de précision. Ce n'est pas une nouvelle technologie. Pendant des siècles, les statues de bronze ont été exprimées à l'aide de ce processus. La partie critique est la solidification de l'alliage de métal liquide après qu'il a été coulé dans le moule. C'est au cours de la solidification de l'alliage qui acquiert sa structure cristalline, qui est un déterminant majeur des propriétés de la pièce finie.

De nombreuses substances dans la nature ont une structure atomique qui est dénommé "cristallin", ce qui les métallurgistes appellent «grains».

Tailles de grains indésirables, des formes et des zones de transition ont été responsables de la fissuration prématurée des pièces de turbines. Cela a conduit à la mise au point du procédé de coulée équiaxe. Procédé équiaxe assure l'uniformité de la structure du grain le long de tous les axes. À des températures élevées, défaillance d'un composant commence à l'intérieur et progresse à travers les joints de grains. Par conséquent, si des pannes se produisent aux joints de grains, plutôt que dans les grains, la pleine force du cristal lui-même n'est pas utilisée. Une étude plus approfondie a conduit à la conclusion que la résistance peut être améliorée si les joints de grains ont été alignés dans la direction perpendiculaire à la force appliquée (plus de la contrainte dans la lame se trouve dans la direction de la force centrifuge, le long de la longueur de la lame).

Cette formation de grains allongés ou columinar dans une direction privilégiée, appelée solidification directionnelle ou DS, a été présentée par Pratt & Whitney Aircraft en 1965 Parce que les joints de grains restent le maillon faible de pales de turbine, de nombreuses techniques ont été utilisées pour les renforcer. Encore mieux que le renforcement des joints de grains entre eux est l'élimination par la production de pièces constituées d'un seul cristal.

En outre, l'élimination de la limite de grain, élimine également le besoin d'éléments de limite de renforcement supplémentaires. La réduction de la quantité d'éléments de frontières renforcées (au moins dans certains alliages) a soulevé le point de début de fusion de 120 ° F (50° C).

L'évolution de la structure équiaxe à directionnelle structure solidifiée de moulage monocristallin est montrée pour la même aube de turbine dans les trois formes de la figure I.13 Chaque progrès dans cette technologie a augmenté la résistance élevée à la température d'environ 85 ° F (30 ° C).



Fig I.13. La structure interne de la pale de turbine haute pression montrant la distribution de refroidissement à travers l'âme de la pale d'aube et la racine. [16]

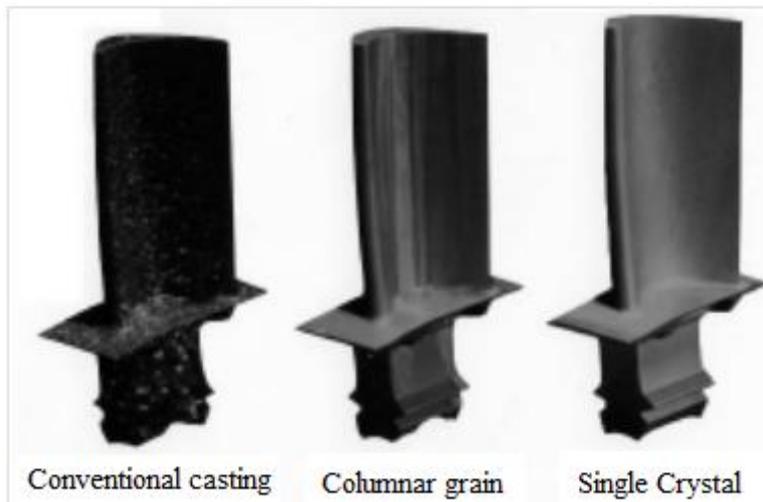


Fig I.14 Trois aubes de turbine à haute pression,, grain conventionnel (équiaxe) en forme de colonne (solidification orientée), et un monocristal. Ce concept de plus en plus la structure de grain en continu le long de long, la plus sollicitée axe de la lame est appelé solidification directionnelle. La lame de cristal unique n'a pas de joints de grains, car toute la partie est cultivée comme un seul cristal. [16]

I.5. LES TURBINES HAUTE PRESSION [1]

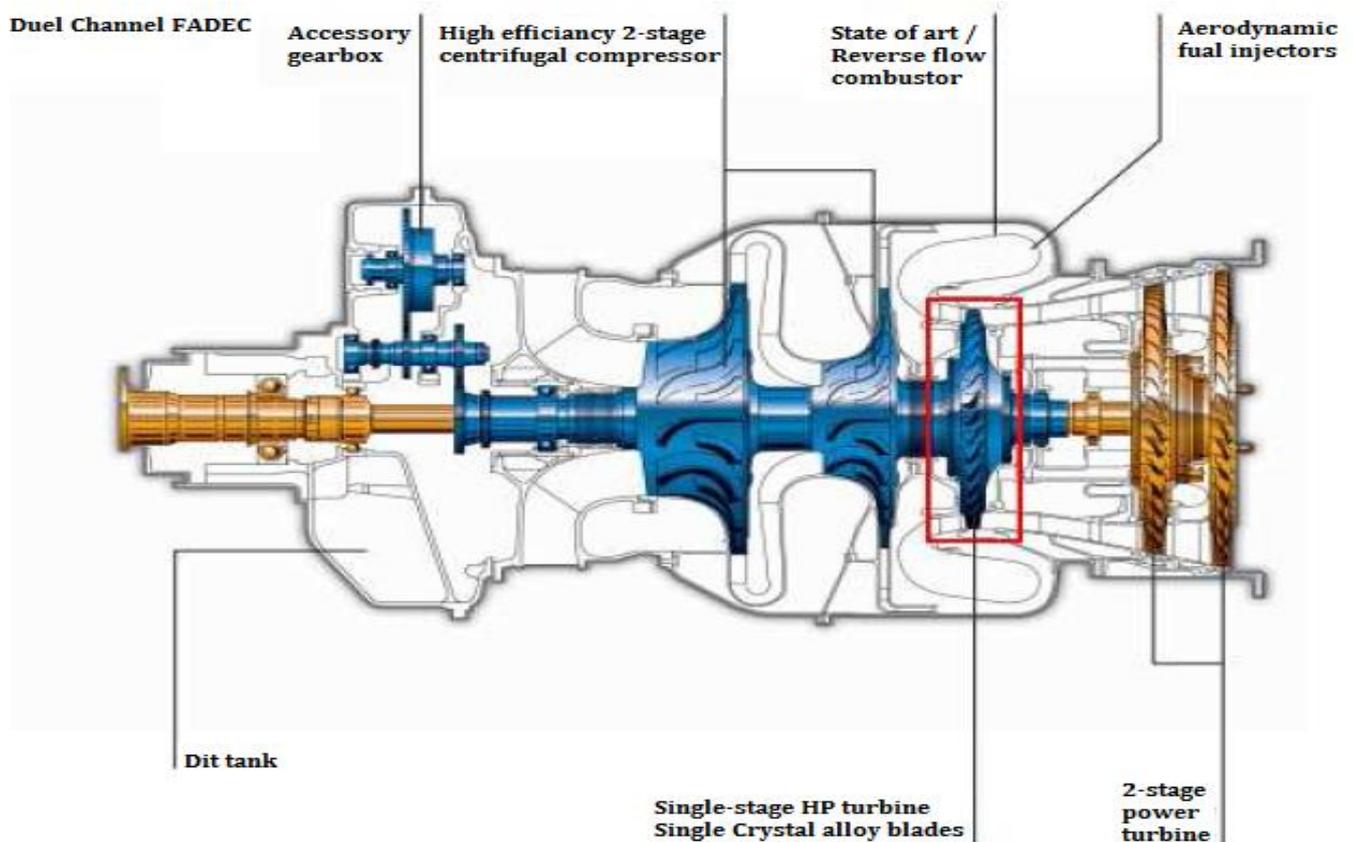


Fig I.15 – Turbine haute pression (cadre rouge) dans un moteur Ardiden 3G [1]

Le principe de fonctionnement de la turbine haute pression (THP) est brièvement expliqué dans ce paragraphe. Pour plus de détails, on pourra se référer aux ouvrages de Horlock, Mattingly ou Lakshminarayana.

Dans un turbomoteur, la THP se situe juste derrière la chambre de combustion (Fig. I.15). Elle a pour but d'extraire une partie de l'énergie apportée au fluide par la combustion et de la transformer en énergie mécanique afin d'entraîner l'arbre principal qui permet de faire tourner le compresseur haute pression. Dans la partie fixe, le stator ou distributeur, le fluide est accéléré tout en diminuant sa pression statique et en augmentant sa vitesse tangentielle afin de diriger l'écoulement dans le sens de rotation de la turbine. L'écoulement ainsi dévié génère un couple sur l'arbre principal du moteur du fait des efforts aérodynamiques appliqués par le fluide sur les pales du rotor.

La conception aérodynamique des aubes et pales de la turbine est facilitée par le gradient de pression favorable présent dans la turbine. Ainsi il est possible d'obtenir de fortes déviations, des gradients de pression importants et une variation d'énergie importante sans risquer de décollements. Cependant du fait du travail récupéré important et des températures élevées qui sont mises en jeu, les contraintes thermomécaniques subies par les aubes sont très importantes et elles participent, avec les performances aérodynamiques, à la définition du dessin des aubes. La durée de vie des aubes et pales de la THP est directement liée à la température du fluide dans la turbine. De plus la température en entrée de THP n'a cessé d'augmenter au cours des années afin d'améliorer les rendements thermodynamiques des turbines à gaz et la puissance récupérée sur l'arbre par la turbine. Ainsi les niveaux de températures rencontrés en entrée de THP sont généralement supérieurs à la température de fusion des matériaux utilisés pour les aubes. Il est donc indispensable d'utiliser des techniques de refroidissement optimisées afin de pénaliser le moins possible le rendement du moteur. Le problème de durée de vie est particulièrement critique pour les pales du rotor haute pression car du fait des contraintes mécaniques et thermiques, le risque de fluage est important et est la principale raison de casse des pales. Une différence d'une dizaine de Kelvin sur la température des pales du rotor haute pression peut diviser la durée de vie par deux. Ceci montre l'importance de disposer de méthodes de prédiction précises.

Les performances du turboréacteur sont principalement liées à la température d'entrée turbine et au taux de compression. Plus ceux-ci sont élevés et plus la poussée fournie par le turboréacteur est importante. L'évolution de la température d'entrée turbine et de la température critique des matériaux durant les dernières décennies. Aujourd'hui, la température critique que peuvent supporter les matériaux constituant la turbine est de l'ordre de 1200°C alors que les gaz issus de la combustion ont une température localement supérieure à 2000°C. C'est pourquoi il est nécessaire de refroidir la turbine.

Les turbines à gaz fonctionnent de nos jours sous des conditions de température de plus en plus élevée venant des chambres de combustion. Ces valeurs élevées de températures dépassent souvent la limite thermique admissible par les matériaux couramment utilisés. Les aubes de turbines à gaz font partie des composants les plus exposés à ces effets thermiques. Leur protection nécessite l'application d'un refroidissement efficace et continu. Parmi toutes les méthodes de refroidissement qui existent aujourd'hui, tant dans les moteurs aéronautiques que dans les turbines à gaz stationnaires, les constructeurs emploient la technique du refroidissement interne par convection forcée, qui continue toujours à avoir un intérêt certain, même s'il s'agit historiquement de l'approche la plus ancienne.

II.1 EVOLUTION DE LA TECHNOLOGIE DE LA TURBINE ^[13]

Pour des fins écologiques et économiques, l'augmentation de rendement de tout type de moteur devient primordiale. Dans les turbines à gaz et spécifique (csv) qui est importante mais le travail fourni à la sortie également. Le rendement maximal d'un cycle à turbine à gaz est donné par le rendement de **Carnot** :

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad (1.1)$$

Où T_1 est la température à l'entrée du cycle et T_3 est la température à l'entrée de la turbine. Donc augmenter T_3 implique directement l'augmentation du rendement du cycle.

Dans la pratique les performances du cycle sont plus basses que celle du cycle de **Carnot** dues aux pertes de pression et même des pertes de fluide, aux frottements, aux efficacités des autres composants de l'installation d'autant plus que le fluide n'est pas idéal etc. Tenant compte de ces pertes le rendement d'un cycle à turbine à gaz ne dépend plus que du rapport des températures mais aussi du rapport de compression du compresseur (r_c). Alors augmenter la température à l'entrée de la turbine implique une augmentation du rapport de compression et par la suite une amélioration du rendement du cycle. C'est le but recherché par les constructeurs des turbines à gaz.

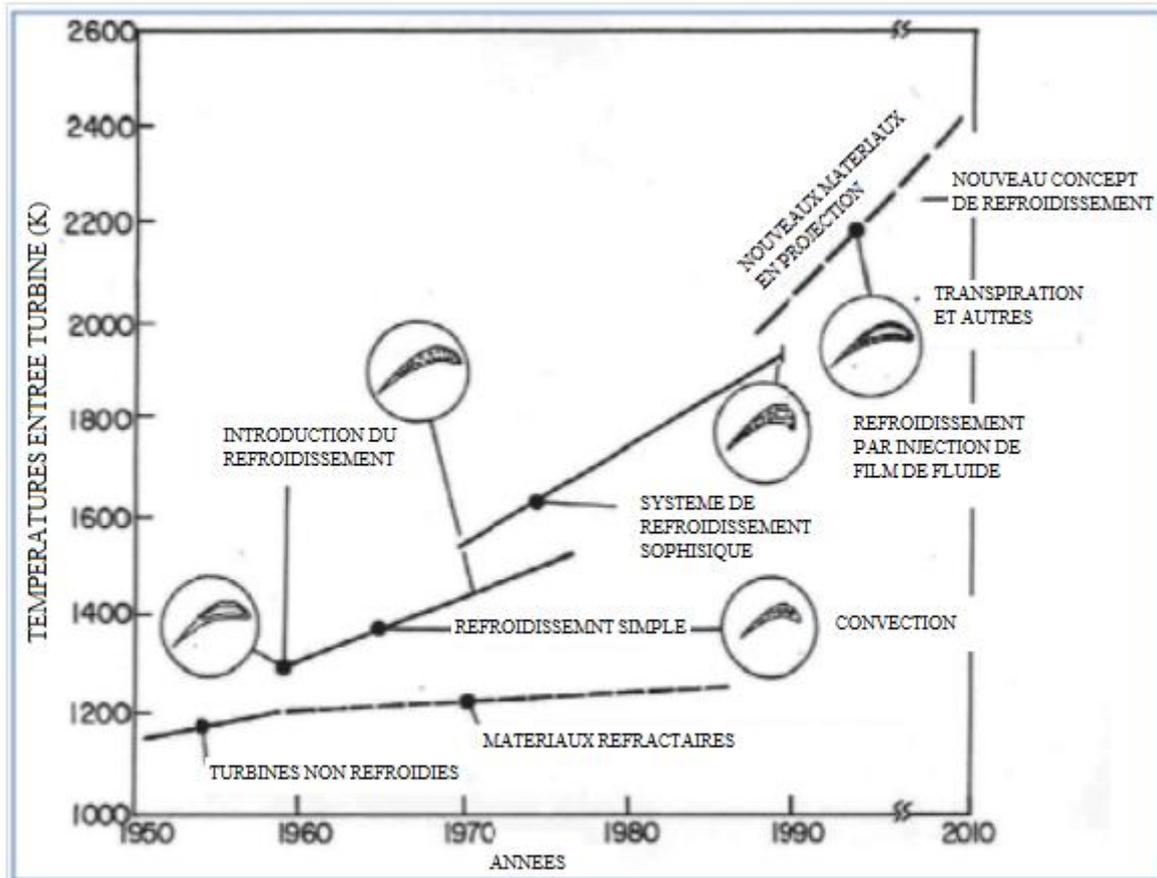


Fig.II.1. Température d'entrée turbine [13]

Malgré l'utilisation de certains matériaux exotiques afin de préserver l'environnement, ceux-ci ne peuvent atteindre la température voulue sans nuire à l'environnement. Des matériaux très améliorés tels que les alliages à base de nickel et cobalt (eg. Inco 738 et rene 220) ont permis l'augmentation de la température. Mais depuis lors les éléments rotatifs des turbines à gaz sont extrêmement chargés et si aucune mesure n'est prise en charge la structure se verra défaillante. L'introduction du refroidissement à partir de prélèvement d'air frais au compresseur a permis l'augmentation de la durée de vie des turbines. Cette technique a été mise au point durant la deuxième guerre mondiale. La figure II.1 montre l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine grâce à différentes techniques de refroidissement utilisées.

Les plus hautes charges thermiques vont se concentrer sur l'étage premier de la turbine à la sortie de la chambre de combustion. C'est pourquoi différents systèmes de refroidissement sont mis au point. La figure II.2 montre un exemple typique de refroidissement. Pour la protection des parois des turbines, on emploie le refroidissement externe (film d'air), et le refroidissement interne (convection et injection d'air).

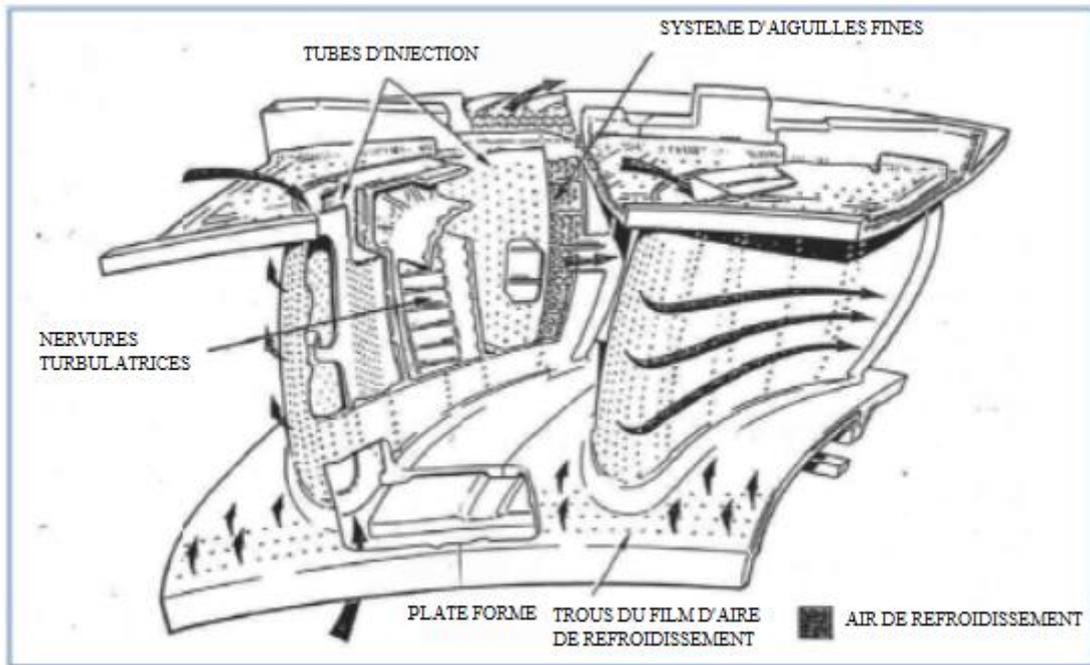


Fig. II.2 Schémas de refroidissement. [13]

De petits trous sont percés sur les parois à travers lesquels un film d'air froid vient couvrir les parois de la turbine. Le refroidissement interne consiste à véhiculer de l'air frais à travers des passages à l'intérieur des parois permettant ainsi un refroidissement de l'intérieur par convection/conduction. Afin d'augmenter l'efficacité de ce système des nervures seront mises en places dans ces passages d'air et orthogonalement à l'écoulement de l'air provoquant ainsi une augmentation de l'intensité de la turbulence engendrant un meilleur échange thermique. L'étude de l'écoulement et du transfert thermique à travers ces passages d'air frais est le sujet du présent travail.

L'avantage principal de ce prélèvement d'air consiste à l'augmentation de la température recherchée, mais il a certains inconvénients :

- 1- L'introduction de l'air de refroidissement réduit le travail à la sortie de la turbine.
- 2- Les films d'air protecteurs des parois vent compliqué le design aérothermique des aubes.
- 3- L'air de refroidissement ne participera pas à l'enrichissement de la combustion et le flux effectif se verra diminué en conséquence.

II.2 TECHNIQUES DE REFROIDISSEMENT [13]

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. Il existe plusieurs techniques de refroidissement pouvant être classées en deux grands groupes : refroidissement par convection interne forcée (convection interne / impact de jets); refroidissement par film (effusion / transpiration / multi perforation). L'amélioration

de performance de ces technologies fait toujours l'objet de nombreuses études et recherches. Rappelons successivement ces techniques.

II.2.1 Refroidissement par convection interne forcée

II.2.1.1. Convection interne (Écoulement interne)

Le refroidissement par convection interne forcée est la plus ancienne des techniques de refroidissement. 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 (Figure II.3)

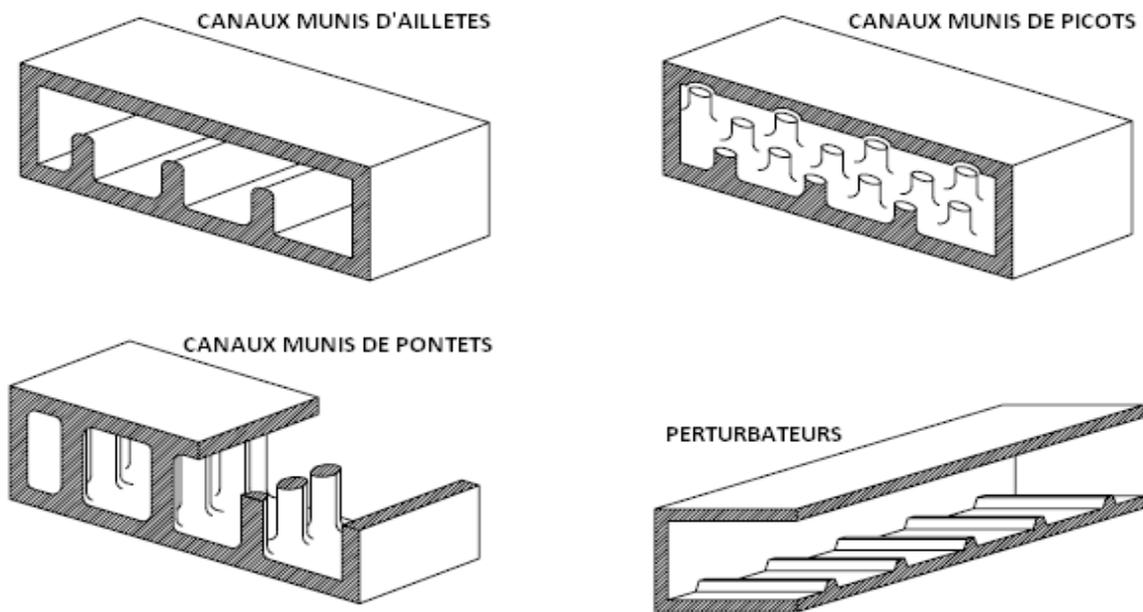


Fig II.3 : Ailettes, Picots, Pontets et Perturbateurs [13]

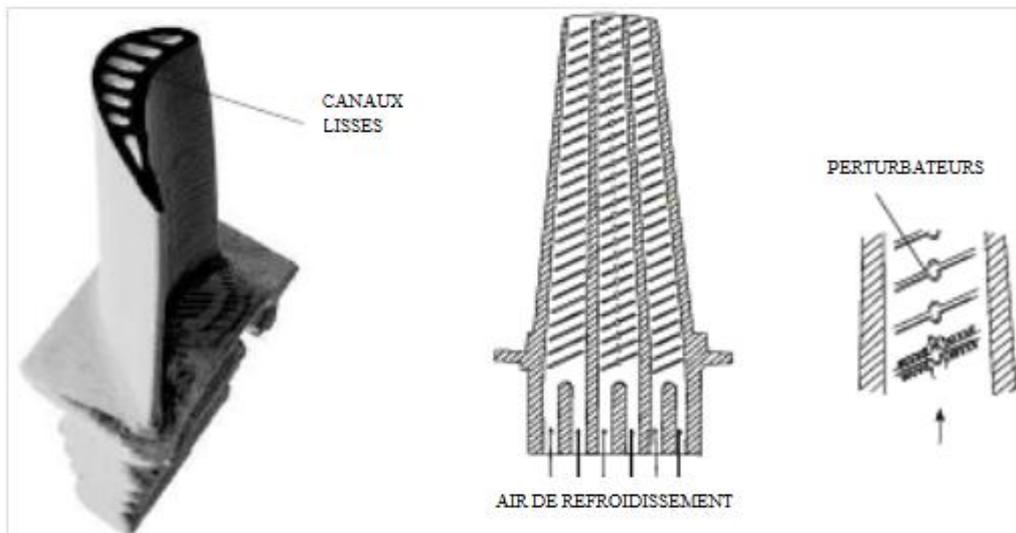


Fig II.4 : Refroidissement par convection interne forcée [13]

II.2.1.2. Impact de jets

Le refroidissement par impact de jets est également utilisé dans les turbomachines pour le refroidissement des aubes de turbine fixes ou mobiles, les chambres de combustion, 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.4.)

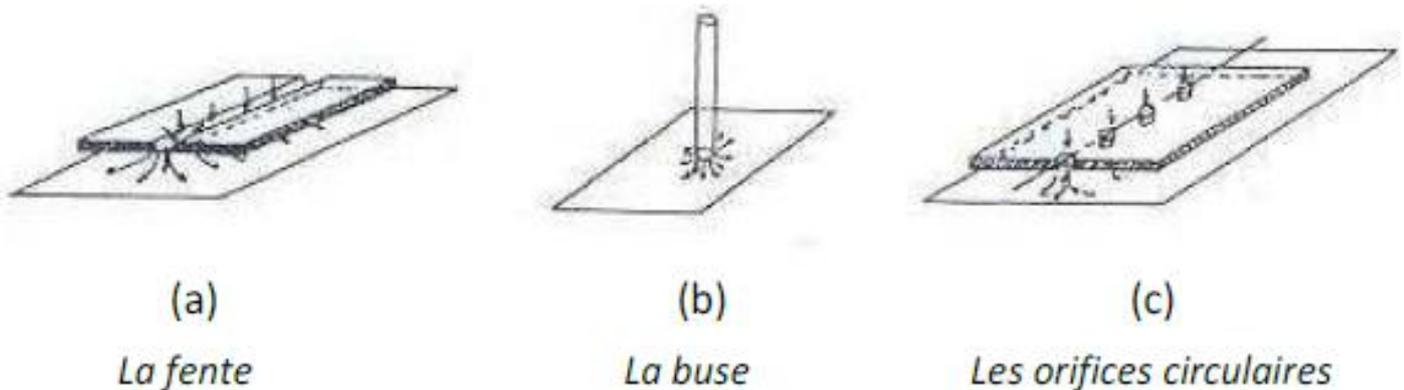


Fig II.5 : Trois types d'orifices d'impact [13]

Le refroidissement par impact de jets est classé en deux technologies : l'impact concentré (l'air frais injecté à travers une rangée unique de jets (Figure II.6 a)) et l'impact réparti (l'air frais injecté à travers une matrice de jets (Figure II.6 b)).

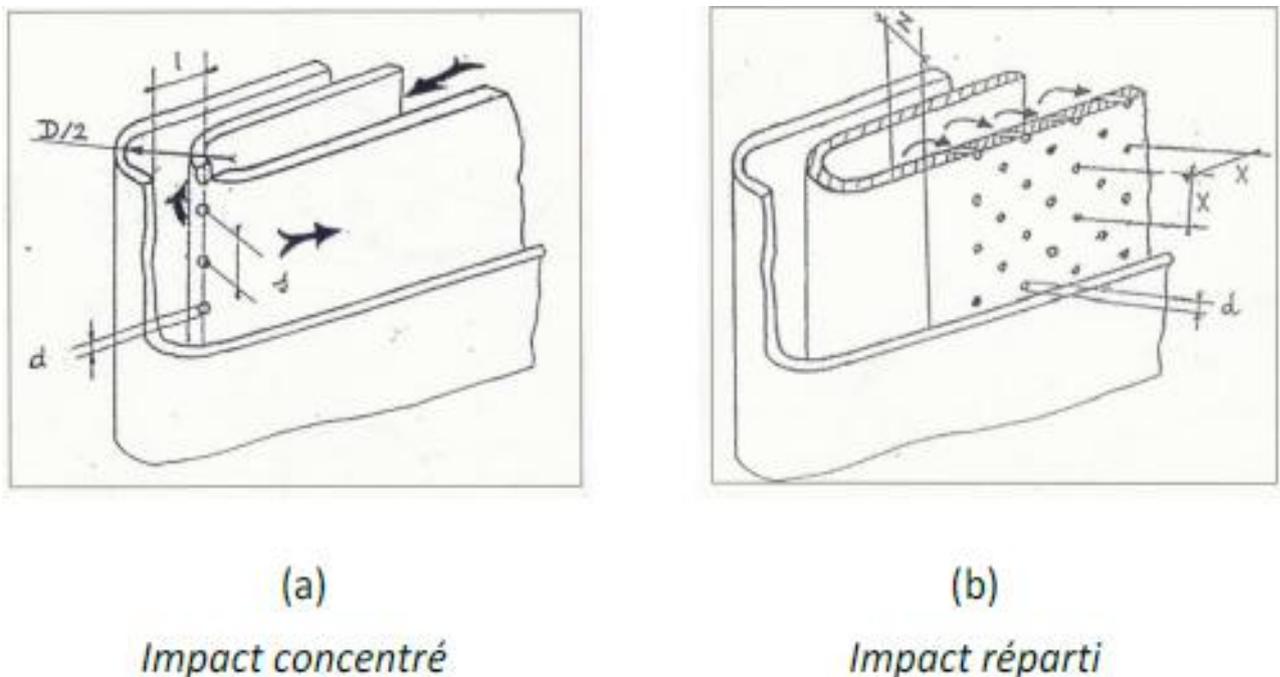


Fig II.6 : Refroidissement interne par impact de jets [13]

L'impact de jets est une des techniques de refroidissement efficace. Toutefois, le rapport du coût de fabrication et l'efficacité de refroidissement pose le problème de leur utilisation.

La technique de l'impact de jet consiste à chemiser l'aube et à percer plusieurs orifices dans cette chemise. La chemise est alimentée en air frais et des jets d'air se forment ainsi à la sortie des orifices et viennent refroidir la paroi interne des aubes de turbine (figure II.5).

Les coefficients d'échange obtenus avec cette méthode sont très élevés ce qui la rend très efficace. C'est pour cela qu'elle est notamment utilisée sur le bord d'attaque des aubes, en impact dit concentrer, car cette partie est particulièrement exposée au flux de chaleur extérieur. Un impact réparti (matrice de jets) est souvent introduit également sur la partie amont de l'intrados et de l'extrados de l'aube. L'objet du travail présenté dans ce mémoire porte sur cette technique de refroidissement particulière.

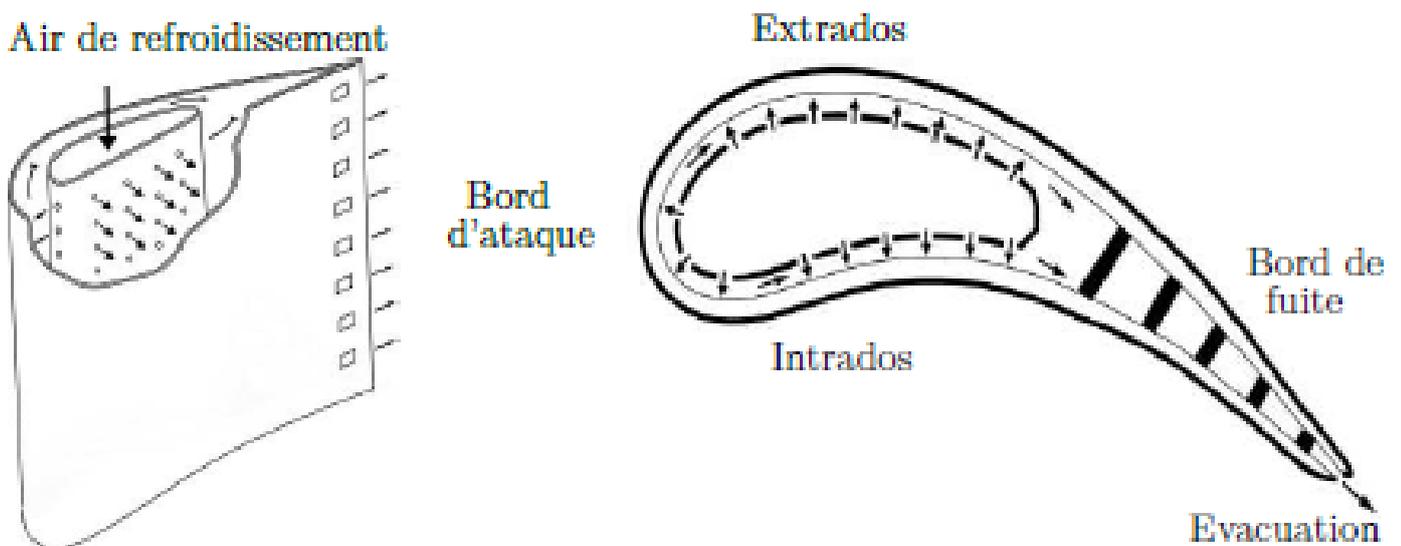


Fig II.7 : Refroidissement par impact de jets [13]

II.2.2 Refroidissement par film (refroidissement externe)

Cela consiste à créer un film d'air frais protégeant la paroi externe de l'aube. La création de ce film est généralement réalisée par injection de l'air au travers de plusieurs rangées d'orifices de petit diamètre et inclinés dans le sens de l'écoulement (figure II.8).

On rencontre aussi des films créés par transpiration à travers des matériaux poreux et par effusion à travers plusieurs couches de paroi multi perforées. L'inconvénient majeur du film-cooling est qu'il est fortement dégradé par le dépôt des particules de suies et de résidus de combustion qui viennent obstruer les perforations et compromettre l'efficacité du refroidissement. Cette technique, bien qu'offrant une bonne protection thermique, est pénalisante en terme de rendement aérodynamique car elle vient fortement perturber l'écoulement externe autour des aubes et reste l'objet de nombreuses études.

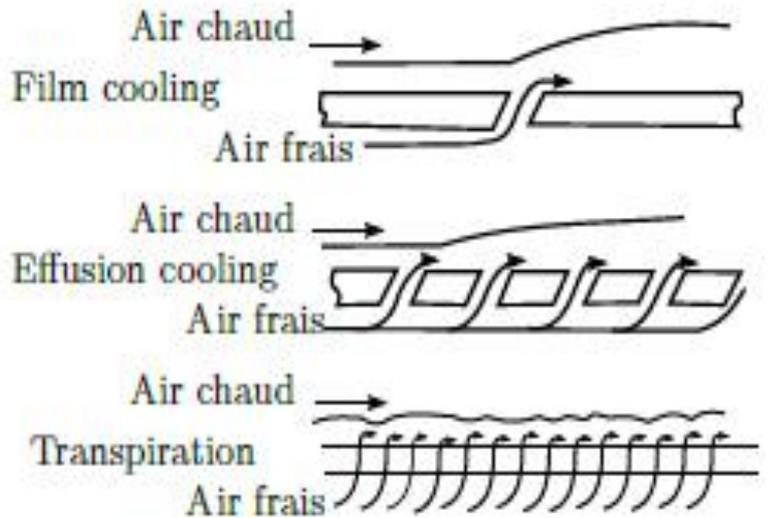
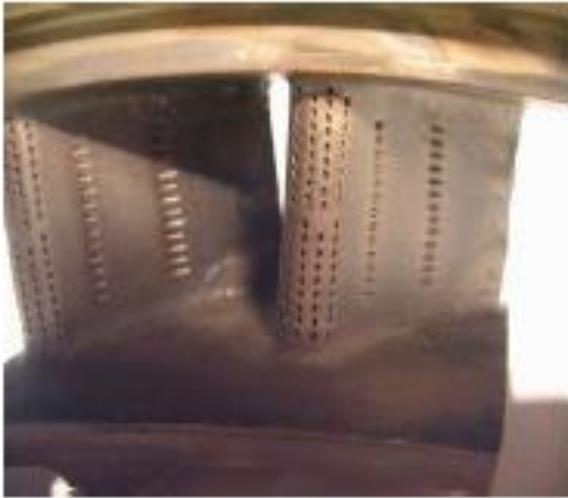


Fig II.8 : Refroidissement par film [13]

II.2.2.1. Effusion

La technique de refroidissement par effusion consiste à évacuer l'air frais à travers une paroi poreuse. En termes de refroidissement, l'efficacité de cette technique est très grande. Cependant, l'effusion comporte plusieurs inconvénients tels que la faible résistance mécanique des parois poreuses, le coût de fabrication, le risque d'obturation des pores par les suies provenant de la combustion, ... qui la rendent peu utilisable dans un turboreacteur.

II.2.2.2. Transpiration

Une des technologies du refroidissement efficace est nommée « 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 II.9).

De même que pour l'effusion, il faut remarquer que bien que ce type de refroidissement soit très efficace du point de vue de la protection thermique, il existe également des inconvénients, par exemple le coût de fabrication de tels matériaux, leur faible résistance mécanique.

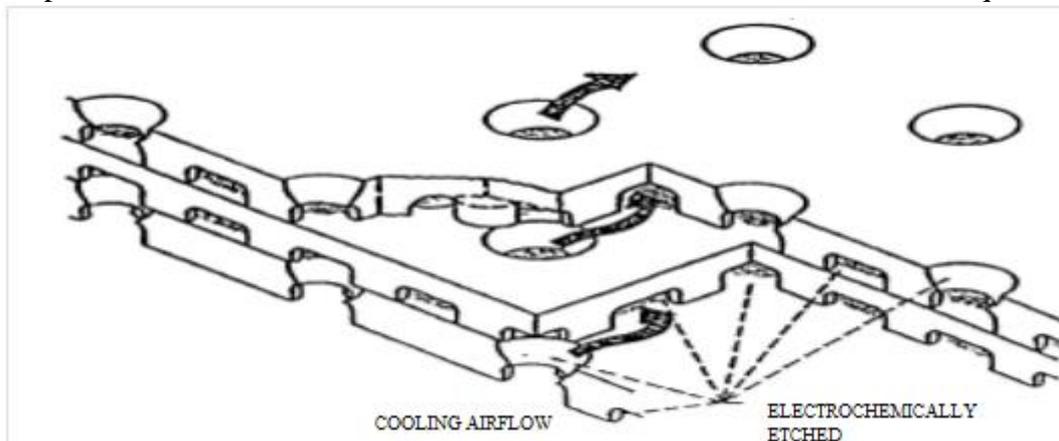


Fig II.9 : Procédé de transpiration de type Lamilloy [13]

II.2.2.3. Multi perforation (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 et forme une couche protectrice d'air frais entre les gaz chauds et la paroi. C'est cette couche de refroidissement que nous nous proposons d'étudier (Figure II.10).

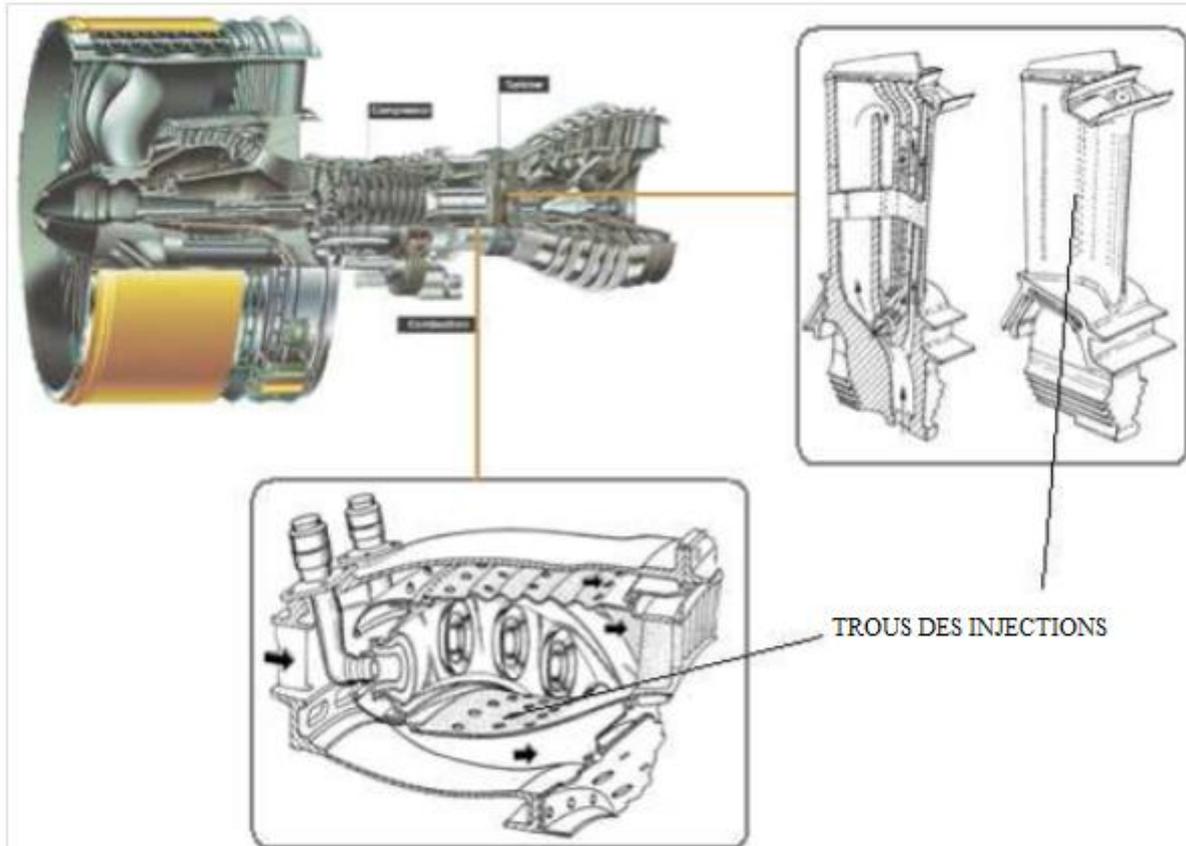


Fig II.10 : Refroidissement par multi perforation dans une chambre de combustion [13]

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 aujourd'hui la protection thermique externe 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.

Le refroidissement par multi perforation est une des techniques utilisées couramment dans les turboréacteurs aussi il existe beaucoup d'études et de recherches sur le sujet.

Il y a eu plus de 2700 articles ces quarante dernières années. L'objet de ces travaux est d'améliorer l'efficacité de ce type de refroidissement de manière générale, et de trouver pour des configurations particulières un refroidissement optimal.

La présente étude bibliographique s'organisera en envisageant successivement l'influence des différents facteurs présents précédemment. Les plupart des auteurs étudient généralement l'influence d'un seul ou de seulement quelques paramètres sur une même étude.

Nous nous pencherons, tout d'abord, sur l'influence des facteurs géométriques puis sur l'influence des facteurs aérothermiques.

La partie suivante donne quelques définitions utilisées dans cette étude afin d'en faciliter la lecture.

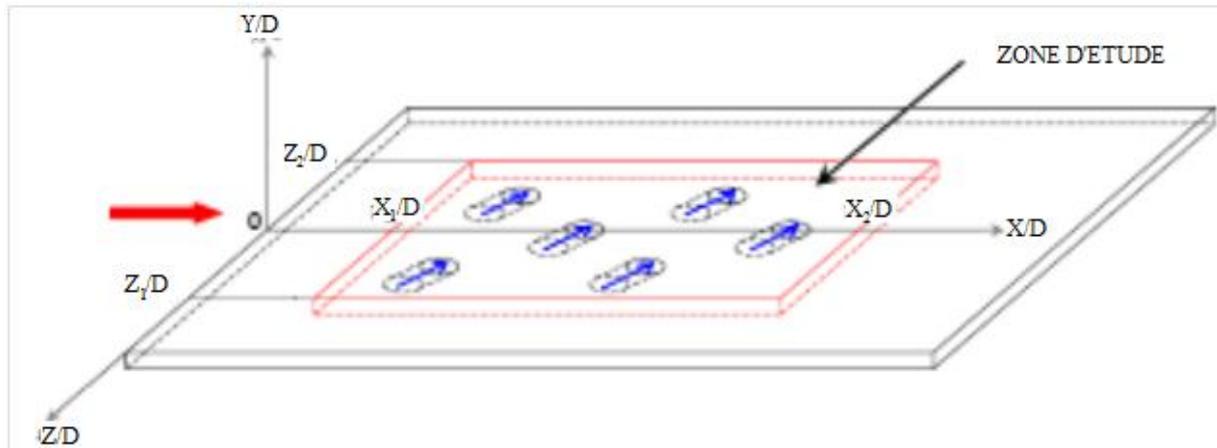


Fig II.11 : Exemple géométrique d'une paroi multi perforée [13]

- L'efficacité moyenne-latérale du refroidissement est la moyenne de l'efficacité locale à une position x/D dans la direction latérale:

$$\overline{\eta}_{lat} \left(\frac{X}{D} \right) = \frac{1}{2 \left(\frac{Z_1}{D} \right)} \int_{-Z_1/D}^{Z_1/D} \eta \left(\frac{X}{D}, \frac{Z}{D} \right) d \left(\frac{Z}{D} \right)$$

- L'efficacité moyenne-spatiale du refroidissement est la moyenne de l'efficacité moyenne-latérale dans une zone définie et calculée par :

$$\overline{\overline{\eta}}_{spa} = \frac{1}{\left(\frac{X_2}{D} - \frac{X_1}{D} \right)} \int_{X_1}^{X_2} \eta_{lat} \left(\frac{X}{D} \right) d \left(\frac{X}{D} \right)$$

- Le coefficient d'échange convectif moyen-lateral est la moyenne du coefficient d'échange convectif local à une position x/D :

$$\overline{h}_{lat} \left(\frac{X}{D} \right) = \frac{1}{2 \left(\frac{Z_1}{D} \right)} \int_{-Z_1/D}^{Z_1/D} h \left(\frac{X}{D}, \frac{Z}{D} \right) d \left(\frac{Z}{D} \right)$$

- Le coefficient d'échange convectif moyen-spatial est la moyenne du coefficient d'échange dans une zone définie et calculé par :

$$\overline{h_{spa}} = \frac{1}{\left(\frac{X_2}{D} - \frac{X_1}{D}\right)} \int_{\frac{X_1}{D}}^{\frac{X_2}{D}} h_{lat} \left(\frac{X}{D}\right) d\left(\frac{X}{D}\right)$$

II.2.3 Couplages des méthodes de refroidissement

Souvent ces méthodes sont couplées pour optimiser le refroidissement des aubes de turbines (figure II.12). Cela rend complexe la conception de ces éléments et de nombreux paramètres géométriques et aérodynamiques entrent alors en ligne de compte. Les ingénieurs chargés de la conception de ces éléments doivent donc trouver le meilleur compromis entre coût de fabrication, protection thermique, rendement aérodynamique, résistance mécanique et durée de vie.

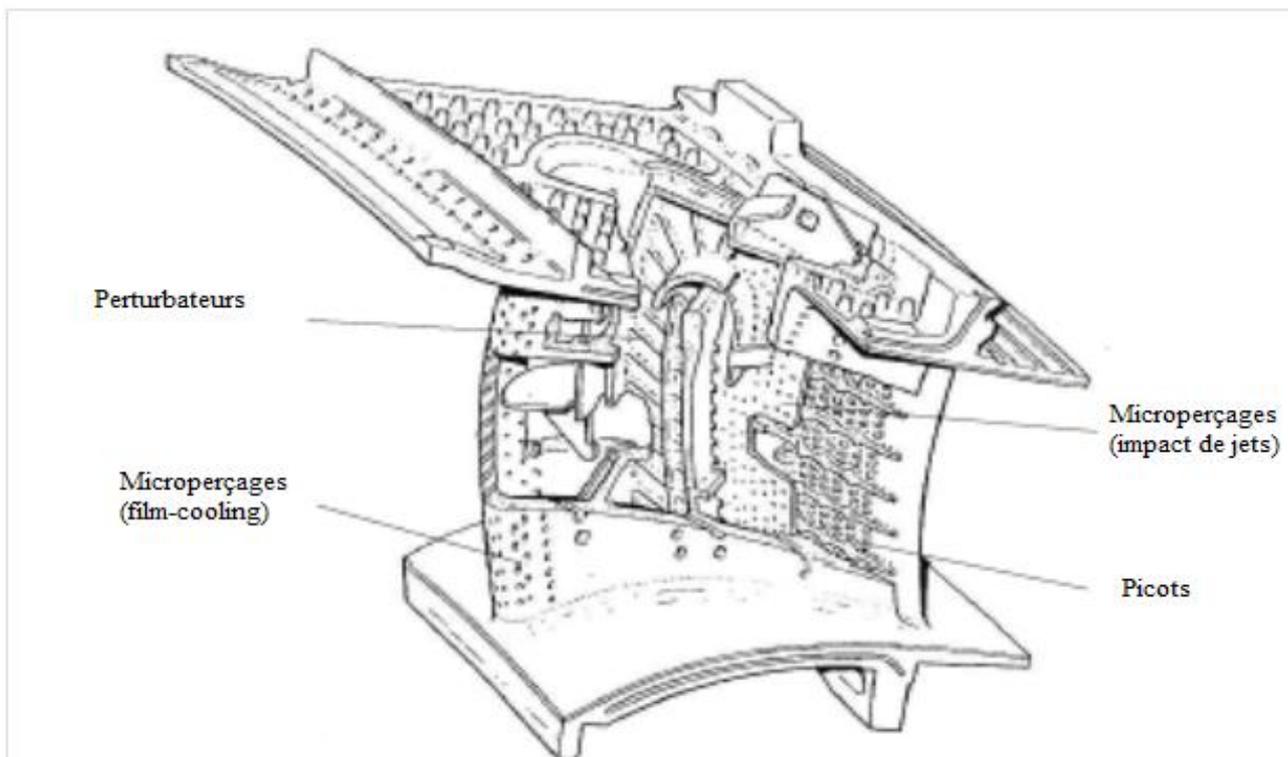


Fig II.12 : Représentation d'une aube et de ses systèmes de refroidissement [13]

II.3 LE REFROIDISSEMENT PAR MULTIPERFORATION [13]

II.3.1 Généralités

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 font toujours l'objet de nombreuses études et recherches.

Ces deux grandeurs dépendent fortement de plusieurs facteurs pouvant être regroupés en deux grandes familles : Facteurs géométriques et Facteurs Aérothermiques.

II.3.2 Facteur d'influence du refroidissement par multi perforation

II.3.2.1 Facteurs géométriques

La Figure II.13 présente les principales grandeurs qui sont à considérer pour l'étude du refroidissement par multi perforation.

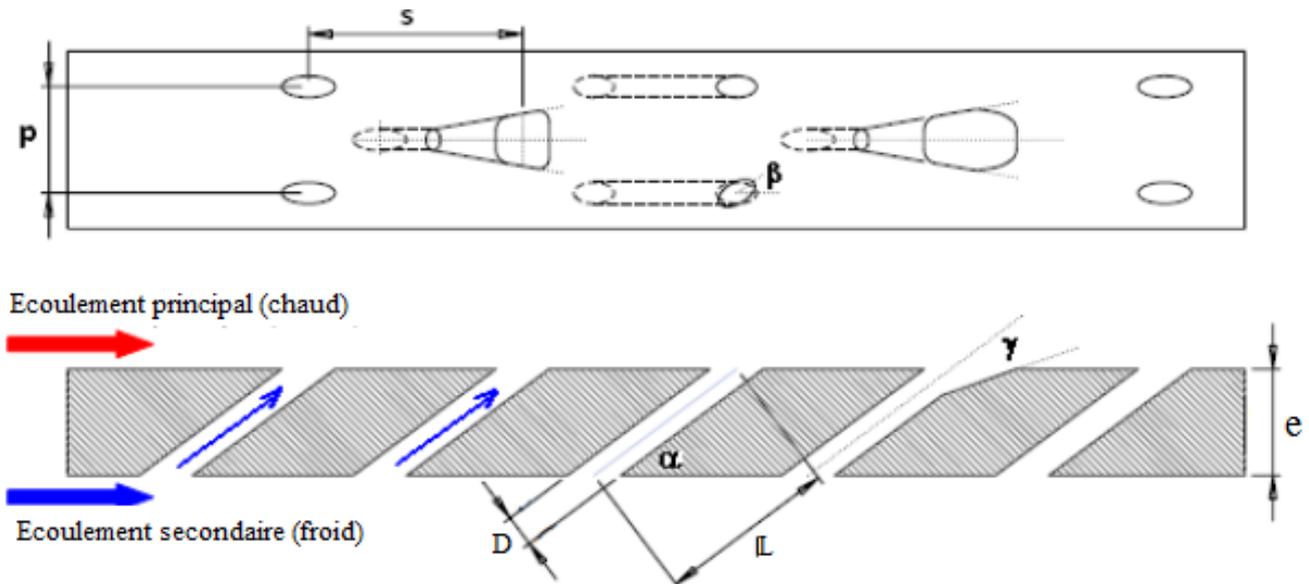


Fig II.13 : Description géométrique de la paroi multi perforée [13]

Précisons ces grandeurs géométriques :

- Diamètre D des trous : grandeur géométrique utilisée pour adimensionner les autres grandeurs géométriques.
- L'espacement latéral p au sein d'une même rangée et l'espacement longitudinal entre deux rangées consécutives. Ces deux grandeurs sont généralement utilisées sous forme de deux quantités adimensionnées p/D et s/D .
- Nombre de rangées n .
- L'angle d'inclinaison α dans le sens d'écoulement principal et l'angle composé β dans le sens latéral
- Epaisseur de la paroi e .
- Longueur des injections L adimensionnée par L/D . On peut constater facilement que L dépend fortement de α et de e : $L = \frac{e}{\sin \alpha}$.
- La configuration du champ des trous : en ligne, en quinconce ou irrégulière (Figure II.14).

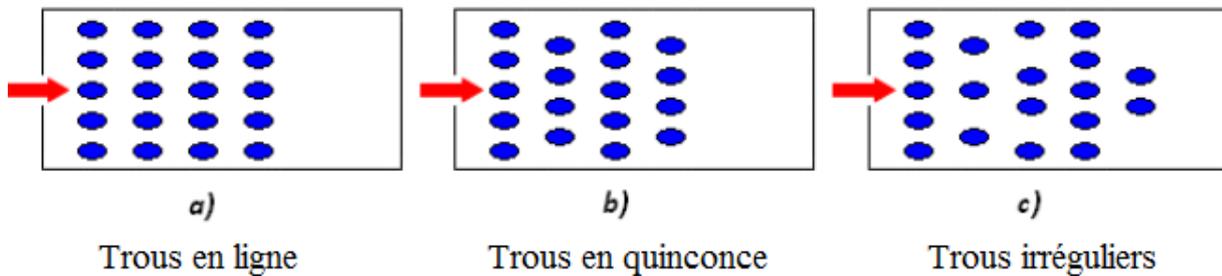


Fig II.14 : Configuration du champ des trous [13]

- La géométrie de la sortie des trous : cercle (trous perpendiculaires) ou elliptique (trous inclinés) ou évasée ; avec/sans angle □ □ évasée en arrière (laid back).
- L'imperfection de la surface des trous peut avoir une influence sur le film cooling. Plusieurs techniques existent pour réaliser les injections, celle du forage laser est une des techniques les plus utilisées pour sa rapidité. Mais elle entraîne des perforations imparfaites.

II.3.2.2 Facteurs aérodynamiques

Précisons les principales grandeurs aérodynamiques pouvant avoir une influence sur la performance de la technique de refroidissement par multi perforation :

- La vitesse U_e de l'écoulement principal et celle U_i de l'écoulement d'injection.
- Le taux de soufflage $M = \frac{\rho_i U_i}{\rho_e U_e}$
- Le rapport des quantités de mouvement $I = \frac{\rho_i U_i^2}{\rho_e U_e^2}$.
- La masse volumique ρ_e de l'air de l'écoulement principal et celle ρ_i de l'air de l'écoulement d'injection.
- Le taux de turbulence Tu de l'écoulement principal.
- Les températures des deux écoulements : celle de l'écoulement principal et celle de l'écoulement d'injection.

II.3.3 Etude des transferts thermiques sur une paroi multi perforée :

La loi thermique de Newton permet de modéliser de façon simple les échanges convectifs entre un fluide et une paroi :

$$\varphi_{conv} = h_{conv} (T_p - T_{réf}) \quad (2.1)$$

Avec :

h_{conv} : Coefficient d'échange convectif ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

T_p : Température de la paroi (K)

$T_{réf}$: Température de référence (K)

Dans le cas d'un écoulement simple d'un fluide isotherme, la température du fluide T_{fluide} loin de la paroi est souvent considérée comme température de référence $T_{réf}$ ($T_{réf} = T_{fluide}$). Cependant, cette considération n'est plus valable dans le cas d'une paroi multi perforée. Effectivement, l'injection d'un écoulement secondaire à une température différente au travers des trous conduit à un problème à « trois températures » (température de l'écoulement principal, température de l'écoulement d'injection et température de la paroi) Il n'est donc

plus possible de considérer la température du fluide loin de la paroi comme température de référence. Pour s'affranchir de cette difficulté, la plupart des études des transferts thermiques sur une paroi multi perforée ont propose d'utiliser la température adiabatique de la paroi T_{ad} comme température de référence de la relation (2.1). Il s'agit de la température de la paroi dans le cas ou cette dernière n'échange pas de chaleur avec le fluide en contact avec elle ($\varphi_{conv}=0$).

Afin d'étudier les transferts thermiques sur une paroi multi perforée, nous allons étudier les deux grandeurs principales : le coefficient d'échange convectif h_{conv} et la température adiabatique de la paroi T_{ad} . Ces deux grandeurs sont souvent étudiées sous forme des grandeurs adimensionnées étant définies par les relations suivantes :

- Nombre de Nusselt Nu (correspondant au coefficient d'échange convectif h_{conv}) est définie par la relation suivante :

$$Nu = \frac{h_{conv} D}{\lambda} \quad (2.2)$$

Avec :

h_{conv} : Coefficient d'échange convectif ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

D : diamètre des injections (m)

λ : conductivité thermique de l'écoulement principal ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)

- Efficacité adiabatique η_{ad} (correspondant à la température adiabatique de la paroi T_{ad}) :

$$\eta_{ad} = \frac{T_{ad} - T_e}{T_i - T_e} \quad (2.3)$$

Avec :

T_{ad} : Température adiabatique de la paroi (K)

T_e : Température de l'écoulement principal (K)

T_i : Température de l'écoulement d'injection (K)

II.4. INFLUENCE DE L'ENVIRONNEMENT DE LA TURBINE HAUTE PRESSION ^[4]

Comme on vient de le voir, la température est un paramètre clé au niveau de la conception de la THP. Or la prédiction des niveaux de température dans la THP n'est pas aisée, que ce soit de façon expérimentale (environnement agressif aux conditions usuelles d'opération) ou par le biais de simulations numériques. En effet, l'environnement entourant la THP est relativement complexe comme le montre la Fig. II.15, et les interactions avec cet environnement doivent être prises en compte afin d'évaluer les performances aérothermiques de la THP.

Dans ce chapitre nous étudions, d'un point de vue bibliographique, les différents éléments de l'environnement de la THP pouvant impacter ses performances tant d'un point de vue aérodynamique que thermique. Nous considérons successivement l'impact :

1. de l'interaction chambre de combustion / turbine
2. des écoulements secondaires
3. du phénomène de ségrégation
4. des effets technologiques
5. des transferts thermiques conjugués

II.4.1 Interaction chambre de combustion / turbine

Les turbomoteurs et turbines d'hélicoptères modernes étant relativement compacts, afin de limiter l'encombrement et la masse du moteur, les interactions entre les différents composants sont de plus en plus fortes. En particulier l'interaction entre la chambre de combustion et la THP.

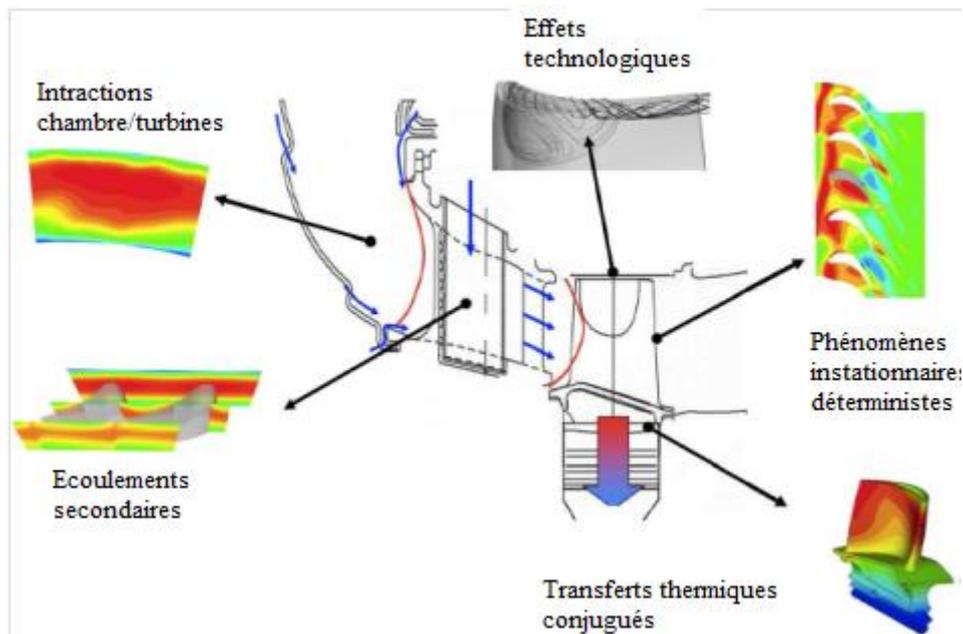


Fig II.15 – Environnement de la turbine haute pression [4]

Cependant mise à part pour des chambres de combustion expérimentales, il existe peu de mesures détaillées des champs aérodynamiques et thermiques en sortie de chambres de combustion industrielles. Il est donc nécessaire de se reposer sur des simulations numériques. Ces dernières montrent que l'écoulement entrant dans la turbine est fortement hétérogène. En effet, le champ thermique en sortie de chambre de combustion présente de forts gradients tant radiaux qu'azimutaux formant une zone de fortes températures appelée "point chaud". L'existence du point chaud est liée au nombre fini d'injecteurs, à la dilution des films de refroidissement et au mélange imparfait dans la chambre de combustion.

Les points chauds ont un impact direct sur les transferts thermiques dans la THP; c'est pourquoi leur influence a été étudiée de façon extensive, notamment expérimentalement. En utilisant des simulateurs de chambres de combustion, il est possible de créer des écoulements présentant des gradients radiaux et azimutaux de température. Ces études ont permis de mettre en évidence une migration du point chaud lors de son passage dans le canal du rotor. Cette migration entraîne un échauffement plus important des parois intrados par rapport aux parois extrados des pales du rotor. Ce phénomène sera détaillé section 2.3.

Dans le cas de points chauds comportant des gradients azimutaux importants, le clocking entre les aubes du distributeur et le point chaud doit être pris en compte. En effet, le fait d'aligner le point chaud sur le bord d'attaque du distributeur au lieu de l'aligner sur le centre de la veine, entraîne une diffusion plus importante du point chaud; ceci permet de limiter les gradients de température dans le rotor. La contrepartie c'est une augmentation des transferts thermiques sur les aubes du distributeur, en particulier sur les parois extrados.

Cependant l'interaction entre la chambre de combustion et la turbine ne se limite pas aux gradients de température. Ainsi en sortie de chambre, il existe également un gradient de pression totale dû au développement des couches limites sur les parois de la chambre de combustion ainsi qu'aux films de refroidissement. Ces derniers peuvent générer des profils de pression totale comportant des points d'inflexion. Or les gradients jouent un rôle prépondérant dans la formation des écoulements secondaires.

Enfin le caractère in-stationnaire et turbulent de l'écoulement en sortie de chambre de combustion a également un impact sur les performances de la THP, que ce soit au niveau de la génération de bruit, des transferts thermiques, des problèmes de transition ou bien du transport de point chaud. Jenkins et al ont montré que plus le taux de turbulence n'était important en entrée de THP, plus le point chaud se diffusait (réduction de la température maximale et étalement radial et azimutal) dans le distributeur.

II.4.2 Ecoulements secondaires

Les écoulements secondaires sont des écoulements dus à l'interaction entre la viscosité et les gradients de pression statique, et qui se superposent à un écoulement principal. Ce dernier correspond à un écoulement régi par les équations d'Euler (sans viscosité) qui est facilement prédictif. Un écoulement secondaire naît de la différence de vitesse entre les zones saines de l'écoulement et les couches limites. Afin de maintenir l'équilibre entre les forces de pression et centrifuges, le rayon de courbure de la trajectoire des particules de faibles vitesses (couche limite) est plus petit. Ceci entraîne un dérapage des couches limites moyeu et carter de l'intrados d'une aube vers l'extrados de la suivante. Il apparaît donc un écoulement transverse dans le canal de la turbomachine (et donc une vitesse transverse) qui, afin d'assurer l'équation de continuité, introduit également une vitesse radiale formant ainsi un écoulement tourbillonnaire : le tourbillon de passage.

De nombreuses études expérimentales ou numériques, que Sieverding et Langston ont résumées, ont permis d'avoir une idée de la forme qualitative de ces écoulements. Une vue schématique est présentée sur la Fig. II.16 tirée de. Plusieurs tourbillons aux origines différentes sont visibles. Le tourbillon le plus développé et le plus intense est le tourbillon de passage qui est du au dérapage des couches limites du moyeu (ou du carter) sous l'effet du gradient de pression transverse allant de l'intrados à l'extrados. Si le bord d'attaque des pales est relativement épais, alors un décollement 3D des couches limites au niveau du bord d'attaque apparaît.

Ce décollement induit un tourbillon en fer à cheval qui se sépare en une branche intrados et une branche extrados. La branche extrados reste près de la pale alors que la branche intrados traverse le canal sous l'effet du gradient de pression transverse. Dans certain cas particuliers, on peut également voir apparaître des tourbillons de coin.

Les écoulements secondaires sont synonymes de pertes et nuisent donc aux performances de la THP, ainsi Sharma et Butler estiment qu'ils sont responsables de 30 à 50% des pertes aérodynamiques dans un étage de turbine. Cependant, ils peuvent avoir également un effet bénéfique en participant aux mélanges au sein de l'écoulement et en diminuant les gradients de température par exemple.

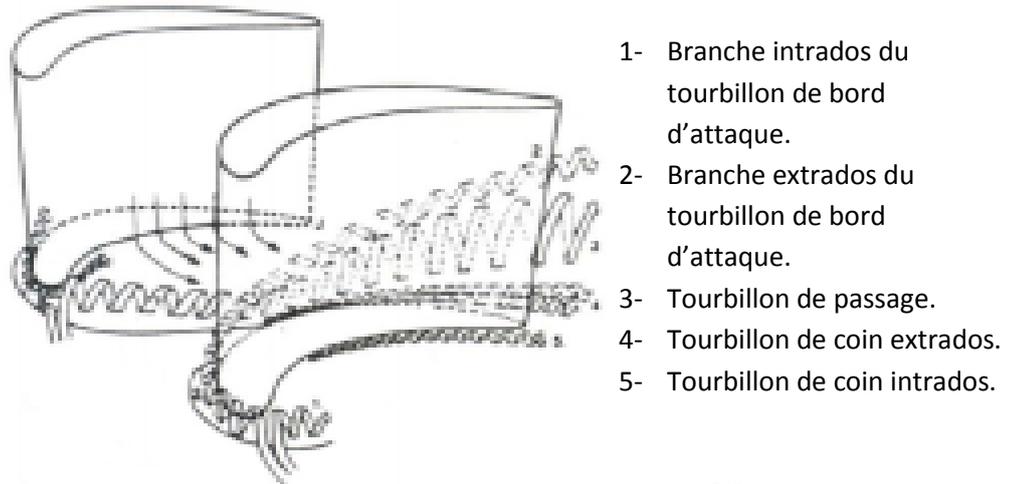


Fig II.16 – Vue schématique des écoulements secondaires en turbine [4]

Comme on le voit, la génération des écoulements secondaires dans la THP est due à la présence des couches limites venant de la chambre de combustion (pour le distributeur) ou du distributeur (pour le rotor). D'où l'importance de prendre en compte correctement l'interface entre la THP et la chambre de combustion. Il faut donc prendre en compte le gradient radial de pression totale, qui traduit la présence de couches limites, pour capturer correctement la génération d'écoulement secondaire. De nombreux travaux, tels que ceux de Hawthorne, Horlock et al ou Lakshminarayana et al, ont permis de décrire les équations de génération de vorticité secondaire et ont montré que dans un distributeur le gradient radial de pression totale était la source de la génération de vorticité longitudinale.

La prise en compte du gradient radial de pression totale en entrée de THP permet donc d'étudier la migration du point chaud, c'est-à-dire la redistribution de température du fait des écoulements secondaires, dans le distributeur. Schwab et al et Stabe et al ont observé expérimentalement que la prise en compte du gradient de pression totale modifiait la distribution de température en sortie d'un distributeur représentatif de celui d'une THP. Plus précisément, comparativement à une expérience sans gradient de pression totale en entrée, une modification du champ de température est observée au niveau des coins entre moyeu (carter) et l'aube, soit au niveau des zones d'influence des écoulements secondaires. De même, Barringer et al ont vérifié expérimentalement qu'en augmentant l'intensité du gradient de pression totale en entrée d'un étage de turbine, on observe en sortie du distributeur une redistribution radiale de température plus importante.

En se basant sur les équations de génération de vorticité secondaire, il est possible d'identifier les différents termes jouant un rôle prépondérant dans la génération des écoulements secondaires et de les limiter. Ainsi Prasad et Hendricks ont montré à l'aide d'une étude numérique qu'il était possible de modifier la migration du point chaud dans le rotor d'une THP en jouant sur la répartition radiale de l'angle de giration en sortie du distributeur. La modification de l'angle de giration permet d'accentuer ou de réduire l'intensité des écoulements secondaires conformément à ce que les équations de transport de vorticité prévoient.

Il apparait donc important, d'une part de bien prendre en compte le gradient de pression totale en entrée de THP et d'autre part de capturer de façon précise les écoulements secondaires afin de prédire correctement les pertes de la turbine et d'obtenir la bonne distribution de température dans la turbine.

Numériquement, un moyen de visualiser ces écoulements secondaires est d'utiliser l'hélicité définie par l'Eq. 2.1. L'hélicité permet de visualiser la vorticité qui est alignée avec

l'écoulement principal et donc le transport des tourbillons secondaires par l'écoulement principal.

$$H = \Omega.V \quad (2.1)$$

II.4.3 Phénomènes de ségrégation :

La prise en compte précise de l'interface entre distributeur et rotor est très importante pour prédire correctement le chargement thermique dans le rotor. En effet, au passage de cette interface, on observe une migration préférentielle du point chaud vers les parois intrados de la pale rotor et des sillages vers la paroi extrados. Ce phénomène, dit de ségrégation et qui fut observé expérimentalement par Butler et al et expliqué par Kerrebrock et Mikolajczak, tient à la composition des vitesses due à la rotation du rotor. La figure II.17 montre lorsqu'on effectue la composition des vitesses dans le stator avec la vitesse d'entraînement du rotor, on voit apparaître dans le référentiel de la roue mobile une vitesse de glissement positive (respectivement négative) dirigée vers l'intrados (respectivement extrados) de la pale pour les zones de l'écoulement ayant une vitesse plus importante (respectivement plus faible) que l'écoulement moyen. Or en sortie du distributeur, le Mach étant constant, les gaz chauds (point chaud) ont une vitesse plus importante (vitesse du son plus grande) au contraire des gaz froids. Les gaz chauds vont donc migrer vers la paroi intrados de la pale du rotor alors que les gaz froids et les sillages (vitesse plus faible également) vont migrer vers la paroi extrados.

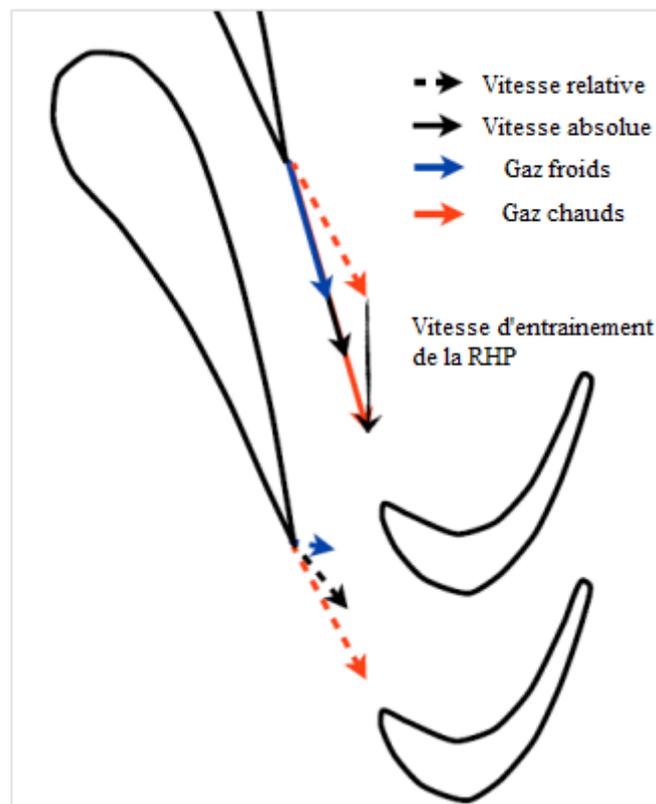


Fig II.17 – Effet de ségrégation [4]

Afin de prendre en compte ce phénomène lors d'une simulation numérique, il est nécessaire de prendre en compte le caractère in-stationnaire du problème. En effet, une approche stationnaire ne permet pas de prendre en compte le mouvement relatif entre les roues et donc

de prédire les vitesses de glissement du point chaud et du sillage par rapport à l'écoulement moyen. Le recours à des simulations RANS in-stationnaires, prenant en compte le mouvement relatif entre les roues, permet de bien capturer ce phénomène, ainsi Dorney et al, de même que Takahashi et Ni ont reproduit l'expérience de Butler et al avec succès. L'effet de ségrégation du point chaud peut être limité en alignant le point chaud avec le distributeur, lorsque le clocking point chaud / distributeur le permet, afin que les vitesses de glissement du point chaud et du sillage se compensent. Ceci permet de limiter la migration du point chaud vers la paroi intrados de l'aube et ainsi d'équilibrer le chargement thermique entre les parois intrados et extrados.

II.4.4 Effets technologiques

Les THP présentent des singularités géométriques telles que les congés de raccordement entre les aubages et les méridiennes internes ou externes, les événements du distributeur servant au refroidissement de la turbine, le jeu et la baignoire éventuelle de la pale rotor ou encore les ventilations au niveau de la roue mobile. Tous ces effets technologiques peuvent avoir un impact sur les performances aérothermiques de la turbine haute pression. Dans un souci de qualité de la modélisation, il est important de prendre en compte ces effets.

II.4.4.1 Jeu

Afin de permettre la rotation des pales de la roue mobile, il existe un jeu entre celles-ci et le carter. Au niveau de ce jeu, il se développe un écoulement transverse allant de l'intrados à l'extrados de la pale et piloté par la différence de pression entre ces surfaces. C'est l'écoulement de jeu. Pour des pales relativement épaisses, il apparaît généralement une couche de cisaillement du fait du décollement de l'écoulement sur le coin intrados. Sur la majorité de la corde, exceptée près du bord de fuite, l'écoulement se rattache avant de s'enrouler sur le coin extrados pour donner naissance au tourbillon de jeu (Fig. II.18). En turbine, ce tourbillon sort de la zone de jeu dans la seconde moitié de la corde axiale et du fait du sens de rotation de la turbine, il reste confiné près de l'extrados tout en se développant.

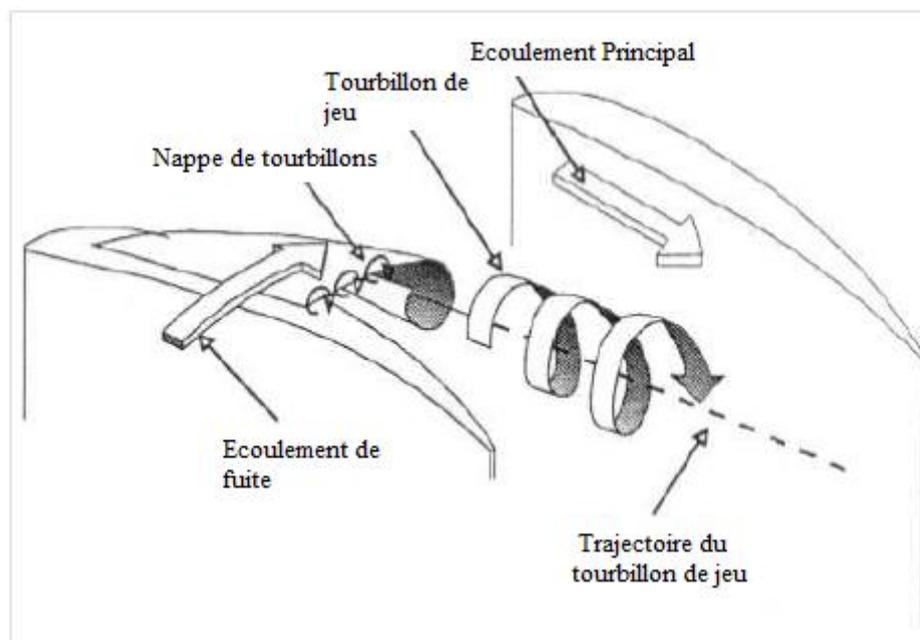


Fig II.18– Tourbillon de jeu [4]

L'écoulement de jeu est générateur de fortes pertes, qui sont principalement liées aux pertes de mélange (interaction du tourbillon avec l'écoulement principal) et au décollement dans le jeu.

L'écoulement de jeu n'est pas seulement pénalisant du fait des pertes qu'il impose mais également parce qu'il génère de forts transferts thermiques en sommet de pale. Ces forts transferts thermiques sont observés dans les zones correspondant aux plus forts débits de jeu et généralement au niveau de la zone de rattachement de l'écoulement de jeu. Azad et al ont également montré que les transferts thermiques augmentaient avec l'augmentation de la taille du jeu.

Enfin on peut également noter que les points chauds qui s'agglomèrent près de l'intrados (Sec. 2.3), sont en partie transportés de l'intrados vers l'extrados par l'écoulement de jeu et alimentent en gaz chaud le tourbillon de jeu.

II.4.4.2 Baignoire

Dans le rotor de turbine haute pression, du fait des dilatations thermomécaniques, la hauteur de jeu en sommet de pale varie. Ce phénomène peut endommager la turbine si le sommet de pale vient à accrocher la paroi du carter. Une solution pour limiter la dilatation de la pale, est d'enlever de la masse près du sommet de pale en réalisant une baignoire et en limitant ainsi les efforts centrifuges dans le métal.

On observe généralement que la présence d'une baignoire permet de réduire l'écoulement de jeu et ainsi de diminuer les pertes qui lui sont associées (et ainsi d'améliorer le rendement de la roue). Ameri et al ont également montré que la baignoire modifiait l'écoulement de jeu et faisait apparaître deux tourbillons de séparation au niveau de la baignoire. L'un suivant la paroi intrados de la cavité avant de sortir côté intrados près du bord de fuite, un autre plus important apparaissant au bord d'attaque et traversant la cavité pour impacter le côté extrados de celle-ci avant de sortir dans la zone du tourbillon de jeu. Cependant, cette description n'est pas universelle et peut dépendre des conditions d'opération de la turbine et/ou de la géométrie de la pale et de la baignoire. Par exemple, Ginibre a observé un écoulement de jeu différent où le tourbillon suivant la paroi intrados de la cavité est finalement éjecté côté extrados et non intrados. Les tourbillons qui se développent dans la cavité tendent à réduire les pertes de la roue mobile. En effet, d'une part ils pompent une partie de l'écoulement de jeu près du bord d'attaque et le ré-injecte dans le tourbillon de jeu uniquement près du bord de fuite. D'autre part, en se développant dans la cavité, ces tourbillons entraînent un blocage aérodynamique qui diminue le débit de jeu et limite les pertes de mélange associées. Globalement, la baignoire augmente les pertes de charges dans le jeu mais en même temps, en réduisant le débit traversant le jeu, le mélange dans le canal principal, associées au tourbillon de jeu, est réduit.

Ceci se traduit par une diminution des pertes de charge de la roue.

De plus, la présence d'une baignoire modifie le chargement thermique au sommet de la pale. Ainsi, plusieurs études ont été menées expérimentalement ou numériquement. Elles ont montré que les zones de forts transferts thermiques étaient déplacées avec la présence d'une baignoire. Ainsi on trouve les plus forts transferts thermiques là où le fluide vient impacter le fond de la baignoire, c'est-à-dire près du bord d'attaque. On a également de forts transferts thermiques sur les rebords de la baignoire où l'écoulement de jeu entre et ressort de la cavité. Cependant, comme l'ont montré Mischo et al, la géométrie de la baignoire a une influence importante sur la topologie des transferts thermiques. Ainsi pour des baignoires couvrant la

majorité de la surface du sommet de la pale (allant du bord d'attaque au bord de fuite avec des bords peu épais), on a également un fort transfert thermique en fond de baignoire le long de la paroi intrados sur la première moitié de corde axiale. Pour des baignoires n'allant pas jusqu'au bord de fuite, on voit plutôt de forts transferts thermiques dans la zone de bord de fuite où il n'y a pas de cavité. En effet, l'écoulement de jeu étant bloqué dans la zone de la cavité, il est plus important dans la zone du bord de fuite. Globalement, les différentes études s'accordent sur une diminution du transfert thermique global sur le sommet de pale en présence d'une baignoire. Comme pour les cas sans baignoire, plus le jeu est faible, plus les transferts thermiques sont faibles.

Il faut également noter que dans les études citées ci-dessus, les baignoires considérées sont généralement peu profondes (1,5 fois l'épaisseur du jeu au maximum) en comparaison des baignoires des moteurs Turbo mécanique. Mais généralement, on remarque qu'augmenter la profondeur de la baignoire permet de diminuer globalement le chargement thermique du sommet de pale.

II.4.4.3 Congés de raccordement

Les congés de raccordements sont des surfaces courbes faisant la jonction au niveau des coins entre les surfaces des aubes et les méridiennes externes (moyeu, carté). Ils sont inhérents à la fabrication de la pièce. Ils ont été étudiés afin d'optimiser leur forme notamment dans la zone du bord d'attaque. Selon la forme utilisée, ils peuvent réduire, voire supprimer complètement les écoulements secondaires et ainsi réduire les pertes aérodynamiques associées.

Cependant, leur présence induit un blocage supplémentaire près des méridiennes externes et tendent à dévier l'écoulement en direction de la mi-hauteur de veine induisant un mélange supplémentaire du tourbillon de passage avec l'écoulement principal. Ceci se traduit par une diminution du rendement de la THP.

II.4.4.4 Ventilations

Pour les THP intéressant cette étude, seules les aubes du distributeur ont un système de refroidissement interne leur permettant de résister aux températures mises en jeu. Ce système n'est pas étudié ici et on ne s'intéressera pas à la thermique du distributeur. Par contre, la pale du rotor n'est pas refroidie par un système interne et est donc plus susceptible d'être endommagée à la suite d'un chargement thermique trop important. On utilise donc des systèmes de refroidissement qui visent à introduire du fluide froid dans l'écoulement en amont de la pale rotative afin de réduire le chargement thermique sur celle-ci.

A- Refroidissement provenant des aubes du distributeur

Deux types de ventilations permettent de refroidir indirectement les pales du rotor de la THP. La première correspond au refroidissement par film et au refroidissement de bord de fuite des aubes du distributeur qui sont transportés dans l'écoulement et agissent sur la thermique de la pale du rotor. En effet, le fluide de refroidissement du distributeur a tendance à réduire l'intensité du point chaud en sortie du stator. D'autant plus si le point chaud est aligné avec les aubes du distributeur. On observe donc une réduction globale des transferts thermiques et de la température sur les pales du rotor mais de façon plus importante sur les parois extrados alors que l'intrados est peu affecté. Ceci est dû à l'effet de ségrégation (Sec. 2.3), le point chaud ayant une vitesse absolue plus importante que celle de l'écoulement principal, il

apparaît dans le repère du rotor une vitesse de glissement positive qui entraîne une accumulation du point chaud vers la paroi intrados de la pale rotor. Au contraire, le fluide de refroidissement est introduit avec une quantité de mouvement plus faible que l'écoulement moyen.

Dans le repère du rotor, il apparaît donc une vitesse de glissement négative dirigée vers la paroi extradados de la pale rotorique où s'accumule le fluide de refroidissement. Le point chaud et le fluide de refroidissement interagissent donc peu une fois dans le rotor. Ce refroidissement est donc le moins efficace dans la zone qui en a le plus besoin. De plus, comme le fluide de refroidissement est transporté dans l'écoulement de la même manière que le sillage, l'équilibre radial est modifié par rapport à l'écoulement moyen du fait de sa plus faible vitesse et il a tendance à s'accumuler près du moyeu du rotor. Au contraire, d'après le même principe, le point chaud a plutôt tendance à se diriger vers le carter.

B- Refroidissement par cavités inter-disques

Le second type de refroidissement est celui des cavités existantes entre distributeur et roue mobile. Ici encore deux cas peuvent être considérés. Le cas d'une cavité présente au niveau du carter et le cas d'une cavité formée par le moyeu du distributeur et la plateforme du rotor. Dans le premier cas, la cavité est entièrement dans le repère fixe et son but est de refroidir à la fois le carter et la zone de sommet de la pale du rotor. On ne peut généralement pas prévoir l'impact du refroidissement en utilisant simplement une méthode de superposition par rapport à un écoulement sans refroidissement. En effet, des études expérimentales et numériques concernant des cavités de refroidissement en amont d'aubes de distributeurs ont montré que l'injection de fluide de refroidissement perturbe de façon importante les écoulements secondaires, modifiant par là même les contours des transferts thermiques sur les parois du carter en plus d'une simple réduction. Ainsi d'après Nicklas, le fluide sortant de la cavité peut renforcer le tourbillon en fer à cheval se formant près du bord d'attaque et ainsi augmenter les transferts thermiques dans cette zone, de plus le refroidissement est plus efficace en entrée de passage car il est ensuite contrarié par la présence du tourbillon de passage. L'étude de Cochet et al est une des seules études s'intéressant exactement au refroidissement du carter d'une THP par une cavité au niveau de l'interface distributeur / rotor. Cette étude permet de voir que le refroidissement est moins efficace dans la zone de sillage des aubes du distributeur.

Le second cas de refroidissement par cavité au niveau des interfaces distributeur / rotor est celui d'une cavité formée par le moyeu du distributeur et la plateforme du rotor. Cette injection de refroidissement ne sert pas uniquement à refroidir les pales du rotor mais également à prévenir l'ingestion de fluide chaud en provenance du passage principal dans la cavité qui risquerait de chauffer excessivement la plateforme du rotor et détériorer sa durée de vie. L'ingestion peut être liée à plusieurs effets. D'une part, il apparaît un débit radial dans la couche limite se développant sur la paroi rotor de la cavité dirigé vers le passage principal de la turbine. Ce débit est piloté par la force centrifuge. Ceci correspond à une injection de refroidissement dans le passage principal de la turbine. Cependant, afin d'assurer la conservation du débit, il doit apparaître un débit allant du passage principal de la turbine vers la cavité qui sera fonction du débit imposé en entrée de la cavité. C'est l'effet d'ingestion par pompage du disque (Fig. II.19).

D'autre part, à l'extérieur de la cavité dans le passage de la turbine, le champ de pression varie azimuthalement et temporellement du fait des sillages du distributeur et des effets potentiels du rotor. Du fait de ces variations de pression, on peut voir apparaître localement (dans le temps et l'espace) une inversion de la différence de pression entre l'intérieur de la cavité et l'extérieur de la cavité qui engendre une ingestion périodique.

Il faut également considérer que l'écoulement dans une cavité isolée entre un disque fixe et un disque tournant avec un débit forcé est complexe et peut s'organiser de différentes façons. Ainsi on peut voir apparaître un écoulement de type Batchelor, le premier à étudier ce type d'écoulement, où les couches limites sur les parois sont séparées par un écoulement en rotation solide. On peut également voir apparaître un écoulement de Stewartson où l'on a uniquement une couche limite sur la paroi rotor et pratiquement pas de vitesse tangentielle hors de cette couche limite. Le passage d'un écoulement à l'autre se fait principalement en fonction du débit imposé à l'extrémité de la cavité. Différents types d'instabilités stationnaires et In-stationnaires peuvent également apparaître dans ces écoulements mais nous ne les étudierons pas plus en détail ici. Ces travaux sont rappelés pour garder en mémoire que les écoulements dans les cavités inter-disques sont complexes, instables voir in-stationnaires et qu'ils peuvent donc avoir une influence sur les phénomènes d'injection et d'ingestion.

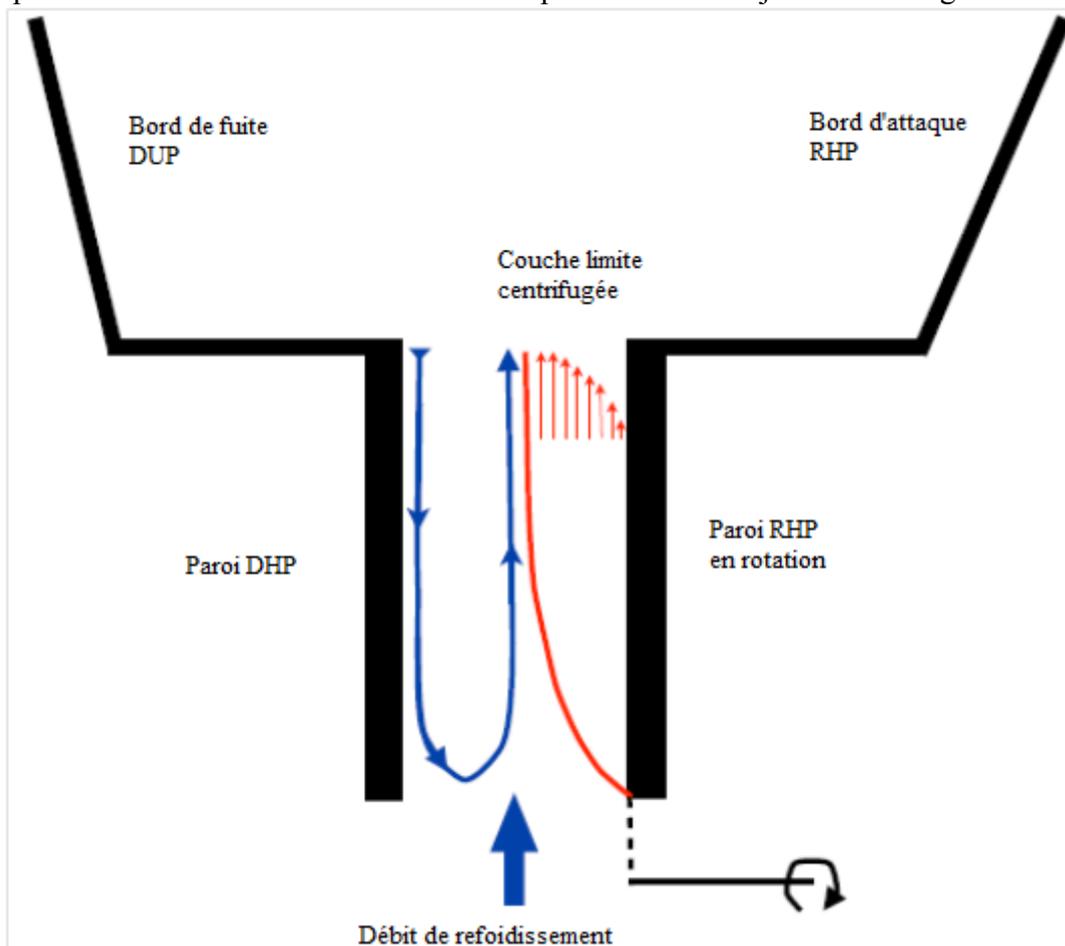


Fig II.19 – Ingestion par pompage dans une cavité inter-disques [4]

Enfin, les formes 3D des cavités peuvent également jouer un rôle sur le phénomène d'ingestion. On a une compétition entre ces différents effets, mais on remarque que généralement pour des configurations avec des rangées d'aubages très espacées l'effet de pompage du disque est prédominant devant l'effet du champ de pression lié aux interactions rotor/stator alors que dans le cas des rangées d'aubages proches l'une de l'autre c'est l'effet du champ de pression qui domine l'effet de pompage par le disque. Boudet et al ont observé, pour différents calculs, des in-stationnarités dans la cavité et en sortie dont les fréquences sont liées à la fois aux interactions rotor/stator et à l'écoulement dans la cavité, ainsi que des combinaisons de ces phénomènes.

Pour limiter ces ingestions, il suffit généralement d'augmenter le débit imposé dans la cavité. Or l'interaction du refroidissement avec l'écoulement principal est pénalisant pour les performances de la turbine car il introduit notamment un blocage au niveau du bord de fuite des aubes du distributeur, modifie l'angle de giration au niveau du bord d'attaque de la pale de la roue mobile et génère des pertes visqueuse dues à la présence d'une couche de cisaillement entre l'écoulement principal et celui de la cavité.

Ces effets sont d'autant plus importants que le débit de la cavité augmente.

Enfin au niveau du refroidissement de la pale rotor, on peut noter que bien que les débits introduits dans ces cavités sont généralement beaucoup plus faibles que ceux introduits au niveau des aubes du distributeur, ils ont une efficacité de refroidissement plus importante sur la paroi intrados de la pale et sur la plateforme de la roue mobile.

II.4.5 Transferts thermiques conjugués ^[4]

Du fait du transport du point chaud, la température de paroi du rotor varie spatialement et temporellement et dépend également des conditions aux limites du solide. Il est donc impossible de la prédire avec des approches simplifiées tels qu'une simple superposition de phénomènes. Afin de la déterminer, il est nécessaire de considérer le problème de transfert thermique conjugué, qui correspond à un problème faisant intervenir à la fois des transferts thermiques par conduction dans le solide et par convection dans le fluide. C'est typiquement le cas d'un problème thermique pour un ensemble fluide - solide couplé.

On peut citer les travaux de Luo et Razinski qui étudièrent ce type de problème afin de prédire la température de la pale refroidie NASA C3X de Hylton et al. Heselhaus et

Vogel ont appliqué une approche chaînée entre un code volumes finis pour la simulation de l'écoulement fluide et un code éléments finis pour la résolution de la thermique du solide au cas d'une turbine haute pression. Ceci a permis de mettre en évidence les différences de chargement thermique obtenues par rapport à une approche découplée. Cette même approche a également été suivie par Verstraet afin de réaliser une optimisation du refroidissement interne d'une pale de rotor d'une THP.

Dans ce chapitre, l'objectif est de présenter la formulation du problème. On a fait une présentation du domaine d'étude, un bref rappel des équations générales régissant les écoulements compressibles est exposé. Plusieurs modèles de turbulence qui vont faire l'objet d'une comparaison, sont ensuite présentés. Les conditions aux limites imposées dans le logiciel « Fluent » sont indiquées. Une étude sélective du maillage nous permettra de ressortir le plus convenable pour ce type de géométries. Enfin, la solution numérique est abordée à travers des points spécifiques à la simulation des écoulements transsoniques.

Dans le présent travail, l'écoulement considéré est tridimensionnel, stationnaire et turbulent d'un fluide incompressible, avec transfert de chaleur. Dans ce qui suit seront décrites les équations traduisant le transport de masse et de quantité de mouvement régissant de tels écoulements avec les simplifications nécessaires qui sont faites dans le code fluent selon les cas étudiés.

III.1. EQUATIONS DE NAVIER-STOKES INSTANTANÉES POUR UN FLUIDE COMPRESSIBLE

Il est admis que le comportement de tout écoulement vérifiant l'hypothèse des milieux continus, quelle que soit la nature du fluide (compressible ou non), et de l'écoulement (turbulent, laminaire ou en transition), peut être représenté par les équations de Navier-Stokes qui expriment la conservation de la quantité de mouvement, auxquelles viennent s'ajouter les équations de conservation de la masse et de l'énergie totale.

La simulation numérique d'un écoulement repose sur la discrétisation de ce système complet. Pour un fluide compressible, visqueux, conducteur de chaleur et pour lequel les forces volumiques de pesanteur sont négligeables devant les effets inertiels, les équations s'écrivent de d'une façon quand appelle « équation de champ moyenne ».

III.2. EQUATIONS DU CHAMP MOYEN

La décomposition de Reynolds est introduite dans les équations de Navier Stokes et les équations du mouvement pour un fluide incompressible s'écrivent comme suit :

III.2.1 Conservation de la masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (3.2.1)$$

III.2.2 Equation de continuité pour un écoulement permanent et incompressible

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.2.2)$$

III.2.3 Quantité de mouvement

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \left(\frac{2}{3} \delta_{ij} \mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) - \rho \overline{u_i u_j} \right] \quad (3.2.3)$$

III.2.4 Conservation de l'énergie totale

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j E)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda_c \frac{\partial T}{\partial x_j} + U_i \tau_{ij} - \rho C_v \overline{U'_i T'} \right) \quad (3.2.4)$$

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{U_i^2}{2} \quad (3.2.5)$$

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (3.2.6)$$

ρ Étant la masse volumique, x_j les coordonnées du système, μ la viscosité dynamique, U_j et u_j sont respectivement les composantes de la vitesse moyenne et la vitesse fluctuante dans la direction j . P la pression statique et T la température statique.

λ_c Étant le coefficient de conductivité thermique relié à la viscosité dynamique par le nombre de Prandtl : $\lambda_c = \frac{\mu C_p}{Pr}$,

R est reliée aux chaleurs spécifiques par la relation de Meyer $R = C_p - C_v$

La série d'équations citée ci dessus contient les contraintes du tenseur de Reynolds $-\rho \overline{u_i u_j}$ qui vont être approximées par des modèles dans le but de contourner le système.

Les contraintes de Reynolds vont être calculées selon chaque modèle que nous allons citer dans ce qui suit :

III.3. MODELISATION DE LA TURBULENCE

La principale cause du désaccord entre l'expérimental et la prédiction est habituellement citée pour être la modélisation de la turbulence. Ceci est dû à la variété de phénomènes d'écoulements et du transfert thermique produits dans les passages de turbine. La stagnation en présence du transfert thermique, le transfert de chaleur en présence de forts gradients de pression défavorables, la turbulence de l'écoulement libre, le nombre de Mach élevé et les effets tridimensionnels sont seulement certains parmi les sous cités dans une longue liste de phénomènes présents dans ces passages.

Du faite que la série de données expérimentales existe, nous pouvons vérifier les capacités du code *Fluent* pour prédire la distribution de la pression et le transfert thermique autour de l'aube. Comme la simulation numérique directe (DNS) pour ce genre d'écoulements n'était pas utilisée pour plusieurs années passées Vijay et Ameri, (2001), la modélisation de la turbulence semble être la seule option appliquée actuellement.

La modélisation de la turbulence est un domaine très large. Dans cette partie nous nous concentrerons par conséquent à l'approche de la modélisation du tenseur de contraintes de Reynolds basé sur le concept de la viscosité turbulente.

Les modèles de turbulence les plus populaires utilisés aujourd'hui pour des calculs d'écoulement et de transfert thermique sont les modèles de viscosité à deux - équations pour un bas nombre de Reynolds. Les modèles $k-\epsilon$ et $k-\omega$ sont les plus utilisés. Ces modèles offrent souvent un bon équilibre entre la complexité et l'exactitude. La capacité d'imiter la transition à la turbulence qui est souvent présente sur les aubes de turbine ainsi que leur capacité de s'intégrer aux parois sont d'autres raisons de leur popularité Vijay & Ameri (2001). Ces modèles ont été appliqués à une variété de cas expérimentaux et leur précision a été évaluée, malgré qu'ils n'offrent pas une bonne comparaison pour certains cas.

Fluent fournit le choix entre différents modèles de turbulence :

1-Modèle à une équation Spalart-Allmaras.

2- Modèles à deux équations :

- ✓ Modèle $k-\varepsilon$ standard,
- ✓ Renormalization-group (RNG) $k-\varepsilon$,
- ✓ Realizable $k-\varepsilon$,
- ✓ Modèle $k-\omega$,
- ✓ Modèle SST $k-\omega$.

3- Modèles à cinq équations Reynolds stress model (RSM).

III.3.1 Modèle Standard $k-\varepsilon$

Pour des nombres de Reynolds élevés, les termes des contraintes de Reynolds sont estimés par Launder & Spalding, (1974):

$$-\rho \overline{u_i u_j} = 2 \mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \mu_t \rho k \delta_{ij} - \frac{2}{3} \mu_t \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (3.3.1)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.3.2)$$

S_{ij} est le tenseur de déformation.

La viscosité turbulente est donnée par

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.3.3)$$

Dans la quelle $k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i}$ et $\varepsilon = \nu \overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)}$ sont respectivement l'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation. Ceci satisfait les équations de transport citées ci-dessous en n'importe quel point du domaine d'écoulement.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2 \mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3.3.4)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + 2 C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S_{ij} S_{ij} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.3.5)$$

Les coefficients du modèle sont comme suit :

$$C_\mu = 0.09, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3, \quad (3.3.6)$$

III.3.2 Modèle RNG k-ε

Le modèle RNG k - ε est de la même forme que le modèle Standard sauf que les coefficients sont différemment spécifiés Choudhury, (1993):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2 \mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3.3.7)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + 2 C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S_{ij} S_{ij} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (3.3.8)$$

$$R_\varepsilon = \frac{c_\mu \rho \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.3.9)$$

$$C_\mu = 0.085, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.42 - \frac{\eta(1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3}, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.68, \quad \sigma_\varepsilon = 0.7179 \quad (3.3.10)$$

η est donné par : $\eta = Sk/\varepsilon$, $\eta_0 = 4.38$ et $\beta = 0.015$

α_k et α_ε sont les inverses des nombres effectifs de Prandtl pour k et ε
Ce modèle a donné une nouvelle théorie améliorant l'équation ε et peut compter pour l'influence des taux de contraintes élevés ainsi que les pressions adverses.

III.3.3 Modèle Realizable k-ε

Le terme « *realizable* » veut dire que le modèle satisfait certaines contraintes mathématiques sur les contraintes normales consistantes avec la physique des écoulements turbulents.

Ce modèle proposé par Shih et al, (1995) a été donné dans l'intention d'améliorer les déficits du modèle standard k - ε en adoptant ce qui suit :

- Une nouvelle formule de viscosité turbulente impliquant une variable μ C initialement proposée par Reynolds.
- Un nouveau modèle d'équations pour la dissipation basé sur l'équation dynamique du carré de la vorticité fluctuante.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2 \mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3.3.11)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + 2 C_1 \frac{\varepsilon}{k} S_e - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (3.3.12)$$

$$\text{Avec } C_1 = \max \left[0.43 \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \text{ et } \eta = Sk/\varepsilon \quad (3.3.13)$$

Les constantes du modèle sont :

$$C_1 = 1.44, \quad C_2 = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.2, \quad (3.3.14)$$

$$G_k \text{ étant la production de l'énergie cinétique turbulente } G_k = \mu_t S^2 \quad (3.3.15)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

S est le module du taux de tenseur de déformation moyen

Pour des nombres de Mach élevés la compressibilité affecte la turbulence à travers ce qu'on appelle « dilatation dissipation ». Pour voir ces effets le terme Y_M modélisé selon Sarkar et Hussaini, (1993) est inclus dans l'équation k .

$$Y_M = \rho \varepsilon 2M_t^2 \text{ avec } M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \text{ et } a = \sqrt{\gamma RT}$$

Cette modification de la compressibilité prend toujours effet quand la forme compressible de la loi des gaz est utilisée dans *Fluent*.

Il faut aussi rappeler que la contrainte normale de Reynolds est déterminée en considérant les relations de Boussinesq et de la viscosité turbulente telle que :

$$\bar{u}^2 = \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (3.3.16)$$

Pour un cas incompressible

Cette expression qui est une quantité positive par définition, devient négative *Fluent*, c.à.d. « non realizable » quand la contrainte est large pour satisfaire:

$$\frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial U}{\partial x} > \frac{1}{3 C_\mu} \cong 3.7 \quad (3.3.17)$$

Similairement, il se peut que l'inégalité de Schwarz pour les contraintes tangentielles $\bar{u}_i \bar{u}_j^2 \leq \bar{u}_i^2 \bar{u}_j^2$ puisse ne pas être satisfaite quand le taux de déformation moyen est large.

III.3.4 Modèle Standard $k-\omega$

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

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k \quad (3.3.18)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega \quad (3.3.19)$$

Dans ces équations G_k représente la génération de l'énergie cinétique turbulente due aux gradients de la vitesse moyenne. G_ω la génération de ω , Y_k , Y_ω représentent la dissipation de k et ω due à la turbulence avec :

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \text{ et } \omega = \frac{\varepsilon}{k}$$

$$G_k = \mu_t S^2, \quad G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k, \quad \alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Ret/R_\infty}{1 + Ret/R_\infty} \right), \quad R_\infty = 2.95, \quad \alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + Ret/R_k}{1 + Ret/R_k} \right)$$

$$R_{et} = \frac{\rho k}{\mu \omega}, \quad R_k = 6 \alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3}, \quad \beta_i = 0.072 \quad (3.3.20)$$

$$\text{Pour des nombres de Reynolds élevés } \alpha^* = \alpha_\infty^* = 1 \quad (3.3.21)$$

Les coefficients du modèle sont comme suit :

$$\alpha_\infty = 0.52, \quad \alpha_0 = \frac{1}{9}, \quad \sigma_k = 2.0, \quad \sigma_\varepsilon = 2.0, \quad (3.3.22)$$

III.3.5 Modèle de transport Shear-Stress (SST) $k-\omega$

Le modèle de SST regroupe les deux modèles standards ($k-\omega$) et le ($k-\varepsilon$), avec le modèle initial $k-\omega$ de Wilcox, (1988) activé près de la paroi et le modèle de $k-\varepsilon$ activé en dehors de la région des sillages et cisaillements. La définition de la viscosité turbulente a été modifiée au compte du transport pour la contrainte turbulente de cisaillement principale.

Les détails de ce modèle sont donnés d'une façon très explicative dans Menter (1994), Selon Menter, les équations pour ce modèle peuvent être écrites comme :

$$\frac{D(\rho k)}{Dt} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.3.23)$$

$$\frac{D(\rho \omega)}{Dt} = \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2\rho(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.3.24)$$

Les démonstrations des formules sont données dans Vijay & Ameri (2001)

III.3.6 Modèle Spalart – Allmaras

Dans les modèles de turbulence qui utilisent l'approche de Boussinesq, la principale issue est comment calculer la viscosité turbulente. Le modèle proposé par Spalart et Allmaras résout l'équation de transport pour une quantité pour laquelle la forme de la viscosité cinématique turbulente a été modifiée.

La variable de transport dans le modèle de Spalart allmaras $\tilde{\nu}$ est identique à la viscosité cinématique turbulente à l'exception de la région proche de la paroi. L'équation de transport pour $\tilde{\nu}$ est :

$$\rho \frac{D\tilde{\nu}}{Dt} = G_\nu + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_\nu \quad (3.3.25)$$

G_v est la production de la viscosité turbulente, Y_v est sa destruction qui se produit dans la région proche de la paroi et est due au contact avec cette dernière ainsi que l'atténuation de la viscosité.

$\sigma_{\bar{v}}$, C_{b2} sont des constantes et ν est la viscosité cinématique moléculaire.

III.3.7 Modèle des contraintes différentielles de Reynolds (RSM)

Dans ce modèle les contraintes de Reynolds sont calculées selon leurs propres équations de transport et le concept (isotropie) de la viscosité turbulente n'est plus exigé. Les propositions choisies et qui sont décrites en détail par *Fluent*, (2001) sont présentées brièvement ci dessous:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u_i u_j}) + \frac{\partial (\rho U_k \overline{u_i u_j})}{\partial x_k} = \rho (P_{ij} - \varepsilon_{ij} + \varphi_{ij} + d_{ij}) \quad (3.3.26)$$

$$\text{Avec : } P_{ij} = - \left(\overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right) \quad (3.3.27)$$

$$\varepsilon_{ij} = 2\nu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_k} = \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij} \quad (3.3.28)$$

$$\varphi_{ij} = -C_1 \frac{\varepsilon}{k} \left(\overline{u_i u_j} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) - C_2 \left(P_{ij} - \frac{1}{3} P_{kk} \delta_{ij} \right) + \varphi_{ijw} \quad (3.3.29)$$

φ_{ijw} Amortissement de v^2 normal à la paroi.

$$d_{ij} = C_s \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{k}{\varepsilon} \overline{u_k u_l} \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_l} \right) \quad (3.3.30)$$

Le taux de dissipation de l'énergie turbulente est calculé à partir de l'équation de transport modélisée :

$$\frac{\partial (U_k \varepsilon)}{\partial x_k} = C_s \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{k}{\varepsilon} \overline{u_k u_l} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_l} \right) + \frac{1}{2} C_{s1} \frac{\varepsilon}{k} P_{kk} - C_{s2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.3.31)$$

k est donnée par l'équation $k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i}$ (Applicable en dehors de la région proche paroi)

Les valeurs des constantes utilisées dans ce modèle sont :

$$C_1 = 1.8, C_2 = 0.6, C_s = 0.22, C_\varepsilon = 0.16, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92 \quad (3.3.32)$$

Le modèle RSM est considéré comme étant le plus logique dans le cadre de l'approche des moyennes de Reynolds, parce qu'il fournit des quantités de flux en résolvant les équations de transport complètes, qui peuvent être dérivées des équations de Navier Stokes Xia et *al*, (1998).

Une fois les équations gouvernantes établies ainsi que la géométrie, les conditions aux limites doivent être implémentées soigneusement et précisément du fait de leur influence directe sur la solution.

Selon les équations gouvernantes, les inconnues à déterminer sont :

- la pression,
- la vitesse avec ses composantes (Nombre de Mach),
- la température,
- la masse volumique,

Et bien sûr les paramètres essentiels de la turbulence tel que l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation mais cela dépendra de chaque modèle de turbulence.

III.4. CONDITIONS AUX LIMITES

En plus d'un maillage adéquat, les conditions aux limites sont très importantes pour obtenir une solution précise avec une convergence rapide.

Les conditions aux limites spécifient l'écoulement et les variables thermiques des limites du modèle physique. Ce sont par conséquent des composantes très critiques pour les simulations par *Fluent* et il serait très important de les spécifier correctement.

Selon la théorie des caractéristiques, les conditions aux limites à l'entrée (*régime subsonique*) sont imposées pour l'écoulement transsonique comme suit :

- l'angle d'écoulement (Direction de l'écoulement),
- les pressions totale et statique,
- la température totale.

Les paramètres tel que la pression statique, la température statique sont déterminés en utilisant les relations isentropiques. En plus les informations sur la turbulence telle que l'énergie cinétique turbulente, l'échelle de longueur, sont nécessaires pour ce genre d'écoulements à l'entrée et à la sortie.

Les mêmes relations sont utilisées pour déterminer les propriétés supersoniques du fluide à la sortie telle que la pression la température statiques ainsi que le Mach isentropique.

- ✓ Les parois (Extrados et intrados) sont considérées adiabatiques avec les conditions de non glissement
- ✓ Puisque la périodicité est atteinte en deux et en trois dimensions au lieu de modéliser les onze passages de Giel et *al*, (1996), seulement un passage a été traité dans le but de réduire le temps et le cout de calcul. [7]
- ✓ la pression statique à la sortie est imposée, En effet, dans *Fluent*, nous devons placer la pression statique à la sortie en tant qu'invariante donnée par les paramètres d'entrée.

Les deux méthodes suscitées sont utilisées dans cette étude.

Des pressions Far-field sont employées dans *Fluent* pour modéliser les conditions d'écoulement libre à l'infini, le nombre de Mach et les paramètres statiques (P et T) étant indiqués. L'état de pression Far-field qui est un N.R.B.C (non reflecting boundary conditions : condition de la non réflexion) s'appelle souvent un état caractéristique de frontière, puisqu'il emploie l'information caractéristique (invariantes de Riemann) pour déterminer les variables d'écoulement aux frontières *Fluent*.

Les invariantes de Riemann sont basées sur la vitesse absolue totale et sont calculées au premier point intérieur puis extrapolées.

Par exemple pour un écoulement subsonique, les deux invariantes de Riemann, correspondant aux ondes entrantes et sortantes sont :

$$R_{\infty} = U_{n\infty} - \frac{2 a_{\infty}}{\gamma - 1} \quad (3.4.1)$$

$$R_i = U_{ni} - \frac{2 a_i}{\gamma - 1} \quad (3.4.2)$$

U_n est le module de la vitesse normale à la limite, a est la vitesse locale du son, γ étant est le rapport des chaleurs spécifiques (gaz idéal). L'indice ∞ se rapporte à des conditions appliquées à l'infini (conditions de frontière), et l'indice i indique les conditions à l'intérieur du domaine (c.-à-d., la cellule adjacente à la face limite). Ces deux invariants peuvent être additionnées et soustraites pour donner les deux équations suivantes :

$$U_n = \frac{1}{2} (R_i + R_\infty) \quad (3.4.3)$$

$$a = \frac{\gamma - 1}{4} (R_i - R_\infty) \quad (3.4.4)$$

III.4.1 Détermination des paramètres de la turbulence

Quand le fluide entre dans le domaine, *Fluent* exige à l'entrée et à la sortie des spécifications des quantités scalaires transportées.

III.4.1.1 Intensité de la turbulence T_u

Elle est définie comme étant le rapport entre la vitesse fluctuante et la vitesse moyenne :

$$T_u = \frac{\sqrt{u^2}}{U} \cong 0.16 (Re_{Dh})^{-\frac{1}{8}} \quad (3.4.5)$$

Pour les écoulements internes, T_u dépend entièrement de l'état de l'écoulement à l'amont. Pour notre cas, comme T_u est prise égale à 0.25 et 7%, ces deux degrés ne sont pas considérés élevés puisque selon plusieurs auteurs une forte intensité est évaluée à un degré supérieur à 10%.

III.4.1.2 L'échelle de longueur turbulente

C'est une quantité physique reliée à la taille des tourbillons larges qui contiennent de l'énergie dans les écoulements turbulents. Pour les écoulements complètement développés, l est restreinte par la taille du domaine, (puisque les tourbillons ne peuvent pas être plus larges que ce dernier). Une relation approximative entre l et la taille physique du domaine est donnée par :

$$l = 0.07 DH \quad (3.4.6)$$

DH : étant le diamètre hydraulique et l étant la longueur moyenne

Soit la longueur turbulente $l_t = C_\mu^{-\frac{3}{4}} l$

III.4.2 Autres relations pour dériver les quantités turbulentes

Pour obtenir les valeurs des quantités turbulentes transportées plusieurs méthodes empiriques vont être adoptées.

Viscosité turbulente modifiée pour le modèle de Spalart Allmaras:

Pour obtenir la viscosité $\tilde{\nu}$ l'équation suivante est utilisée:

$$\tilde{\nu} = \sqrt{\frac{3}{2}} U T_u l_t \quad (3.4.7)$$

U est la vitesse moyenne de l'écoulement.

Dans *Fluent*, l'intensité de turbulence et le diamètre hydraulique sont sélectionnés, l se calculera en utilisant la relation (3.4.6).

Estimation de l'énergie cinétique turbulente :

La relation entre l'énergie cinétique turbulente k et T_u est donnée par :

$$k = \frac{3}{2} (U T_u)^2 \quad (3.4.8)$$

Estimation du taux de dissipation turbulent :

Connaissant la longueur d'échelle turbulente l , nous pouvons déterminer ε à partir de la relation suivante :

$$\varepsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l_t} \quad (3.4.9)$$

Pour les modèles $k-\omega$ et SST $k-\omega$, la formule suivante nous permet d'écrire:

$$\omega = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{1}{2}}}{l_t} \quad (3.4.10)$$

C_μ étant la constante empirique spécifiée dans le modèle de turbulence.

Quand le modèle RSM est utilisé, les valeurs des contraintes de Reynolds à l'entrée ne sont pas implémentées, elles sont déterminées approximativement des valeurs spécifiques de k , la turbulence étant assumée isotrope nous pouvons donc écrire:

$$\overline{u_i u_j} = 0 \quad (3.4.11)$$

Quand $i \neq j$ Condition d'isotropie à l'entrée

$$\overline{u^2} = \overline{v^2} = \overline{w^2} = \frac{2}{3} k \quad (3.4.12)$$

III.5 MAILLAGE

Quand la géométrie est régulière (rectangulaire ou circulaire par exemple), le choix du maillage est simple. Les lignes du maillage suivent souvent les directions des coordonnées. Pour les géométries complexes, le choix n'est pas tout à fait simple. Le maillage est souvent sujet de contraintes imposées par la méthode de discrétisation. Si l'algorithme est désigné pour un maillage curviligne et orthogonal, le maillage non orthogonal ne peut pas être utilisé. Si les volumes de contrôle sont exigés pour être quadrilatères ou hexaèdres, les mailles constituées par des triangles ou tétraèdres ne peuvent pas être utilisés, etc. Quand la géométrie est complexe et les contraintes ne peuvent pas être accomplies nous rencontrerons bien sûr des compromis.

III.5.1 Mailles non orthogonales adaptées aux frontières limites

Les maillages non orthogonaux adaptés sont le plus souvent utilisés pour les calculs des écoulements à géométries complexes (la majorité des codes commerciaux utilisent ce genre de maillages). Ils peuvent être structurés ou non structurés, leur avantage c'est qu'ils peuvent s'adapter à n'importe quelle géométrie, et que l'on peut mieux atteindre les propriétés optimales que les maillages curvilignes orthogonaux.

Puisque les lignes du maillage suivent les limites frontières l'implémentation des conditions aux limites serait plus facile Ferziger, et Peric, (2002). Le maillage peut s'adapter plus facilement à l'écoulement i.e. une série de lignes du maillage peut être choisie pour suivre les lignes de courant et ceci pourrait augmenter sa qualité. En plus l'espacement (taille de la maille) pourrait se réduire dans les régions à fortes variations, spécialement quand les maillages multi blocs structurés ou non structurés sont utilisés.

Les maillages non orthogonaux ont aussi de sérieux inconvénients, les équations transformées contiennent plus de termes, ce qui augmente d'une part la difficulté de programmer et d'autre part le coût de résolution des équations. La non orthogonalité du maillage peut engendrer des solutions non physiques et irréelles et l'arrangement des variables sur ce maillage affecte la fiabilité et l'efficacité de l'algorithme.

III.5.2 Maillage bidimensionnel

Un maillage non structuré (quadratique et irrégulier) a été obtenu par le pré processeur *Gambit*. Puisque la géométrie est complexe, le maillage est obtenu en utilisant le schéma *PAVE*, le nombre total des nœuds est de 24900 figure (III.1). Cette technique de maillage, qui nous a donné une entière satisfaction (convergence et qualité des résultats), a été obtenue après plusieurs tentatives d'améliorations spécialement dans les zones du bord d'attaque, de fuite, des zones ascendantes et descendantes. Ce maillage nous a permis de déterminer les résultats préliminaires, qui seront présentés au chapitre suivant.



Fig. III.1 Maillage quadratique non structuré - 24900 nœuds

Pour plus de clarté nous présentons ci-dessous figure (III.2) les détails du maillage.

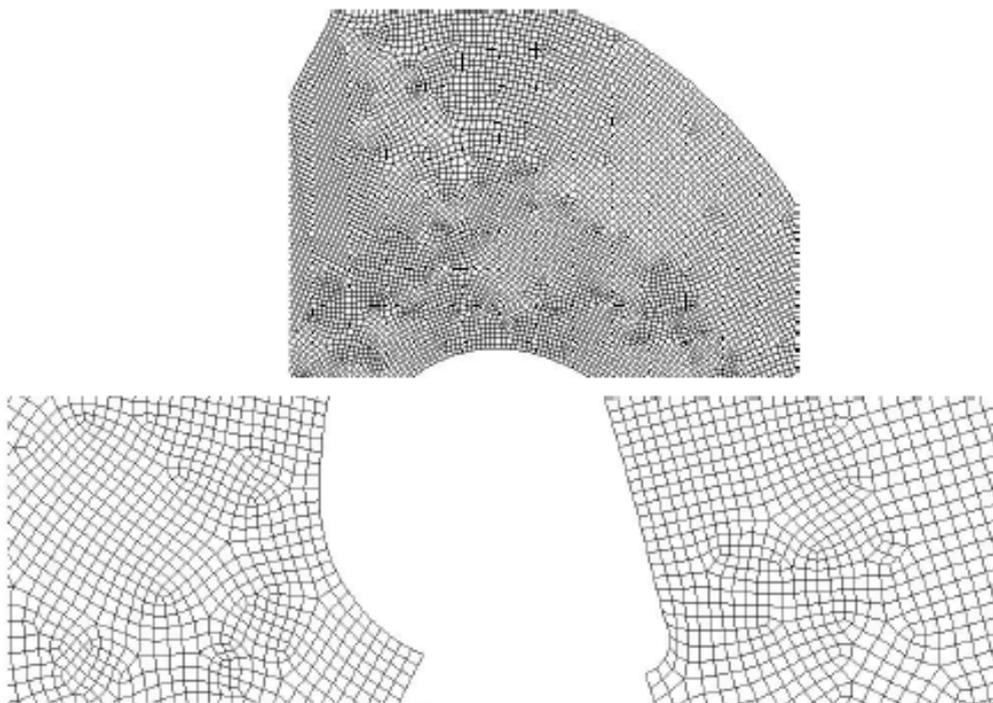


Fig. III.2 Détails du domaine maillé en haut le milieu, à gauche le bord d'attaque et à droite le bord de fuite.

III.5.2.1 Maillage non structuré par blocs

Il y'a deux niveaux de subdivision de la solution du domaine. Au niveau grossier, il y'a des mailles qui sont relativement larges; leur structure peut être irrégulière et parfois chevauchante. Au niveau raffiné le maillage quadratique structuré (régulier) est défini. Les maillages structurés sont parfois difficiles parfois impossibles à construire pour des géométries complexes, les maillages structurés par blocs fournissent un compromis facile entre la simplicité et une large variété de solveurs valables pour ces derniers ainsi que la capacité de manipuler les géométries complexes permises par les maillages non structurées.



Fig. III.3 Maillage de type O – 85116 nœuds pour deux passages

L'idée est donc d'utiliser une structure régulière (ordre lexicographique) autour de la géométrie. La forme -O- a été obtenue par le manilleur gambit en utilisant la technique par blocs Figures (III.3-III.5). Le maillage est régulier autour de l'aube, en dehors de cette région, il est non régulier. Le nombre total de nœuds est de 85116. L'utilisation de cette technique nous a permis de déterminer les caractéristiques de l'écoulement transsonique proche de la paroi (couche limite).

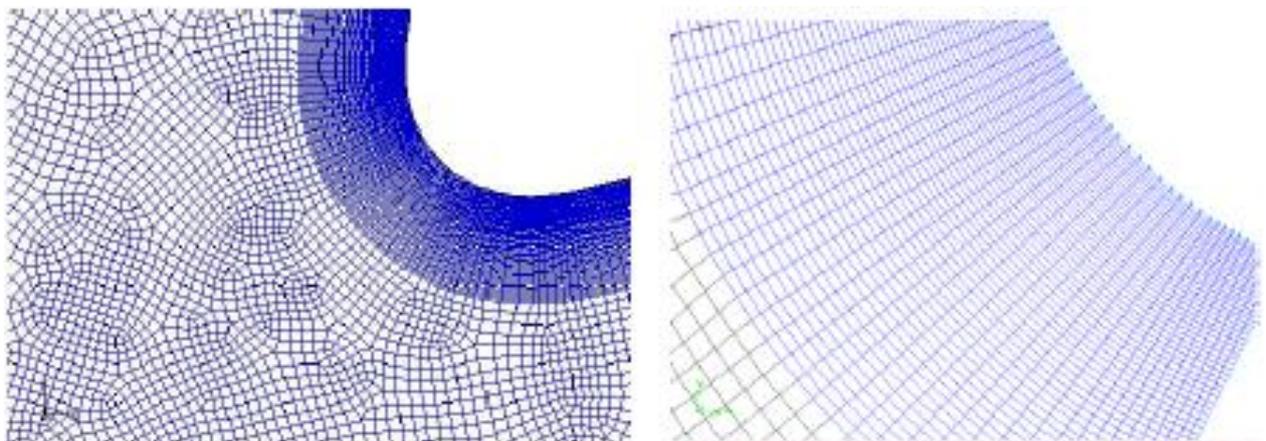


Fig. III.4 Maillage irrégulier par blocs- bord d'attaque

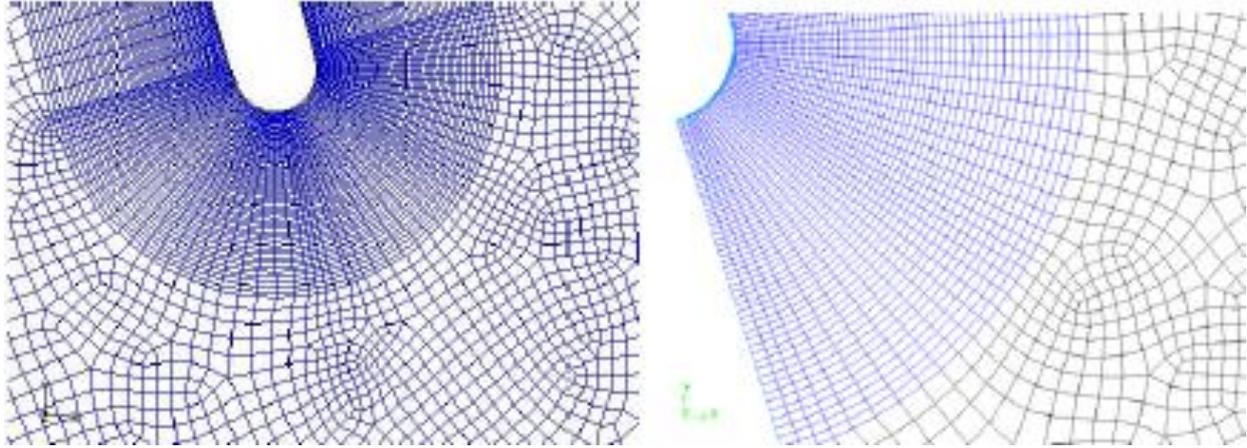


Fig. III.5 Maillage irrégulier par blocs - Bord de fuite

Les figures (III.4 et III.5) présentent les maillages non structurés par blocs aux bords d'attaque et de fuite. Ce maillage nous a permis d'obtenir de bons résultats en comparaison avec l'expérimental.

III.5.3 Maillage Tridimensionnel

Pour une étude tridimensionnelle, les faces des cellules ne sont pas nécessairement planes, pour calculer les volumes des cellules et les vecteurs de surface de leurs faces des cellules, des approximations appropriées sont nécessaires. La méthode la plus simple est de représenter la face de la cellule par une série de triangles plans, Ferziger et Peric, (2002).

La figure suivante montre un maillage non structuré (irrégulier) de 10624 nœuds par face et 106.240 nœuds dans le volume total. De gros efforts ont été investis afin d'aboutir à ce maillage de qualité. Seulement les résultats obtenus ne sont pas satisfaisants car la périodicité n'a pas été atteinte.



Fig. III.6 Maillage non structuré en 3 Dimensions : 106.240 nœuds

Le maillage de la figure (III.7) dans lequel nous avons considéré les parois supérieure et inférieure comme étant des plans périodiques a donné des quantités négatives pour la pression

et la masse volumique ceci est dû à la forte inclinaison de l'angle à l'entrée (63.6°) et à la sortie (72.4°)

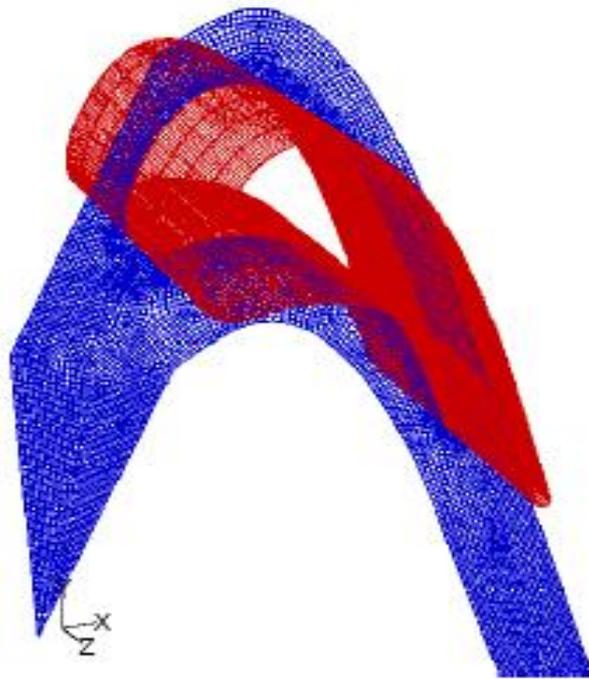


Fig.III.7 Maillage avec plans périodiques. 97047 nœuds et une importante inclinaison.

La figure (III.8) montre le maillage encore plus raffiné (352.000 nœuds) avec lequel la solution a été obtenue. Comme le montre la figure, l'inclinaison a été supprimée afin d'éviter la forte non orthogonalité et la solution non physique par la suite.

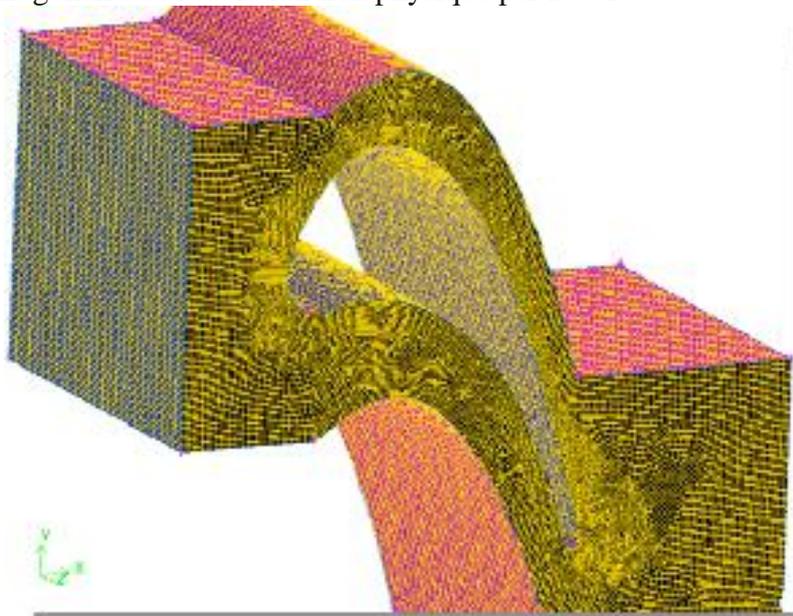


Fig. III.8. Maillage très fin - 352.000 nœuds

III.6 RESOLUTION NUMERIQUE

Le calcul numérique a été mené à l'aide du code de calcul "*Fluent*" V.14.5, qui utilise la méthode des volumes finis. Nous présenterons brièvement la méthodologie de résolution du problème avec ce code dont l'utilisation nous a pris énormément de temps. En premier lieu, le problème a été traité en deux dimensions, puis, une tentative a été effectuée pour la résolution du cas tridimensionnel.

III.6.1 Présentation de "*Fluent*" et Sélection des modules (Formulations)

"*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, avec une facilité relative. 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.

"*Fluent*" s'utilise à travers une interface graphique très simple. L'utilisateur avancé peut adapter ou augmenter aux besoins l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu, afin d'automatiser certaines procédures.

Ainsi, il a la capacité de modéliser:

- Les Ecoulements 2D ou 3D.
- Etats permanents ou transitoires.
- Ecoulements incompressibles ou compressibles incluant toute vitesse de régimes (subsoniques, transsoniques, supersoniques et hypersoniques).
- Ecoulements non visqueux, visqueux, laminaires ou turbulents.
- Les écoulements dans les milieux poreux.

Ce code de calcul utilise la méthode des volumes finis. La discrétisation des équations intégrales qui gouvernent l'écoulement, tels que l'équation de continuité, l'équation de la quantité de mouvement, et l'équation d'énergie associées à d'autres scalaires dépendants de la nature de l'écoulement est faite en se basant sur la technique du volume de contrôle, elle consiste en :

- La division du domaine en des volumes de contrôle discrets en utilisant un maillage de calcul.
- L'intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de déconstruire les équations algébriques pour les variables dépendantes discrètes (les inconnues), telles que les vitesses, pressions, températures et les scalaires conservés.
- La linéarisation des équations discrétisées et solution du système d'équations linéaires résultant, pour pouvoir adapter les valeurs des variables dépendantes.

III.6.2. 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. Cette formulation est fortement recommandée pour les écoulements transsoniques à un nombre de Reynolds élevé c'est pour cela qu'elle a été choisie pour nos simulations malgré qu'elle exige double fois la mémoire que la formulation *Segregated* dans le cas des écoulements in-stationnaires, il est conseillé d'utiliser la forme couplée explicite.

III.6.3 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 *coupled* 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 nos simulations Le schéma second ordre upwind a été choisi. Pour ce schéma, les quantités aux faces des cellules sont calculées en utilisant une approche de reconstruction linéaire multidimensionnelle. Dans cette approche l'ordre élevé est atteint aux faces des cellules en utilisant l'expansion des séries de Taylor de la solution centrée autour du centre. Le schéma du premier ordre est facile à converger mais les résultats ne reflètent pas assez la réalité physique. Malgré sa difficulté pour atteindre la convergence le schéma du second ordre donne de très bons résultats.

III.6.4 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.

III.6.5 Méthode de la solution

Les problèmes des écoulements permanents sont souvent résolus par un processus pseudo-temporel ou un schéma itératif équivalent, puisque les équations sont non linéaires, un schéma itératif est utilisé pour les résoudre Ferziger et Peric, (2002). Ces méthodes utilisent une linéarisation successive des équations et les systèmes linéaires résultants sont généralement résolus par des techniques itératives.

La méthode suivie pour atteindre la solution doit avoir certaines propriétés qui sont brièvement résumées dans ce qui suit :

- **La consistance:** la discrétisation doit être exacte quand Δx_i (incrémentation dans l'espace) tend vers zéro, l'erreur de troncature est la différence entre l'équation discrétisée et la solution exacte. Pour qu'une méthode soit consistante, l'erreur de troncature doit tendre vers zéro quand le Δx_i tend vers zéro.
- **La stabilité:** la méthode ou le schéma de discrétisation est stable quand il n'amplifie pas les erreurs au cours du processus de la solution numérique.
- **La convergence:** Pour les problèmes non linéaires qui sont fortement influencés par les conditions aux limites la convergence et la stabilité sont généralement atteintes et contrôlées en utilisant de l'expérimentation numérique.
- **La conservation:** Puisque les équations à résoudre obéissent aux lois de conservation, le schéma numérique doit l'être aussi, ceci veut dire que les quantités conservées qui quittent un volume fermé doivent être égales aux quantités entrantes dans le cas stationnaire. Cette propriété est très importante puisqu'elle impose une contrainte sur l'erreur de la solution.
- **Bornes à ne pas dépasser:** la solution numérique doit être liée à ses propres limites (bornes), les quantités physiquement non négatives telles que la densité et l'énergie cinétique turbulente doivent toujours être positives. Cette propriété est difficile à garantir surtout quand les mailles sont grossières. Les schémas du premier ordre garantissent parfois cette propriété.
- **Réalisabilité :** Les modèles des phénomènes qui sont très difficiles à traiter directement (par exemple, la turbulence, la combustion, ou l'écoulement bi phasique) doivent être désignés pour garantir la réalité physique des solutions. Ce n'est pas une issue numériquement intrinsèque mais les modèles qui ne sont réalisables peuvent avoir comme conséquence des solutions non physiques ou bien causer la divergence pour des méthodes numériques.
- **Exactitude:** Les solutions numériques des problèmes d'écoulement de fluide et du transfert de chaleur sont des solutions approximatives. En plus aux erreurs qui peuvent être introduites au cours du développement de la solution de l'algorithme, en programmant ou en introduisant les conditions aux limites, il ya inclusion de trois types d'erreurs systématiques:
 - 1- Erreurs dues à la modélisation qui sont définies comme étant la différence entre l'écoulement actuel et la solution exacte du modèle mathématique.
 - 2- Erreurs dues à la discrétisation et définis comme étant la différence exacte entre la solution exacte des équations de conservation et la solution exacte du système d'équations algébriques obtenues par discrétisation de ces dernières.
 - 3- Erreurs dues à l'itération définies comme étant la différence entre les solutions itératives et exactes du système d'équations algébriques.

III.7 INDEPENDENCE DU MAILLAGE

Dans le but d'investir par exemple, la performance d'un modèle de turbulence pour certaines études d'écoulements de fluide, l'indépendance du maillage doit nous rassurer si les résultats obtenus ne sont pas affectés par l'augmentation progressive de ce dernier (maillage). Si les résultats calculés diffèrent de l'expérience nous ne pouvons pas savoir si cette différence est due à un modèle physique non adéquat ou bien à une résolution insuffisante du maillage.

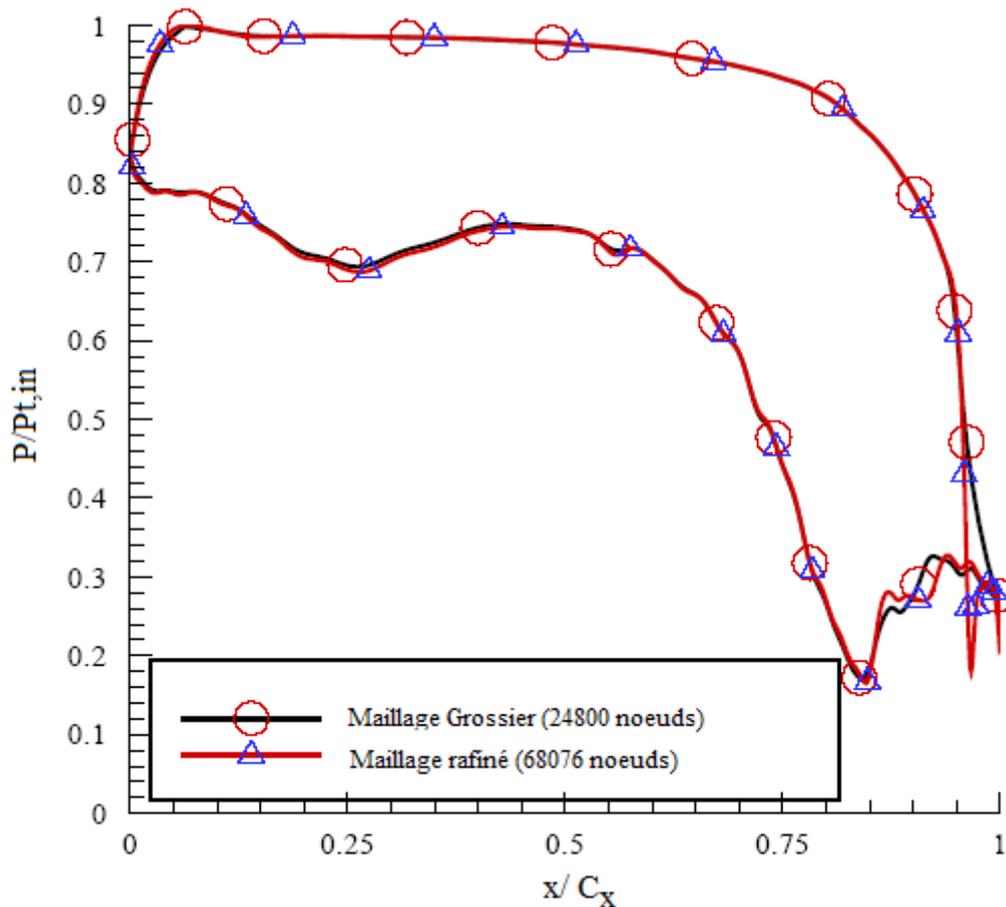


Fig.III.9 Indépendance du maillage.

Dans la figure (III.9), l'étude d'une indépendance de maillage est montrée. La comparaison est faite pour deux maillages complètement différents, un maillage quadrilatère non structuré (24900 nœuds) et l'autre de type couche limite quadrilatère régulier proche de la paroi et irrégulier en dehors de celle-ci.

Les résultats sont très rassurants vu que le maillage n'affecte pas la solution.

III.8 DISTANCE DU PREMIER NŒUD A LA PAROI

L'évolution de y^+ pour le maillage type C'est présenté sur la figure (III.10). La distance du premier nœud à la paroi est de l'ordre de l'unité (Dans les coordonnées de y^+)

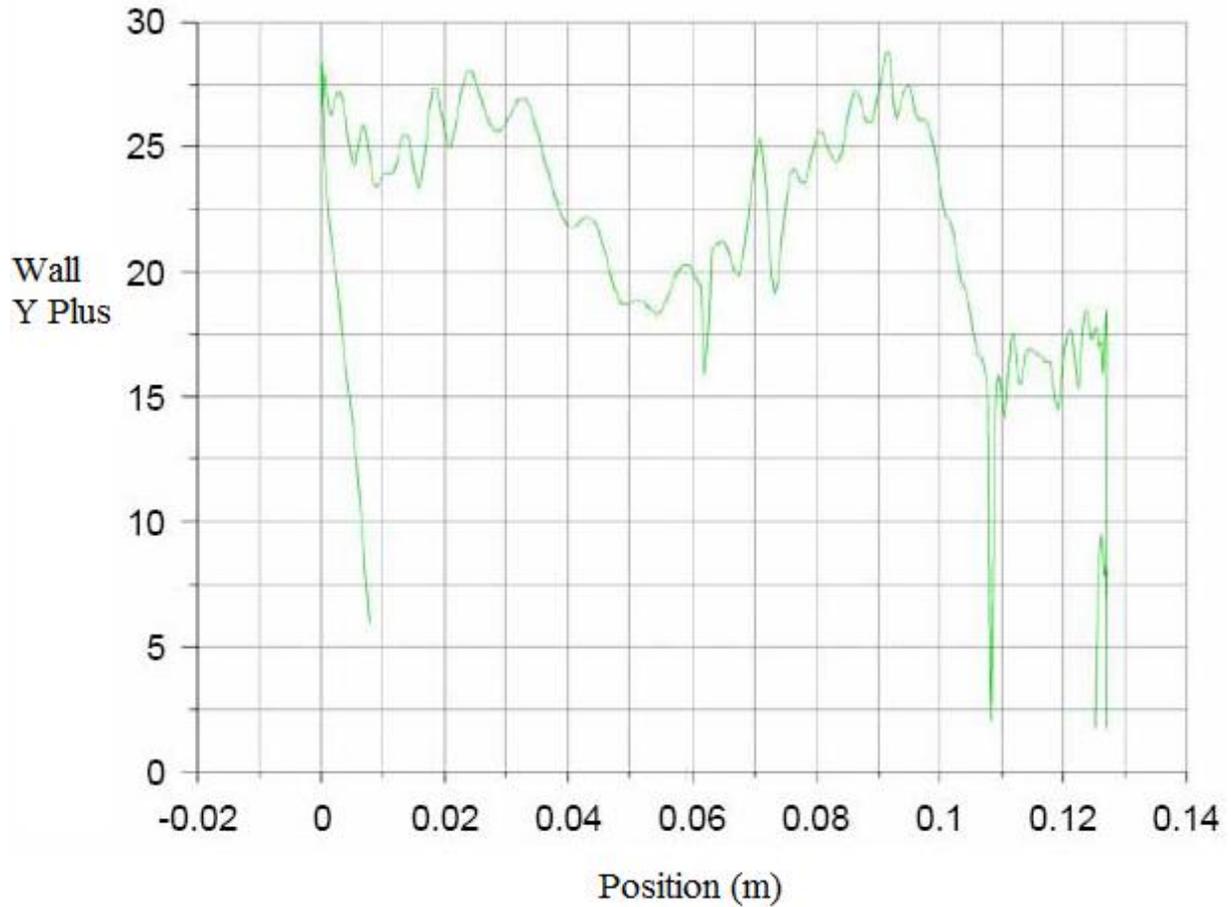


Fig. III.10 Distance du premier nœud à la paroi.

La géométrie du domaine d'études a été présentée. Ce dernier a été subdivisé en des volumes de contrôle discrets en utilisant un maillage de calcul par le mailler « CFX ».

Après un rappel des équations régissant les écoulements compressibles, les différents modèles de turbulence ont été présentés et les conditions aux limites imposées dans Fluent sont précisées.

Il est à noter que les méthodes de la solution numérique citées auparavant par exemple la stabilité, la convergence sont toutes contrôlées et vérifiées durant nos simulations faites.

IV.1. MODELE DE CALCUL DE L'ANSYS 14.5

ANSYS 14.5 est un outil de conception assistée par ordinateur (*CAO*) qui permet la conception et la génération des géométries en 3D/2D et applique des simulations. Il permet de construire des surfaces et des volumes à partir d'une série de points définissant la géométrie de base. Une fois la géométrie construite, elle peut être exportée en différents formats vers le générateur de maillage et les solveurs pour faire les analyses ou les simulations.

ANSYS 14.5 est un logiciel de génie mécanique qui collabore à de nombreux différents types de logiciels utilisés dans différents domaines comme : Vibrations, mécanique des fluides, aérodynamique, transfert de chaleur et dynamiques.

Pour notre étude, deux systèmes de composants d'**ANSYS 14.5** sont utilisés pour effectuer le calcul aérothermique ; GEOMETRY, ICEM CFD et un système d'analyse FLUENT.

IV.1.1. Simulation sur Fluent

FLUENT est un solveur qui utilise un maillage non structuré 2D ou 3D (avec la méthode de volume fini). Ces maillages sont : soit des maillages triangulaires (tétraédriques en 3D), soit des maillages structurés interprétés en format non structuré comme des rectangles (hexaèdres), pour une simulation de tous les écoulements compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques... sur les géométries industrielles.

L'analyse en 2D ou 3D montre la capacité de FLUENT à simuler les caractéristiques de l'écoulement autour des aubes turbines d'une turbomachine. Ce problème est résolu en utilisant les équations d'Euler et de Navier-Stokes.

IV.1.2. Les phases à suivre sur fluent

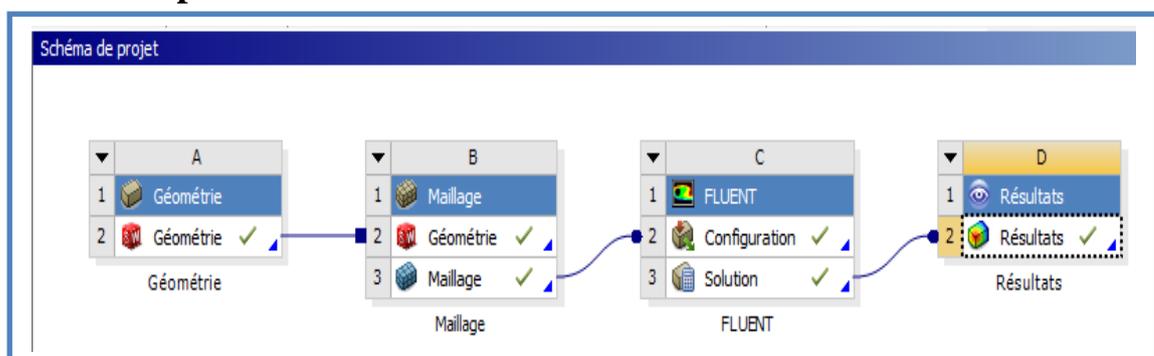


Figure IV.1. Sommaire de schématique de calcul 2D et 3D

IV.2. SIMULATION DU BORD D'ATTAQUE EN 3D

IV.2.1. Préparation du modèle (Pre-Processing)

IV.2.1.1 Génération de la géométrie

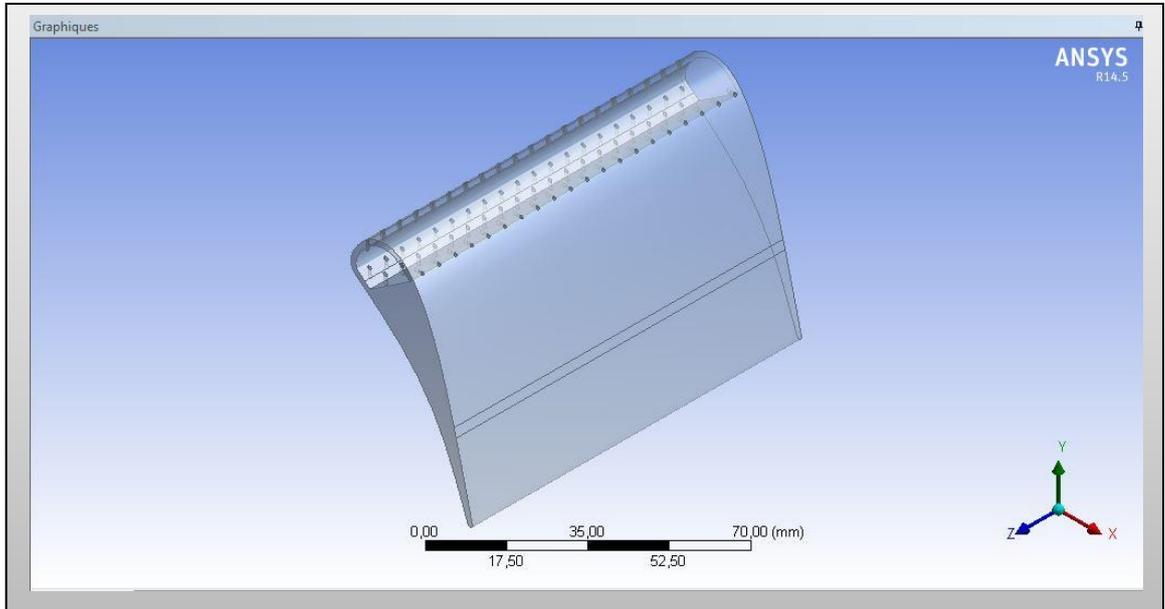


Figure IV.2. Volume de l'aube (solide)

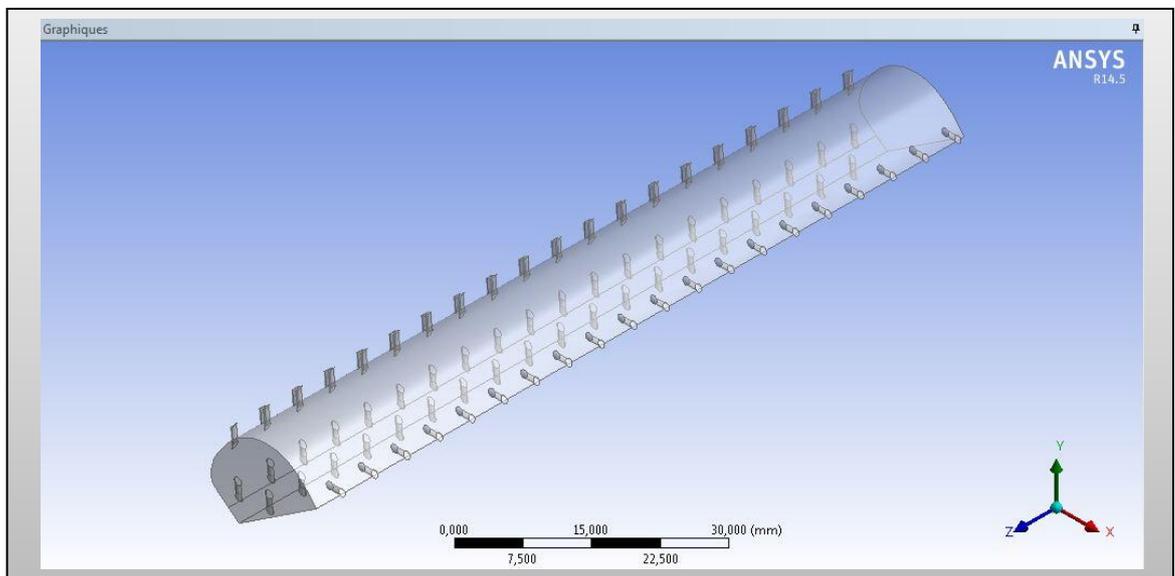


Figure IV.3. Volume de l'aie de refroidissement

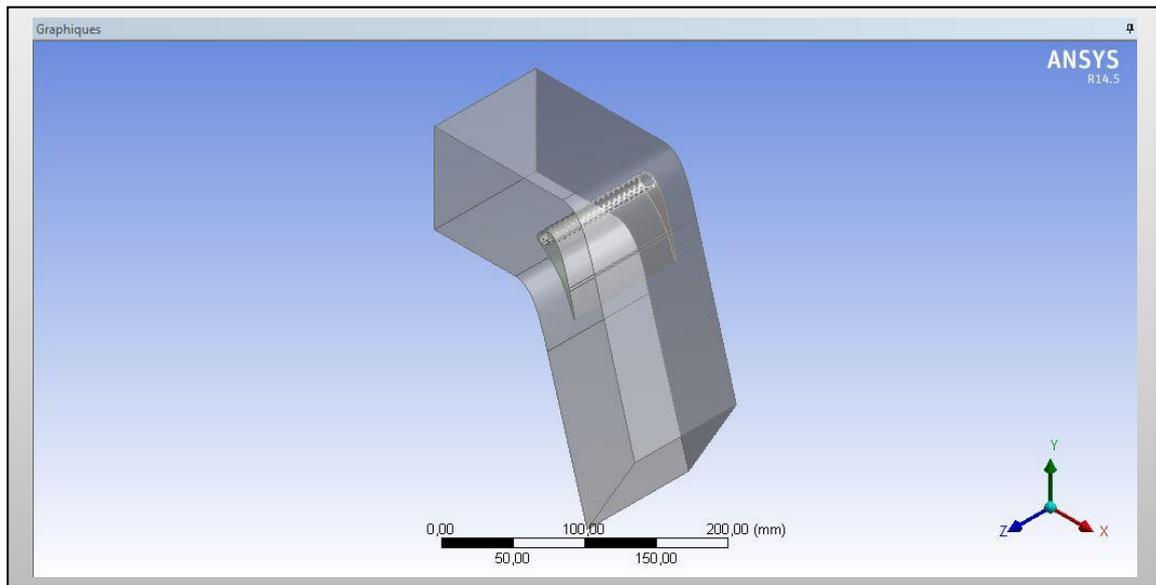


Figure IV.4.Géométrie finale domaine et l'aube

IV.2.1.2.Génération de Maillage

Un des concepts les plus importants en calcul des structures, par la méthode des éléments finis, consiste à deviser le domaine de calcul en petites cellules, cette étape représente la phase préliminaire pour toute résolution (*pré-processing*). Les équations gouvernantes seront ainsi résolues pour chacune des cellules générées.

On distingue classiquement deux grandes catégories de maillages : les maillages *Structurés* et les maillages *non structurés*. On a choisi un maillage non structuré de type Tétraédrique et toutes les autres paramètres et caractéristiques (nombre des éléments et Nœuds) de notre maillage, sont montre sur les fenêtres d'ICEM CFD (*figIV.33*).

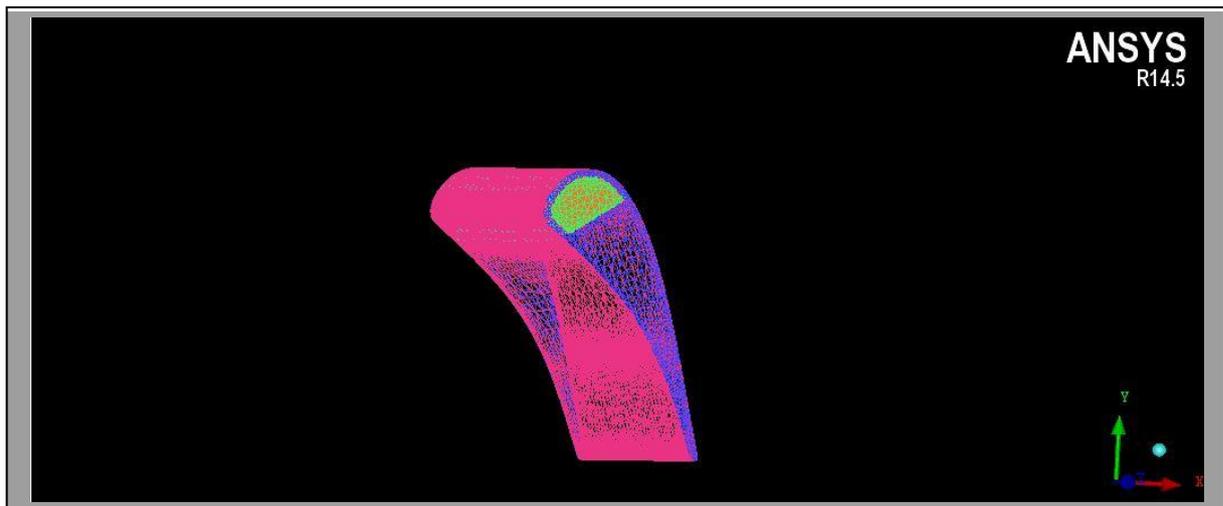


Figure IV.5.Maillage de l'aube

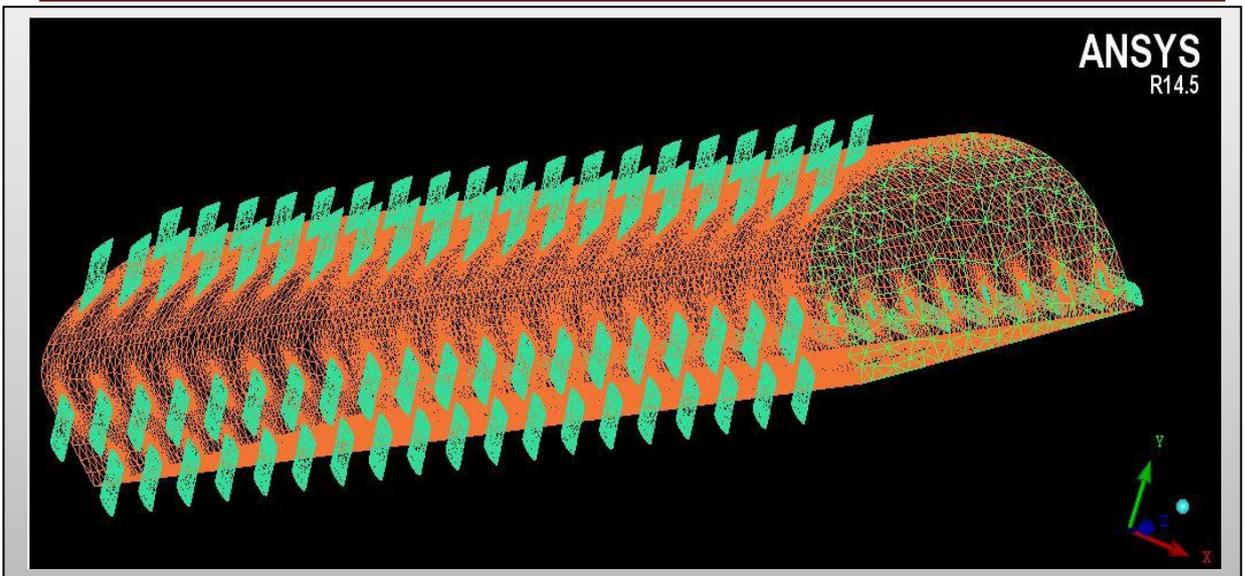


Figure IV.6. Maillage de l'air de refroidissement

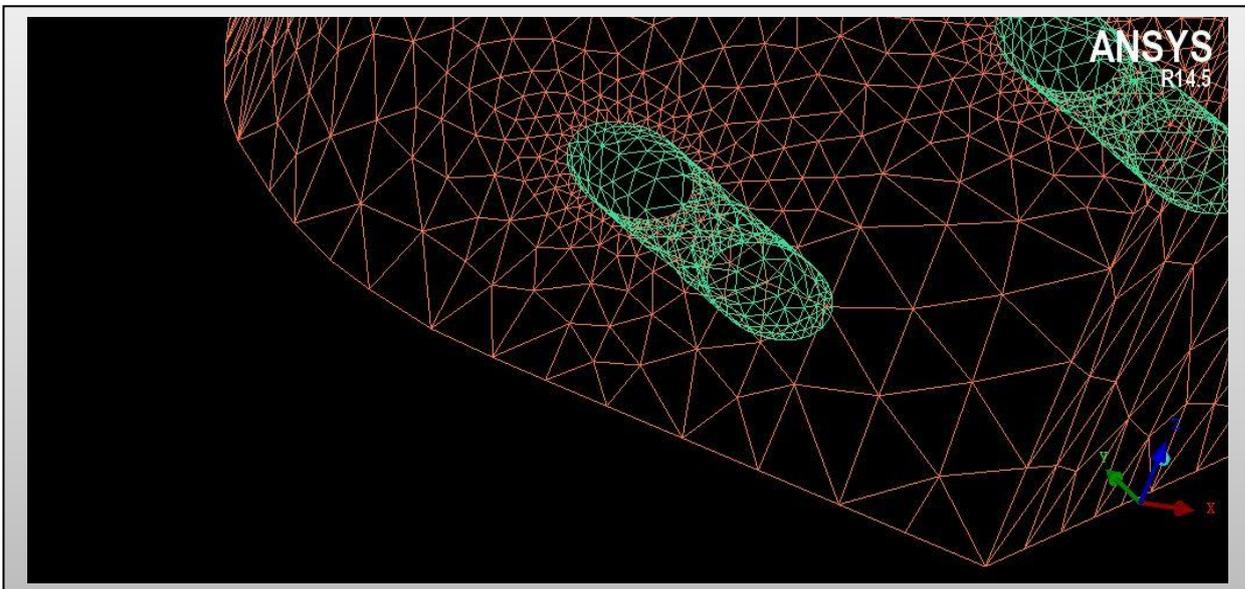


Figure IV.7. Maillage des trous de refroidissement

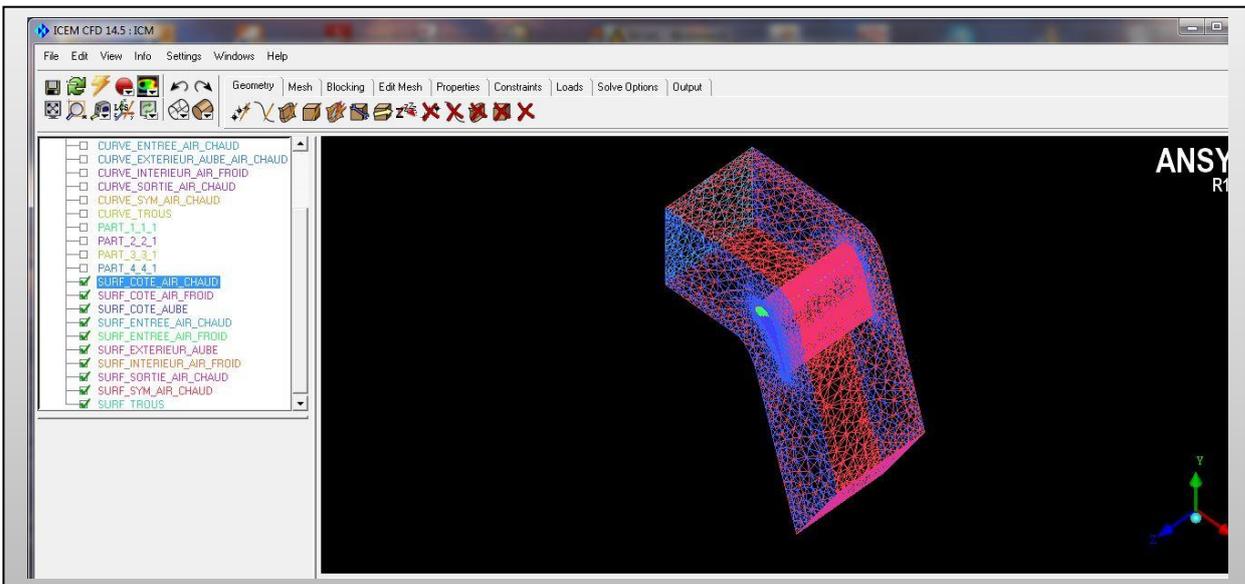


Figure IV.8. Maillage de l'ensemble aube et domaine de calcul

Simulation numérique et interprétation des résultats

part	prism	hexa-core	max size	height	height ratio	num layers	tetra size ratio	tetra width	min size limit	max deviation	int wall	split wall
BODYAIRCHAUD												
BODYAUBE												
CURVE_ENTREE_AIR_CHAUD			0.01						0	0		
CURVE_EXTERIEUR_AUBE_AIR_CHAUD			0.0008						0	0		
CURVE_INTERIEUR_AIR_FROID			0.001						0	0		
CURVE_SORTIE_AIR_CHAUD			0.01						0	0		
CURVE_SYM_AIR_CHAUD			0.01						0	0		
CURVE_TROUS			0.0001						0	0		
PART_1_1_1												
PART_2_2_1												
PART_3_3_1												
PART_4_4_1												
SURF_COTE_AIR_CHAUD			50	0	0	0	0	0	0	0		
SURF_COTE_AIR_FROID			50	0	0	0	0	0	0	0		
SURF_COTE_AUBE			50	0	0	0	0	0	0	0		
SURF_ENTREE_AIR_CHAUD			20	0	0	0	0	0	0	0		
SURF_ENTREE_AIR_FROID			20	0	0	0	0	0	0	0		
SURF_EXTERIEUR_AUBE			20	0	0	0	0	0	0	0		
SURF_INTERIEUR_AIR_FROID			2	0	0	0	0	0	0	0		
SURF_SORTIE_AIR_CHAUD			20	0	0	0	0	0	0	0		
SURF_SYM_AIR_CHAUD			50	0	0	0	0	0	0	0		
SURF_TROUS			0.1	0	0	0	0	0	0	0		

Show size params using scale factor
 Apply inflation parameters to curves
 Remove inflation parameters from curves
 Highlighted parts have at least one blank field because not all entities in that part have identical parameters.

Apply Dismiss

Tableau IV.1. Paramètres de maillage de l'ensemble sur le BA

IV.2.1.3. Conditions aux limites

Cette phase est la plus importante, par ce qu'on doit savoir le type de condition qui convient à chaque zone. parmi lesquels, on cite :

- **Condition 'pressure inlet** : La pression totale et la température totale et la pression relative sont données à l'entrée du domaine.
- **Condition 'pressure outlet'**: la pression relative et la température totale sont données à la sortie du domaine.
- **Condition 'symetry'** : les gradients normaux de la vitesse, la pression, la température au plan de symétrie sont nuls.
- **Condition 'Wall'** : condition de paroi solide.

Numéro de la zone	Nom de la zone	Type de la zone	Conditions aux limites
1	Surf_Entrée_Air_Chaut	Pressure inlet	$P_t = 2026500 \text{ pascal}$
			$P_s = 1712392 \text{ pascal}$
			$T_t = 1600 \text{ }^\circ\text{k}$
2	Surf_Sortie_Air_Chaut	Pressure outlet	$P_s = 1712392 \text{ pascal}$
			$T_t = 1600 \text{ }^\circ\text{k}$
3	Surf_Entrée_air_froid	Pressure inlet	$P_t = 2026500 \text{ pascal}$
			$P_s = 1915042 \text{ pascal}$
			$T_t = 700 \text{ }^\circ\text{k}$
4	Surf_Sym_Air_Chaut	Symétrie	Symétrie
5	Surf_cote_air_chaud	Wall	Adiabatique
6	Surf_cote_air_froid	Wall	Adiabatique
7	Surf_cote_aube	Wall	Adiabatique
8	Surf_exterieur_aube	Wall	Adiabatique
9	Surf_interieur_air_froid	Wall	Adiabatique
10	Surf_trous	Wall	Adiabatique

Tableau IV.2 : Conditions aux limites

IV.2.2. Résultats de calcul (Post-Processing)

Dans cette étude on a fait un calcul visqueux, incompressible puis compressible en 3D, la turbulence est prise en compte à l'aide des modèles de turbulence ($k-\epsilon$) du type Réalisable. Le solveur FLUENT a été utilisé pour prédire la distribution de la température, la pression statique et pour le cas aérodynamique et transfert thermique d'une aube turbine

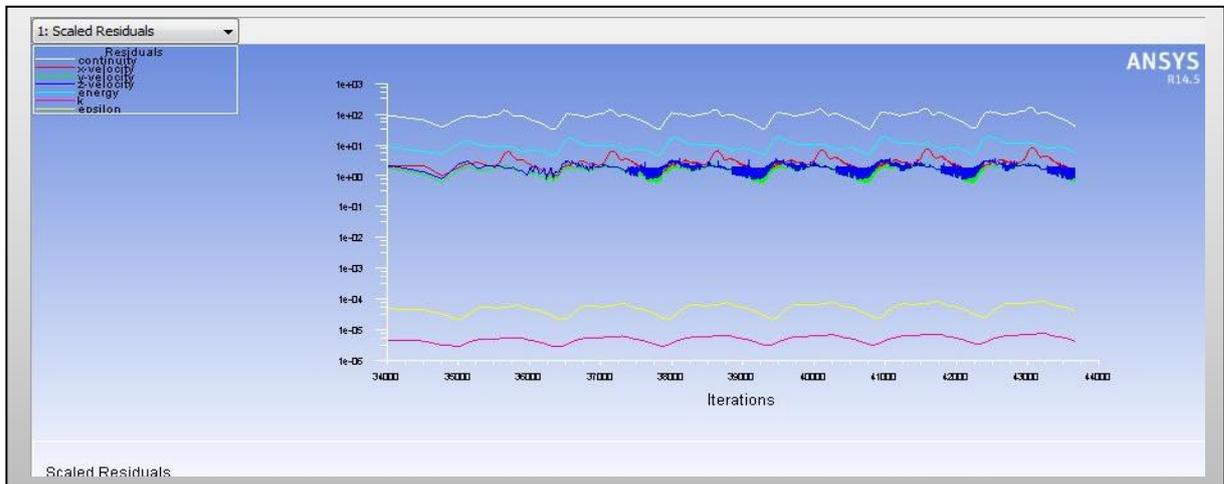


Figure IV.9. Résiduels (Euler).

IV.3.2.1. Présentation des contours de l'aérodynamique externe

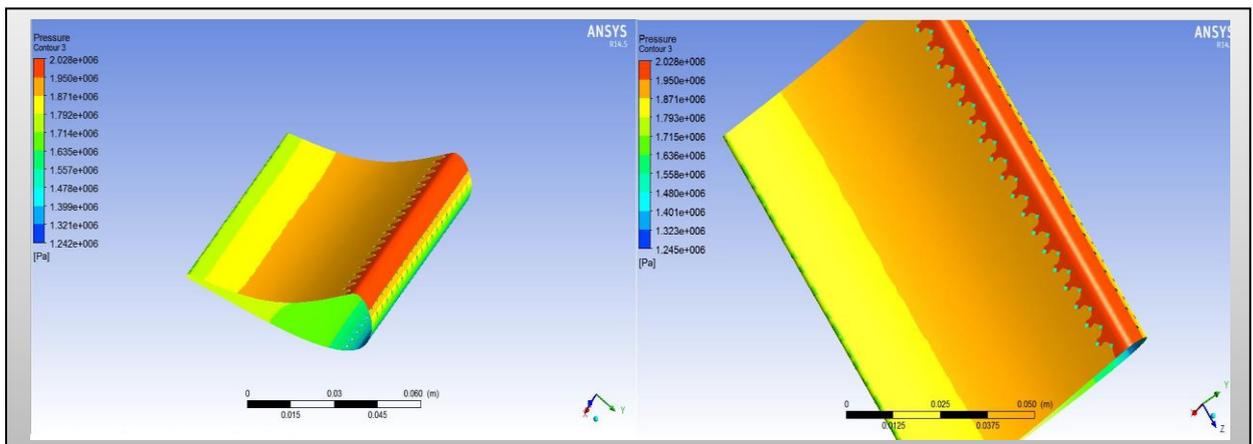


Figure IV.10. Contour de pression statique

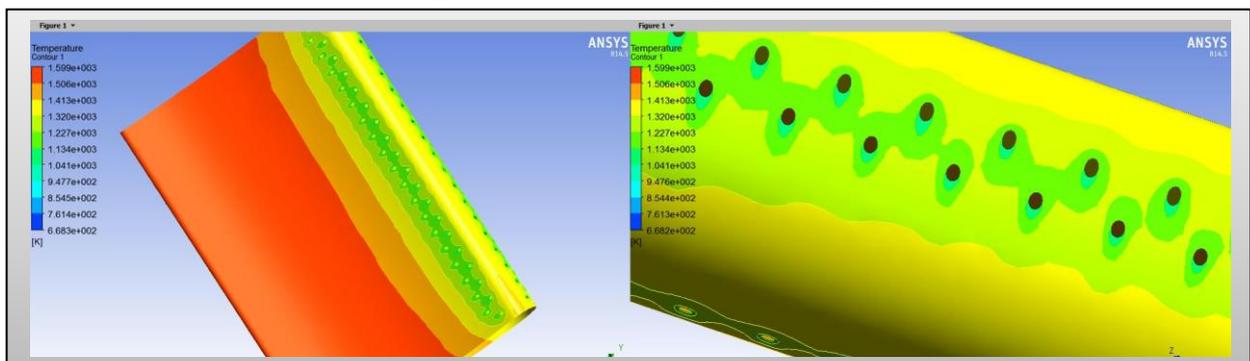


Figure IV.11. Contour de la température statique

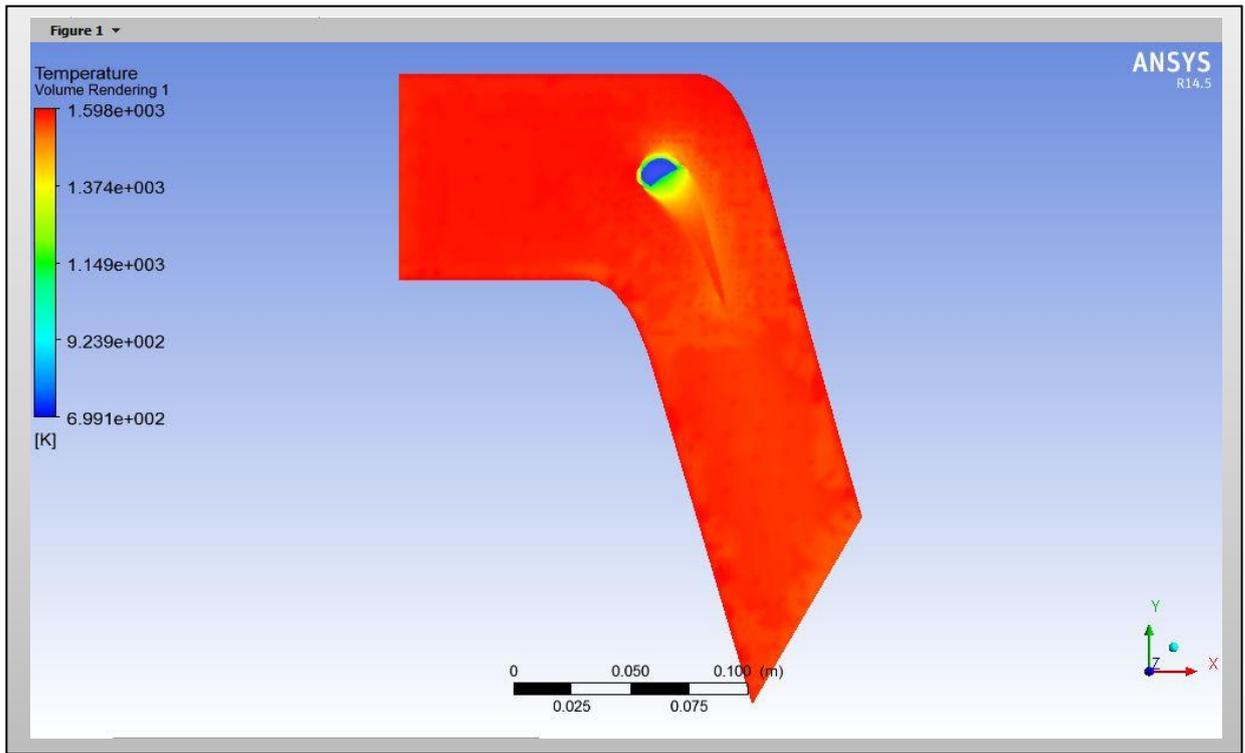


Figure IV.12. Contour de la Température statique (volume d'air chaud)

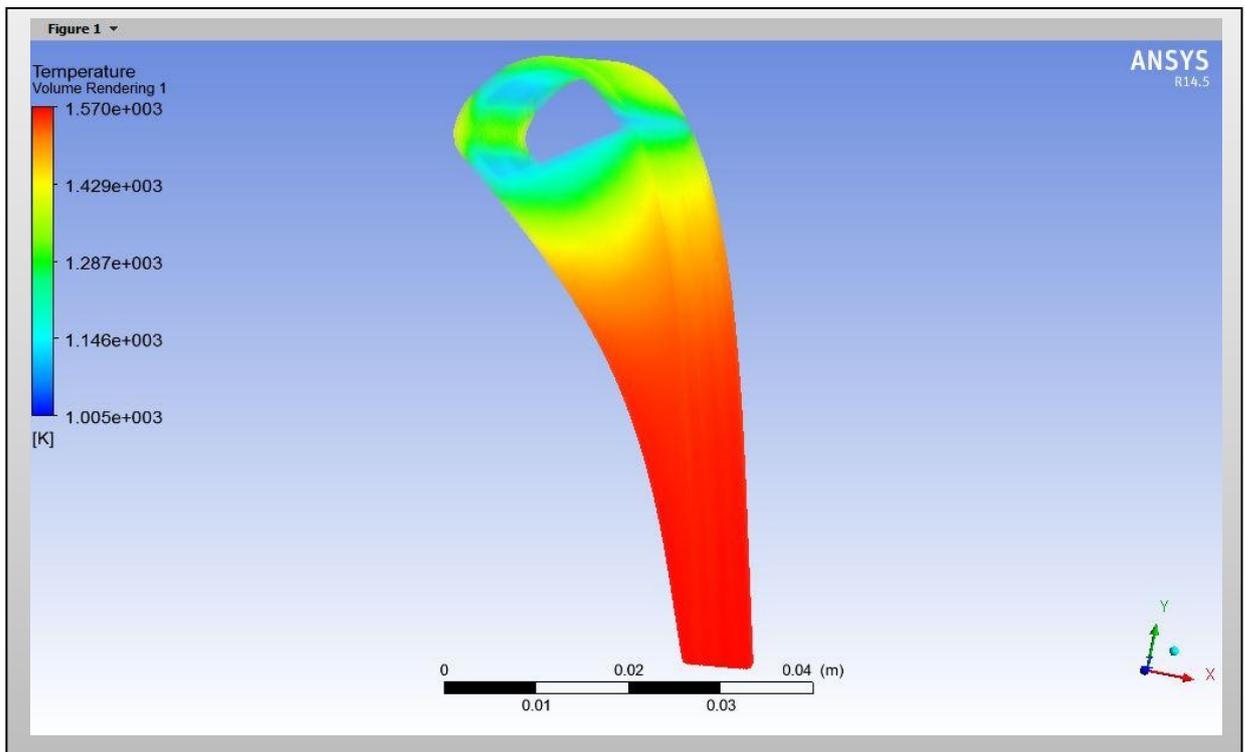


Figure IV.13. Contour de Température statique (volume d'aube)

Remarque : on tien a souligner que le type du maillage et les conditions aux limites resteront les mêmes dans toutes les autres simulations des parties restantes.

IV.3. SIMULATION DU CORPS CENTRALE EN 3D

IV.3.1. Préparation du modèle (Pre-Processing)

IV.3.1.1 Génération de la géométrie

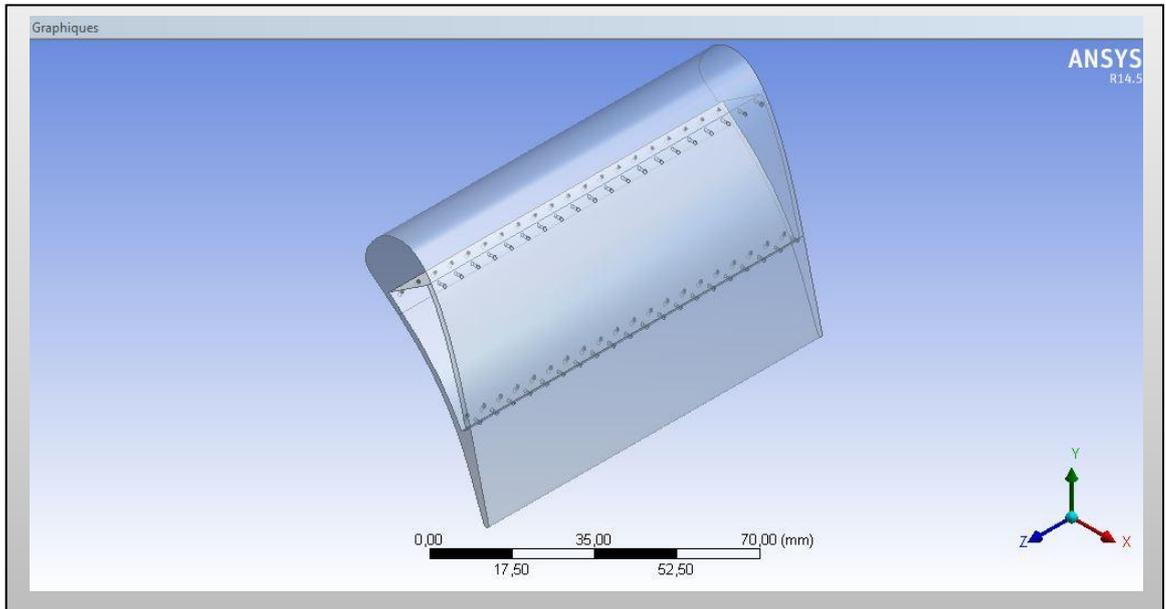


Figure IV.14. Volume de l'aube (solide)

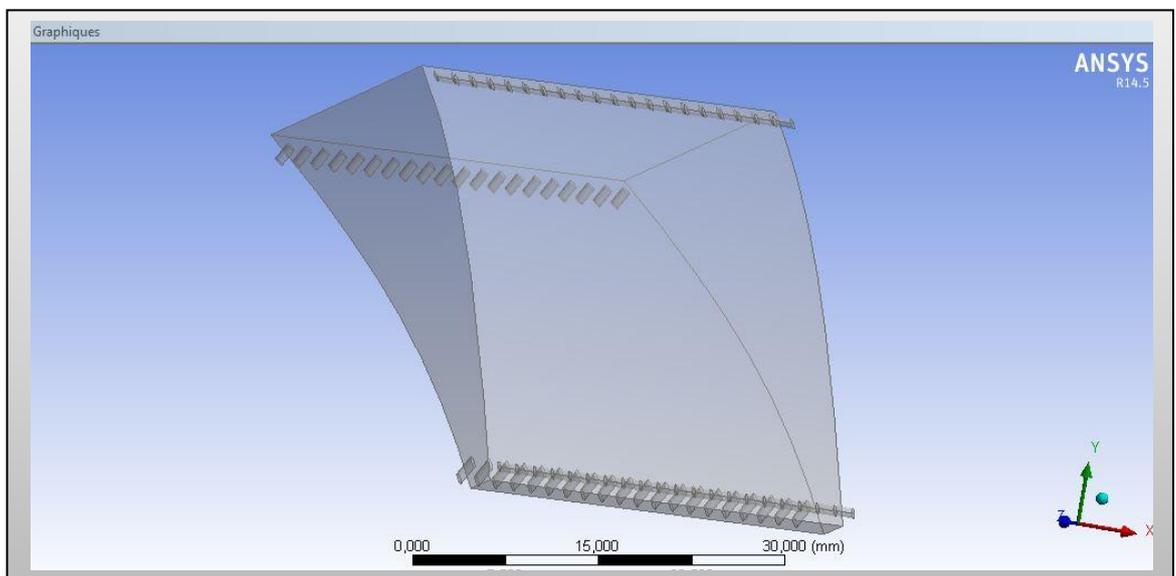


Figure IV.15. Volume de l'aie de refroidissement

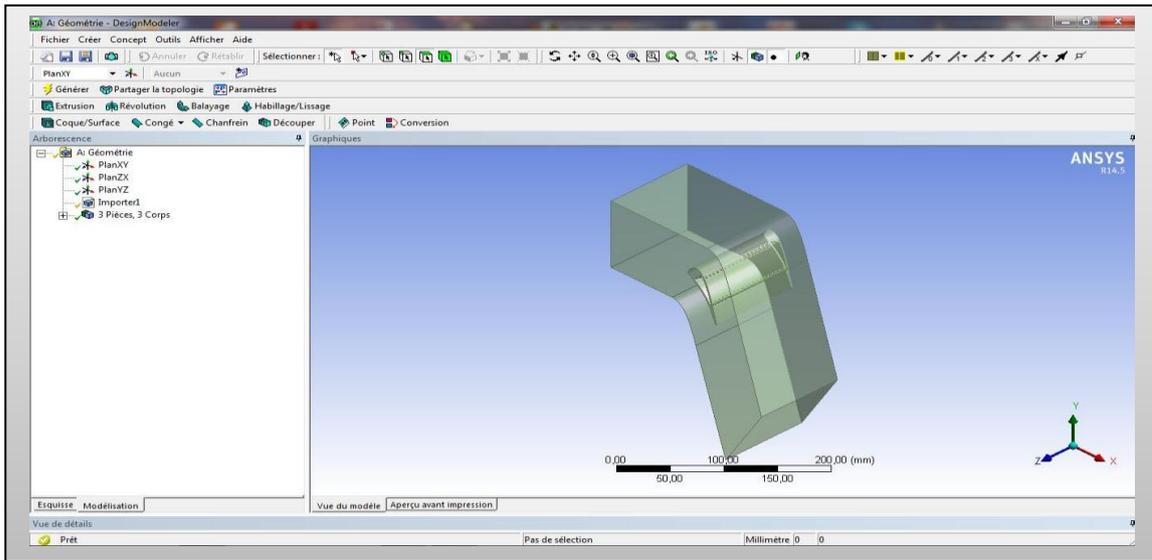


Figure IV.16.Géométrie finale domaine et l'aube

IV.3.1.2.Génération de Maillage

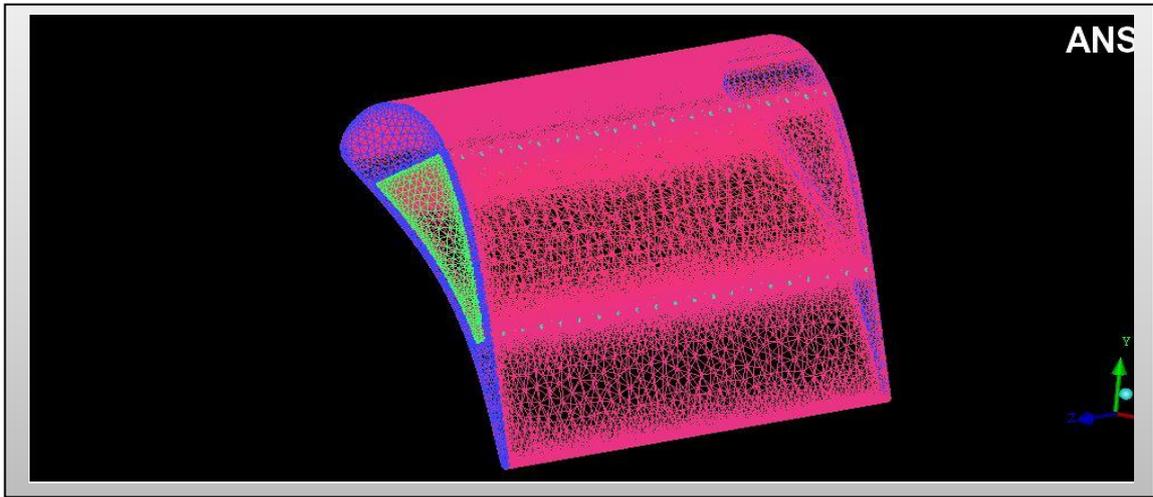


Figure IV.17.Maillage de l'aube

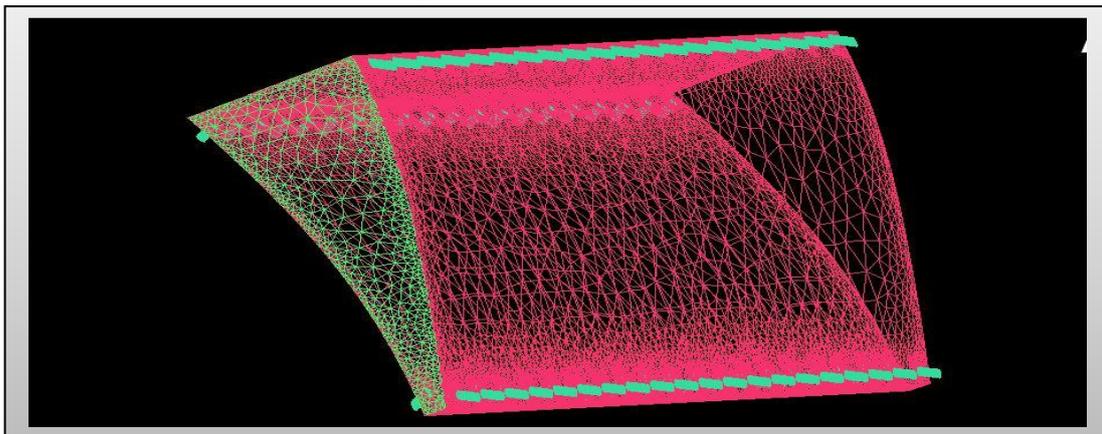


Figure IV.18.Maillage de l'air de refroidissement

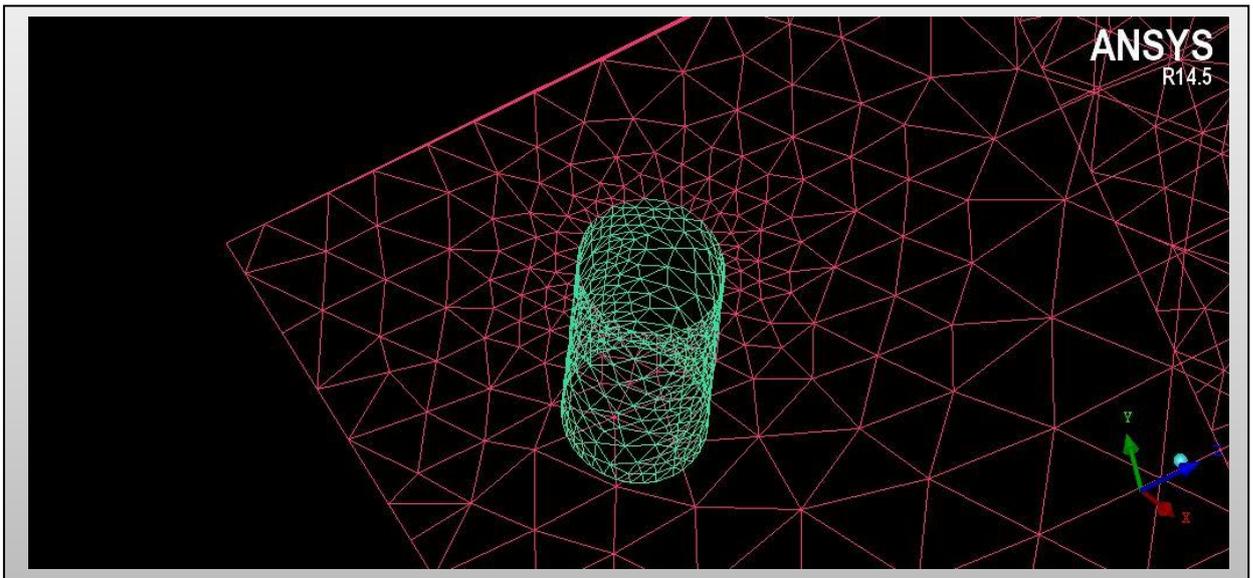


Figure IV.19. Maillage des trous de refroidissement

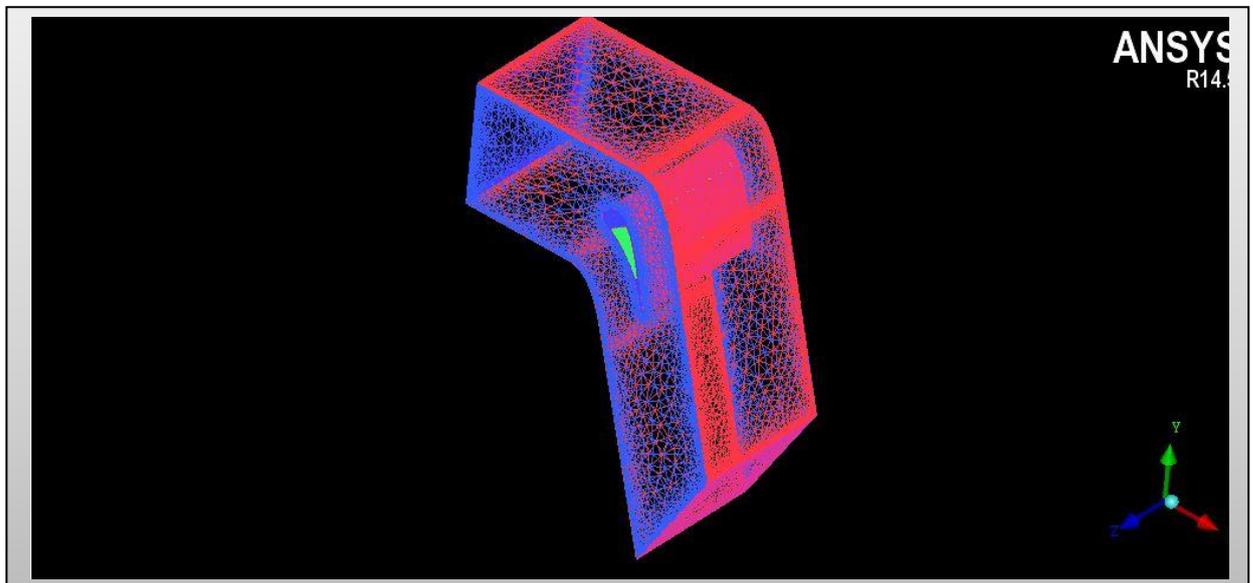


Figure IV.20. Maillage de l'ensemble aube et le domaine de calcul

part	prism	hexa-core	max size	height	height ratio	num layers	tetra size ratio	tetra width	min size limit	max deviation	int wall	split wall
BODYAIRCHAUD	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>										
BODYAUBE	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>										
CURVE_ENTREE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		0.001						0	0		
CURVE_EXTERIEUR_AUBE	<input type="checkbox"/>		0.0005						0	0		
CURVE_INTERIEUR_AIR_FROID	<input type="checkbox"/>		0.0005						0	0		
CURVE_SORTIE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		0.001						0	0		
CURVE_SYM_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		0.001						0	0		
CURVE_TROUS	<input type="checkbox"/>		0.0001						0	0		
PART_1_1_1												
PART_2_2_1												
PART_3_3_1												
SURF_COTE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		50	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_COTE_AIR_FROID	<input type="checkbox"/>		20	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_COTE_AUBE	<input type="checkbox"/>		20	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_ENTREE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		2	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_ENTREE_AIR_FROID	<input type="checkbox"/>		20	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_EXTERIEUR_AUBE	<input type="checkbox"/>		2	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_INTERIEUR_AUBE	<input type="checkbox"/>		2	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_SORTIE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		2	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_SYM_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		50	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_TROUS	<input type="checkbox"/>		0.1	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Tableau IV.3. Paramètres de maillage de l'ensemble sur le CC

IV.3.2. Résultats de calcul (Post-Processing)

Les mêmes procédures appliquées sur le bord d'attaque

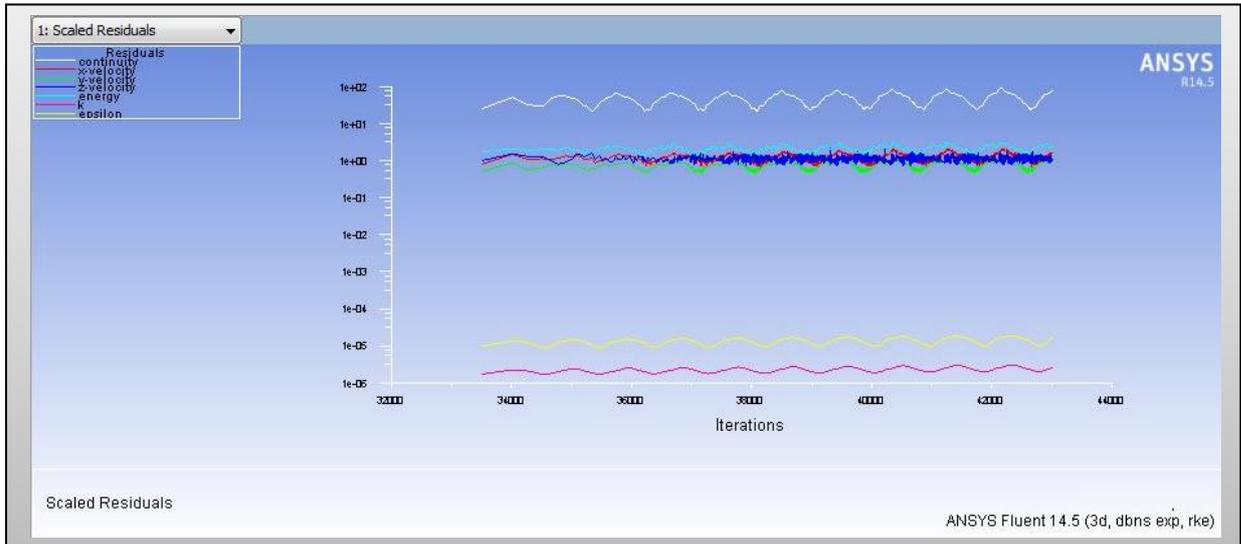


Figure IV.21. Résiduels de calcul pour corps central.

IV.3.2.1. Présentation des contours de l'aérodynamique externe :

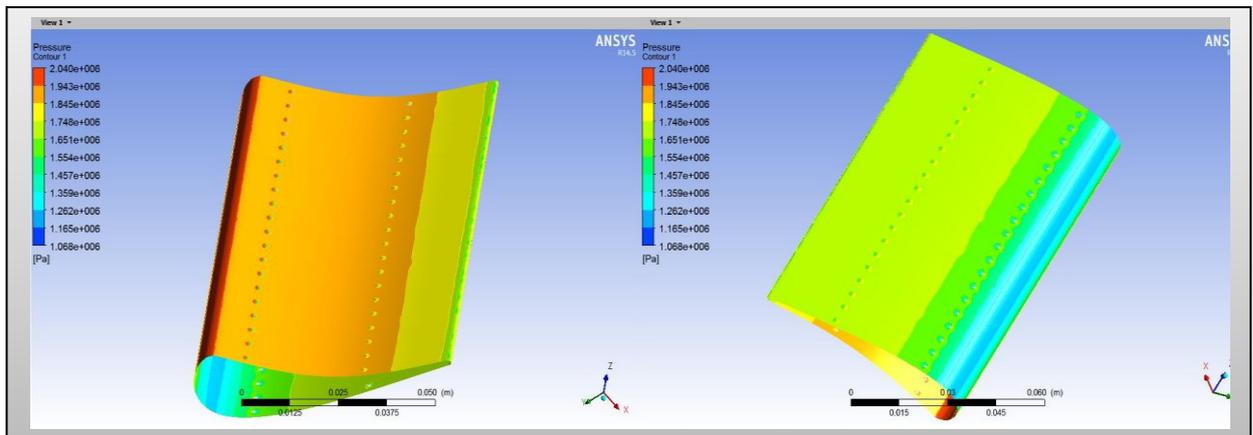


Figure IV.22. Contour de pression statique

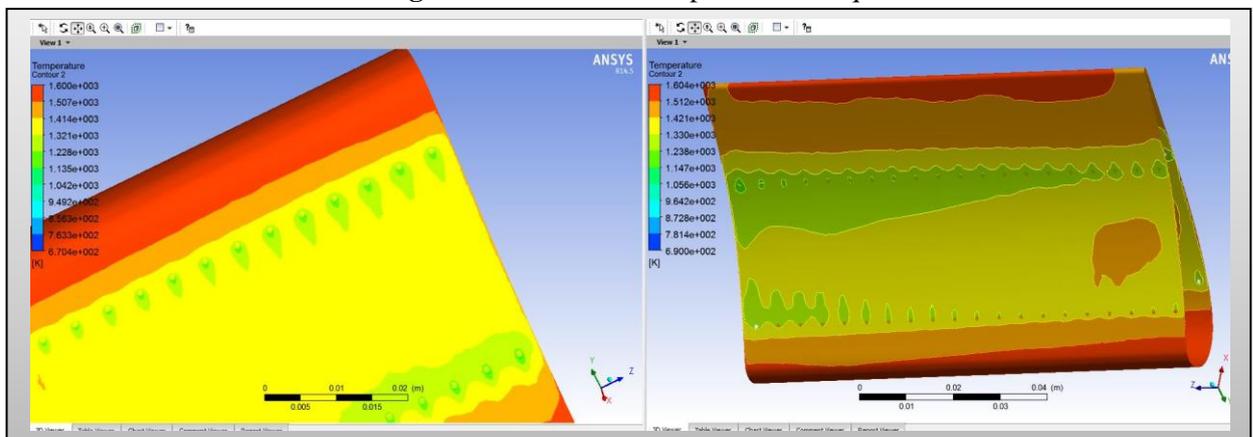


Figure IV.23. Contour de la température statique

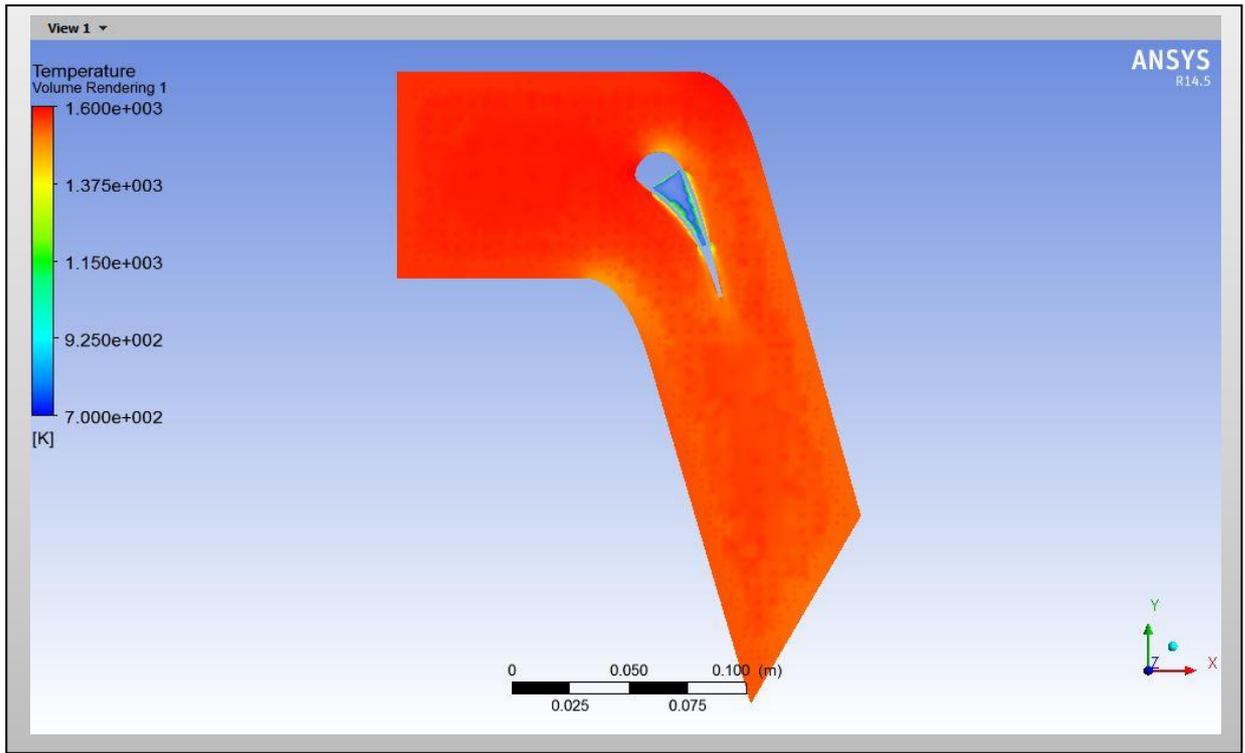


Figure IV.24. Contour de Température statique (volume d'air chaud)

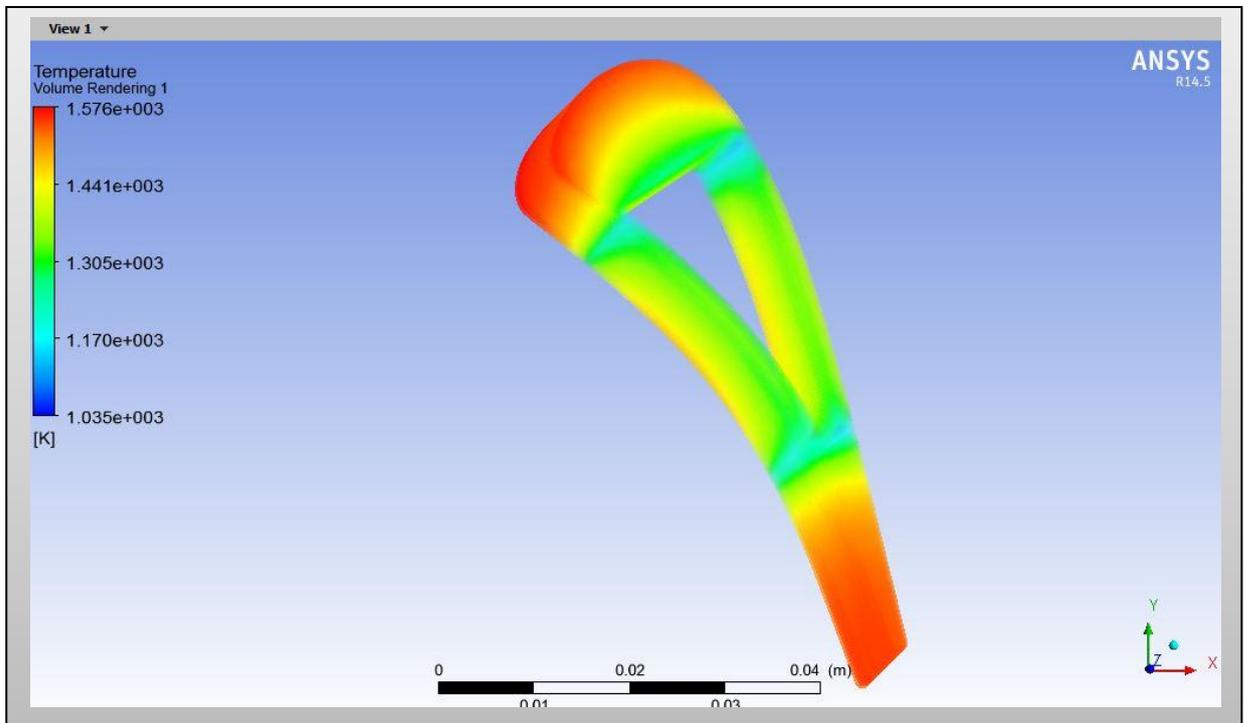


Figure IV.25. Contour de Température statique (volume d'aube)

IV.4. SIMULATION DU BORD DE FUITE EN 3D

IV.4.1. Préparation du modèle (Pre-Processing)

IV.4.1.1 Génération de la géométrie

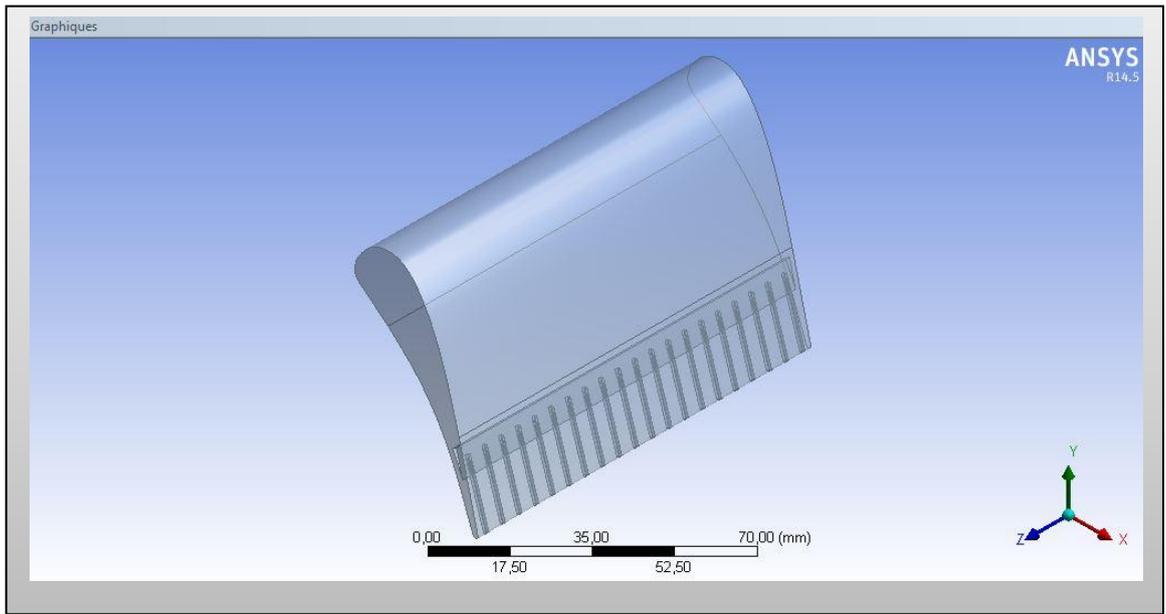


Figure IV.26. Volume de l'aube (solide)

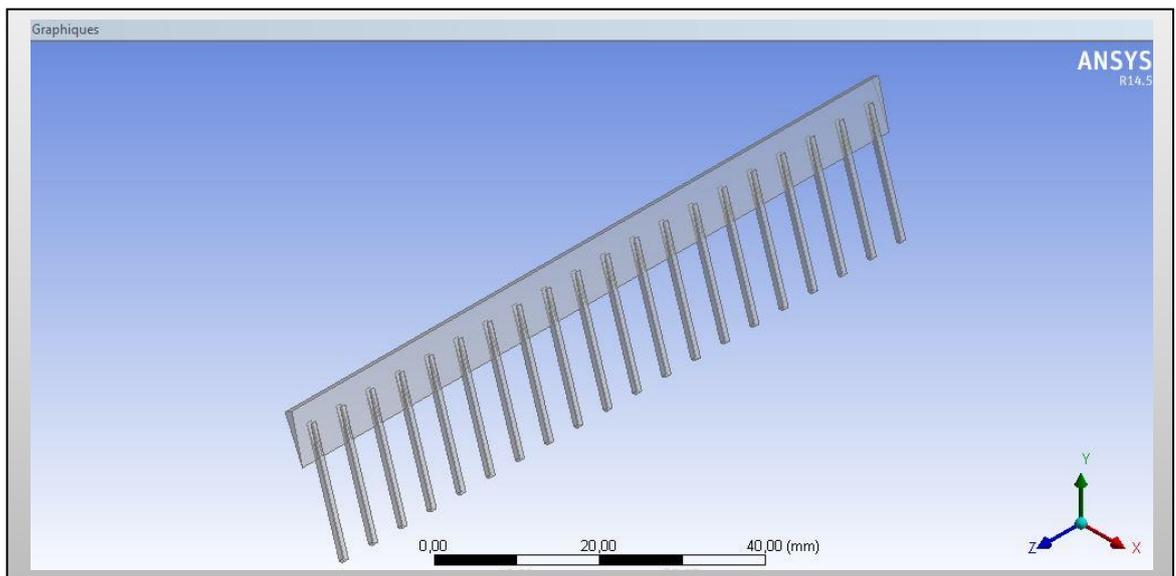


Figure IV.27. Volume de l'aie de refroidissement

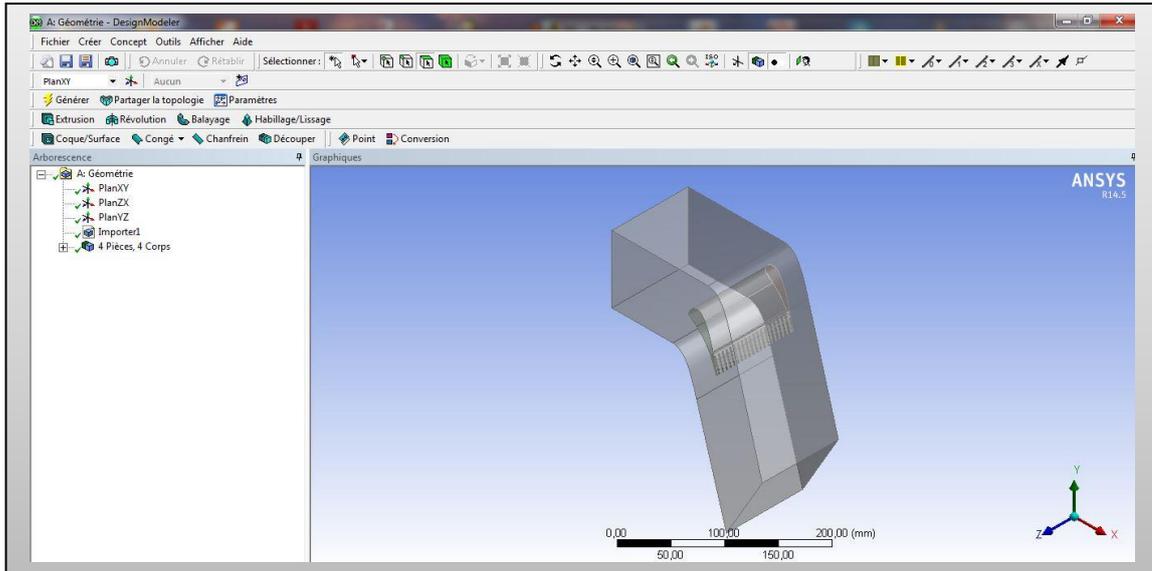


Figure IV.28.Géométrie finale domaine et l'aube

IV.4.1.2.Génération de Maillage

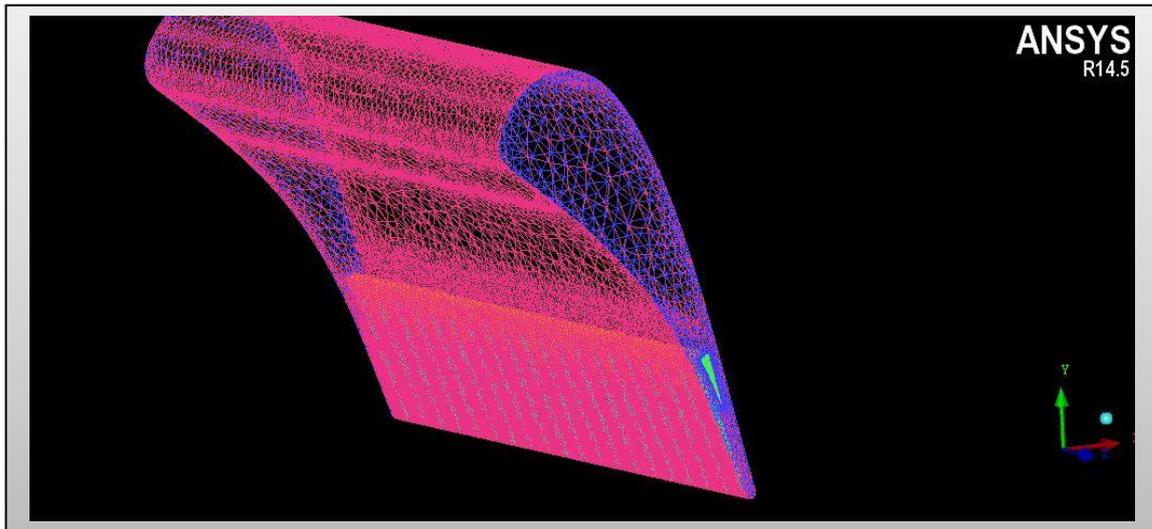


Figure IV.29.Maillage de l'aube

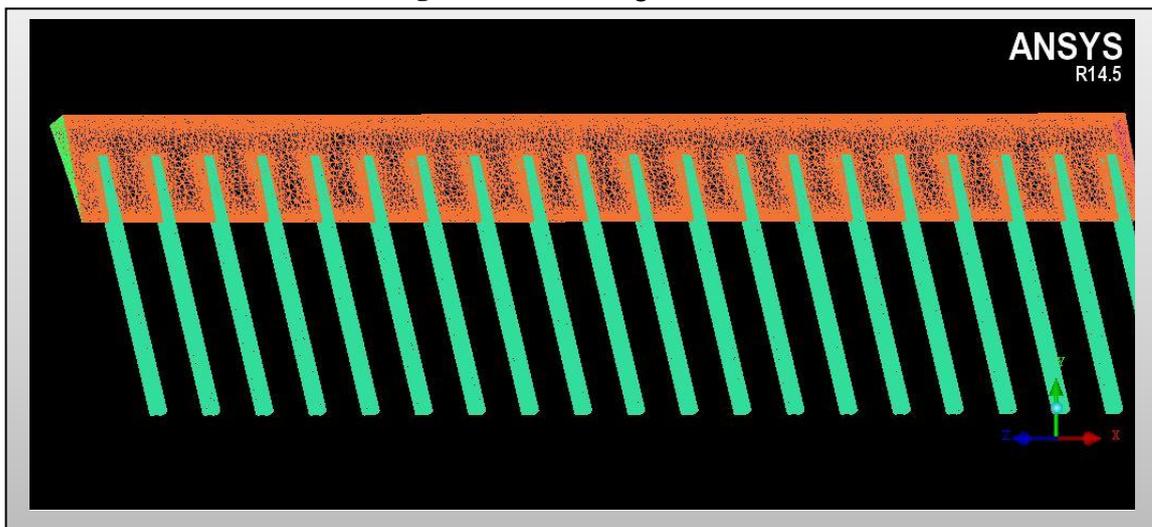


Figure IV.30.Maillage de l'air de refroidissement

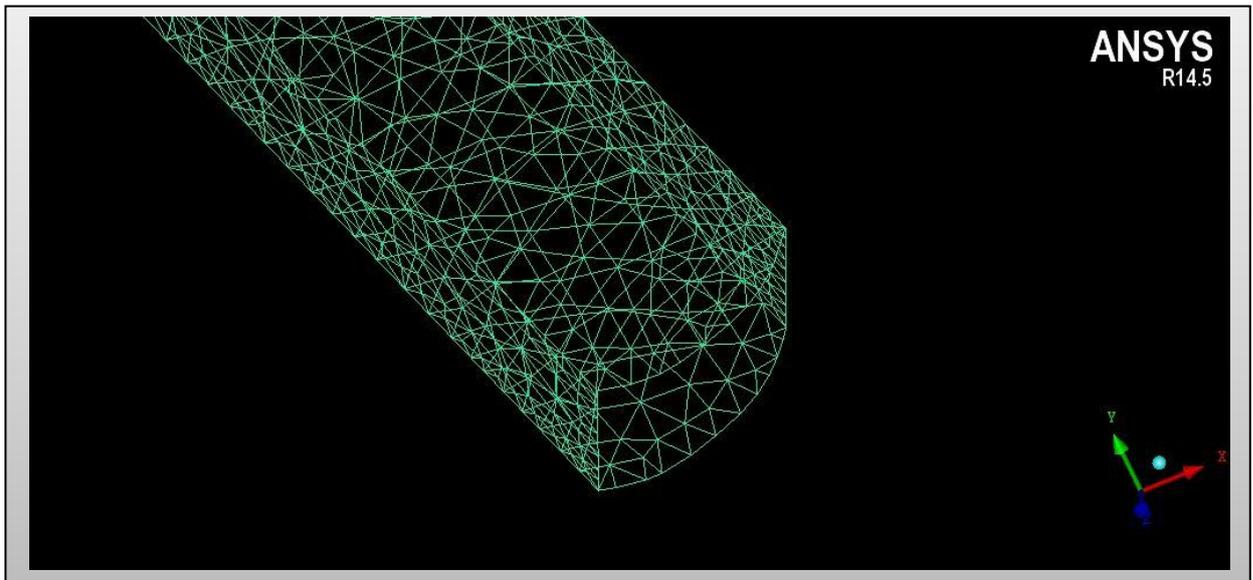


Figure IV.31. Maillage des trous de refroidissement

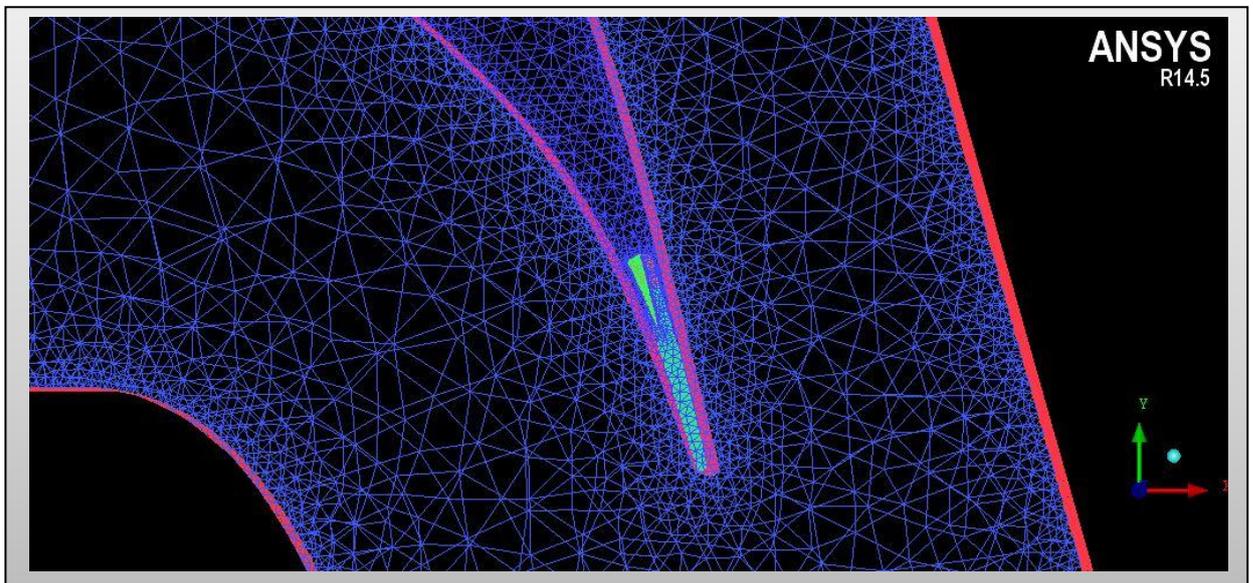


Figure IV.32. Maillage de l'ensemble aube et le domaine de calcul

part	prism	heva-cote	max size	height	height ratio	num layers	tetra size ratio	tetra width	min size limit	max deviation	int wall	split wall
BODYAIRCHAUD	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>										
BODYAUBE	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>										
CURVE_ENTREE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		0.001						0	0		
CURVE_EXTERIEUR_AUBE	<input type="checkbox"/>		0.001						0	0		
CURVE_INTERIEUR_AIR_FROID	<input type="checkbox"/>		0.0001						0	0		
CURVE_SORTIE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		0.001						0	0		
CURVE_SYM_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		0.001						0	0		
CURVE_TROUS	<input type="checkbox"/>		0.0001						0	0		
PART_1_1_1												
PART_2_2_1												
PART_3_3_1												
PART_4_4_1												
SURF_COTE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		50	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_COTE_AIR_FROID	<input type="checkbox"/>		2	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_COTE_AUBE	<input type="checkbox"/>		2	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_ENTREE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		50	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_ENTREE_AIR_FROID	<input type="checkbox"/>		2	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_EXTERIEUR_AUBE	<input type="checkbox"/>		2	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_INTERIEUR_AIR_FROID	<input type="checkbox"/>		2	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_SORTIE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		50	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_SYM_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>		50	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
SURF_TROUS	<input type="checkbox"/>		2	0	0	0	0	0	0	0	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Show size params using scale factor
 Apply inflation parameters to curves
 Remove inflation parameters from curves

Tableau IV.4. Paramètres de maillage de l'ensemble sur le BF

IV.4.2. Résultats de calcul (Post-Processing)

Les mêmes procédures appliquées que pour le bord d'attaque

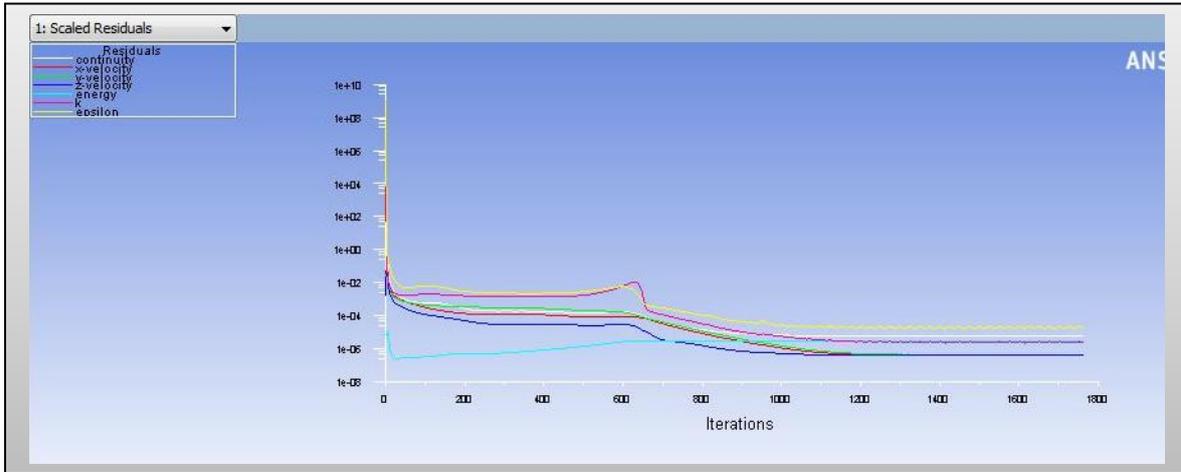


Figure IV.33. Résiduels de calcul pour le bord de fuite

IV.3.2.1. Présentation des contours de l'aérodynamique externe

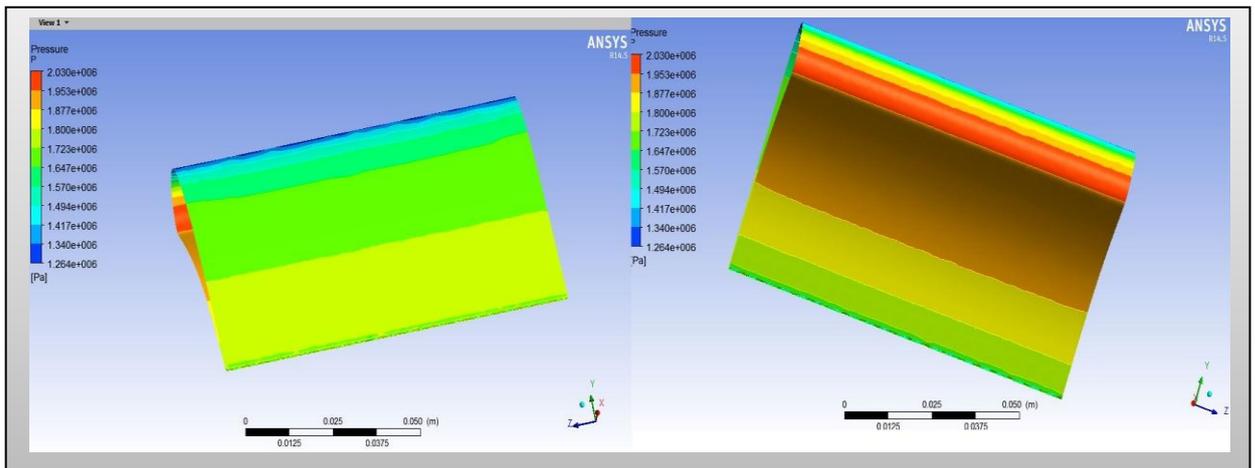


Figure IV.34. Contour de pression statique

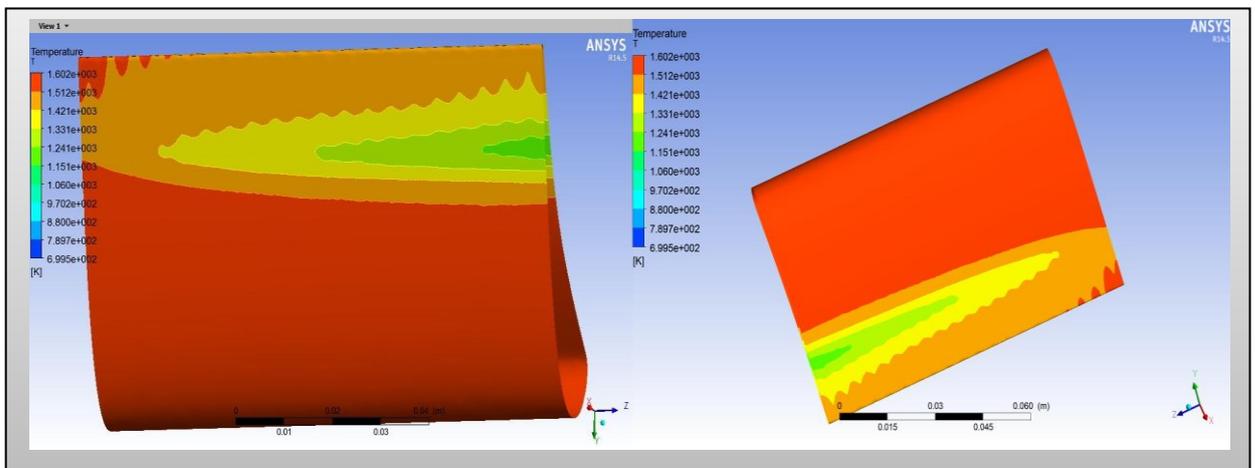


Figure IV.35. Contour de température statique

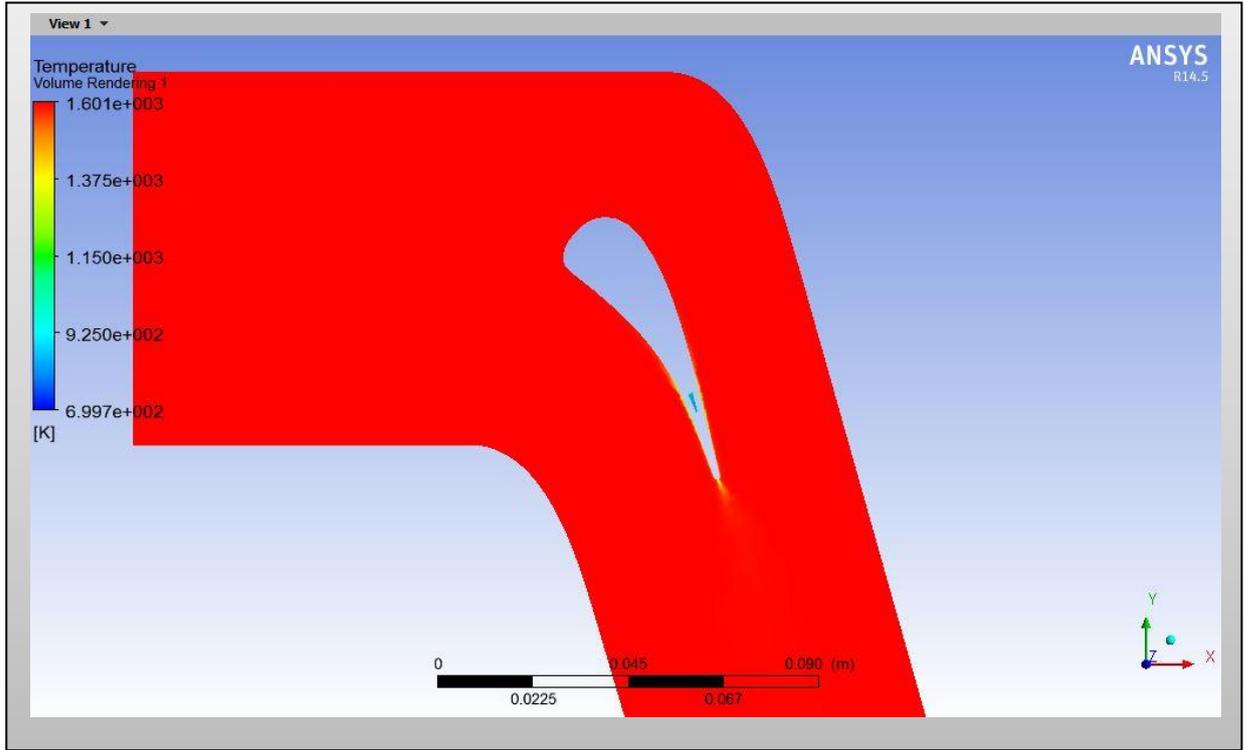


Figure IV.36. Contour de Température statique(volume)

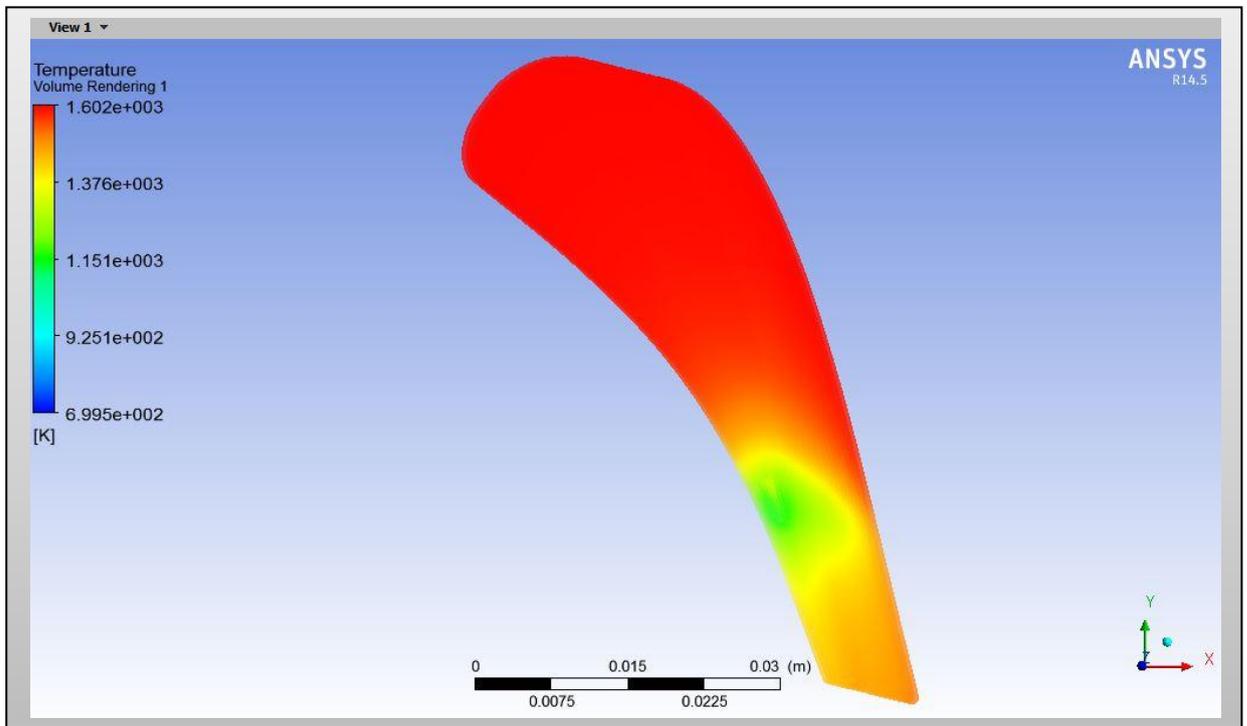


Figure IV.37. Contour de Température statique(volume)

IV.5. SIMULATION DE L'AUBE COMPLETE (BA+CC+BF) EN 3D

IV.5.1. Préparation du modèle (Pre-Processing)

IV.5.1.1 Génération de la géométrie

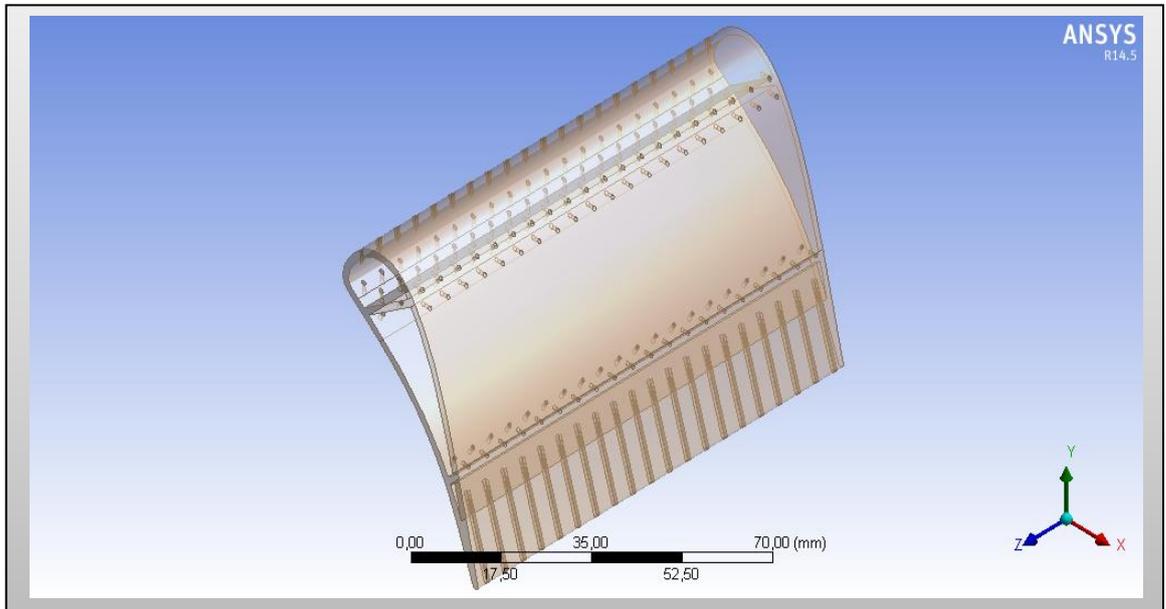


Figure IV.38. Volume de l'aube (solide)

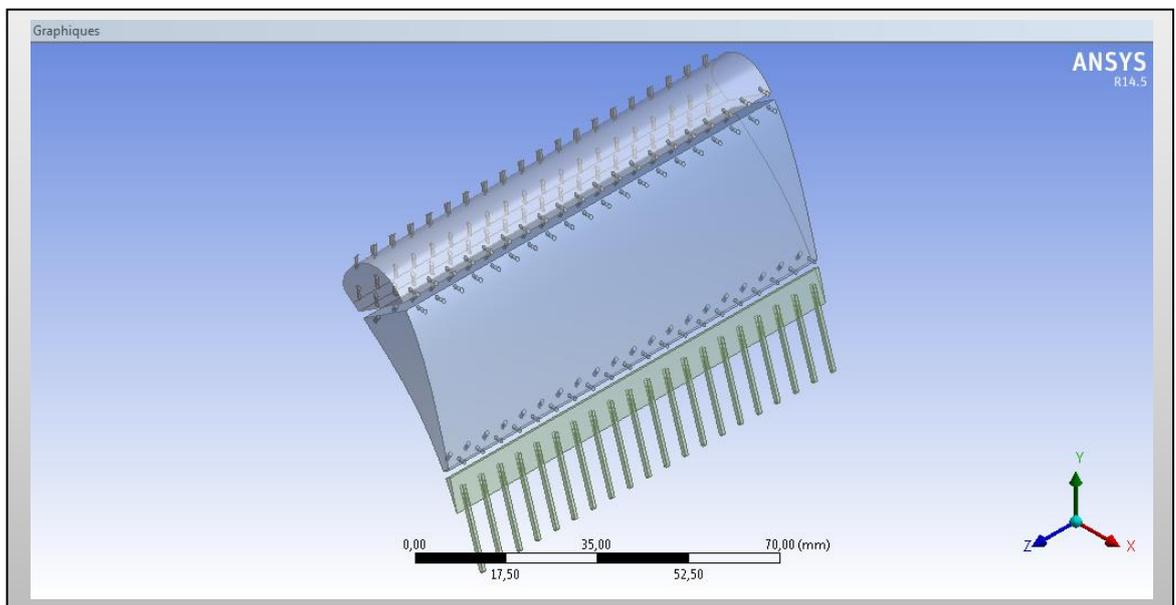


Figure IV.39. Volume de l'aie de refroidissement

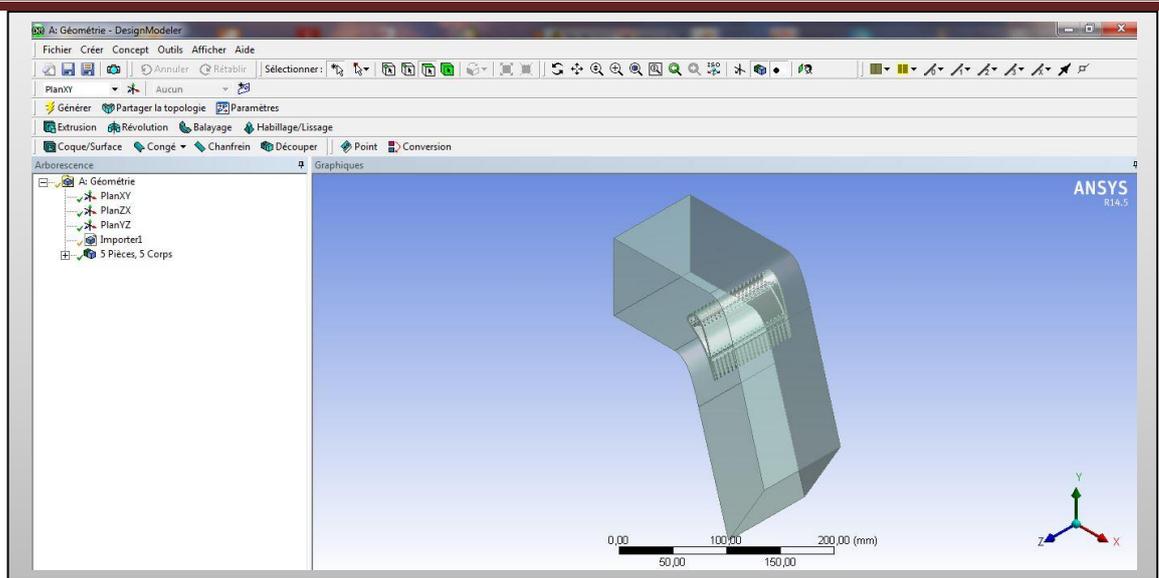


Figure IV.40. Géométrie finale domaine et l'aube

IV.5.1.2. Génération de Maillage

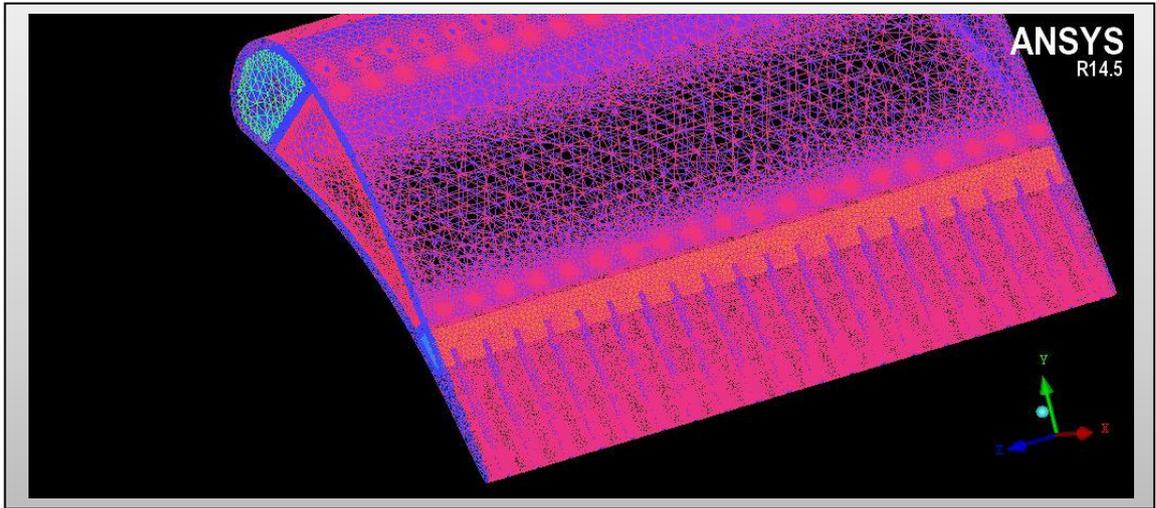


Figure IV.41. Maillage de l'aube

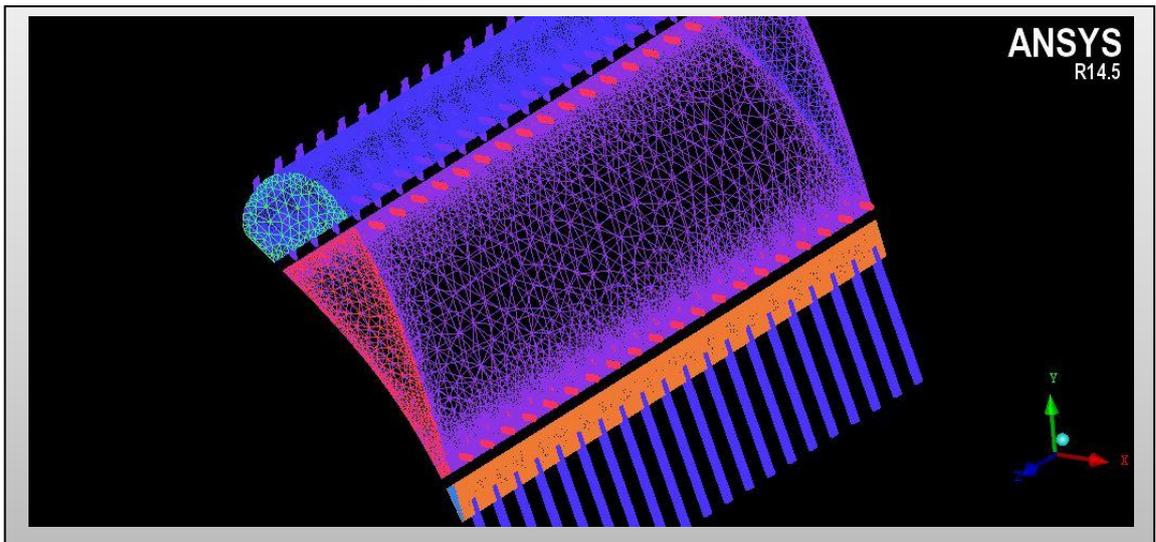


Figure IV.42. Maillage de l'air de refroidissement

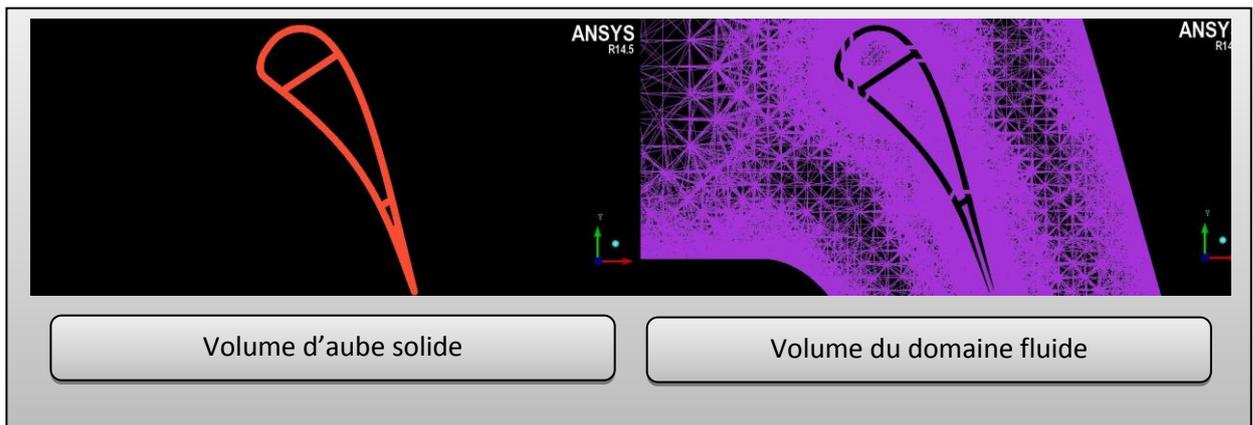


Figure IV.43. Maillage volumique de l'aube et domaine de calcul

part	prism	hexa-core	max size	height	height ratio	num layers	tetra size ratio	tetra width	min size limit	max deviation
BODYAIRCHAUD	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>								
BODYAUBE	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>								
CURVE_ENTREE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.001						0	0
CURVE_EXTERIEUR_AUBE	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.0008						0	0
RVE_INTERIEUR_AIR_FROID	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.001						0	0
RVE_INTERIEUR_AIR_FROID	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.0001						0	0
RVE_INTERIEUR_AIR_FROID	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.0005						0	0
CURVE_SORTIE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.001						0	0
CURVE_SYM_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.001						0	0
CURVE_TROUS_BA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.0001						0	0
CURVE_TROUS_BF	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.0001						0	0
CURVE_TROUS_CC	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.0001						0	0
PART_1_1_1										
PART_2_2_1										
PART_3_3_1										
PART_4_4_1										
PART_5_5_1										
SURF_COTE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	50	0	0	0	0	0	0	0
SURF_COTE_AIR_FROID_BA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	0	0	0	0	0	0	0
SURF_COTE_AIR_FROID_BF	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	0	0	0	0	0	0	0
SURF_COTE_AIR_FROID_CC	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	0	0	0	0	0	0	0
SURF_COTE_AUBE	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	0	0	0	0	0	0	0
SURF_ENTREE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	50	0	0	0	0	0	0	0
SURF_ENTREE_AIR_FROID_BA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	0	0	0	0	0	0	0
SURF_ENTREE_AIR_FROID_BF	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	0	0	0	0	0	0	0
SURF_ENTREE_AIR_FROID_CC	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	0	0	0	0	0	0	0
SURF_EXTERIEUR_AUBE	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	0	0	0	0	0	0	0
IRF_INTERIEUR_AIR_FROID_BA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	0	0	0	0	0	0	0
IRF_INTERIEUR_AIR_FROID_BF	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	0	0	0	0	0	0	0
IRF_INTERIEUR_AIR_FROID_CC	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	0	0	0	0	0	0	0
SURF_SORTIE_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	50	0	0	0	0	0	0	0
SURF_SYM_AIR_CHAUD	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	50	0	0	0	0	0	0	0
SURF_TROUS_BA	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.1	0	0	0	0	0	0	0
SURF_TROUS_BF	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	0	0	0	0	0	0	0
SURF_TROUS_CC	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	0.1	0	0	0	0	0	0	0

Tableau IV.5. Paramètres de maillage de l'ensemble BA_CC_BF

IV.5.2. Résultats de calcul (Post-Processing)

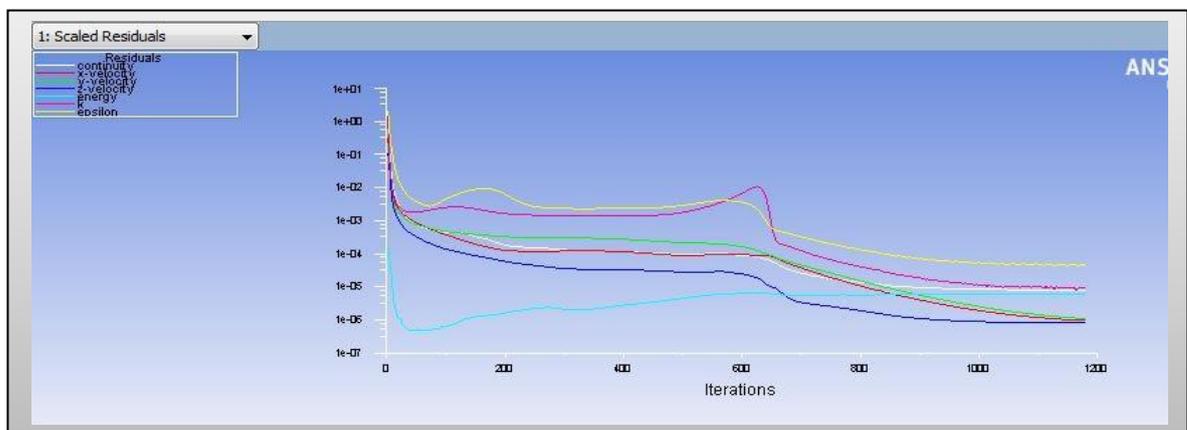


Figure IV.44. Résiduels de calcul pour l'aube complète.

IV.5.2.1. Présentation des contours de l'aérodynamique externe

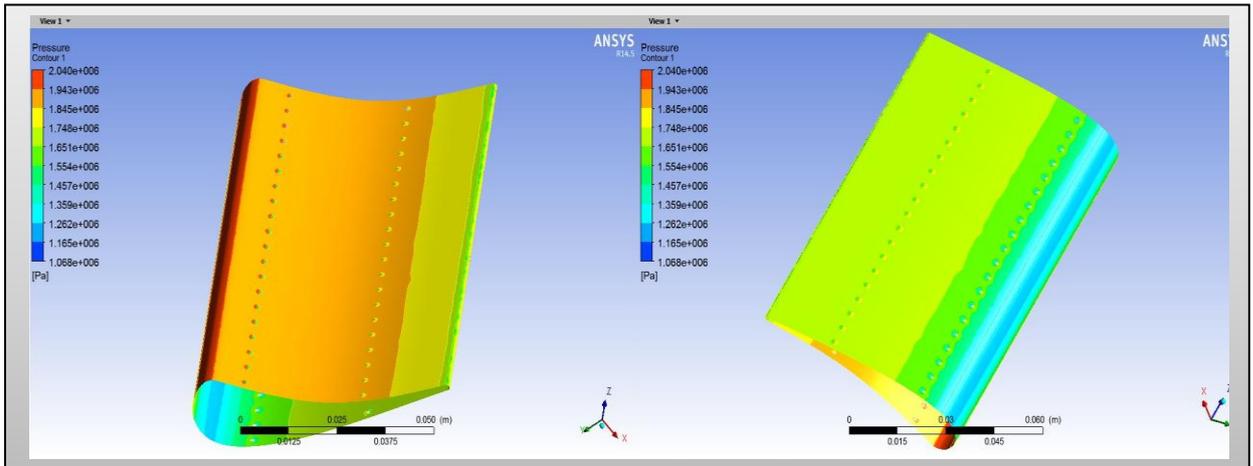


Figure IV.45. Contour de pression statique

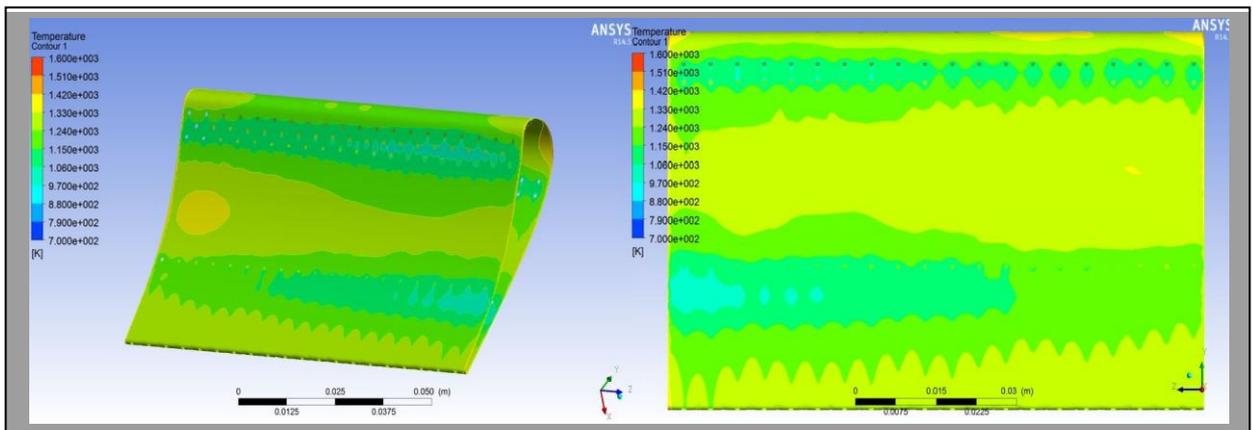


Figure IV.46. Contour de la température statique

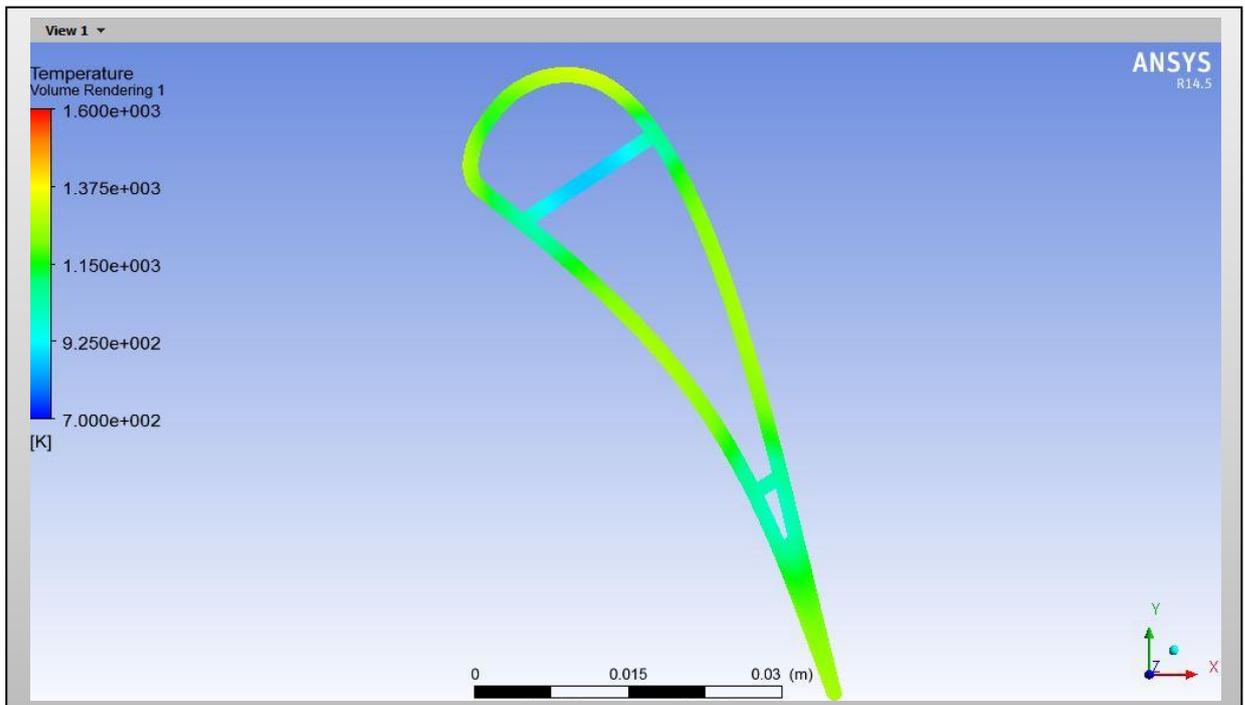


Figure IV.47. Contour de la Température statique (volume d'aube)

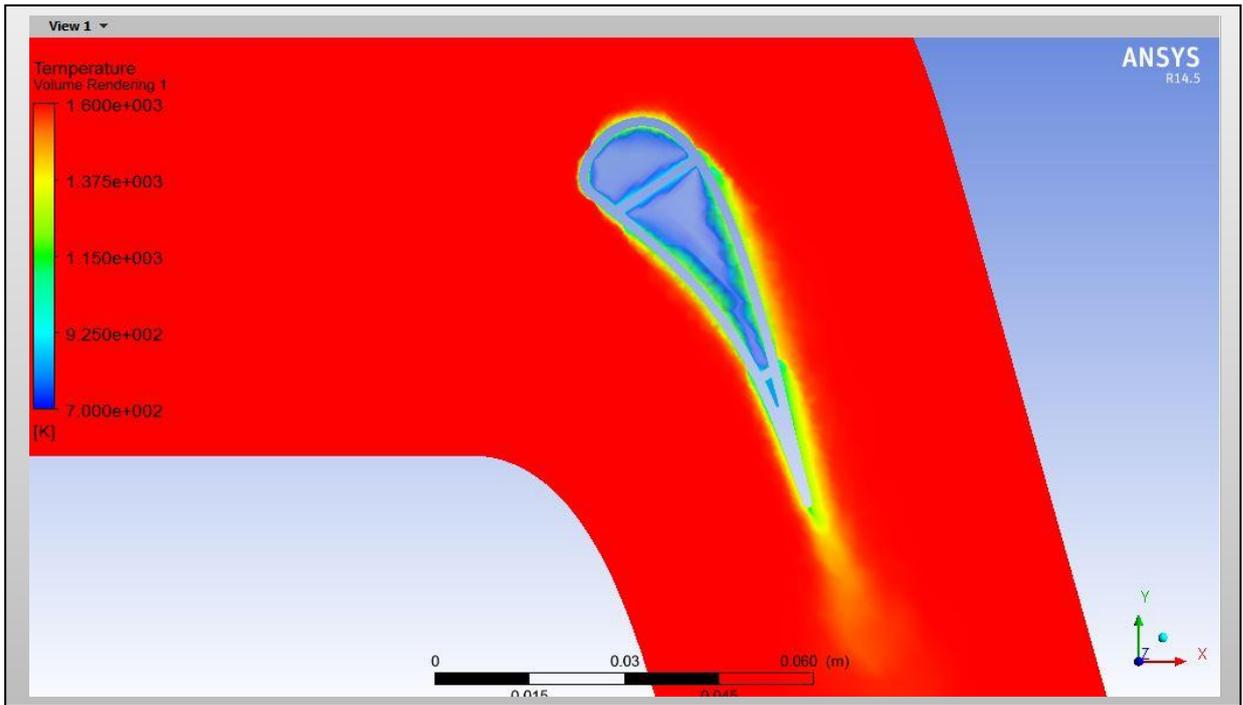


Figure IV.48. Contour de Température statique (volume d'air chaud)

IV.6. INTERPRETATION DES RESULTATS

A. La pression

- ❖ On remarque que la pression à l'entrée du domaine est très élevée, elle diminue dans le domaine inter-aube.
- ❖ Une poche rouge au niveau du bord d'attaque montre une grande pression, et une détente aux alentours des trous de refroidissement est apparue (pression moins élevé).
- ❖ On remarque aussi que la pression chute plus vite sur l'extrados que sur l'intrados (dépression sur l'extrados et surpression sur l'intrados). Sur l'extrados, on observe une diminution brusque de la pression sur l'abscisse proche du bord de fuite par la présence de l'onde de choc qui est une instabilité due à la nature de l'écoulement.

B. La température

- ❖ Le bord d'attaque est soumis à une grande température qui est de l'ordre de 1600K, elle diminue progressivement jusqu'à avoir 1000k au bord de fuite.
- ❖ Les cavités sont alimentées par un écoulement à pressions relativement élevées permettant l'injection d'un débit d'air sous forme d'un film protecteur protégeant l'extrados et l'intrados.
- ❖ La température du solide diminue d'autant plus au voisinage du fluide refroidisseur.
- ❖ En raison du nombre de Reynolds élevé de l'écoulement froid dans le canal d'éjection par rapport à celui à l'intérieur de la cavité, le refroidissement est donc plus efficace à l'intérieur du canal d'éjection, ce phénomène est poursuivi jusqu'au bord de fuite ce qui nous donne un bon transfert de chaleur.
- ❖ Le transfert de chaleur couplé (interaction fluide – solide) est très compliqué du point de vue calcul, dont le schéma numérique au niveau du solveur nécessite un nombre d'itérations relativement élevé.

CONCLUSION

L'augmentation de la température des gaz nécessaire à une amélioration des performances des turbo-réacteurs a conduit les constructeurs à concevoir des systèmes de protection de certains composants du moteur afin d'améliorer leurs durées de vie. Le distributeur du premier étage de la turbine haute pression est la première pièce soumise aux hautes températures des gaz. Un système de refroidissement très technique a été mis en œuvre afin de diminuer la température du secteur d'aubes vers une température moyenne acceptable pour la tenue du matériau. Or, ce système de refroidissement engendre fatalement des contraintes thermomécaniques importantes et par suite un endommagement prématuré et récurrent qui se manifeste par une fissuration au niveau du bord de fuite qui se propage vers le bord d'attaque.

Cette étude nous a permis de connaître les différentes étapes d'une simulation CFD. Elle nous a aussi permis une assez bonne familiarisation avec les logiciels utilisés (SOLIDWORKS, ICEM CFD, FLUENT), ainsi qu'une connaissance plus approfondie des problèmes des transferts de chaleurs conjugués dans les aubes turbines.

Dans le premier cas de ce travail nous avons étudié le refroidissement du bord d'attaque d'une aube située sur le premier étage d'une turbine haute pression (le stator), ensuite le corps centrale de cette aube et cela avec l'application de type (Pressure-Based) dans le solveur de fluent pour les fluides incompressibles puis on a basculé au type (Density-Based) pour les fluides compressibles. Dans le troisième et le quatrième cas, on a étudié la partie du bord de fuite ainsi que celle de l'aube complète en se contentant de la convergence obtenue par l'application de type (Pressure-Based) tout en essayant de s'approcher de la réalité en utilisant une simulation de tous les cas mentionnés ci-dessus en trois dimensions (3D).

La qualité des résultats obtenus (champ des températures) est relativement bonne. La convergence de calcul pour le cas de transfert thermique conjugué nécessite un nombre d'itérations élevé, car nous disposons de deux milieux différents (fluide et solide) d'une part, et d'un écart élevé de température entre le fluide froid et les gaz d'échappements, d'autre part.

Du point de vue modélisation, nous avons employé un modèle de turbulence « $k-\varepsilon$ » de type Réalisable, ce modèle nous a permis de mieux capter la forme du film de refroidissement et le transfert de chaleur au voisinage de la paroi.

Cependant nous avons trouvé des difficultés au niveau des paramètres appliqués au maillage, particulièrement pour les zones des trous de refroidissement et les pointes de l'aube, cette situation nous a poussés à raffiner de plus en plus ce maillage à ces niveaux. En conséquence cette solution influe directement sur le temps de calcul, d'autant plus qu'avec les performances de l'ordinateur qu'on dispose (RAM 4.00 Go, PROCESSEUR Intel (R) Core (TM) i3 – 3217U CPU) le temps mis pour passer d'une itération à une autre peut aller jusqu'à deux jours.

Associé au problème précédent, quant on bascule le schéma numérique de type Pressure-Based vers celui de type Density-Based l'augmentation du temps de calcul s'accroît qu'il mérite un outil plus performant (station de calcul) pour atteindre la convergence. De ce fait, nous nous sommes contentés de la convergence du type Pressure-Based pour les deux derniers cas étudiés (le bord de fuite et l'aube complète).

L'étude thermique dans cette thèse avec l'utilisation des logiciels (**SOLIDWORKS**, **ANSYS**) est vaste. Bien que d'autres études sont nécessaires, il pourraient être effectuées dans les thèses futures à l'Institut d'Aéronautique et des Etudes Spatiale de Blida, telles que les études aérothermomécaniques bidimensionnelles et tridimensionnelles des aubes (stator et rotor) afin d'évaluer les effets des contraintes thermiques et mécaniques.

Enfin, nous souhaitons que le travail effectué permettra d'encourager beaucoup plus nos étudiants et leur donner la volonté de bien vouloir s'investir sans aucune crainte dans cette voie de simulation en utilisant les codes de calcul commerciaux.

Référence bibliographiques

- [1] **A. Ben Rhima et M Jemmali.** Modélisation thermique du secteur d'aubes directrices du 1^{er} étage de la turbine à haute pression d'un turboréacteur à double flux. Projet de fin d'étude au Département Genie Mécanique de l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunisie. Edité en 2008.
- [2] **Benkara Mostefa et Heguehoug Karima.** Simulation numérique de l'écoulement à travers une cascade d'aube d'une turbomachine : application au stator et/ou au rotor. Thèse de Magister de l'université Mentouri de Constantine ; Faculté des sciences de l'ingénieur ; département de Génie Mécanique. Edité en 2007.
- [3] **D. Coutandin, L. Bucchien, L. Brugali, M. Galbiati.** Optimisation technique applied to the design of gas turbine blades cooling systems. Enginsoft, Bergamo, Italy. Edité le: 9-11 November 2005.
- [4] **Fabien WLASSOW.** Analyse instationnaire aérothermique d'un étage de turbine avec transport de points chauds ; application à la maîtrise des performances des aubes. Thèse de Doctorat de l'Université de Lyon ; Ecole centrale de Lyon, Ecole Doctorale ; Spécialité : Mécanique. Edité le : 7 mai 2012.
- [5] **Francis SHUM-KIVAN.** Simulation numérique des grandes échelles de jets impactant. Rapport de stage de fin d'études au sein du département CFD du CERFACS ; Université de Stéphane VINCENT- Bordeaux. Edité en 2013.
- [6] **Jean-Claude Thevenin .AAAF.** Le turboréacteur, moteur des avions à réaction. Description simplifiée, principes de fonctionnement, principales caractéristique. 3^{ème} Edition- Juin 2004.
- [7] **M^{me} DJOUIMAA Sihem.** Simulation de l'écoulement transsonique turbulent autour d'une aube turbine. Thèse : Docteur d'état en génie mécanique, option : Energétique ; Département de Mécanique ; Faculté des sciences de l'Ingénieur ; Université de Batna .Edité en 2007.

Référence bibliographiques

- [8] **M^{elle} Anissa TALAMALI**. Simulation numérique d'un écoulement transsonique a travers un stator d'une turbine axiale. Thèse de Magister de l'Université M'hamed Bougara – Boumerdes ; option : Energétique ; Post Graduation Thermique et Combustion .Edité le : 28 Juin 2008.
- [9] **M^R BOUAM Abdallah**. Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. Thèse de Doctorat de l'université M'hamed Bougara-Boumerdes ; Faculté des Hydrocarbures et de la chimie ; Département de Transport et équipements des Hydrocarbures. Edité en 2009.
- [10] **M^R Gérardin, J.C.Golinval et J.P.Mascarell**. Analyse tridimensionnelle d'une aube de turbine en thermo-viscoplasticité. La recherche aérospatiale année 1989 n°5 (septembre – octobre), p.51 à 57.
- [11] **M^R SMAIL Achour et Mr. BOURIAH Nabil**. Etude aérothermique sur le bord de fuite des aubes turbine. Thèse de Master en Aéronautique, option : Propulsion Avion ; Département de l'Aéronautique-Blida. Edité en 2013.
- [12] **Michel Arnal, Christian Precht and Thomas Sprunk**. Fluid structure interaction makes for cool gaz turbine blades. Ansys Advantage, Volume 1, Issue 1. Edité en 2007.
- [13] **Minh Nhat NGUYEN**. Etude expérimentale des échanges convectifs dus au développement d'un film d'air froid. Ecole doctorale : Science et ingénieur en Matériaux, Energétique et Aéronautique ; Secteur de Recherche : Energie, Thermique, combustion et Mécanique des milieux Fluides.Edité le 3 février 2012.
- [14] **MOSLI HASSENE, BEN SEDDIK DJAMAL EDDINE et BRAHIMI SMAIL**. Etude de turbine à gaz MS5002b. Thèse en Master Professionnel de l'Université Kasdi Merbah- Ouargla ; Faculté des Science et Technologie et Science de la Matier ; Département d'Hydrocarbure et Chemie, option : Forage. Edité en 2013.

Référence bibliographiques

[15] **Prpfessor Joel H.Ferziger and Dr.Milovan Peric.** Computational Methods For Fluid Dynamics. Department of Mechanical Engineering; Stanford, CA 94305; USA. 3ème Edition.

[16] **Tony Giampaolo, MSME, PE.** Gas Turbine Handbook : Principles and Practices. 3ème Edité en 1939.

[17] **TOTORIAL FLUENT 3.**Flow and Heat Transfer over a flat plate. Edité le: 27 Décembre 2006.

Définition

Créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme, il a été acheté le 24 juin 1997 par la société Dassault Systèmes. Parmi les plus grandes entreprises qui les utilisent, on peut citer Michelin, Patek Philippe, MegaBlocs, Axiome, ME2C, SACMO, le Boulch Robert Renaud. SolidWorks est un modéleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan.

Ces fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés. Un dossier complet contenant l'ensemble des fichiers relatifs à un même système constitue une maquette numérique. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur SolidWorks.

I.1. Présentation de SOLIDWORKS

La pièce est l'objet 3D monobloc. La modélisation d'une telle entité dépendra de la culture de l'utilisateur. Comme de nombreux logiciels conviviaux, SolidWorks permet d'aboutir à un même résultat apparent par des voies souvent différentes. C'est lors de la retouche de ces fichiers ou de leur exploitation qu'on appréciera la bonne méthode.

Une pièce est la réunion d'un ensemble de fonctions volumiques avec des relations d'antériorité, des géométriques, des relations booléennes (ajout retrait)... Cette organisation est rappelée sur l'arbre de construction. Chaque ligne est associée à une fonction qu'on peut renommer à sa guise.

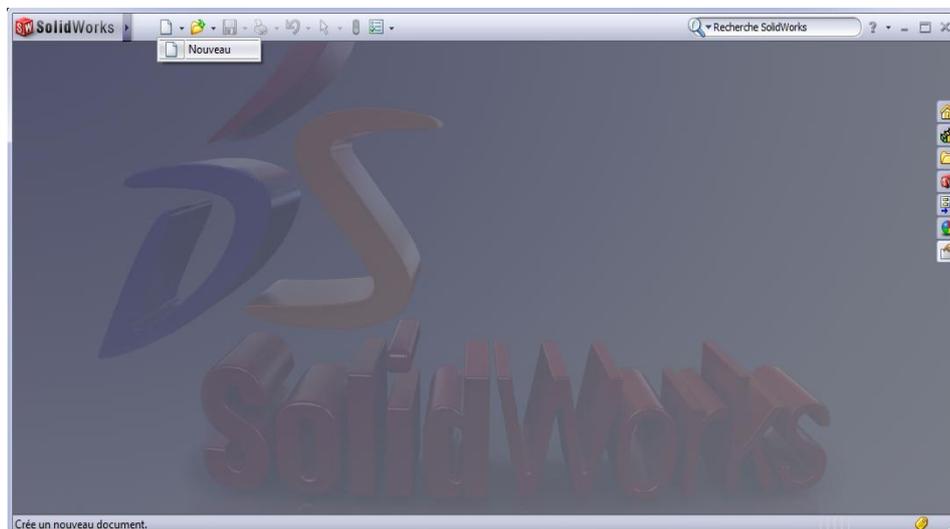
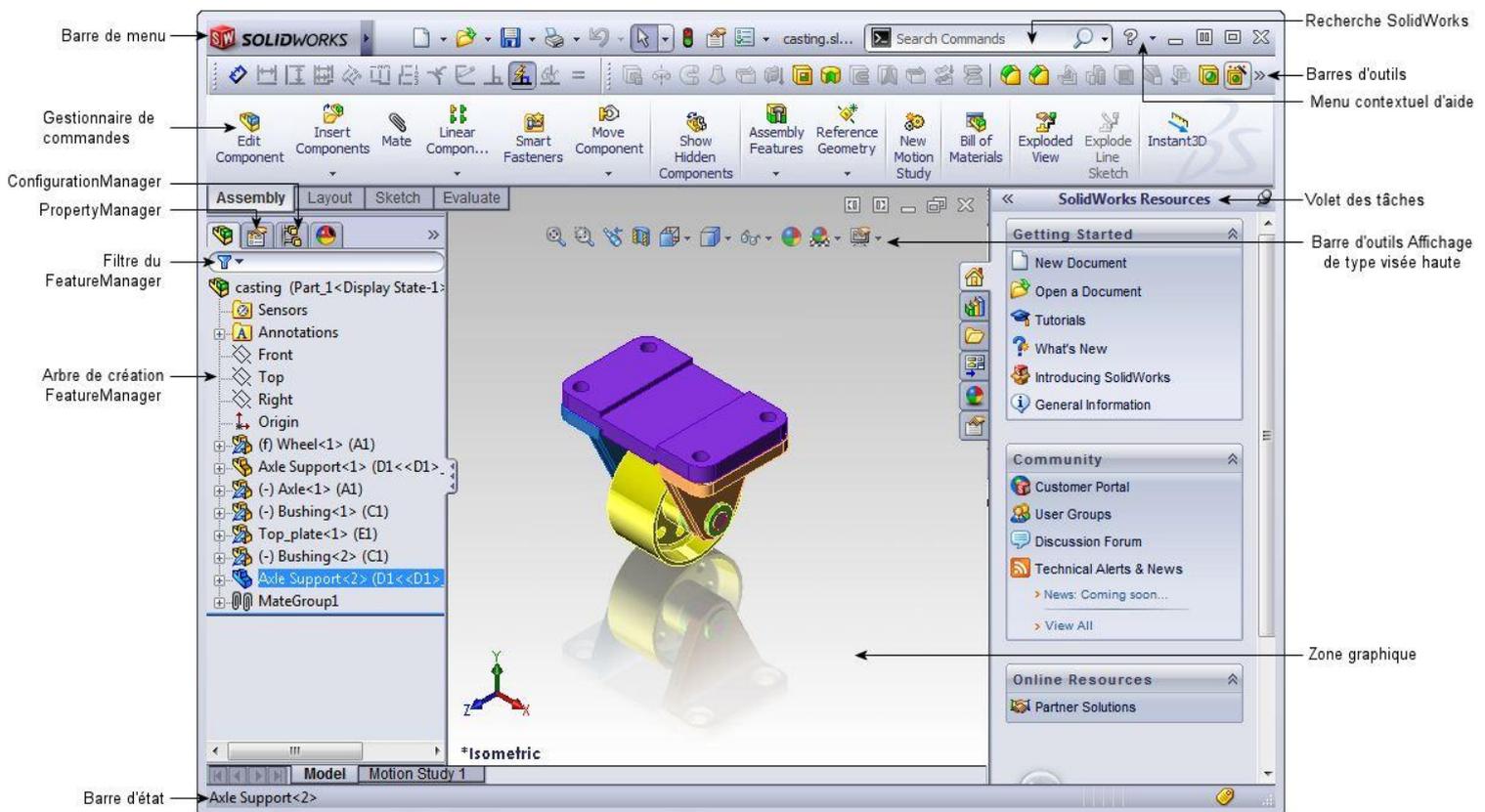


Figure A.1. Interface de SolidWorks.

Vue d'ensemble de l'interface utilisateur

Les principaux éléments de l'interface utilisateur solidworks sont :

- barre de menu
- commandes manager
- configuration manager
- propriétés manager
- arbre de création featury manager
- rechercher
- barre d'état
- volet des tâches
- barres d'outils



I.2. Quelques fonctions générées par SolidWorks

1. l'extrusion
2. la révolution
3. le balayage
4. Congés et chanfreins
5. nervure
6. dépouille
7. coque (permettant d'évider un objet en lui conférant une épaisseur constante),
8. trous normalisés (perçages, mortaises...), Plis de tôle...

I.3. Extensions des fichiers

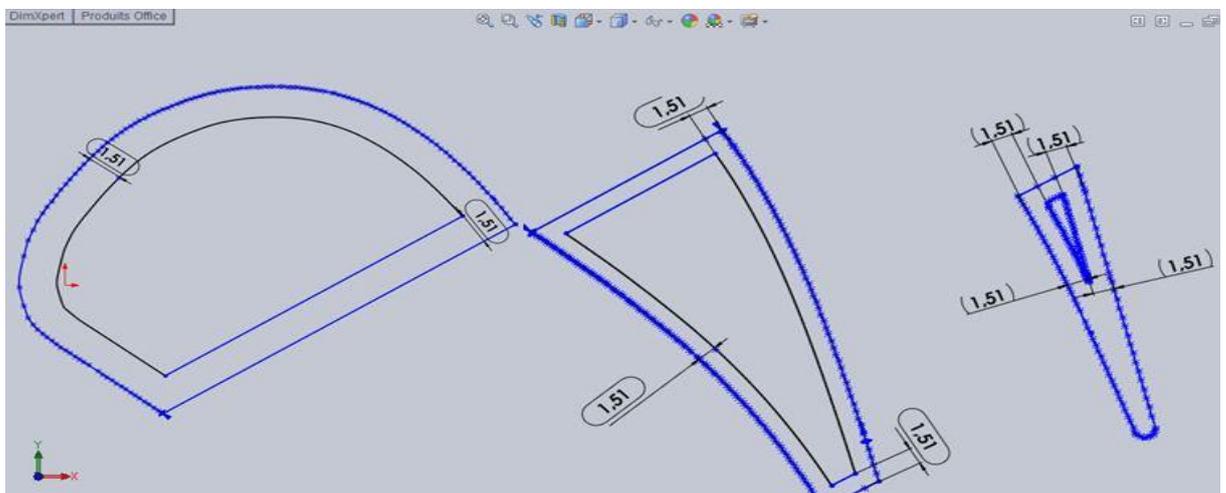
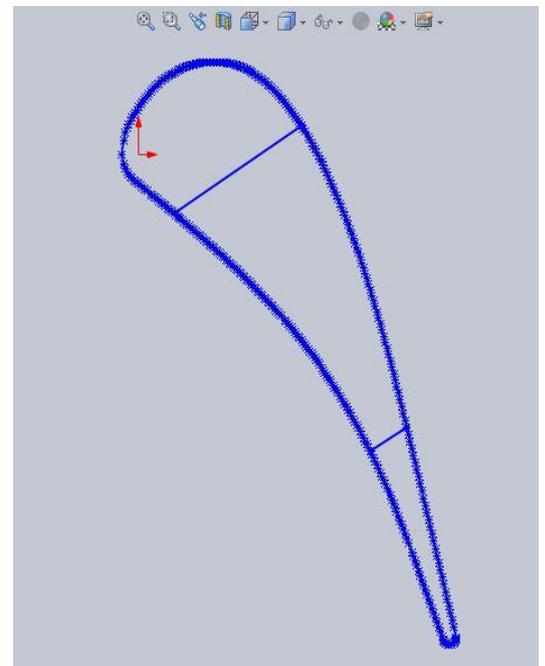
Chaque type de fichier possède une extension qui lui est propre. On retrouve :

- sldprt, pour les fichiers pièce.
- sldasm, pour les fichiers assemblage.
- slddrw, pour les fichiers plans.
- slddrt, pour les fichiers de fond de plan.

Certains formats proposés par le logiciel permettent d'envisager une sauvegarde à long terme.

I.4. Etapes de construction

- Ouvrir un nouveau document Solidworks (pièce)
- Esquisse – plane de face
- Point (entrée les coordonnées : TABLEAU A1)
- Joindre les points par l'outil d'esquisse spline 
- Dans l'esquisse du profil on trace la cavité bord de fuite à partir d'une spline
- fonction_bossage extradé (100mm) 
- Tracer deux lignes d'esquisse reliant l'intrados et l'extrados afin de définir les trois cavités
- Copiez les contours de chaque cavité dans un nouveau document solidworks et faite décaler ces entités d'une valeur de 1.51 mm puis les placer dans la première esquisse.



- Fonction_ enlèvement de matière extrudé (100mm)

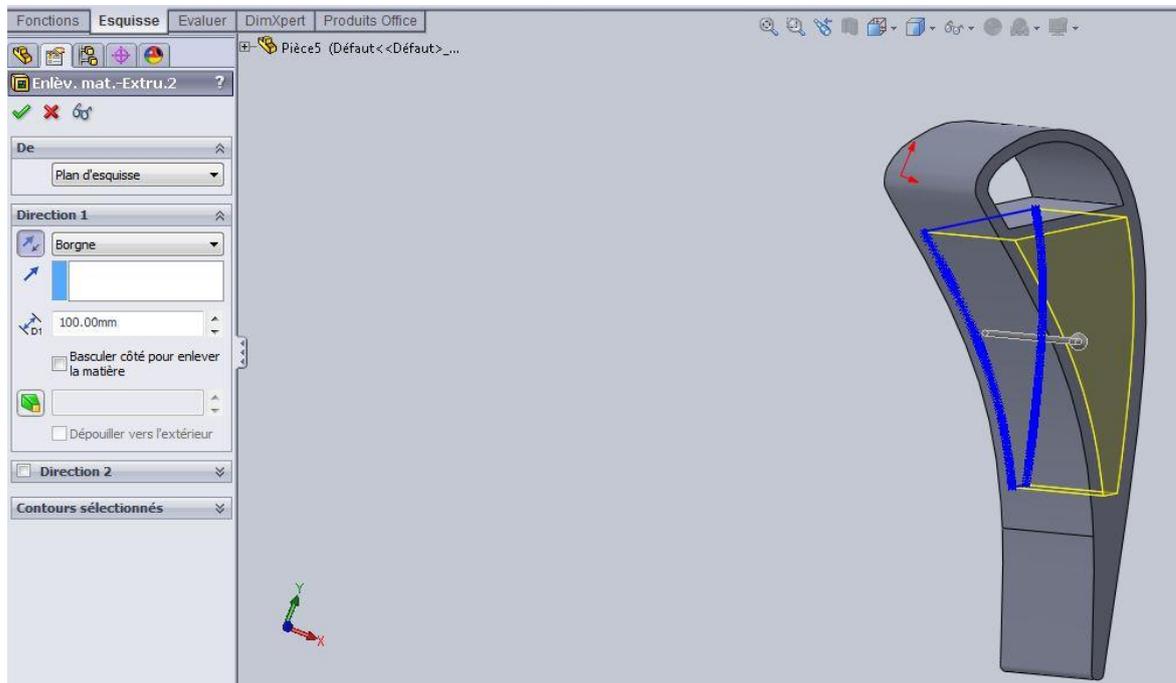


Figure A.2. Profil d'aube

- fonctions_géométrie de référence_plan
 - plan 1 : la première référence est le plan de droite et il doit être espacé de 10mm de ce dernier et une ligne (ligne1@esquisse7) sur ce plan qu'on aura besoin pour la suite
 - plan 2 : la première référence est le plan1 a un angle de 95.00deg et la deuxième (coïndent) est la ligne (ligne1@esquisse7) déjà construite sur le plan1
 - plan 3 : la première référence est le plan1 il doit être espacé de 6.5mm de ce dernier
 - plan 4 : la première référence est le plan3 il doit être espacé de 10mm de ce dernier
 - plan 5 : la première référence est le plan1 a un angle de 60.00deg et la deuxième (coïndent) est la ligne (ligne1@esquisse7)
 - plan 6 : la première référence est le plan5 il doit être espacé de 10mm (Inverser) de ce dernier

- plan 7 : la première référence est le plan1 il doit être espacé de 9.00mm (Inverser) de ce dernier
- plan 8 : la première référence est le plan1 a un angle de 72.60deg (Inverser) et la deuxième (coïdent) est la ligne (ligne1@esquisse7)
- plan 9 : la première référence est le plan8 il doit être espacé de 62.00mm de ce dernier
- plan dessiné les lignes de direction et les trous de refroidissement en conceplant un cercle de diamètre de 0.4 mm et coordonné selon ça position.
- fonctions_ enlèvement de matière extradé_jusqu'à la prochain surface
- On clique ensuite sur  Répétition linéaire d'esquisse avec une répétition de 20 fois et d'un espacement de 5mm entre les trous
- Même procédure pour tous les autres trous.

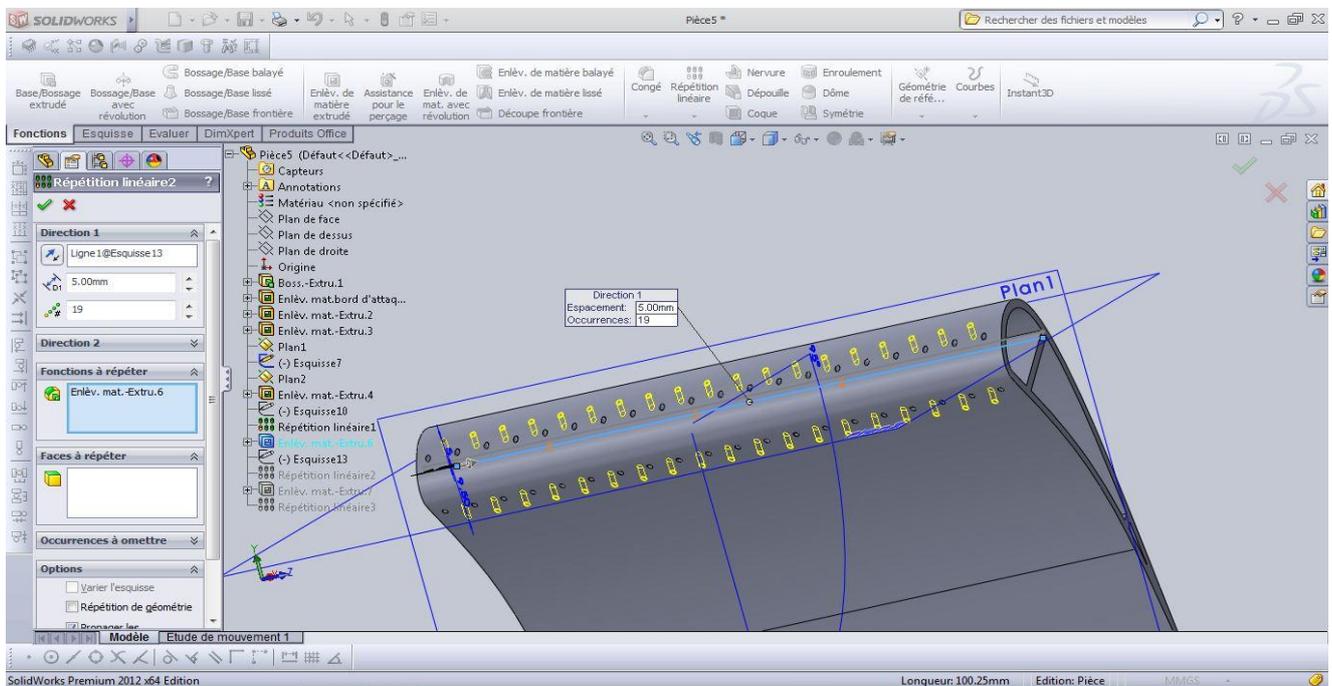


Figure A.3. Profil d'aube avec les trous de refroidissement

- les mêmes fonctions ont été utilisées pour la construction du volume intérieur de l'aube.

I.5. Le Domaine :

On a construit le domaine de manière à assurer la périodicité de celui-ci donc le domaine est limité par deux courbes parallèles à la ligne moyenne.

- esquisse profil de l'aube on trace par des lignes de construction des verticaux joignant les points extradados et intrados
- point/ milieux de ces verticaux
- spline /on joigne les points milieux qui correspond à la ligne moyenne
- copier l'esquisse de la ligne moyenne puis la coller deux fois /coté extradados/et coté intrados
- outil d'esquisse / déplacer la ligne moyenne vers la vertical passant par le point origine ou bord d'attaque par une distance $d=C/2$
- de même pour le coté intrados tel que $d=-C/2$
- on trace l'entrée et la sortie par deux droites parallèles et tangentes à la ligne moyenne.
- copier l'esquisse domaine dans la plans1
- Insertion /Surface/lissage (on réalise 4 lissages définissant les côtés du domaine)
- Fichier / enregistrer sous : Nom du fichier : AUBE_3D (sans espace entre mots)
- Type : parasolid(*.x_t)

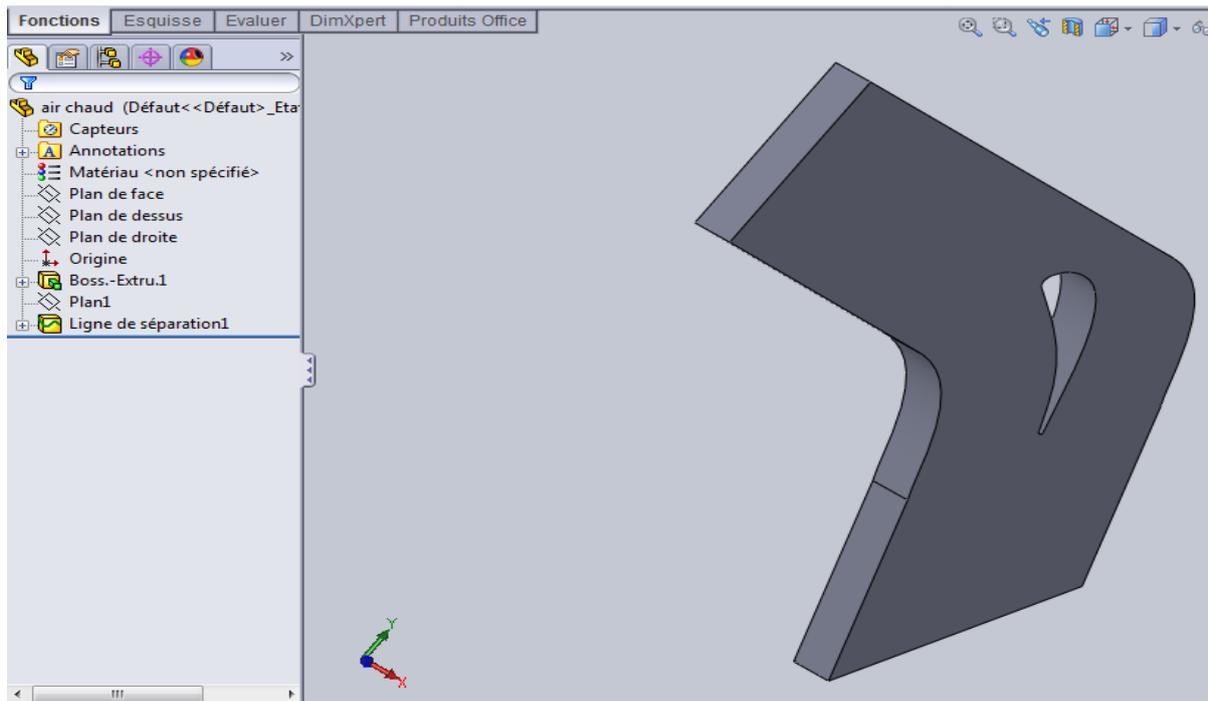


Figure A.4. Domaine de calcul de l'aube stator en 3D

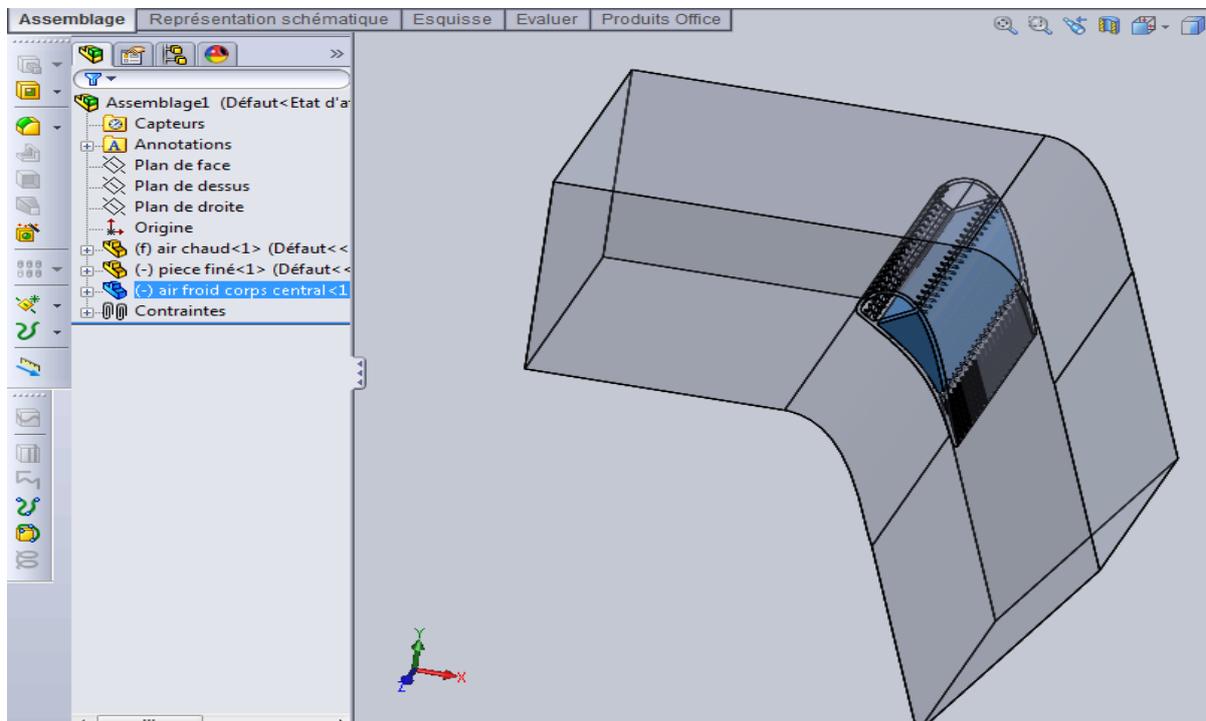


Figure A.5. Assemblage des pièces en 3D.

La valeur de la température de recouvrement (bulk température) est constante ($T_b=288.16$ K) comme réglé dans les valeurs des références du panneau (**figure.1.**) .cette valeurs de référence ne fait pas tiennent compte de la variation de la température en chaque point. Par conséquent, elle n'est pas employée comme variable de post-processing dans **Fluent**.

Mais en littérature, le flux thermique et la température adiabatique de parois est évalué à chaque point pour le calcul de nombre de Nusselt. Donc, dans cette étape on va calculer la T_b à chaque point.

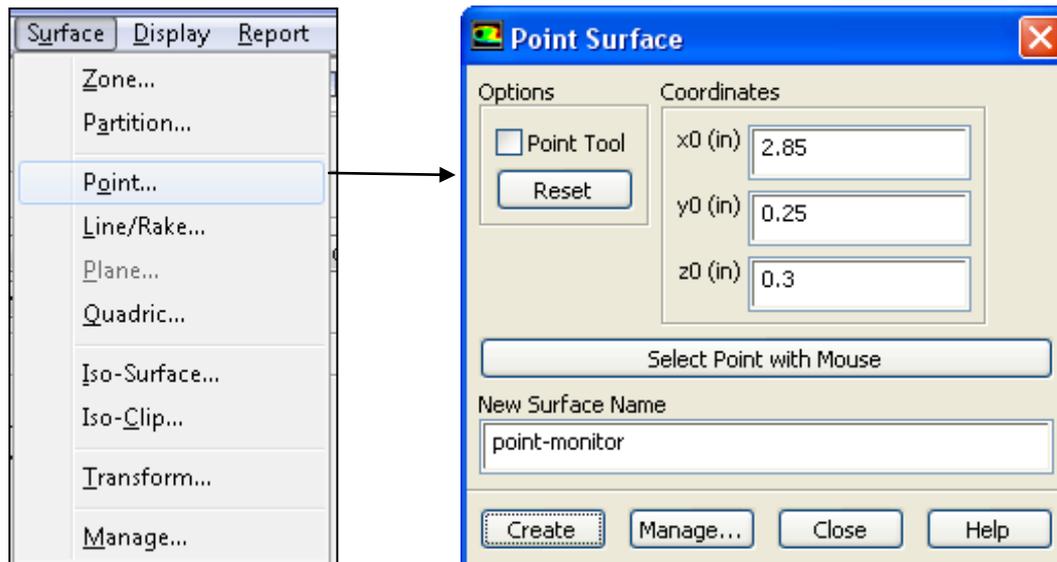
Reference Values	
Area (m2)	1
Density (kg/m3)	1.225
Depth (m)	1
Enthalpy (j/kg)	0
Length (m)	1
Pressure (pascal)	0
Temperature (k)	288.16
Velocity (m/s)	1
Viscosity (kg/m-s)	1.7894e-05
Ratio of Specific Heats	1.4

Figure.1. Indication de la température de recouvrement

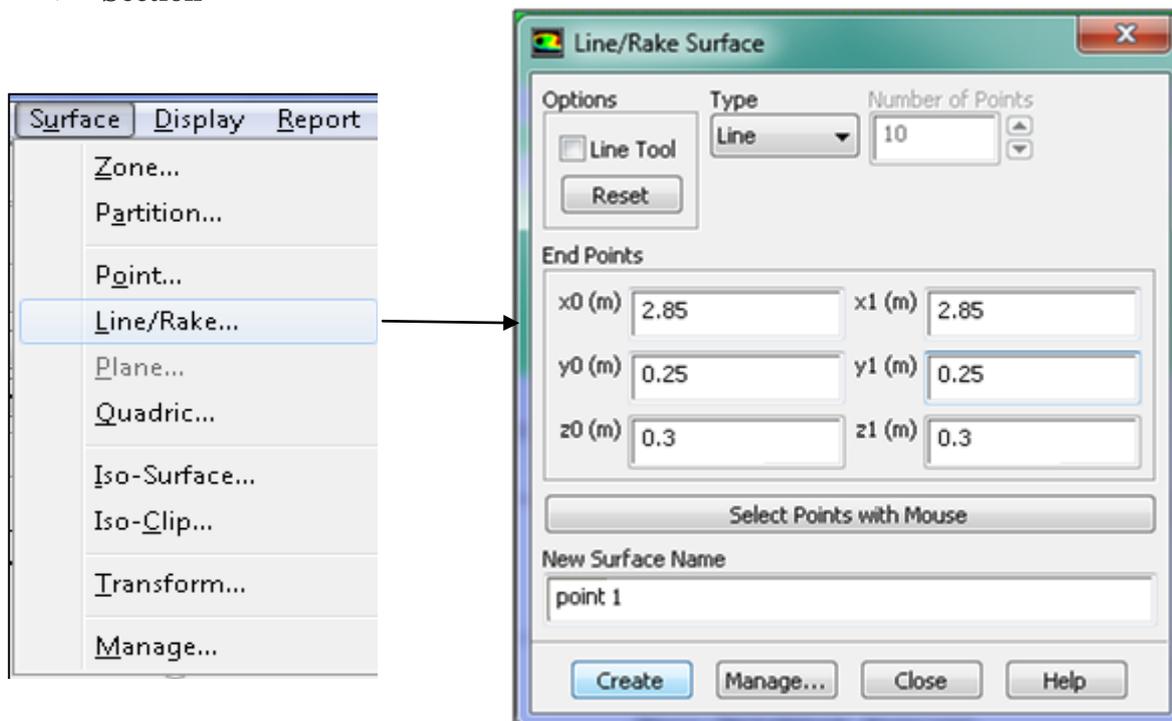
L'étape suivante montre comment calculer les températures et les flux de chaleur.

II.3.1 SANS FILM PROTECTEUR :

➤ Points



➤ Section

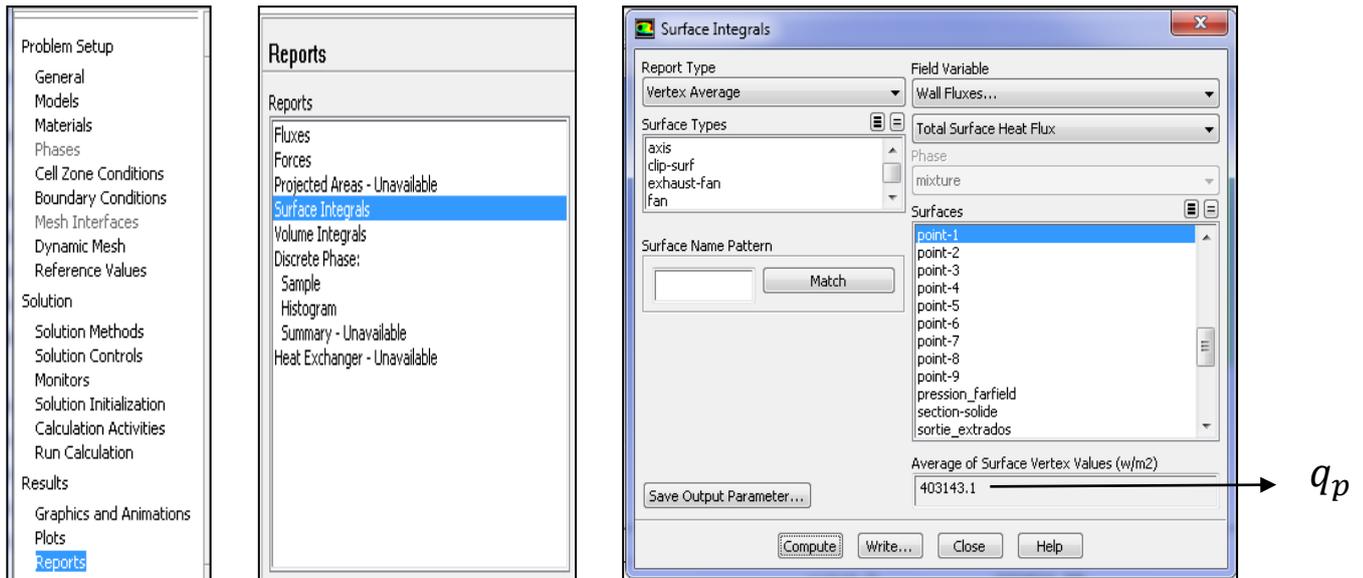


Même travail pour les autres points et sections.

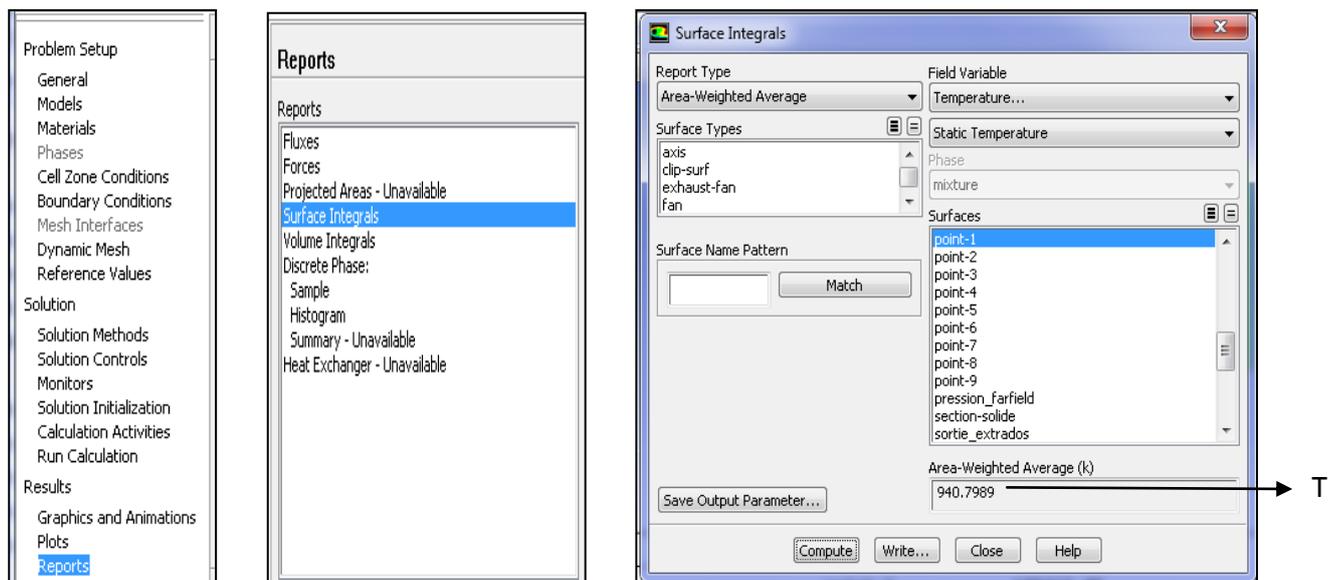
On va expliquer comment évaluer ces paramètres en point-1.

1) flux de chaleur (q_p)

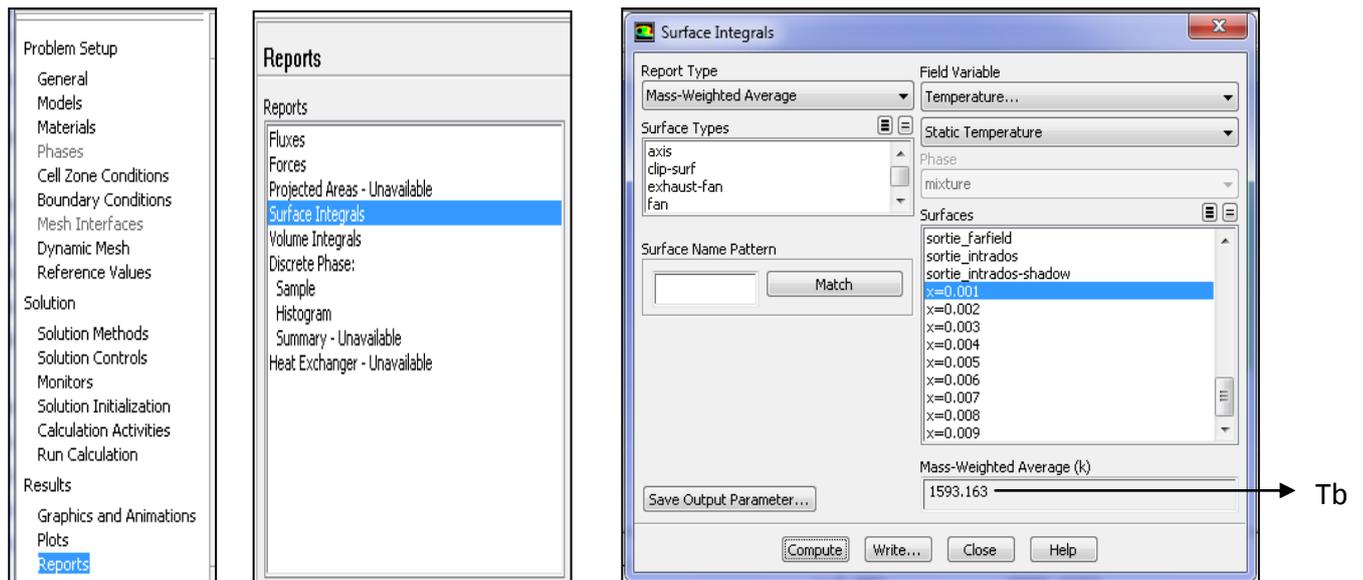
Reports → Surface intégrale



2) température de la paroi T



3) température adiabatique de paroi (bulk température T_b) :



On fait même travail Pour les autres points .les résultats sont évalués dans le tableau suivant :

Point ²	Tb	T	q_p
0.001	1593.16	940.8	403143.09
0.002	1593.4127	968.74	346811.88
0.003	1593.7164	989.98	354188.66
0.004	1594.0433	1006.07	335668.09
0.005	1594.3832	1018.07	320849.47
0.006	1594.7306	1027.08	308865.94
0.007	1595.6804	1033.6049	299300.41
0.008	1595.4667	1037.89	291824.44
0.009	1595.8737	1040.3134	286463.41

II.3.2 AVEC FILM PROTECTEUR :

point	Tb	T	q_p
0.001	1574.68	862.74	62603.82
0.002	1575.03	834.41	16501.68
0.003	1575.5	817.94	29570.61
0.004	1575.99	809.95	66498.98
0.005	1576.49	807.84	95070.37
0.006	1576.99	809.51	117468.31
0.007	1577.5	813.27	134973.06
0.008	1578.03	817.61	148864.05
0.009	1578.62	821.39	161090.02

X	Y	S	S/SSS	S/C	X	Y	S	S/SPS	S/C
mm	mm	mm	-	-	mm	mm	mm	-	-
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.185	1.554	1.565	0.018	0.023	0.185	-0.913	0.932	0.014	0.014
0.371	2.349	2.381	0.028	0.035	0.371	-1.513	1.560	0.024	0.023
0.556	2.850	2.916	0.034	0.043	0.556	-1.858	1.951	0.030	0.029
0.742	3.298	3.401	0.039	0.050	0.742	-2.086	2.245	0.034	0.033
0.927	3.662	3.809	0.044	0.056	0.927	-2.278	2.512	0.038	0.037
1.113	3.982	4.179	0.048	0.062	1.113	-2.467	2.771	0.042	0.041
1.298	4.267	4.519	0.052	0.067	1.298	-2.649	3.037	0.046	0.045
1.484	4.548	4.856	0.056	0.072	1.484	-2.810	3.283	0.050	0.049
1.669	4.825	5.189	0.060	0.077	1.669	-2.963	3.523	0.054	0.052
1.855	5.099	5.520	0.064	0.082	1.855	-3.112	3.761	0.058	0.056
2.040	5.366	5.845	0.068	0.086	2.040	-3.260	3.998	0.061	0.059
2.226	5.628	6.158	0.071	0.091	2.226	-3.407	4.235	0.065	0.063
2.411	5.889	6.462	0.075	0.096	2.411	-3.554	4.471	0.068	0.066
2.597	6.095	6.762	0.078	0.100	2.597	-3.703	4.710	0.072	0.070
2.782	6.326	7.058	0.082	0.104	2.782	-3.852	4.947	0.076	0.073
2.968	6.549	7.349	0.085	0.109	2.968	-4.001	5.186	0.079	0.077
3.153	6.765	7.633	0.088	0.113	3.153	-4.150	5.423	0.083	0.080
3.339	6.971	7.911	0.091	0.117	3.339	-4.299	5.661	0.087	0.084
3.524	7.166	8.179	0.095	0.121	3.524	-4.448	5.899	0.090	0.087
3.710	7.351	8.442	0.098	0.125	3.710	-4.596	6.137	0.094	0.091
3.895	7.524	8.695	0.101	0.129	3.895	-4.746	6.375	0.098	0.094
4.081	7.688	8.943	0.103	0.132	4.081	-4.895	6.613	0.101	0.098
4.266	7.843	9.184	0.106	0.136	4.266	-5.044	6.851	0.105	0.101
4.452	7.987	9.420	0.109	0.139	4.452	-5.194	7.090	0.108	0.105
4.637	8.122	9.649	0.112	0.143	4.637	-5.343	7.327	0.112	0.108
4.822	8.251	9.874	0.114	0.146	4.822	-5.493	7.565	0.116	0.112
5.008	8.372	10.096	0.117	0.149	5.008	-5.643	7.804	0.119	0.115
5.193	8.486	10.313	0.119	0.152	5.193	-5.793	8.043	0.123	0.119
5.379	8.594	10.528	0.122	0.156	5.379	-5.944	8.282	0.127	0.122
5.564	8.698	10.741	0.124	0.159	5.564	-6.094	8.520	0.130	0.126
5.750	8.798	10.952	0.127	0.162	5.750	-6.245	8.760	0.134	0.129
5.935	8.895	11.161	0.129	0.165	5.935	-6.396	8.999	0.138	0.133
6.121	8.987	11.368	0.131	0.168	6.121	-6.547	9.238	0.141	0.137
6.306	9.077	11.574	0.134	0.171	6.306	-6.699	9.478	0.145	0.140
6.492	9.164	11.779	0.136	0.174	6.492	-6.851	9.718	0.149	0.144
6.677	9.248	11.983	0.139	0.177	6.677	-7.003	9.957	0.152	0.147
6.863	9.326	12.184	0.141	0.180	6.863	-7.156	10.198	0.156	0.151
7.048	9.400	12.383	0.143	0.183	7.048	-7.309	10.438	0.160	0.154
7.234	9.469	12.582	0.146	0.186	7.234	-7.463	10.680	0.163	0.158
7.419	9.533	12.778	0.148	0.189	7.419	-7.616	10.920	0.167	0.161
7.605	9.591	12.972	0.150	0.192	7.605	-7.771	11.162	0.171	0.165
7.790	9.644	13.165	0.152	0.195	7.790	-7.926	11.403	0.174	0.169
7.976	9.691	13.357	0.154	0.197	7.976	-8.081	11.645	0.178	0.172
8.161	9.732	13.546	0.157	0.200	8.161	-8.237	11.887	0.182	0.176

X mm	Y mm	S mm	S/SSS -	S/C -	X mm	Y mm	S mm	S/SPS -	S/C -
8.347	9.770	13.736	0.159	0.203	8.347	-8.393	12.130	0.186	0.179
8.532	9.804	13.924	0.161	0.206	8.532	-8.550	12.373	0.189	0.183
8.718	9.833	14.112	0.163	0.209	8.718	-8.707	12.616	0.193	0.186
8.903	9.859	14.299	0.165	0.211	8.903	-8.865	12.859	0.197	0.190
9.089	9.880	14.486	0.168	0.214	9.089	-9.023	13.103	0.201	0.194
9.274	9.898	14.672	0.170	0.217	9.274	-9.182	13.347	0.204	0.197
9.460	9.912	14.859	0.172	0.220	9.460	-9.342	13.593	0.208	0.201
9.645	9.923	15.044	0.174	0.222	9.645	-9.502	13.837	0.212	0.205
9.830	9.931	15.229	0.176	0.225	9.830	-9.663	14.083	0.216	0.208
10.016	9.936	15.415	0.178	0.228	10.016	-9.824	14.329	0.219	0.212
10.201	9.938	15.600	0.180	0.231	10.201	-9.987	14.575	0.223	0.215
10.387	9.936	15.786	0.183	0.233	10.387	-10.149	14.822	0.227	0.219
10.572	9.932	15.971	0.185	0.236	10.572	-10.313	15.069	0.231	0.223
10.758	9.923	16.158	0.187	0.239	10.758	-10.476	15.316	0.234	0.226
10.943	9.910	16.343	0.189	0.242	10.943	-10.642	15.565	0.238	0.230
11.129	9.893	16.530	0.191	0.244	11.129	-10.809	15.815	0.242	0.234
11.314	9.871	16.716	0.193	0.247	11.314	-10.978	16.065	0.246	0.237
11.500	9.846	16.904	0.196	0.250	11.500	-11.148	16.317	0.250	0.241
11.685	9.816	17.091	0.198	0.253	11.685	-11.320	16.570	0.254	0.245
11.871	9.783	17.280	0.200	0.255	11.871	-11.491	16.823	0.257	0.249
12.056	9.744	17.469	0.202	0.258	12.056	-11.664	17.076	0.261	0.252
12.242	9.701	17.660	0.204	0.261	12.242	-11.837	17.330	0.265	0.256
12.427	9.652	17.852	0.206	0.264	12.427	-12.010	17.583	0.269	0.260
12.613	9.598	18.045	0.209	0.267	12.613	-12.184	17.838	0.273	0.264
12.799	9.538	18.241	0.211	0.270	12.799	-12.358	18.093	0.277	0.267
12.984	9.473	18.437	0.213	0.273	12.984	-12.534	18.348	0.281	0.271
13.169	9.403	18.635	0.216	0.275	13.169	-12.709	18.603	0.285	0.275
13.355	9.331	18.834	0.218	0.278	13.355	-12.885	18.859	0.289	0.279
13.540	9.253	19.035	0.220	0.281	13.540	-13.062	19.115	0.293	0.283
13.726	9.170	19.238	0.223	0.284	13.726	-13.240	19.372	0.296	0.286
13.911	9.082	19.443	0.225	0.287	13.911	-13.418	19.629	0.300	0.290
14.097	8.987	19.652	0.227	0.291	14.097	-13.597	19.887	0.304	0.294
14.282	8.884	19.864	0.230	0.294	14.282	-13.776	20.145	0.308	0.298
14.467	8.774	20.079	0.232	0.297	14.467	-13.956	20.403	0.312	0.302
14.653	8.660	20.297	0.235	0.300	14.653	-14.137	20.662	0.316	0.305
14.838	8.541	20.517	0.237	0.303	14.838	-14.318	20.921	0.320	0.309
15.024	8.417	20.741	0.240	0.307	15.024	-14.501	21.182	0.324	0.313
15.209	8.289	20.966	0.242	0.310	15.209	-14.686	21.444	0.328	0.317
15.395	8.154	21.196	0.245	0.313	15.395	-14.872	21.707	0.332	0.321
15.580	8.013	21.428	0.248	0.317	15.580	-15.058	21.969	0.336	0.325
15.766	7.866	21.665	0.251	0.320	15.766	-15.247	22.234	0.340	0.329
15.951	7.713	21.905	0.253	0.324	15.951	-15.436	22.499	0.344	0.333
16.137	7.554	22.150	0.256	0.327	16.137	-15.627	22.765	0.348	0.337
16.322	7.392	22.396	0.259	0.331	16.322	-15.819	23.032	0.352	0.340
16.508	7.226	22.645	0.262	0.335	16.508	-16.012	23.300	0.357	0.344

Table 1

X mm	Y mm	S mm	S/SSS -	S/C -	X mm	Y mm	S mm	S/SPS -	S/C -
16.693	7.053	22.899	0.265	0.339	16.693	-16.208	23.569	0.361	0.348
16.879	6.874	23.157	0.268	0.342	16.879	-16.405	23.840	0.365	0.352
17.064	6.686	23.420	0.271	0.346	17.064	-16.603	24.111	0.369	0.356
17.250	6.490	23.691	0.274	0.350	17.250	-16.803	24.384	0.373	0.360
17.436	6.287	23.966	0.277	0.354	17.436	-17.005	24.659	0.377	0.365
17.621	6.078	24.245	0.280	0.358	17.621	-17.208	24.934	0.382	0.369
17.806	5.864	24.528	0.284	0.363	17.806	-17.412	25.209	0.386	0.373
17.992	5.645	24.815	0.287	0.367	17.992	-17.619	25.487	0.390	0.377
18.177	5.422	25.105	0.290	0.371	18.177	-17.828	25.766	0.394	0.381
18.363	5.190	25.402	0.294	0.376	18.363	-18.038	26.047	0.399	0.385
18.548	4.951	25.705	0.297	0.380	18.548	-18.250	26.328	0.403	0.389
18.734	4.705	26.013	0.301	0.385	18.734	-18.465	26.613	0.407	0.393
18.919	4.452	26.326	0.304	0.389	18.919	-18.681	26.897	0.412	0.398
19.105	4.195	26.644	0.308	0.394	19.105	-18.899	27.184	0.416	0.402
19.290	3.933	26.964	0.312	0.399	19.290	-19.120	27.472	0.420	0.406
19.475	3.665	27.290	0.316	0.403	19.475	-19.342	27.761	0.425	0.410
19.661	3.392	27.620	0.319	0.408	19.661	-19.567	28.053	0.429	0.415
19.846	3.112	27.956	0.323	0.413	19.846	-19.794	28.346	0.434	0.419
20.032	2.824	28.299	0.327	0.418	20.032	-20.022	28.640	0.438	0.423
20.217	2.528	28.648	0.331	0.423	20.217	-20.254	28.937	0.443	0.428
20.403	2.226	29.003	0.335	0.429	20.403	-20.488	29.235	0.447	0.432
20.588	1.917	29.363	0.340	0.434	20.588	-20.724	29.535	0.452	0.437
20.774	1.602	29.729	0.344	0.439	20.774	-20.963	29.838	0.457	0.441
20.959	1.282	30.098	0.348	0.445	20.959	-21.204	30.142	0.461	0.446
21.145	0.956	30.474	0.352	0.450	21.145	-21.447	30.448	0.466	0.450
21.330	0.623	30.854	0.357	0.456	21.330	-21.694	30.757	0.471	0.455
21.516	0.284	31.241	0.361	0.462	21.516	-21.943	31.067	0.475	0.459
21.701	-0.062	31.634	0.366	0.468	21.701	-22.195	31.380	0.480	0.464
21.887	-0.415	32.033	0.370	0.474	21.887	-22.449	31.695	0.485	0.469
22.073	-0.772	32.436	0.375	0.479	22.073	-22.707	32.013	0.490	0.473
22.258	-1.136	32.842	0.380	0.485	22.258	-22.966	32.331	0.495	0.478
22.444	-1.503	33.255	0.385	0.492	22.444	-23.229	32.653	0.500	0.483
22.629	-1.880	33.675	0.389	0.498	22.629	-23.496	32.978	0.505	0.488
22.814	-2.266	34.103	0.394	0.504	22.814	-23.764	33.304	0.510	0.492
23.000	-2.663	34.541	0.399	0.511	23.000	-24.036	33.633	0.515	0.497
23.185	-3.068	34.986	0.405	0.517	23.185	-24.312	33.966	0.520	0.502
23.371	-3.480	35.439	0.410	0.524	23.371	-24.591	34.301	0.525	0.507
23.556	-3.896	35.894	0.415	0.531	23.556	-24.872	34.637	0.530	0.512
23.742	-4.314	36.351	0.420	0.537	23.742	-25.157	34.976	0.535	0.517
23.927	-4.735	36.811	0.426	0.544	23.927	-25.445	35.320	0.540	0.522
24.112	-5.163	37.277	0.431	0.551	24.112	-25.737	35.666	0.546	0.527
24.298	-5.598	37.751	0.437	0.558	24.298	-26.032	36.014	0.551	0.532
24.483	-6.043	38.232	0.442	0.565	24.483	-26.331	36.366	0.556	0.538
24.669	-6.501	38.727	0.448	0.572	24.669	-26.634	36.722	0.562	0.543
24.854	-6.971	39.232	0.454	0.580	24.854	-26.941	37.080	0.567	0.548

Table 1

X mm	Y mm	S mm	S/SSS -	S/C -	X mm	Y mm	S mm	S/SPS -	S/C -
25.040	-7.448	39.744	0.460	0.588	25.040	-27.250	37.441	0.573	0.553
25.225	-7.929	40.259	0.466	0.595	25.225	-27.562	37.803	0.578	0.559
25.411	-8.417	40.781	0.472	0.603	25.411	-27.877	38.169	0.584	0.564
25.596	-8.911	41.309	0.478	0.611	25.596	-28.197	38.539	0.590	0.570
25.782	-9.415	41.846	0.484	0.619	25.782	-28.521	38.912	0.595	0.575
25.967	-9.929	42.392	0.490	0.627	25.967	-28.850	39.290	0.601	0.581
26.153	-10.453	42.949	0.497	0.635	26.153	-29.185	39.673	0.607	0.586
26.338	-10.988	43.515	0.503	0.643	26.338	-29.525	40.060	0.613	0.592
26.524	-11.532	44.090	0.510	0.652	26.524	-29.869	40.451	0.619	0.598
26.710	-12.085	44.673	0.517	0.660	26.710	-30.215	40.844	0.625	0.604
26.895	-12.647	45.265	0.524	0.669	26.895	-30.567	41.242	0.631	0.610
27.081	-13.217	45.864	0.530	0.678	27.081	-30.921	41.642	0.637	0.616
27.266	-13.798	46.474	0.538	0.687	27.266	-31.280	42.045	0.643	0.622
27.451	-14.389	47.093	0.545	0.696	27.451	-31.643	42.453	0.650	0.628
27.637	-14.986	47.719	0.552	0.705	27.637	-32.012	42.866	0.656	0.634
27.822	-15.591	48.351	0.559	0.715	27.822	-32.385	43.282	0.662	0.640
28.008	-16.202	48.990	0.567	0.724	28.008	-32.763	43.704	0.669	0.646
28.193	-16.821	49.636	0.574	0.734	28.193	-33.145	44.128	0.675	0.652
28.379	-17.445	50.287	0.582	0.743	28.379	-33.532	44.557	0.682	0.659
28.564	-18.076	50.945	0.589	0.753	28.564	-33.924	44.991	0.688	0.665
28.750	-18.713	51.608	0.597	0.763	28.750	-34.322	45.430	0.695	0.672
28.935	-19.358	52.279	0.605	0.773	28.935	-34.724	45.873	0.702	0.678
29.120	-20.009	52.956	0.612	0.783	29.120	-35.133	46.322	0.709	0.685
29.306	-20.665	53.638	0.620	0.793	29.306	-35.546	46.775	0.716	0.691
29.491	-21.327	54.325	0.628	0.803	29.491	-35.964	47.232	0.723	0.698
29.677	-21.992	55.016	0.636	0.813	29.677	-36.387	47.694	0.730	0.705
29.862	-22.664	55.713	0.644	0.824	29.862	-36.816	48.161	0.737	0.712
30.048	-23.344	56.418	0.653	0.834	30.048	-37.250	48.633	0.744	0.719
30.233	-24.034	57.132	0.661	0.845	30.233	-37.690	49.111	0.752	0.726
30.419	-24.735	57.857	0.669	0.855	30.419	-38.136	49.594	0.759	0.733
30.604	-25.445	58.591	0.678	0.866	30.604	-38.586	50.080	0.766	0.740
30.790	-26.162	59.332	0.686	0.877	30.790	-39.042	50.573	0.774	0.748
30.975	-26.886	60.079	0.695	0.888	30.975	-39.506	51.072	0.782	0.755
31.161	-27.615	60.831	0.704	0.899	31.161	-39.978	51.580	0.789	0.762
31.347	-28.347	61.587	0.712	0.910	31.347	-40.456	52.093	0.797	0.770
31.532	-29.083	62.346	0.721	0.922	31.532	-40.938	52.609	0.805	0.778
31.718	-29.823	63.109	0.730	0.933	31.718	-41.422	53.127	0.813	0.785
31.903	-30.566	63.874	0.739	0.944	31.903	-41.909	53.648	0.821	0.793
32.089	-31.312	64.643	0.748	0.956	32.089	-42.398	54.171	0.829	0.801
32.274	-32.064	65.418	0.757	0.967	32.274	-42.890	54.697	0.837	0.809
32.459	-32.820	66.196	0.766	0.979	32.459	-43.387	55.227	0.845	0.816
32.645	-33.585	66.983	0.775	0.990	32.645	-43.891	55.765	0.853	0.824
32.830	-34.362	67.782	0.784	1.002	32.830	-44.395	56.301	0.862	0.832
33.016	-35.130	68.572	0.793	1.014	33.016	-44.901	56.841	0.870	0.840
33.201	-35.897	69.361	0.802	1.025	33.201	-45.405	57.377	0.878	0.848

Table 1

X mm	Y mm	S mm	S/SSS -	S/C -	X mm	Y mm	S mm	S/SPS -	S/C -
33.387	-36.665	70.151	0.811	1.037	33.387	-45.911	57.917	0.886	0.856
33.572	-37.432	70.940	0.820	1.049	33.572	-46.416	58.454	0.895	0.864
33.757	-38.198	71.728	0.830	1.060	33.757	-46.920	58.991	0.903	0.872
33.943	-38.966	72.518	0.839	1.072	33.943	-47.426	59.530	0.911	0.880
34.128	-39.732	73.306	0.848	1.084	34.128	-47.930	60.067	0.919	0.888
34.314	-40.501	74.098	0.857	1.095	34.314	-48.436	60.606	0.927	0.896
34.499	-41.267	74.886	0.866	1.107	34.499	-48.940	61.143	0.936	0.904
34.685	-42.036	75.677	0.875	1.119	34.685	-49.446	61.682	0.944	0.912
34.870	-42.802	76.465	0.884	1.130	34.870	-49.950	62.219	0.952	0.920
35.056	-43.571	77.256	0.894	1.142	35.056	-50.457	62.759	0.960	0.928
35.241	-44.337	78.044	0.903	1.154	35.241	-50.961	63.298	0.969	0.936
35.427	-45.103	78.832	0.912	1.165	35.427	-51.465	63.833	0.977	0.944
35.612	-45.872	79.623	0.921	1.177	35.612	-51.969	64.371	0.983	0.949
35.798	-46.637	80.411	0.930	1.189	35.798	-52.473	64.906	0.985	0.951
35.984	-47.406	81.202	0.939	1.200	35.984	-52.977	65.441	0.987	0.954
36.169	-48.172	81.990	0.948	1.212	36.169	-53.481	65.973	0.991	0.957
36.355	-48.941	82.781	0.957	1.224	36.355	-53.985	66.506	0.994	0.960
36.540	-49.707	83.569	0.967	1.235	36.540	-54.489	67.037	0.997	0.963
36.726	-50.476	84.360	0.976	1.247	36.726	-54.993	67.567	1.000	0.966
36.912	-51.242	85.153	0.985	1.263					
36.985	-51.637	85.551	0.989	1.265					
36.975	-51.765	85.680	0.991	1.267					
36.898	-51.958	85.887	0.993	1.270					
36.814	-52.087	86.041	0.995	1.272					
36.654	-52.228	86.255	0.998	1.275					
36.461	-52.305	86.462	1.000	1.278					