

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTER DE L'ESEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MENTOURI- CONSTANTINE
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

N° d'ordre :

Série :

Présenté Pour L'obtention du Diplôme de Magister

Par

Benkara-Mostefa-Heguehoug Karima

SIMULATION NUMÉRIQUE DE
L'ÉCOULEMENT À TRAVERS UNE
CASCADE D'AUBES D'UNE
TURBOMACHINE : APPLICATION AU
STATOR ET/OU AU ROTOR

Directeur de la thèse : Nemouchi Z.

Constantine:.....2007

SOMMAIRE

NOMENCLATURE	3
INTRODUCTION ET ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE.	4
1. Introduction.....	4
2. Etude bibliographique.....	4
3. Objectif du travail.....	8
4. Contenu du mémoire.....	8
CHAPITRE I: DESCRIPTION ET APPLICATIONS.	
I.1. Eléments constitutifs d'une turbomachine.....	10
I.2. Fonctionnement d'une turbomachine.....	11
I.3. Domaine d'application.....	11
I.4. Avantages et inconvénients.....	11
CHAPITRE II : FORMULATION MATHEMATIQUE.	
II.1. Equation du champ moyen.....	13
II.1.1. Equation de continuité.....	13
II.1.2. Equation de transport de quantité de mouvement.....	13
II.2. Le modèle k- ϵ standard	14
a) Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente	14
b) Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente k.....	14
II.3.Details sur la procedure de résolution.....	15
CHAPITRE III: RESOLUTION PAR FLUENT.	
III.1. Introduction.....	18
III.2. Le Pré processeur GAMBIT.....	18
III.2.1. Géométries.....	19
III.2.1.1. Premier cas : Profil 2D.....	19
III.2.1.2. Deuxième cas : Profil 3D.....	20
III.2.1.3.Troisième cas : Roue.....	21

III.2.2. Le maillage.....	22
III.2.3. Choix des types de frontières.....	26
III.3. FLUENT.....	26
III.3.1. Conditions aux limites.....	27
III.3.2. Traitement près de la parois.....	27
III.3.3. Choix des schémas de discrétisation.....	29
III.3.4. Sous relaxation.....	29
CHAPITRE IV: RESULTATS ET DISCUSSION.	
IV.1.Effet du maillage.....	30
IV.2. Simulation numérique et étude expérimentale	31
IV.2.1. 1^{er} cas : Profil isolé 2D	31
IV.2.1.1. Champ de vitesse.....	33
IV.2.1.2. Champ de pression.....	33
IV.2.1.3. Coefficient de frottement.....	34
IV.2.1.4. Champ de l'énergie cinétique turbulente.....	34
IV.2.2. 2^{eme} cas :Profil isolé 3D	42
IV.2.2.1. Etude expérimentale...	42
IV.2.2.1.1. Description et procédure	42
IV.2.2.1.2. Discussion	44
a). Champ de vitesse.....	44
b). Profil de vitesse.....	44
c). Champ de pression.....	45
d). Profil de pression.....	45
e). Coefficient de frottement.....	46
f). Champ de l'énergie cinétique turbulente.....	46
IV.2.3. Roue fixe à 60 aubes	59
a).Champ de vitesse.....	62
b).Champ de pression.....	62
c). Coefficient de frottement.....	63
d). Champ de l'énergie cinétique turbulente.....	63
CONCLUSION	73
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	74

NOMENCLATURE

A	Surface (m^2)
$C_{1\varepsilon}; C_{2\varepsilon}; C_{\mu}; C_s$	Constantes
g	Accélération (m/s^2)
G_k	Terme de production de l'énergie cinétique turbulente (kg/ms^3)
k	Energie cinétique turbulente (m^2/s^2)
N_{faces}	Nombre de faces d'une cellule
P	Pression (P_a)
U_i	Composante de la vitesse moyenne suivant la direction i (m/s)
u'_i	Composante de la vitesse fluctuante suivant la direction i (m/s)
V	Volume d'une cellule (m^3)
x_i	Coordonnées

Lettres grecques

ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente (m^2/s^3)
μ	Viscosité dynamique (kg/ms)
μ_t	Viscosité dynamique turbulente (kg/ms)
ν	Viscosité cinématique (m^2/s)
ν_t	Viscosité cinématique turbulente (m^2/s)
ρ	Masse volumique (kg/m^3)
$\sigma_k; \sigma_\varepsilon$	Nombres de Prandtl turbulent associés à k et ε respectivement
τ_{ij}	Tenseur de contraintes
Γ_Φ	Coefficient de diffusion
$\nabla\phi$	Gradient du scalaire Φ
$(\nabla\phi)_n$	Gradient du scalaire Φ dans la direction normale à la face f
α	Angle d'incidence ($^\circ$)

INTRODUCTION ET ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1- 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 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.

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.

2- ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE :

La recherche est liée directement à l'évolution de la technologie; et c'est ce qui pousse les chercheurs à avancer dans des cas très compliqués et d'actualités, susceptibles d'être traités à l'aide d'un outil informatique très puissant et des moyens expérimentaux les plus sophistiqués et les plus performants.

Zierke et Deutsch (1995) ont étudié l'écoulement bidimensionnel à température constante autour d'une cascade d'aubes d'un compresseur avec changement d'angle d'incidence (5.0° ; -1.5° et -8.5°). Ils ont trouvé que l'angle d'incidence détermine la position du point de stagnation (l'intrados ou l'extrados) de l'aube et que le gradient de pression sur cette surface est favorable dans un premier temps, résultant en une zone de couche limite laminaire longitudinale; un peu plus en aval, le gradient de pression longitudinale est adverse et entraîne soit un décollement de la couche limite laminaire soit un déclenchement de la transition vers le régime turbulent. Ils ont aussi constaté que sur la surface opposée le gradient de pression est défavorable et important, d'où, la création d'une petite zone de recirculation sous forme de « bulles » qui entraîne un changement de régime vers la turbulence. Après le bord de fuite, le sillage ne montre aucune caractéristique de similitude, mais très en aval de l'aube, le profil de vitesse de sillage prend l'allure d'une courbe gaussienne.

Sciubba (1997) s'est intéressé à la simulation par CFD de l'écoulement bidimensionnel autour de l'aube d'une roue fixe puis mobile de turbomachine, en calculant l'entropie. Mais cette méthode ne peut être appliquée que pour un cas avec transfert de chaleur et connaissant toute les caractéristiques géométriques du profil ainsi que le type de matériau utilisé.

Lee et Yoo (1997) ont travaillé sur l'écoulement tridimensionnel incompressible et turbulent à travers une cascade linéaire d'aube d'un rotor d'une turbine en utilisant le modèle RNG pour étudier et expliquer la variation du taux de déformation ainsi que l'effet du vortex au passage de l'écoulement. Les termes convectifs ont été approximés par le schéma upwind du second ordre afin de supprimer les termes de diffusion artificielle.

Ciocan et al. (2000) ; se sont investis dans une analyse numérique des champs de pression et de vitesse ainsi que la contrainte de frottement pariétal de l'écoulement instationnaire et turbulent à la sortie d'une roue de 17 aubes d'une turbine par le code CFX-TASCFLOW 2.9, qui résoud les équations de Reynolds sur la base d'un code RANS avec fermeture k- ϵ . En plus, une étude expérimentale par LDA (Laser Doppler Anémométrie) qui a été réalisée.

Ces grandeurs ont été traitées en moyenne temporelle en utilisant la technique de moyenne de phase pour analyser l'influence de la rotation et du passage des sillages d'aubage.

La comparaison entre calculs et expérience a révélé plusieurs imperfections de la modélisation instationnaire.

Azzi et Abidat (2001) se sont intéressés à l'étude numérique du refroidissement par film d'une aube symétrique. Une méthode aux volumes finis combinée avec une technique multi bloc a été utilisée pour la résolution des équations de conservation des paramètres moyens de l'écoulement turbulent et incompressible. Cette étude focalise sur l'efficacité du refroidissement et sur l'influence de la position du trou et du taux d'injection.

Serre; Bontoux et Launder (2002) se sont intéressés aux écoulements transitoires entre rotor et stator en utilisant la simulation numérique directe (DNS). Celle-ci est effectuée en intégrant les équations dépendantes du temps de Navier Stokes jusqu'à ce qu'un état d'équilibre statistique soit atteint. En plus une méthode spectrale tridimensionnelle est employée dans le but de fournir tous les deux les champs instantanés. En outre les résultats ont été ramenés à une moyenne afin de fournir des données de turbulence pour comparaison avec toute tentative expérimentale possible.

Madani et Abidat (2002) ont proposé un algorithme pour la résolution numérique des équations de Navier Stokes, qui utilise une combinaison de deux schémas aux différences finies d'ordre $O(h^2)$ et $O(h^4)$, afin d'étudier les écoulements instationnaires autour de corps profilés. Les avantages en temps de calcul et en précision de la méthode proposée ont été mis en évidence.

Merahi et al. (2002) ont contribué à l'étude de l'écoulement stationnaire tridimensionnel et incompressible à travers une cascade d'aube par une simulation numérique à l'aide du code FAST3D en se basant sur le modèle k- ϵ , et il a été conclu que les pertes dues à la variation de l'angle d'incidence sont considérées comme la cause principale de la baisse dans l'efficacité des turbomachines.

Hilgenfeld et al. (2002) ont contribué à l'étude de l'effet du sillage au passage de l'écoulement à travers une cascade d'aubes et ce par une expérience réalisée sur une turbine. Des essais pour différents états d'écoulement ainsi que des techniques conventionnelles de mesure de pression avec des capteurs de pression incorporés dans des sondes à fil chaud collées sur la surface ont été réalisés et ce pour étudier le développement de la couche limite. Les données obtenues sont prévues pour être employées pour une éventuelle validation des modèles numériques.

Giel et al (2003) ont fait un travail expérimental pour l'étude du transfert thermique d'un rotor d'une turbine dont les températures ont été mesurées à l'aide de cristaux liquides calibrés. Les mesures ont été faites pour des écoulements tridimensionnels au passage d'une cascade d'aube et ce pour différents nombres de Reynolds, différents Mach et trois angles d'incidences 0 et ± 2 degrés. Les résultats révèlent des écoulements secondaires, la transition laminaire- turbulent, ainsi que le développement de la couche limite. Mais aucune version numérique n'a pu valider ces résultats.

Civinskas et al (2003) se sont investis dans une étude de transfert de chaleur pour une cascade d'aube pour des nombres de Mach de 1.0 et 1.3 , et des nombres de Reynolds de $0.5 \cdot 10^6$ et de $1.0 \cdot 10^6$ ainsi que pour des intensités de turbulence de 0.25% et de 7.0% . Le but du travail est de fournir des données de qualité pour la vérification tridimensionnelle du code et du modèle de CFD.

Sirbaugh et Giel (2003) ont réalisé une expérience sur une cascade d'aube qui a donné une distribution totale non uniforme de pression, et parce que l'accessibilité physique à la section d'admission était limitée, une analyse par simulation numérique basée sur le code de PARC a permis de montrer que la cause de la non uniformité de l'écoulement était une paire de vortex provenant d'une entrée en forme de cloche.

Ciocan et al. (2003) ont trouvé par des essais réalisés sur modèle réduit que les causes internes des instabilités de fonctionnement des turbomachines, en général sont liées au comportement de l'écoulement à travers les aubes de la machine.

Benmansour et al (2004) ont opté pour une approche analytique pour la détermination des profils de température des aubes du rotor et du stator d'une turbine HP. Cette approche à l'aide du logiciel Cosmos Design Star a permis de tracer d'une part, la distribution des températures sur différentes sections transversales et longitudinales des aubes, et d'autre part, d'évaluer la variation de l'efficacité de refroidissement sur le contour de celles-ci.

Niehuis (2006) a utilisé pour la simulation numérique des écoulements turbulents dans une turbomachine le solveur PANTA de Navier Stokes, avec un nombre de Mach de 0,3. Les calculs, en 2D, et 3D de l'écoulement instationnaire sur une cascade d'aubes, l'interaction rotor/stator ainsi que le calcul du frottement ont été pris en compte.

3- OBJECTIFS DU TRAVAIL :

L'objectif du présent travail a été une simulation numérique de l'écoulement turbulent stationnaire tridimensionnel incompressible et sans transfert chaleur autour d'une aube isolée 2D, une aube isolée 3D et à travers une série de 60 aubes composant une roue fixe similaire à celle d'une turbomachine à l'aide du code de calcul FLUENT. L'effet de la turbulence sur l'écoulement a été pris en compte en utilisant le modèle k- ϵ standard en conjonction avec, comme traitement près de la paroi, une fonction de paroi standard.

Dans le cas de l'aube isolée 3D, une étude expérimentale des champs de vitesse et de pression à l'aide d'un tube de Pitot statique a été réalisée au niveau du Laboratoire d'Energétique Appliquée et de Pollution au département de Génie Mécanique. L'accord entre les résultats numériques et expérimentaux s'est avéré satisfaisant.

Dans tous les cas considérés, les champs de vitesse, de pression et d'énergie cinétique turbulente dans le domaine ainsi que le coefficient de frottement le long des parois ont été étudiés. Les zones de développement des couches limites ont été mises en évidence.

4- CONTENU DU MEMOIRE :

Ce mémoire comprend :

- ❖ Une introduction générale suivie d'une étude bibliographique, et quatre chapitres repartis comme suit :
- ❖ Le premier chapitre présente une description générale des turbomachines et leurs applications dans l'industrie.

- ❖ Le deuxième chapitre expose les équations régissant les champs dynamiques de l'écoulement du fluide.
- ❖ Le troisième chapitre est consacré à la description du problème et la procédure de résolution par le mailleur **GAMBIT** et le code de calcul **FLUENT**.
- ❖ Le quatrième chapitre discute les résultats numériques et expérimentaux obtenus, en particulier les champs de pression et de vitesse, le coefficient de frottement et le champ de l'énergie cinétique turbulente.

CHAPITRE I : DESCRIPTION ET APPLICATION

I. ELEMENTS CONSTITUTIFS D'UNE TURBOMACHINE :

On appelle turbomachine, toute machine dans laquelle un fluide échange de l'énergie avec une ou plusieurs roues (ou rotor) munies d'aubes et tournant autour d'un axe.

Les aubes sont des obstacles profilés qui ménagent entre elles des canaux par lesquels le fluide s'écoule. L'échange de l'effort mécanique résulte de la différence de pression entre les deux faces d'une aube à savoir sur l'intrados la pression est plus élevée que sur l'extrados.

Une turbomachine complète se compose de 03 organes distincts que le fluide traverse successivement :

❖ LE DISTRIBUTEUR :

Dont le rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine jusqu'à l'entrée du rotor en lui assurant une vitesse et une direction convenablement choisies.

❖ LE ROTOR :

C'est l'organe dans lequel s'effectue l'échange d'énergie : dans une machine réceptrice c'est l'énergie fournie par le moteur d'entraînement qui est communiquée au fluide tandis qu'inversement dans une machine motrice c'est le rotor qui reçoit sous forme de travail mécanique l'énergie libérée par le fluide.

❖ LE DIFFUSEUR :

Dont le rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et l'amener à la section de sortie de la machine avec la vitesse désirée.

Si le rotor est évidemment toujours présent (organe essentiel de transmission d'énergie), il n'en n'est pas par contre de même pour le distributeur et le diffuseur, où dans les pompes et les ventilateurs le premier est souvent réduit à une simple tuyauterie, et dans les turbines hydrauliques le second est inexistant ou alors réduit à une simple tuyauterie divergente.

II. FONCTIONNEMENT D'UNE TURBOMACHINE :

Les turbomachines peuvent avoir pour fonction, de faire passer le fluide d'une pression inférieure à une pression supérieure, ou encore de lui assurer un accroissement d'énergie cinétique; dans ce cas sa rotation absorbe de la puissance et elle constitue la turbomachine réceptrice comme les turbopompes, les ventilateurs, les soufflantes, les compresseurs

Au contraire, le fluide peut s'écouler d'un milieu à haute pression vers un milieu à basse pression, ou encore il peut voir son énergie cinétique diminuer ; la machine a alors pour fonction, de recueillir l'énergie libérée par cette détente ou ce ralentissement, elle constitue donc une turbomachine motrice comme les turbines hydrauliques, les turbines à vapeur, les moulins à vent, les turbopropulseurs, les turboréacteurs....

III. DOMAINES D'APPLICATION :

Parmi les applications des turbomachines on peut citer ; les turbines à vapeur d'eau qui constituent les machines de base de production de l'électricité. Elles sont appliquées dans les centrales thermiques ainsi que dans les centrales nucléaires. Les turbines à condensation sont aussi utilisées pour la fabrication simultanée de l'énergie électrique et de la chaleur, par exemple pour le chauffage urbain. Elles entraînent les bateaux, les turbocompresseurs et les turbosoufflantes.

On citera aussi les turbines à contre pression, dans lesquelles la pression à la sortie est bien supérieure à la pression atmosphérique, elles produisent de l'électricité, et la vapeur d'échappement est utilisée pour différentes lignes technologiques (fabrication du papier, fabrication de textiles etc.....).

IV. AVANTAGES ET INCONVENIENTS :

Malgré le grand avantage des turbomachines, celui d'être utilisées dans plusieurs domaines très sophistiqués, cela n'empêche pas, vu le contexte actuel de la libération du marché de l'énergie qui impose leur fonctionnement dans des régimes à charge partielle, (non prévue lors de la conception des machines), qu'elles aient en plus du problème de corrosion, celui

des causes internes liées au comportement du fluide à travers les aubes. Ces causes conduisent à des fluctuations de pression/ vitesse, fonctionnement en régime de cavitation et, par conséquent, à des fortes sollicitations mécaniques, et donc à la fatigue prématurée du matériel, à l'apparition de fissures et à une diminution conséquente du temps d'exploitation de la machine.

CHAPITRE II : FORMULATION MATHÉMATIQUE

Dans le présent travail, l'écoulement considéré est tridimensionnel, stationnaire et turbulent d'un fluide incompressible, sans 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.

II.1. Equations du champ moyen:

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

II.1.1. Equation de continuité:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \dots\dots\dots (II-1)$$

II-1-2. Equation de transport de quantité de mouvement:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{-\rho u'_j u'_i} \right) \dots\dots\dots (II-2)$$

terme convectif
effet de la pression
contraintes visqueuses
Contraintes de Reynolds

Les équations de Reynolds moyennées obtenues font apparaître un nombre d'inconnues supplémentaires $(\overline{u'_i u'_j})$ d'où la nécessité d'un modèle de turbulence afin de fermer le système d'équations à résoudre.

II.2. Modèle de turbulence k-ε:

Dans Fluent, il existe différents modèles de turbulence, qui se distinguent par le nombre d'équations de transport supplémentaires nécessaires pour fermer le système d'équations du problème à résoudre. Dans notre cas on a utilisé le modèle k-ε standard qui est un modèle semi empirique basé sur le concept de Boussinesq reliant les contraintes de Reynolds au taux de

$$\text{déformation moyen : } -\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \dots\dots\dots (II-3)$$

Où $k = \frac{\overline{u_i'^2}}{2}$: représente l'énergie cinétique turbulente.

Par analogie avec la viscosité cinématique laminaire caractérisée par une vitesse (des molécules) et une distance (le libre parcours moyen), la viscosité turbulente, caractérisée par une vitesse \sqrt{k} et une distance ($l = \frac{k^{3/2}}{\epsilon}$), est donnée par :

$$\nu_t = c_\mu \sqrt{k} \frac{k^{3/2}}{\epsilon} = c_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \dots\dots\dots (II-4)$$

Avec $C_\mu=0.09$, et ϵ : le taux de dissipation.

k et ε sont obtenus à partir de leur équation de transport présentée ci-dessous.

a). Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente k:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \dots\dots\dots (II-5)$$

b). Equation de transport du taux de dissipation ε de l'énergie cinétique turbulente:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \left(\frac{\epsilon}{k} \right) G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \dots\dots\dots (II-6)$$

σ_ϵ et σ_k , sont respectivement les nombres de Prandtl turbulents relatifs aux taux de dissipation et à l'énergie cinétique turbulente, et l'ensemble des autres coefficients est déterminé de façon empirique.

$C_{1\epsilon}=1.44$, $C_{2\epsilon}=1.92$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\epsilon=1.3$. Ces valeurs sont prises par défaut par Fluent.

Le terme de production G_k est donnée par :

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} = \rho \nu_t \left(\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} \dots\dots\dots (II-7)$$

Les équations des paramètres du champ moyen et du champ turbulent sont résumées dans les tableaux suivants :

Equation	Φ	Γ_ϕ	S_ϕ
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement	u_i	$(\mu + \mu_t)$	$\left(-\frac{\partial P}{\partial x_i} \right)$

Tableau II.1 : Equations des paramètres moyens

Equation	Φ	Γ_ϕ	S_ϕ
Energie cinétique turbulente	k	$\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right)$	$G_k + \rho \epsilon$
Taux de dissipation	ϵ	$\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right)$	$C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$

Tableau II.2 : Equations des paramètres turbulents pour le modèle k-ε.

II-3. Détails sur la procédure de résolution :

Les équations qui gouvernent l'écoulement sont des équations aux dérivés partielles non linéaires qui n'ont pas de solution analytique d'où la nécessité de faire appel à une méthode de résolution numérique. Dans notre cas, Fluent a été utilisé, incorporant la méthode des volumes finis, basée sur :

- ❖ Une génération du maillage : division du domaine physique en volumes de contrôles.
- ❖ Une discrétisation des différentes équations integro-différentielles par rapport aux volumes de contrôles obtenant ainsi un système d'équations algébriques pour chaque variable dépendante du problème à résoudre.

Pour la résolution d'un problème par cette technique il faut donc :

- ❖ Mettre à jour des propriétés du fluide.
- ❖ Mettre à jour le champ de vitesse c'est-à-dire la résolution des équations de transport de quantité de mouvement de u, v, w, en utilisant les valeurs courantes de pression.
- ❖ Corriger la pression si les vitesses trouvées dans l'étape précédente ne satisfont pas l'équation de continuité.
- ❖ Résoudre les équations de transport de k et de ε en prenant compte des dernières valeurs trouvées dans ce qui précède.
- ❖ Tester la convergence, si celle-ci est atteinte, on arrête le processus de calcul.

La discrétisation des équations régissantes peut être illustrée simplement en considérant l'équation de transport d'une quantité scalaire φ, exprimée sous sa forme intégrale, en régime permanent par :

$$\iiint_V \text{div}(\rho \phi \vec{v}) dV = \iiint_V \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad} \phi) dV + \iiint_V S_\phi dV \dots\dots\dots (II-8)$$

- Où ρ = masse volumique
- $\vec{v} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}$ est le vecteur vitesse
- Γ = coefficient de diffusion de φ
- S_ϕ = source de φ par unité de volume

En utilisant le théorème de Green Ostrogradski, les intégrales sur le volume peuvent être réécrites sous forme d'intégrale sur la surface enveloppant le volume, et l'équation (II-8) deviendra :

$$\iint_s (\rho \Phi \vec{v}) ds = \iint_s (\Gamma_\phi \text{grad} \Phi) ds + \iiint_V S_\phi dV \dots\dots\dots (II-9)$$

Après intégration, l'équation (II-9) donne :

$$\sum_f^{N_{\text{faces}}} \rho_f \bar{v}_f \phi_f A_f = \sum_f^{N_{\text{FACES}}} \Gamma_\phi (\nabla \phi)_n A_f + S_\phi V \dots\dots\dots (II-10)$$

Où N_{faces} = nombre de faces de la cellule .

ϕ_f = valeur de ϕ évaluée à la face f .

$\rho_f \bar{v}_f A_f$ = débit massique à travers la face f .

A_f = surface de la face f .

$(\nabla \phi)_n$ = grandeur de $\nabla \phi$ normale à la face f .

V = volume de la cellule.

Les équations résolues par FLUENT prennent la même forme générale que celle donnée ci-dessus et s'appliquent aux différentes mailles du volume de contrôle.

FLUENT stocke les valeurs discrètes de la grandeur scalaire ϕ aux centres des cellules. Les valeurs de ϕ_f sont exigées au niveau des faces pour les termes de convection de l'équation (II-9) et doivent être déterminées par interpolation à partir des valeurs du centre de la cellule. Ceci est accompli en utilisant le schéma décentré amont (upwind).

"Upwinding" signifie que la valeur de la face ϕ_f est dérivée des quantités dans la cellule en amont. FLUENT permet donc de choisir entre plusieurs schémas : (upwind1^{er} ordre, upwind 2^{eme} ordre, loi de puissance et QUICK).

Dans le présent travail, le choix s'est porté sur le schéma upwind second ordre dont les solutions sont physiquement réalistes.

Chapitre III: RESOLUTION PAR FLUENT

III.1. INTRODUCTION :

Dans ce qui suit, seront décrits la construction de la géométrie de chaque cas étudié, la génération de son maillage ainsi que l'incorporation des conditions aux limites telles qu'elles ont été élaborées dans le pré-processeur **GAMBIT**.

III.2. GAMBIT :

C'est un pré processeur intégré pour l'analyse en CFD (Computational Fluid Dynamics). Il est utilisé pour construire une géométrie et générer son maillage.

Les options de génération de maillage de GAMBIT offrent une flexibilité de choix. La géométrie peut être décomposée en plusieurs parties pour générer un maillage structuré, sinon GAMBIT génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite. Les défauts sont détectés à l'aide de son interface comportant plusieurs fenêtres d'outils de création, génération, vérification du maillage du modèle étudié et l'incorporation des conditions aux limites.

Dans le présent travail, GAMBIT offre cette possibilité de définir un profil d'aube, créer un volume représentant le domaine d'étude et générer son maillage.

III.2.1. GEOMETRIES :

Les trois configurations géométriques traitées sont présentées ci-dessous.

III.2.1.1. Premier cas :

L'écoulement autour d'un profil isolé 2D, le NACA 23012, a été simulé à l'aide du code Fluent. Le domaine de calcul est une surface de dimensions 300mmx1000mm avec une entrée, une sortie et deux cotés latéraux, Figure. (III.1).

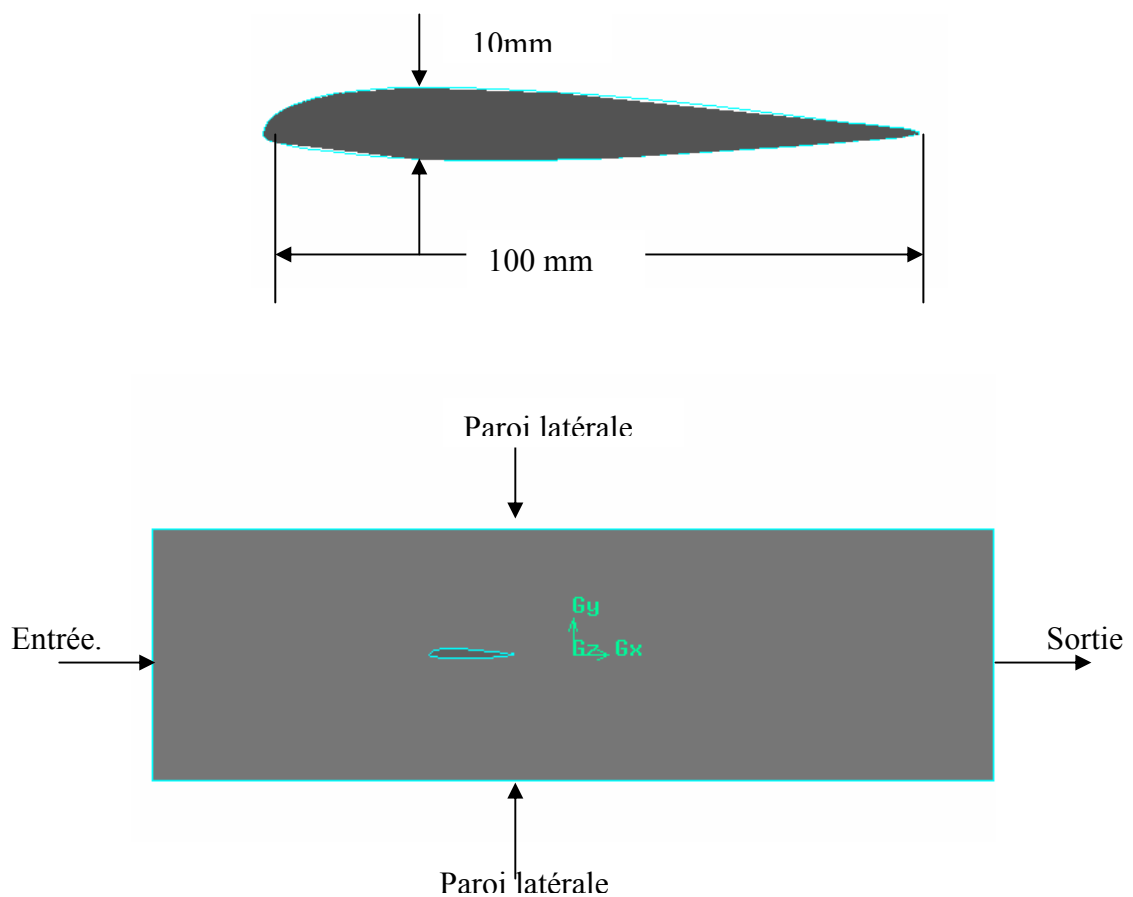


Fig. (III.1) : profil isolé 2D.

III.2.1.2. Deuxième cas :

Pour ce cas la simulation de l'écoulement tridimensionnel a été faite autour du profil NACA 23012 avec $z=297\text{mm}$, à l'intérieur d'une veine d'essai d'une soufflerie voir Figure. (III.2)

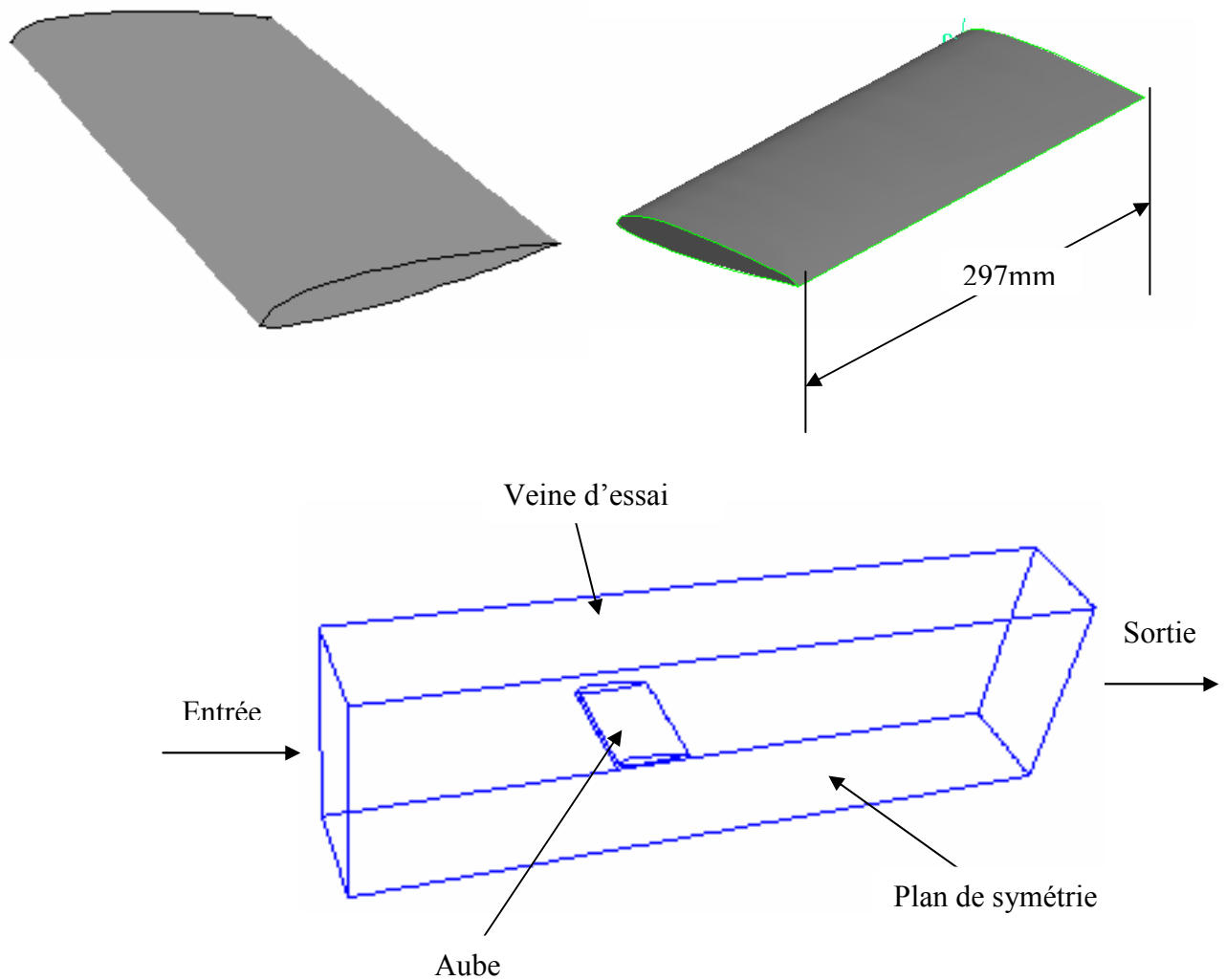


Fig. (III.2) : profil isolé 3D

III.2.1.3. Troisième cas :

La simulation numérique autour d'une roue fixe d'une turbomachine s'est limitée à une seule aube du moment que les 60 aubes de la roue sont identiques, puis généralisée vue des conditions de périodicité imposées Figure. (III.3).

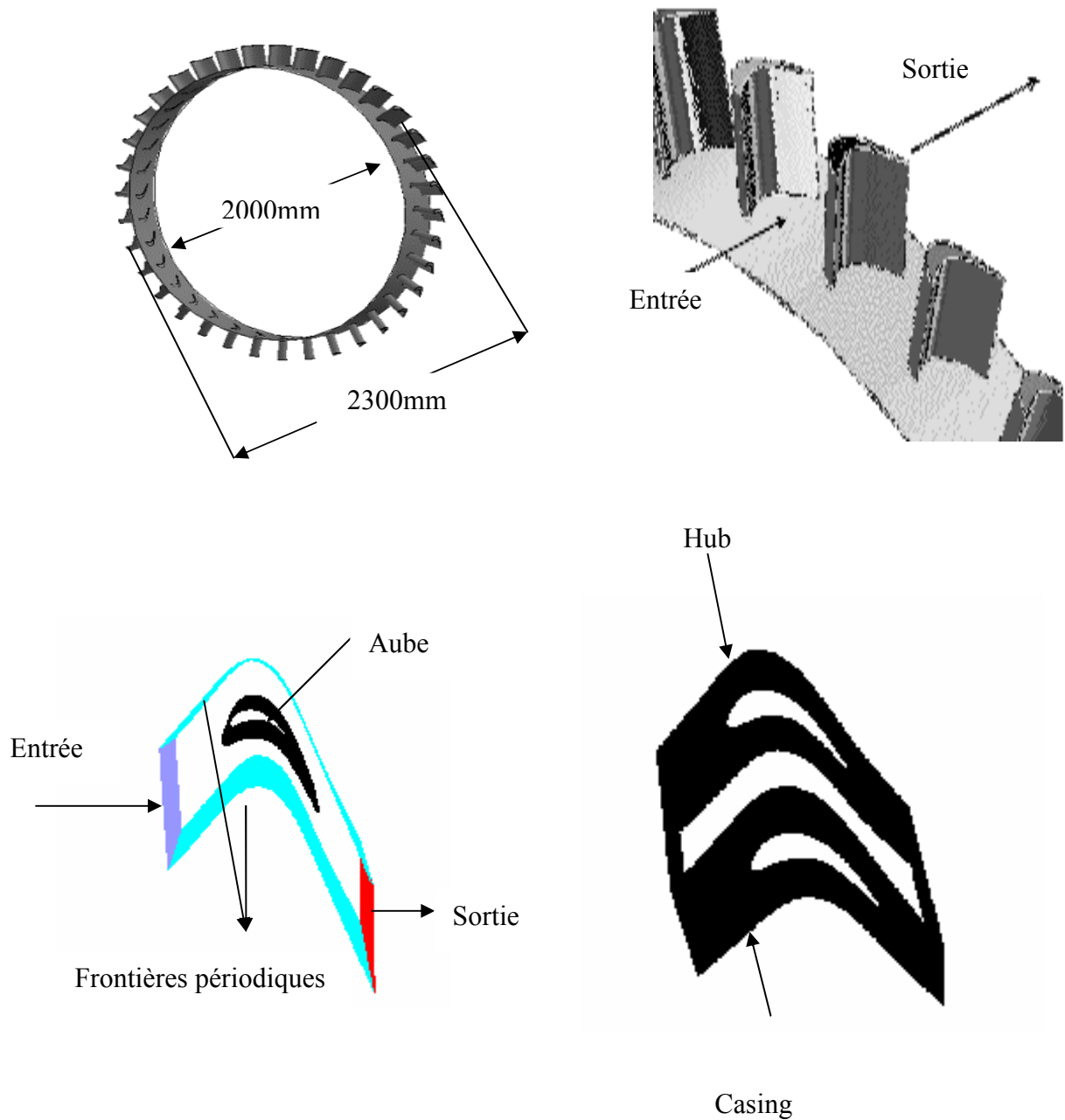


Fig. (III.3) : Roue à 60 aubes.

III.2.2. MAILLAGE :

Avoir une meilleure précision des résultats par le solveur FLUENT nécessite un maillage suffisamment raffiné de sorte que la solution soit indépendante du maillage. Un test de l'effet du maillage sur la solution a été effectué en utilisant différents nombres de cellules.

Il a été opté pour un maillage quadrilatéral dans le cas du profil isolé 2D, Figure. (III.4). Un maillage hexaédrique non structuré a été choisi dans le cas du profil isolé à 3D ainsi que de la roue à 60 aubes, Figures. (III.5) et (III.6) respectivement.

Les nombres de cellules considérés figurent dans le tableau ci-dessous :

	Profil isolé 2D	Profil isolé 3D	Roue fixe
Maillage quadrilatéral	300869 cellules	/	/
Maillage hexaédrique	/	379192 cellules	184853 cellules

Tableau III.1 : nombres de cellules par cas.

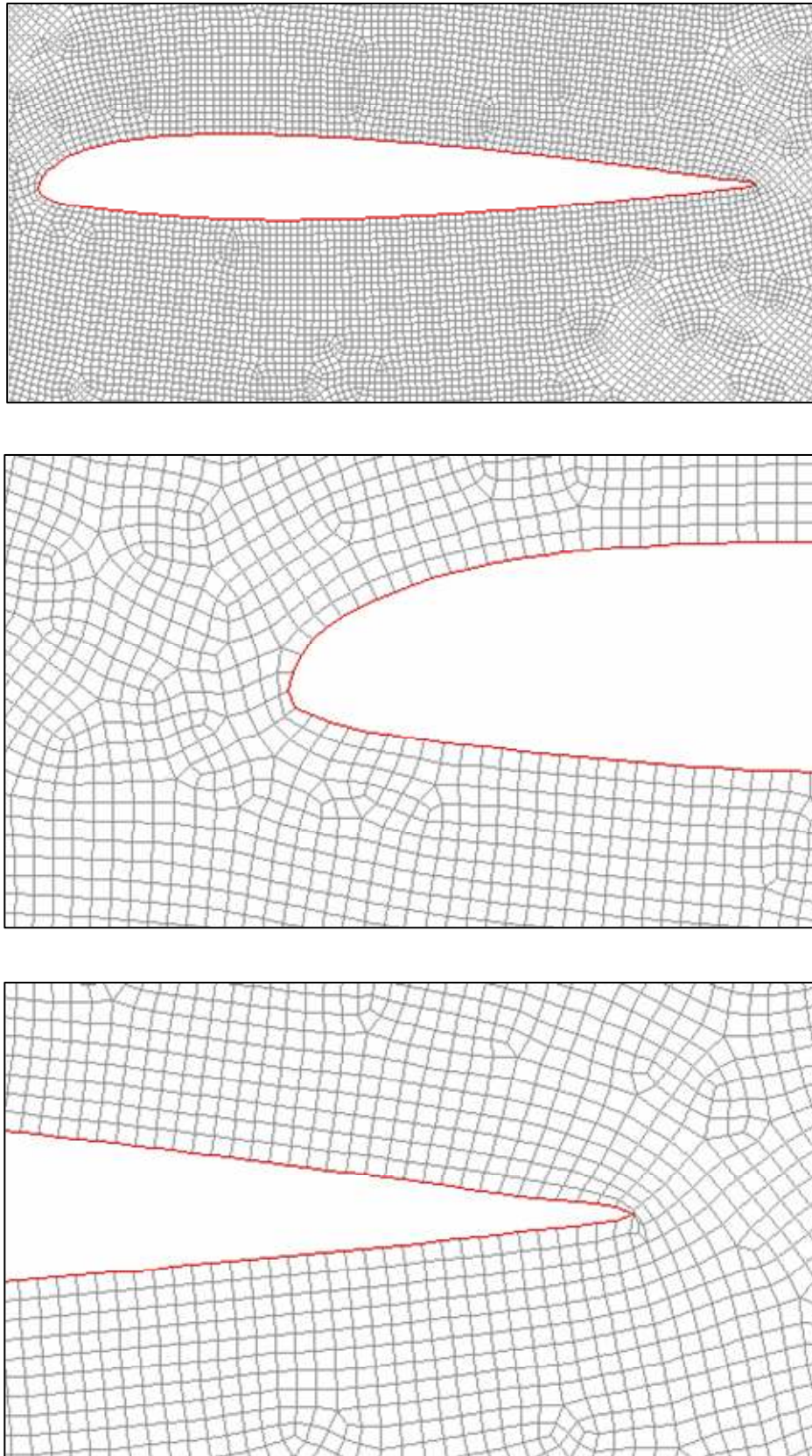


Fig. (III.4) : profil isolé 2D

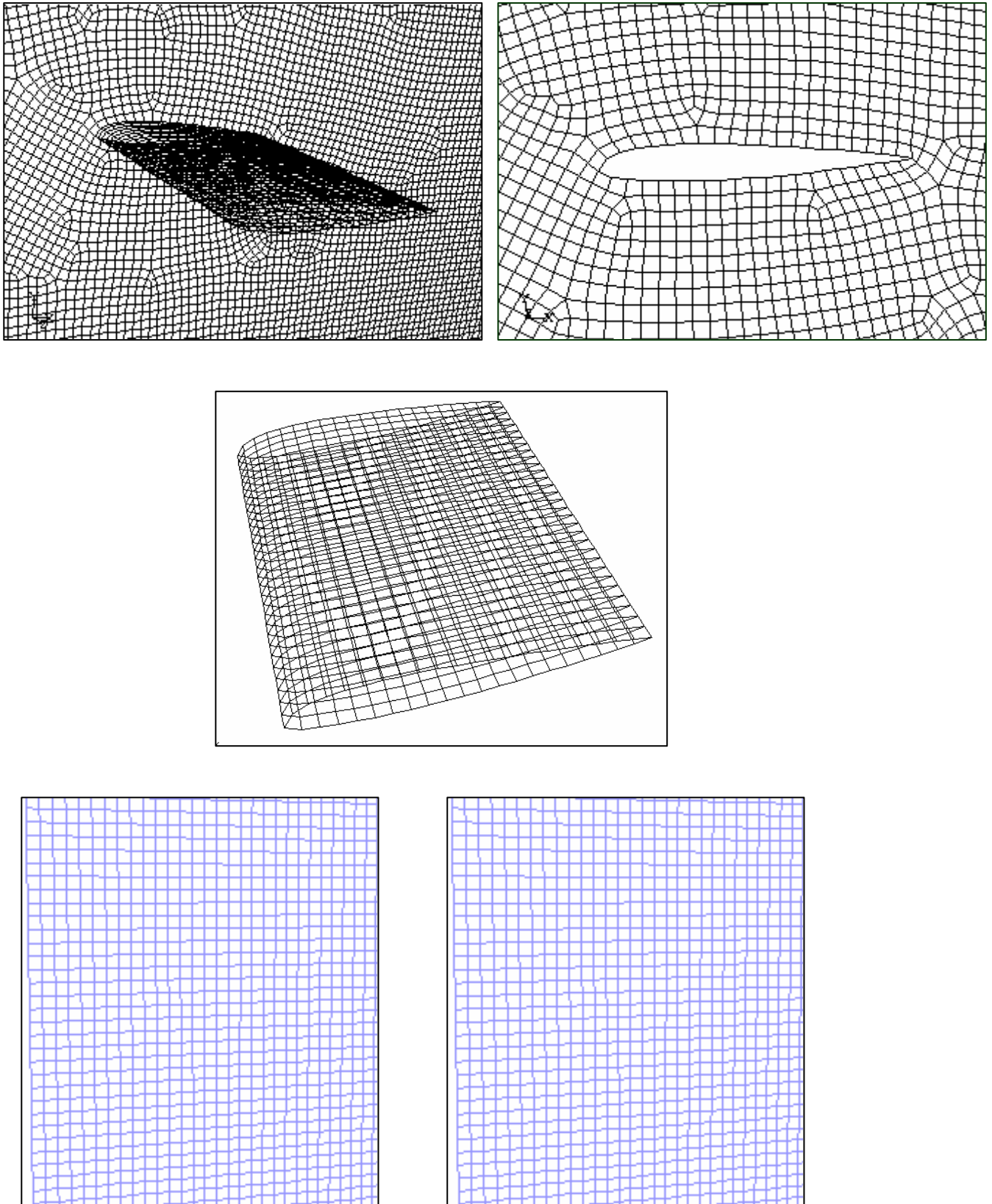


Fig. (III.5) : Profil isolé 3D.

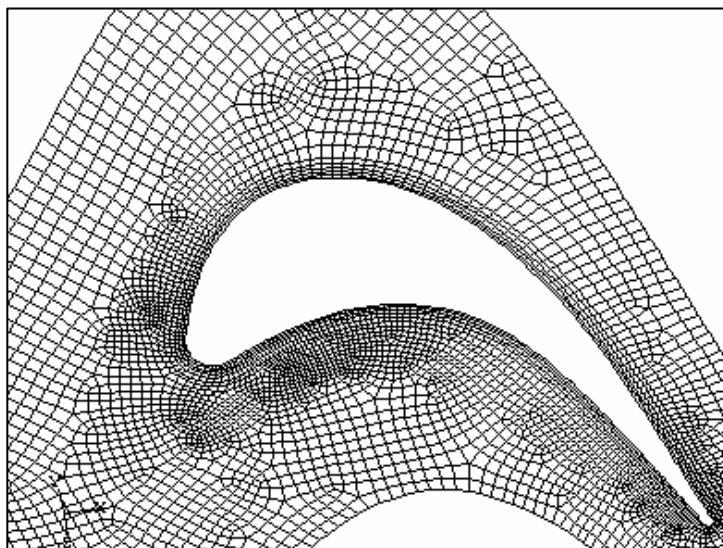
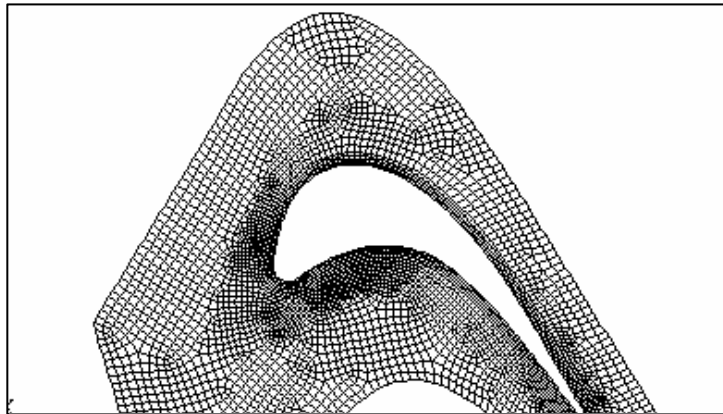
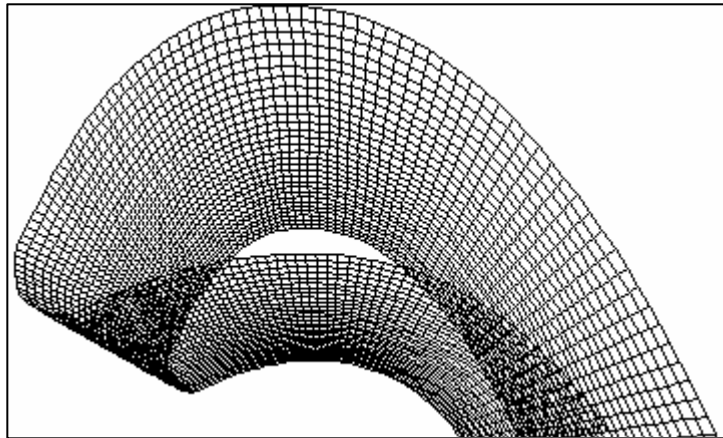


Fig. (III.6) : l'aube de La roue.

III.2.3. CHOIX DES TYPES DE FRONTIERES :

Les types de frontières entourant le domaine et considérés dans chaque cas étudié dans ce travail sont résumés dans le tableau ci-dessous.

Géométries Région	Profil isolé 2D	Profil isolé 3D	Roue à 60 aubes
Entrée	Velocity in let	Velocity in let	Velocity in let
Sortie	Outflow	Outflow	Outflow
Paroi	wall	wall	wall

Tableau III.2 : Types De Frontières

III.3. FLUENT :

Fluent est un programme de simulation numérique des écoulements de fluide compressibles, incompressibles, stationnaires ou in stationnaires impliquant divers phénomènes physiques tels que le transfert de chaleur, la turbulence, les réactions chimiques, les écoulements dans les machines tournantes, moteurs thermiques, et ce pour des géométries industrielles très complexes.

FLUENT permet aussi le raffinement du maillage en fonction des conditions aux limites, des dimensions et même des résultats déjà obtenus. Cette capacité est particulièrement utile surtout dans les régions à gradients importants comme les couches limites ou zone de mélange.

Enfin toutes les fonctions exigées pour calculer une solution et pour manifester les résultats sont accessibles par une interface pilotée par le menu.

III.3.1. LES CONDITIONS AUX LIMITES :

Elles dependent du type de phenomene physique à etudier, permettant d'identifier les positions des frontieres (entrées, sorties, symétrie.....) et spécifier les variables aux frontieres (vitesse, pression,.....).

- ❖ Pour tous les cas étudiés le fluide considéré est de l'air, le nombre de mach à l'entrée est égal à 0.1.
- ❖ Le nombre de Reynolds pour les deux premiers cas est de $2.4 \cdot 10^4$, celui pour le troisième cas est de $2.4 \cdot 10^5$.
- ❖ les conditions d'entrée sont résumées dans le tableau suivant :

	Profil isolé 2D	Profil isolé 3D	Roue fixe
Vitesse m/s	35.327	35.327	35.327
Intensité de turbulence %	2, 5, et 10	2, 5 et 10	5, 10
Diamètre hydraulique (mm)	10 (arrête de la maille du nid d'abeille)	10 (arrête de la maille du nid d'abeille)	100 (pas entre aube)

- ❖ A la sortie on a imposé le rapport de débit entrant au débit sortant égal à 1 et ce pour tous les cas étudiés. Le code considère une condition de régime établi :

$$\frac{\partial U}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial V}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial W}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial k}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0 \dots\dots\dots(III.1)$$

III.3.2. Traitement près de la paroi :

C'est une condition de non glissement.

III.3.2.1. Champ moyen :

Dans la couche logarithmique du profil de vitesse, la loi de paroi pour la vitesse moyenne

$$\text{est : } U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*)$$

$$\text{Où: } U^* = \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho} \dots\dots\dots(\text{III.2})$$

$$\text{et } y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \dots\dots\dots(\text{III.3})$$

κ : constante de Von Karman (=0.42).

E : constante empirique qui dépend de la rugosité de la paroi (=9.8)

U_p : vitesse moyenne du fluide au point p.

k_p : énergie cinétique turbulente au point p.

y_p : distance entre le point p et la paroi.

μ : viscosité dynamique du fluide.

La loi logarithmique est valide pour y^* variant de 30 à 300. Pour FLUENT elle est appliquée pour $y^* > 11.225$. Dans le cas contraire, c'est-à-dire à l'intérieur de la sous couche laminaire, une relation linéaire est utilisée : $U^* = y^*$.

III.3.2.2. Champ turbulent :

Pour le modèle k - ε , l'équation de l'énergie cinétique turbulente k est résolue dans tout le domaine, y compris les cellules adjacentes aux parois. La condition aux parois imposée est :

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad \text{où n est la coordonnée locale normale à la parois.}$$

La production de l'énergie cinétique turbulente G_k et son taux de dissipation ε (qui représentent les termes source dans l'équation de k) au niveau des cellules adjacentes aux

parois sont calculés sur la base de l’hypothèse de l’équilibre local qui exige l’égalité entre la production de k et son taux de dissipation dans les dites cellules.

Les équations permettant le calcul de La production de k et le taux de dissipation de ε sont respectivement :

$$G_k \approx \tau_w \frac{\partial U}{\partial y} = \tau_w \frac{\tau_w}{k \rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p} \dots\dots\dots (III.4)$$

et
$$\varepsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} k_p^{3/2}}{k y_p} \dots\dots\dots (III.5)$$

III.3.3.Choix des schémas de discrétisation :

Les schémas de discrétisation utilisés dans le présent travail sont résumés comme suit :

Pression	Standard
Quantité de mouvement	Second ordre upwind
Couplage vitesse-pression	Simple
Energie cinétique turbulente	Second ordre upwind
Taux de dissipation	Second ordre upwind

III.3.4.Sous relaxation :

Lors de la résolution, le contrôle du changement du scalaire Φ est nécessaire. La sous relaxation réduit justement ce changement pendant chaque itération. La nouvelle valeur dépend donc de la valeur précédente et de l’écart entre les deux : $\Phi = \Phi_{old} + \alpha \Delta \Phi$.

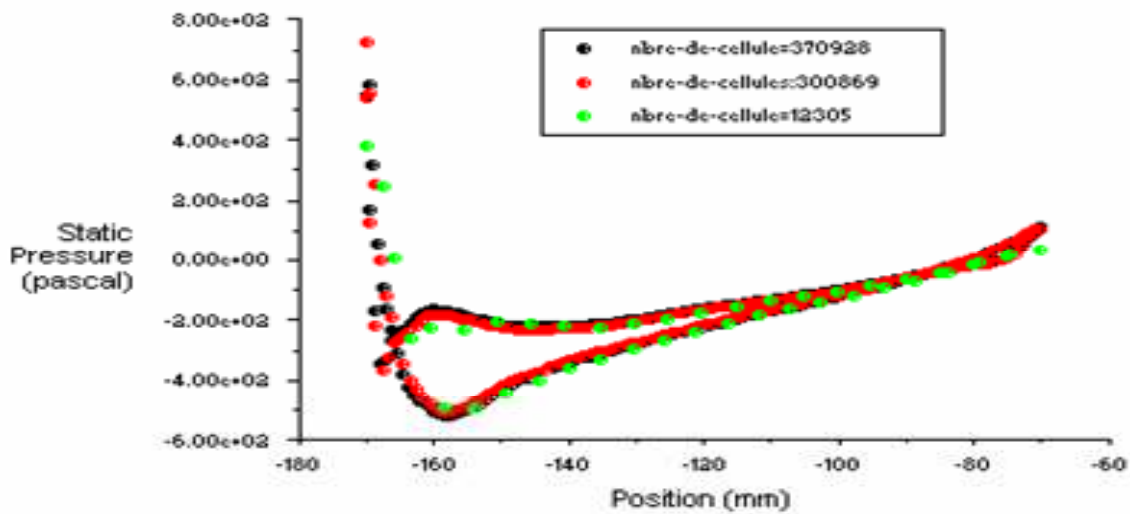
Dans le présent travail, les facteurs de sous relaxation sont :

Pression	Quantité de mouvement	Energie cinétique turbulente k	Taux de dissipation
0.3	0.7	0.8	0.8

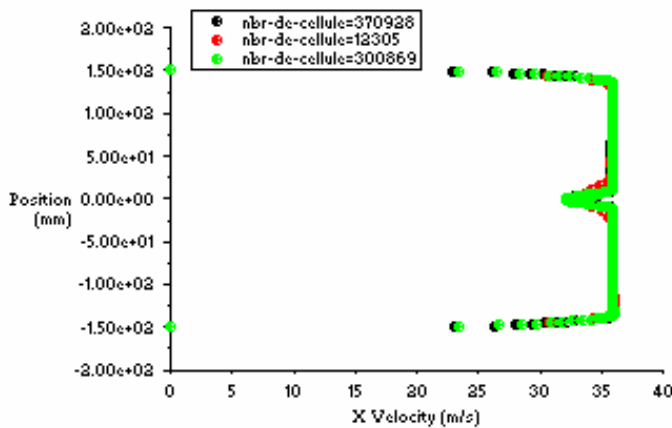
Chapitre IV : RESULTATS ET DISCUSSION

IV.1. EFFET DU MAILLAGE :

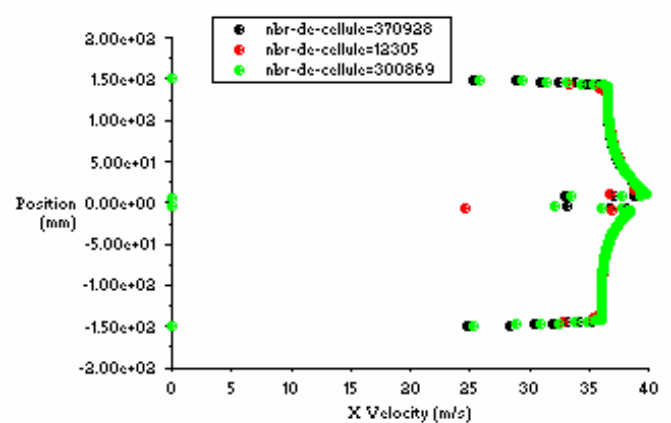
Les figures (IV.1, a-c) ci-dessous, montrent respectivement, les profils de pression autour de l'aube 2 D, ainsi que les profils de la vitesse en deux positions x différentes. Les différentes courbes ont été obtenues avec des maillages constitués de 12305, 300869 et 370928 cellules quadrilatérales. La différence n'est pas vraiment importante, et pour le présent travail l'étude a été accomplie pour un maillage composé de 300869 cellules.



(a) : Variation de la pression



(b) : Vitesse à x=200mm



(c) : Vitesse à x=-120mm



Fig. (IV.1) : Test d'indépendance du maillage

IV.2. Simulation numérique et étude expérimentale :

IV.2.1. 1^{er} cas / profil isolé 2D :

Le profil utilisé (Fig. IV.2) est le NACA 23012 qui représente une partie arrondie au bord d'attaque A à l'avant et une pointe à l'arrière au bord de fuite B. la longueur de la corde ou profondeur du profil est L. la paroi supérieure AMB est l'extrados et celle inférieure ANB est l'intrados.

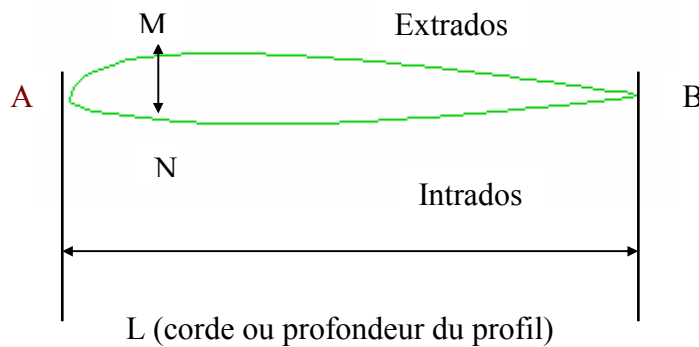


Fig. (IV.2) : NACA 23012

Le plus grand segment MN définit l'épaisseur maximale du profil, ou épaisseur sa position est exprimée en pourcentage de la profondeur.

Le milieu du segment MN d'où passe le segment AB perpendiculairement définit le squelette du profil.

Le NACA (National Advisory Committee for Aerodynamics) définit une normalisation des profils en utilisant un système de numérotation qui met en évidence les principales grandeurs caractéristiques. Le NACA 23012 considéré est défini de la manière suivante:

(2): Repère de courbure; il s'agit d'un profil dont la ligne moyenne (ou squelette) est à simple courbure.

(30): Valeur double du rapport d/l exprimé en pourcentage; $d/L=15\%$. Avec d est la distance du bord d'attaque jusqu'à la flèche (position de la plus grande ordonnée du squelette).

(12): Epaisseur relative exprimée en pourcentage de la profondeur $e/L = 12\%$.

Le schéma de ce profil est illustré sur la figure (IV.3) montrant les 24 prises de pression. Les coordonnées (abscisses et ordonnées) des points permettant la construction du profil sont représentées dans le tableau (IV.1) :

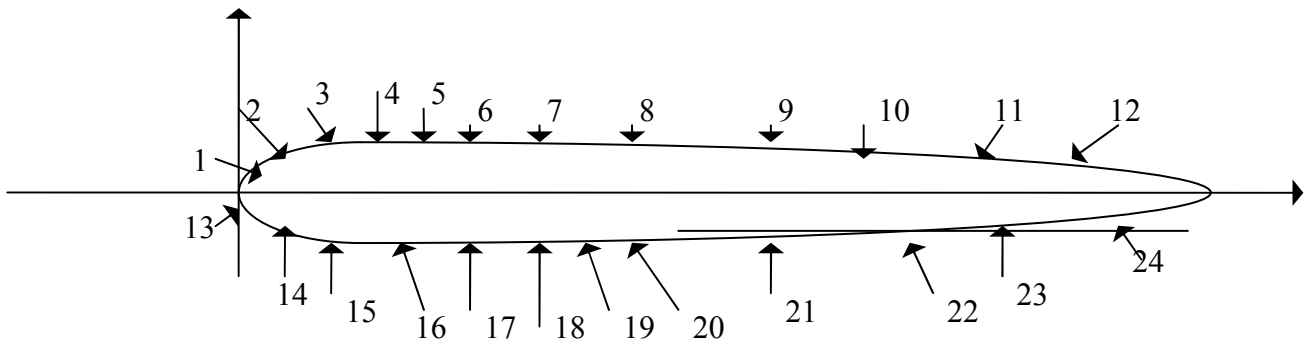


Fig. (IV.3) : Profil NACA 23012 instrumenté de 24 prises de pression

	SURFACE SUPERIEURE		SURFACE INFERIEUR	
y	x	y	x	
0	0	0	0	
-1.23	1.25	2.67	1.25	
-1.71	2.50	3.61	2.50	
-2.26	5.00	4.91	5.00	
-2.61	7.50	5.80	7.50	
-2.92	10	6.43	10	
-3.50	15	7.19	15	
-3.97	20	7.50	20	
-4.28	25	7.60	25	
-4.46	30	7.55	30	
-4.48	40	7.14	40	
-4.17	50	6.41	50	
-3.67	60	5.47	60	
-3.00	70	4.36	70	
-2.16	80	3.08	80	
-1.23	90	1.68	90	
-0.70	95	0.92	95	
-0.13	100	0.13	100	

Tableau (IV.1) : coordonnées du profil.

IV.2.1.1 champ de vitesse :

Les figures. (IV.4. a-d) montrent les contours ainsi que le champ de la grandeur de la vitesse autour du NACA 23012. A l'entrée la vitesse est uniforme et égale à 35.3 m/s telle qu'elle a été imposée comme condition à la limite. Des couches limites très minces sont observées le long des parois du canal qui s'épaississent au fur et à mesure que l'on s'éloigne de l'entrée. En se rapprochant du profil la vitesse diminue jusqu'à atteindre la valeur zéro au bord d'attaque. Une accélération du fluide est notée de part et d'autre du bord d'attaque et particulièrement sur la première partie de l'extrados ceci est dû au fort gradient de pression favorable. Un peu plus en aval sur le profil, la couche limite s'épaissit de plus en plus rapidement du fait qu'elle évolue dans un gradient de pression devenu défavorable (dans cette région).

Concernant le sillage en aval du profil, le déficit en quantité de mouvement est clairement observé au niveau du bord de fuite. Le taux d'épaississement du jet est faible. Le développement du sillage plus loin du profil montre que la réduction du déficit en quantité de mouvement au centre est compensée par la décélération des couches de fluide de part et d'autre du sillage.

IV.2.1.2. champ de pression :

Des fig. (IV.5 a-c) montrent les contours de la pression statique dans le domaine d'étude.

La légère chute de pression de l'entrée à la sortie due au frottement du fluide avec les parois de l'aube et du canal est mise en évidence. Loin du profil, à l'entrée et à la sortie, la pression est indépendante de la direction normale au courant. Une petite dépression est notée au passage du fluide entre le profil et les parois du canal, elle s'explique par le rétrécissement de la section de passage où le principe de conservation de la masse (équation de continuité) impose une accélération du fluide, et simultanément le principe de conservation d'énergie (équation de Bernoulli), impose donc une diminution de pression.

Sur le profil, au niveau du bord d'attaque la pression est maximale. Ce résultat est consistant avec celui du champ de vitesse : toute l'énergie cinétique a été transformée en énergie de pression. En avançant de part et d'autre du point d'arrêt le long de la paroi du profil, une

diminution de pression est remarquée plus importante sur l'extrados que sur l'intrados en consistance avec la forte accélération discutée plus haut. Une augmentation de pression est aussi observée au niveau du bord de fuite bien que moins importante qu'au bord d'attaque, ce qui fait que le gradient de pression est défavorable le long de la deuxième partie du profil.

IV.2.1.3. Coefficient de frottement :

Sur la figure. (IV.6.a) qui représente le coefficient de frottement autour de l'aube, on remarque que le coefficient de frottement est minimum en deux position : le premier au bord d'attaque (point d'arrêt) et le second se trouve au bord de fuite (décollement de la ligne de courant).

Immédiatement en aval du bord d'attaque le coefficient de frottement sur l'intrados est supérieur à celui sur l'extrados, mais plus loin le phénomène est inversé c'est-à-dire que le coefficient de frottement sur l'extrados devient supérieur à celui sur l'intrados, vu que sa valeur est dictée par le gradient de vitesse près de la paroi.

Par ailleurs sur la figure. (IV.6.b) qui montre la variation du coefficient de frottement au niveau des parois du domaine, des valeurs très élevées du coefficient de frottement sont observées dans la région d'entrée du canal où commence le développement de la couche limite et donc où le gradient de vitesse est important. On remarque aussi une diminution du coefficient de frottement le long des parois du canal, avec une petite perturbation due à la présence du profil, en fait, comme mentionné auparavant, la section est réduite entraînant une accélération du fluide dans cette région.

Il a été vérifié que les valeurs de y^* le long des parois du profil et du canal varient essentiellement entre 15 et 100. Figures. (IV.7.a) et (IV.7.b) respectivement.

IV.2.1.4. Energie cinétique turbulente :

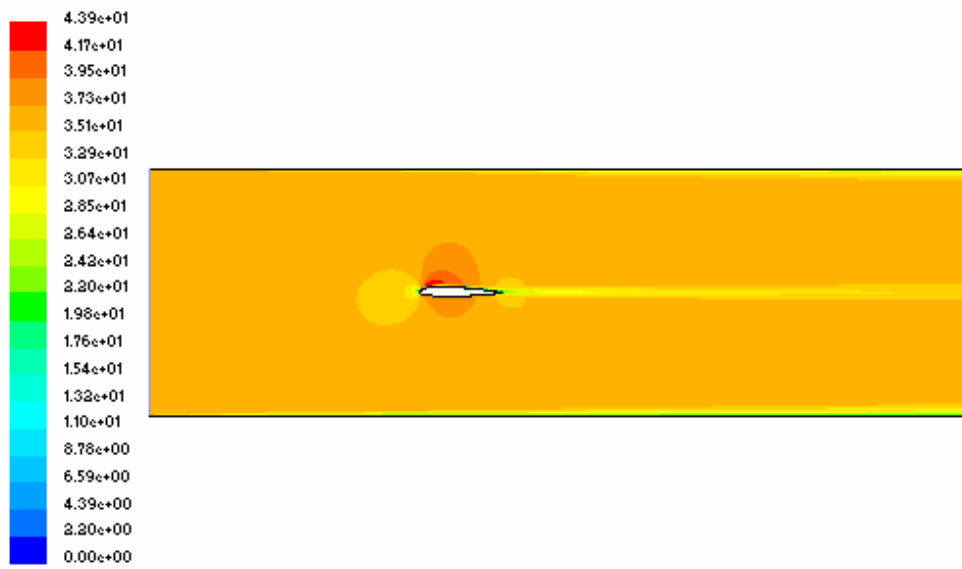
Nous remarquons sur la figure. (IV.8.a-c)) que :

Juste en aval de l'entrée l'énergie cinétique turbulente transportée par convection est dissipée par l'effet de viscosité. En fait, il existe un équilibre entre le terme convectif et le terme puits dans

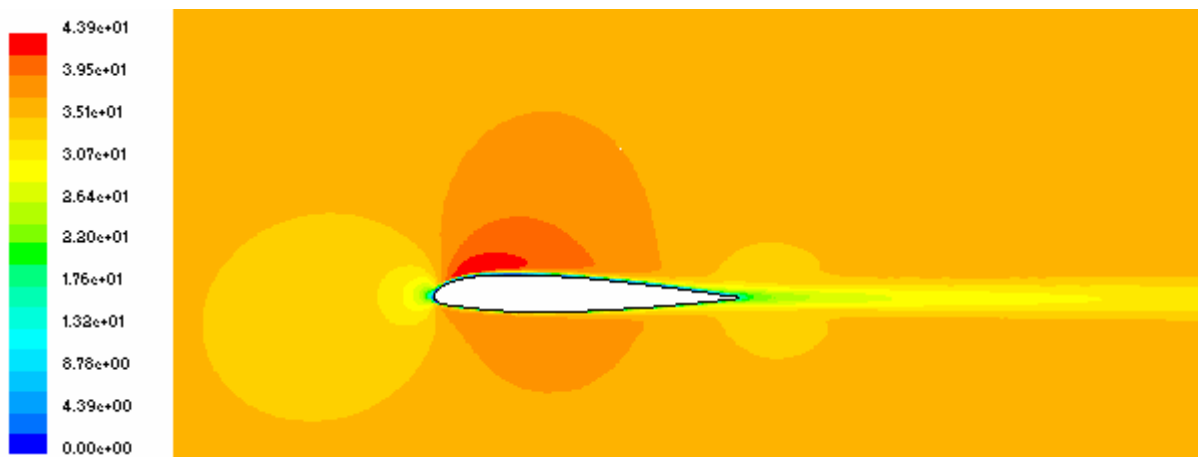
l'équation de transport de k puisqu'il n'y a ni mécanisme de production (pas de gradient de vitesse), ni mécanisme de diffusion (pas de gradient de k).

Au niveau de la couche limite près des parois du domaine et du profil lui-même, il y a épaissement de la zone turbulente vu que la production de la turbulence est importante et dans l'équation de bilan de k tous les termes, convectif, diffusif, source et puits sont appréciables.

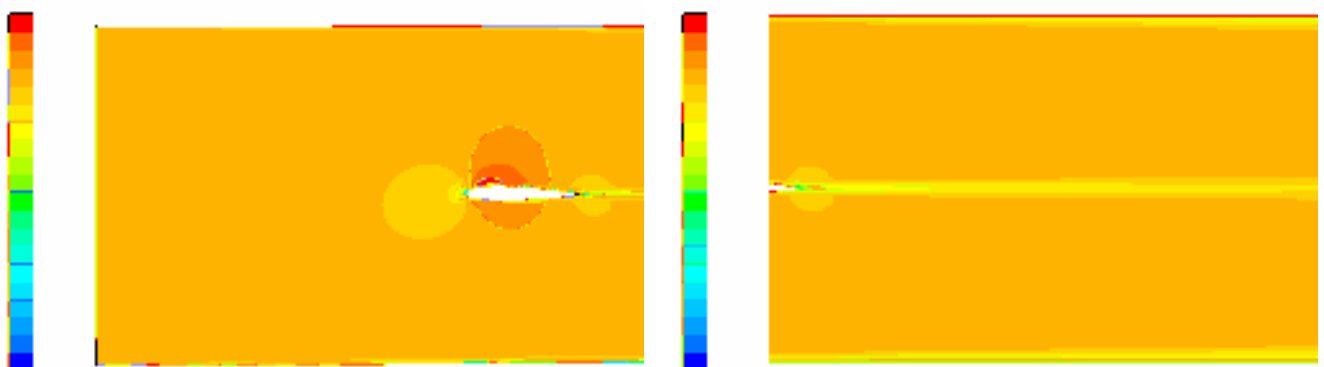
Au niveau du sillage, à l'aval du profil, nous remarquons deux pics de l'énergie cinétique turbulente correspondant aux deux zones où le gradient de vitesse est important. A la sortie, au centre du canal, il y a destruction de la turbulence car le gradient de vitesse est moins important donc ε domine.



(a)

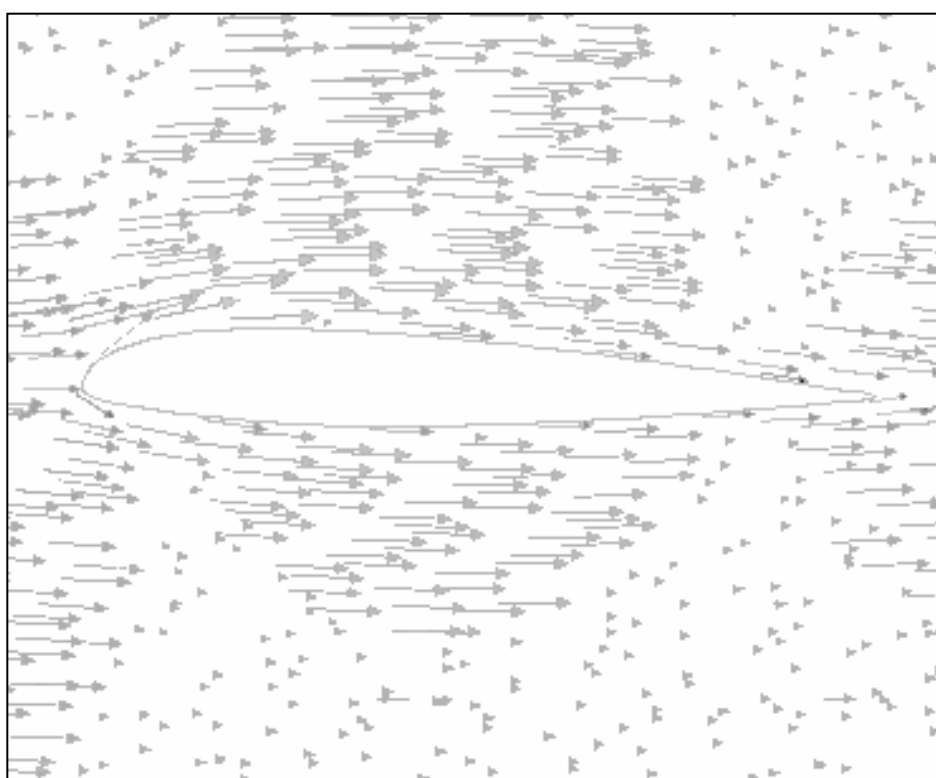
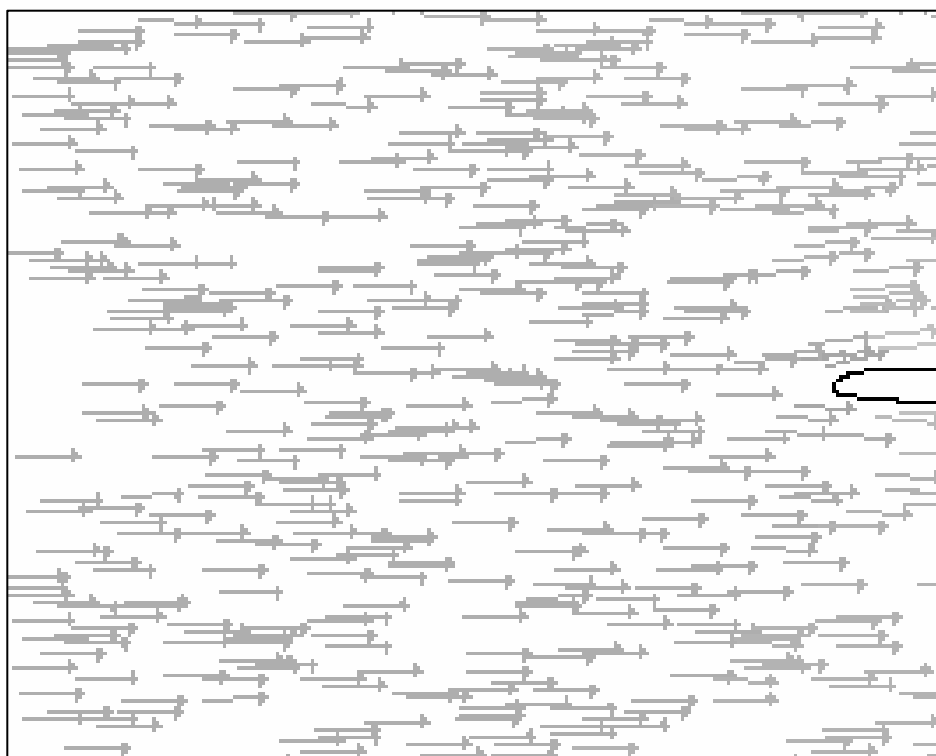


(b)



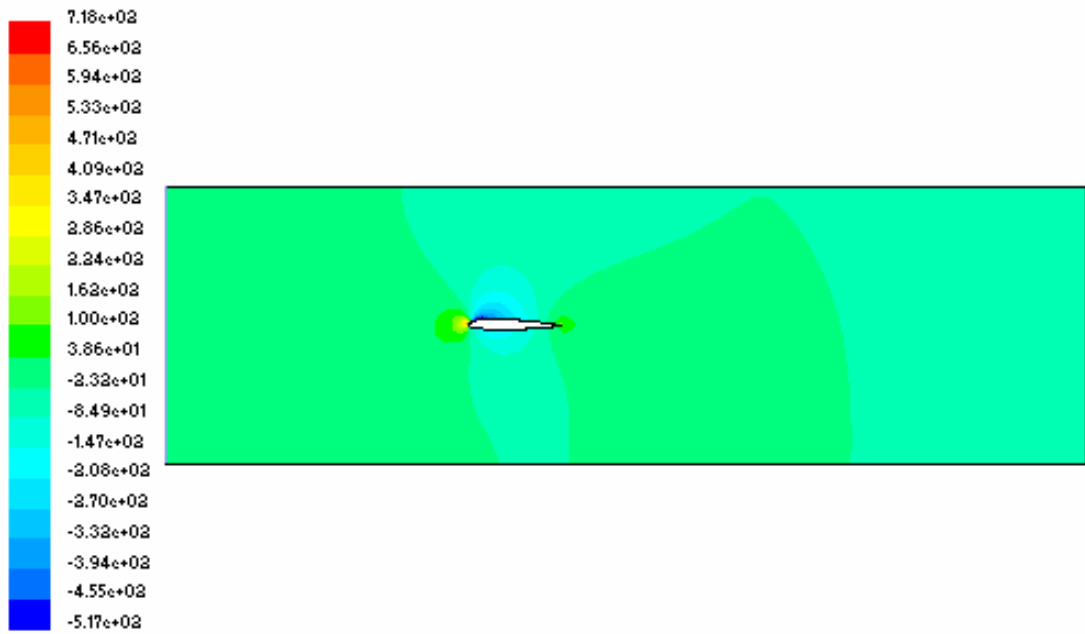
(c)

Fig. (IV.4) : Contours de la grandeur de vitesse résultante (m/s).

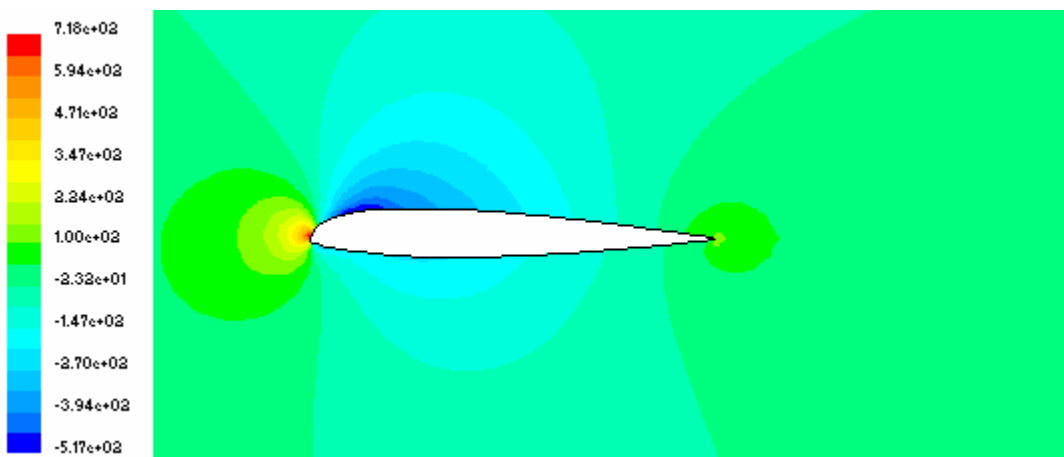


(d)

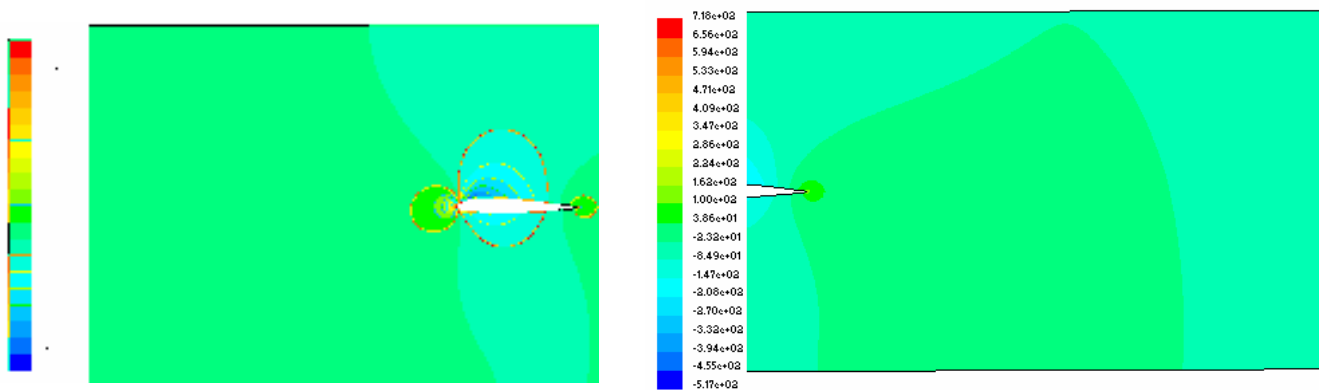
Fig. (IV.4) suite : Vecteurs de la grandeur de vitesse résultante.



(a)

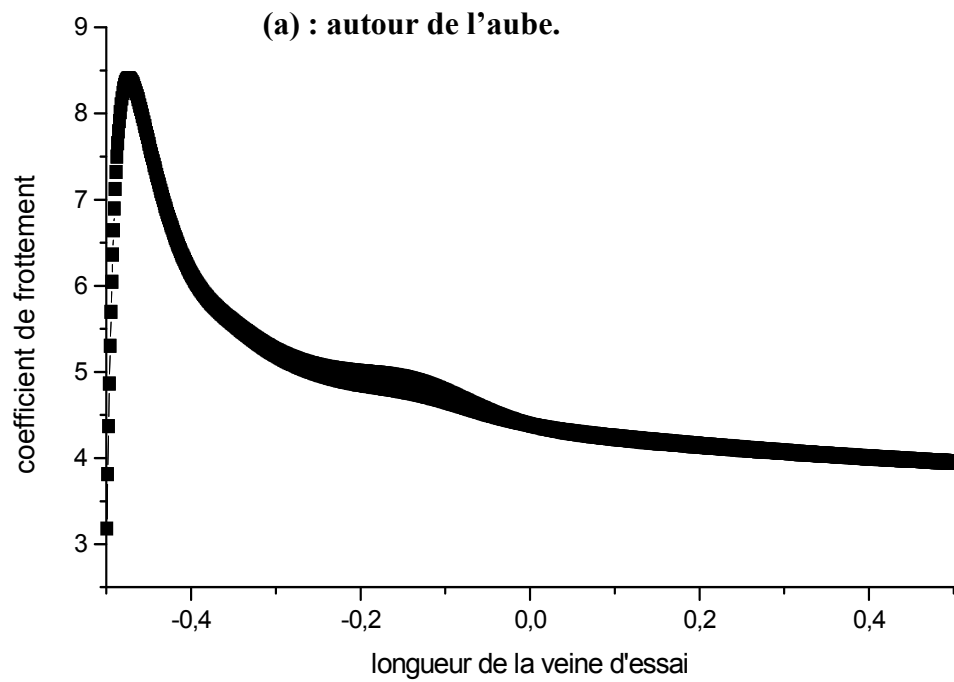
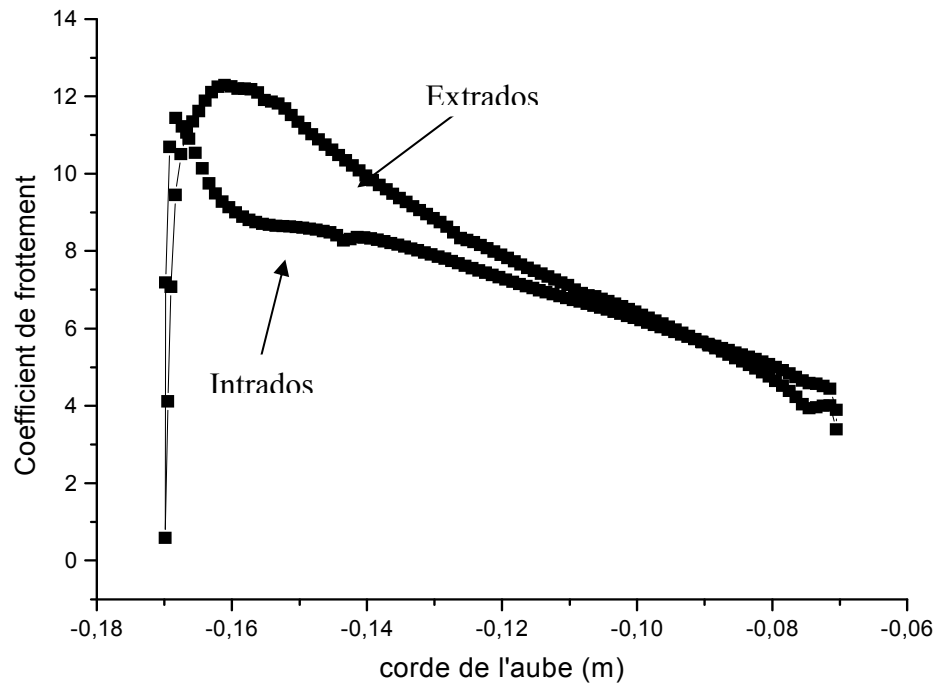


(b)



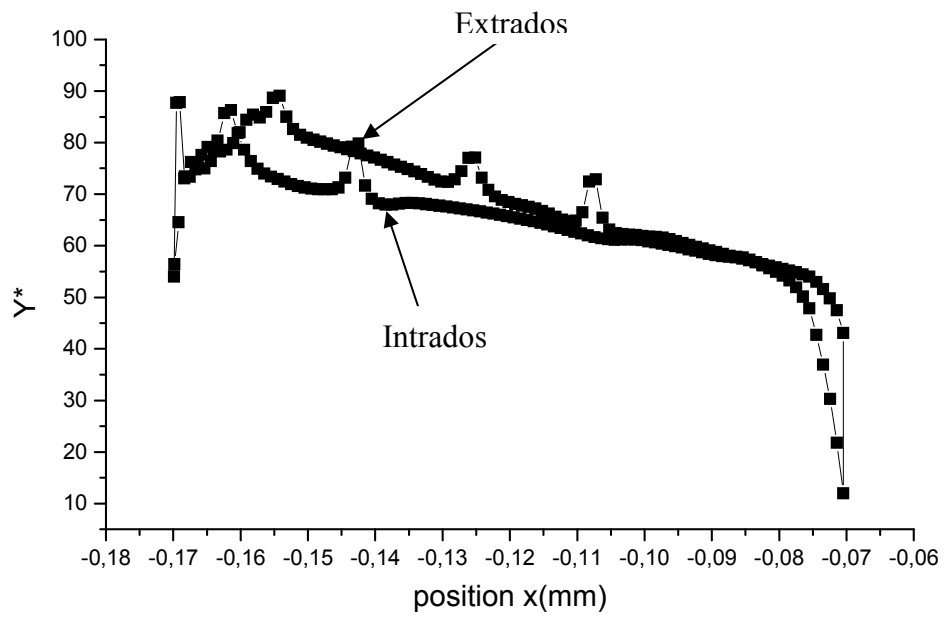
(c)

Fig. (IV.5) : Contours de pression (Pa).

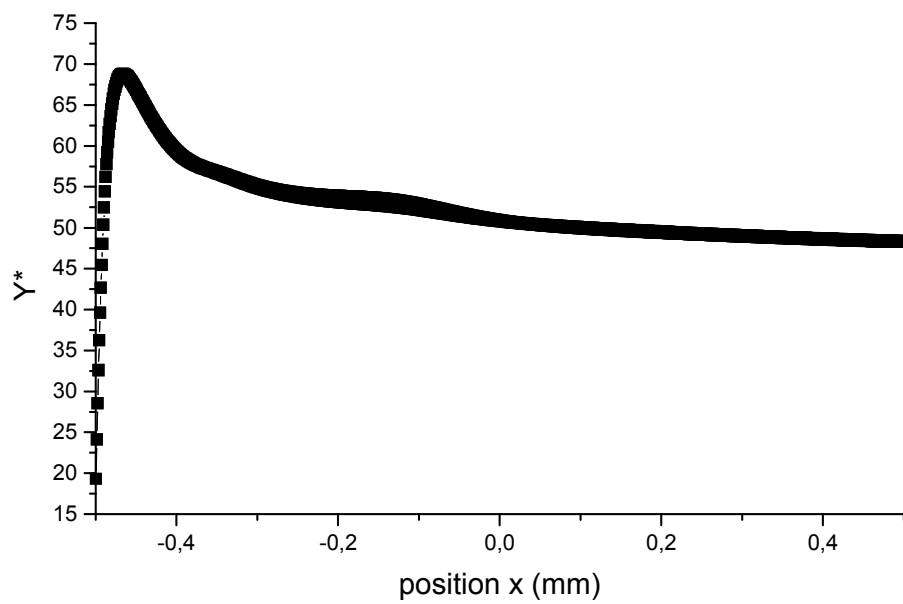


(b) : au niveau des parois.

Fig. (IV.6) : Profil du coefficient de frottement.

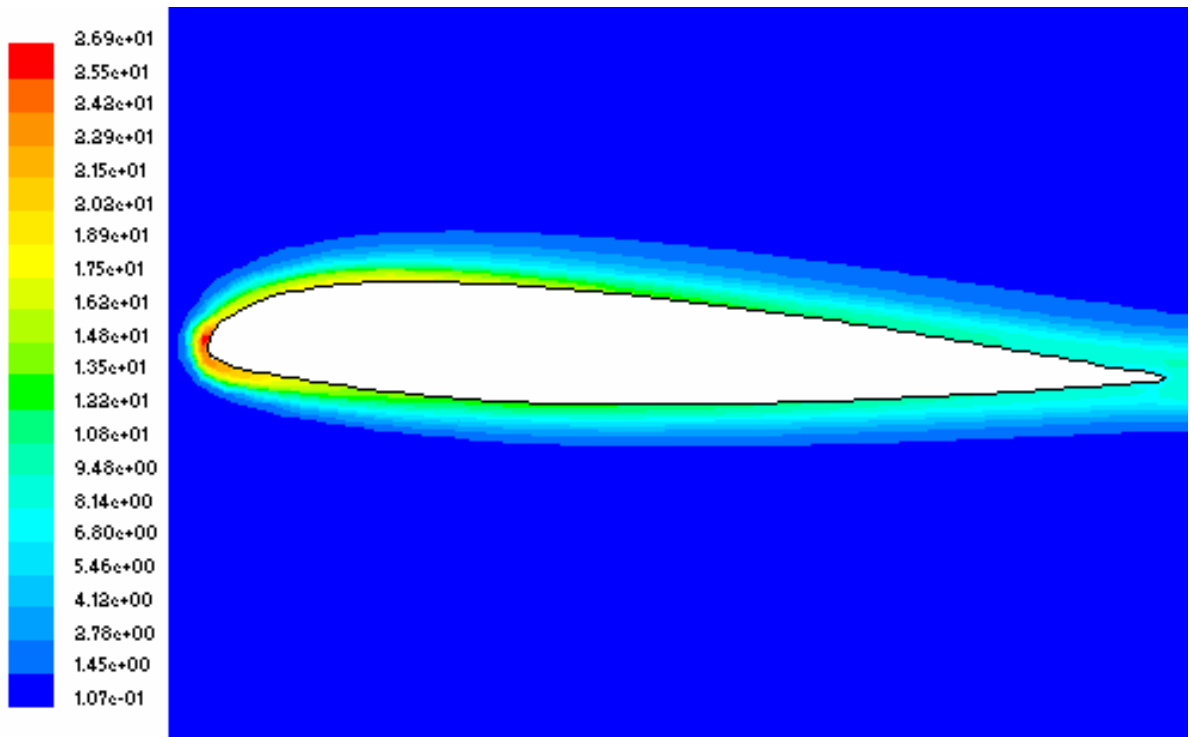


(a) : Sur le profil.

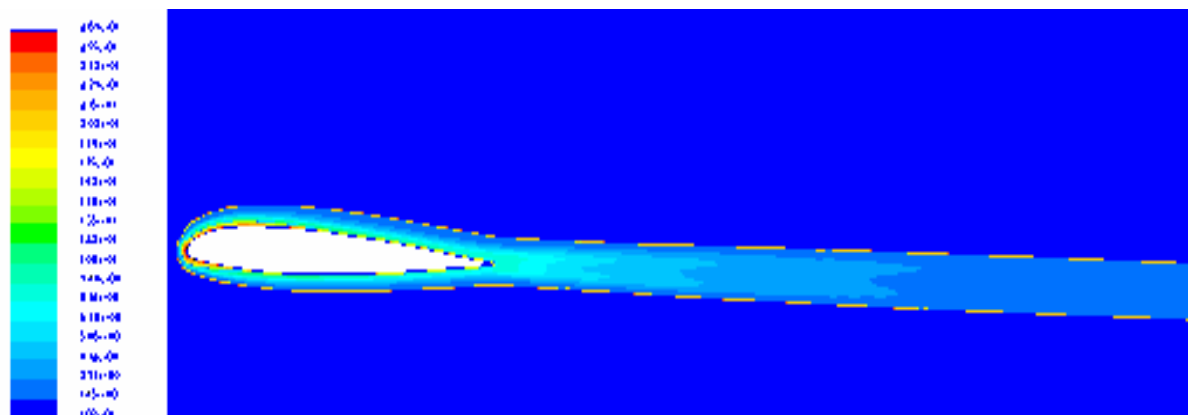


(b) : Le long des parois du canal.

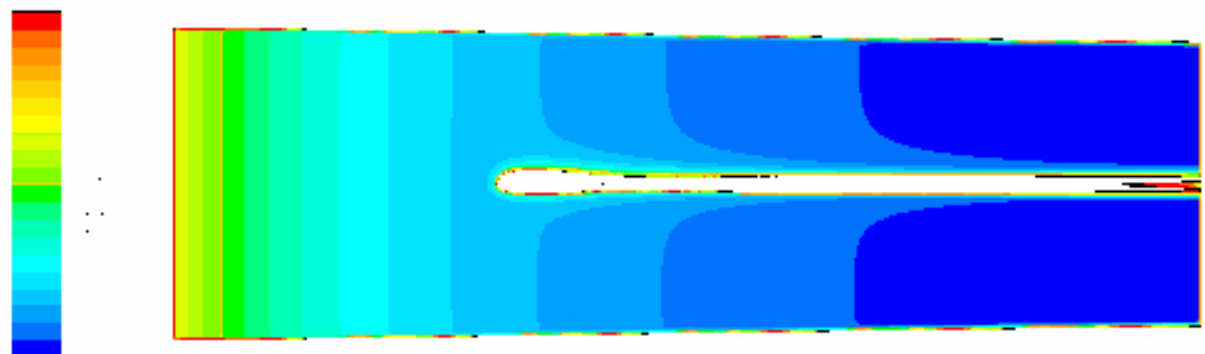
Fig. (IV.7) : Variation de y^* .



(a)



(b)



(c)

Fig. (IV.8) : Contours de l'énergie cinétique turbulente (m^2/s^2).

IV.2.2. 2^{ème} cas / Profil isolé 3D :

Dans ce cas, l'étude a porté sur l'écoulement turbulent, stationnaire dans une configuration tridimensionnel. Le même profil précédent, le NACA 23012 mais avec $z=29.7\text{cm}$, a été considéré pour une simulation numérique et pour une étude expérimentale.

IV.2.2.1. ETUDE EXPERIMENTALE :**IV. 2.2.1.1. Description et procédure :**

Pour valider nos résultats une expérience a été réalisée sur la soufflerie EA 103. Elle est principalement réalisée en PVC rigide. L'air est aspiré à travers un convergent, de forme soigneusement étudiée qui assure une bonne qualité de l'écoulement à l'entrée de la veine d'essai. Figures. (IV.9.a, et b).

Cette dernière, de section carrée (300x300mm), et d'une longueur de 1000mm, est réalisée en altuglas transparent. Les parois latérales sont pourvues de dispositifs permettant la fixation des profils. Figures. (IV.9.c et d). La paroi supérieure est équipée de sept passages étanches pour la mise en place des sondes de mesure. Figure (IV.9.e).

Le profil NACA 23012 décrit auparavant et utilisé pour l'expérimentation, est muni de 24 prises de pression telles que 12 prises sur l'intrados et 12 sur l'extrados connectées tous à un multimanomètre à eau. Deux prises (de part et d'autre) ont été deconnecté du profil pour être utilisé pour mesurer la vitesse à l'aide d'un tube de pitot.

Le tube de Pitot, équipé de son système de déplacement sur la profondeur de la veine d'essai permettra d'effectuer des mesures de pressions. On le déplacera à un pas régulier dans la partie centrale de la veine d'essai; ce pas pourra être assez important car la vitesse varie peu dans cette partie. Par contre, au voisinage des parois, des mesures plus rapprochées permettront de mettre en évidence le développement de la couche limite.

Les différentes sections de mesure sont repérées de 1 à 9 à partir de l'entrée de la veine d'essai.

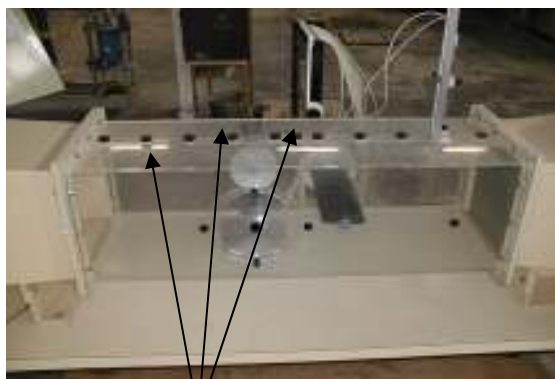
Pour la mesure d'un profil de vitesse dans une section transversale donnée, on relève les hauteurs de liquide (eau) correspondant à la prise de pression totale et la pression statique du tube de pitot. La vitesse étant ensuite calculée à partir de cette différence de hauteur manométrique ΔH , telle que $V = 4 \cdot \sqrt{\Delta H}$.



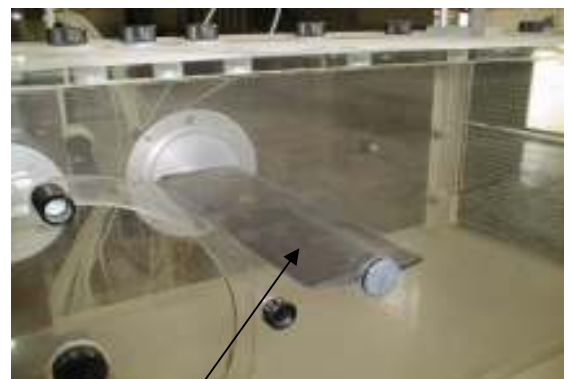
(a) : Soufflerie EA 103.



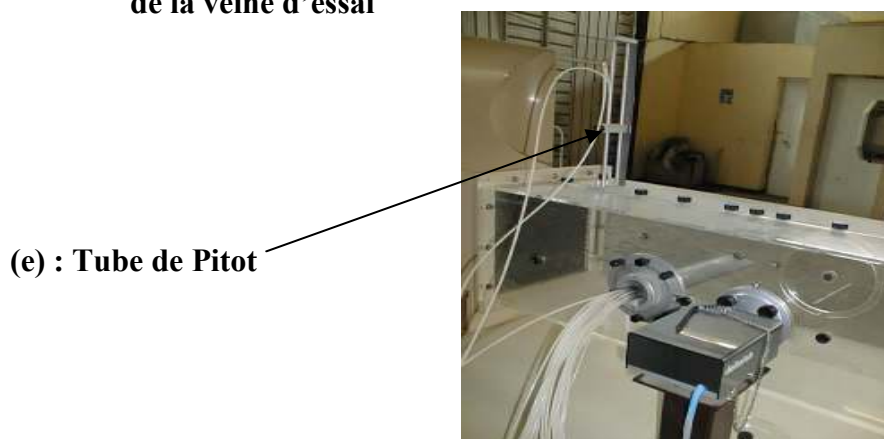
(b) : Entrée de soufflerie la



(c): Position de mesure au niveau de la veine d'essai



(d): Le profil NACA 23012.



(e) : Tube de Pitot

Fig. (IV.9) : Dispositif expérimental.

IV.2.2.1.2. DISCUSSION :**a) Champ de vitesse :**

Les figures (IV.10-13) représentent les résultats numériques des contours et des vecteurs de la vitesse.

Sur la figure. (IV.10.b), nous remarquons que la vitesse par rapport à x , à l'entrée est uniforme, (la valeur est celle imposée à l'entrée).

Un peu plus loin à $x=-270$ mm, Figure (IV.10, c), le fluide a légèrement accéléré au centre de la veine d'essai, conséquence directe de la formation de la couche limite sur les quatre parois de la veine d'essai (équation de continuité).

Sur la figure (IV.10.d), à $x=-170$ mm, (position du bord d'attaque), la vitesse s'annule au point d'arrêt, mais accélère sur l'intrados par rapport à l'intrados.

A $x=-70$ mm, (position du bord de fuite), représentée par la figure (IV.10.e), on remarque que la vitesse est nulle en cette position et les couches limites continuent à s'épaissir le long des parois de la veine d'essai.

A noter que pour $x=200$ mm et $x=499$ mm, figures (IV.10.f et g) l'épaisseur du sillage est pratiquement constante.

Les figures (IV.11) mettent en évidence le caractère tridimensionnel de l'écoulement c'est-à-dire la variation en fonction de z de la vitesse. En effet, de la paroi vers le plan de symétrie l'augmentation de la vitesse est clairement observée. Il est à noter que le comportement de la vitesse sur le plan de symétrie est très similaire à celui du cas 2D.

Les figures (IV.12) montrent des contours de la composante de vitesse suivant x dans des plans $y=cte$. Au niveau des parois supérieure et inférieure le comportement est presque identique. Par contre, juste en dessous et en dessus du profil les vitesses sont appréciablement différentes. Cela s'explique par l'accélération relativement importante sur l'extrados. Il est remarqué aussi un léger freinage juste en amont du profil, du à la zone de stagnation près du point d'arrêt.

b) Profils de vitesse :

Dans ce qui suit les résultats expérimentaux sont confrontés aux résultats numériques.

La figure (IV.14) compare les profils de vitesse numériques et expérimentaux dans différentes stations de la veine d'essai depuis l'entrée jusqu'à la sortie.

La concordance entre les résultats est très satisfaisante. En effet l'évolution de la couche limite le long des parois de la veine d'essai a été bien prédite. Aussi le développement du sillage en aval du profil a été correctement capté.

On peut noter aussi la prédiction réaliste de l'accélération du fluide au niveau des sections réduites entre le profil et les parois de la veine d'essai.

c) Champ de pression :

Les figures. (IV.15, 16 et 17) montrent les contours de pression dans différents plans. On note une faible perte de charge de l'entrée à la sortie due au frottement du fluide avec les parois de la veine d'essai et du profil, et une augmentation de la pression au niveau du bord d'attaque.

Comparativement avec le cas 2D, l'écoulement reste essentiellement bidimensionnel dans la veine d'essai sauf près des parois arrière et avant. En effet, le fluide subit une accélération plus forte au centre du profil qu'au niveau des coins, la dépression est moins importante aux coins qu'ailleurs. On remarque aussi qu'il n'y a pas de symétrie des résultats par rapport à $y=0$, vu la forme non symétrique du profil.

Il est à noter que la pression qui règne à l'intérieur de la veine d'essai est inférieure à la pression atmosphérique, étant donné que l'aspiration par le ventilateur se fait du côté de la sortie de la soufflerie. C'est ce qui explique les valeurs négatives obtenues, même aux points d'arrêt.

d) Profil de pression :

La fig. (IV.18) montre les distributions numériques et expérimentales de la pression autour du profil 3D. On peut noter les présuppositions attendues d'une pression maximale au bord d'attaque, une pression assez faible au bord de fuite, une dépression sur l'extrados et une dépression moins importante sur l'intrados.

Là aussi les valeurs numériques sont en bon accord avec celles expérimentales.

e) Coefficient de frottement :

La figure (IV.19) montre la variation du coefficient de frottement au niveau du profil des parois de la veine d'essai. Sur les quatre parois de la veine d'essai l'évolution du coefficient de frottement est pratiquement la même avec une augmentation relativement importante du côté de l'entrée par rapport à la sortie. Cela est dû au fait que la couche limite est plus mince à l'entrée.

Au niveau des coins, près de l'entrée, le coefficient de frottement atteint des valeurs maximales, puisque l'intersection des deux parois engendre un cisaillement plus important, par contre au niveau du sillage le coefficient de frottement est faible étant donné que le gradient de vitesse est diminué.

f) Energie cinétique turbulente :

Sur la figure (IV.20) qui représente la variation du champ de l'énergie cinétique turbulente dans le domaine d'étude on note que :

A l'entrée l'énergie cinétique turbulente est simplement dissipée par l'effet de viscosité, donc il y a un équilibre entre le flux convectif et le taux de dissipation dans l'équation de transport de k , puisqu'il n'y a ni mécanisme de production (pas de gradient de vitesse), ni mécanisme de diffusion (pas de gradient de k).

Le comportement au centre de la veine d'essai est similaire à celui du cas bidimensionnel.

En effet là où les gradients de vitesse sont importants, une production de turbulence élevée est observée surtout au niveau des couches limites sur les parois de la veine d'essai et sur le profil.

Cependant, dans le cas tridimensionnel, il y a l'effet de la tridimensionnalité près des parois avant et arrière. Et à la sortie il y a destruction de la turbulence car il n'y a ni mécanisme de production ni de diffusion.

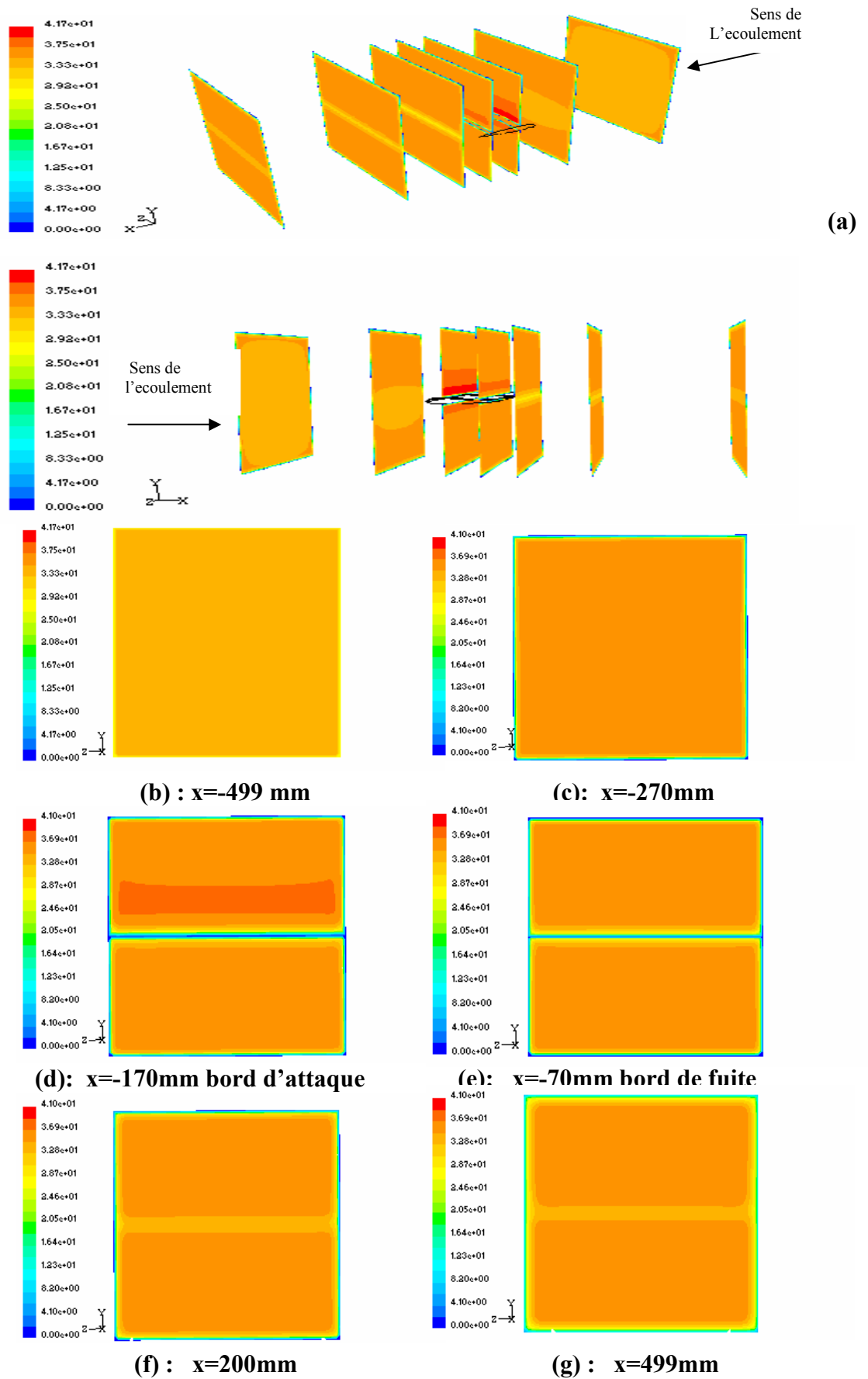
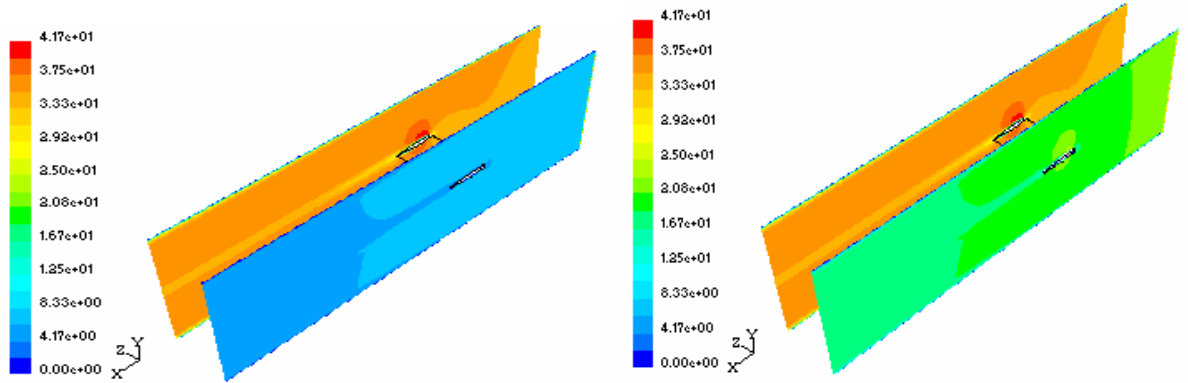
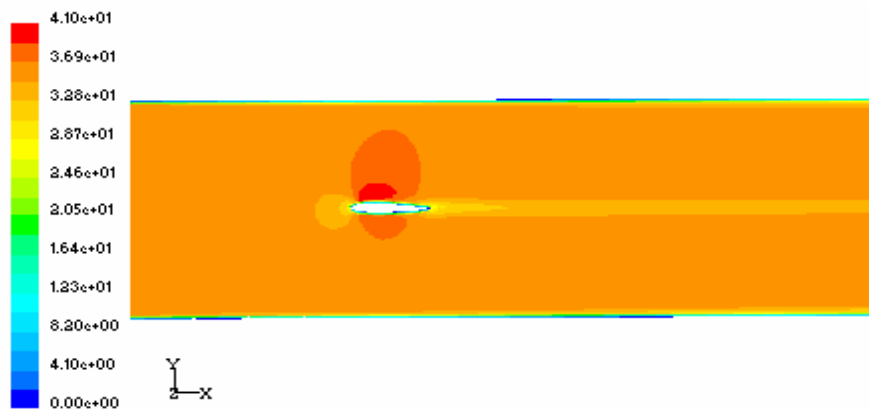


Fig. (IV.10) : Contours de la grandeur de vitesse (m/s) dans différents plans $x=cte$.

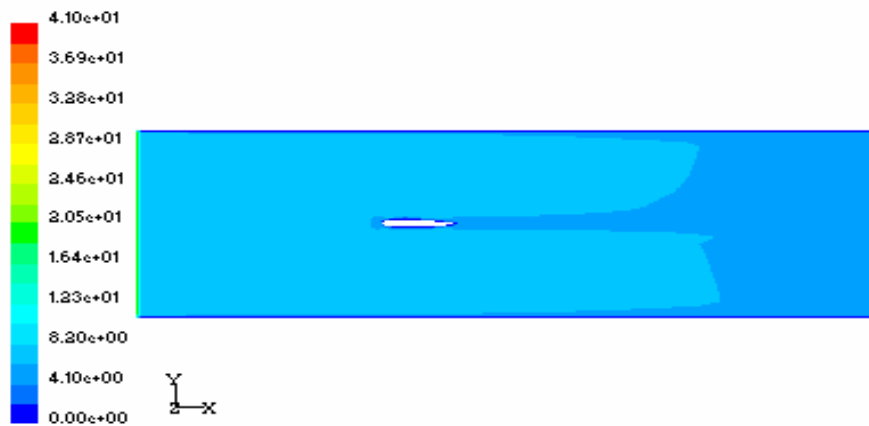


Plan de symétrie et plan $z=1\text{mm}$.

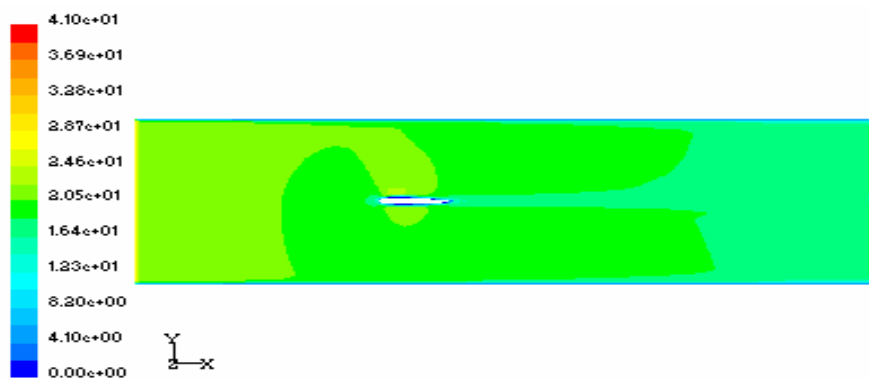
Plan de symétrie et plan $z=3\text{mm}$



Plan de symétrie



$Z=1\text{mm}$



$Z=3\text{mm}$

Fig. (IV.11) : Contours de la grandeur de vitesse (m/s) dans différents plans $z=\text{cte}$.

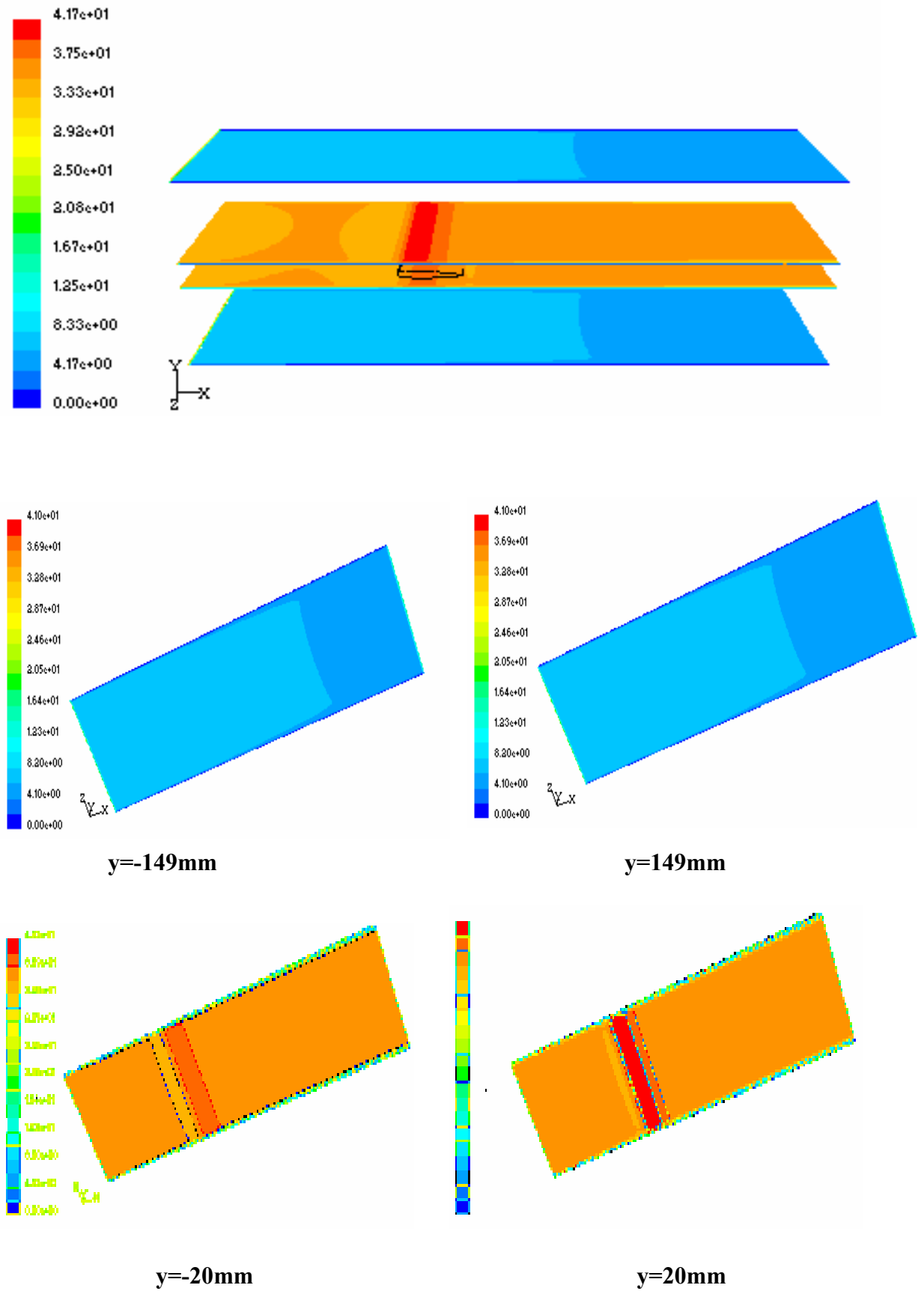


Fig. (IV.12) : Contours de la grandeur de vitesse (m/s) dans différents plan $y = \text{cte}$.

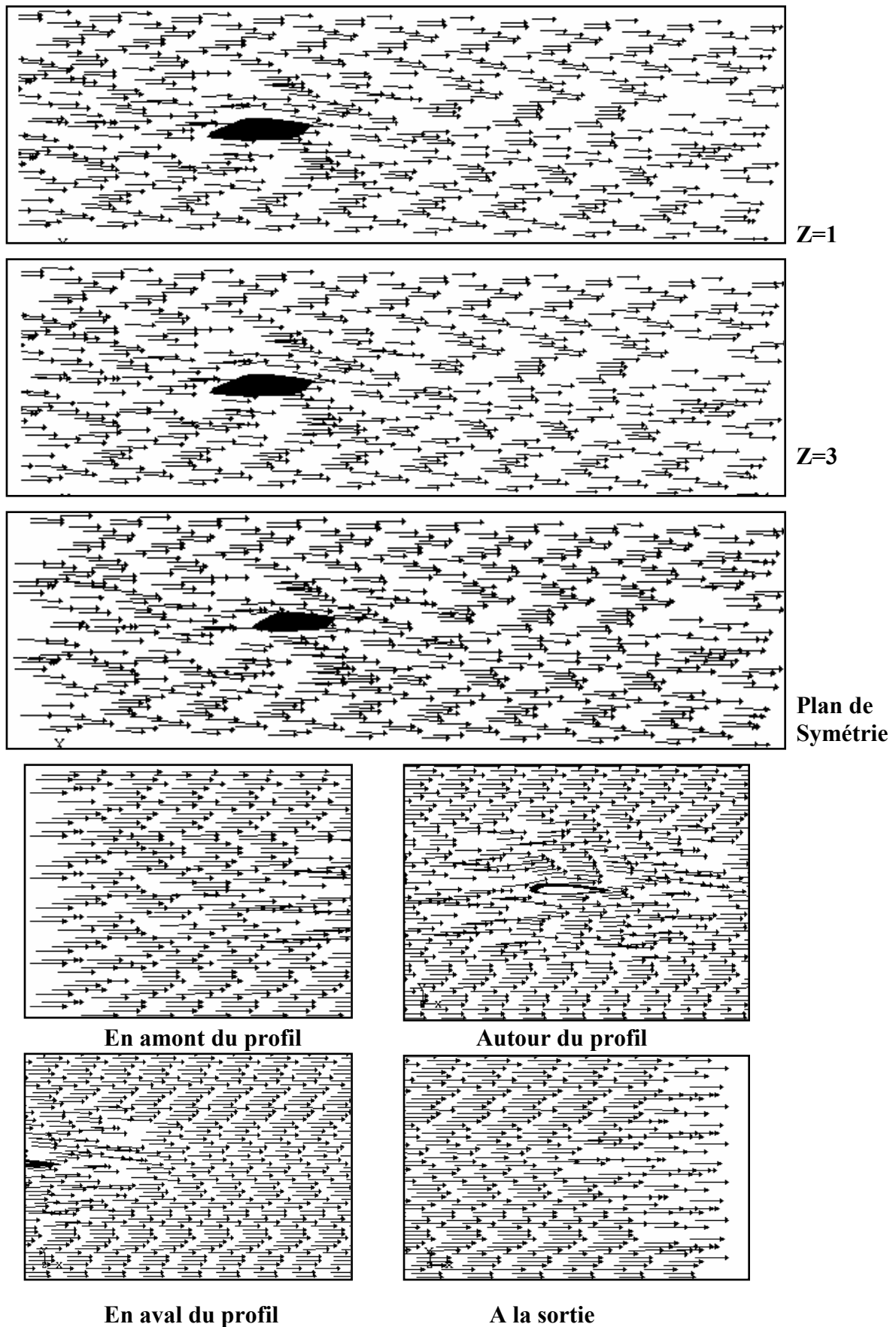


Fig. (IV.13) : Vecteurs de la vitesse.

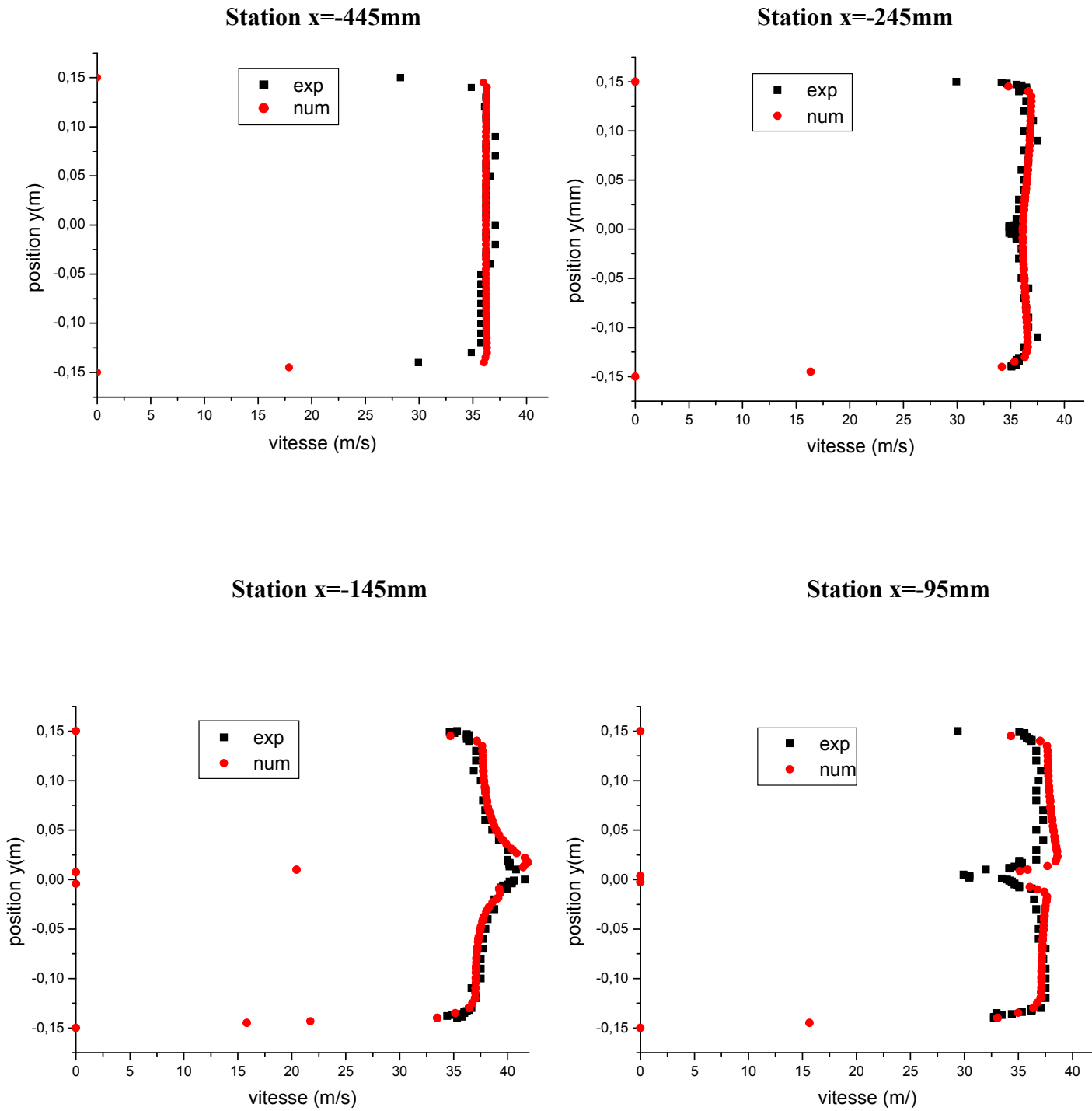


Fig. (IV.14) : Profils de vitesse expérimentaux et numériques.

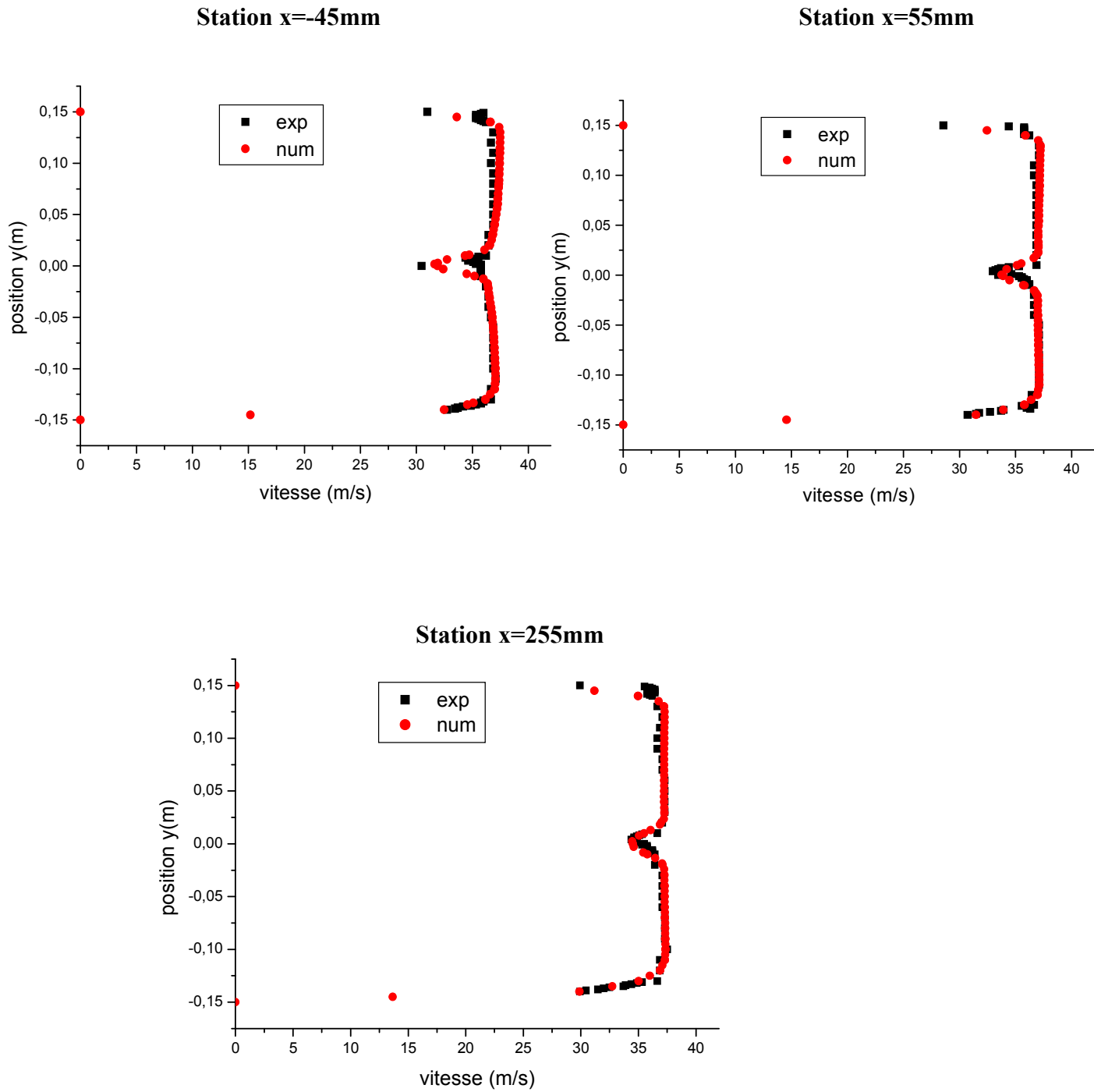


Fig. (IV.14) : Profils de vitesse expérimentaux et numériques. (Suite).

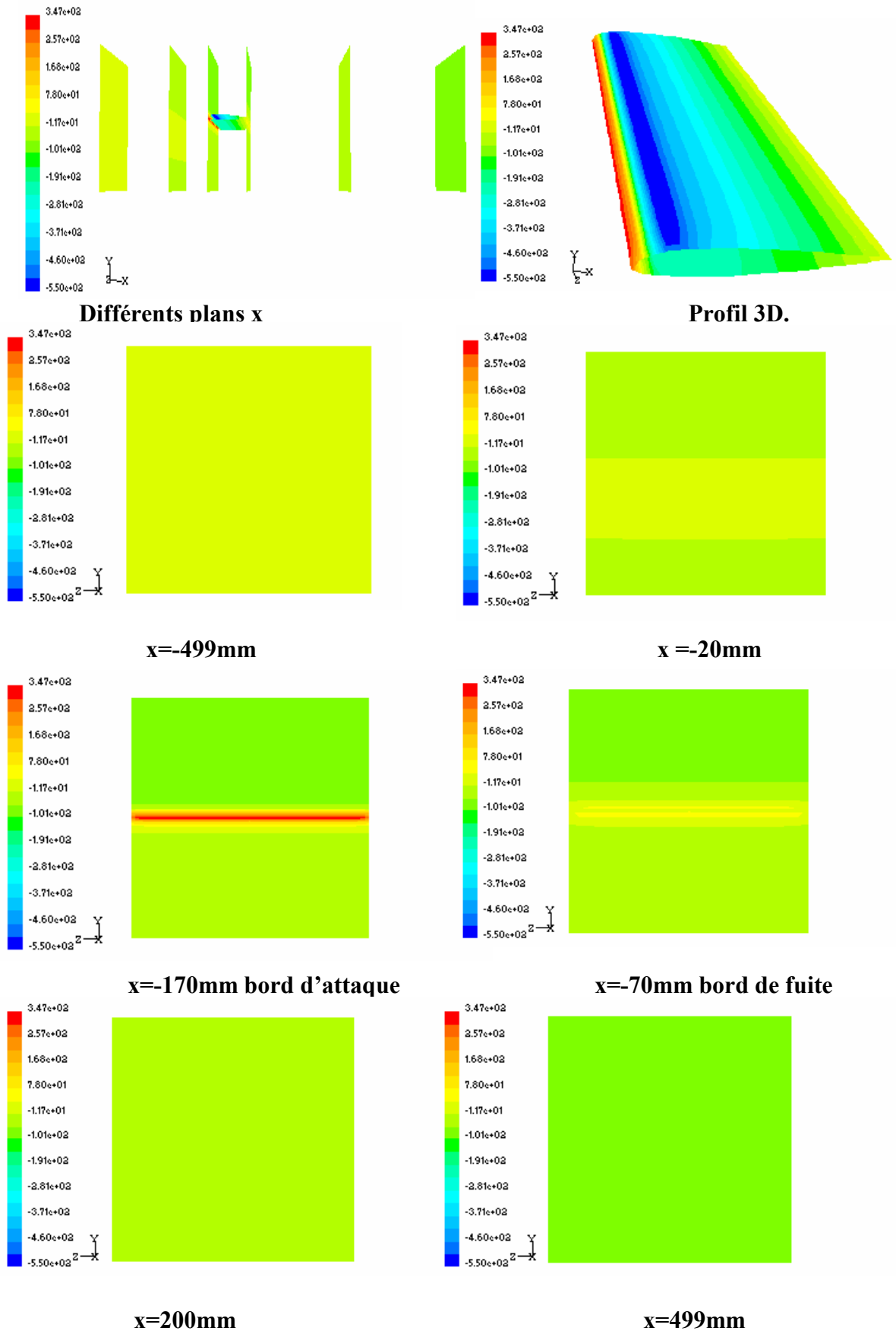
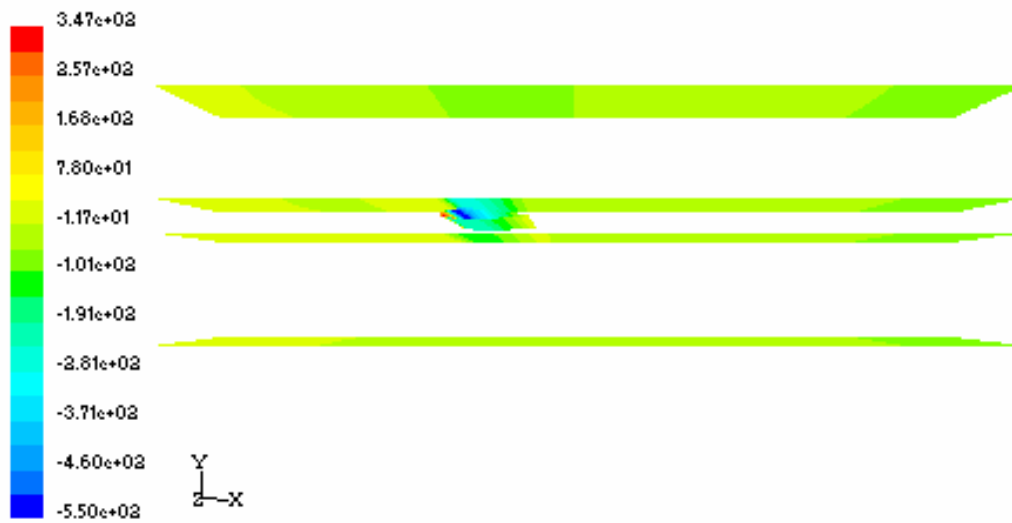


Fig. (IV.15) : Contours de pression (Pa) dans différents plans $x=cte.$



Le profil avec différents plans y.

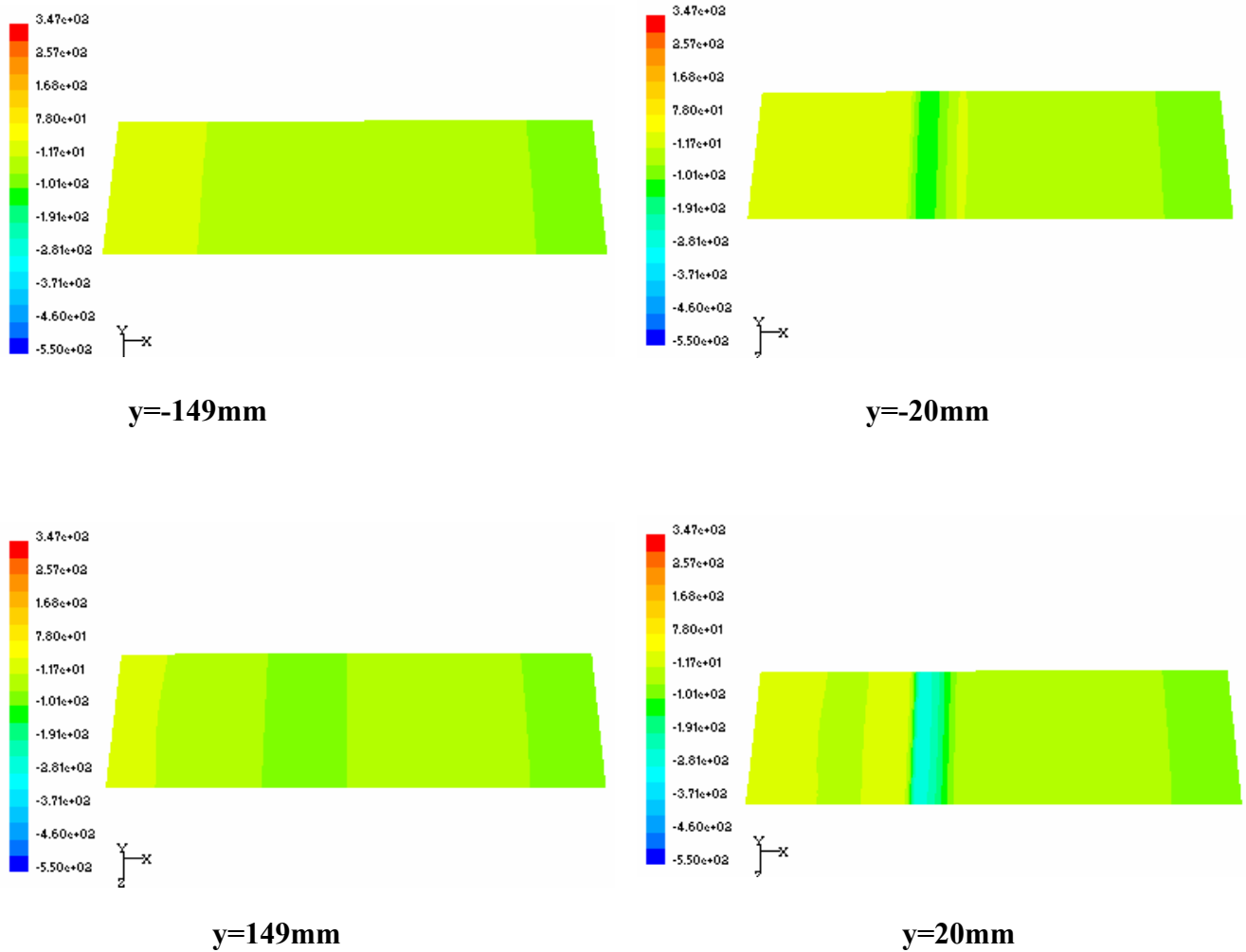
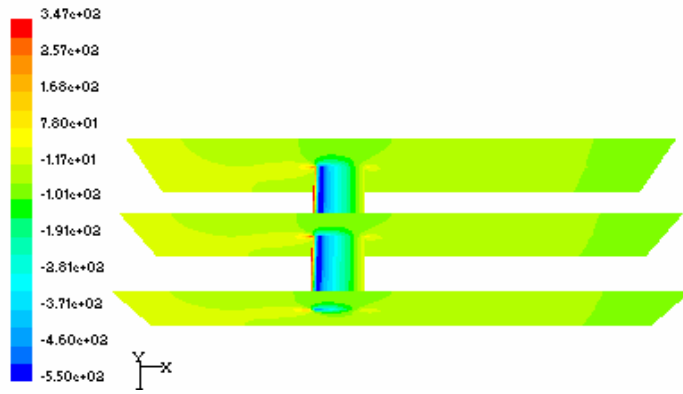
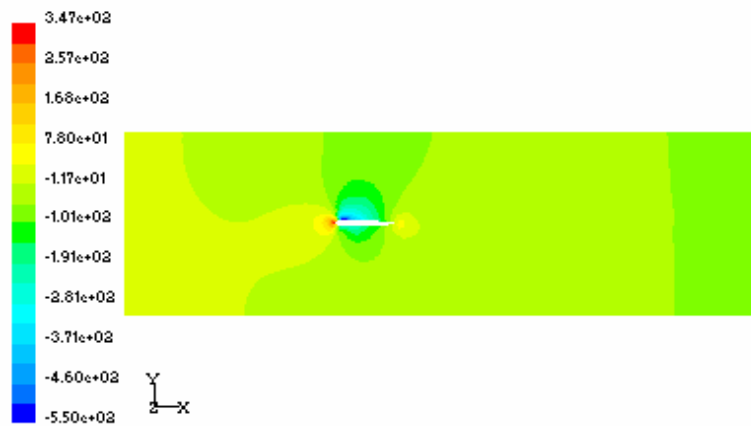


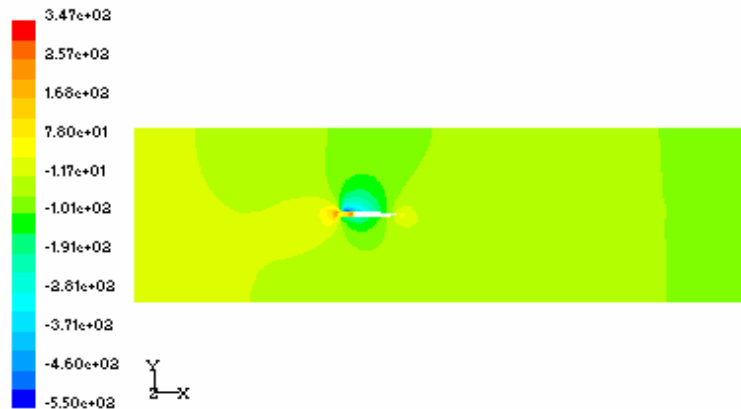
Fig. (IV.16) : Contours de pression (Pa) dans différents plans y=cte.



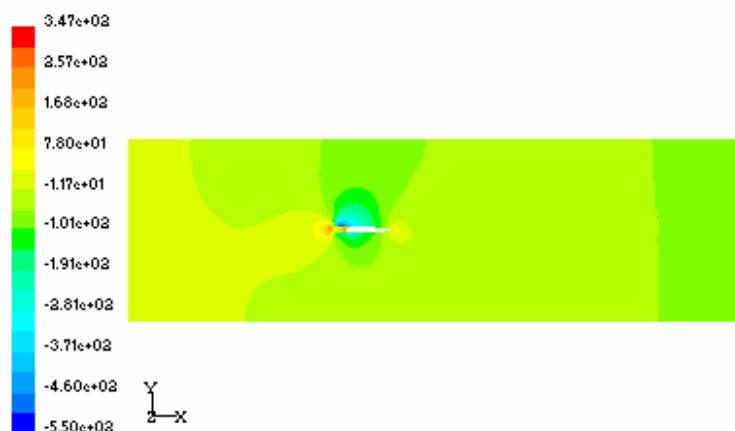
Les profils avec différents plan z. Profil 3D.



Plan de symétrie



z=1mm



z=3mm

Fig. (IV.17) : Contours de pression (Pa) dans différents plans z=cte.

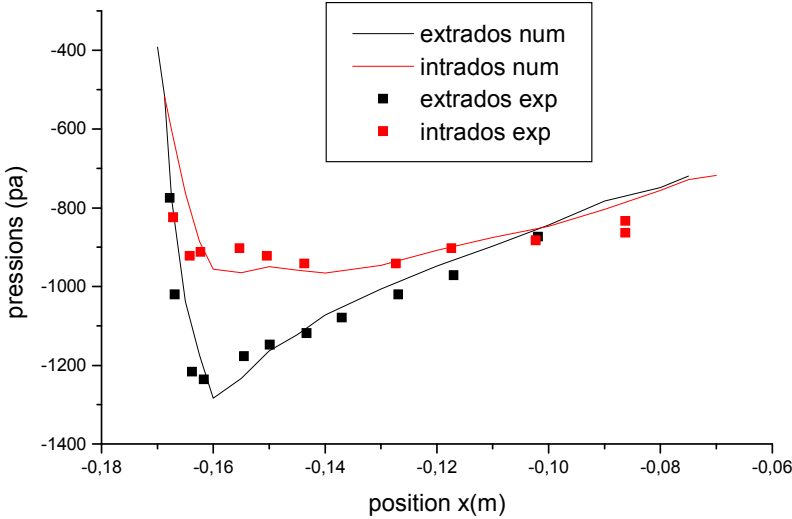
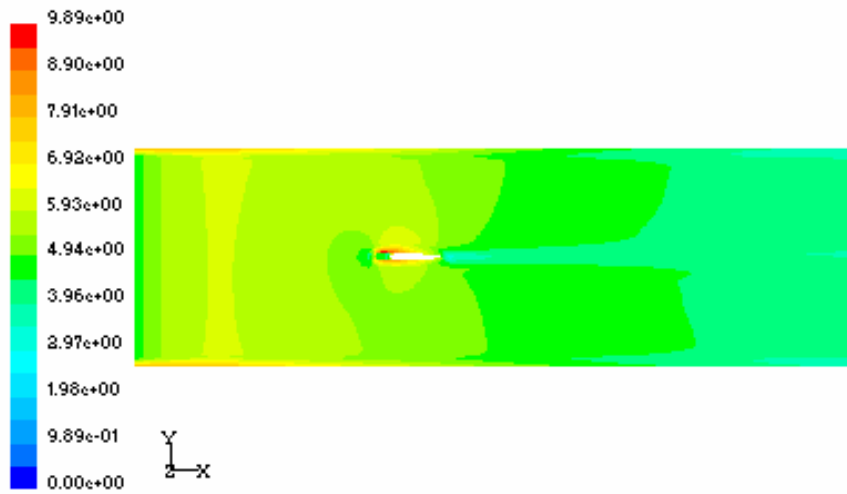
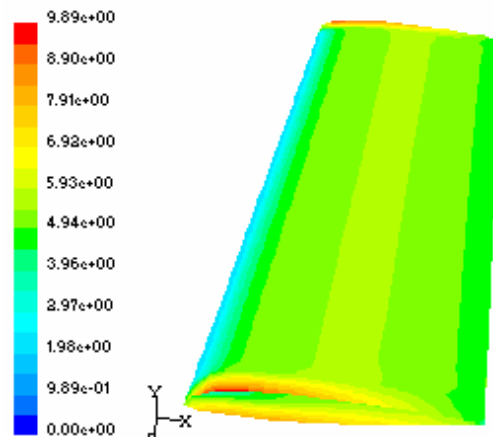


Fig. (IV.18) : Distribution de pression autour du profil.

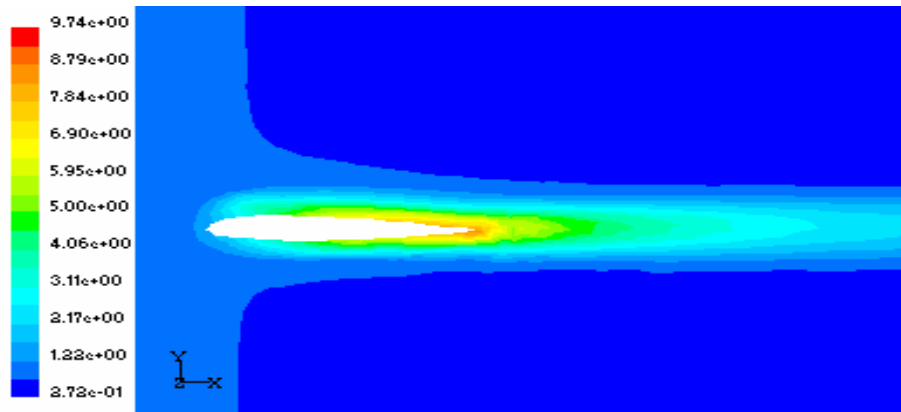


Sur les parois.

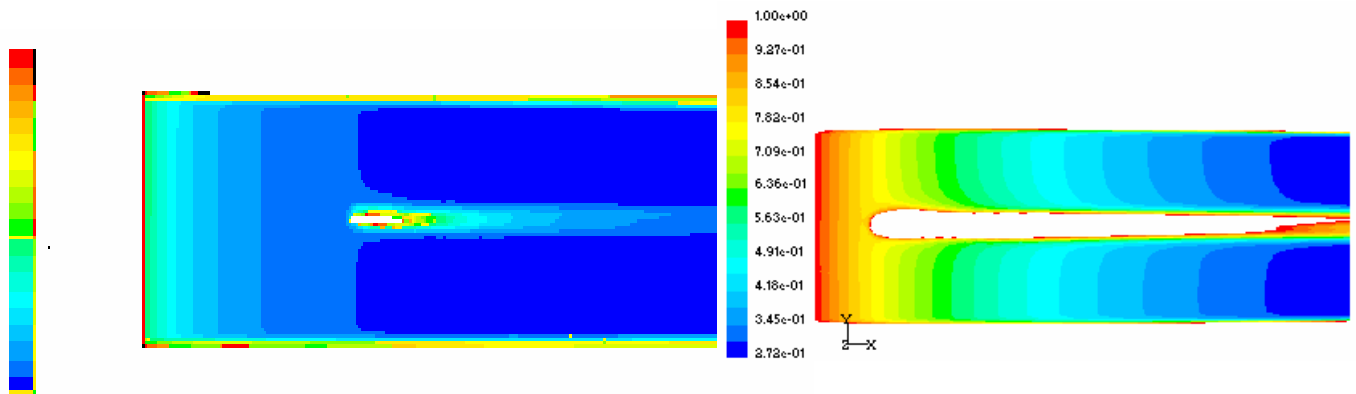


Sur le profil.

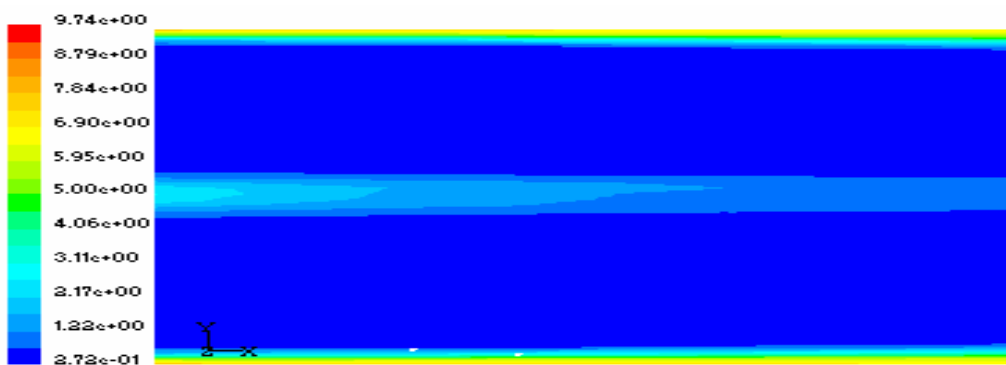
Fig. (IV.19) : Contour du coefficient de frottement.



Autour de l'aube



Sur le plan de symétrie.



A la sortie du domaine.

Fig. (IV.20) : Energie cinétique turbulente (m^2/s^2).

IV.2.3. 3^{ème} cas/ La roue :

Comme il a été déjà mentionné, la roue étudiée, similaire à celle d'une turbo machine, est composée de 60 aubes identiques. La simulation numérique de l'écoulement a été appliquée autour d'une seule aube et vu des conditions de périodicité imposées, les résultats obtenus s'appliquent à l'écoulement autour de toutes les autres aubes de la roue.

Dans un premier temps, il a été préférable de faire des simulations pour différents angles d'incidence (angle entre la direction de l'écoulement et la corde du profil) pour voir leurs effets sur l'écoulement. La figure (IV.21) montre les champs de vecteurs vitesse pour $\alpha = 0, 10, 20, 30, 40, 50, 60$ et 70 (colonne gauche sur la figure), et un agrandissement de la zone de l'intrados (colonne droite sur la figure). Il a été noté ce qui suit :

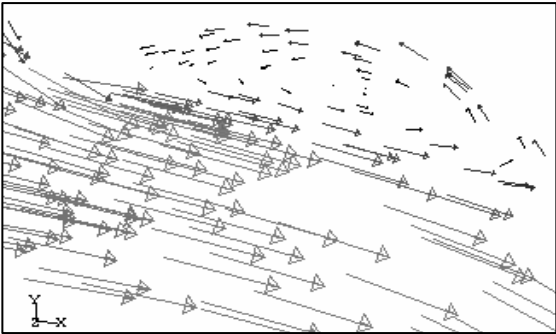
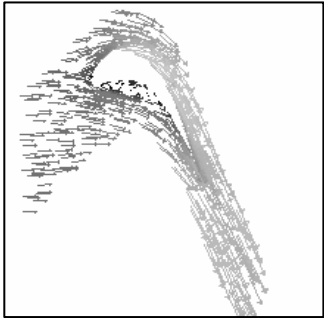
- pour un angle d'incidence $0^\circ \leq \alpha \leq 20^\circ$ il y a apparition d'une zone de recirculation,
- pour α variant entre 20° et 50° , les zones de recirculation disparaissent,
- pour α supérieur à 50° , un écoulement de fluide à contre courant apparaît.

Dans le présent travail c'est le deuxième cas qui a été retenu. Pour choisir parmi les angles considérés, il a été préférable de calculer les forces de portance et les forces de traîné ainsi que le rapport portance/traîné, et en choisir le meilleur rapport parmi les trois. D'après le tableau (IV.2), le meilleur rapport correspond à l'angle d'incidence $\alpha=30^\circ$ donc c'est l'angle qui ne donne pas de zones de recirculation et donc qui minimise les pertes d'énergie.

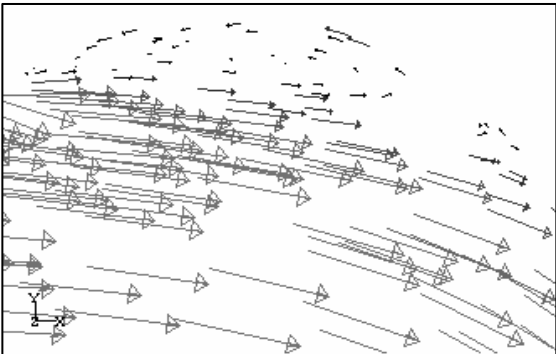
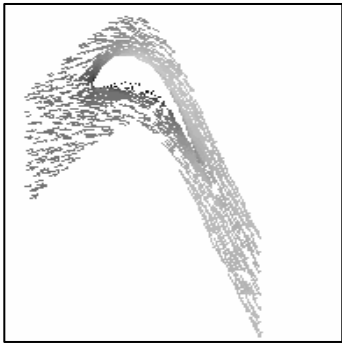
Angle	30	40	50
rapport	0,31546	0,21344	0,16539

Tab (IV.2).

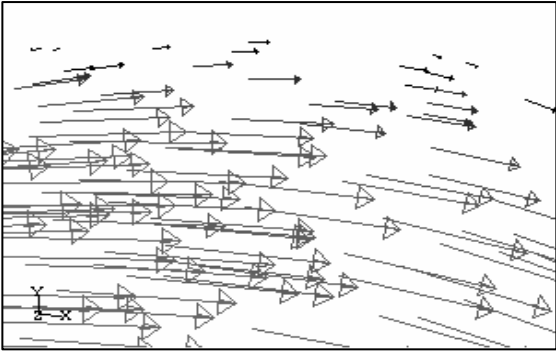
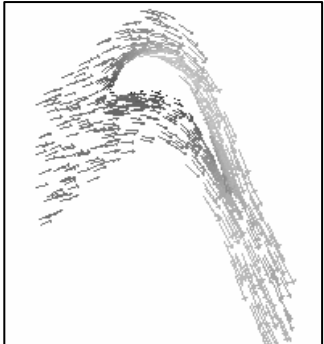
Tous les résultats présentés ci après correspondent à l'angle d'incidence de 30° .



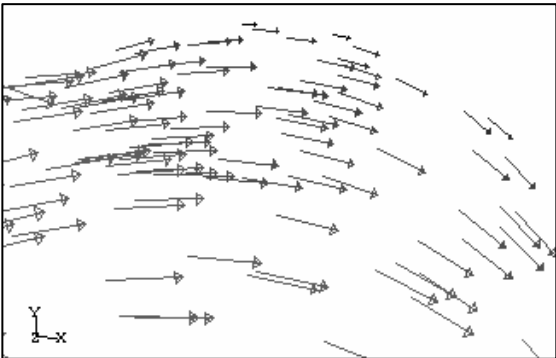
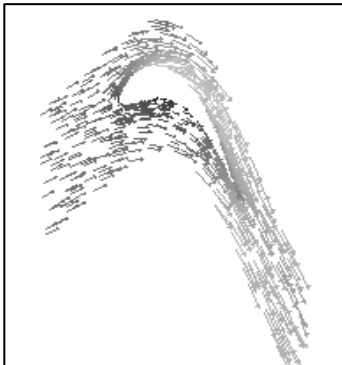
$\alpha = 0^\circ$.



$\alpha = 10^\circ$.

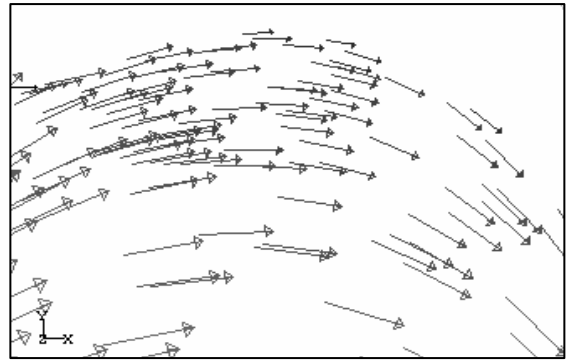
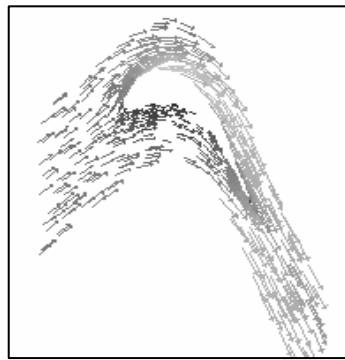


$\alpha = 20^\circ$.

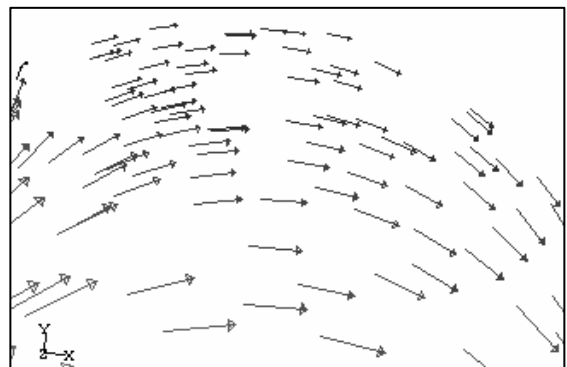
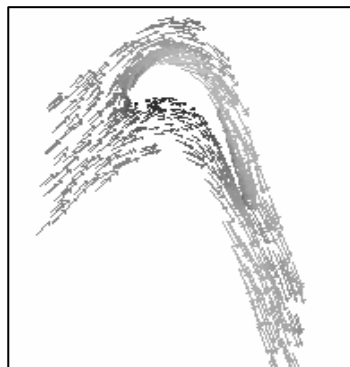


$\alpha = 30^\circ$.

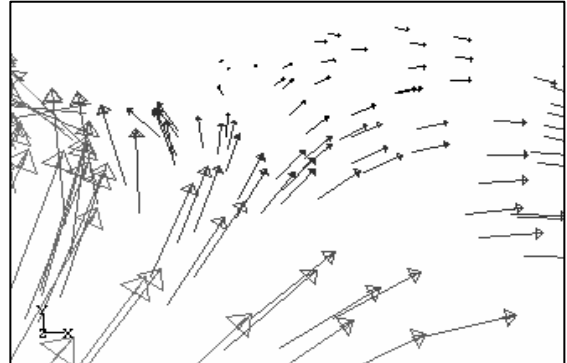
Fig. (IV.21) : Effet de l'angle d'incidence sur l'écoulement.



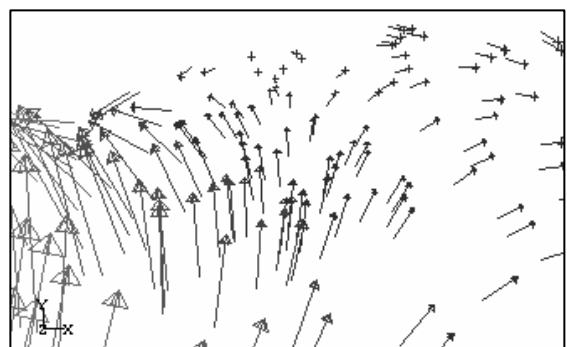
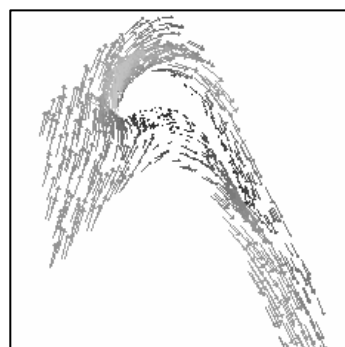
$\alpha = 40^\circ$.



$\alpha = 50^\circ$.



$\alpha = 60^\circ$.



$\alpha = 70^\circ$.

Fig. (IV.21) : Effet de l'angle d'incidence sur l'écoulement (suite).

a) Champ de vitesse :

Les figures. (IV.22-24), montrent respectivement les contours de la vitesse dans différents plans angulaires, longitudinaux et méridionaux.

Tout à fait à l'entrée la vitesse est uniforme sur toute la section et sa valeur est telle que nous l'avons imposée. Une décélération est rapidement ressentie près des parois du moyeu et du carter du au développement de la couche limite.

Au bord d'attaque la vitesse est nulle, et la différence de vitesses aux niveaux de l'intrados et l'extrados est clairement visible ce qui donne une circulation importante autour de l'aube et donc une force de portance importante. En aval de l'aube le sillage est mis en évidence.

Les plans méridionaux montrent le caractère tridimensionnel de l'écoulement entre aubes. En allant vers la sortie, le fluide est relativement accéléré du cote du moyeu, cela est probablement du à la disposition des aubes qui donne un passage relativement réduit de celui ci.

b) Champ de pression :

Les figures (IV.25-28) décrivent le contour de pression autour de l'aube ainsi que sur différents plans angulaires, longitudinaux et méridionaux respectivement.

Les résultats montrent les variations importantes dans les directions axiale et tangentielle mais non pas radiale par rapport à la roue.

La pression est élevée du côté intrados et diminuée du côté extrados alors que sa valeur maximale est au niveau du bord d'attaque.

Dans la zone de fluide accéléré discuté plus haut, une relative dépression est observée (énergie cinétique augmentée aux dépens de l'énergie de pression).

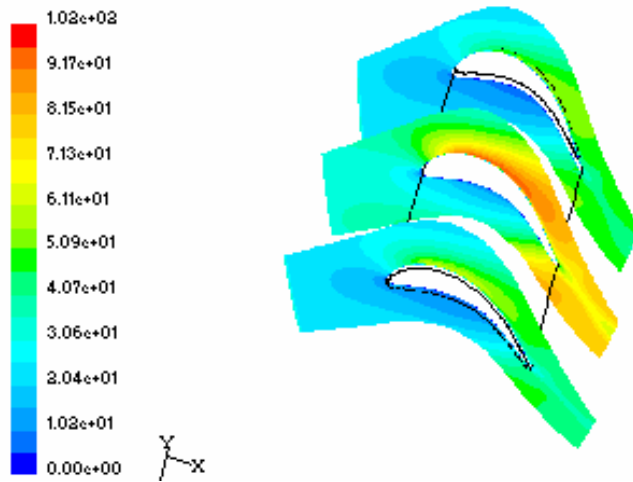
c) Coefficient de frottement :

La figure. (IV.29) donnant le contour du coefficient de frottement autour de l'aube, montre que ce dernier est très important sur l'extrados par rapport à l'intrados, vu que le gradient de vitesse sur l'extrados domine.

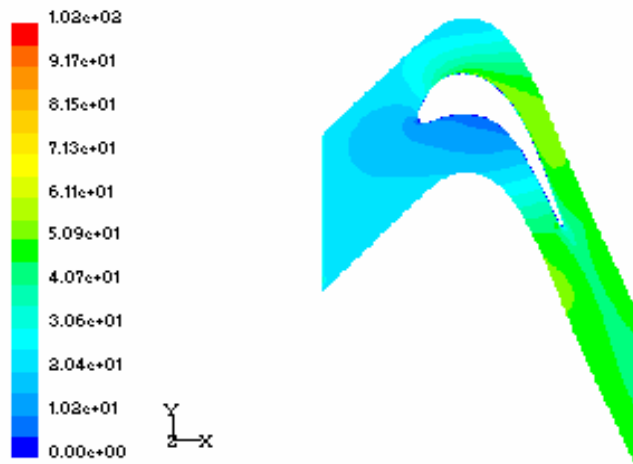
Au niveau du carter et du moyeu la variation du coefficient de frottement est presque similaire, avec des valeurs très faibles à l'entrée du domaine, au bord d'attaque et sur l'intrados de l'aube, et des valeurs plus ou moins importantes sur l'extrados et en aval de l'aube.

d) Energie cinétique turbulente :

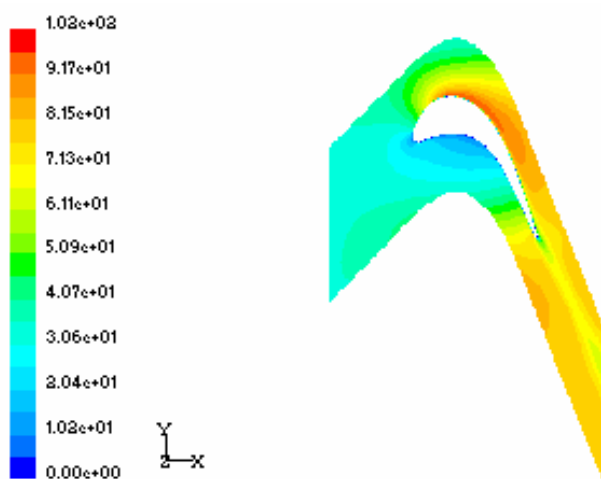
Sur la figure (IV.30) nous pouvons remarquer que l'énergie cinétique turbulente est détruite à l'entrée et sur l'intrados car il n'y a aucun mécanisme de production ni mécanisme de diffusion. Par ailleurs la turbulence est importante là où les gradients des vitesses moyennes sont élevées c'est-à-dire sur l'extrados.



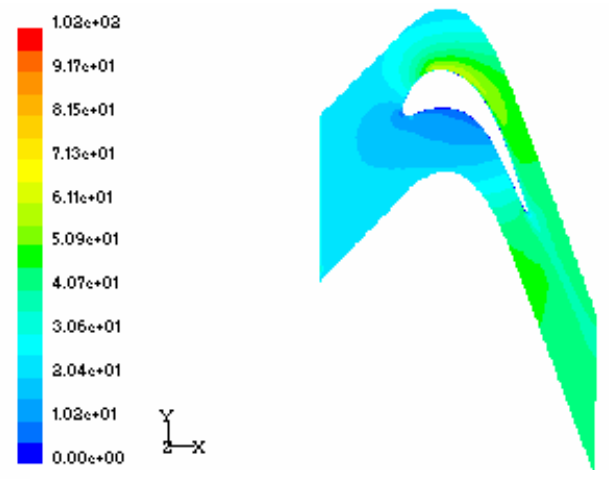
L'aube avec différents plans longitudinaux.



Spanwise 0.02

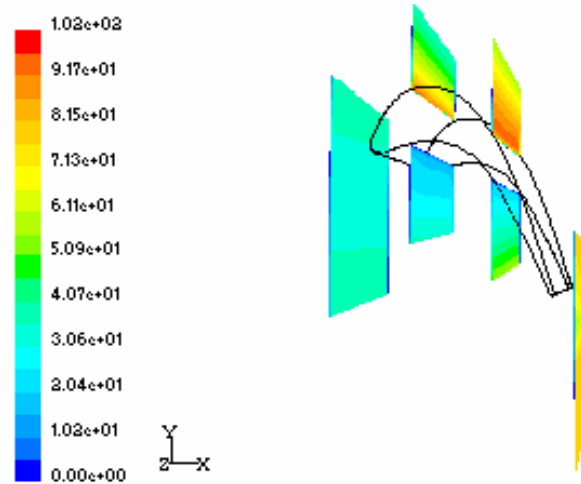


Spanwise 0.5



spanwise 0.98

Fig. (IV.23) : Contours de grandeur de vitesse (m/s) pour différents plans longitudinaux.



L'aube avec différents plans méridionaux.

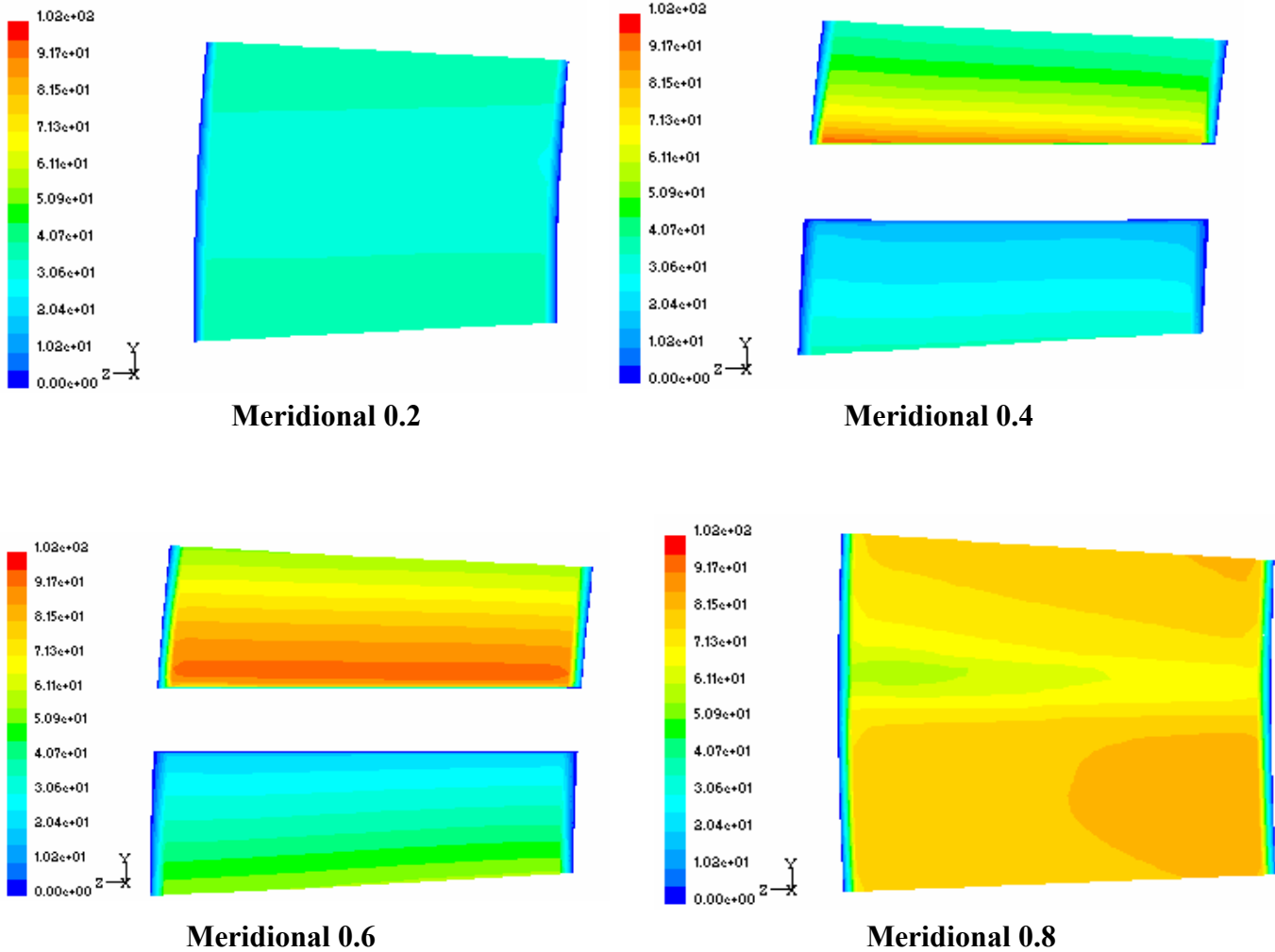
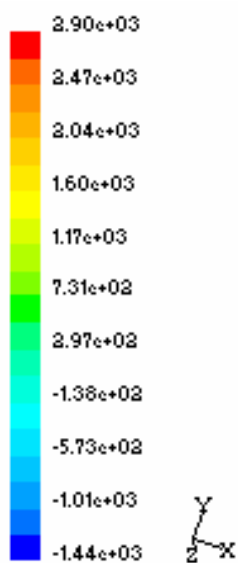
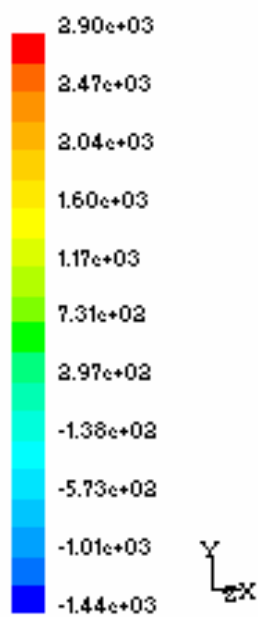


Fig. (IV.24) : Contours de la grandeur de vitesse (m/s) pour différents plans méridionaux.

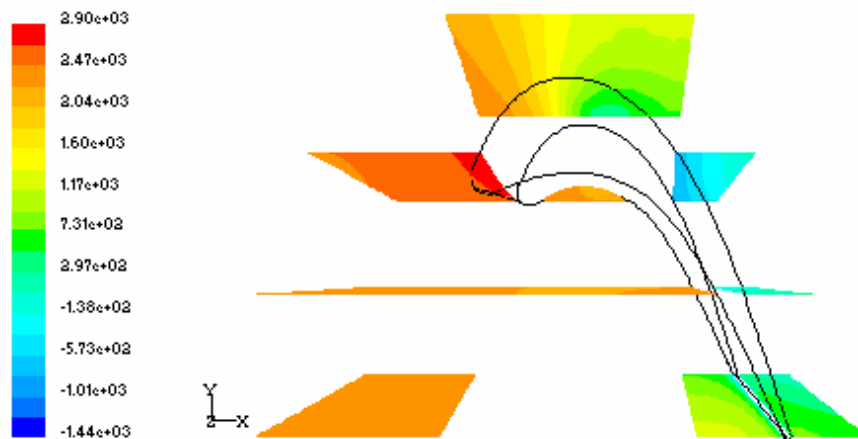


Autour de l'aube.



Autour de la roue.

Fig. (IV.25) : Contours de pression (Pa).



L'aube avec différentes positions angulaires.

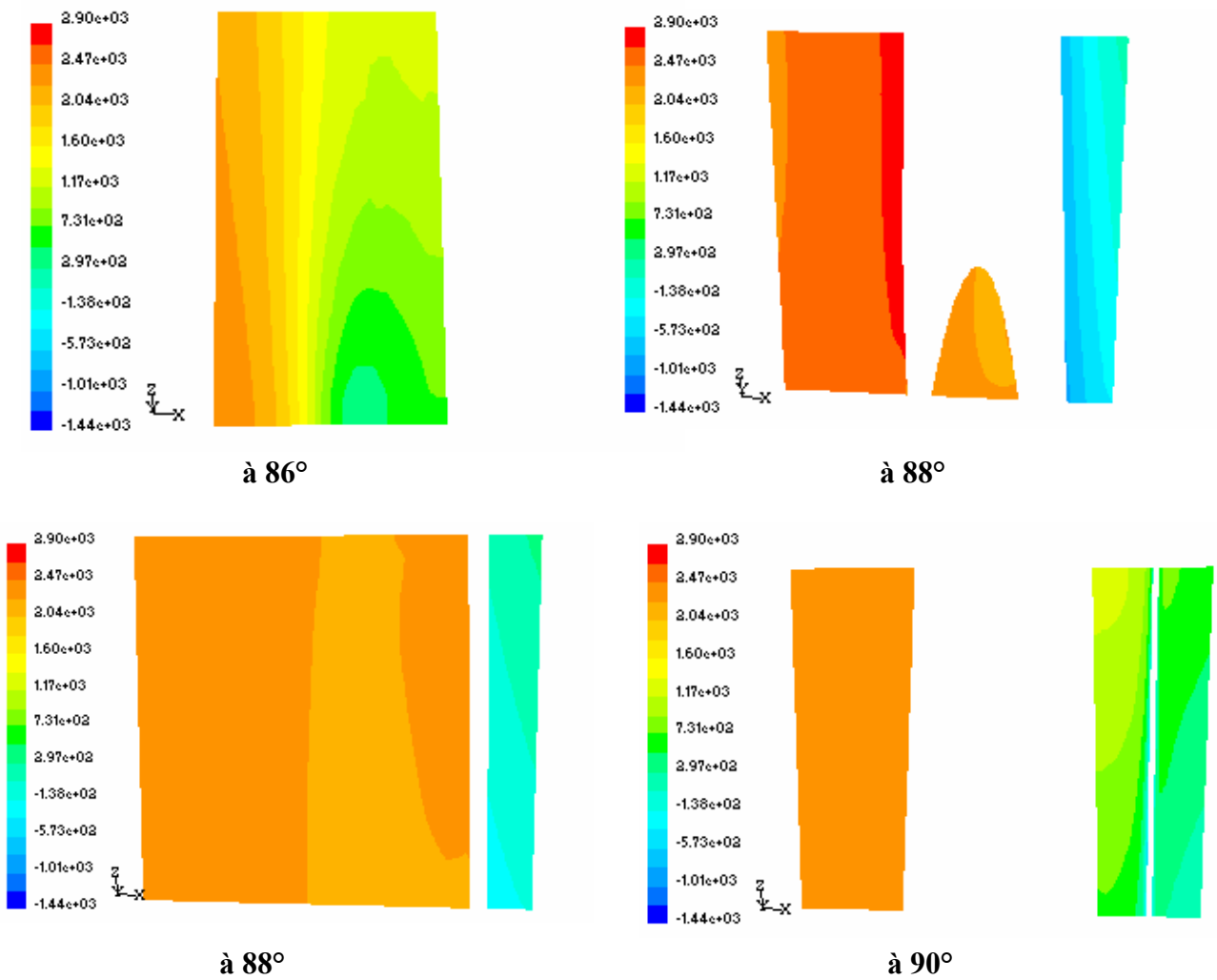
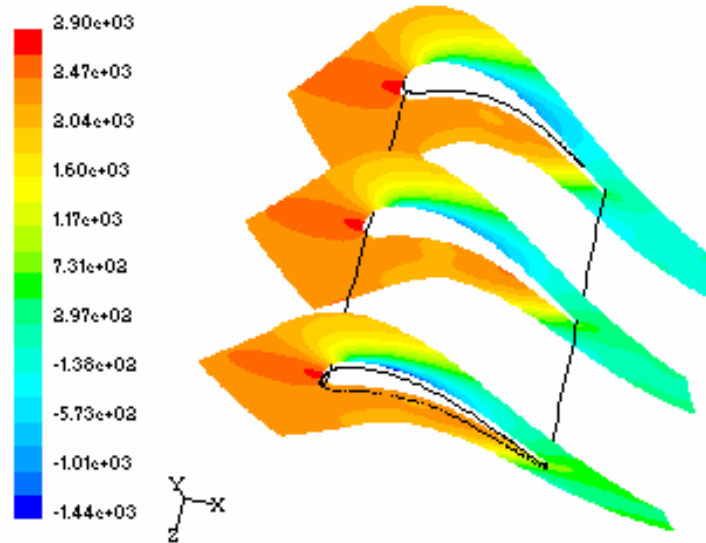
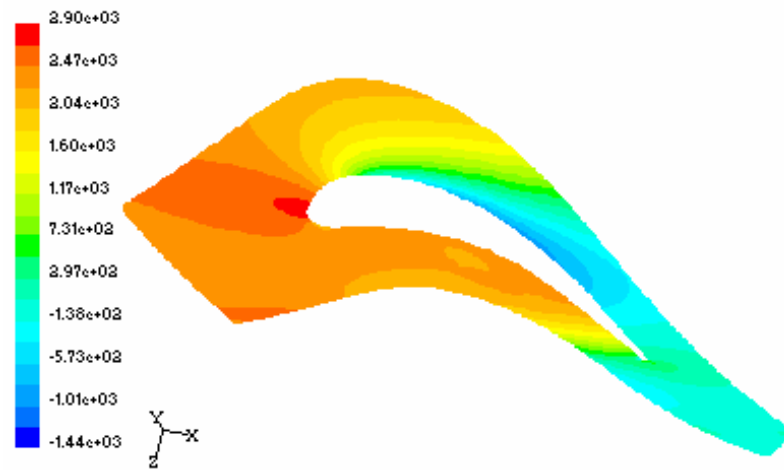


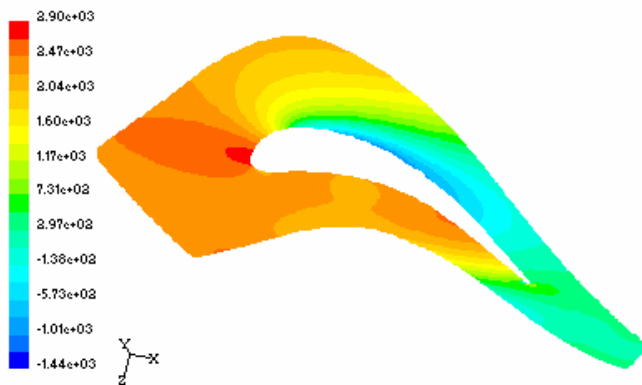
Fig. (IV.26) : Contours de pressions (Pa) pour différents plans angulaires.



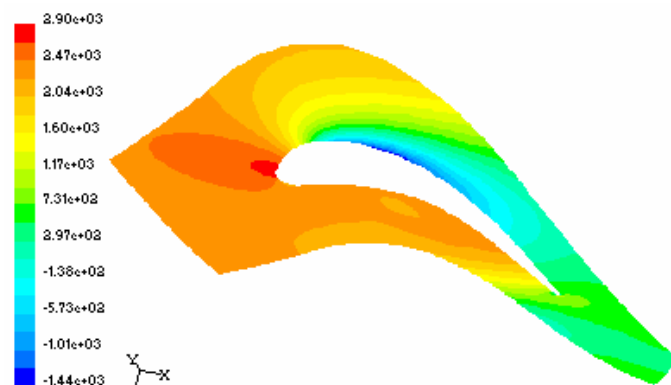
L'aube avec différentes positions longitudinales ou spanwise.



Spanwise 0.02.

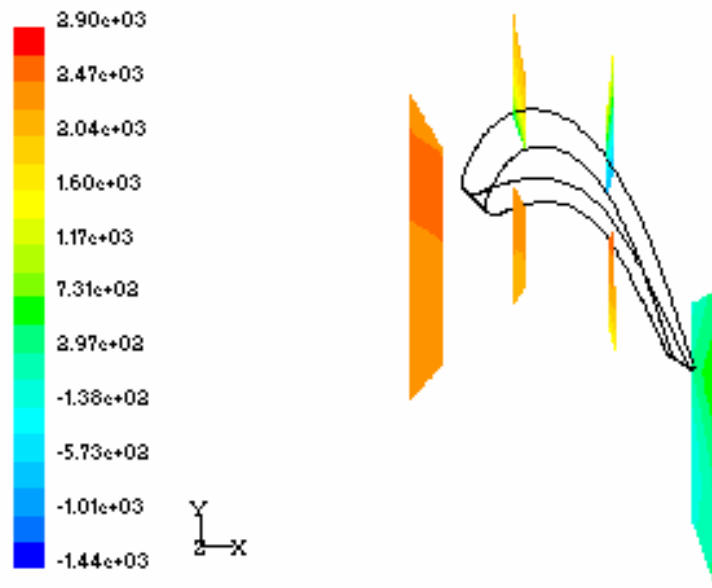


Spanwise 0.5.



Spanwise 0.98.

Fig. (IV.27) : Contours de pression (Pa) pour différents plans longitudinaux.



L'aube avec différents plans méridionaux

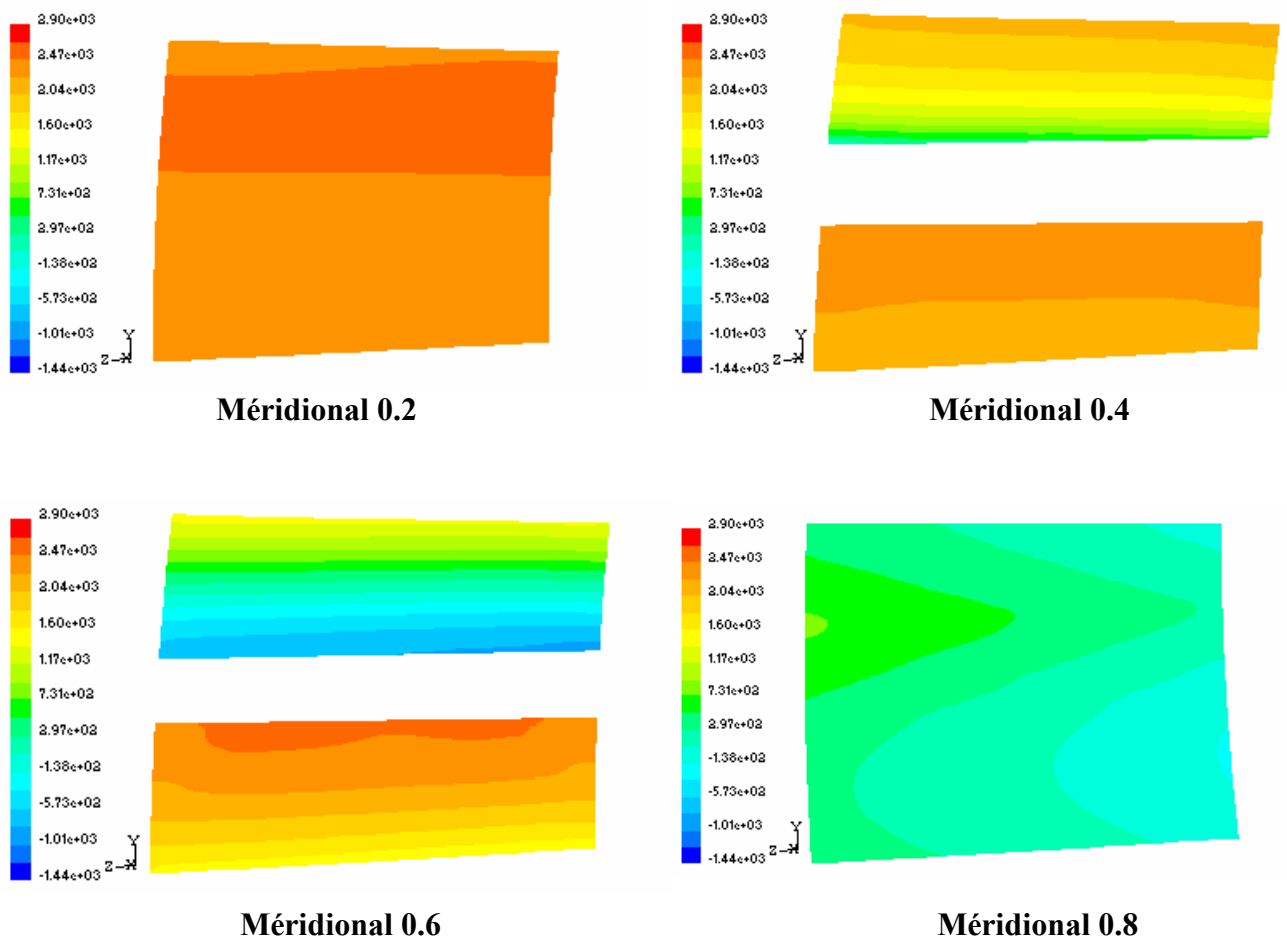
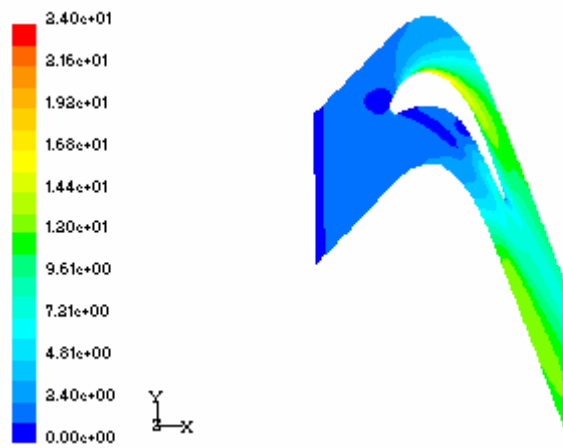


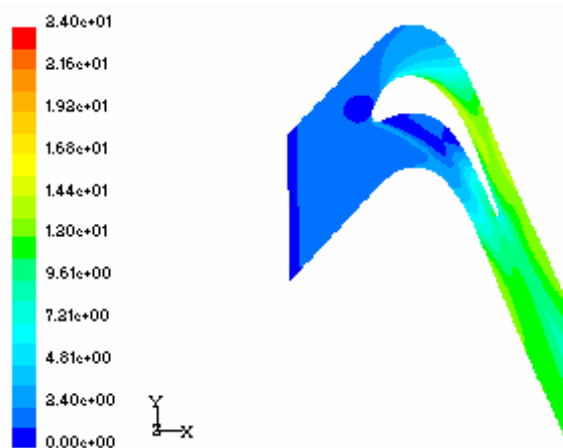
Fig. (IV.28) : Contours de pression (Pa) pour différents plans méridionaux.



L'aube



Carter



Moyeu

Fig. (IV.29) : Contours du coefficient de frottement.

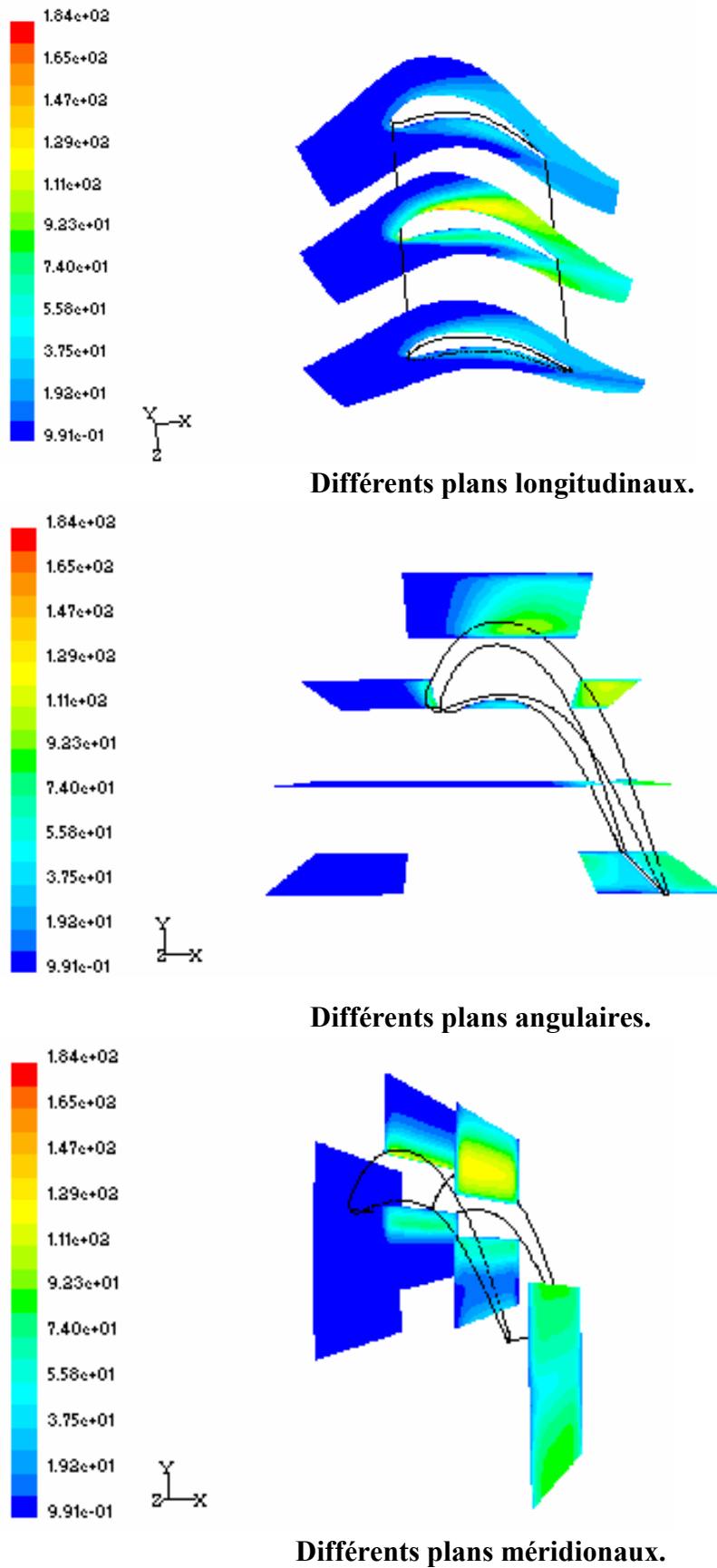


Fig. (IV.30) : Contours de l'énergie cinétique turbulente (m^2/s^2).

CONCLUSION

L'étude de l'écoulement turbulent à travers les aubes d'une turbomachine a été l'objectif du présent travail. L'outil de simulation numérique Fluent a été notre moyen pour la compréhension des différents phénomènes manifestés à travers les différentes géométries étudiées.

La construction des différentes géométries : profil 2D, profil isolé 3D, et la roue à 60 aubes, la génération de leur maillage ainsi que l'incorporation des conditions aux limites ont été élaborées dans le pré processeur **GAMBIT**.

Dans le cas de l'aube isolée 3D, une étude expérimentale des champs de vitesse et de pression a été réalisée au niveau du Laboratoire d'Energétique Appliquée et de Pollution au département de Génie Mécanique. L'accord entre les résultats numériques et expérimentaux s'est avéré satisfaisant. De plus, une prédiction réaliste des résultats a été observée et cette étude révèle :

- ✚ Une accélération du fluide dans la région à gradient de pression favorable, et vu l'importance des vitesses sur l'extrados par rapport à l'intrados, une circulation importante et positive est créée, d'où la mise en évidence d'une force de portance ;
- ✚ Mise en évidence d'un sillage non symétrique en aval de l'aube provenant de couches limites le long de l'intrados et l'extrados ;
- ✚ Un point d'arrêt au niveau du bord d'attaque où la pression est maximale et un autre au bord de fuite où la pression est légèrement affaiblie par le frottement dans les couches limites le long de l'intrados l'extrados du profil;
- ✚ Une légère perte de charge entre l'entrée et la sortie causée par le cisaillement entre le fluide et les parois ;
- ✚ Le coefficient de frottement est très important sur l'extrados mais pas sur l'intrados vu que le gradient de vitesse sur l'extrados est maximal ;
- ✚ Dans le cas de l'aube de la roue des angles d'incidence faibles (inférieurs à 30°) ont entraîné une zone de recirculation dans le creux de l'intrados et des valeurs de l'angle d'incidence très grandes (supérieures à 50°) ont donné un retour de fluide à contre courant.

La bonne compréhension du comportement du fluide autour des aubes peut permettre une meilleure conception et donc un rendement amélioré des turbomachines.

Comme perspective, il serait très intéressant de passer à d'autres modèles de turbulence plus performants, comme le RSM, dans le but de capter éventuellement les écoulements secondaires caractérisant l'écoulement à travers les aubes des turbomachines.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.

- [1] **W.C. Zierke, S. Deutsch.** *Transitional cascade blade.* The measurement of boundary layers on a compressor blade cascade-v 1 and 2. NASA CR. 1995.
- [2] **E. Sciubba.** *Calculating entropy with CFD.* publication chair. ASME Advanced Energy Systems. Columbus. 1997.
- [3] **H.G. Lee, J.Y. Yoo.** *Numerical simulation of turbulent cascade flows involving high turning angles.* Computational Mechanics. V 20, 3. 1997.
- [4] **G.D. Ciocan, S. Mauri, J. L. Kueny.** *Etude du champ instationnaire de vitesse en sortie de roue. Etude expérimentale et numérique.* Laboratoire de machines hydrauliques. 164^e session SHF : " Machines Hydrauliques : instationnarités et effets associés". 2000.
- [5] **E. Serre, P. Bontoux, B.E. Launder.** *Direct Numerical Simulation of Transitional Turbulent Flow in a Closed Rotor-Stator Cavity.* Flow, Turbulence and combustion. V 69, 1. 2002.
- [6] **A. Azzi, M. Abidat.** *Prédiction numérique du refroidissement par film près du bord d'attaque d'une aube symétrique: influence du taux d'injection.* Science et technologie numéro special-c. Pp 97-108. 2001.
- [7] **Y.H. Madani, M. Abidat.** *Etude numérique de l'écoulement d'un fluide visqueux incompressible autour de corps profilés par une méthode combinée d'ordre $O(h^2)$ et $O(h^4)$.* Séminaire international de Génie Mécanique. Sigma'02.E.N.S.E.T. Oran. 28 & 29 Avril 2002.
- [8] **I. Merahi, M. Abidat, A. Azzi, O. Hireche.** *Numerical assessment of incidence losses in an annular blade cascade.* Séminaire international de Génie Mécanique. Sigma'02 ENSET. Oran. 28 & 29 Avril 2002.

- [9] **L. Hilgenfeld, P. Stadtmuller, L. Fottner.** *Experimental investigation of turbulence influence of wake passing on the boundary layer development of highly loaded turbine cascade blades.* Unsteady flow in turbomachinery. V 69, 3-4. Pp 229-247. 2002.
- [10] **P.W. Giel, R. Bunker, G. James, J. B. Robert.** *Heat transfer measurement and predictions on a power generation gas turbine blade.* Book Park, OH, NASA / CASI. 2003
- [11] **K.C. Civinskas, G.J. Van Fossen, P.W. Giel, D.R. Thurman.** *Blade Heat transfer measurement and predictions in a transonic turbine cascade.* Book Park, OH, NASA / CASI. 2003
- [12] **J.R. Sirbaugh, P.W. Giel.** *Three-Dimensional flow field measurements in a transonic turbine cascade.* . Book Park, OH, NASA / CASI. 2003
- [13] **G.D. Ciocan, H.P. Mombelli, F.Avellan.** *Instabilités des turbines Francis: essai et mesures détaillés sur modèle réduit.* . Proceedings of FEDSM'03, 4TH ASME-JSME Joint Fluids Engineering Conference, Hawaii. 2003.
- [14] **S. Benmansour, M. Kaci, K. Dif, M. Bellouti.** *Etude du refroidissement d'une aube de turbine haute pression (HP).* 4^{ème} journée de la mécanique. EMP. Alger. 23 & 24 Mars 2004.
- [15] **R. Niehuis.** *Rotor/Stator interaction.* Computational Fluid Dynamics at the Institute for Jet Propulsion and Turbomachinery. Aachen. 2006.
- [16] **J. Kryszinski.** *Turbomachines. Théorie générale.* Office des publications universitaires. Pp 1-60. 1986.
- [17] **A. Boulahia.** *Turbomachines. Cours 4^{ème} année énergétique.* Université Mentouri. 1993.

[18] **D. Japikse, D. Carmichael.** Aerodynamic design of axial-flow and centrifugal compressors. Gas turbine. Sawyer's. Third edition. Turbomachinery international publications. V I. Theory and Design. Chapter 3.1984

[19] **D. Japikse.** Computers in the Turbomachinery industry. Gas turbine. Sawyer's. Third edition. Turbomachinery international publications. V I. Theory and Design. Chapter 8.1984

[20] **B.E. Launder, D.B. Spalding.** « Lectures in mathematical models of turbulence». Academic press, London, England. 1972.

[21] **Fluent 6.0 Documentation.** User's Guide. Tutorial Guide. Fluent, inc.2001.

[22] **Gambit 2.0 Documentation.** User's Guide. Modeling Guide. Tutorial Guide. Fluent, inc.2001.

[23] **Bulletin technique.** Soufflerie subsonique a aspiration. EA 103. Deltalab.

Résumé :

Cette étude focalise sur le comportement de l'écoulement du fluide à travers les aubes car c'est l'une des principales causes internes des problèmes des turbomachines.

Une simulation numérique de l'écoulement stationnaire tridimensionnel, incompressible et sans transfert de chaleur a travers un profil isolée 2D ; une aube isolée 3D et une série de 60 aubes composant une roue fixe, similaire à celle d'une turbomachine a été entreprise en utilisant le code de calcul Fluent. L'effet de la turbulence sur l'écoulement a été pris en compte en utilisant le modèle $k-\varepsilon$.

Dans le cas de l'aube isolée 3D, une étude expérimentale des champs de vitesse et de pression à l'aide d'un tube de Pitot statique a été réalisée au niveau du Laboratoire d'Energétique Appliquée et de Pollution au département de Génie Mécanique. L'accord entre les résultats numériques et expérimentaux s'est avéré satisfaisant.

Dans le cas de la roue, une étude concernant l'effet de la variation de l'angle d'incidence sur le comportement de l'écoulement a aussi, fait l'objet de ce travail.

Les résultats obtenus pour tous les cas considérés ont donnés des champs de pression et de vitesse 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 ont tous été captés par la présente simulation.

Mots clés : Fluent, aube, extrados, intrados, turbomachine, sillage, turbulence, angle d'incidence.

Abstract:

This study focuses on the behavior of the flow of the fluid through the blades because it is one of the principal internal causes of the problems encountered in turbomachines.

A digital simulation of the three-dimensional, incompressible steady flow and without transfer of heat through a 2D profile; a 3D blade and a series of 60 blades composing a fixed wheel, similar to that of a turbomachine has been undertaken by using the computer code Fluent and the effect of turbulence on the flow was taken into account by using the model k- ϵ .

In the case of the 3D blade, an experimental study of the velocity and pressure fields using a static Pitot tube was carried out at the LEAP « Laboratoire d'Energétique Appliquée et de Pollution » of « Génie Mécanique ». The agreement between the numerical and experimental results proved to be satisfactory.

In the case of the wheel, a study concerning the effect of the variation of the angle of incidence on the flow behavior has been the main investigation.

The results obtained in all the cases considered gave satisfactory prediction of pressure and velocity. The physical phenomena such as the development of the wake, the development of the boundary layer, the variation of the friction coefficient and the zone of production the turbulent kinetic energy were all captured by the present simulation.

Keywords: Fluent, blade, pressure side, section side, turbomachine, wake, turbulence, angle of incidence.