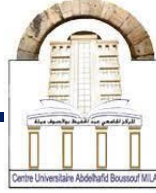


الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Centre Universitaire Abdelhafid boussof- Mila

**Institut des sciences et de la technologie
Département de Génie Mécanique et Électromécanique**

N°Réf :.....

Mémoire préparé En vue de l'obtention du diplôme de

MASTER

En: Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Comparaison entre une paroi plane et une paroi corruguée par un jet impactant

Préparé par :Boussaouifaris

Abdelhakbenmicia

Soutenu devant le jury :

Zerari khalil	C. U. AbdelhafidBoussof,	Mila	Président
Bouchoucha abeelmalek	C. U. AbdelhafidBoussof,	Mila	Examineur
Derdouri Amina	C. U. AbdelhafidBoussof,	Mila	Encadreur

Année universitaire : 2023/2024

Dédicace

Toutes les lettres ne sauraient trouver les mots qu'il faut.... Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude, l'amour, le respect, la reconnaissance... C'est tout simplement que je dédie ce mémoire...

À ma chérie mère, autant de phrases aussi expressives soient-elles saurées montrer le degré d'amour et d'affection que j'éprouve pour toi. Tu m'as comblé avec ta tendresse et affection tout au long de mon parcours. Tu n'as cessé de me soutenir et de m'encourager durant toutes les années de mes études, tu as toujours été présente à mes côtés pour me consoler quand il fallait. En ce jour mémorable, pour moi ainsi que pour toi, reçoit ce travail en signe de ma vive reconnaissance et ma profonde estime. Puisse le tout puissant te donner santé, bonheur et longue vie afin que je puisse te combler à mon tour.

À mon cher père, j'espère être toujours à la hauteur de vos espérances.

Je tiens à la dédier à mes sœurs. et à tous les enfants dans ma famille, à mes amis et à mes collègues de travail, ainsi qu'à mon collègue Abd elhak.

À tous ceux qui ont contribué d'une manière ou d'une autre à l'élaboration de ce travail.

Boussaoui Faris

Dédicace

Je dédie cet humble travail

À ma maman et mon père

Pour leur amour, leur sacrifice,

Leur encouragement constant

À mes frères

Et mes sœurs

Pour toute ma famille

A tous mes amis

Aux camarades de classe en particulier

Boussaouifaris

À tous ceux qui ont donné de son temps pour la science

Et pour tous ceux qui utilisent la science pour de bon

Et la prospérité de l'humanité

Abdelhak Benmicia

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier ALLAH, tout puissant, de nous avoir donnée la force pour survivre, ainsi que l'audace pour dépasser toutes les difficultés.

Nous remercions le Docteur DERDOURI Amina notre encadreur d'abord, d'avoir accepté de nous encadrer, et puis pour son aide, ses conseils et ses orientations.

Nous remercierons sincèrement **Dr. ZERARI KHALIL** Pour m'avoir fait l'honneur d'accepter d'être le président du jury.

Un grand merci à **Dr. BOUCHOUCHA ABD ELMALEK** d'avoir acceptée d'examiner et juger ce modeste travail.

Nous adressons également nos remerciements tous nos enseignants qui nous ont donné la base de la science.

Résumé

Le présent travail est une comparaison entre une paroi plane et deux parois corruguées d'un jet impactant. Deux types de corrugation sont utilisés : une corrugation carrée et triangulaire. L'effet de Rayon de la plaque / le diamètre de jet la dynamique de l'écoulement et le transfert de chaleur est simulé numériquement utilisant le modèle de turbulence SST $k-\omega$. La configuration de jet impactant considère avec une distance buse-paroi $H/D = 2$, la taille de cavité $C = 1$ (mm), le nombre de Reynolds varie entre $Re = 23000$ et le R/D varie entre 6 et 10. Les résultats montrent que la présence des corrugations augmente le transfert de chaleur mieux que la paroi plane. La paroi de type carrée augmente le transfert de chaleur mieux que la paroi triangulaire. La valeur de nombre de Nusselt la plus importante est enregistrée pour la valeur $R/D = 6$ dans trois parois.

Mots clés : jet impactant axisymétrique, surface corruguée, transfert de chaleur, nombre de Nusselt, modèle de turbulence SST $k-\omega$.

Abstract

The present work is a comparison between a flat wall and two corrugated walls of an impacting jet. Two types of corrugation are used: square and triangular. The effect of the plate radius/jet diameter, flow dynamics, and heat transfer is numerically simulated using the SST $k-\omega$ turbulence model. The impacting jet configuration considers a nozzle-wall distance $H/D = 2$, cavity size $C = 1$ (mm), Reynolds number varying between $Re = 23000$, and R/D varying between 6 and 10. The results show that the presence of corrugations increases heat transfer better than the flat wall. The square corrugated wall increases heat transfer better than the triangular one. The highest Nusselt number value is recorded for $R/D = 6$ in all three walls.

Keywords: axisymmetric impinging jet, corrugated surface, heat transfer, Nusselt number, SST $k-\omega$ turbulence model.

ملخص

العمل الحالي هو مقارنة بين حائط مستو وحائطين مموجين لتأثير نفاث تصادمي. يتم استخدام نوعين من التجعيد: مربع ومثلثي. تم تحاكي تأثير نصف القطر للوحة / قطر النفاث وديناميكية التدفق ونقل الحرارة عدديا باستخدام نموذج الاضطراب SST k- ω . تضمن تكوين النفاث التصادمي مسافة جدار فوهة الحائط $H/D = 2$ ، حجم التجويف $C = 1$ (مم)، وتغير عدد رينولدز بين $Re = 23000$ ، وتغير R/D بين 6 و 10. تظهر النتائج أن وجود التجعيد يزيد من نقل الحرارة بشكل أفضل من الحائط المستوي. الحائط المموج بالشكل المربع يزيد من نقل الحرارة بشكل أفضل من الحائط المثلثي. يتم تسجيل أعلى قيمة لعدد نوسلت للقيمة $R/D = 6$ في الجدران الثلاثة.

الكلمات المفتاحية: النفاثات الارتطامية المحورية، السطح المموج، انتقال الحرارة، عددنسلت، نموذج الاضطراب SST k- ω .

Table des matières

Remerciements.....	III
Résumé.....	IV
Abstract.....	IV
Table des matières.....	VI
Liste des figures.....	VII
Liste des tableaux.....	X
Nomenclature.....	X
Chapitre 1 Recherche bibliographique	
1.1 Introduction	1
1.2 Structure d'un jet impactant.....	1
1.3 Travaux précédent.....	2
1.4 Objectif de travail.....	6
1.5 Organisation du mémoire.....	7
Chapitre 2 Equations mathématiques et méthode de résolution	
2.1 Introduction.....	8
2.2 Hypothèses simplificatrices.....	8
2.3 Equations instantanées.....	8
2.4 Equations moyennes.....	9
2.4.1 Modèle SST $k-\omega$ (Shear Stress Transport).....	10
2.5 Géométries et condition aux limites.....	11

2.6 Méthodes numériques.....	13
Chapitre 3 Simulation sur le logiciel ANSYS	
3.1 Création de géométrie.....	15
3.2 Génération de maillage.....	17
3.3 Lancement de simulation sur Fluent.....	17
Chapitre 4 Discussion des résultats	
4.1 Effet de maillage.....	23
4.2 Validation.....	28
4.3 Effet de Rayon de le plaque sur le diamètre de jet (R/D).....	29
Conclusion et perspectives.....	46
Référence.....	47

Liste des figures

Figure 1.1 : Structure du jet impactant.	1
Figure 1.2 : Jet impactant des parois corruguée	4
Figure 2.1 : Géométrie et frontières du domaine.	11
Figure 2.2 : Géométrie et frontières du domaine.	12
Figure 2.3 : géométrie et frontières du domaine	12
Figure 3.1 : Interface d'AnsysFluent.....	15
Figure 3.2 : Les opérations pour construire une géométrie.....	16
Figure 3.3 : Création de géométrie.	16
Figure 3.4 : Création de géométrie.	17
Figure 3.5 : Lancement de configuration du Fluent.....	17
Figure 3.6 : Vérification du maillage dans Fluent.....	18
Figure 3.7: Etablir l'équation d'énergie et le modèle de turbulence.....	19
Figure3.8 : Définition des caractéristiques du fluide.	19
Figure 3.9 : Définition des conditions aux limites.	20
Figure 3.10 : Choix de solution.....	21
Figure 3.11 : Initialisation par vitesse et la température à l'entrée.	21
Figure 3.12 : Résiduel monitors et Lancement les itérations.....	22
Figure 3.13: Fenêtre des itérations.....	22
Figure 4.1 : Les profils des vitesses, de l'énergie turbulente et température dans les trois maillages-géométrie triangle.....	24
Figure 4.2 : Maillage utilisé M3=58201	24

Figure 4.3: Les profils des vitesses, de l'énergie turbulente et température dans les trois Maillages de la géométrie carrée.....	26
Figure 4.4 : Maillage utilisé $M_3=62821$	26
Figure 4.5 : Les profils des vitesses, de l'énergie turbulente et température dans les trois Maillages de la géométrie plan.....	27
Figure 4.6 : Maillage utilisé $M_3=57120$	28
Figure 4.7 : comparaison des valeurs numériques et expérimentales (sagot 2010) du nombre de Nusselt moyen de la géométrie carré.....	28
Figure 4.8 : comparaison de valeurs numériques et expérimentales (sagot 2010) du nombre de nuesselt moyen de la géométrie triangulaire	29
Figure 4.9: comparaison de valeurs numériques et expérimentales (sagot 2008) du nombre de nuesselt moyen de la géométrie plan.....	29
Figure 4.10: Conteurs vitesses $r/d=6$	30
Figure 4.11: Conteurs énergie $k r/d=6$	31
Figure 4.12 les profils de vitesse à la position radiale et à la position axiale.....	32
Figure 4.13: Conteurs Températures $r/d=6$	33
Figure 4.14: les profils de l'énergie cinétique turbulente à la position radiale et à la position axiale	34
Figure 4.15: Conteurs pressions $r/d=6$	35
Figure 4.16 les profils de la température à la position radiale et à la position axiale	36
Figure 4.17 : Conteurs pressions $r/d=6$	36
Figure 4.18: Conteurs énergies $k r/d=8$	37

Figure 4.19: les profils de vitesse à la position radiale et à la position axiale.....	38
Figure 4.20 : Conteurs températures $r/d=8$	39
Figure 4.21 les profils de l'énergie cinétique turbulente à la position radiale et à la position axiale.....	40
Figure 4.22: Conteurs pression $r/d=8$	40
Figure 4.23 :les profils de la température à la position radiale et à la position axiale.....	41
Figure 4.24: Conteurs vitesses $r/d=10$	41
Figure 4.25 : Conteurs énergies k $r/d=10$	42
Figure 4. 26 : les profils de vitesse à la position radiale et à la position axiale.....	42
Figure 4.27: Conteurs températures $r/d=10$	43
Figure 4.28: les profils de l'énergie cinétique turbulente à la position radiale et à la position axiale	44
Figure 4.29 : Conteurs pression $r/d=8$	44
Figure 4. 30: les profils de la température à la position radiale et à la position axiale.....	45
Liste tableaux	
Tableau 2.1: Conditions aux limites	13
Tableau 4.1 : Nombre de Nusselt moyenne pour différent rayon de la plaque/diamètre de jet – trois géométries.....	45

Nomenclature

C	Longueur de cavité	(m)
C_μ	Constante liée à la viscosité turbulente	(-)
D	Diamètre de jet	(m)
D_H	Diamètre hydraulique	(m)
G	Terme de production de l'énergie cinétique turbulente	(kg/ms ³)
H	Distance buse-paroi	(m)
I	Intensité de turbulence	(%)
K	Energie cinétique turbulente	(m ² /s ²)
\hat{P}	Pression instantanée	(Pa)
P	Pression moyenne	(Pa)
P	Fluctuation de pression	(Pa)
R	Rayon de la plaque d'impact	(m)
\hat{T}	Température instantanée	(K)
T	Température moyenne	(K)
\hat{U}_i	Composante de vitesse instantanée suivant x_i	(m/s)
U_i	Composante de vitesse moyenne suivant x_i	(m/s)
u_i	Fluctuation de vitesse suivant x_i	(m/s)

Lettres grecques:

δ_{ij}	Delta de Kronecker	(-)
$\delta/2$	Distance entre le point de stagnation et la première cavité	(m)
θ	Fluctuation de température	(K)
μ	Viscosité dynamique	(kg/m.s)
μ_t	Viscosité dynamique turbulente	(kg/m.s)
ν	Viscosité cinématique	(m ² /s)
ρ	Masse volumique	(kg/m ³)
ω	Taux de dissipation spécifique	(1/s)

Indice inférieur :

i, j Indices utilisés dans la notation tensorielle

jet	Relatif au jet
in	Entrée
max	Maximum
moy	Moyenne
w	Paroi

Grandeur adimensionnelle :

$$\text{Nu} = \frac{qh}{\lambda(T_w - T_{jet})} \quad \text{Nombre de Nusselt}$$

$$\text{Re} = \frac{V D_H}{\nu} \quad \text{Nombre de Reynolds}$$

Abréviations :

RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
SST $k-\omega$	Shear Stress Transport $k-\omega$

Chapitre 1 Recherche bibliographique

1.1 Introduction

Le jet impactant est technique expérimentale qui parmi d'optimise l'utilisation d'énergie entre un fluide et une paroi. Les jets impactant est une solution pour chauffer, refroidir et sécher une surface. Diverses applications industrielles utilise les jets impactant, comme :

- La découpe et le refroidissement de nappe de verre en fusion, le refroidissement et séchage de papier, le séchage du textile, le refroidissement de denrées alimentaires et le refroidissement des composants électroniques.
- Le refroidissement localisé des bords d'attaque des aubes de turbine à gaz.
- Le refroidissent des chambres de combustion.
- Le chauffage des ailes d'avion et un système antigivrage dans les turboréacteurs.

Le transfert de chaleur est influencée par plusieurs paramètre par exemple le nombre de Reynolds, la distance buse-paroi, type de fluide, type de paroi (plane et corruguée).

1.2 Structure d'un jet impactant

En général, le champ d'écoulement d'un jet impactant peut être divisé en différentes zones voir Figure 1.1.

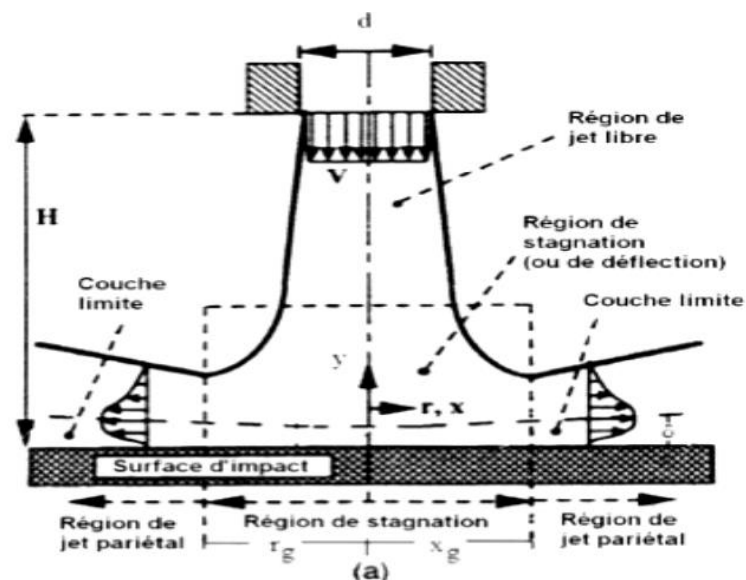


Figure 1.1 : Structure du jet impactant **Rady**[1].

1.2.1 Région du jet libre

Dans cette zone éloignée de la paroi d'impact, le fluide s'écoule librement sans être influencé par la paroi d'impact lorsque la distance entre la buse et la paroi est suffisamment grande. Cette zone peut être subdivisée en trois régions :

- Une zone noyau ou cœur potentiel, pour les jets circulaires cône potentiel.
- Une zone de développement.
- Une zone d'écoulement établi qui ne peut apparaître que lorsque la distance d'impact est suffisamment grande.

1.2.2 Région d'impact

Cette zone est caractérisée par un point de stagnation du fluide où la pression est élevée et la vitesse nulle, une décélération perpendiculaire à la paroi, et une déviation du fluide dans une direction parallèle à la paroi d'impact.

1.2.3 Région du jet pariétal

C'est la zone où l'écoulement se développe sur la surface d'impact en aval de la région de stagnation. Elle est marquée par une vitesse radiale élevée et un écoulement principalement influencé par l'effet de la paroi.

1.3 Travaux précédents

En raison de leurs vastes domaines d'application, nombreux chercheurs ont été attirés par l'étude des écoulements de jet impactant sur une paroi. Voici quelques travaux précédents que nous allons exposer :

Une simulation numérique d'un jet axisymétrique impactant sur une surface plane a été réalisée par **DAIRAY et al (2011) [2]** à l'aide du code « Incompact3d ». Cette étude se concentre sur l'examen de conditions de sortie et met en évidence trois scénarios distincts:

1. Dans le premier cas, un écoulement bidimensionnel stable avec nombre de Reynolds de $Re = 500$ a été observé. Les résultats ont montré que la dynamique de l'écoulement n'était pas influencée par le choix des conditions de sortie.
2. Le second cas a examiné un écoulement bidimensionnel instable avec un nombre de Reynolds $Re = 5300$. Suite à une augmentation du nombre de Reynolds, il a été noté des

défis pour établir une condition de sortie sans affecter la dynamique globale de l'écoulement.

3. Un troisième cas portait sur un écoulement tridimensionnel stable avec un nombre de Reynolds de $Re = 50000$. Cette simulation a été effectuée principalement pour observer le comportement dans des conditions turbulentes.

Cette étude a donc révélé diverses interactions entre les conditions de sortie et la dynamique des écoulements en fonction du nombre de Reynolds.

Jambunthan et al. [3] ont présenté une synthèse des travaux expérimentaux d'un jet circulaire turbulent impactant une plaque plane. Ils ont cité plusieurs travaux sur les effets de forme du jet, la distance buse-paroi, l'intensité de turbulence, le confinement, le jet pariétal et le nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur. **Viskanta [4]** a passé en revue des études caractérisant des jets turbulents uniques ou multiples d'air isotherme ou de flammes impactant une surface. Plusieurs types de configurations ont été présentés tels que : un seul jet rond ou plan, une rangée de jets ronds ou plans, un jet rond sur une surface inclinée et des jets impactant des surfaces planes ou courbes. L'effet de l'écoulement transversal sur le transfert de chaleur a été inclus. Une attention particulière a été accordée aux phénomènes physiques plutôt qu'aux comparaisons de relations empiriques ou entre théorie et mesures expérimentales.

S. Kakac et al. [5] ont fait une recherche bibliographique sur les aspects fondamentaux et les avancées récentes dans le domaine du transfert de chaleur par impact de jets. Il aborde les mécanismes de transfert de chaleur, les corrélations de transfert de chaleur, les effets de la géométrie du jet, ainsi que les applications industrielles du refroidissement par impact de jets.

NASSEM UDDIN et al. [6] Ont fait une simulation numérique d'un jet froid impactant orthogonalement sur une plaque plane chauffée. La simulation est faite avec le code FASTEST et le modèle LES. Ils ont utilisé deux nombres de Reynolds $Re = 23000$ et $Re = 13000$ avec une distance $H = 2D$. L'objectif de cette étude est de mieux comprendre les caractéristiques de l'écoulement comme le comportement thermique. Ils ont trouvés que l'accélération de l'écoulement dans la région de développement de la couche limite est liée au deuxième pic.

Hsieh et al. [7] ont conduit une étude expérimentale sur le transfert de chaleur par un jet impactant sur la paroi nervurée supérieure d'un canal à section carrée en rotation. L'axe de rotation est parallèle à, mais ne coïncide pas avec l'axe du jet. Les effets de la position de l'axe du jet (entre deux nervures ou aligné avec une nervure), la forme des nervures (rectangulaire et semi-circulaire), la vitesse de rotation et le nombre de Reynolds ont été

examinés. Ils ont trouvé que les performances de transfert de chaleur dans le cas avec rotation étaient plus faibles que celles sans rotation. Il y a une augmentation de transfert de chaleur de 20 à 30% en cas de présence des rugosités. Les nervures carrées amélioraient plus le transfert de chaleur que les nervures semi-circulaires.

Sagot et al. [8] Ont réalisé une étude expérimentale d'un jet axisymétrique impactant une paroi corruguée, utilisant deux types de corrugations carrée et triangulaire, Figure 1.1. Ils ont considéré différents nombres de Reynolds et différents rayons de la plaque normalisés par le diamètre du jet (R/D). L'intensification du transfert de chaleur la plus efficace a été trouvée pour des valeurs inférieures à $R/D = 7$. L'ondulation de type carré s'est avérée plus efficace que celle triangulaire.

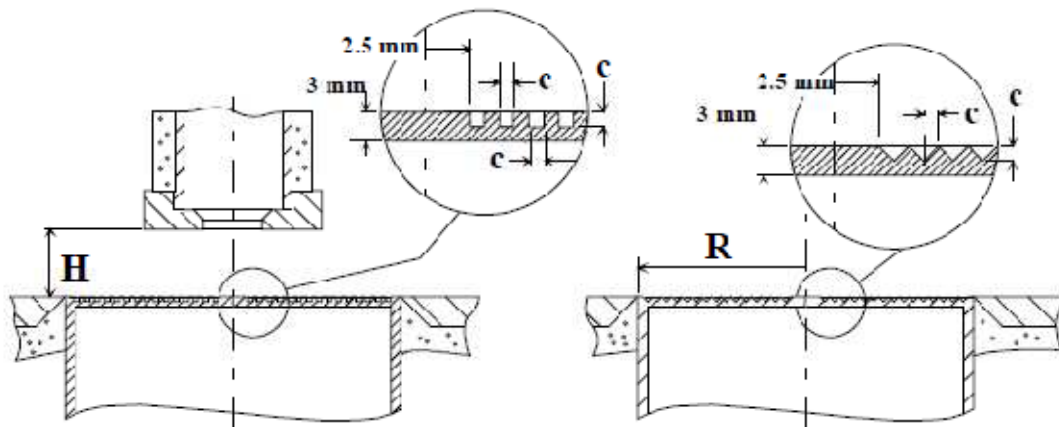


Figure 1.2 : Jet impactant des parois corruguée, **Sagot et al. [18]**.

DERDOURI [9] A étudié numériquement par un code de calcul en Fortran, un jet turbulent axisymétrique et stationnaire, impactant perpendiculairement une plaque plane circulaire avec un transfert de chaleur. Cette configuration permet le refroidissement ou le chauffage localement et d'une manière efficace d'une zone bien déterminée d'une surface. Les effets de la turbulence ont été pris en compte en employant le modèle $k-\varepsilon$ standard. L'évolution des comportements dynamique et thermique a été mise en évidence à travers les champs de vitesse moyenne, de l'énergie cinétique turbulente, de la pression et de la température. Les effets du nombre de Reynolds et de la distance buse-paroi d'impact sur l'écoulement ont été explorés.

ANWARALLAH et al. [10] Ont fait une étude expérimentale d'un jet d'air impactant circulaire sur des composantes électroniques fixés sur une surface plate chauffée par une résistance. Pour étudier les caractéristiques de transfert de chaleur, ils ont mesuré la température

de la surface d'impact et la distribution de flux de chaleur en utilisant un nombre de Reynolds variant de 6000 jusqu'à 23000 et une distance H/D ayant une valeur entre 2 et 10. Ils ont conclu que, pour différents nombres de Reynolds, la température de surface peut être significativement diminuée tout en réduisant le diamètre de jet. Ils sont arrivés à trouver une corrélation liant le nombre de Nusselt avec le nombre de Reynolds, le nombre de Prandtl et la distance H/D sur le point de stagnation dont la formule est : $Nu_{Cor} = 0.8(Re_d)^{0.5}(Pr)^{0.36}(H/d)^{-0.06}$.

Derdouri et al [11] ont étudié numériquement le chauffage par jet impactant d'une surface circulaire comportant des ondulations carrées. Ils ont examiné l'influence de la distance buse-paroi (H/D) et le rayon de la plaque normalisé par le diamètre du jet (R/D) sur le transfert thermique. La valeur du nombre de Nusselt moyen la plus élevée a été observée pour $R/D = 4$ et $H/D = 2$.

Des expériences ont été effectuées par **Attalla et al. [12]** pour étudier le transfert de chaleur par jet impactant une surface rendue rugueuse par des micro-cubes, Figure 1.10. Différents paramètres ont été variés : le rapport surface-rugueuse/surface-lisse (A_r/A_s) égal à 1 (paroi lisse), 1.64, 2.28 et 2.92, le nombre de Reynolds variant de 3150 à 10150 et la distance buse-paroi normalisée par le diamètre variant de 1 à 9. Ils ont conclu qu'il y avait une différence entre les distributions du nombre de Nusselt local obtenues pour la paroi lisse et la paroi rugueuse. Dans le cas de la paroi lisse il y avait deux pics. Par contre, pour la paroi rugueuse le premier pic n'apparaissait pas clairement et le second pic était remarquable à une distance radiale normalisée par le diamètre égale à peu près à 0.75. Au point de stagnation le nombre de Nusselt diminuait avec l'augmentation de rapport (A_r/A_s). Ils ont noté aussi que dans le cas de $A_r/A_s = 2.92$ il y avait une augmentation de 20% du transfert de chaleur par rapport à la surface lisse pour un nombre de Reynolds $Re = 5150$ et une distance buse-paroi $H/D = 1$. Comparée à la paroi lisse, la paroi rugueuse a amélioré le nombre de Nusselt moyen de 12%, 20% et 30% avec le rapport A_r/A_s égal à 1.64, 2.82 et 2.92 respectivement

Wienand et al. [13] ont étudié numériquement un jet turbulent impactant une plaque plane avec un nombre de Reynolds fixe $Re = 23000$ et une distance buse-paroi H/D variant de 2 jusqu'à 14. Ils ont employé les modèles de turbulence SST $k-\omega$ et Kato-Launder modifié. Cette étude avait pour objectif d'analyser les caractéristiques de la dynamique de l'écoulement et du transfert de chaleur. Les résultats de cette étude ont été comparés avec ceux extraits de la base de données ERCOFTAC. Dans une deuxième partie du travail, les auteurs ont étudié l'influence du maillage près de la paroi d'impact en particulier le paramètre Y^+ (distance adimensionnelle suivant la normale à la paroi) sur la solution pour une distance buse-paroi H/D

= 6. A l'aide de la modification Kato-Launder, les fluctuations turbulentes ont diminué dans la région de stagnation du jet par rapport au modèle SST $k-\omega$ standard, mais ont augmenté légèrement dans la région du jet pariétal. Par conséquent, la modification Kato-Launder a réduit le transfert de chaleur dans la région de stagnation, pour les distances buse-paroi inférieures à $H/D = 6$.

Lo et Lui [14] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur par un ensemble de jets disposés en lignes et colonnes impactant une paroi comportant partiellement ou totalement des rainures de forme rectangulaire. Les rainures sont disposées transversalement ou parallèlement à l'écoulement soit sur une moitié (amont ou aval) de la surface d'impact, soit sur la surface entière. Trois orientations ont été expérimentées du fluide sortant : la sortie est du même côté que l'entrée ; la sortie est du côté opposé ; le fluide est divisé en deux courants, un sortant du même côté que l'entrée et l'autre du côté opposé. Il a été observé que l'échange de chaleur était amélioré près des arrêtes des corrugations et se dégradait à l'intérieur des rainures. Comparée à une surface entièrement corruguée, la surface à moitié corruguée était plus efficace pour échanger de la chaleur. Une amélioration de 50% de transfert de chaleur a été enregistrée dans le cas des rainures longitudinales. L'orientation de la sortie de l'écoulement a eu un effet important. Le transfert de chaleur s'est avéré plus élevé quand le fluide est divisé en deux courants pour sortir des deux côtés en même temps.

1.4 Objectif de travail

L'objectif de cette étude est de comparer des parois corruguées avec une paroi plane pour avoir l'effet de rayon de la plaque /le diamètre de jet (R/D) sur le comportement dynamique et thermique a été effectué. Deux types de paroi sont utilisés la paroi avec des corrugations carrées et triangulaires. La simulation numérique effectuée avec le code commercial ANSYS Fluent. L'effet de la turbulence étudié avec le modèle de turbulence SST $k-\omega$.

1.5 Organisation du mémoire

Ce mémoire est organisé comme suite :

- Le premier chapitre est consacré pour l'étude bibliographique d'un jet impactant une paroi.
- Le deuxième chapitre présente les équations mathématiques et le modèle de turbulence SST $k-\omega$ et quelques détails de méthode numérique.

- Le troisième chapitre expose les différentes étapes à suivre dans la simulation par le logiciel ANSYS Fluent.
- Le quatrième chapitre discute les résultats de la comparaison entre un jet turbulent axisymétrique impactant une paroi plane et des parois corruguées obtenues avec le modèle de turbulence SST $k-\omega$. Les résultats illustrent l'effet du rayon de la plaque sur le diamètre de jet (R/D).

Ce mémoire se termine par une conclusion et quelques perspectives.

Chapitre 2 Equations mathématiques et méthode de résolution

2.1 Introduction

Dans les écoulements, le comportement du fluide est décrit par le champ d'écoulement (la pression, les composantes de la vitesse, la température...). Ces variables sont gouvernées par les lois fondamentales de conservation de la masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Dans ce chapitre on va exposer la formulation mathématique puis présenter la méthode numérique utilisée pour résoudre ces équations.

2.2 Hypothèses simplificatrices

Pour simplifier l'analyse du problème étudié on suppose :

- Ecoulement axisymétrique en moyenne.
- Ecoulement permanent en moyenne.
- Ecoulement turbulent.
- Fluide incompressible $\rho = \text{cte}$.
- Fluide Newtonien, viscosité indépendante du taux de déformation du fluide. En fait dans le présent travail, il est supposé que $\mu = \text{cte}$.
- Chaleur spécifique et conductivité thermique constantes.

2.3 Equations instantanées

Les équations instantanées qui régissent un écoulement turbulent d'un fluide incompressible et newtonien sont présentées ci-dessous.

- Equation de continuité

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2-1)$$

- Equation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \right) \quad (2-2)$$

- Equation de conservation d'énergie

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{U}_j \bar{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\nu}{\sigma} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \quad (2-3)$$

2.4 Equations moyennes

Les équations (2-1), (2-2) et (2-3) permettent de résoudre le problème en régime laminaire. Dans notre cas en va étudier un jet turbulent axisymétrique en moyenne. Pour cela on présentant l'approche statistique de Reynolds qui décompose les variables en deux valeurs : une valeur moyenne dans le temps et une valeur fluctuante

$$\bar{U}_i(x, t) = U_i(x) + u_i(x, t) \quad (2-4)$$

$$\bar{P}(x, t) = P(x) + p(x, t) \quad (2-5)$$

$$\bar{T}(x, t) = T(x) + \theta(x, t) \quad (2-6)$$

En introduisant la décomposition de Reynolds sur le système d'équations (2-1), (2-2) et (2-3), on obtient ce qui suit:

- Equation de continuité moyenne :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2-7)$$

- Equations de quantité de mouvement moyenne :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) \quad (2-8)$$

- Equation de l'énergie moyenne :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial (U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu}{\sigma} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{u_j \theta} \right) \quad (2-9)$$

Dans le système (2-7), (2-8) et (2-9) apparaissent des termes inconnus qui sont les contraintes de Reynolds $\overline{u_i u_j}$ et les flux turbulents de chaleur $\overline{u_j \theta}$. Ces termes posent un problème de fermeture des équations. Le modèle de turbulence SST k- ω assure la fermeture des équations. Ce modèle se base sur le concept de Boussinesq qui permet d'exprimer les contraintes de Reynolds comme suit :

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2-10)$$

Par analogie :

$$-\rho \overline{u_j \theta} = \rho \alpha t \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad \text{avec} \quad \rho \alpha t = \frac{\mu t}{Pr_t} \quad \text{et} \quad Pr_t = 0.85 \quad (2-11)$$

Il est à noter que le problème de fermeture du système d'équations est résolu si on arrive à déterminer μ_t et k qui apparaissent dans l'équation (2-10).

2.4.1 Modèle SST $k-\omega$ (Shear Stress Transport)

Le modèle de turbulence SST $k-\omega$ a été proposé par **Menter [15]**. C'est un modèle à deux équations de transport : la première pour l'énergie cinétique turbulente k et la deuxième pour le taux de dissipation spécifique ω . Ce modèle utilise les avantages du modèle $k-\omega$ standard de **Wilcox [16]** près de la paroi et du modèle $k-\varepsilon$ standard de **Lauder et Spalding [17]** loin de la paroi. Les équations de transport k et ω s'écrivent comme suit.

– Equation de l'énergie cinétique turbulente k :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + Gk - Yk \quad (2-12)$$

Equation du taux de dissipation de l'énergie ω :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \omega U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma \omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G\omega - Y\omega + D\omega \quad (2-13)$$

Gk : Taux de production de l'énergie cinétique turbulente k .

$G\omega$: Taux de production du taux de dissipation spécifique ω .

$\Gamma k, \Gamma \omega$: Coefficients de diffusion effective de k et ω .

$Yk, Y\omega$: Taux de dissipation de k et ω .

$D\omega$: Terme de diffusion croisée provenant de la transformation de la formulation $k-\varepsilon$ en une formulation $k-\omega$

Les valeurs de k et ω ainsi obtenues sont utilisées pour déterminer la viscosité turbulente μ_t , voir documentation **ANSYS-Fluent [18]**.

2.5 Géométries et condition aux limites

La figure 2.1 présente la configuration et les frontières du domaine d'étude d'un jet rond axisymétrique impactant une paroi corruguée avec des corrugation carrée. Le diamètre du jet D varie de 2.4 jusqu'à 6 (mm), la distance buse-paroi normalisée par le diamètre $H/D = 2$, le rayon de la plaque d'impact $R = 24$ (mm), la distance entre le point de stagnation et la première cavité $\delta/2 = 2.5$ (mm) et la longueur de la cavité $C = 1$ (mm). Les limites du domaine numérique sont un axe de symétrie à gauche, une paroi corruguée en bas, une frontière d'entraînement libre à droite et en haut.

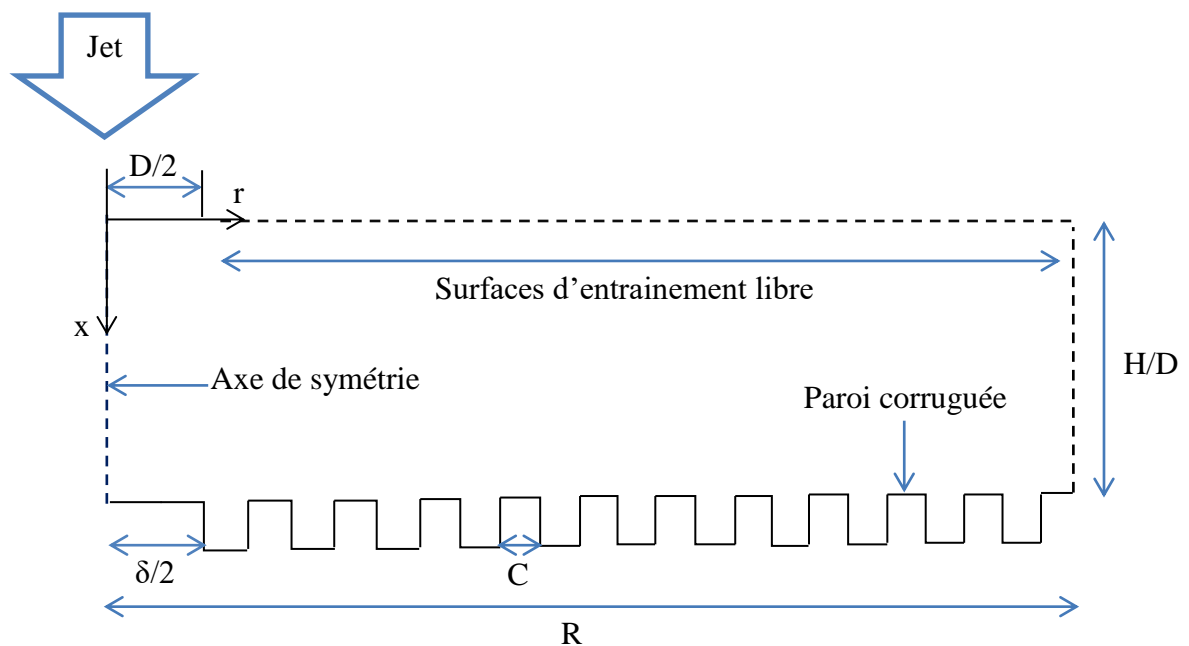


Figure 2.1: Géométrie et frontières du domaine.

La figure 2.2 présente la configuration et les frontières du domaine d'étude d'un jet rond axisymétrique impactant une paroi corruguée avec des corrugation triangulaire. Le diamètre du jet D varie de 2.4 jusqu'à 6 (mm), la distance buse-paroi normalisée par le diamètre $H/D = 2$, le rayon de la plaque d'impact $R = 24$ (mm), la distance entre le point de stagnation et la première cavité $\delta/2 = 2.5$ (mm) et la longueur de la cavité $C = 1$ (mm). Les limites du domaine numérique sont un axe de symétrie à gauche, une paroi corruguée en bas, une frontière d'entraînement libre à droite et en haut.

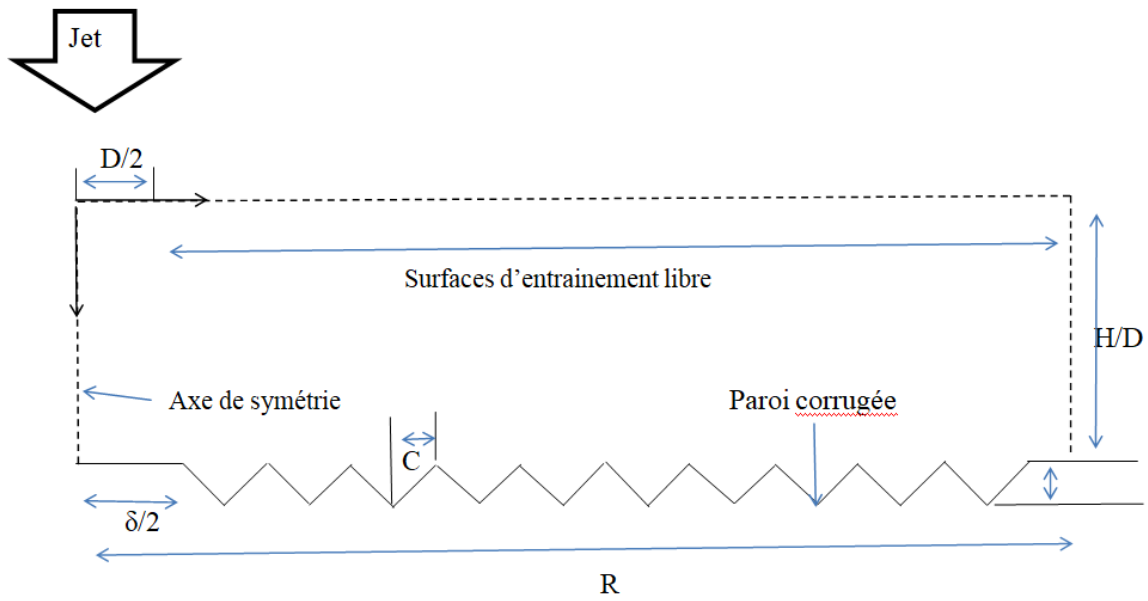


Figure 2.2: Géométrie et frontières du domaine.

La figure 2.3 présente la configuration et les frontières du domaine d'étude d'un jet rond axisymétrique impactant une paroi plane. Le diamètre du jet varie de $D = 2.4$ jusqu'à 6 (mm), la distance buse-paroi normalisée par le diamètre $H/D = 2$, le rayon de la plaque d'impact $R = 24$ (mm). Les limites du domaine numérique sont un axe de symétrie à gauche, une paroi corruguée en bas, une frontière d'entraînement libre à droite et en haut.

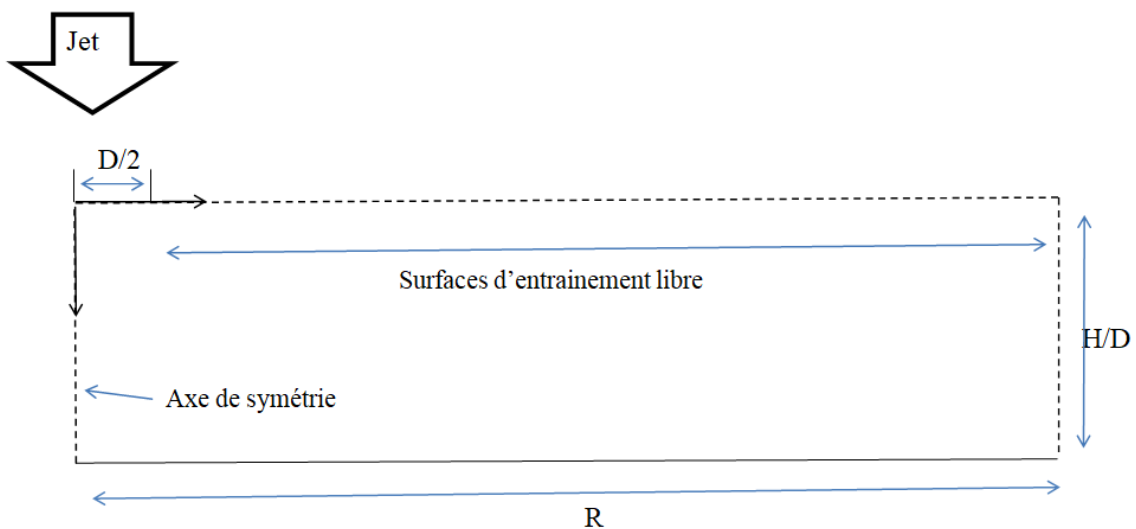


Figure 2.3 : géométrie et frontières du domaine

Le tableau 1 résume les conditions aux limites imposées au niveau des différentes frontières du domaine:

Tableau 2.1: Conditions aux limites.

Variable Condition	V_x	V_r	k	ω	T
Entrée	$V_{in} = \frac{\mu Re}{\rho D}$	$V_r = 0$	$I = 5\%$ $k = \frac{3}{2} (V_{in} I)^2$	$\omega = \frac{k^{\frac{1}{2}}}{C \mu^{\frac{1}{4}} l}$ avec $l = 0.07 D_H$	325.5
Axe de symétrie	$\frac{\partial v_x}{\partial r} = 0$	$V_r = 0$	$\frac{\partial k}{\partial r} = 0$	$\frac{\partial \omega}{\partial r} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial r} = 0$
Paroi	$V_x = 0$	$V_r = 0$	$\frac{\partial k}{\partial x} = 0$	$\omega = \frac{\rho (u^*)^2}{\mu} \omega^+$	277

- Dans les frontières d'entraînement libre la pression est égale à la pression atmosphérique. La vitesse est obtenue en appliquant l'équation de continuité locale à chaque volume fini adjacent à cette frontière.
- Aussi, dans le cas où le fluide est aspiré vers l'intérieur du domaine, la température $T = 298$ (K)

2.6 Méthodes numériques

La simulation des écoulements a été faite par le code commercial ANSYS 2023. Ce code utilise la méthode des volumes finis. Dans cette étude d'un jet axisymétrique impactant une paroi corruguée nous avons :

- Choisi le modèle de turbulence SST $k - \omega$,

- Traité le couplage de pression-vitesse par l'algorithme SIMPLE,
- Utilisé le schéma numérique UPWIND second ordre pour discrétiser le terme convectif dans les équations des composantes de la vitesse, de l'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation spécifique,
- Considéré que la solution a convergé quand les résidus de toutes les équations sont inférieurs à 10^{-5} .

Chapitre 3 Simulation sur le logiciel ANSYS

Dans ce chapitre on va présenter les différentes étapes à suivre sur le logiciel ANSYS pour réaliser la simulation d'un jet turbulent axisymétrique une corrugée et une paroi plane. Les étapes de simulation peuvent être divisées en trois étapes : la première création de la géométrie en suite la deuxième étape génération de maillage et la troisième lancement la simulation sur Fluent.

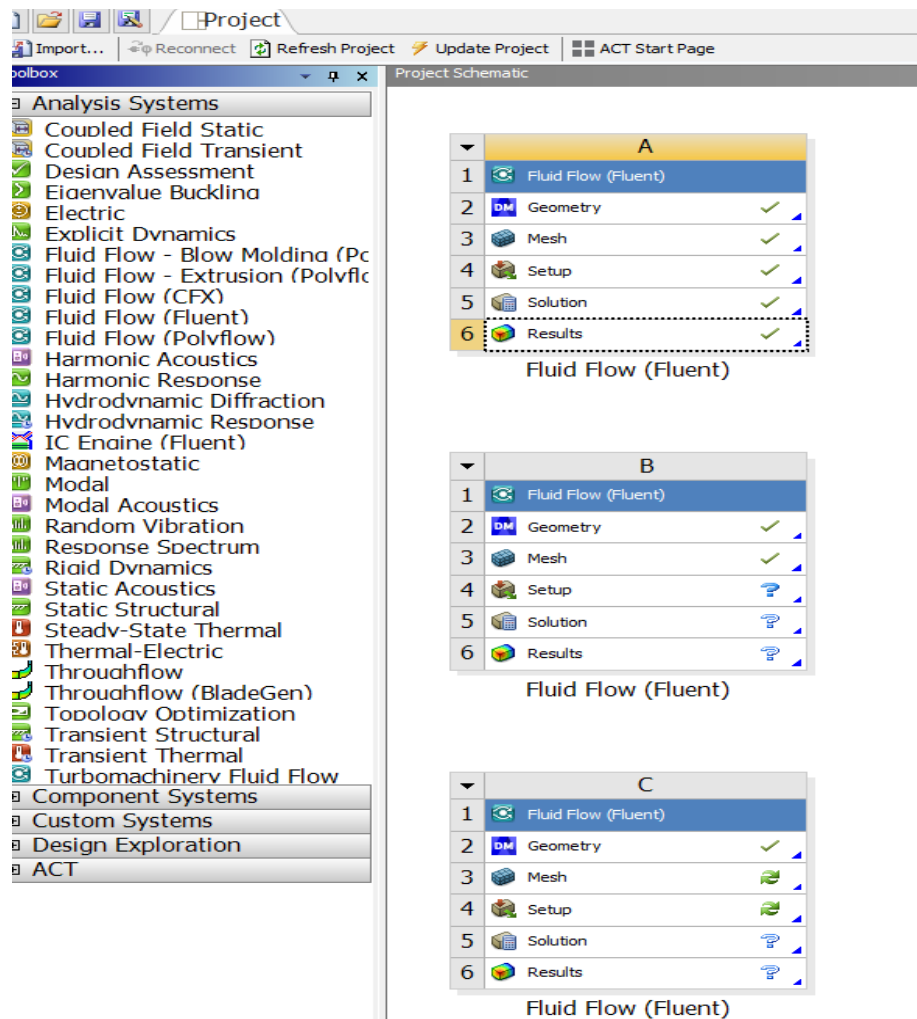


Figure 3.1 : Interface d'Ansys Fluent.

3.1 Création de géométrie

La première étape consiste à créer le modèle géométrique du système cela peut être réalisé directement dans ANSYS Fluent lui-même voir la figure 3.2 et 3.3.

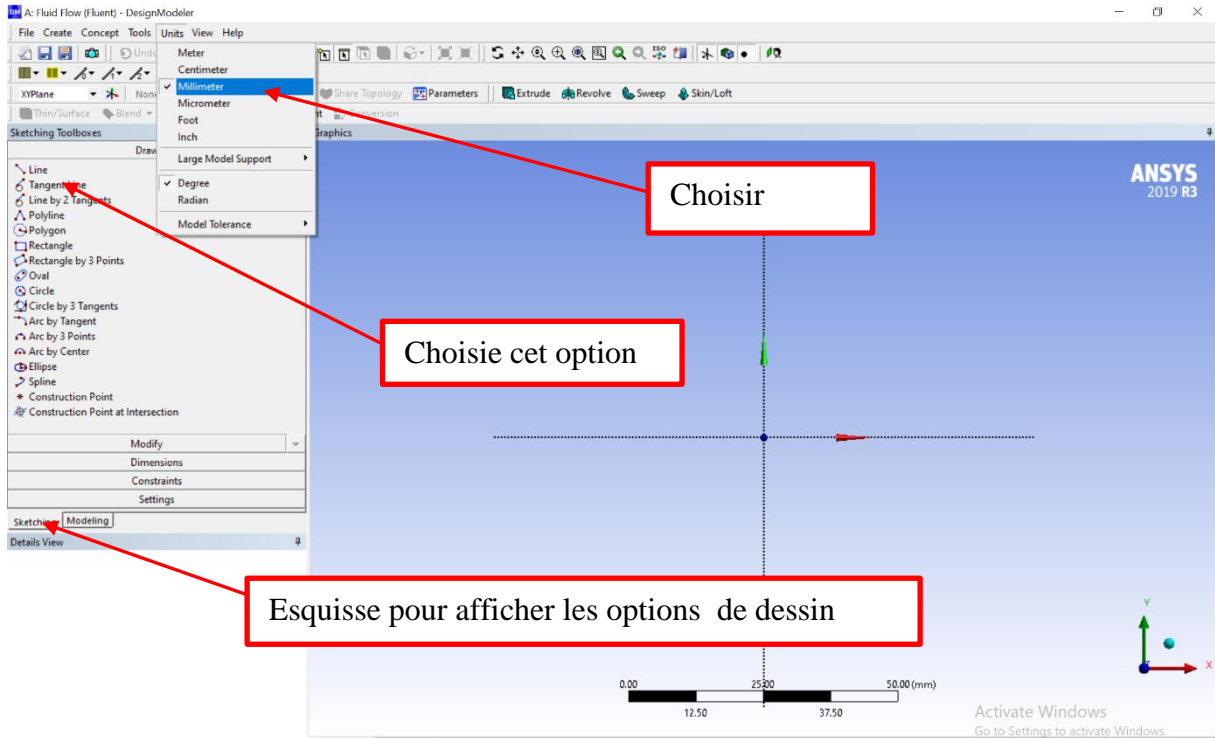


Figure 3.2: Les opérations pour construire une géométrie.

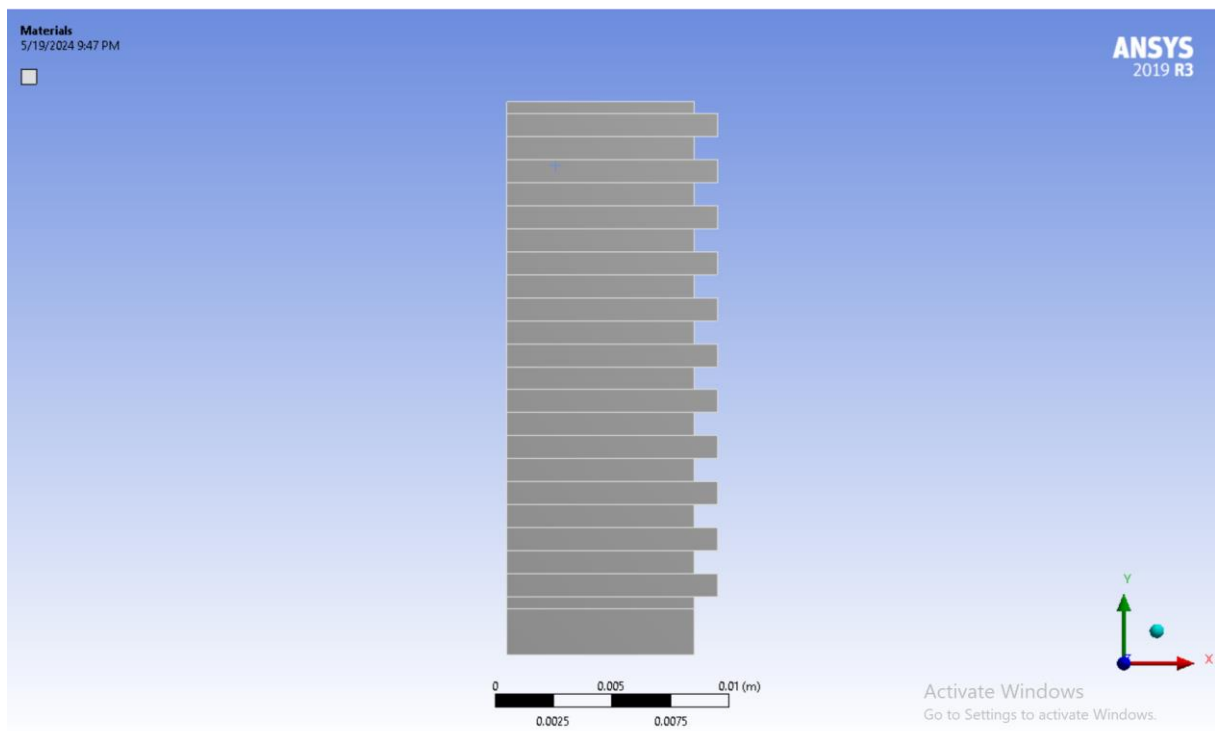


Figure 3.3: Création de géométrie.

3.2 Génération de maillage

Une fois la géométrie du modèle préparée, la prochaine étape consiste à générer un maillage approprié du domaine d'écoulement. ANSYS Fluent propose diverses options pour générer des maillages structurés ou non structurés, ainsi que des techniques de raffinement de maillage pour capturer les détails importants de l'écoulement dans notre cas nous avons choisi un maillage structure.

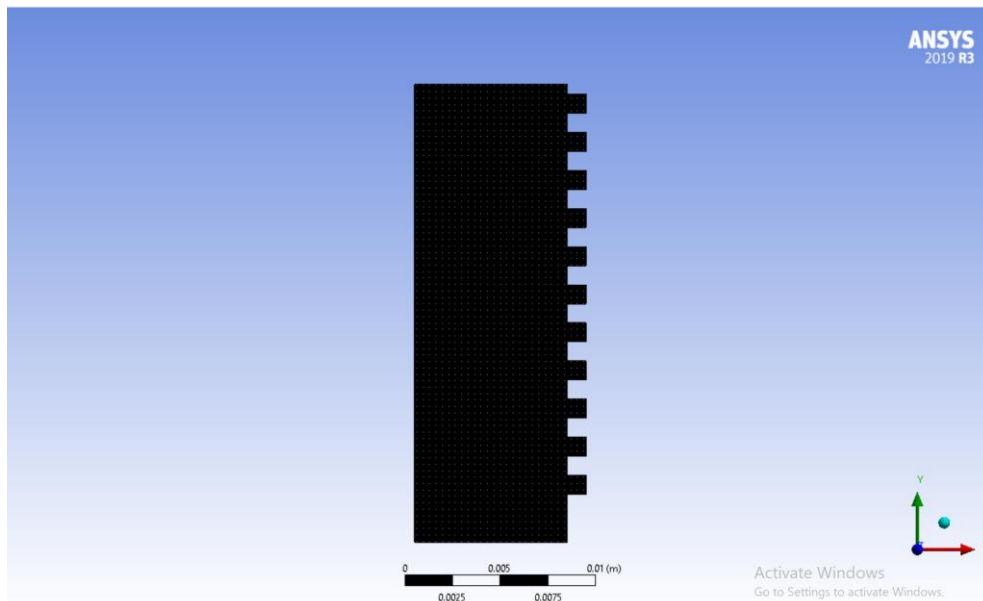


Figure 3.4: Maillage des faces.

3.3 Lancement de simulation sur Fluent

Cette partie fournit une explication et les étapes nécessaires pour réussir une simulation d'un jet axisymétrique turbulent impactant une paroi corruguée.

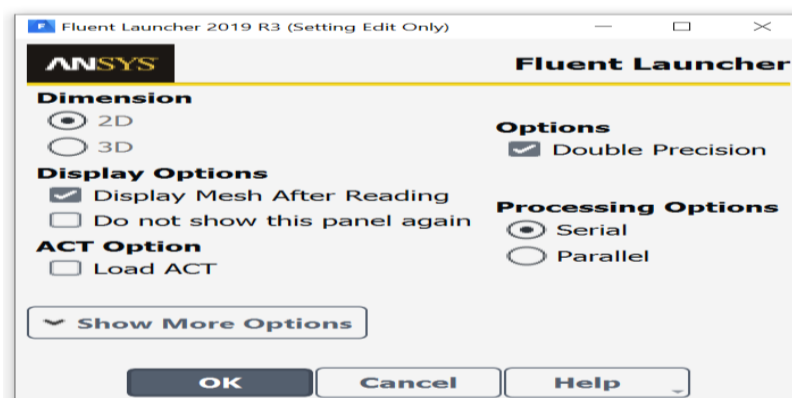


Figure 3.5: Lancement de configuration du Fluent.

- Vérification du maillage : Setup → General (Mesh) → Check...

Ceci permet de vérifier et contrôler si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

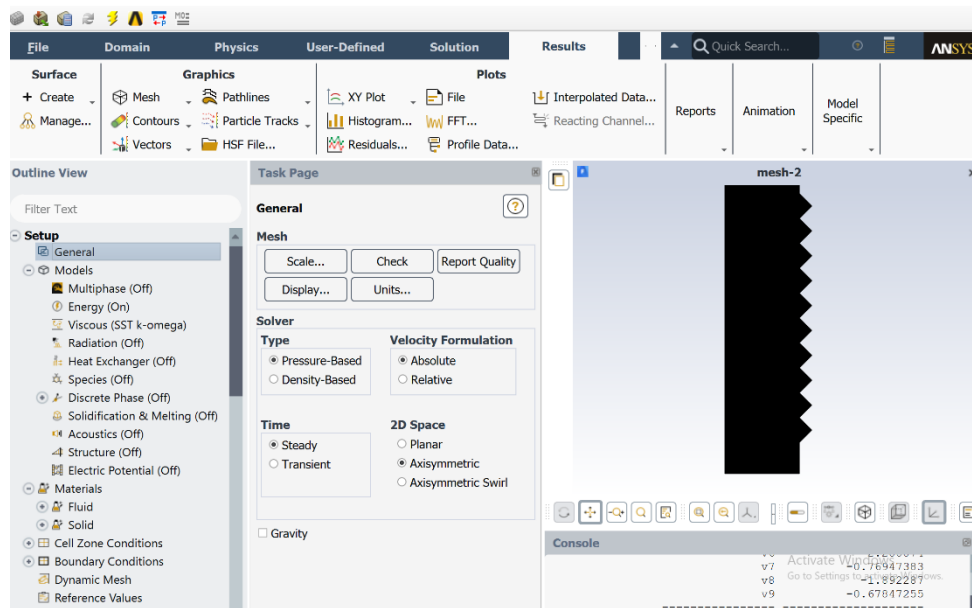


Figure 3.6 : Vérification du maillage dans Fluent.

- Vérification de l'échelle (vérifie unité): Setup → General (Mesh) → Scale....
- Choix du solveur : Setup → General (Mesh) → Solver → Type ...
- Choix du Modèle de turbulence: Setup → Models → Viscous...

Pour définir le modèle de régime de l'écoulement. Dans notre cas nous avons choisir le modèle de turbulence SST $k-\omega$

- Introduire l'équation d'énergie : Setup → Models → Energy...

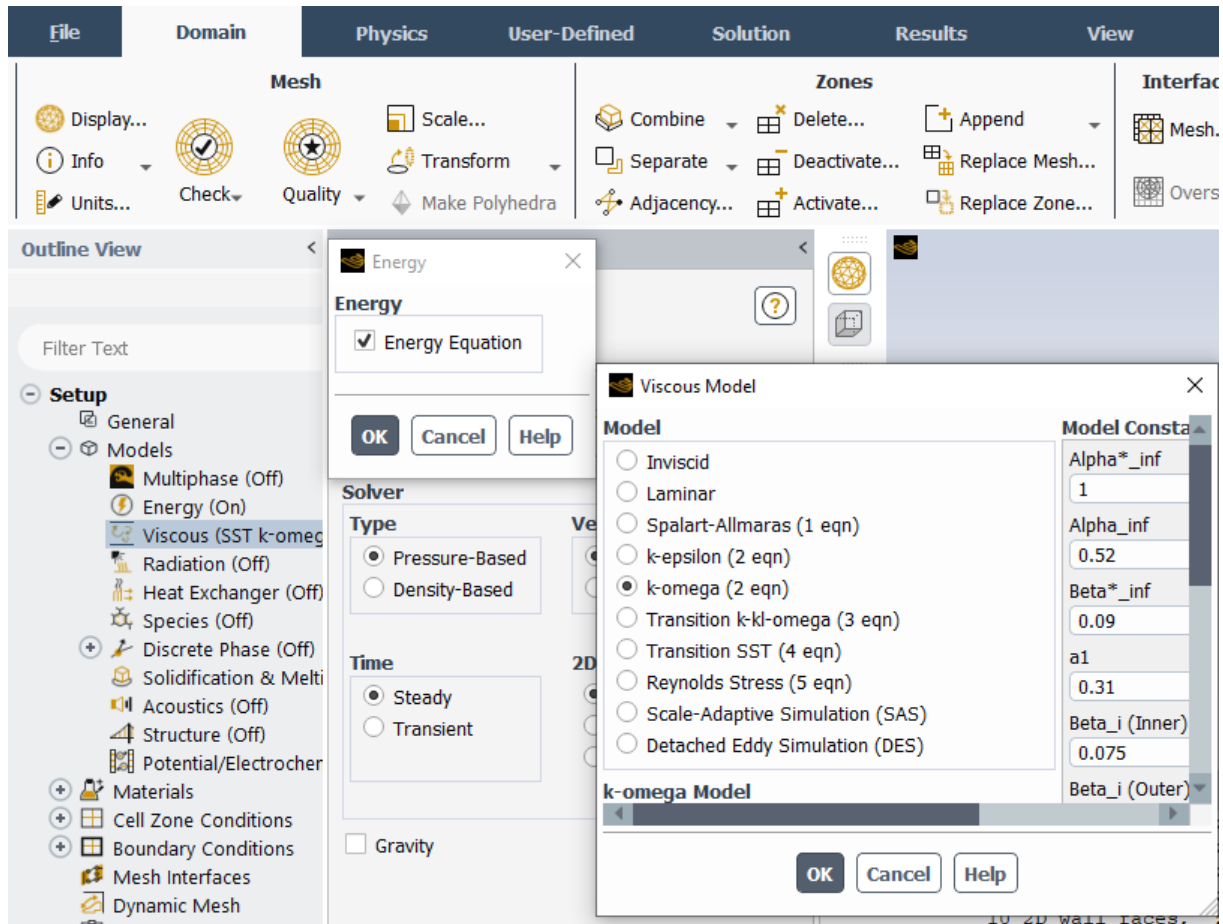


Figure 3.7: Etablir l'équation d'énergie et le modèle de turbulence.

- Définition des caractéristiques des matériaux : Setup → Materials...

Le fluide choisi est l'air.

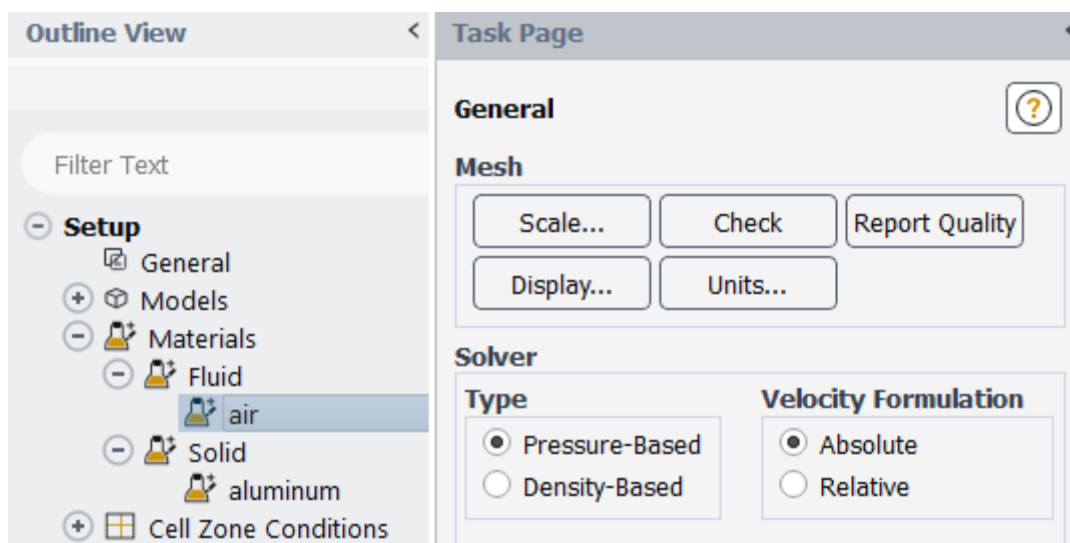


Figure 3.8 : Définition des caractéristiques du fluide.

- Choix des conditions aux limites : les conditions aux limites sont définies pour chaque frontière du domaine d'écoulement. Cela peut inclure des conditions de paroi, des conditions d'entrée/sortie, des conditions de symétrie, et les frontières d'entraînement libre.

Setup → Boundary condition...

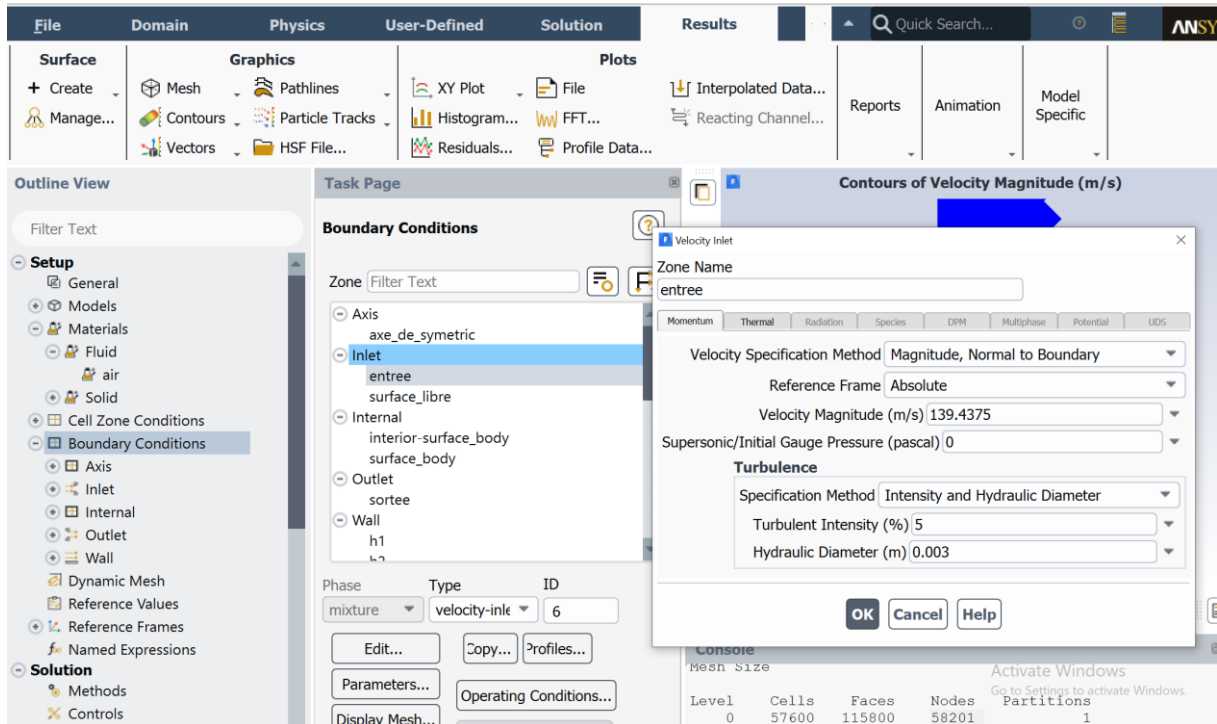


Figure 3.9 : Définition des conditions aux limites.

- Choix de solution : Solution → Methods → Scheme...

C'est pour choisir la méthode de solution. Dans notre cas nous avons choisi le schéma de désertisation Second Order Upwind. Et l'algorithme SIMPLE pour traiter le problème de couplage pression-vitesse.

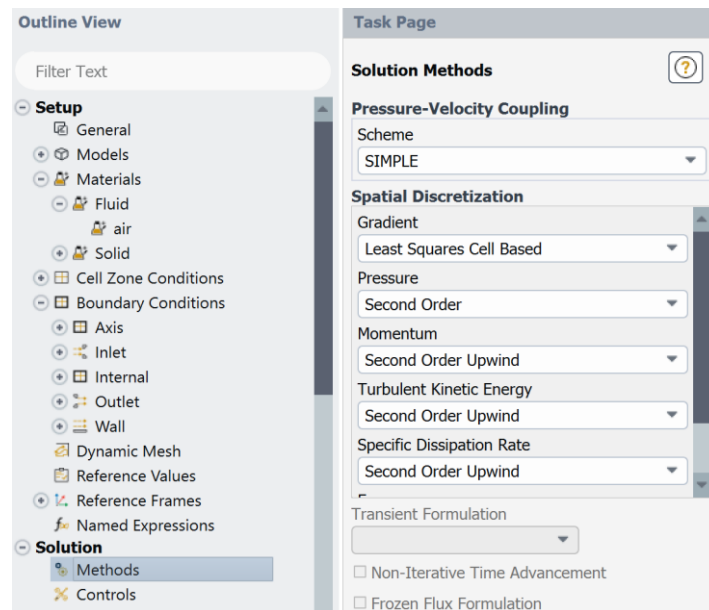


Figure 3.10 : Choix de solution.

- Initialisation de domaine d'études (initialiser le champ d'écoulement pour la valeur initiale): Setup → Solution → Monitors → initialization...

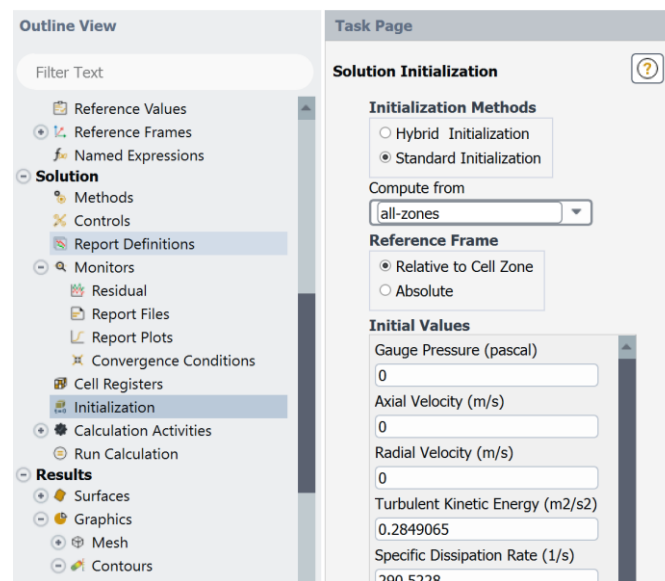


Figure 3.11 : Initialisation par vitesse et la température à l'entrée.

- Lancement de calcul: Setup → Monitors → Run calculation → Number of iterations... Faire activer l'option plot dans la fenêtre résiduel monitor.et on a choisi 10^4 pour faciliter les calculs.voir figure 3.
- Lancement des itérations jusqu'à la convergence : setup → Run calculation → Calculate...

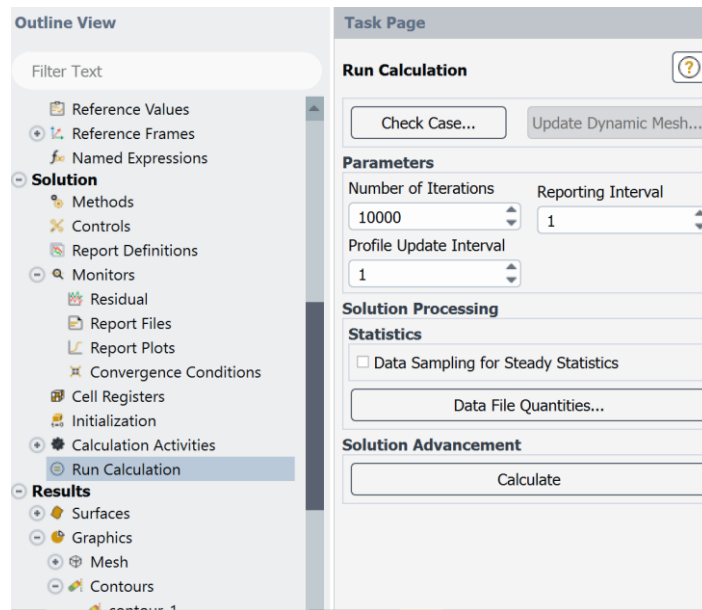


Figure 3.12 : Résiduel monitors et Lancement les itérations.

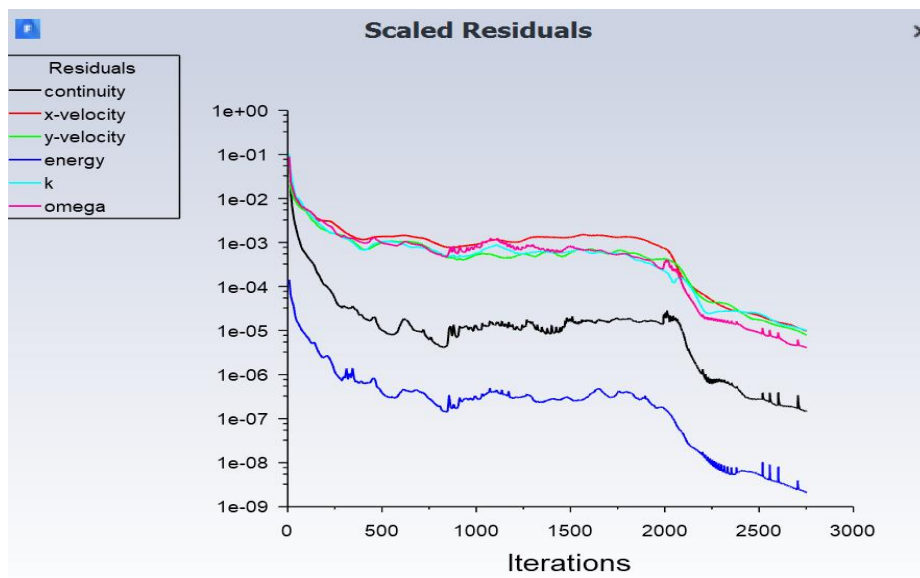


Figure 3.13 :Fenêtre des itérations

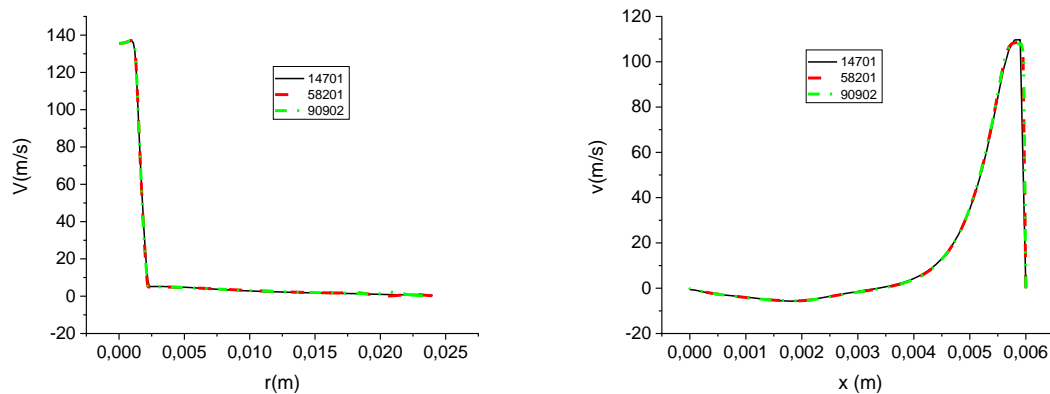
Chapitre 4 Discussion des résultats

Dans ce chapitre, on va présenter les résultats obtenus à l'aide du code commercial ANSYS pour un jet turbulent impactant une paroi corruguée (carre et triangulaire) et plane, en utilisant le modèle de turbulence SST k- ω .

4.1 Effet de maillage

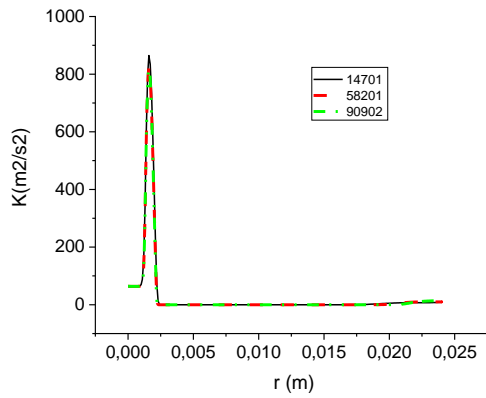
Dans cette section on va étudier l'effet de maillage sur la stabilité de la solution pour les trois parois considérées. Les profils de vitesse et de l'énergie cinétique turbulente sont tracés et comparés dans les régions de jet libre et le jet pariétal pour chaque maillage. Trois maillages avec différents nombres de nœuds ont été utilisés, M1(14701), M2(58201) et M3 (90902) pour paroi triangulaire, M1(15911), M2(62821) et M3 (98052) pour paroi triangulaire et M1(14396), M2(57120) et M3 (90751) pour la paroi lisse.

La figure (4.1) compare les profils de vitesse, de l'énergie cinétique turbulente et la température pour différentes positions axiales et radiales pour la paroi triangulaire. Le résultat obtenu montre que les profils sont presque identiques pour les deux maillages M2(58201) et M3 (90902). Dans ce cas on a choisi le Maillage M2 avec un nombre de nœuds égal à 58201 voir figure (4.2).

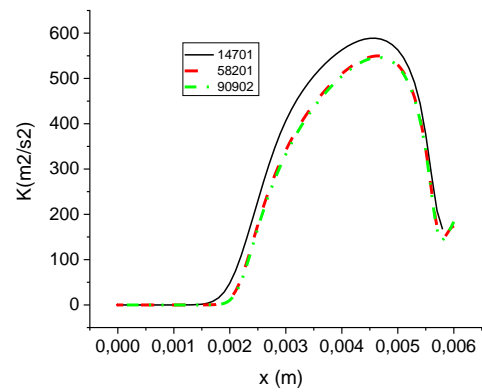


a) Vitesse axiale $x=0.003$ (m)

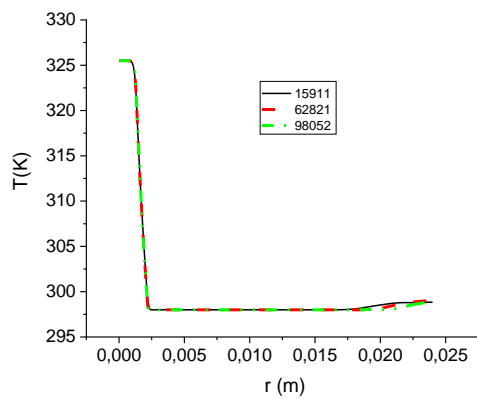
b) Vitesse radiale $r=0.002$ (m)



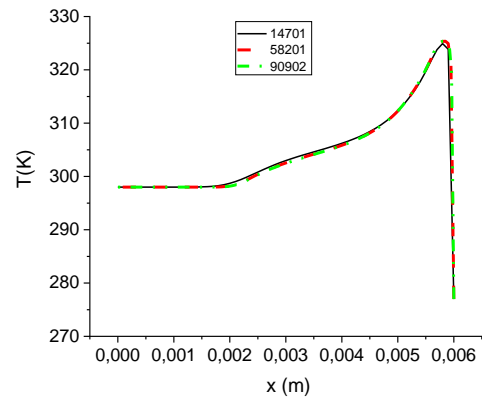
c) Turbulence k à x=0.002 (m)



d) Turbulence k à r=0.002 (m)



e) Température a x= 0,003 (m)



f) Température a r= 0,002 (m)

Figure 4.1 : Les profils des vitesses, de l'énergie turbulente et température dans les trois maillages - géométrie triangle.

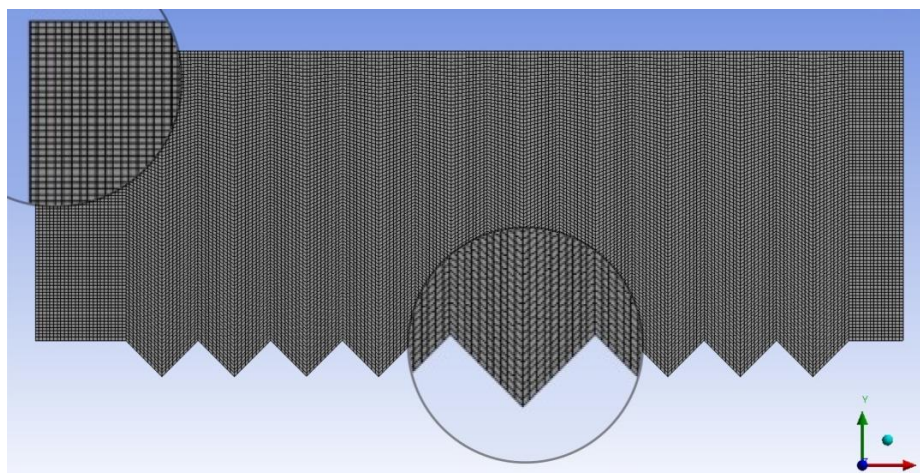
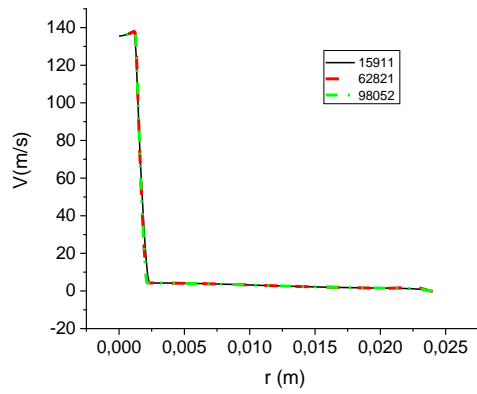
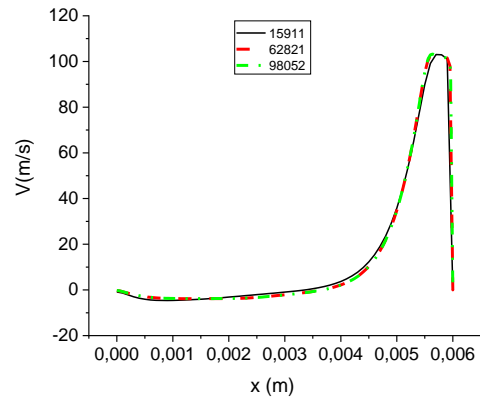


Figure 4. 2 : Maillage utilisé M3 = 58201.

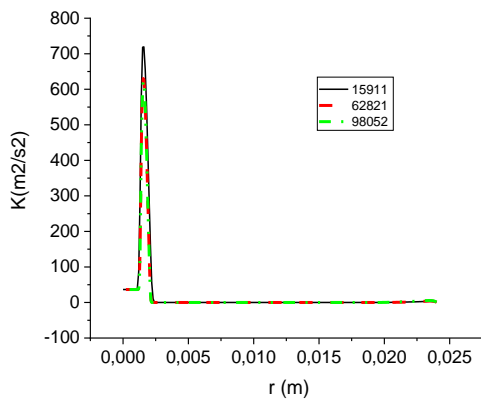
La figure (4.3) compare les profile de vitesse, de l'énergie cinétique turbulente et la température pour différent position axial et radial pour la paroi carrée. Le résultat obtenus montre que les profils sont presque identique pour les deux maillages M2(62821) et M3 (98052). Dans ce cas on a choisi le Maillage M2 avec un nombre de nœud égal à 62821 voir figure (4.2).



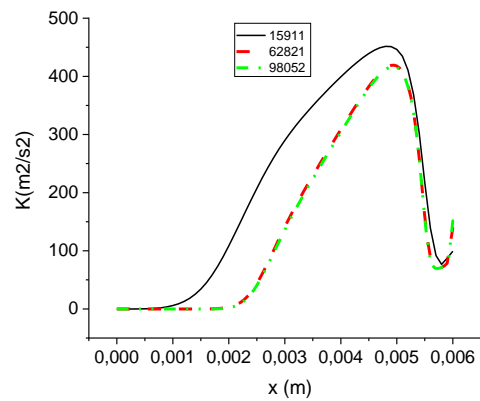
a) Vitesse axial $x=0.003$ (m)



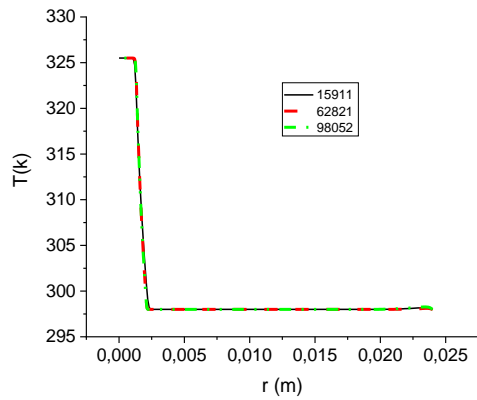
b) Vitesse radial $r=0.002$ (m)



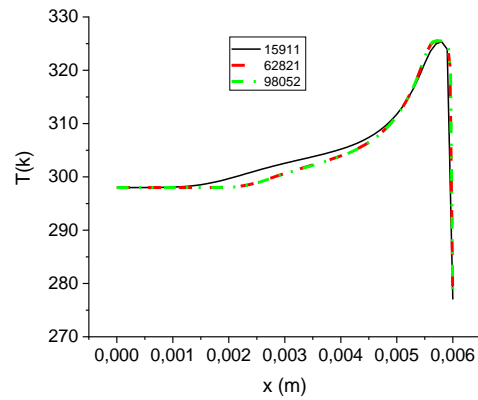
c) Turbulence k à $x=0.002$ (m)



d) Turbulence k à $r=0.002$ (m)



e) Température a $x= 0,003(m)$



f) Température a $r= 0,002 (m)$

Figure 4.3 : Les profils des vitesses, de l'énergie turbulente et température dans les trois Maillages de la géométrie carrée

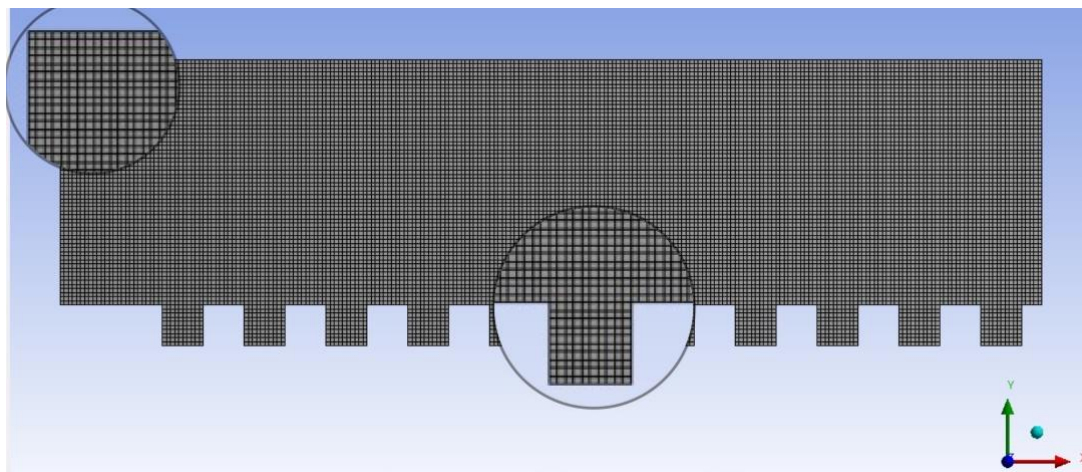
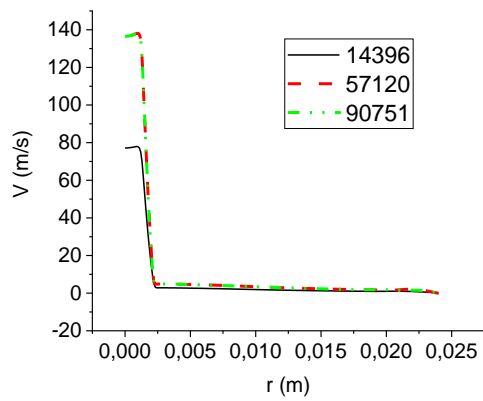
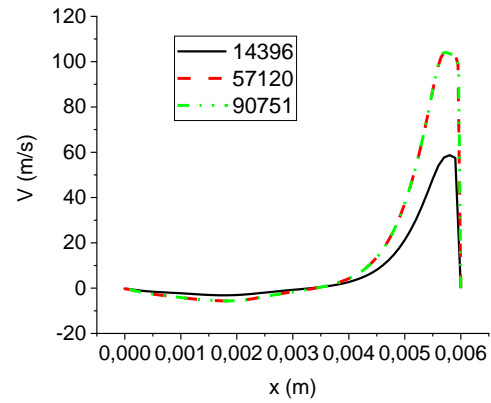


Figure 4. 4 : Maillage utilisé M3=62821.

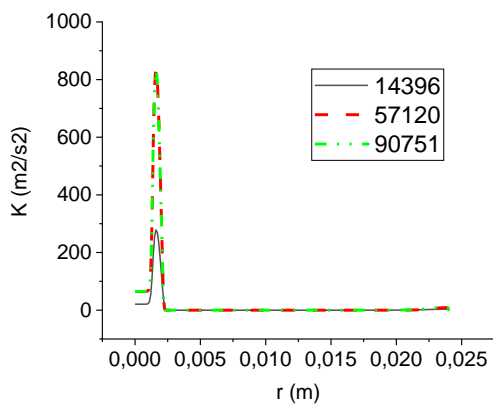
La figure (4.5) compare les profile de vitesse, de l'énergie cinétique turbulente et de température pour différent position axial et radial pour la paroi carrée. Le résultat obtenus montre que les profils sont presque identique pour les deux maillages M2(57120) et M3 (90751). Dans ce cas on a choisi le Maillage M2 avec un nombre de nœud égal à 90751 voir figure (4.6).



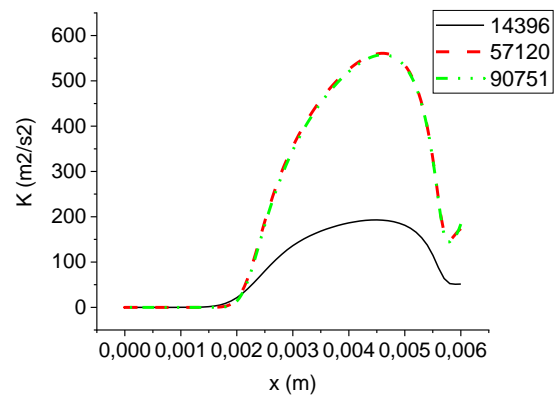
a) Vitesse axial $x=0.003$ (m)



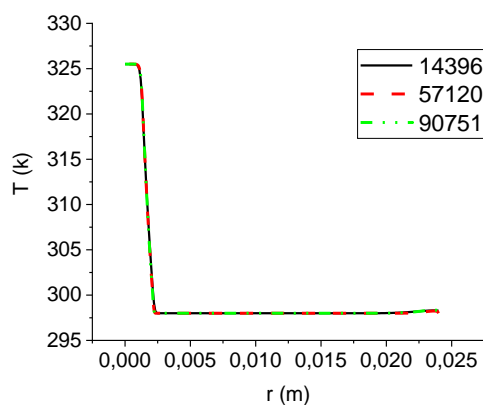
b) Vitesse radial $r=0.002$ (m)



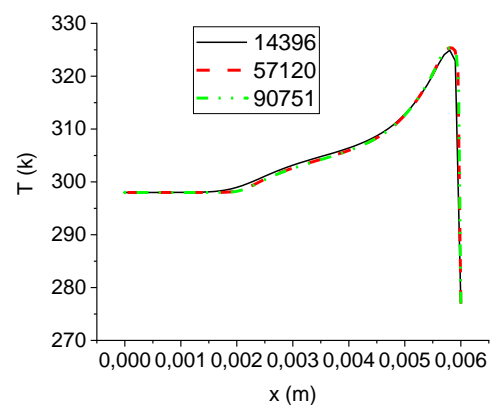
c) Turbulence k à $x=0.002$ (m)



d) Turbulence k à $r=0.002$ (m)



e) Température a $x= 0,003$ (m)



f) Température a $r= 0,002$ (m)

Figure 4. 5: Les profils des vitesses, de l'énergie turbulente et température dans les trois Maillages de la géométrie plane

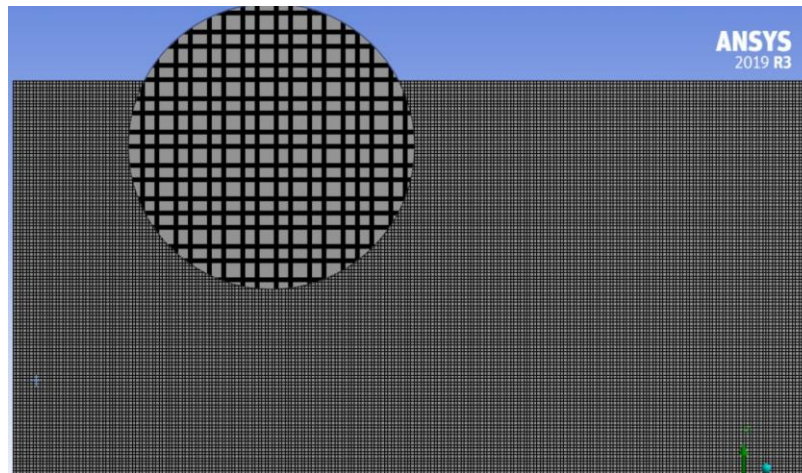


Figure 4. 6 : Maillage utilisé M3=57120.

4.2 Validation

La figure 4. 7 compare les résultats de simulation numérique de nombre de Nusselt moyen pour différents rayons de la plaque normalisés par le diamètre avec l'expérimental qui a été réalisé par **Sagot et al. [8]**. On remarque que il y a une sous-estimation pour la valeur de $R/D = 6$, une surestimation pour la valeur de $R/D = 10$ et un accord pour la valeur de $R/D = 8$.

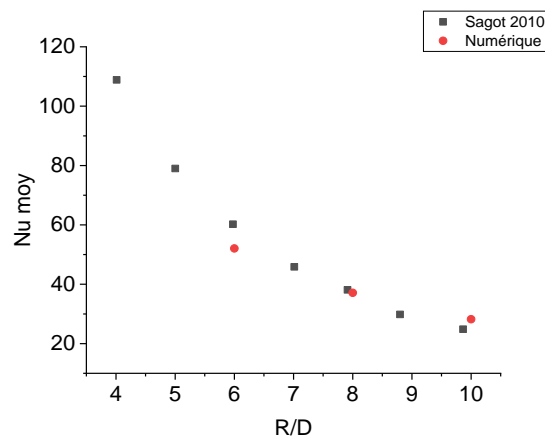


Figure 4. 7 : Comparaison des valeurs numériques et expérimentales (Sagot 2010) du nombre de Nusselt moyen-Géométrie carré.

La figure 4. 8 compare les résultats de simulation numérique de nombre de Nusselt moyen pour différents rayons de la plaque normalisés par le diamètre avec l'expérimental qui a été réalisé par **Sagot et al. [8]**. On remarque que il y a une sous-estimation pour la valeur de $R/D = 6$ et un accord pour les valeurs de $R/D = 8$ et 10 .

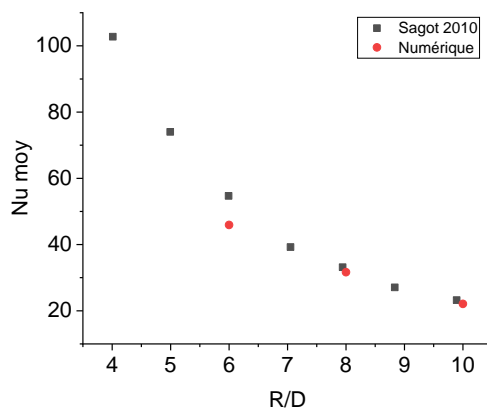


Figure 4. 8: Comparaison de valeurs numériques et expérimentales (sagot 2010) du nombre de Nusselt moyen-géométrie triangulaire

La figure 4. 9 compare les résultats de simulation numérique de nombre de Nusselt moyen pour différent rayon de la plaque normalise par le diamètre avec l’expérimental qui réalise par **Sagot et al. [20]** On remarque que il y un sou estimation pour la valeur de $R/D = 4$ et 6 et un accorde pour la valeur de $R/D = 8$.

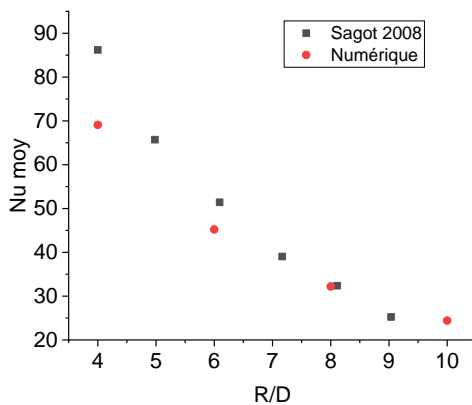


Figure4. 9 : Comparaison de valeurs numériques et expérimentales (sagot 2008) du nombre de Nusselt moyen- géométrie plan.

4.3 Effet de Rayon de la plaque sur le diamètre de jet (R/D)

Cette partie concerne l’effet de la paroi sur le rayon de la plaque / le diamètre de jet R/D d’un jet turbulente axisymétrique impactant. Trois parois sont utilisé deux corruguée avec des

corrugation carrée, triangle et plane avec un nombre de Reynolds $Re=23000$, distance buse-paroi $H/D = 2$ et un rayon de la plaque normalise par le diamètre $R/D = 6, 8, 10$.

La figure 4.10 illustre les contours de pression des trois géométries pour $R/D = 6$. La pression maximale est observée dans la zone de stagnation pour les trois cas. Des pressions négatives sont enregistré dans les deux géométries de corrugation carrée et triangulaire. Dans le cas de géométrie carrée la dépression est remarque dans les 2, 3, 4 et 5 cavités, dans la géométrie triangulaire une forte dépression est remarque dans la cavité 2 et moins dans la cavité 4.

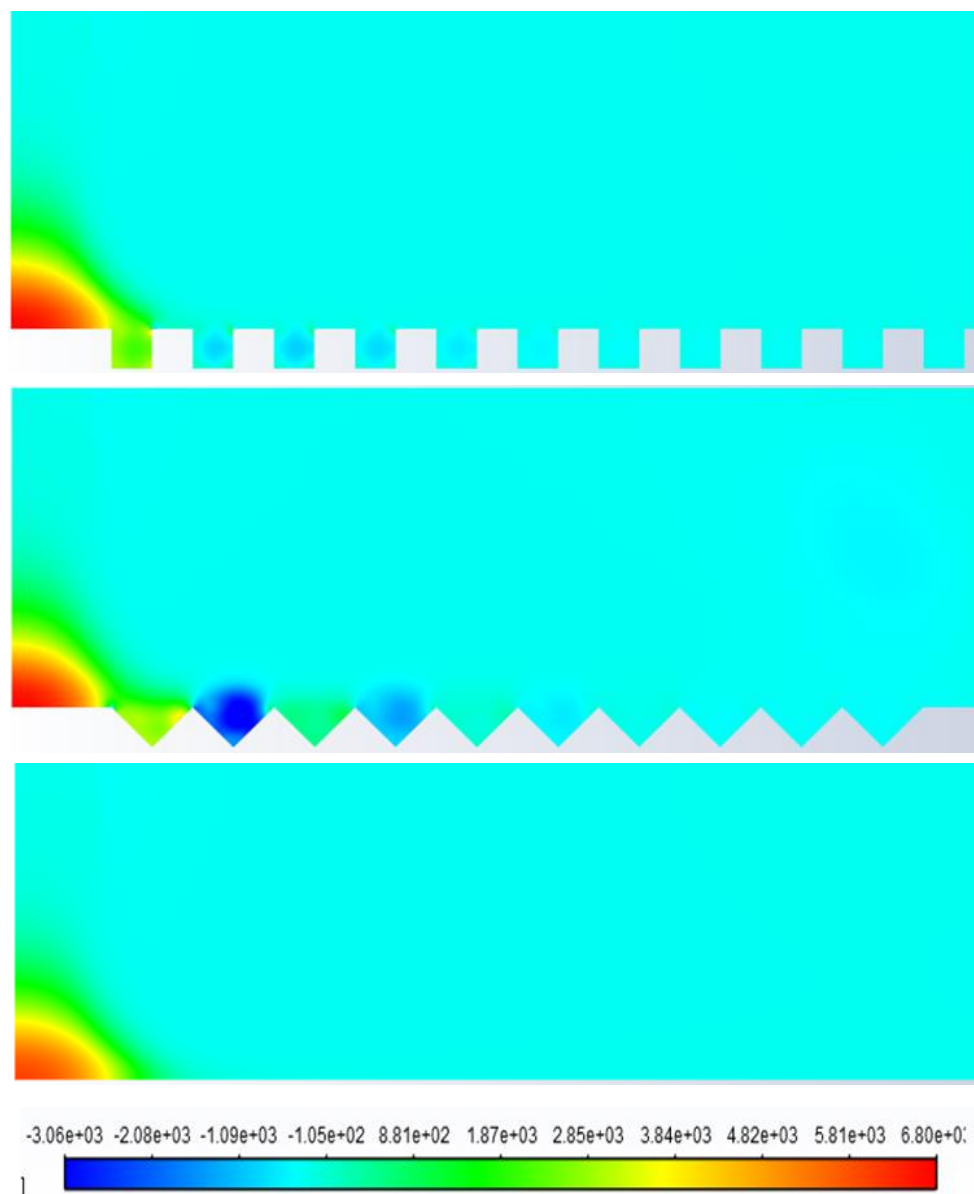


Figure 4.10 : Conteurs pressions $r/d=6$.

La figure 4.11 illustre les contours de vitesse des trois géométries pour $R/D = 6$. Dans le jet libre le champ de vitesse n'est pas vraiment influence par la paroi par contre dans le jet pariétal-il une influence des cavités en remarque que il y une légère augmentation de vitesse dans le cas de corrugation carrée au coin après la premier cavité jusqu'à la fin de 3eme cavité et pour le cas de géométrie triangulaire-il une augmentation juste à la fin de premier cavité. Des zones de recirculation des fluides dans cinq premiers les cavités pour le cas de géométrie carrée et dans la deuxième et quatrième dans la géométrie triangulaire.

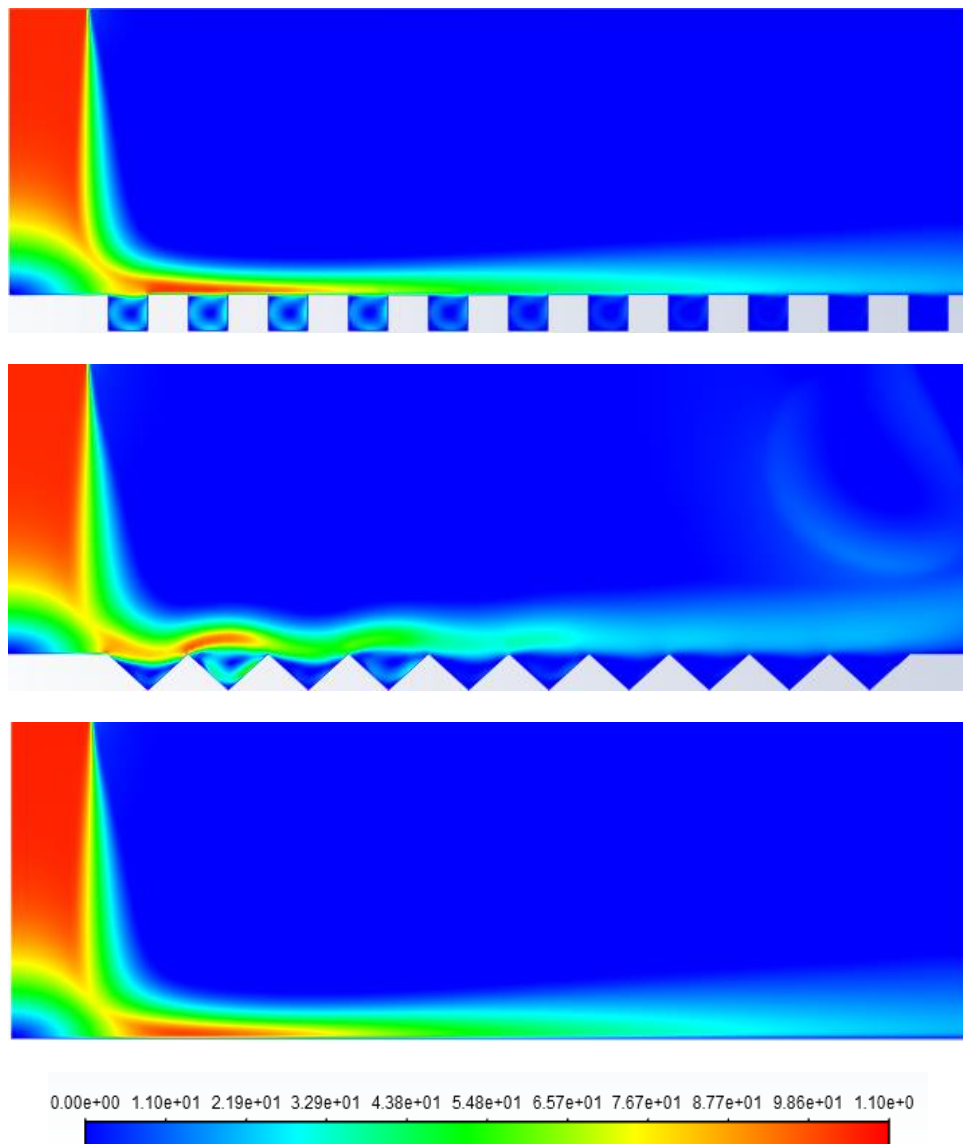
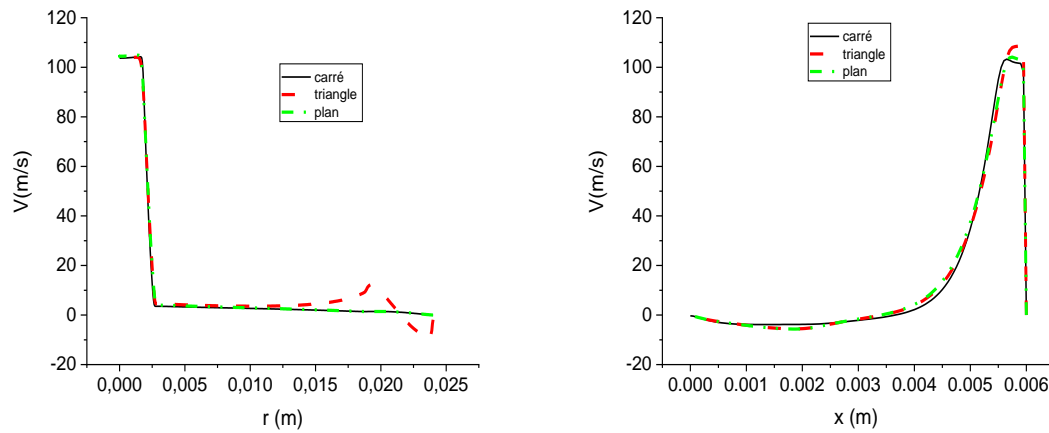


Figure 4.11: Conteurs vitesses $R/d=6$.

La figure 4.12 présenter les profils de vitesse à la position radiale $r = 0.002$ (m) et à la position axiale $x = 0.003$ (m) en remarque que pour les deux géométries plane et carrée les profils sont

identique par contre dans le cas de géométrie triangulaire il y a une légère accélération de fluide dans le jet pariétal et dans la vitesse axiale il y a un pic puis une vitesse négative enregistrée.



a-profil de vitesse axiale à la position $r/d=6$ $r=0.003(m)$ b-profil de vitesse radial à la position $r/d=6$ $r=0.002(m)$

La figure 4.12: les profils de vitesse à la position radiale et à la position axiale

La figure 4.13 illustre les contours de l'énergie cinétique turbulente des trois géométries pour $R/D = 6$. Il est clairement visible que il y a une influence de paroi les valeurs le plus intense de turbulence sont observé dans la géométrie triangulaire dans la zone de fort cisaillement et entre les deux cavités deux et trois

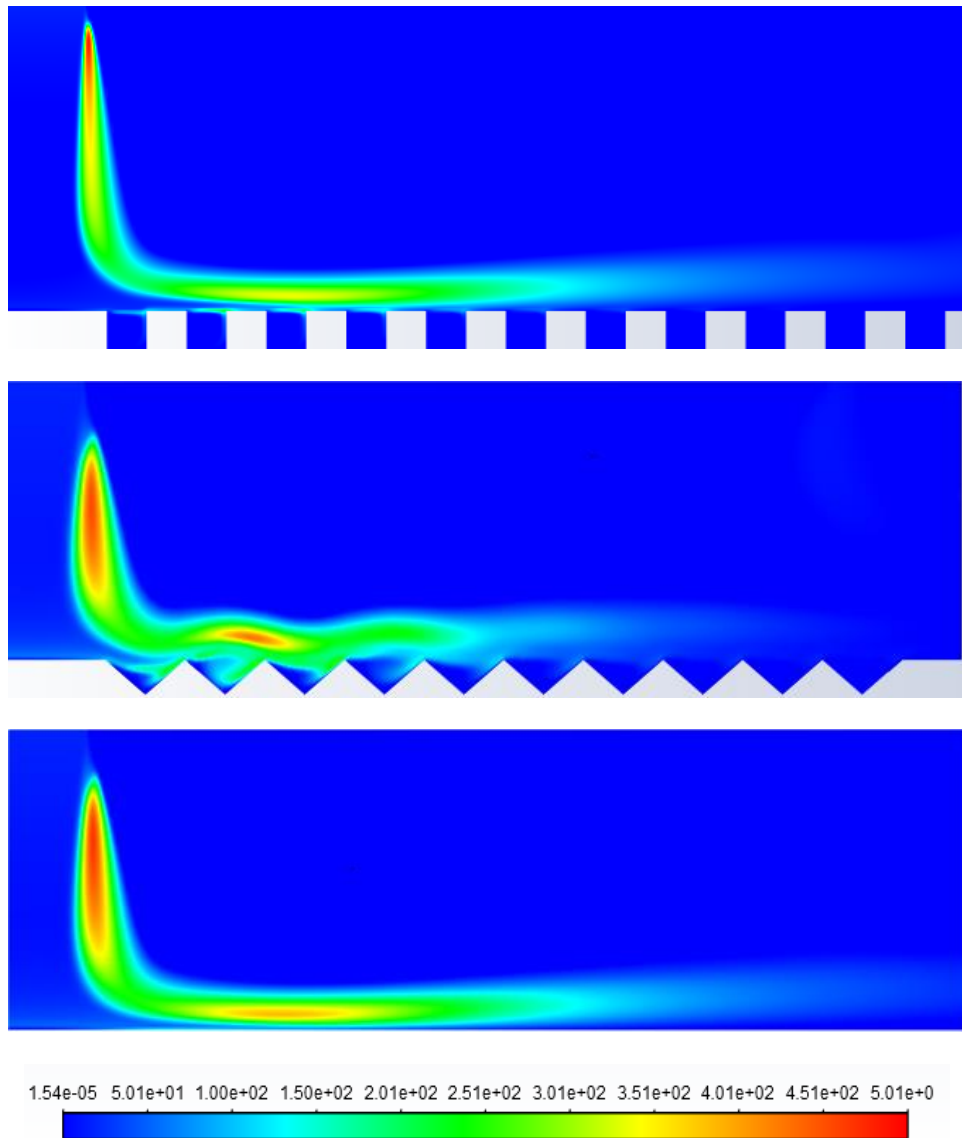
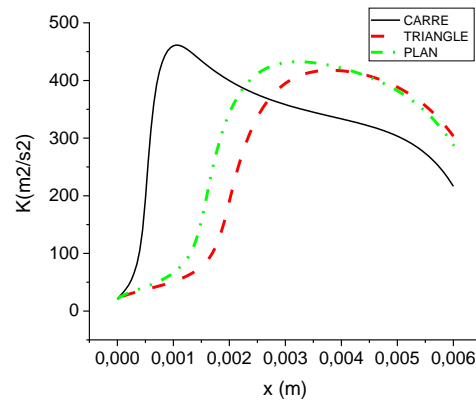
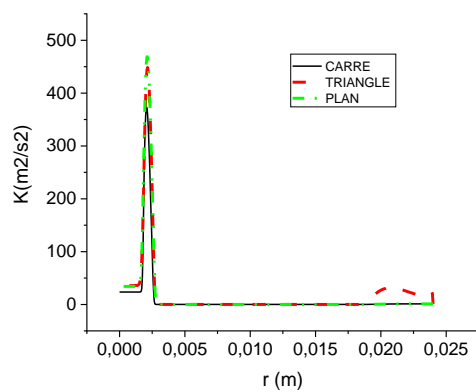


Figure 4.13 : Contours énergie k $r/d=6$.

La figure 4.14 présenter les profils de l'énergie cinétique turbulente à la position radiale $r=0.002$ (m) et à la position axiale $x=0.003$ (m) en remarque que il y un effet de la paroi des valeurs plus intense près de paroi dans les cas de paroi triangulaire et carrée loin de paroi un pic de l'énergie cinétique turbulente et enregistre pour la paroi plane.



c- Energie K la position $r/d=6$ $x=0.003(m)$

d- Energie K la position $r/d=6$ $r=0.002(m)$

La figure 4.14 : les profils de l'énergie cinétique turbulente à la position radiale et à la position axiale

La figure 4.15 illustre les contours de température des trois géométries pour $R/D = 6$. Dans le jet libre le champ de température n'est pas influence par le changement de la paroi par contre dans le jet pariétale la présence des corrugation fait un changement de comportement de champs de température le fluide garde la température de jet jusqu'à la position radial $r = 7.5$ (mm) dans le cas de géométrie carrée et $r = 5.5$ (mm) dans le cas de géométrie triangulaire. A l'intérieur des cavités des valeurs maximales sont enregistré pour le cas de géométrie triangulaire surtout dans les trois premières cavités après une diminution de température pour le cas de géométrie carrée il y un changement de température mais moins important que la géométrie triangulaire.

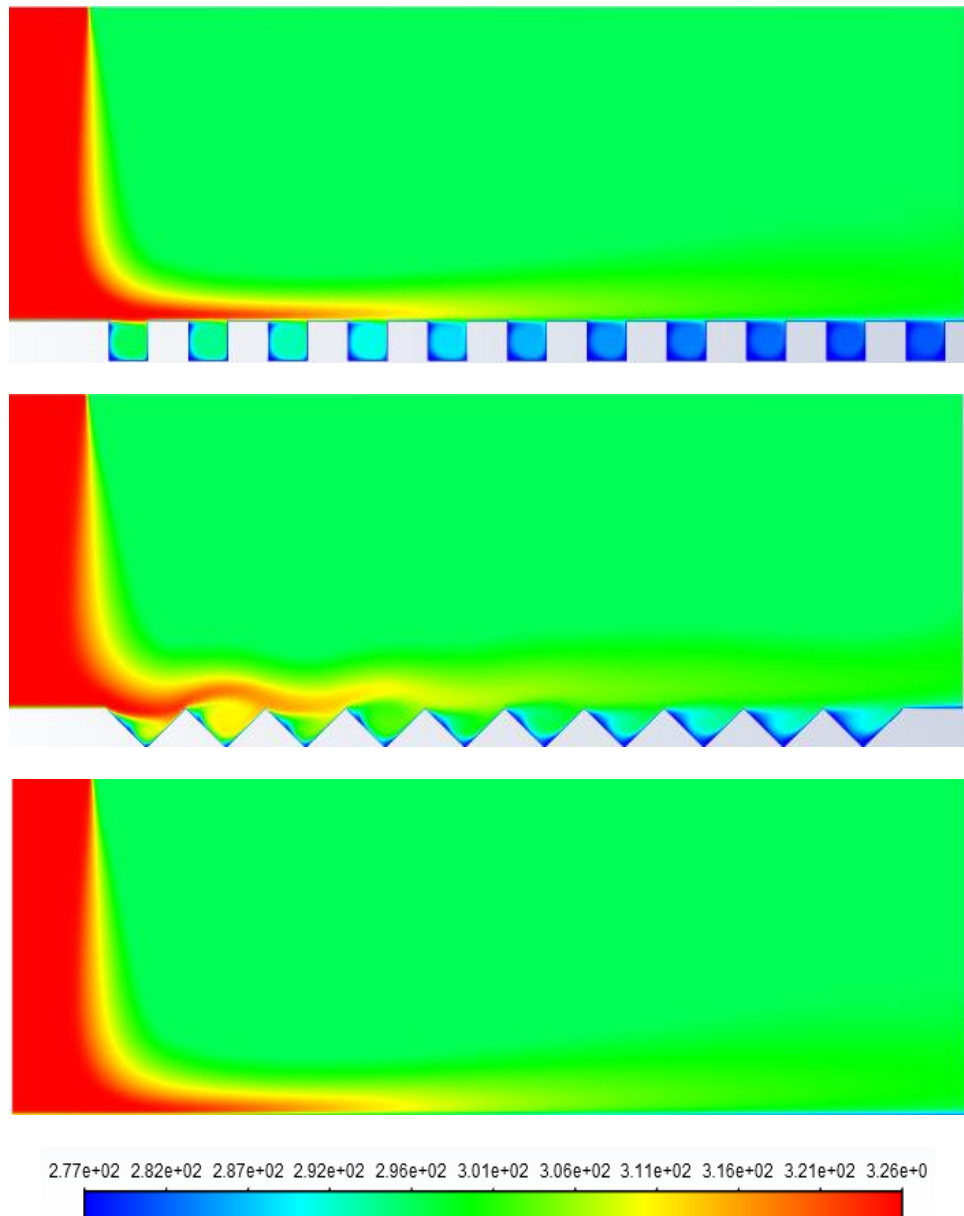
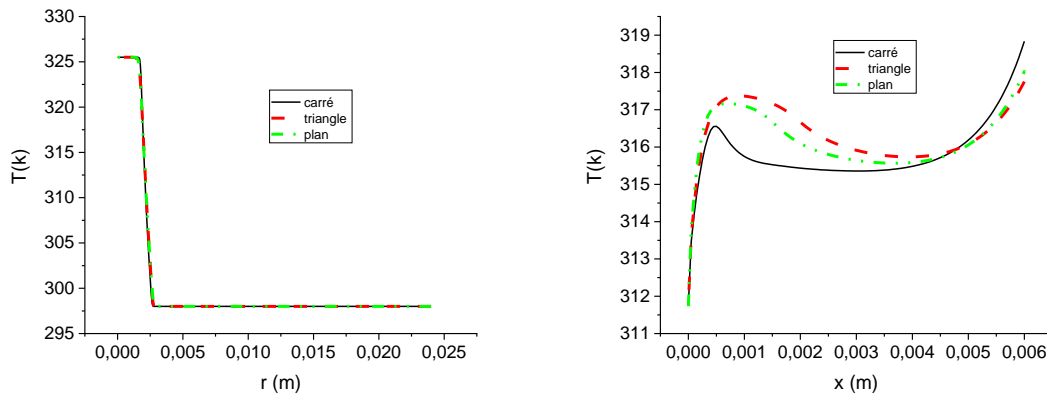


Figure 4.15 : Conteurs Températures $r/d=6$.

La figure 4.16 présenter les profils de la température à la position radiale $r= 0.002$ (m) et à la position axiale $x = 0.003$ (m) comme a été mentionner dans les contours dans le jet libre il y pas un effet de la paroi mais dans le jet libre mais dans le jet pariétal il y une augmentation de température pour les deux parois corruguée.



e- Température a la position $r/d=6$ $x=0.002(m)$ f- Température a la position $r/d=6$ $r=0.002(m)$

La figure 4.16 les profils de la température à la position radiale et à la position axiale

La figure 4.17 illustre les contours de pression des trois géométries pour $R/D = 8$. La pression maximale est observée dans la zone de stagnation pour les trois cas. Des pressions négatives sont enregistrées dans la géométrie triangulaire légèrement avant la première cavité et dans la deuxième cavité.

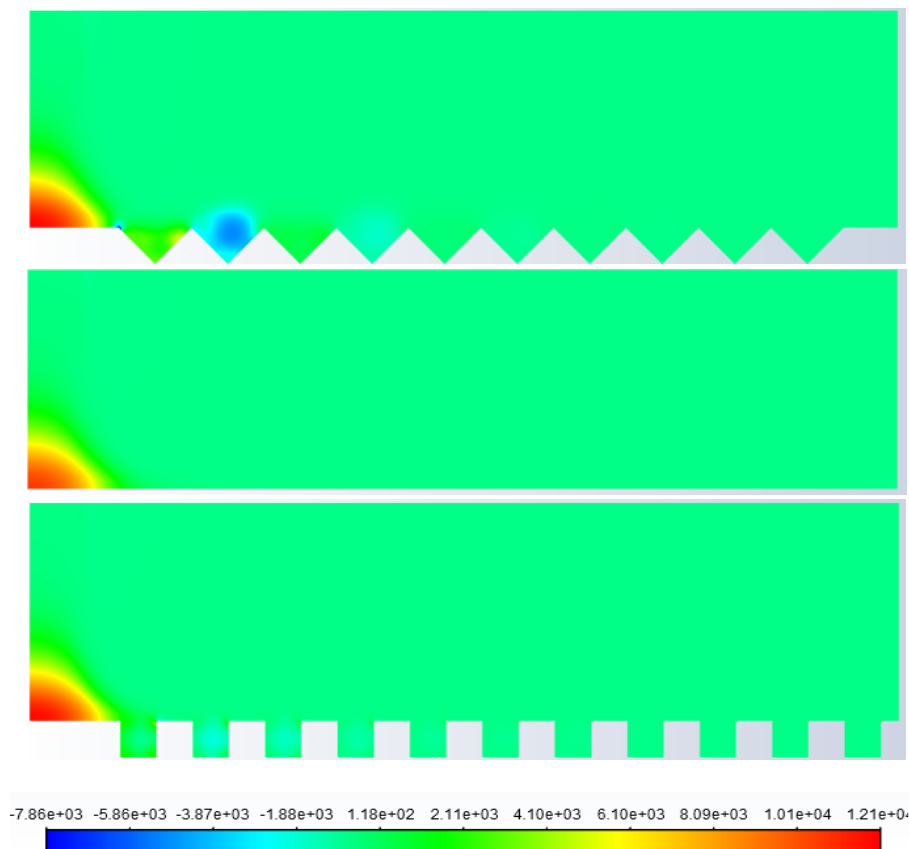


Figure 4.17 : Conteurs pression $r /d=8$.

La figure 4.18 illustre les contours de vitesse des trois géométries pour $R/D = 8$. Dans le jet libre le champ de vitesse n'est pas vraiment influence par la paroi. On peut remarquer aussi que dans la zone de stagnation et dans le cas de paroi avec des corrugation triangulaire l'écoulement dévier plus rapidement que les autres cas. Il est intéressant aussi de mentionner que il y a une augmentation de vitesse dans le cas de corrugation triangulaire au coin avant la première cavité.

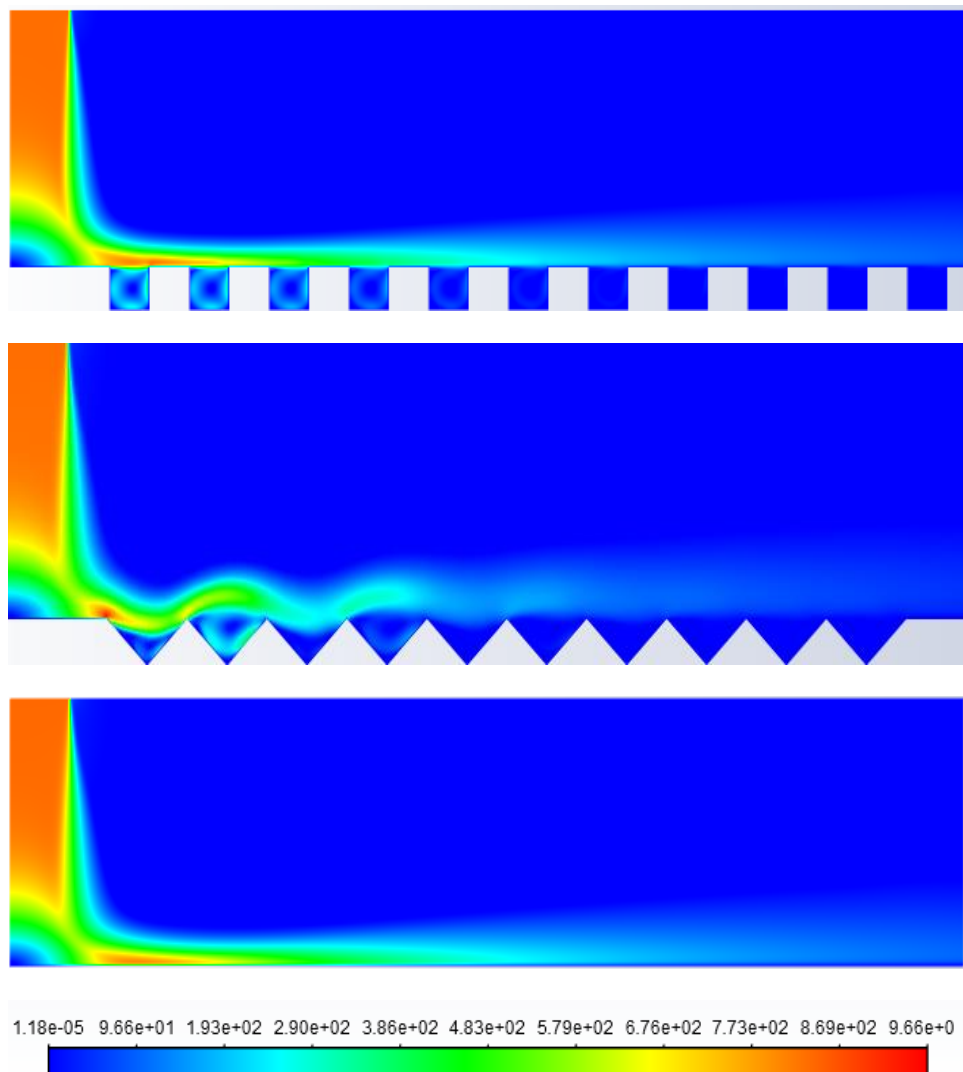
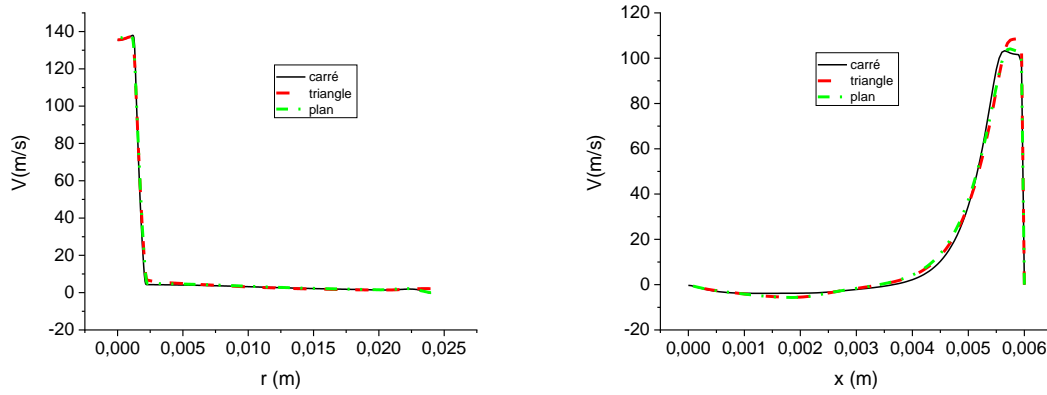


Figure 4.18 : Contours vitesses $r/d=8$.

La figure 4.19 présenter les profils de vitesse à la position radiale $r = 0.002$ (m) et à la position axiale $x = 0.003$ (m) en remarque que dans le jet libre les profils sont identique par contre dans

le jet pariétal il y a une légère augmentation de vitesse pour le cas de géométrie avec des corrugation triangulaire.



a- profil de vitesse axiale à la position $r/d=8$ $x=0.003$ (m) b- profil de vitesse radial à la position $r/d=8$ $r=0.002$ (m)

La figure 4.19 : les profils de vitesse à la position radiale et à la position axiale

La figure 4.20 illustre les contours de l'énergie cinétique turbulente des trois géométries pour $R/D = 8$. Il est clairement visible les champs de énergie cinétique influence par la géométrie triangulaire, des valeurs maximal sont enregistré à l'intérieur des trois première cavités. Pour la géométrie carrée des faibles intensités de turbulence sont enregistré.

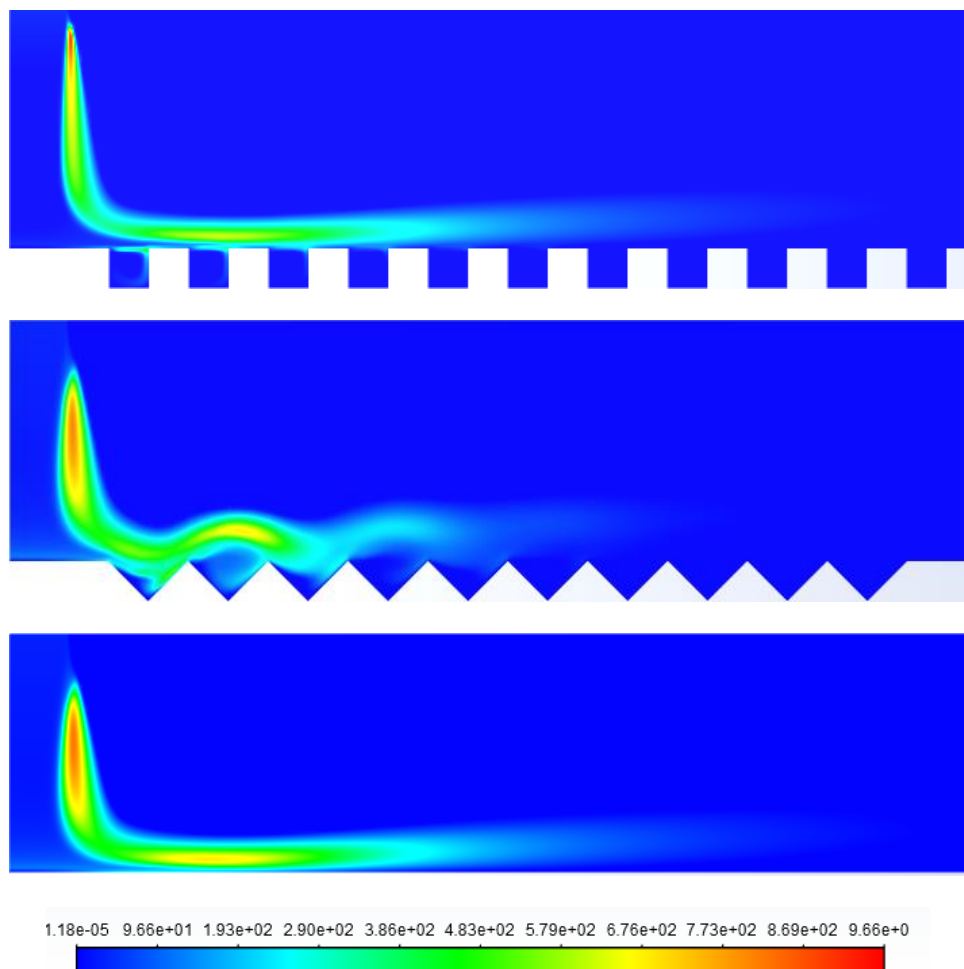
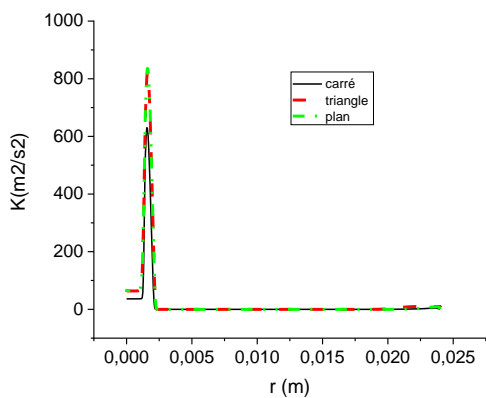
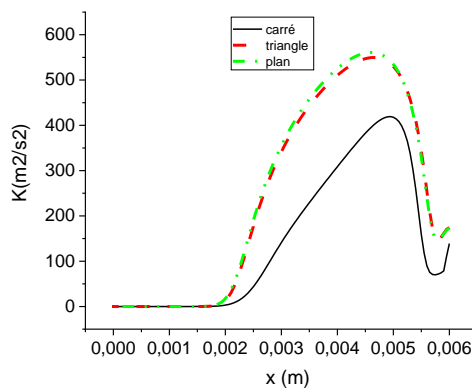


Figure 4.20 : Conteurs énergies k $r/d=8$.

La figure 4.21 présenter les profils de l'énergie cinétique turbulente à la position radiale $r=0.002$ (m) et à la position axiale $x=0.003$ (m) en remarque que il y un effet de la paroi des valeurs plus intense près de paroi dans les cas de paroi triangulaire et carrée et que la paroi triangulaire légèrement plus intense que la paroi carrée.



c- Energie K la position $r/d=8$ $x=0.003$ (m)



d- Energie K la position $r/d=8$ $r=0.002$ (m)

La figure 4.21 :les profils de l'énergie cinétique turbulente à la position radiale et à la position axiale

La figure 4.17 illustre les contours de température des trois géométries pour $R/D = 8$. Dans le jet libre le champ de température n'est pas influence par le changement de la paroi par contre dans le jet pariétale le fluide garde la température de jet jusqu'à la position radial $r = 6.5$ (mm) dans le cas de géométrie carrée et $r = 4.5$ (mm) dans le cas de géométrie triangulaire.

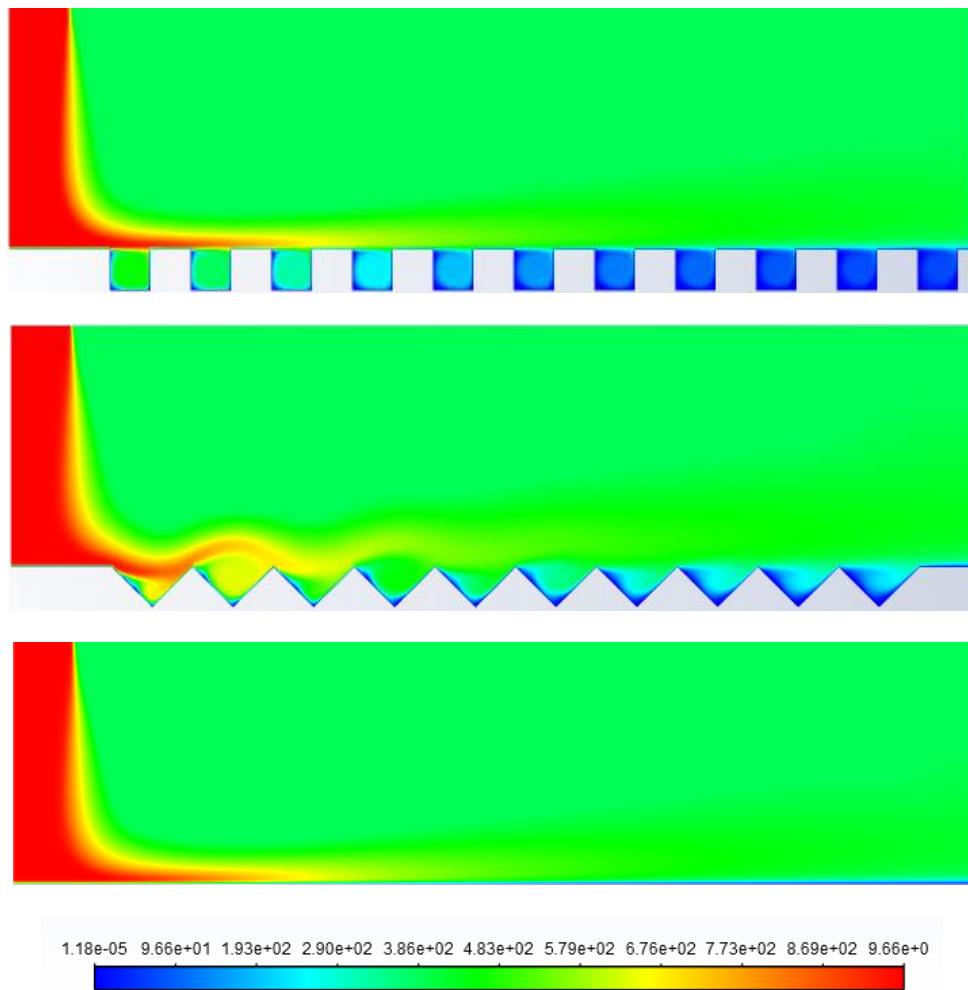
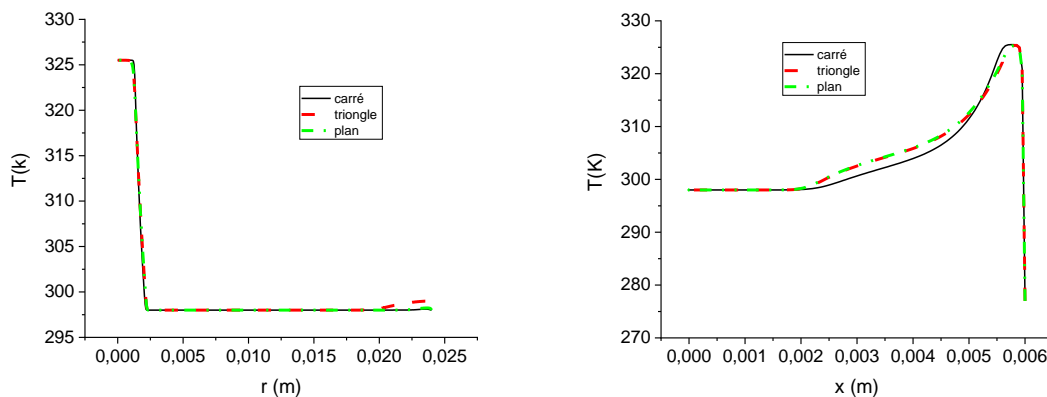


Figure 4.22: Conteurs températures $r/d=8$.

La figure 4.23 présenter les profils de la température à la position radiale $r = 0.002$ (m) et à la position axiale $x = 0.003$ (m) dans le jet libre il y pas un effet de la paroi sauf dans la paroi triangulaire une légère augmentation le jet pariétal il y une augmentation de température pour les deux parois corruguée.



e- Température a la position $r/d=8$ $x=0.003(m)$ f- Température a la position $r/d=8$ $r= 0.002(m)$

La figure 4.23 : les profils de la température à la position radiale et à la position axiale

La figure 4.24 illustre les contours de pression des trois géométries pour $R/D = 10$. La pression maximale est observée dans la zone de stagnation pour les trois cas. La pression minimal dans la plupart de domaine sauf a dans le cas de paroi avec des corrugation triangulaire il y une légère augmentation de la pression a l'intérieur de première cavité.

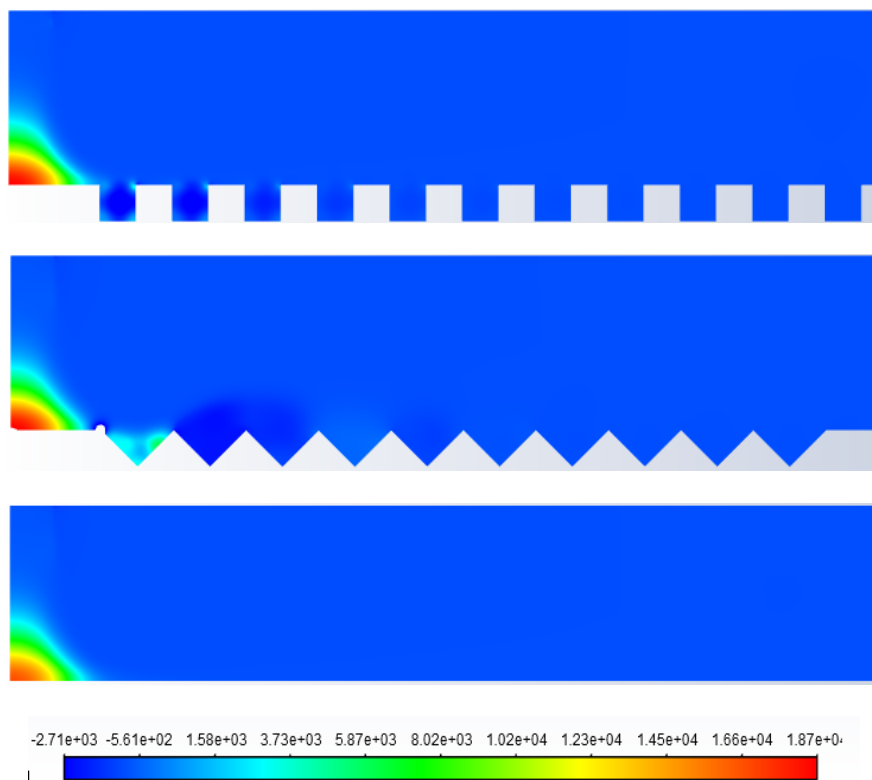


Figure 4. 24 : Conteurs pression $r /d=10$.

La figure 4. 25 illustre les contours de vitesse des trois géométries pour $R/D = 10$. Dans le jet libre le champ de vitesse n'est pas vraiment influence par la paroi. En Il est intéressant aussi de

mentionner que il y une augmentation de vitesse dans le cas de corrugation triangulaire au coin avant la premier cavité le reste de domaine a vitesse est très faible.

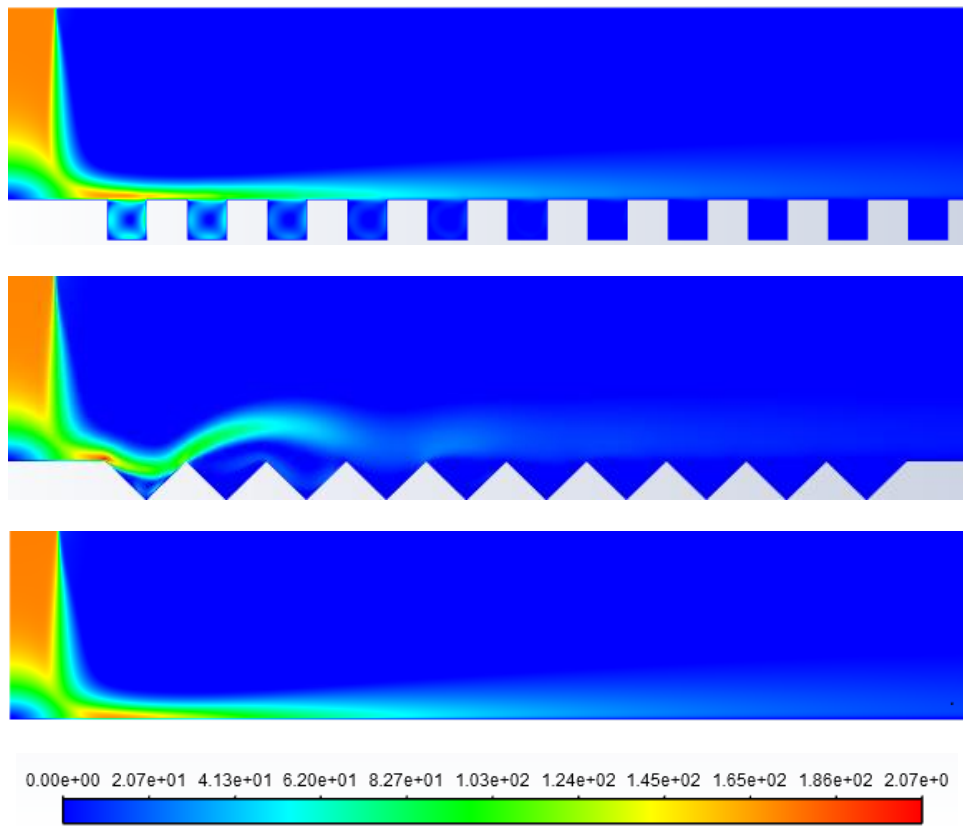
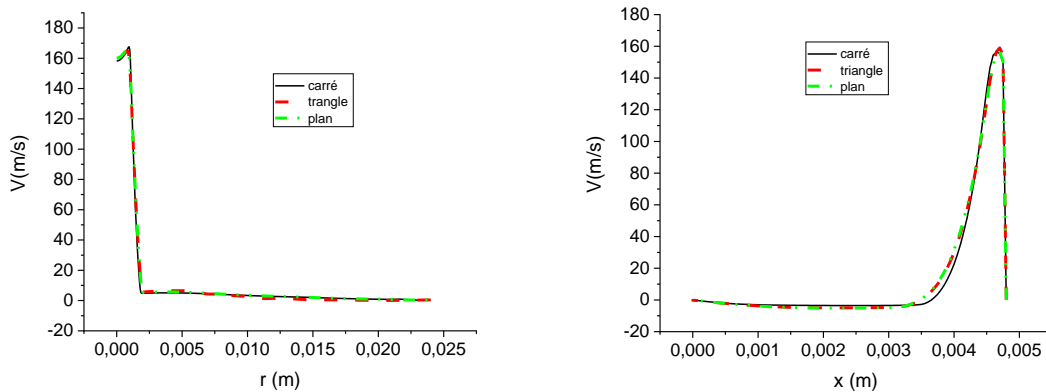


Figure 4. 26 : Conteurs vitesses $r /d= 10$.

La figure 4. 27 présenter les profils de vitesse à la position radiale $r= 0.002$ (m) et à la position axiale $x= 0.003$ (m) en remarque les profils sont identique pratiquement il y pas d’effet des corrugations.



a-profil de vitesse axiale à la position $r/d=10$ $x=0.0003(m)$ b-profil de vitesse radial à la position $r/d=10$ $r=0.002(m)$

La figure 4. 27 : les profils de vitesse à la position radiale et à la position axiale

La figure 4. 20 illustre les contours de l'énergie cinétique turbulente des trois géométries pour $R/D = 10$. Il est clairement visible les champs de énergie cinétique influence par la géométrie triangulaire, des valeurs maximal sont enregistré au coin de avant la première cavité et aussi la paroi plane a une distance radial 3 fois le diamètre.

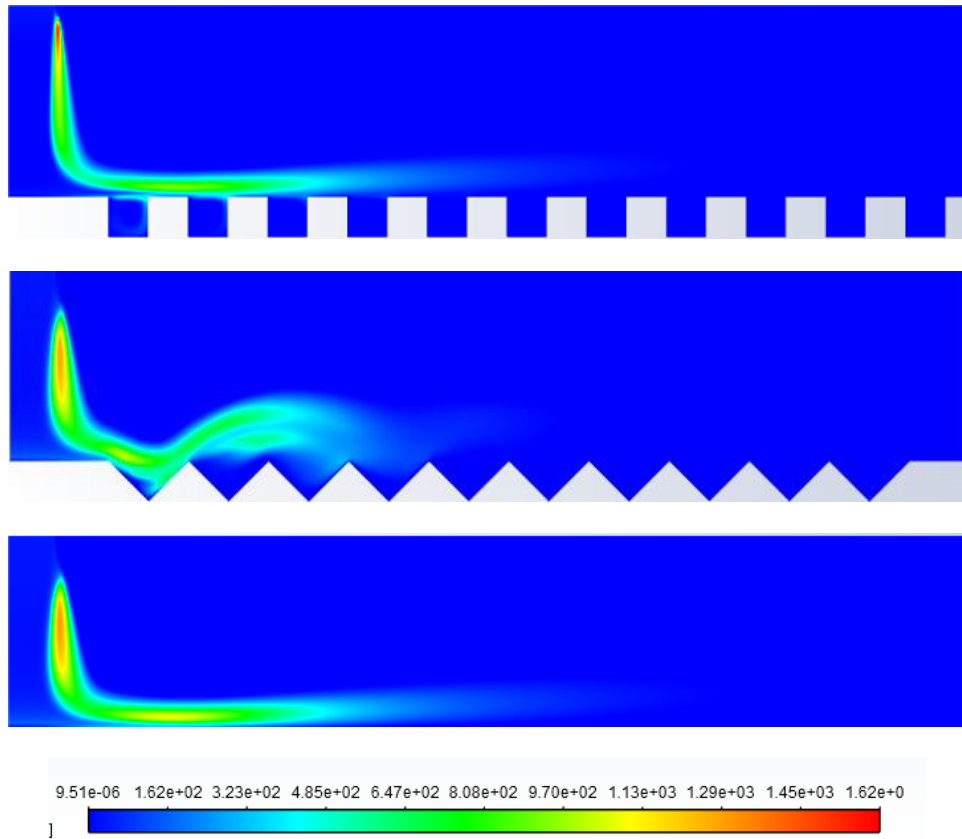
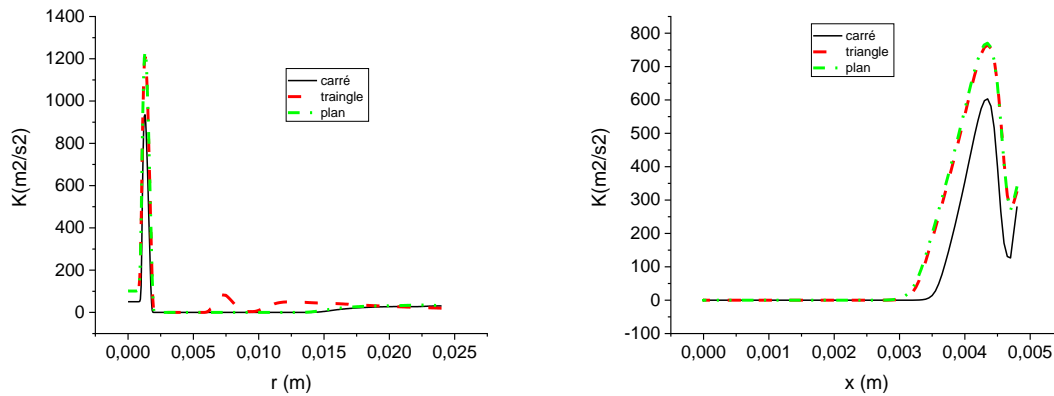


Figure 4. 27: Conteurs énergies k $r/d=10$.

La figure 4.28 présenter les profils de l'énergie cinétique turbulente à la position radiale $r=0.002$ (m) et à la position axiale $x=0.003$ (m). Dans le jet libre il y des pic de l'énergie cinétique turbulente pour le cas des corrugation triangulaire, dans le jet pariétal des valeurs le plus intense sont remarque pour les deux parois triangulaire et carrée.



c- Energie K la position $r/d = 10$ $x=0.003$ (m) d- Energie K la position $r/d=10$ $r=0.002$ (m)

La figure 4.28: les profils de l'énergie cinétique turbulente à la position radiale et à la position axiale

La figure 4. 29 illustre les contours de température des trois géométries pour $R/D = 10$. Dans le jet pariétale le fluide garde la température de jet jusqu'à la position radial $r = 5.5$ (mm) dans le cas de géométrie carrée et plane et $r = 4$ (mm) dans le cas de géométrie triangulaire.

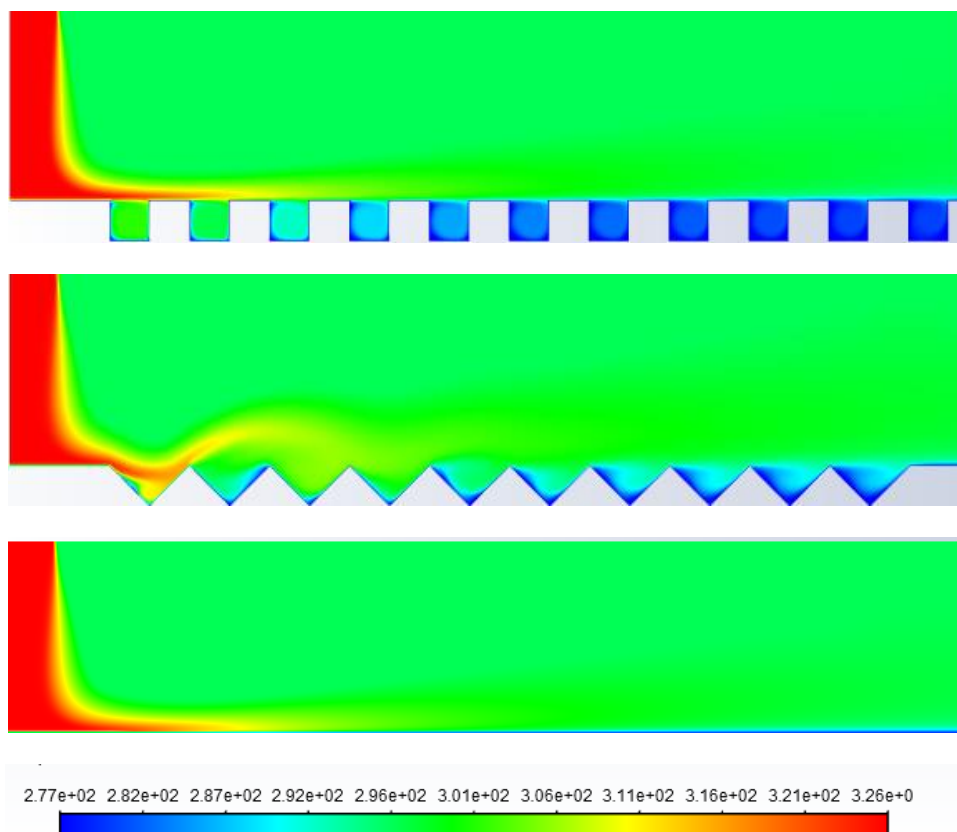
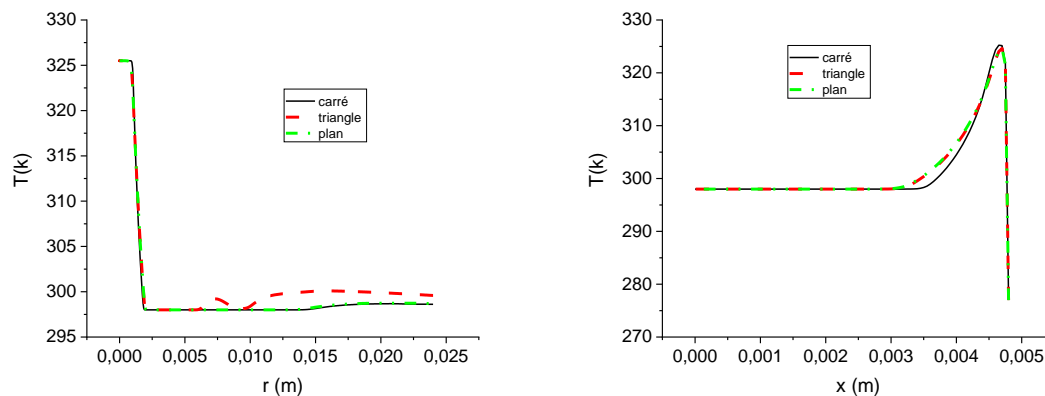


Figure 4. 29 : Conteurs températures $r /d=10$.

La figure 4. 30 présenter les profils de la température à la position radiale $r= 0.002$ (m) et à la position axiale $x = 0.003$ (m) dans le jet libre il y pas un effet de la paroi sauf dans la paroi triangulaire il y une augmentation. Dans le jet pariétal il y pas d'effet de paroi sur la température.



e- Température a la position $r/d=10$ $x=0.003(m)$ f- Température a la position $r/d=10$ $r=0.002(m)$

La figure 4. 30 : les profils de la température à la position radiale et à la position axiale

Le tableau 4.1 résume les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour les différentes parois et différent rayon de la plaque/diamètre de jet. En remarque que la valeur du nombre de Nusselt la plus élevée est obtenue pour la paroi avec des corrugation carrée puis la paroi avec des corrugation triangulaire s'explique que la présence des corrugation augmente le transfert de chaleur mieux que la paroi plane. Et pour l'effet de rayon de la plaque sur le diamètre, la valeur de nombre de Nusselt la plus important est enregistré pour la valeur $R/D = 6$ dans trois parois. En remarque que il y une relation indirect entre R/D et le nombre de Nusselt si R/D augmente la valeur de nombre de Nusselt diminuer.

Tableau 4.1 : Nombre de Nusselt moyenne pour différent rayon de la plaque/diamètre de jet – trois géométries.

R/D	6	8	10
Carrée	52.06	37.11	28.21
Triangle	45.92	31.63	21.97
Plane	28.01	26.51	25.20

Conclusion et perspectives

Une simulation numérique d'un jet turbulent impactant une paroi corruguée et plane a été effectué par le code commercial ANSYS 2019 R3 par le modèle de turbulence SST $k-\omega$. Deux type de paroi corruguée sont utilisé paroi triangulaire et carrée. Nous avons étudié l'effet de rayon de la plaque/ le diamètre de jet pour les trois parois sur le comportement dynamique et thermique.

Les conclusions sont résume comme suite :

- Le jet impactant une paroi plane se divise en trois zones: zone de jet libre, zone de stagnation et zone de jet pariétal.
- Le jet impactant une paroi corruguée se divise en quatre zones: zone de jet libre, zone de stagnation, zone de jet pariétal et à l'intérieur des cavistes.
- Il clairement observe qu'est une zone recirculation de fluide à l'intérieur de cavité.
- Les valeurs maximales de l'énergie cinétique sont au niveau de jet pariétal.
- la présence des corrugation augmente le transfert de chaleur mieux que la paroi plane.
- La paroi de type cerre augmente le transfert de chaleur mieux que la paroi tringulaire.
- La valeur de nombre de Nusselt la plus important est enregistré pour la valeur $R/D = 6$ dans trois parois.
- Il y une relation indirect entre R/D et le nombre de Nusselt si R/D augmente la valeur de nombre de Nusselt diminuer.

Nous terminons ce mémoire par des perspectives:

- Etude de l'effet d'autre forme des corrugation.
- Etude de l'effet de modèle de turbulence sur dynamique et thermique par un jet impactant.

Référence

- [1] Rady M., Arquis E., “Heat transfer enhancement of multiple impinging slat jets with symmetric exhaust ports and confinement surface protrusion”, *Applied Thermal Engineering*, 26, 1310-1319, 2005
- [2] Dairay, t, Fortune, v, Lamballais, e et Brizzi, Simulation numérique directes d’un jet impactant, 20^{ème} Congrès Français de Mécanique, Besançon, France, 29 Aout -29 Septembre 2011, P.1-6.
- [3] K. Jambunathan, E. Lai, M.A. Moss, et B.L. Button, A review of heat transfer data for single circular jet impingement, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 1992, Vol. 13,P. 106-115.
- [4] R. Viskanta, Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets. *Exp Therm Fluid*, 1993, Vol. 6, P. 111-134.
- [5] Kakac, S., Vasiliev, L.L., Bayazitoglu, Y. and Yener, Y. *Microscale Heat Transfer: Fundamentals and Applications*. Springer, New York, 2005.
- [6] Naseem Uddin, Sven Olaf Neumann, Bernhard Weigand.2013. LES simulations of an impinging jet: On the origin of the second peak in the Nusselt number distribution. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, Vol. 57, P.356–368.
- [7] S. Hsieh, H. H. Tasi. et S. C. Chan, Local heat transfer in rotating square-ribroughened and smooth channels with jet impingement, *Int. J. Heat Mass Transfert*, 2004, Vol. 47, No. 12-13, P. 2769-2784.
- [8] B. Sagot, G. Antonini, et F. Buron, Enhancement of jet-to-wall heat transfer using axisymmetric grooved impinging plates, *Int. J. Therm. Sci*, 2010, Vol. 49, No. 6, P.1026-1030.
- [9] Derdouri, Amina. Etude par la programmation d’un jet rond turbulent impactant une plaque plane circulaire. memoire magister (2014), département de genie mécanique, universite mentouri Constantine.
- [10] Anwarullah, M., Vasudeva rao, V. et Sharma, K.V, Effect of Nozzle Spacing on Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics of an Impinging Circular Jet in Cooling of Electronic Components, *Int. J. of Thermal & Environmental Engineering*, 2012, P. 7-12.
- [11] A. Derdouri, Z. Nemouchi and A. Benhacine, Numerical simulation of a turbulent round jet impinging on an axisymmetric corrugated surface with heat transfer, 6th International Symposium on Aircraft Materials ACMA, May 11-13 2016, Agadir-Morocco

- [12] M. Attalla, Ahmed A. Abdel Samee et Naser N. Salem, Experimental investigation of heat transfer of impinging jet on a roughened plate by a micro cubic shape, *Experimental Heat Transfer*, 2019, P. 1-16.
- [13] J. Wienand, A. Riedelsheimer et B. Weigand, Numerical study of a turbulent impinging jet for different jet-to-plate distances using two-equation turbulence models, *Eur. J. Mech. B. Fluids*, 2017, Vol. 61, P. 1-9.
- [14] Y. H. Lo, Y. H. Liu, Heat transfer of impinging jet arrays onto half-smooth, half-rough target surfaces, *Appl. Therm. Eng.*, 2018, Vol. 128, P. 79-91.
- [15] F. R. Menter, Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, *AIAA Journal*, 1994, Vol. 32, P. 1598-1605
- [16] D. C. Wilcox, Formulation of the k-omega turbulence model revisited. *AIAA Journal*, 2008, Vol. 46, No. 11, P. 2823-2838.
- [17] B. E. Launder et D. B. Spalding, The numerical computation of turbulent flows, *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.*, 1974, Vol. 3, No. 2, P. 269-289.
- [18] Documentation fluent :<https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node217.htm>
- [19] B. Sagot, G. Antonini, A. Christegen and F. Buron, Jet impinging heat transfer on a flat plate at a constant wall temperature, *Int. J. Therm. Sci.*, 2008, Vol. 47, No. 12, P. 1610-1619.