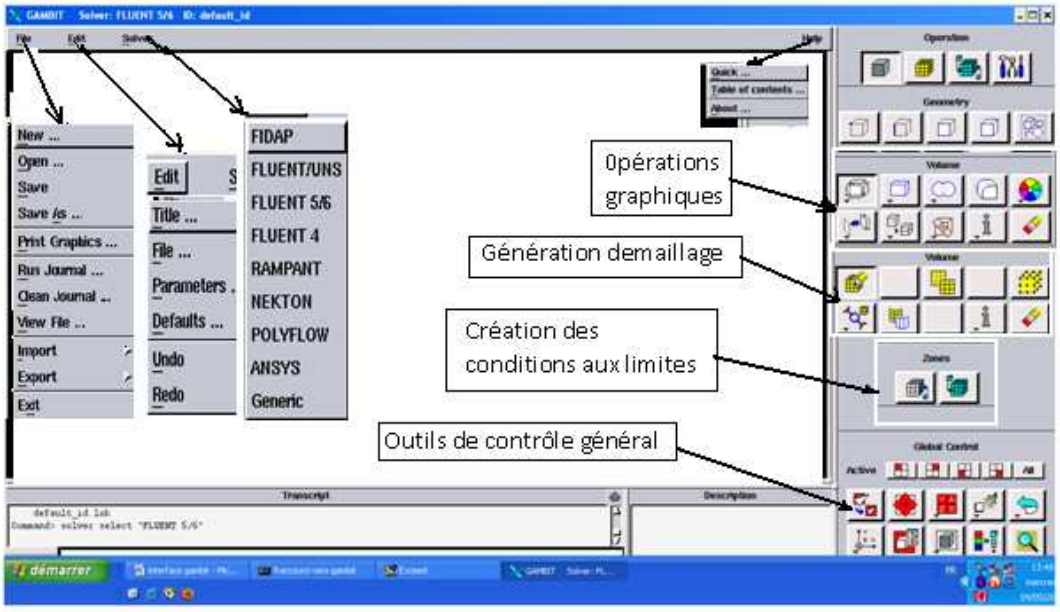
Chapitre 4 : Procédure de résolution numérique par fluent.

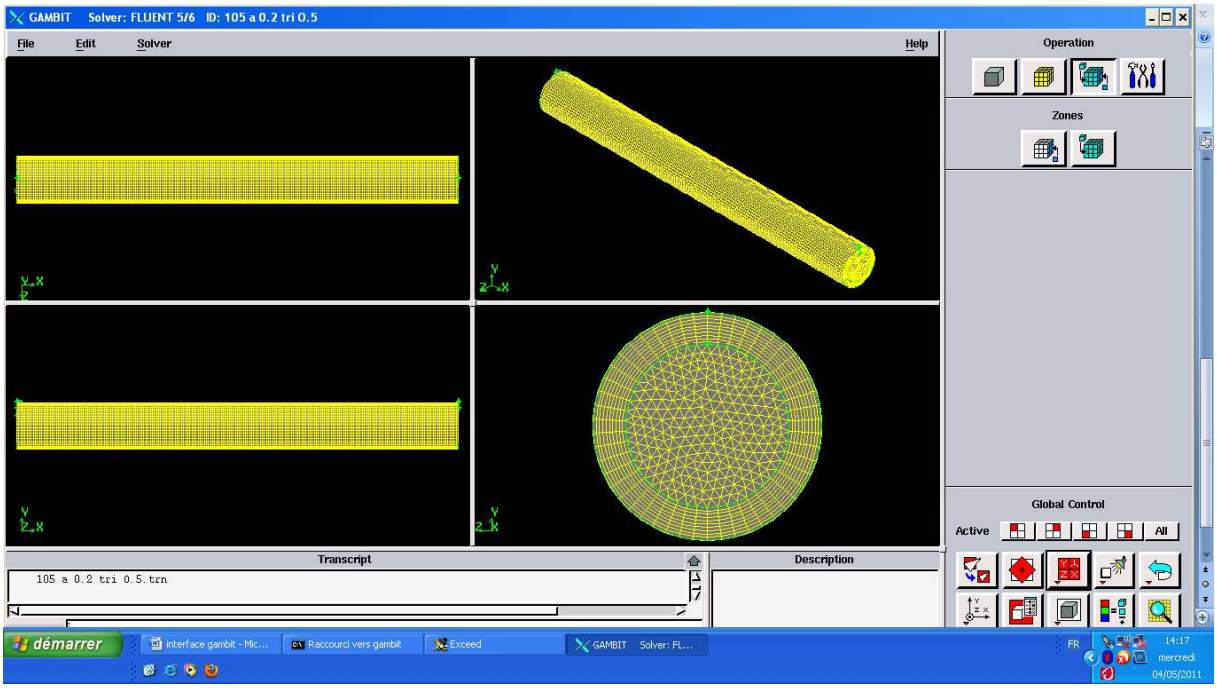
Ce chapitre expose la description du problème et la simulation par le code de calcul FLUENT, essentiellement la procédure qu'il propose pour résoudre les problèmes tels que le notre.
La construction des géométries avec génération de maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont effectuées par le processeur GAMBIT.

4.1 - Le processeur GAMBIT : C'est un logiciel conçu pour aider les analystes et les concepteurs à construire et à mailler des modèles pour les problèmes d'écoulement des fluides et d'autres applications scientifiques.

GAMBIT reçoit les données de l'utilisateur au moyen de l'interface graphique (GUI). Cette dernière réalise les étapes de base de construction et du maillage. De plus, il est assez souple pour adapter plusieurs applications de modelage. **GAMBIT,** le générateur de maillage convivial et ergonomique comprend un ensemble très complet d'outils de génération de maillages surfaciques et volumiques qui permettent de réaliser rapidement des maillages de qualité et garantissent une précision des résultats optimale, notamment, la génération automatique du maillage volumique en tétraédre.il a, aussi, l'avantage d'importer des fichiers CAO grâce à l'interface (au format CAD,..) Qui transforme la géométrie directement en une série de maillages surfaciques ou volumiques.
GAMBIT possède une interface facile à manipuler et qui est constituée de plusieurs fenêtres d'outils d'opération destinées à construire le modèle, générer le maillage et incorporer les conditions aux limites, figures (4.1- a , b)**[27]**.



(a)



(b)

Figure (4.1) : Interface de GAMBIT.

4.1.1- La géométrie utilisée : La géométrie considérée est similaire à celle utilisée dans la partie expérimentale, Bond d'essai Echangeur thermique Eau/Eau En Ecoulement Turbulent H 951, figure (4.2).

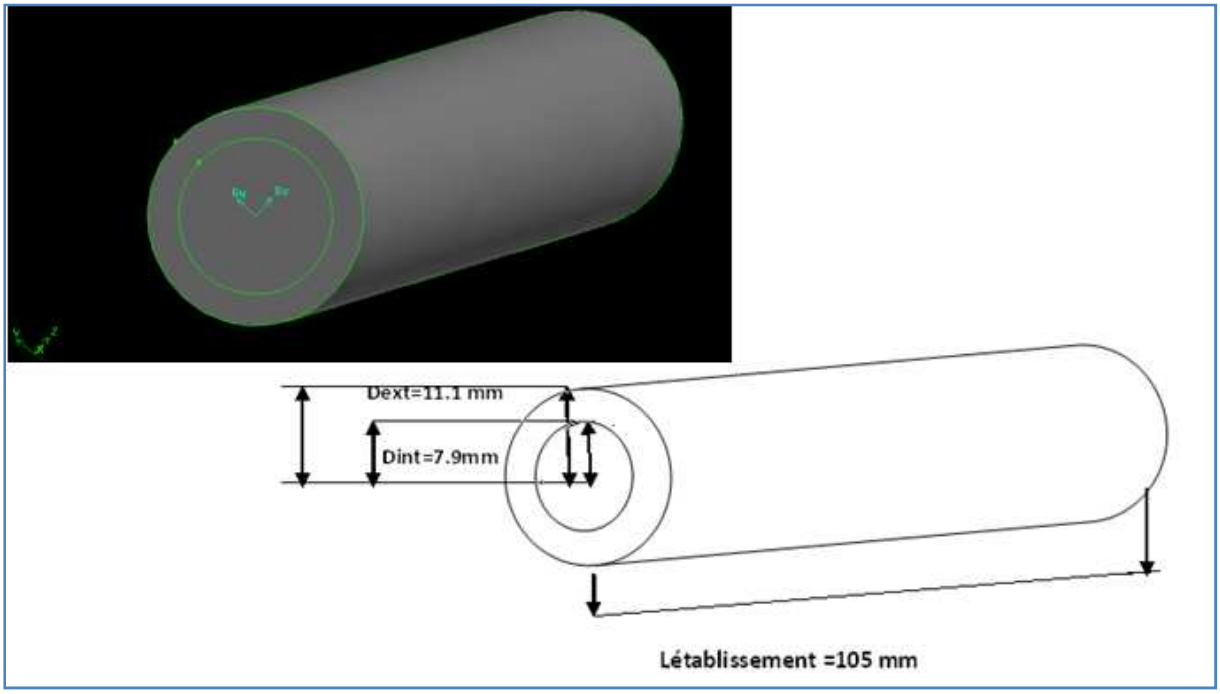


Figure (4.2) : géométrie de l'échangeur coaxial.

4.1.2 - Le maillage utilisé : La spécification du maillage dépend de la complexité de la géométrie et du code de calcul FLUENT qui adopte le système cartésien. Le maillage tétraédrique structuré a été adopté pour le tube central et le maillage hexaédrique structuré a été adopté pour l'espace annulaire. Pour une meilleure précision de résultat, un test de dépendance de maillage doit être effectué pour différent nombres de cellules.

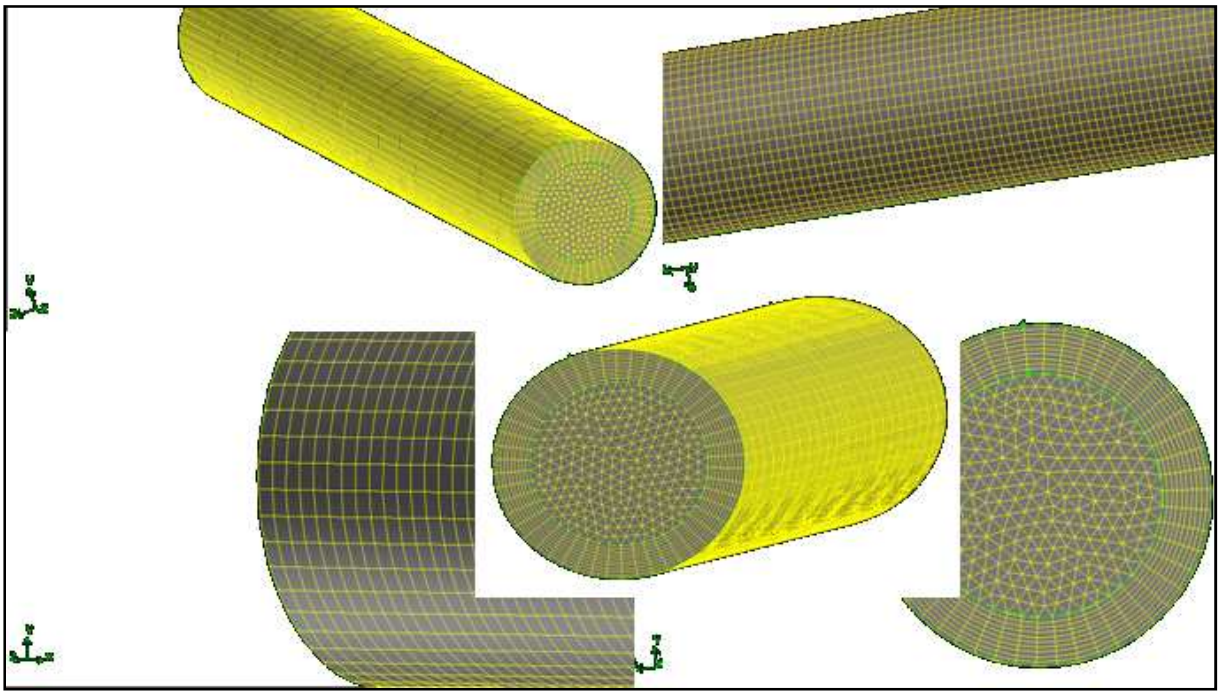


Figure (4.3) : échangeur coaxial maillage de différents profils.

La Surface maillée :

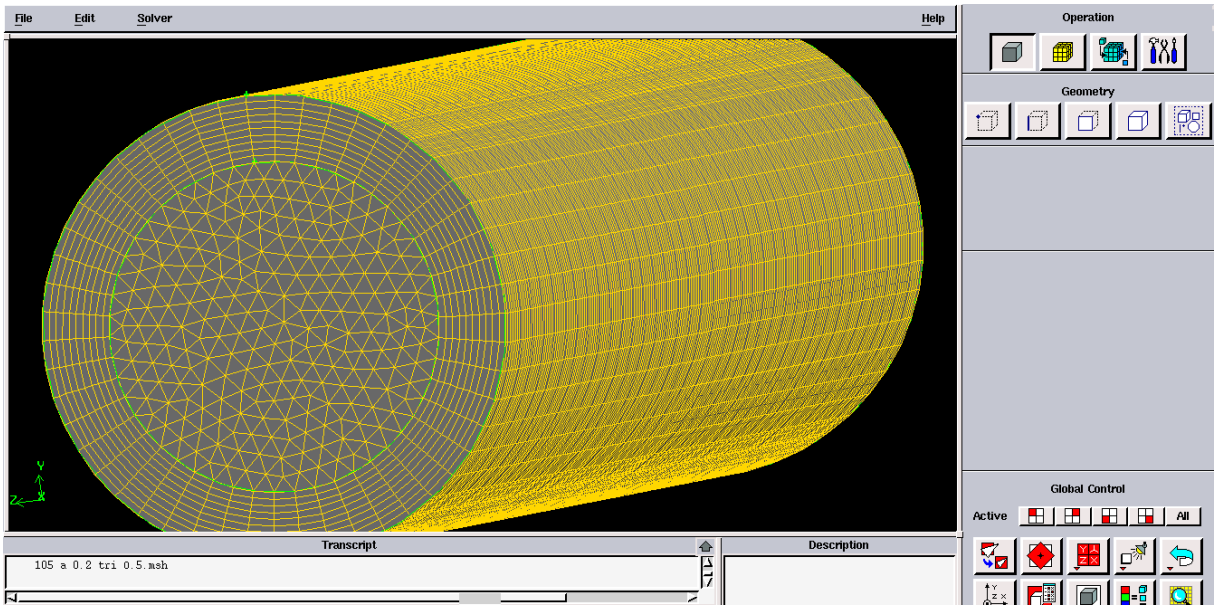


Figure (4.4) : Géométrie complètement maillée.

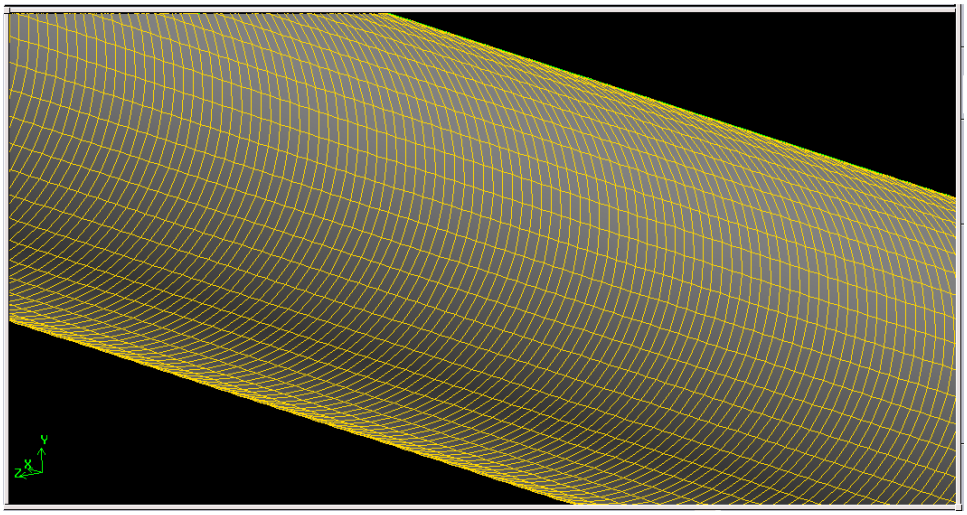


Figure (4.5) : Surface latérale maillée.

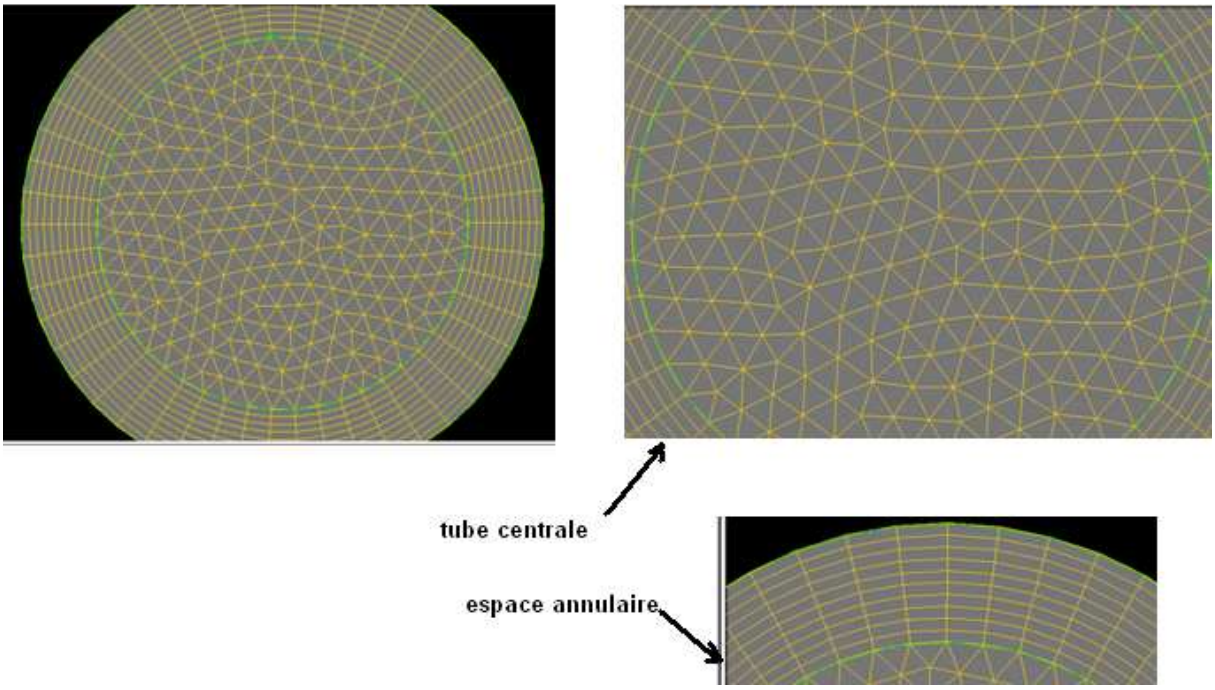


Figure (4.6): détail du maillage triangulaire et hexagonale.

Maillage raffiné prés de la paroi :

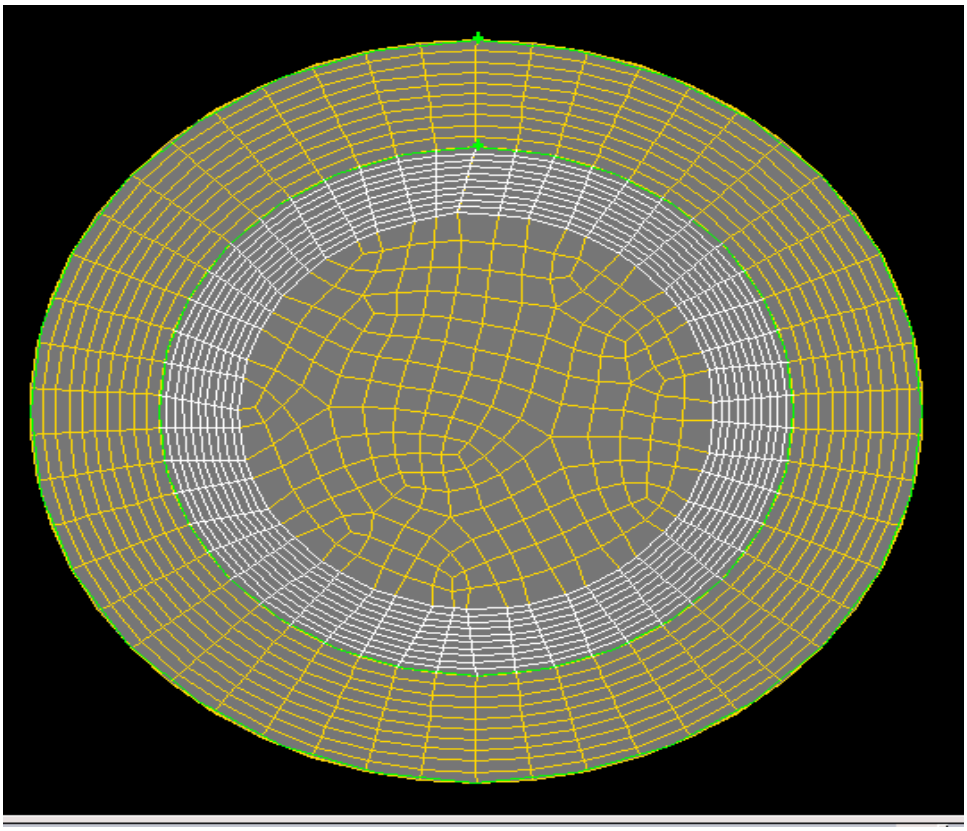


Figure (4.7) : Raffinage avec 10 rangers.

4.1.3 -Les conditions aux limites :

La spécification des conditions aux limites est effectuée selon le problème traité. A noter que l'espace maillé est pris par défaut comme fluide.

Région	Géométrie (échangeur cylindrique)
entrée	Vélo city in let
sortie	Out flow
paroi	Wall

Tableau (4.1) : les conditions aux limites dans GAMBIT.

4.2 - Le code Fluent : FLUENT est un logiciel de simulation de tous les écoulements de fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques, la cavitation, les écoulements dans les moteurs thermiques et les machines tournantes, et ce, pour des géométries industrielles complexes. Ce produit dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation.

Le code de calcul FLUENT comprend :

Le solveur : le menu est tel que les opérations se font de gauche vers la droite, figure (4.8)

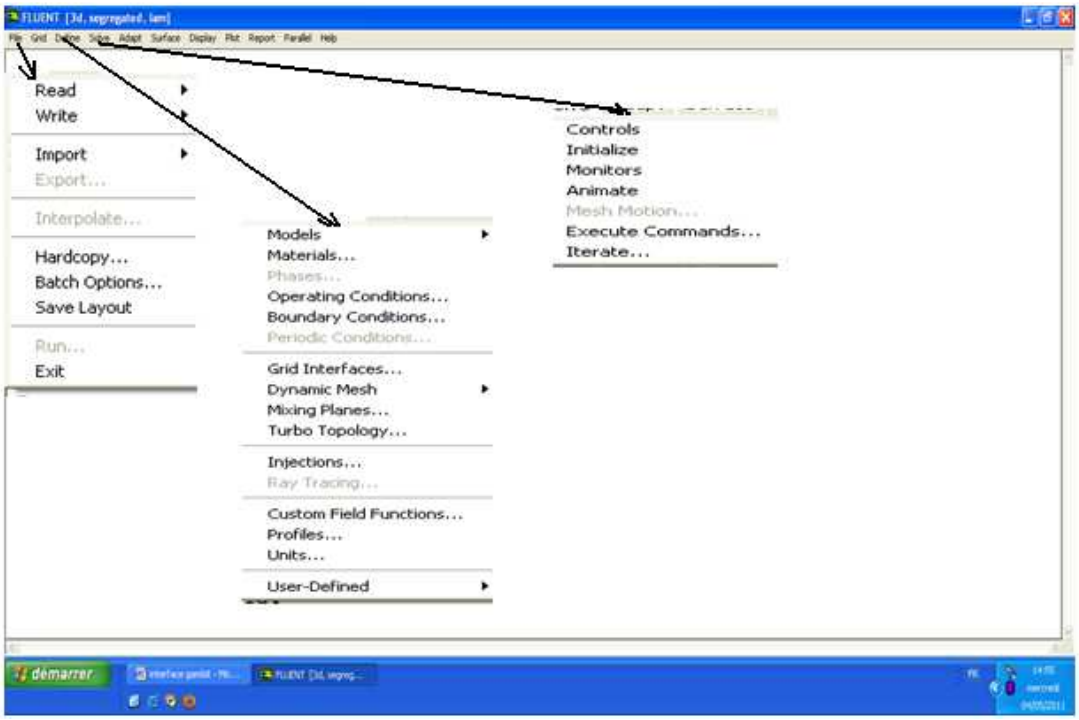


Figure (4.8) : fenêtre de la résolution.

- Importer et dimensionner le maillage
- Sélectionner le modèle physique.
- Définir les propriétés des matériaux
- Définir les conditions de calcul.
- Définir les conditions aux limites.
- Fournir une solution initiale.
- Régler les paramètres du solveur.
- Régler le moniteur de convergence.
- Lancer le calcul et surveiller la solution.

La procédure de calcul est résumée selon l'organigramme suivant :

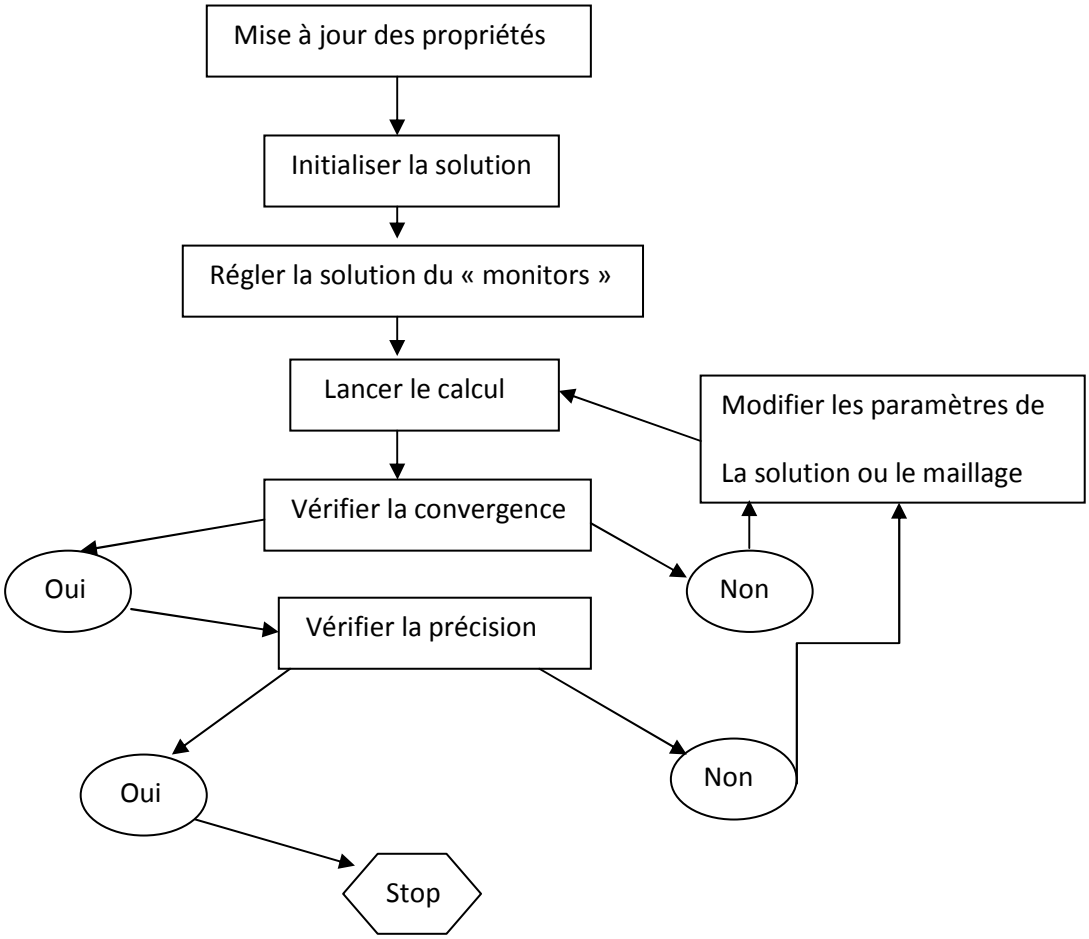


Figure (4.9) : Organigramme de calcul numérique.

4.2.1 - Le post-processing : Il a pour rôle d'être interaction avec le solveur et d'effectuer l'analyse du problème convergé.

- Il y a de nombreux outils de post- processing.
- Les fonctions de post-processing s'appliquent souvent aux surfaces et aux lignes.
  - ✓ Les surfaces sont créées automatiquement à partir de zones.
  - ✓ Des surfaces et des lignes additionnelles peuvent être crées.

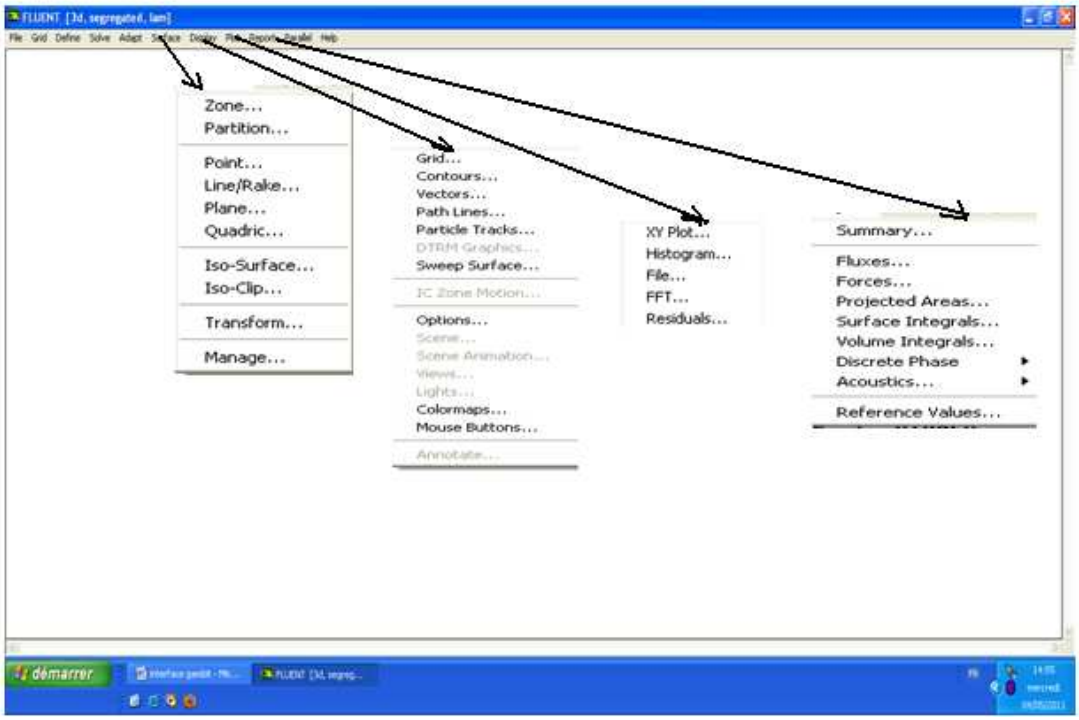


Figure (4.10): fenêtres de post-processing.

4.2.2 - Les conditions aux limites : La résolution d'un problème d'écoulement demande la présence de deux types de conditions (conditions aux limites, conditions initiales). Les conditions aux limites doivent être prescrites sur toutes les frontières entourant le domaine. Les conditions initiales doivent être prescrites dans tout le domaine pour toutes les variables dépendantes régies par une équation de transport in stationnaire.

Il existe plusieurs types de conditions tels que :

Entrée, sortie, plan de symétrie, paroi solide imperméable, forme de profil, la périodicité.

- Afin de définir un problème pour une solution unique, on doit fournir des informations sur les variables aux frontières du domaine.
  - ✓ spécifier la vitesse, énergie, etc. au niveau des limites du domaine.
- Définir les conditions aux limites implique :
  - ✓ Identifier la position des frontières (ex., entrée, paroi, symétrie)
  - ✓ Donner les informations sur ces frontières
- Les données dépendent du type des phénomènes physiques à étudier.

L'entrée : Toutes les conditions d'entrée de la géométrie étudiée sont basées sur des données expérimentales. Ces conditions sont résumées dans le tableau suivant :

géométrie	**cylindrique**
Régime d'écoulement	**turbulent**
Vitesse du fluide froid (m /s)	**0.4**
Vitesse du fluide chaud (m /s)	**0.3**
Diamètre Hydraulique froid (mm)	**3.2**
Diamètre Hydraulique chaud (mm)	**7.9**
Fluide froid	**Eau**
Fluide chaud	**Eau**

Tableau (4.2) : les conditions aux limites dans Fluent.

Ecoulement turbulent : à l'entrée du domaine, Fluent exige les valeurs des contraintes de Reynolds, $\rho\overline{u_i'u_j'}$ et de taux de dissipation ε .ces quantités peuvent être entrées directement.

$$\overline{u_i'u_j'} = \frac{2}{3}k \quad \text{Pour } i = j$$

$$\overline{u_i'u_j'} = 0 \quad \text{Pour } i \neq j$$

U_{chaude}=0.3m/ s, U_{froide}=0.4 m/s

V=W=0, T_{chaude}= 320.2 K, T_{froide} =288 K.

La sortie :

Dons notre géométrie on a le rapport du débit entrant au débit sortant égal à 1.

Ecoulement turbulent :

Modèle $k-\varepsilon$

$$\frac{\partial U}{\partial y}=0 \; ; \; \frac{\partial V}{\partial y}=0 \, , \; \frac{\partial W}{\partial y}=0 \, , \; \frac{\partial k}{\partial y}=0 \; , \; \frac{\partial \varepsilon}{\partial y}=0 \; , \; \frac{\partial T}{\partial y}=0$$

Traitement prés de la paroi : C'est une condition de non glissement, avec transfert de chaleur. Les deux fluides chaud et froid sont soumis à deux températures différentes et constantes. Fluides chaud : T= 320.2 k, Fluides froid : T= 288 k.

Champ moyen : Dans la couche logarithmique du profil de vitesse, la loi de paroi pour la vitesse moyenne est :

$$U^* = \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad , \quad y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu}$$

Où la relation logarithmique est : $U^* = \frac{1}{k}\ln(Ey^*)$

k : 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 $y^* > 30$ à 60. Pour Fluent elle est employée pour $y^* > 11.225$. Dans le cas contraire, c'-à-d à l'intérieur de la sous-couche laminaire, une relation linéaire est utilisée : $U^* = y^*$

A noter que Fluent se base beaucoup sur la valeur y^* que sur $y^+ \left(= \rho U_\tau Y / \mu\right)$.elle sont approximativement les mêmes pour une couche limite turbulente en régime développé.

Champ turbulent :

Pour le modèle $k-\varepsilon$, si l'option pour obtenir les conditions aux limites des parois par l'intermédiaire de l'équation de l'énergie cinétique turbulente est activée, l'équation de k est résolue dans tout le domaine, y compris les cellules adjacentes aux parois. La condition aux parois imposée sur la paroi sera : $\frac{\partial k}{\partial n} = 0$ Où n est la coordonnée locale normale à la paroi. La production de l'énergie cinétique turbulente G_k et son taux de dissipation ε dans les cellules adjacentes aux parois, qui sont des termes sources dans l'équation de k, sont calculée sur la base de l'hypothèse de l'équilibre local. D'après cette hypothèse, on assume que la production de k est son taux de dissipation sont égales dans les volumes de contrôles adjacents aux

parois. Ainsi, la production de k est calculée de : $G_k \approx \tau_w \frac{\partial U}{\partial y} = \tau_w \frac{\tau_w}{k\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}$, et ε est calculée de : $\varepsilon_p = \frac{C_\mu{}^{3/4} k_p^{3/2}}{k y_p}$

Les contraintes de Reynolds : près de la paroi, Fluent calcule les valeurs des contraintes de Reynolds et du taux de dissipation par la fonction de paroi. FLUENT applique les conditions de frontière pour les contraintes de Reynolds en utilisant la loi logarithmique. En utilisant un système de coordonnées local, où τ est la coordonnée tangentielle, η est la coordonnée normale, et λ est la coordonnée bi normale, les contraintes de Reynolds des cellules prés de la paroi sont données par les relations suivantes : $\frac{\overline{u'_{\tau\tau}}^{\,2}}{k} = 1.098$, $\frac{\overline{u'_\eta}^{\,2}}{k} = 0.247$, $\frac{\overline{u'_\lambda}^{\,2}}{k} = 0.655$, $-\frac{\overline{u'_\tau u'_\eta}}{k} = 0.255$

Pour obtenir k près de la paroi, FLUENT résout l'équation de transport en utilisant les relations précédentes. Loin des parois k est obtenue directement des contraintes de Reynolds normales.

Champ thermique :

Comme pour le cas de vitesse moyenne, la loi de paroi pour la température employée dans FLUENT comprend les deux différentes lois suivantes :

- Une loi linéaire pour la sous-couche thermique de conduction où la conduction est importante.
- Une loi logarithmique pour la région turbulente où les effets de turbulence dominent la conduction.

  La loi de paroi implémentée dans FLUENT a la forme composée suivante :

$$T^* = \frac{(T_w - T_p)\rho C_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q^{"}}$$

$$= \begin{cases} \{\Pr\, y^* + \frac{1}{2}\rho \Pr \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q^{"}} U_p^2 & (y^* < y_T^*) \\ \Pr_t \left[\frac{1}{k}\ln(EY^*) + P\right] + & \\ \frac{1}{2}\rho \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q^{"}} \{\Pr_t U_p^2 + (\Pr - \Pr_t) U_c^2\} & (y^* > y_T^*) \end{cases}$$

Où P est calculé en utilisant la formule suivante :

$$P = \frac{\pi/4}{\sin(\pi/4)} \left(\frac{A}{k}\right)^{1/2} \left(\frac{\Pr_t}{\Pr}\right)^{1/4}$$

k_f : Conductivité thermique du fluide.

ρ : Masse volumique du fluide.

C_p : Chaleur spécifique du fluide.

$q^{"}$: Flux de chaleur pariétal.

T_p : Température de la cellule adjacente à la paroi.

T_w : Température de la paroi.

P_r : Nombre de Prandtl moléculaire $(\mu c_p / k_f)$.

P_{rt} : Nombre de Prandtl turbulent (0.85 près de la paroi).

A : Constante de Van Driest (=26).

k : Constante de Van Karman (=0.42).

E : Constante de la fonction de paroi (=9.8).

U_c : Grandeur de la vitesse moyenne critique à $y^* = y_T^*$.

Schémas de discrétisation : Les schémas de discrétisation établis dans notre travail, dans le cas du choix du modèle $k-\varepsilon$ sont résumés dans le tableau suivant :

Pression	Second order Upwind
Quantité de mouvement	Second order Upwind
Couplage vitesse- pression	SIMPLE
Energie cinétique turbulente	Second orderUpwind

Tableau (4.3) : Schémas de discrétisation par Fluent.

Remarque : Dans le présent travail, nous avons rencontré certaines difficultés de convergence dues particulièrement à des instabilités numériques qui peuvent apparaitre avec un problème mal posé, un mauvais maillage et /ou un mauvais réglage du solveur. Généralement ces anomalies sont détectées par des résidus qui augmentent ou restent « bloqués » ou divergent. Les solutions possibles pour un tel problème est de :

- ✓ Vérifier que le problème soit bien posé.
- ✓ Calculer une première solution avec un schéma à l'ordre 1 avant de passer à des ordres supérieurs.
- ✓ Faire varier les facteurs de sous-relaxation pour les équations ayant des problèmes de convergence.
- ✓ Remailler ou raffiner le maillage.

4.2.3 - Méthodes numériques : La méthode numérique des volumes finis est employée pour discrétiser le domaine physique et les différentes équations aux dérivées partielles tridimensionnelles des modèles mathématiques appliqués à l'écoulement considéré. Elle est basée sur l'intégration de ces équations sur des volumes finis obtenus par découpage du champ de l'écoulement suivant un maillage imposé par le logiciel Fluent, voir la figure (4.11). Selon la forme géométrique, il faut bien choisir une maille adaptable à la géométrie, les mailles utilisées par Fluent sont **[17] :**

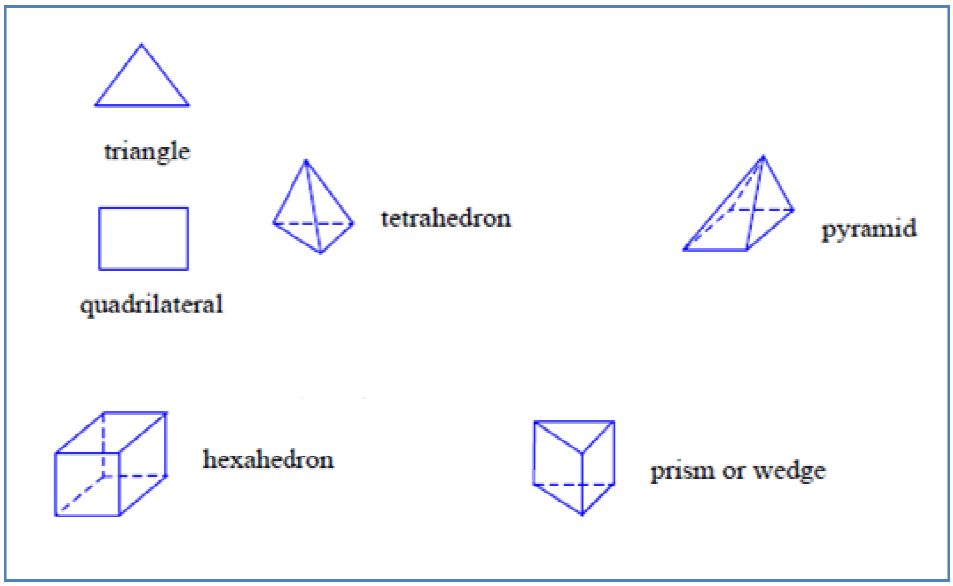


Figure (4.11) : Exemples de mailles utilisées en volume finis par Fluent.

Pour le choix du type de contrôle : on a choisi l'hexaèdre et le tétraèdre, Vu, la capacité de stockage du PC, on ne peut pas raffiner le maillage convenablement. A l'aide de Fluent on peut contrôler et visualiser par image en plans, sections et perspectives le maillage. Ceci, nous laisse améliorer la qualité de maillage de notre géométrie.

4.2.4 - Résultat et discussion : Fluent résolue le système des équations de transport :

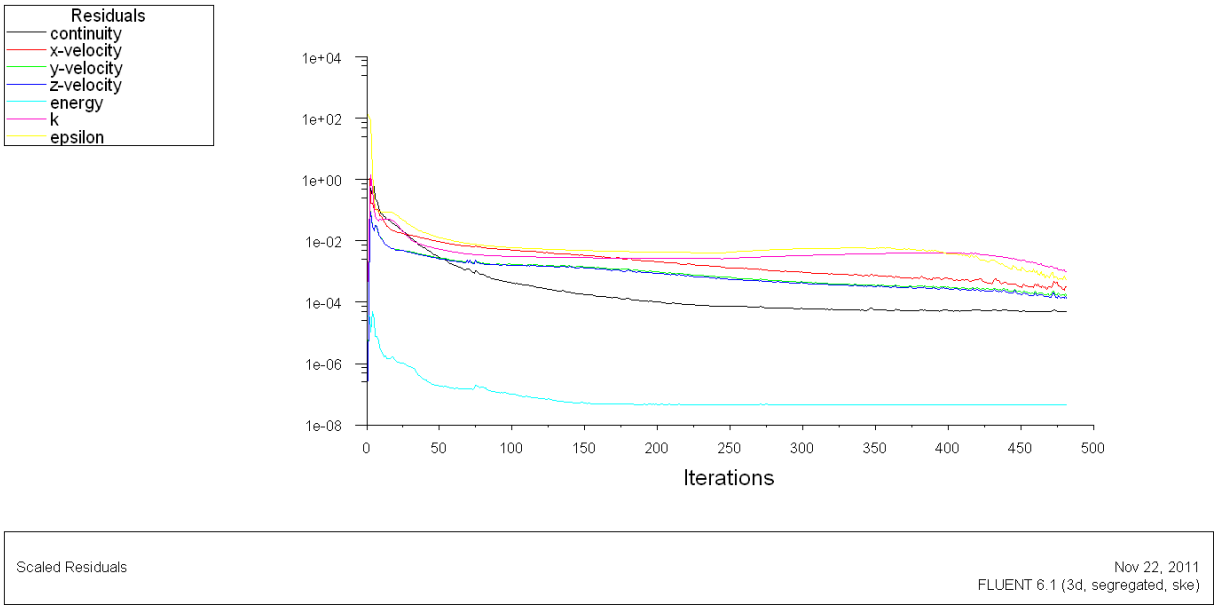


Figure (4.12): La convergence des résidus.

Effet du maillage :

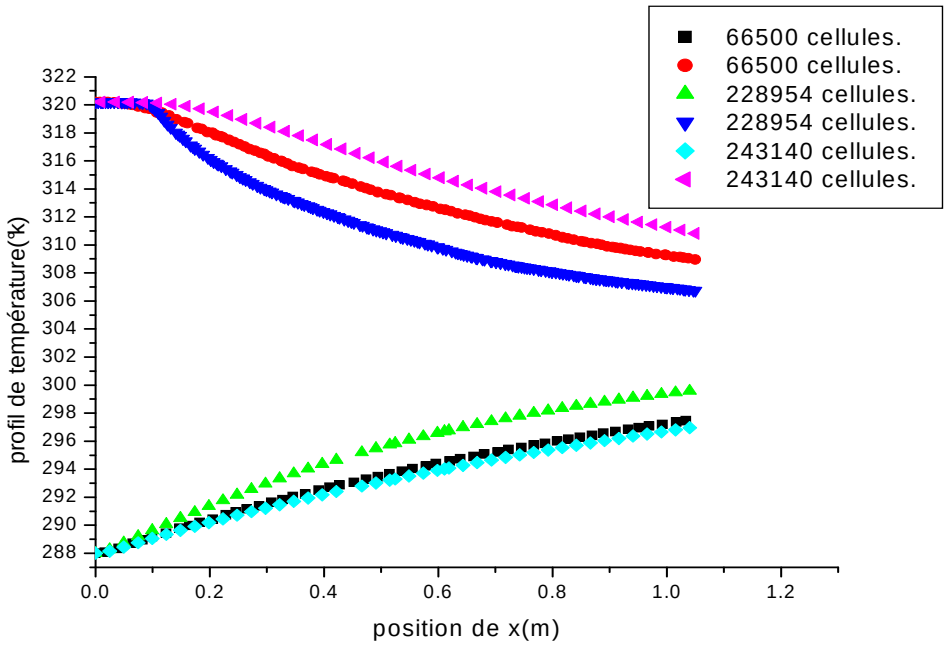
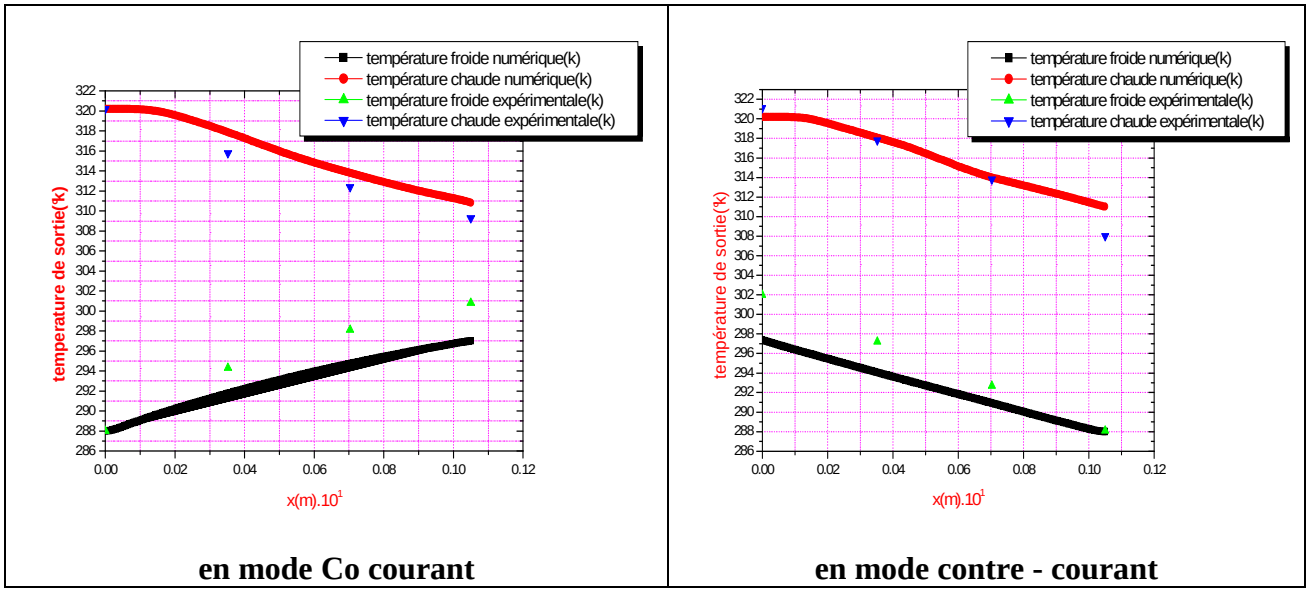


Figure (4.13): Test d'indépendance du maillage.

La figure (4.13) montre les profils de température longitudinale de l'eau chaude et froide en fonction de la position axiale. La différence entre les résultats n'est pas vraiment importante. Dans le présent travail et pour cette géométrie l'étude a été faite avec un maillage composé de 243140 cellules.

Validation :



en mode Co courant **en mode contre - courant**

Figure (4.14): validation numérique des résultats expérimentaux.

La validation de la procédure de simulation par le logiciel FLUENT a été établie en considérant deux cylindres coaxiaux, la figure (4.14) montre la variation de la température longitudinale de l'eau chaude et froide pour les deux modes d'écoulements Co courant et contre - courant. Les résultats obtenus sont comparés à ceux, expérimentaux, réalisés dans le laboratoire de chimie industrielle de l'université 3 de Constantine. Un accord satisfaisant existe entre les résultats et correspondent aux résultats rapportés par la littérature.

Calcul des barres d'erreurs :

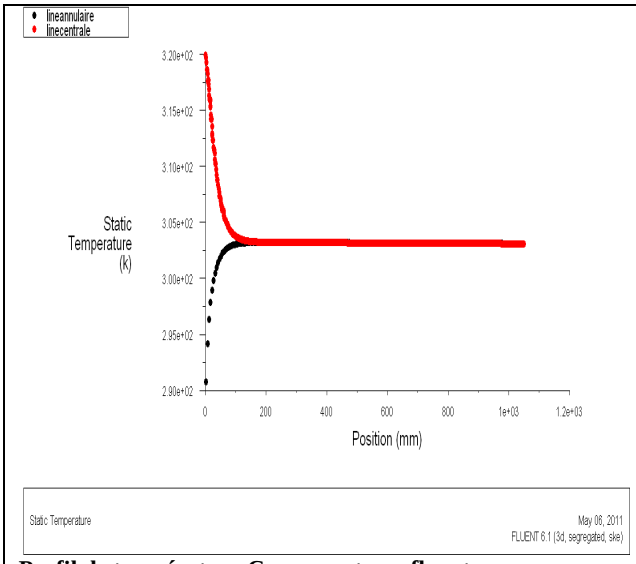
Mode Co courant :

T_f		T_c		ΔT_f	ΔT_f %	ΔT_c	ΔT_c %
exp	**Num**	**exp**	**Num**				
288.00	**293 .26**	**320.20**	**320.20**	**5.26**	**0.0526**	**0**	**0**
294.30	**294.72**	**315.80**	**317.86**	**0.42**	**0.0042**	**2.06**	**0.0206**
298.10	**289.91**	**312.40**	**313.81**	**8.19**	**0.0819**	**1.41**	**0.0141**
300.80	**288.00**	**309.30**	**310.82**	**12.8**	**0.1280**	**1.52**	**0.0152**
			ΔTmoyen	**6.66**	**0.0666 (6.66%)**	**1.24**	**0.0124 1.24%**
ΔT_{Total} de la courbe				**3.95%**			

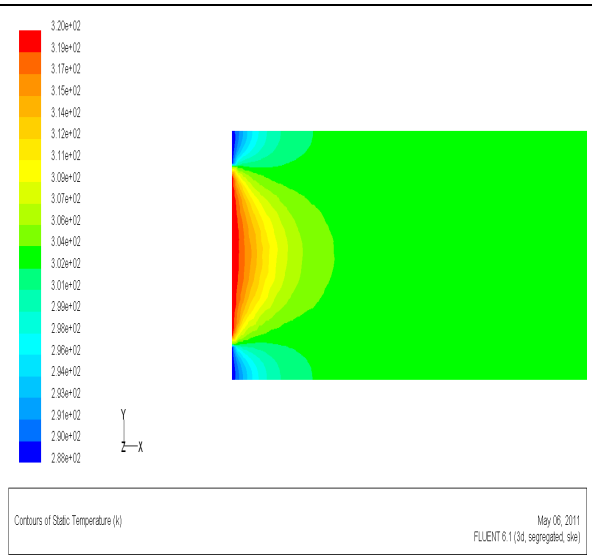
Mode contre - courant :

T_f		T_c		ΔT_f	ΔT_f %	ΔT_c	ΔT_c %
exp	**Num**	**exp**	**Num**				
302.00	**292.50**	**321.10**	**320.20**	**9.5**	**0.0950**	**0.9**	**0.0090**
297.20	**290.92**	**317.80**	**318.08**	**6.28**	**0.0628**	**0.28**	**0.0028**
292.70	**295.70**	**313.80**	**314.00**	**3**	**0.0300**	**0.2**	**0.0020**
288.10	**297.38**	**308.00**	**311.01**	**9.28**	**0.0928**	**3.01**	**0.0301**
			ΔTmoyen	**7.015**	**0.0701 7.01%**	**1.09**	**0.0109 1.09%**
ΔT_{Total} de la courbe				**4.05%**			

Validation des résultats expérimentaux et numériques avec des résultats théoriques de la littérature :



Profil de température Co courant par fluent (Notre cas étudié).

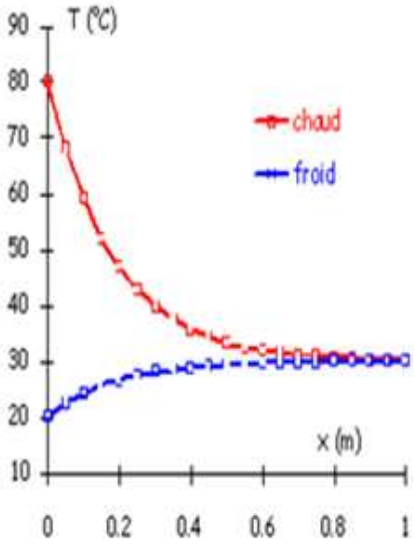


Contour de Température au plan milieu suivant Z par Fluent (Notre cas étudié).

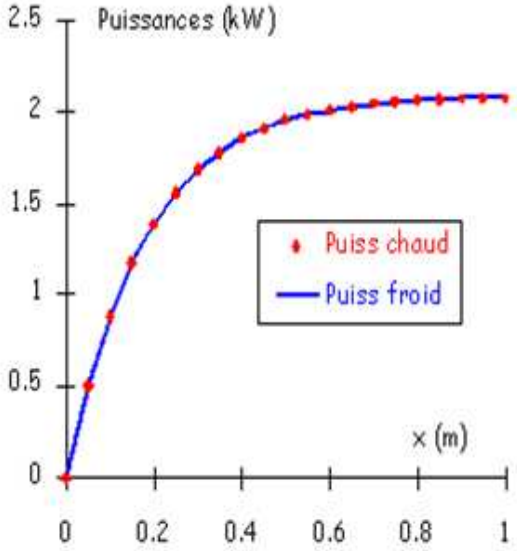
longueur de l'échangeur L=1O5Omm, surface d'échange S=49.10^{-6}m^{2}pour fluide chaud et S=25,9.10^{-6} m^2 pour fluide froid)

avec puissance d'échange : $\dot{Q}_i = 6834.3(W)$. **fluide chaud** $\dot{Q}_O = 8025.6(W)$ **fluide froid**

	CHAUD	FRCID	GLOBAL
débit (kg/s)	0.01	0.05	
Cp (j/Kg.K)	4180	4180	
K (W/m2.K)	200	500	
S(m2)	1	2	166.67
Te (°C)	80	20	



Profil de température Co courant

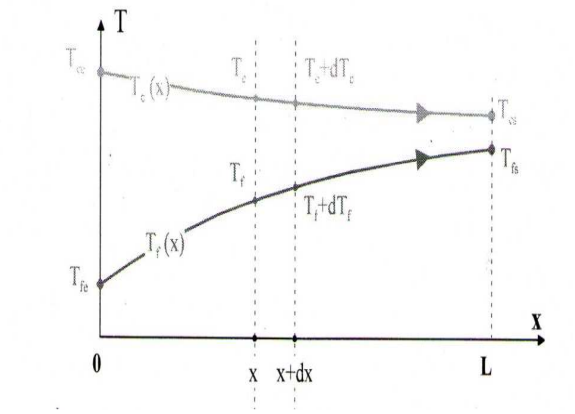


Evolution des puissances échangées au cours de la traversée de l'échangeur

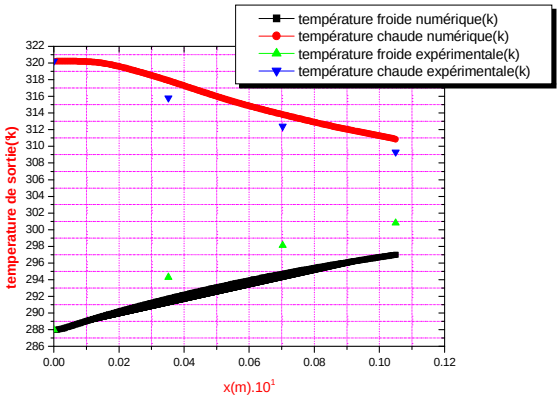
(longueur de l'échangeur L=1000mm, surface d'échange S=1 m^{2}pour fluide chaud et, S=2 m^2 pour fluide froid)

Avec Puissance d'échange=2000 w pour les deux fluides chaud et froid d'après la courbe de puissance.

Figure (4.15):validation des résultats expérimentaux et numériques avec les résultats théoriques de la littérature Jean CASTAING-LASVIGNOTTES.



Profil de température Co courant par Jean CASTAING-LASVIGNOTTES.



Profil de température Co courant Expérimentale et numérique de notre cas.

- Notre profil de température co courant expérimentale et numérique présente presque la même allure de celui de jean castaing-lasvignottes en (2001).

Discutions des résultats :

D'après les courbes présentés ci-dessus on remarque que :

- Les courbes ont presque la même allure dans les deux études, donc Un accord satisfaisant existe entre les résultats.

Aussi concernant les surfaces d'échanges utilisés et le volume de l'échangeur :

On voit bien que l'échangeur coaxial compact en régime turbulent utilisé dans notre cas donne une puissance d'échange considérable par rapport aux autres échangeurs malgré que son volume soit plus petit.

Conclusion :

- Donc l'échangeur compact d'écoulement turbulent donne une puissance d'échange importante pour des surfaces d'échanges petites.

Le comportement de l'écoulement turbulent à l'intérieur de l'échangeur coaxial:

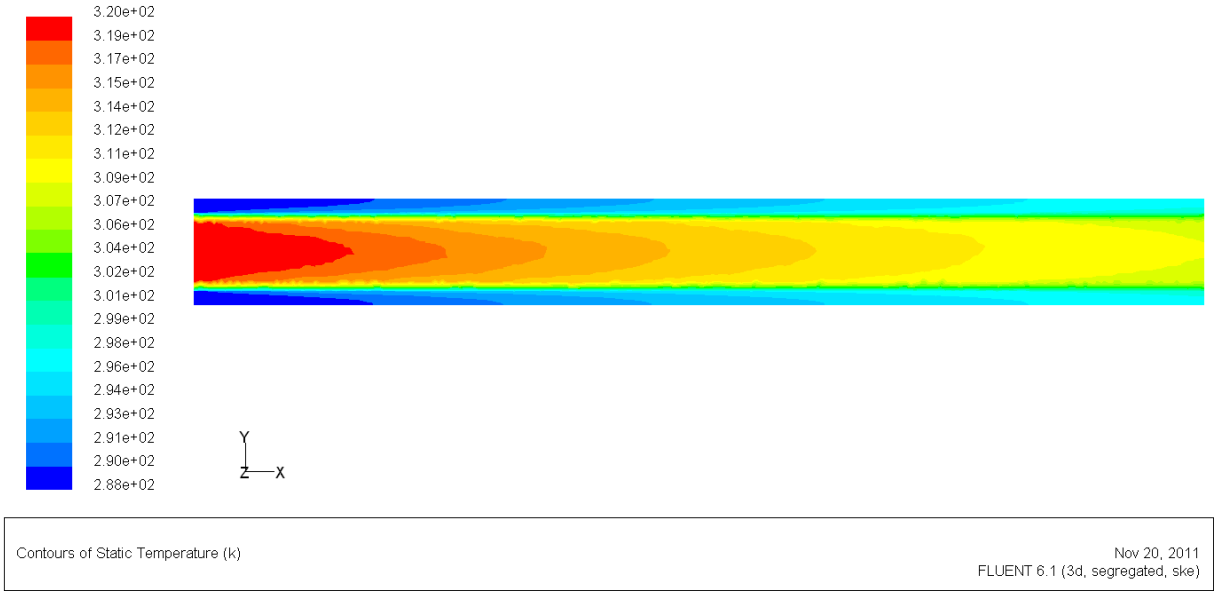


Figure (4.16): Contour de température Co courant au plan milieu.

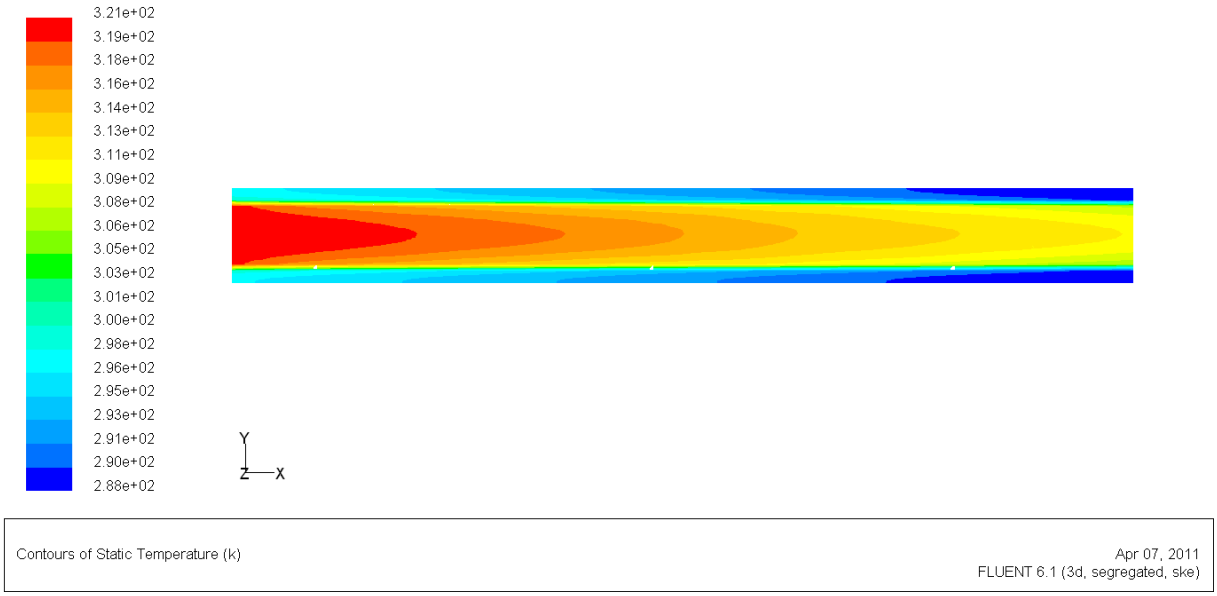


Figure (4.17): Contour de température contre - courant au plan milieu.

Des deux figures on observe que :

Pour le mode Co courant : la température du fluide chaud dans le tube central est indiquée en rouge à l'entrée du tube c'est-à-dire sa valeur est maximale puis elle commence à diminuer ce qui est indiqué par le changement progressif de couleur. Par contre la température du fluide froid dans l'espace annulaire à l'entrée est indiquée en bleu c'est-à-dire

sa valeur est minimale puis elle commence à augmenter ce qui est indiqué par le changement progressif de couleur.

Explication : ce changement progressif de la couleur de température est expliqué par le changement de température des fluides chaud et froid (la température du fluide froid augmente et la température du fluide chaud diminue, les deux températures changent depuis l'entrée puisque en est dans le mode Co courant.

Pour le mode contre - courant : la température du fluide chaud dans le tube central est indiquée en rouge à l'entrée du tube c'est à-dire sa valeur est maximale puis elle commence à diminuer ce qui est montré par le changement progressif de couleur. Par contre la température du fluide froid dans l'espace annulaire à la sortie est indiquée en bleu c'est-à-dire sa valeur est minimale puis elle commence à augmenter ce qui est montré par le changement progressif de couleur.

Explication : ce changement progressif de la couleur de température est expliqué par le changement de température des fluides chaud et froid (la température de l'eau froide augmente et la température de l'eau chaude diminue), la température de l'eau chaude change depuis l'entrée et la température de l'eau froide change depuis la sortie puisque en est dans le mode contre - courant.

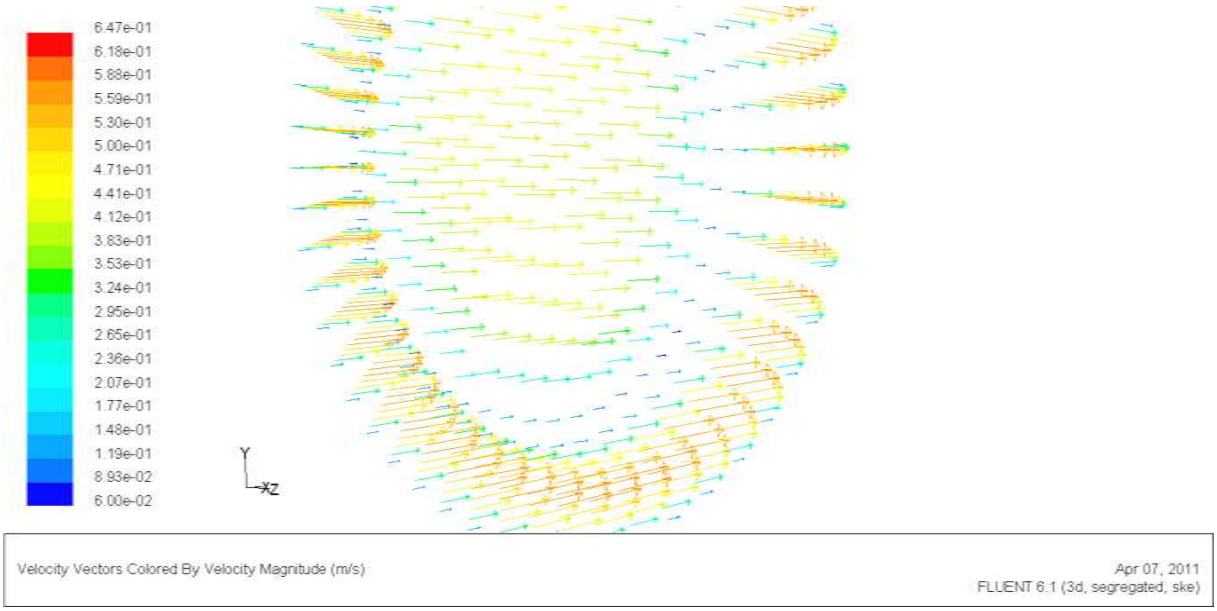


Figure (4.18): Ligne de courant et vecteur de vitesse écoulement Co courant.

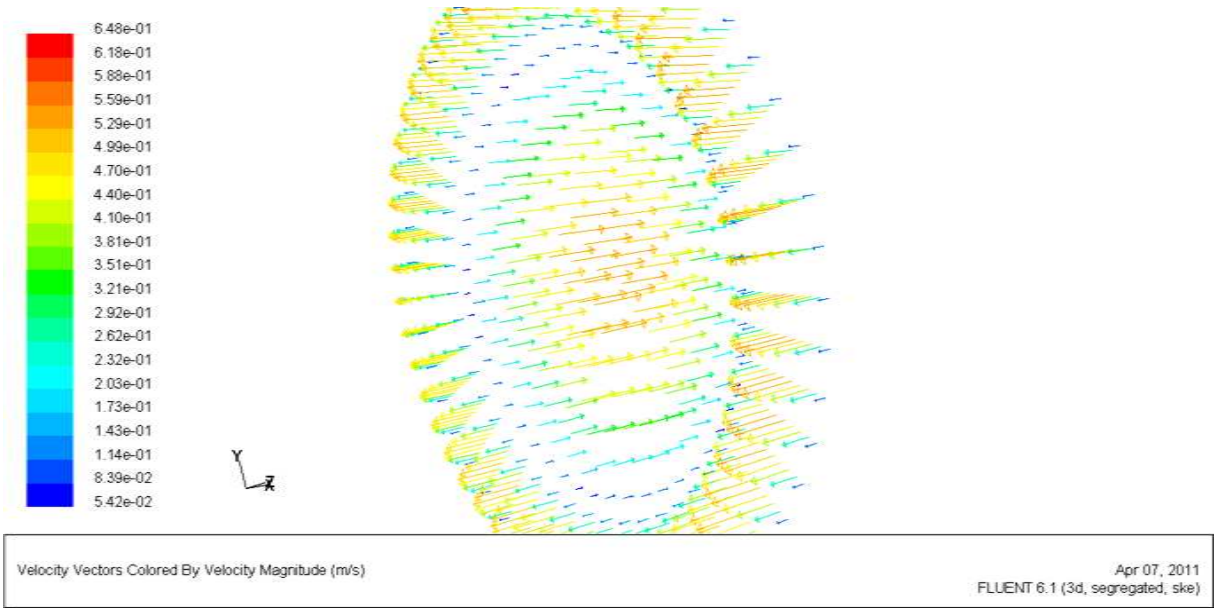


Figure (4.19) : Ligne de courant et vecteur de vitesse écoulement Contre - courant.

On observe sur les deux figures que les vecteurs vitesses des écoulements sont approximativement parallèles ; donc les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

- ✓ S'ils sont de même sens les écoulements sont « Co-courants ».
- ✓ S'ils sont de sens contraire, les écoulements sont «à contre-courant ».

Graphes obtenus par simulation expliquant le comportement de l'écoulement turbulent dans un échangeur coaxial Co courant:

Exploitation des résultats de la partie numérique :

Cette deuxième partie consacrée aux résultats numériques qui présentent les champs de pression, de vitesses moyennes suivant le plan milieu Z, les températures suivant le plan milieu Z et les paramètres caractéristiques de la turbulence.

Échange total de la température cas limite :

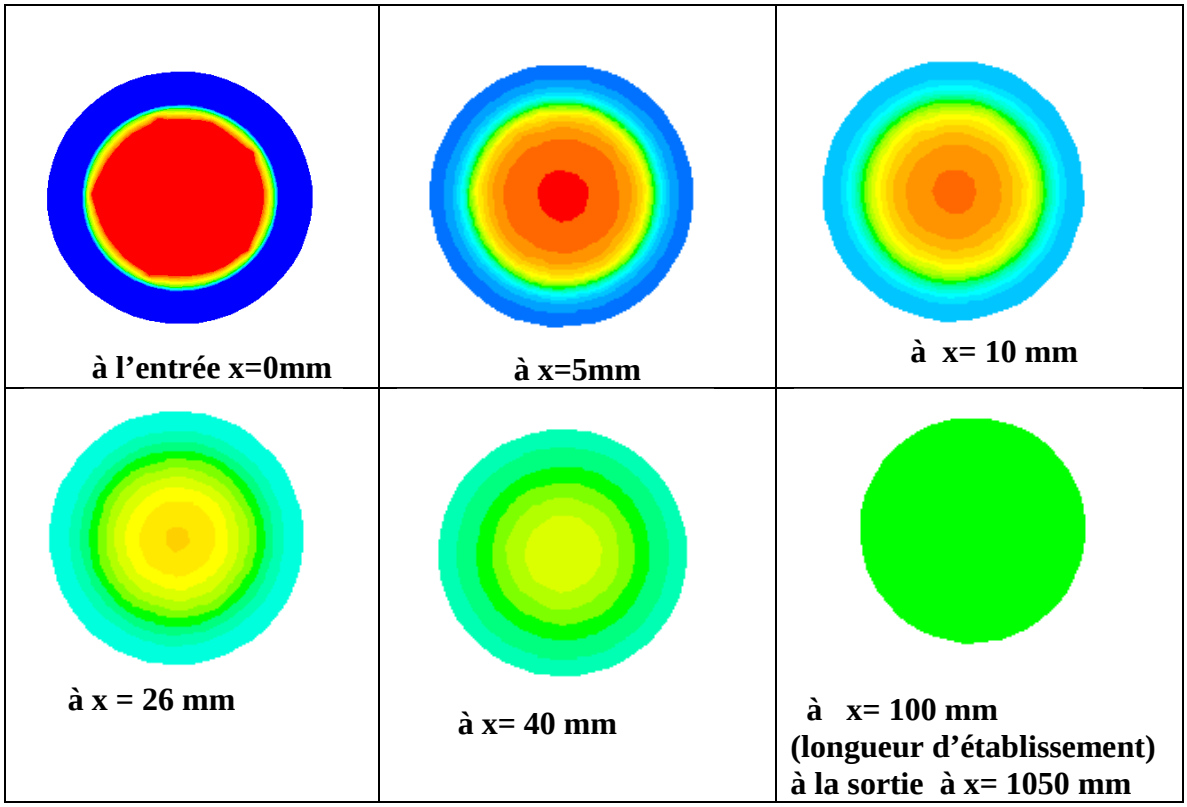


Figure (4.20): La longueur d'établissement de température.

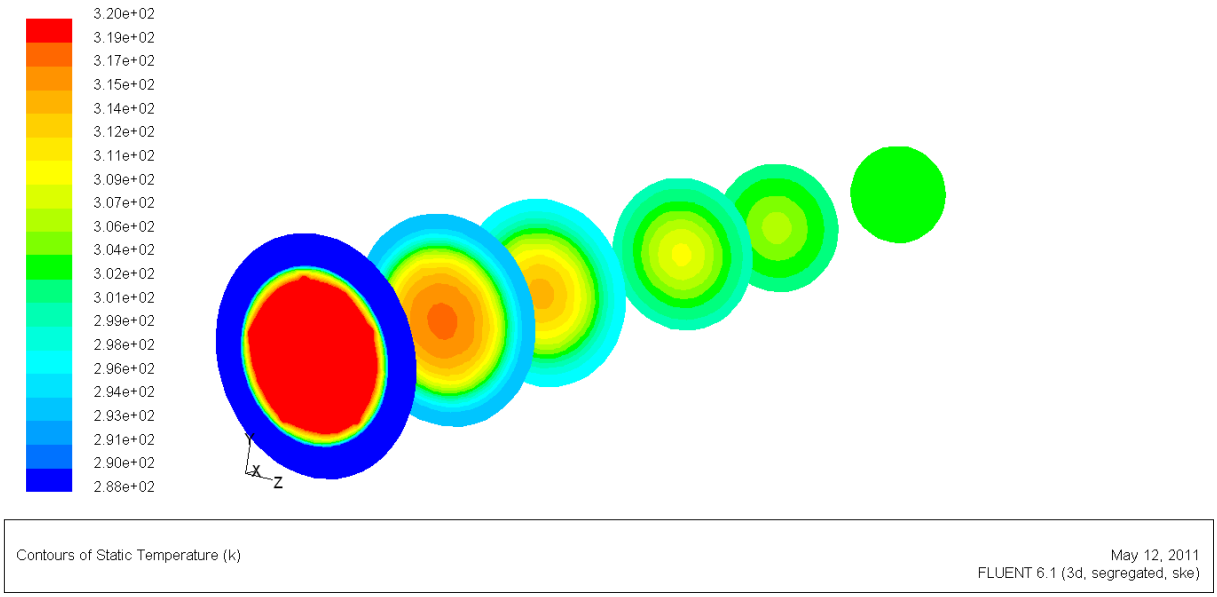


Figure (4.21): L'évolution de la température le long de l'échangeur coaxial

(Dans le tube central et l'espace annulaire).

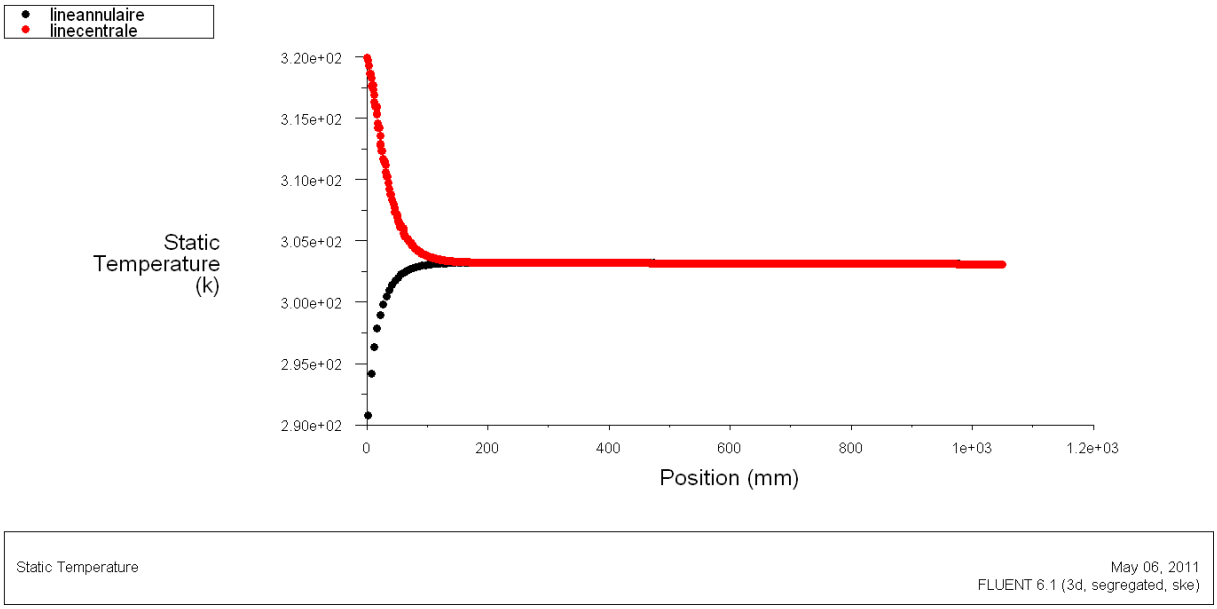


Figure (4.22): Profil de température Co courant par fluent.

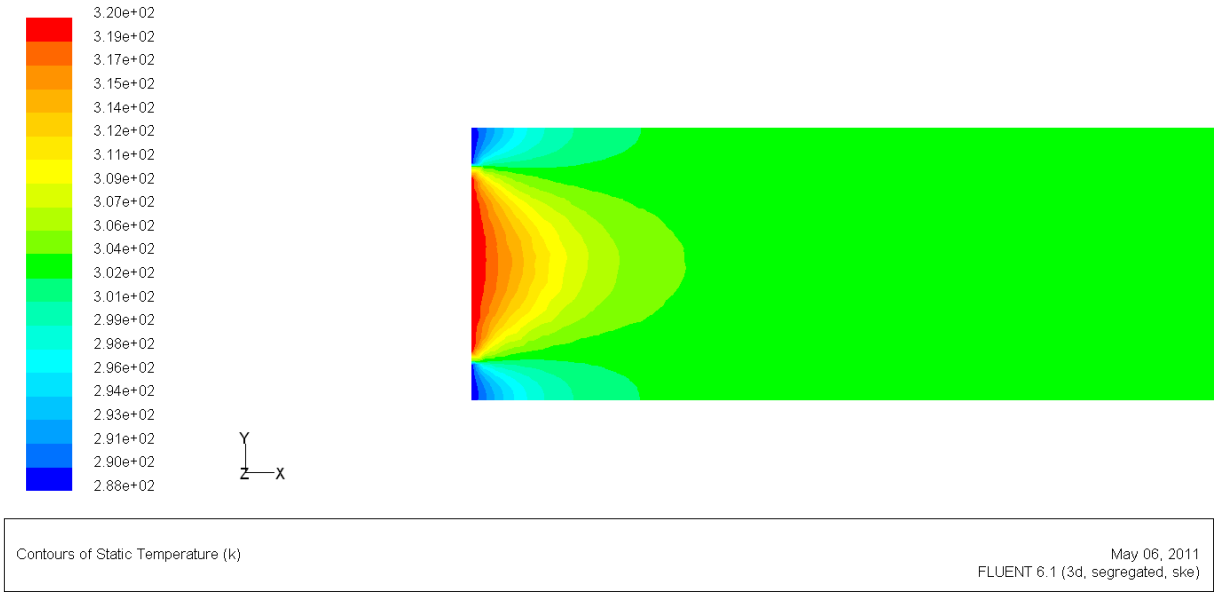


Figure (4.23-a) : Température au plan milieu suivant Z.

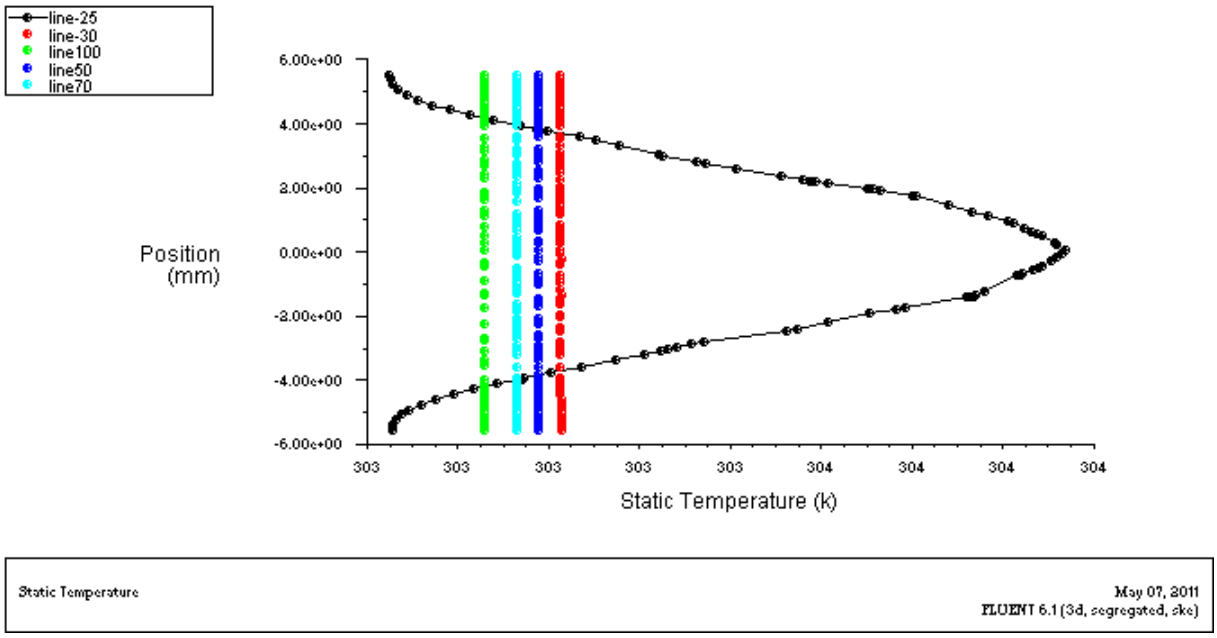


Figure (4.23-b) : le changement de température le long de l'échangeur coaxial.

Les figures (4.20) et (4 .21) montrent l'évolution proressive de la température dans le tube central et l'éspace annulaire de l'entrée jusqu'à la sortie avec circulation co corant, on remarque qu'à l'entrée la température du fluide chaud est maximale indiquée en rouge puis elle diminue proregressivement en changeant de couleur rouge – oranger – jaune jusqu'elle devient verte ,à ce moment là le changement s'arréte , meme phénoméne observé pour la température du fluide froid dans l'éspace annulaire elle est indiquée en bleu c'est-à-dire elle est minimale ,ensuite elle commence à augmenter progréssivement en changeant de couleur bleu foncé - bleu clair jusqu'elle devient verte le changement s'arréte .

Dans les figures (4.22), (4.23-a), (4.23-b) on observe également le méme phénomene la température du fluide chaud a diminue et la température du fluide froid augmente ce qui est bien montré dans la courbe de la figure (4.22) qui est en bon accord avec l'évolution de température dans la figure (4.23-a),

La figure (4.23-b) montre l'allure parabolyque de la température dans un échangeur coaxial elle comence minimale à l'entrée , par la suite elle devient maximale à la sortie.

Explication : Le changement progressif de la couleur de la température explique que la température du fluide chaud diminue depuis l'entrée et la température du fluide froid augmente depuis l'entrée à un certain moment les deux tempratures deviennent égales (la

couleur verte) c'est -à-dire à la meme température dite température limite , à ce moment l'échange de chaleur s'arrete.

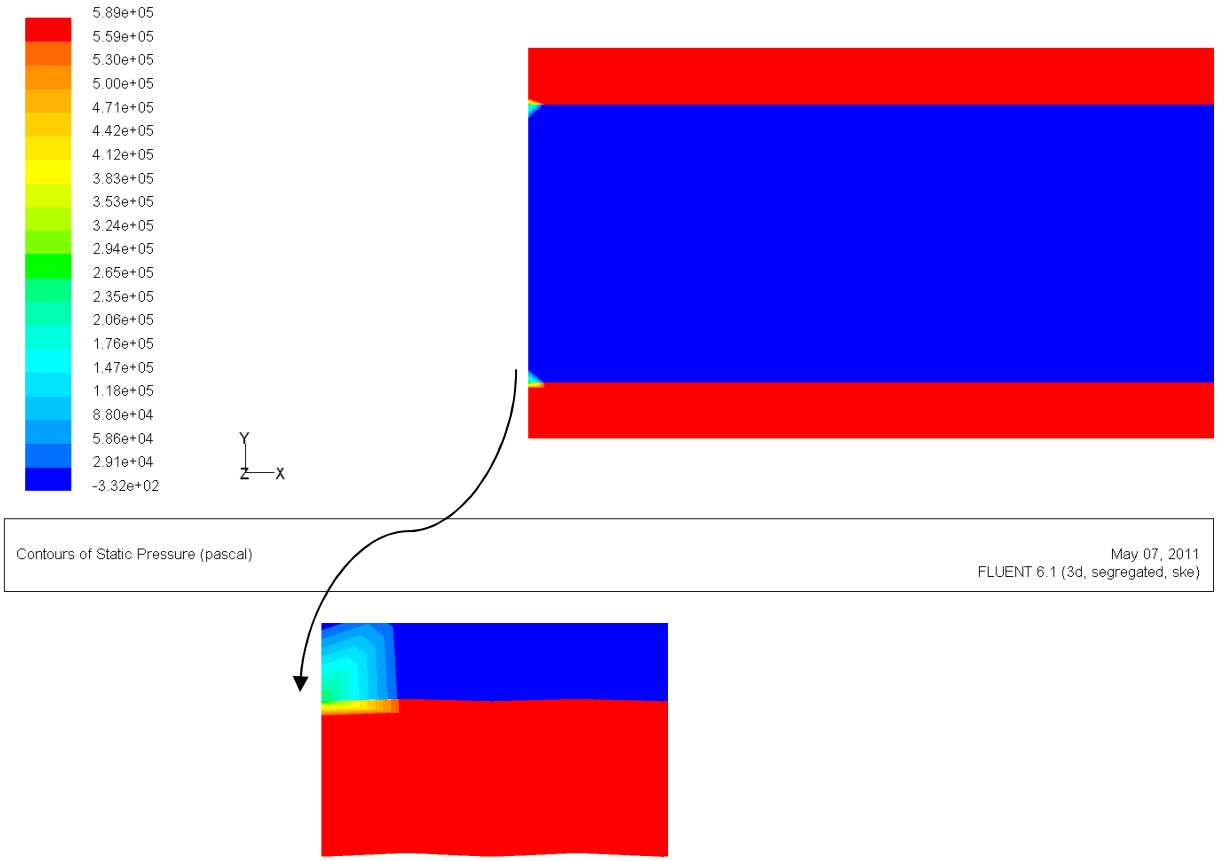


Figure (4.24): Contour de la Pression statique au plan milieu suivant Z.

1- Champ de pression moyenne :

La figure (4.24) montre le champ de la pression dans l'échangeur coaxial obtenu en utilisant le modèle de turbulence $k-\varepsilon$. Plusieurs caractéristiques ont été observés dont :

* pour le tube central la pression est plus élevée à l'entrée du tube qu'a sa sortie (ou' elle devient minimale), alors que dans l'espace annulaire on constate qu'elle est faible à l'entrée du tube et devient maximale à sa sortie.

* plus qu'ont s'éloigne de l'axe les pressions deviennent plus important à cause de l'écoulement tourbillonnaire dans l'espace annulaire et à l'intérieur du conduit central ceci est expliqué par l'effet centrifuge de l'écoulement.

* la diminution de pression juste en aval de l'entrée du tube centrale correspond à une accélération du fluide mise en évidence par le champ de vitesse, la pression minimale à sa sortie résulte du vortex.

* à la sortie du conduit central la pression devient uniforme conséquence du freinage de mouvement tourbillonnaire sous l'effet de la viscosité.

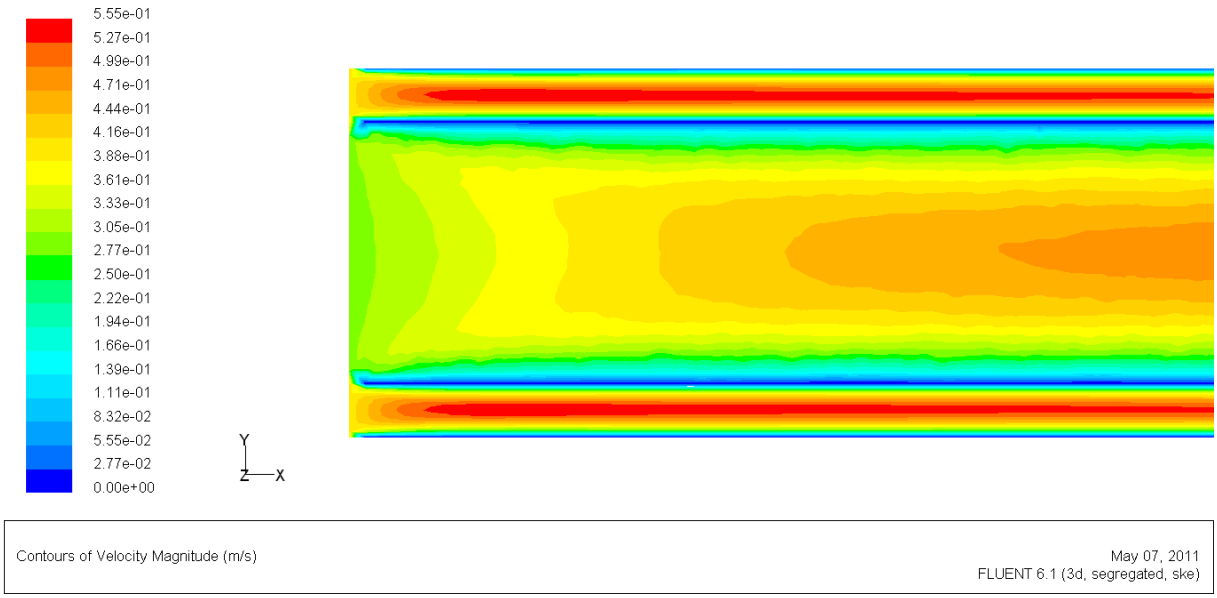


Figure. (4.25 -a) Contour de la Vitesse résultante moyenne au plan milieu suivant Z.

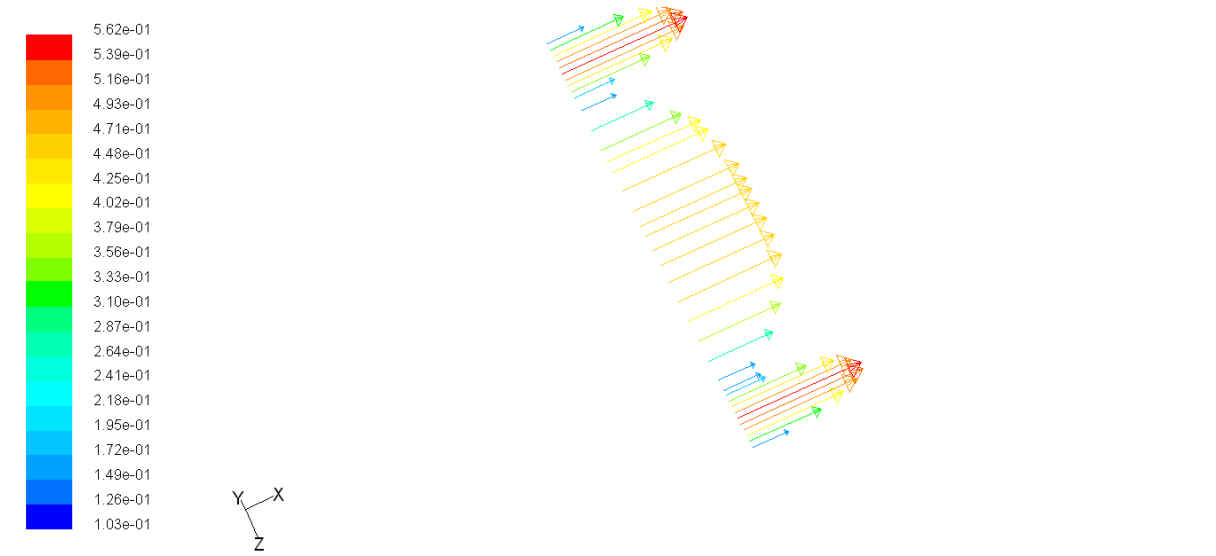


Figure (4.25-b) Les vecteurs vitesses pour la ligne x=100mm en mode Co courant (lignes de courants).

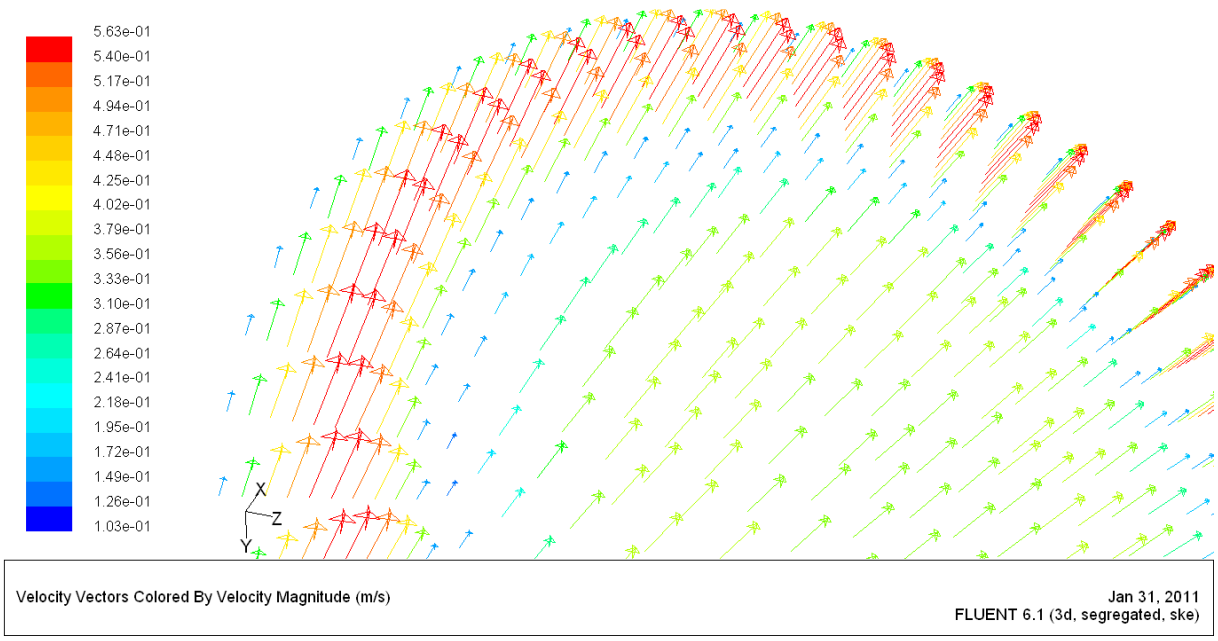


Figure (4.25-c) vecteurs Vitesses moyenne à x=100 mm.

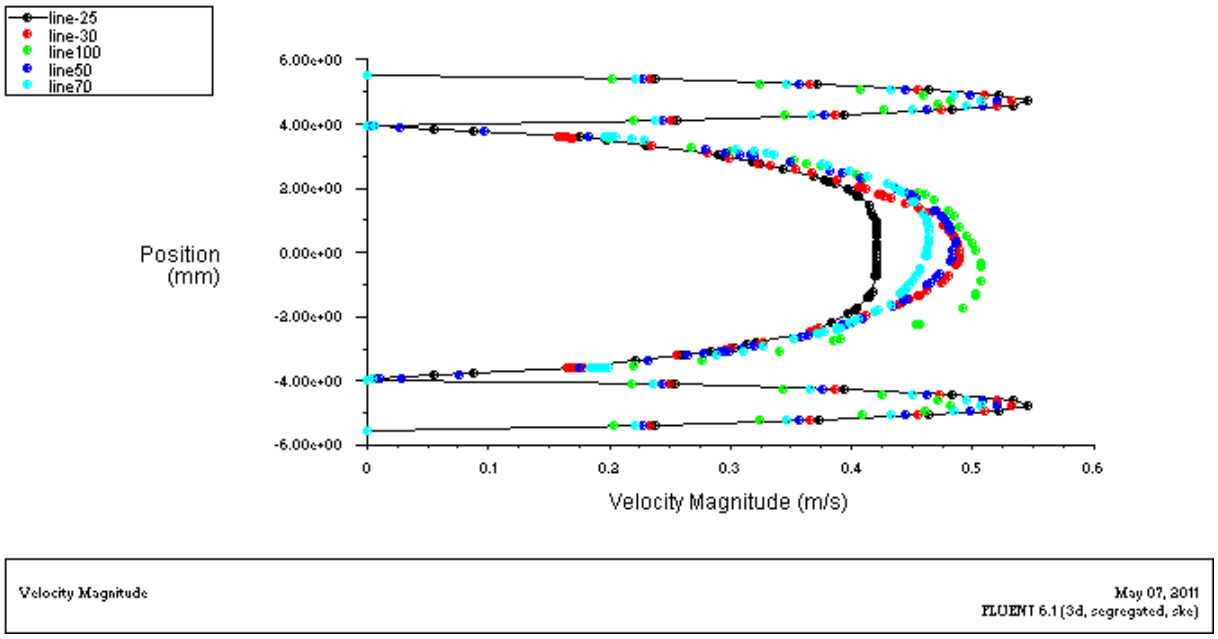


Figure (4.25-d) le changement de vitesse le long de l'échangeur coaxial.

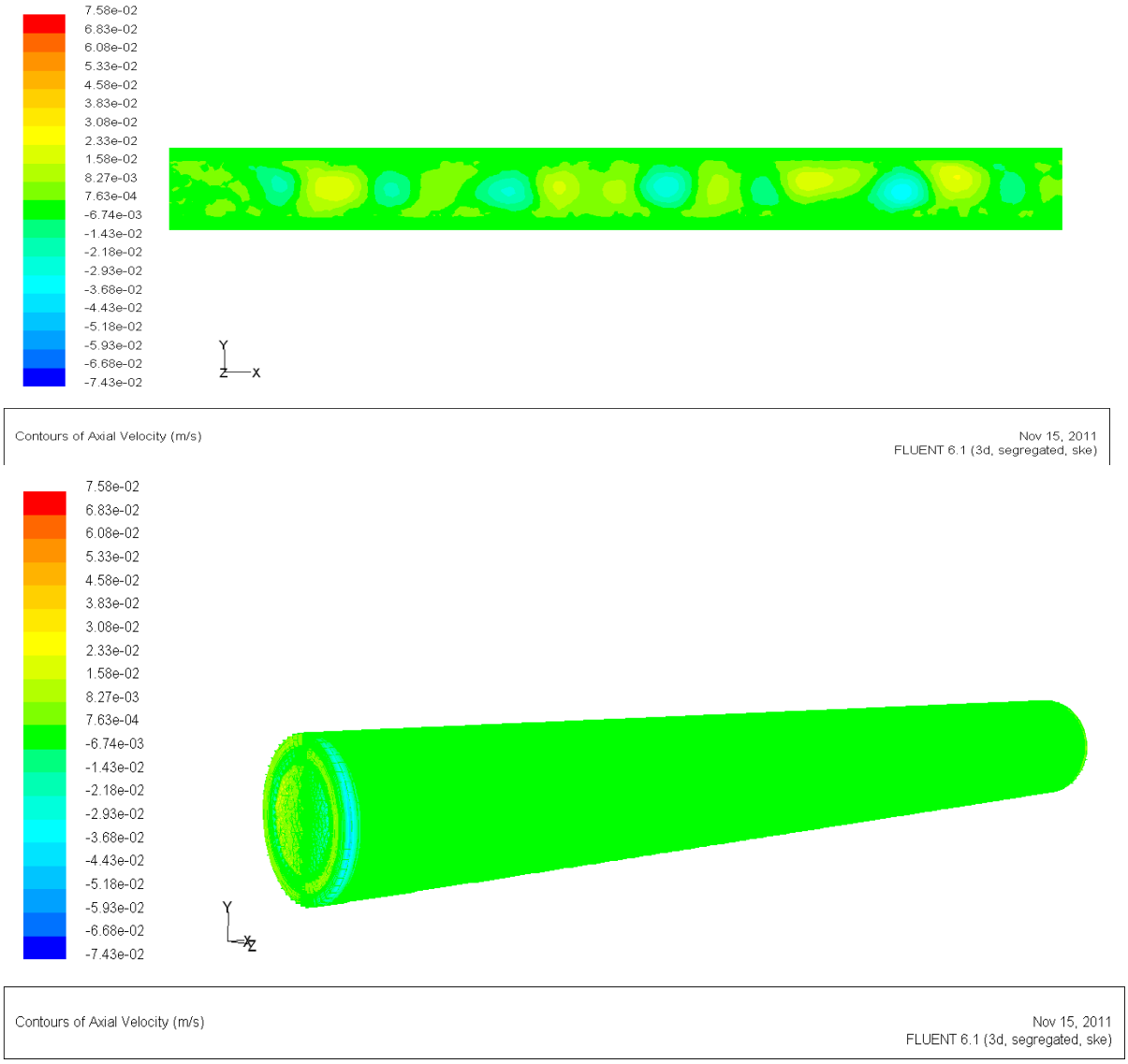


Figure (4.26-a) Vitesse axiale.

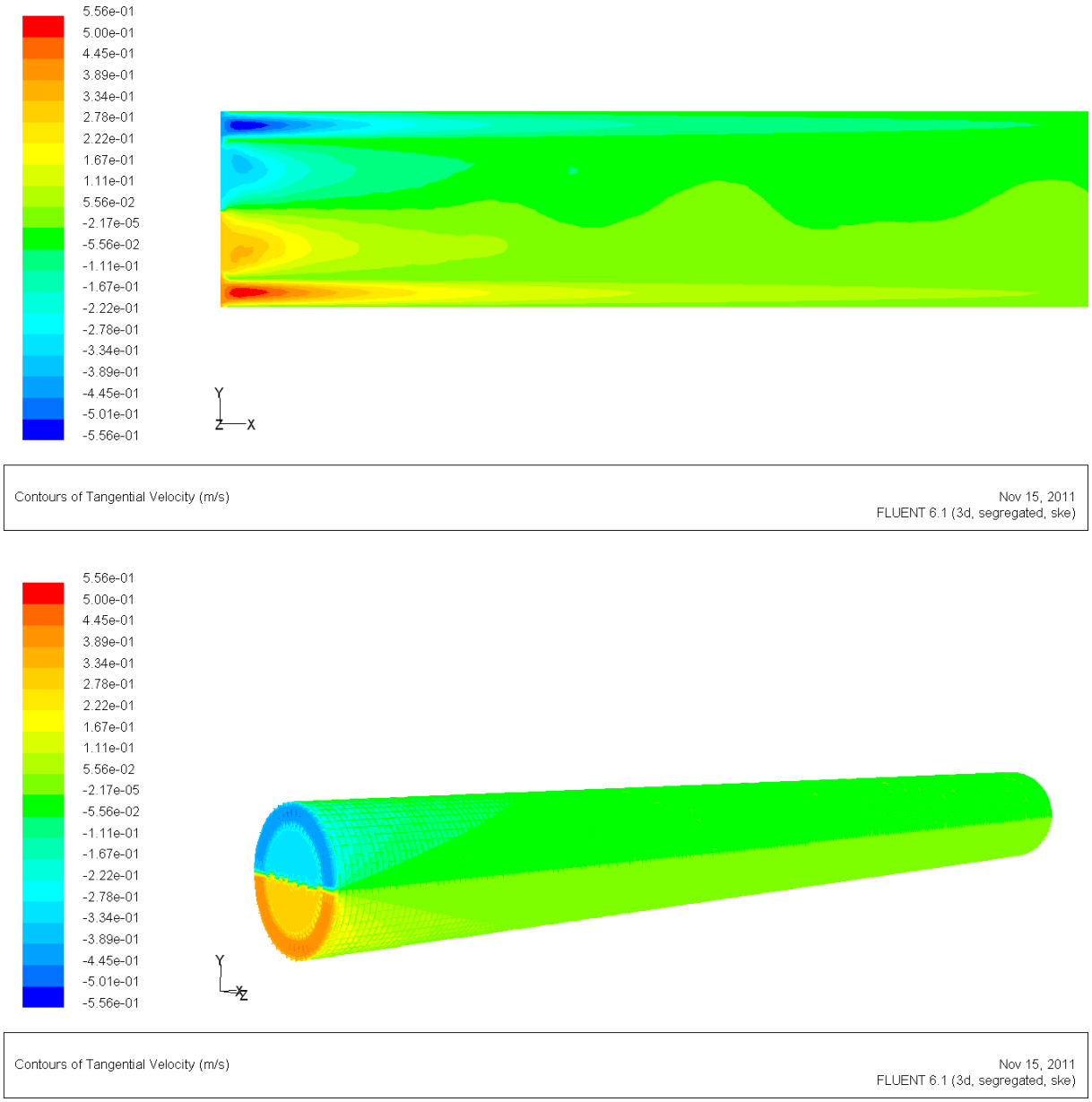


Figure (4.26-b) Vitesse tangentielle.

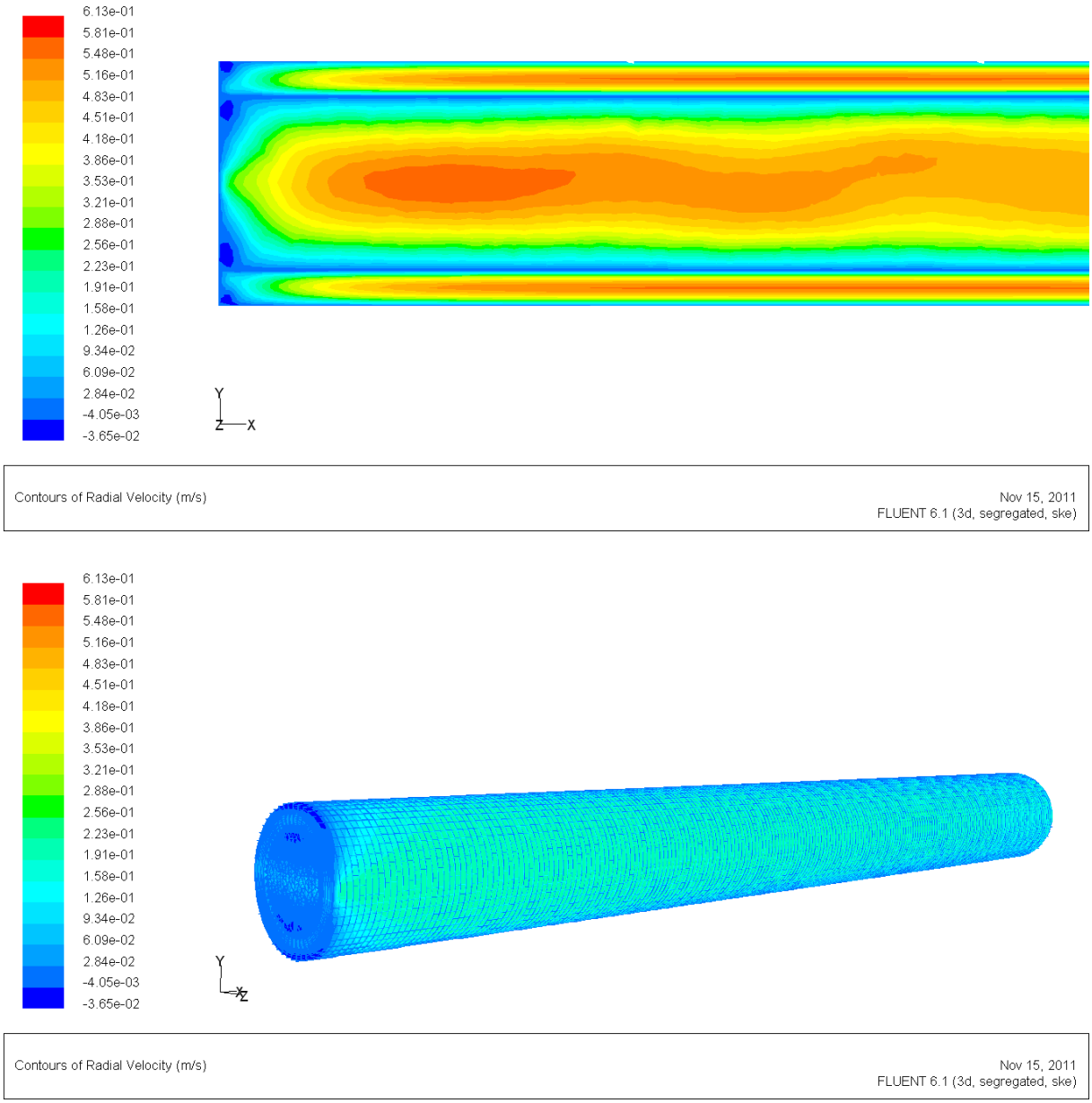


Figure (4.26-c) Vitesse radiale.

3 - Grandeur de la vitesse résultante moyenne :

La grandeur de la vitesse résultante obtenue par le modèle $k-\varepsilon$ est illustrée sur les figures (4. 25 –a-b-c).on déduit des résultats les propriétés suivantes :

* à l'entrée de l'échangeur, la vitesse résultante augmente en grandeur. Ceci est sous l'effet du courant qui a fait le tour autour du conduit central. La conservation de la masse impose donc une accélération du fluide entrant à cause de la réduction de sa section, ou' on observe des vecteurs de vitesse de couleur orange.

* évidement les vitesses sont nulles au niveau de toutes les parois solides satisfaisant ainsi la condition de non –glissement.

* la grandeur de vitesse est maximale à la sortie à cause de sa composante tangentielle qui est dominante, et dont l'intensification est due aux rapprochements du fluide en mouvement tourbillonnaire du centre (la conservation de quantité de mouvement angulaire)
* à la sortie les vitesses les plus importantes se trouvent prés de la paroi (hors de la couche limite). Au niveau de l'axe, la grandeur de la vitesse résultante est très faible, ceci s'explique par l'effet centrifuge de l'écoulement, voir figure (4.25 –a)

La Figure (4.25-d) présente le changement progressif de vitesse le long de l'échangeur coaxial elle est minimale à l'entrée de l'échangeur puis elle devient maximale à la sortie, elle présente l'allure parabolique.

Composantes de vitesse moyenne :

1. **Composante axiale :**

La figure (4.26-a) montre le contour de la composante axiale de la vitesse obtenue par le modèle $k-\varepsilon$. On constate que :

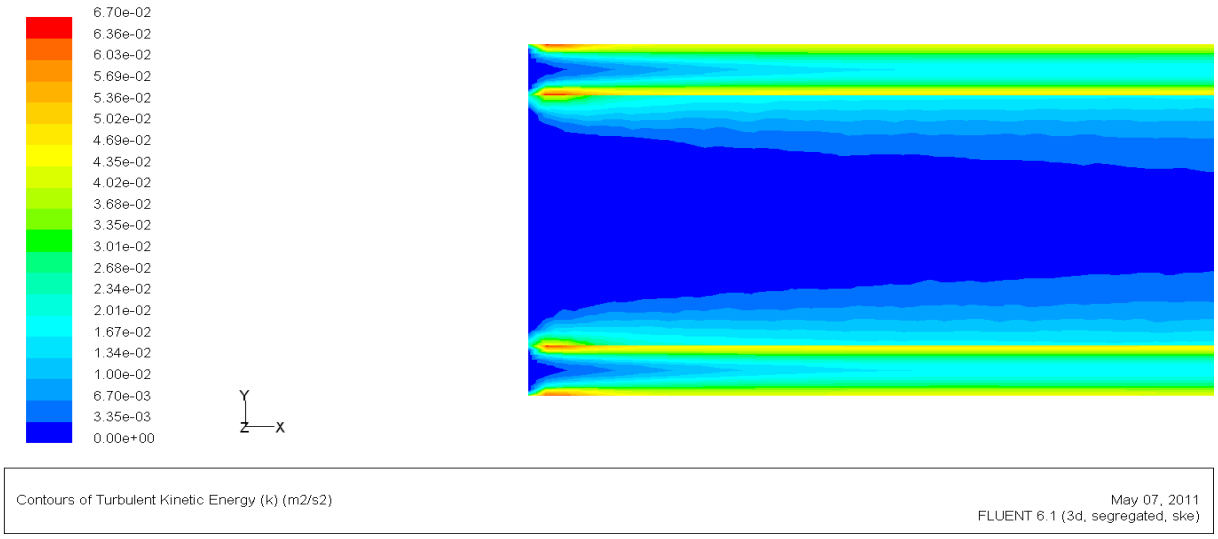
- le modèle $k-\varepsilon$ donne un profil de vitesse axiale plus uniformément distribué en consistance avec le résultat du champ de pression. La vitesse axiale est maximale à la sortie, (accélération des particules dans cette zone).

2. **Composante tangentielle :** les vitesses tangentielles les plus élevées sont enregistrées dans la région juste en dessous du conduit central à la sortie, les zones des vortex quasi-forcé et quasi libre sont correctement simulées voir La figure (4.26-b).

3 - Composante radiale :

D'après la figure (4.26 –c), illustrant le champ de la composante radiale de la vitesse on remarque que :

- le comportement de l'écoulement dans l'échangeur est tridimensionnel.
- À l'entrée, la vitesse est uniforme, sa composante radiale est non négligeable
- à la sortie On trouve des valeurs appréciables, dans la région du contournement de l'extrémité de la paroi de l'échangeur.
- Le modèle $k-\varepsilon$ donne une composante radiale pratiquement nulle puisque l'axe du vortex s'ajuste avec celui de l'échangeur (comportement isotrope du modèle $k-\varepsilon$).



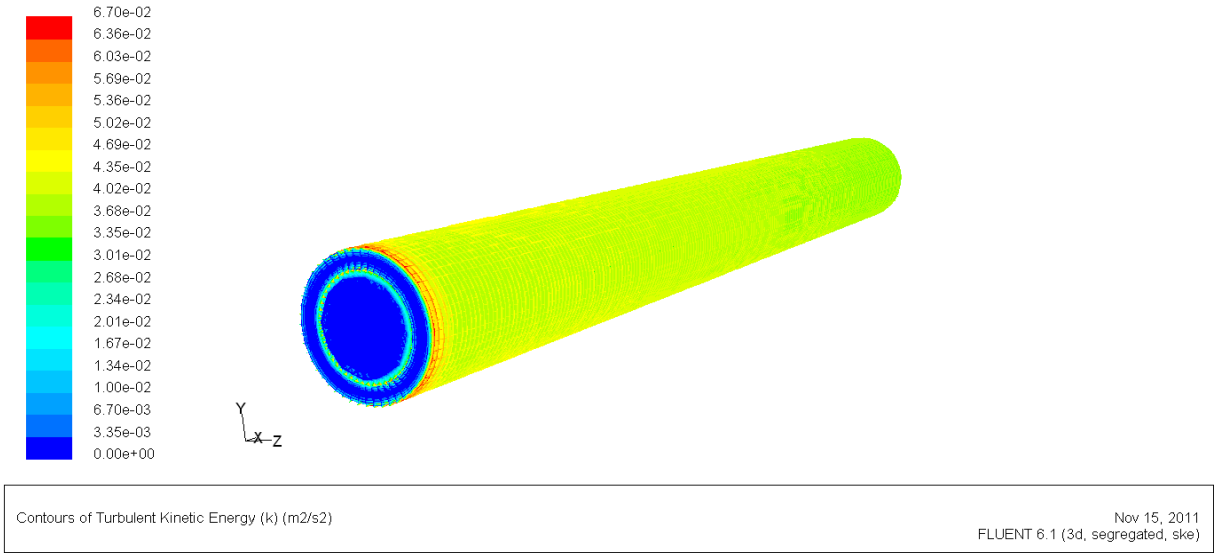


Figure (4.27-a) : Energie cinétique turbulente au plan milieu suivant Z.

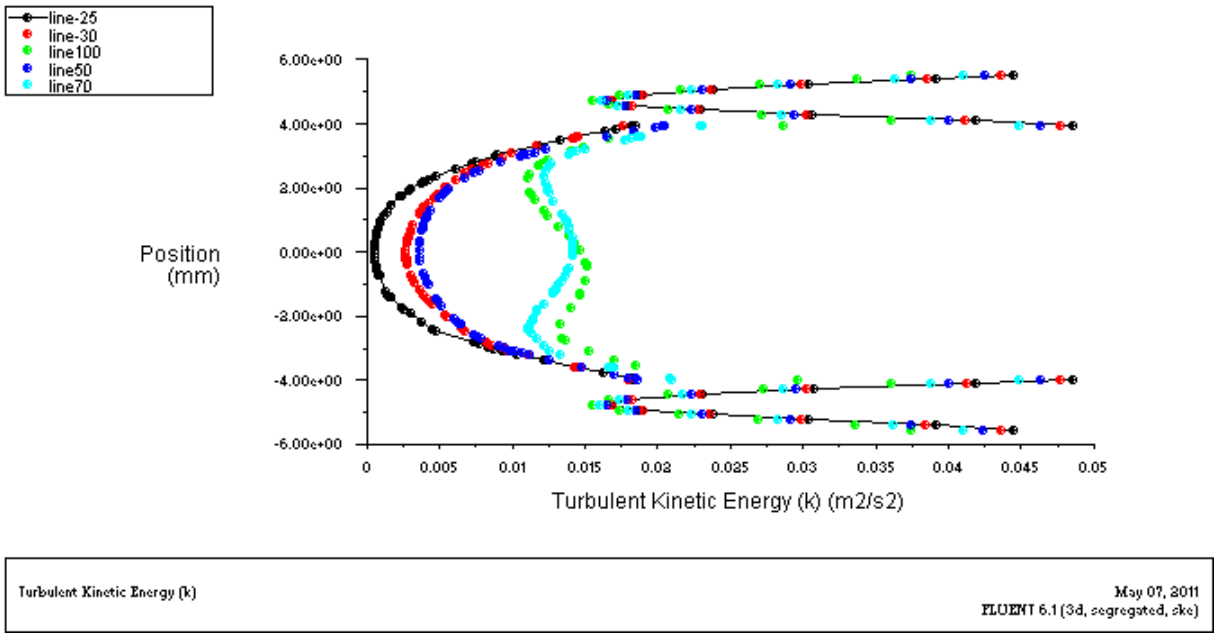


Figure (4.27 –b): la turbulence le long de l'échangeur coaxial.

3 – champ de l'énergie cinétique turbulente :

D'après Le modèle $k-\varepsilon$ on remarque que :

*A l'entrée de l'échangeur figure (4.27-a). L'énergie cinétique turbulente est intense. Et donc

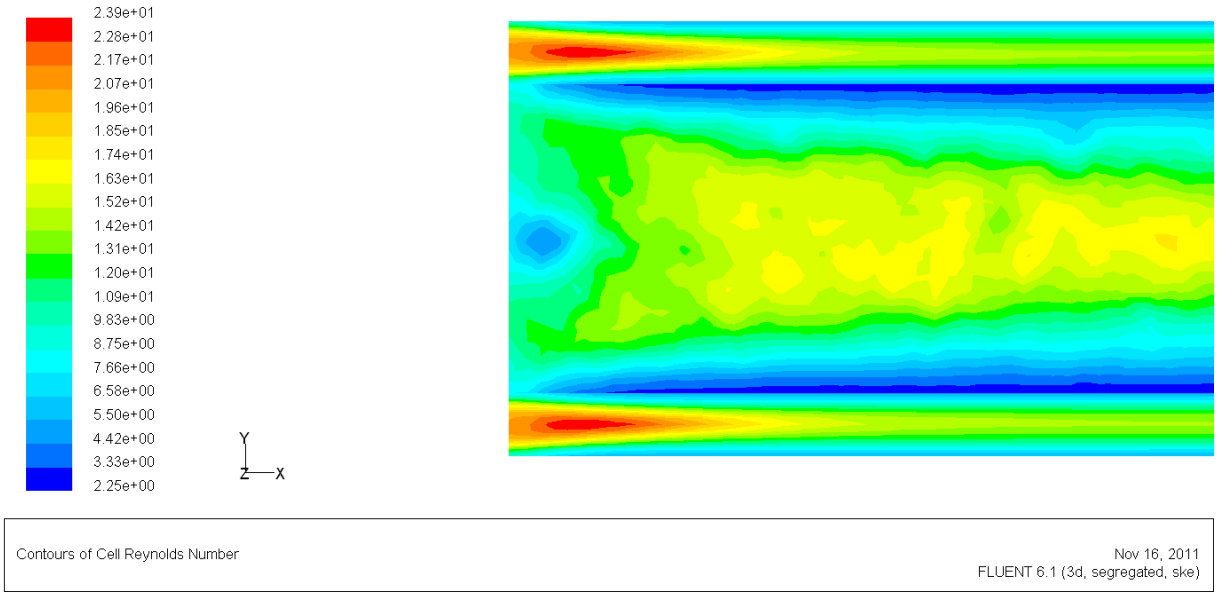
Le terme de production de la turbulence est important en rapport avec les gradients de vitesse moyenne élevés.

*à la sortie la production de turbulence est non négligeable,

*La turbulence est de faible intensité dans la couche limite près de la paroi.

*Une décadence de la turbulence transportée par convection le long de l'échangeur de l'entée à la sortie.

La figure (4.27 –b): montre la turbulence le long de l'échangeur coaxial dont le profil s'oppose à celui de la température et de vitesse la turbulence cinétique est maximale à l'entrée puis au fur et à mesure qu'on s'éloigne de l'entrée la turbulence diminue.



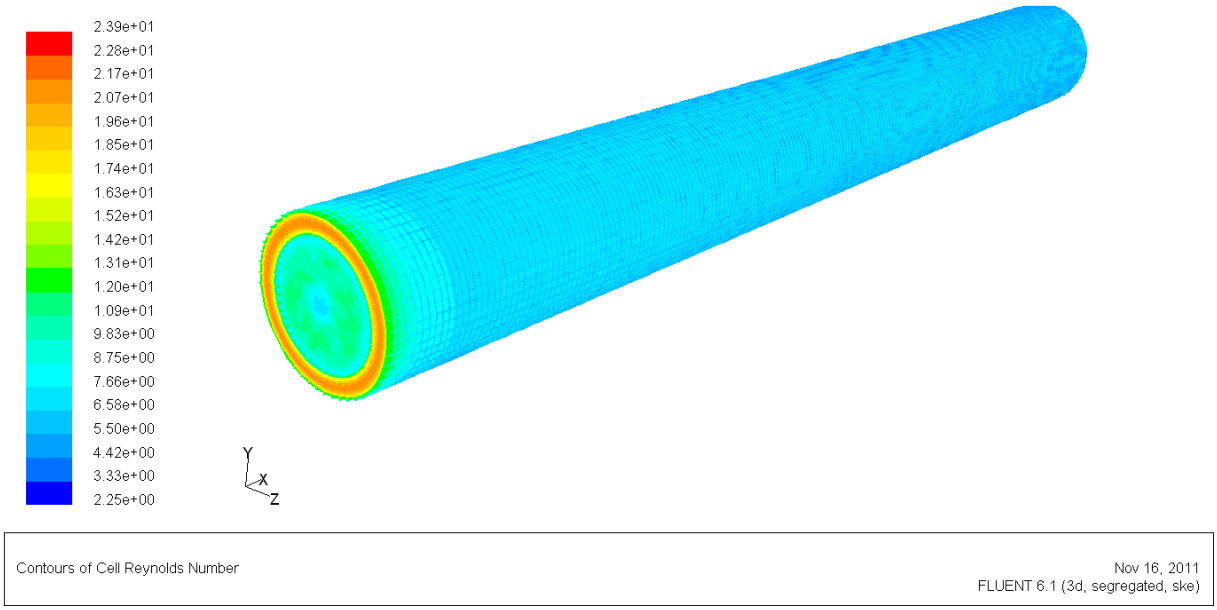


Figure (4.28) : contour de Reynolds au plan milieu.

5- contrainte de Reynolds normales :

La figure (4.28) montre les contours des contraintes normales de Reynolds obtenue par le modèle $k-\varepsilon$, on observe que :

* les contraintes de Reynolds radiale et tangentielle atteignent des valeurs maximales de l'ordre de 2.39 $.10^{+1}\left(m^2/s^2\right)$ à l'entrée de l'échangeur. Cette intensité des fluctuations dans les directions radiale et tangentielle pourrait être due à un mécanisme de production essentiellement par le gradient de la composante de

vitesse moyenne tangentielle d'une part, et le contournement de la paroi du conduit central du fluide venant de l'espace annulaire.

* la fluctuation axiale atteint son maximum de l'ordre de $1.20 .10^{+1}$ un peu plus en aval de la sortie. Cette composante est probablement produite par le gradient de la composante axiale de vitesse moyenne par rapport à la direction radiale.

* l'intensité des fluctuations dans les autres régions et dans l'espace annulaire est plutôt faible.

4.2.5 - Conclusion :

Le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ appliqué pour gérer l'écoulement dans notre géométrie Nous a permis de mieux comprendre les phénomènes physiques de cet écoulement complexe au sein de l'échangeur coaxial des résultats intéressants ont été obtenus parmi lesquels on peut citer:

- Le comportement tridimensionnalité de l'écoulement.
- La décadence de la turbulence transportée par convection depuis l'entrée vers la sortie de l'échangeur coaxial.
- Les différents profils de vitesses et de pression le long de l'échangeur.
- Les contours des contraintes normales de Reynolds

4.3 - Effet des paramètres sur l'établissement d'un échangeur coaxial :

4.3.1 - Effet du changement de la température d'entrée de l'eau chaude sur la longueur et la température d'établissement:

Les données expérimentales réelles prises sont :

Température d'entrée du fluide chaud = 320.2 5 °k

Température d'entrée du fluide froid = 288 °k

Elles sont écrites dans le tableau en jaune et on a utilisé des valeurs autour de ces dernières (inférieures et supérieures) avec un calcul numérique au sein du logiciel fluent les résultats sont dans le tableau suivant :

Les résultats du logiciel :

Température d'entrée de l'eau chaude (°k)	Température d'entrée de l'eau Froide (°k)	longueur d'établissement (m)	Température d'établissement (°k)
295	288	0.1	291.5
300	288	0.1	293.9
310	288	0.1	299
312	288	0.1	300
315	288	0.12	301.5
318	288	0.12	303
320.2	288	0.1	304
322	288	0.09	304.5
325	288	0.09	305.5
328	288	0.09	307.5
330	288	0.1	308
333	288	0.09	310
340	288	0.11	315
343	288	0.12	316
353	288	0.09	320
360	288	0.09	323
370	288	0.09	328
372	288	0.1	329

4.3.2- Effet du changement de la température d'entrée du fluide froid sur la longueur et la température d'établissement:

Avec les mêmes données expérimentales utilisées précédemment et avec la même procédure on obtient le tableau suivant concernant cette fois ci le changement de température du fluide froid :

Les résultats du logiciel :

Température d'entrée de l'eau froide (K°)	Température d'entrée de l'eau chaude (K°)	Longueur d'établissement (m)	Température d'établissement (K°)
274	320.2	0.1	297
275	320.2	0.09	297
278	320.2	0.11	299
280	320.2	0.1	300
283	320.2	0.1	301
288	320.2	0.1	304
290	320.2	0.11	305
292	320.2	0.11	306
295	320.2	0.11	307.5
298	320.2	0.11	309.5
300	320.2	0.09	309
310	320.2	0.1	315

Les résultats sont présentés sous forme de courbes dans le tableau suivant :

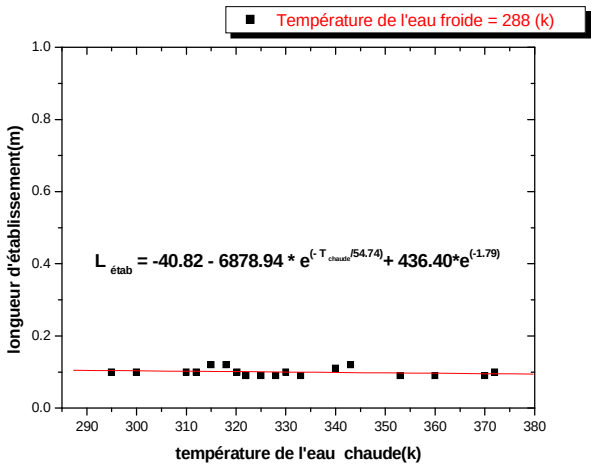
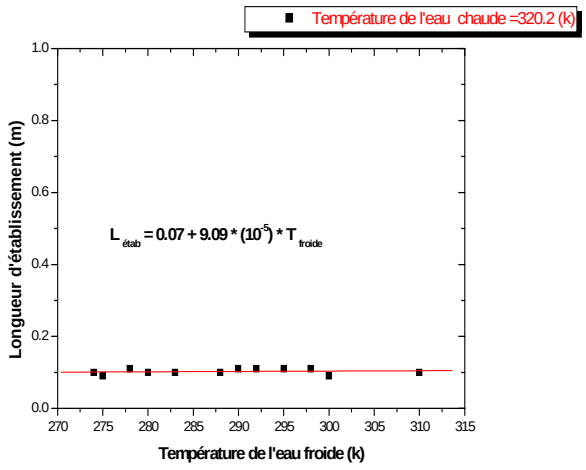
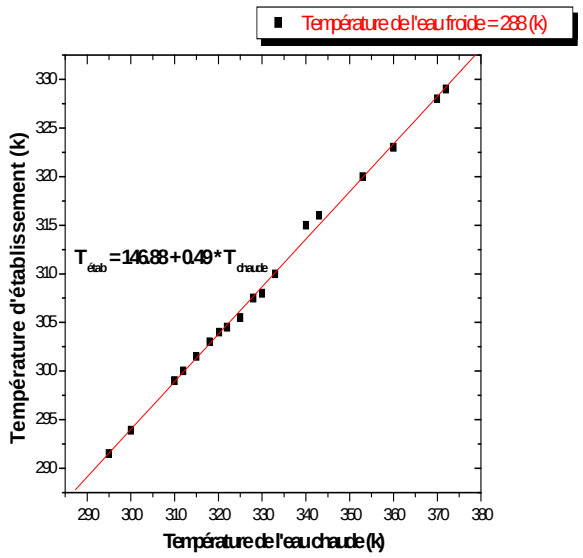
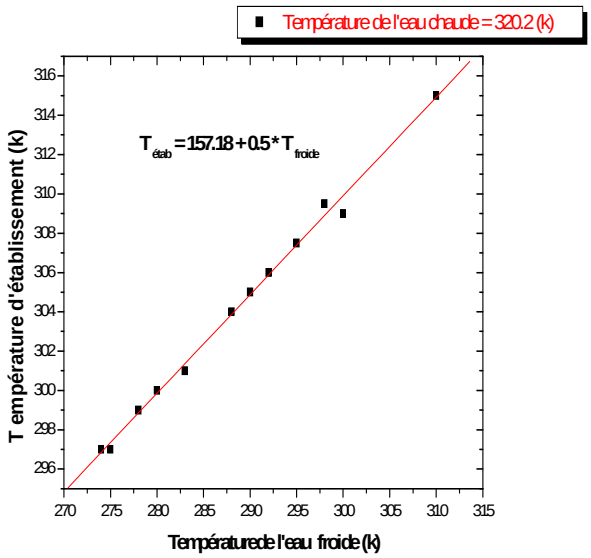
Changement de température d'entrée de l'eau chaude	**Changement de température d'entrée de l'eau froide**
	
L'étab=f (T_c d'entrée)	**L'étab=f (T_f d'entrée)**
	
T'étab=f (T_c d'entrée)	**T étab=f (T_f d'entrée)**

Figure (4.29) : Effet du changement de la température d'entrée du fluide froid sur la longueur et la température d'établissement.

On observe sur cette figure que : La longueur d'établissement varie légèrement avec le changement des températures d'entrée des fluides chaud et froid.

Par contre la température d'établissement varie d'une façon remarquable avec le changement des températures d'entrée des deux fluides, de telle sorte que plus leurs températures d'entrées augmentent plus la température d'établissement augmente.

Conclusion :

- Le changement des températures d'entrée des fluides chaud et froid n'a pas d'effet considérable sur la longueur d'établissement par contre il a un effet important sur la température d'établissement ; plus qu'on augmente la valeur de température d'entrée des fluides chaud et froid, la température d'établissement augmente.
- Donc pour avoir une bonne température d'établissement il ne faut pas trop augmenter les températures d'entrée des fluides chaud et froid.

4.3.3 - Etude de l'effet de changement de la vitesse du fluide chaud sur l'établissement du régime turbulent :

Les données expérimentales réelles utilisées dans cette étude sont :

Vitesse du fluide chaud =0.3 (m/s), Vitesse du fluide froid = 0.4 (m/s) eIles sont colorés en jaune dans le tableau des résultats.

Ici on a utilisé une étude numérique à l'aide du logiciel Fluent, on a pris des valeurs supérieures et inférieures à la valeur 0.3 (m/s) pour voir l'effet de ce changement sur la longueur et la température d'établissement.

Les résultats sont représentées dans le tableau suivant :

Vitesse du fluide Chaud (m/s)	Vitesse du fluide Froid (m /s)	longueur d'établissement(m)	Température d'établissement (°K)
0.02	0.4	0.07	302
0.05	0.4	0.07	301
0.1	0.4	0.09	301
0.3	0.4	0.1	304
0.4	0.4	0.1	305
0.6	0.4	0.1	307
0.8	0.4	0.11	308
1	0.4	0.15	309
2	0.4	0.13	312.5

6	**0.4**	**0.12**	**316**
10	**0.4**	**0.14**	**317.5**
12	**0.4**	**0.14**	**317.5**
20	**0.4**	**0.15**	**318**
25	**0.4**	**0.28**	**317.5**
30	**0.4**	**0.37**	**317.5**
40	**0.4**	**0.41**	**317.5**

A partir d'une vitesse du fluide chaud = 40 m/s le programme ne converge pas avec les dimensions de cet échangeur.

4.3.4 - Etude de l'effet de changement de la vitesse du fluide froid sur l'établissement du régime turbulent :

Avec une étude similaire à la précédente mais cette fois ci on prenant des vitesses du fluide froid autour de la valeur 0.4 (m/s) (supérieures et inférieures) on obtient les résultats suivant :

Vitesse du fluide Froid (m/s)	Vitesse du fluide chaud (m /s)	longueur d'établissement(m)	Température d'établissement (°K)
0.01	**0.3**	**0.07**	**309.5**
0.05	**0.3**	**0.1**	**309**
0.09	**0.3**	**0.09**	**308**
0.1	**0.3**	**0.09**	**308**
0.2	**0.3**	**0.09**	**307**
0.3	**0.3**	**0.09**	**305**
0.4	**0.3**	**0.1**	**304**
0.5	**0.3**	**0.15**	**303**
0.6	**0.3**	**0.1**	**302**
0.7	**0.3**	**0.13**	**301**
0.8	**0.3**	**0.1**	**300**
1	**0.3**	**0.12**	**299**
2	**0.3**	**0.15**	**296**
4	**0.3**	**0.21**	**293**
6	**0.3**	**0.24**	**292.5**

8	**0.3**	**0. 3**	**292.5**
9	**0.3**	**0.34**	**292.5**
10	**0.3**	**0.26**	**292**
12	**0.3**	**0.21**	**291**

A partir d'une vitesse du fluide froid = 12 m/s le programme ne converge pas avec les dimensions de l'échangeur.

Les résultats sont représentés sur les courbes suivantes :

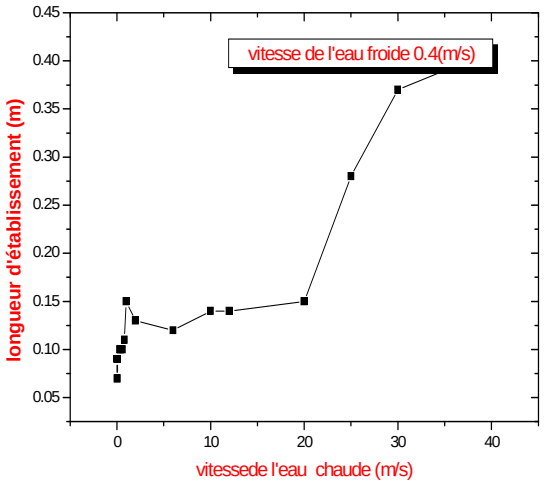
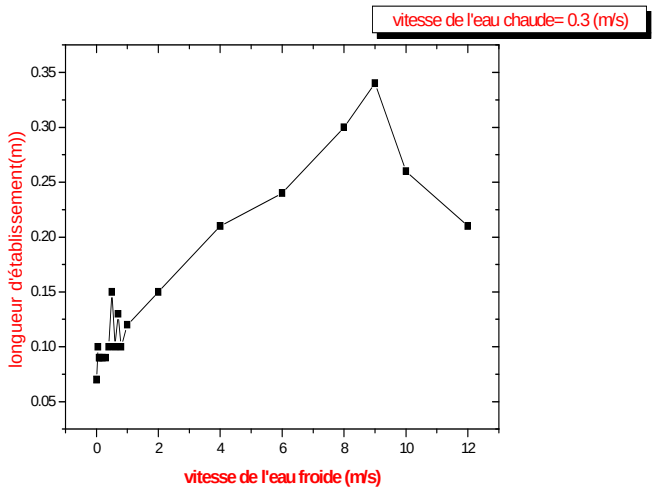
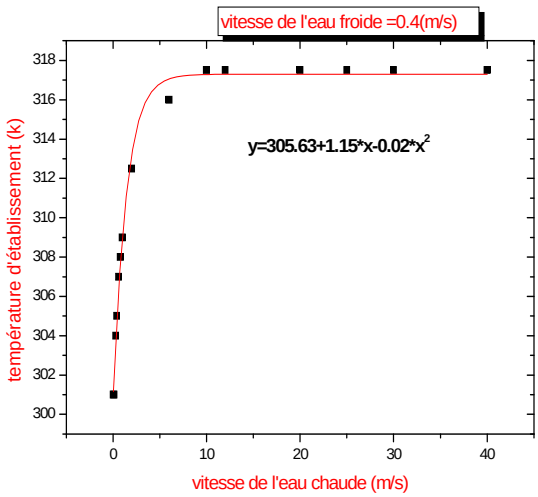
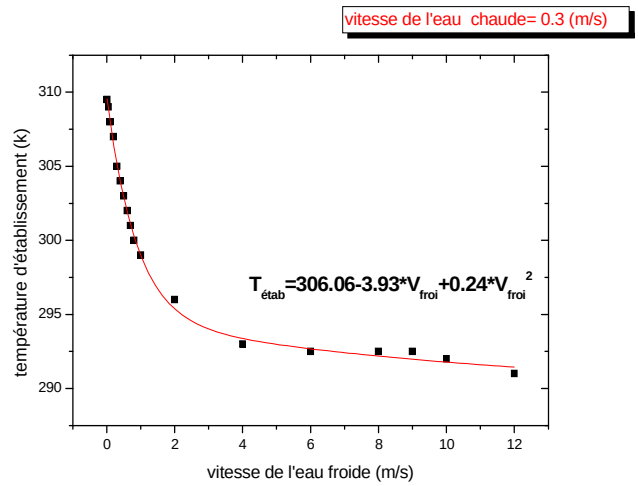
Changement de vitesse de l'eau chaude	**Changement de vitesse de l'eau froide**
 **L'étab =f (vitesses de l'eau chaude)**	 **L'étab=f (vitesses de l'eau froide)**
 **T'étab=f (vitesses de l'eau chaude)**	 **T'étab=f (vitesses de l'eau chaude)**

Figure (4.30): Etude de l'effet de changement du paramètre vitesse d'entrée des fluides chaud et froid sur l'établissement du régime.

Discussion des résultats :

Effet de changement de la Vitesse d'entrée du fluide chaud :

Pour la longueur d'établissement : on remarque de la courbe que le changement et progressif, pour un intervalle de vitesse compris entre (0.02 ,0.6)(m/s) il n y a pas de changement remarquable autrement dit pas d'effet, par contre le changement est clair dans l'intervalle de vitesse (1,12)(m/s) plus que la vitesse augmente plus que la longueur d'établissement commence à augmenter mais d'une façon moindre par rapport à celle observée dans l'intervalle (20,40)(m/s) ; dans ce dernier la longueur d'établissement augmente rapidement ,à partir d'une vitesse du fluide chaud égale à 40 (m/s); le programme de simulation ne converge plus.

Pour la température d'établissement : on remarque que plus la vitesse du fluide chaud augmente plus la température d'établissement augmente jusqu'à une valeur de vitesse égale à 20(m/s), la température d'établissement devient constante c'est à- dire il y aura plus d'effet sur la température.

Conclusion :

- Donc plus que la vitesse du fluide chaud augmente plus la longueur d'établissement augmente, le changement est presque négligeable uniquement pour le premier intervalle de vitesse où les vitesses ne changent pas beaucoup par rapport au cas expérimental réel c.à.d. c'est l'intervalle où l'échangeur fonctionne bien.
- Pour un bon fonctionnement de l'échangeur il ne faut pas dépasser un certain seuil de vitesse du fluide chaud pour avoir un établissement rapide du régime d'écoulement.
- Pour diminuer la longueur d'établissement il faut diminuer la vitesse du fluide chaud à un seuil précis ici 0.6 (m/s) (à ne pas dépasser).
- La vitesse a un effet sur la température d'établissement seulement pour l'intervalle (0.02, 20) (m/s) où la température d'établissement augmente avec l'augmentation de la vitesse, puis après 20(m/s) elle reste constante malgré le changement de vitesse.

Effet de changement de la Vitesse du fluide froid:

Pour la longueur d'établissement : on remarque de la courbe que le changement est progressif, pour un intervalle de vitesse (0.01 ,0.4) (m/s) il n'y a pas de changement remarquable autrement dit pas d'effet, par contre le changement est clair dans l'intervalle de vitesse (0.5, 9) (m/s) plus que la vitesse augmente plus que la longueur d'établissement commence à augmenter puis à partir de 10(m/s) elle commence à décroitre. A partir d'une vitesse du fluide froid = 12 m/s le programme de simulation ne converge plus.

Pour la température d'établissement : on remarque que plus la vitesse augmente plus la température d'établissement diminue jusqu'a une valeur de vitesse égale à 6(m/s), la température devient constante c.à.d. Après cette vitesse pas d'effet ou effet presque légère.

Conclusion :

- plus la vitesse du fluide froid augmente plus la longueur d'établissement augmente, jusqu'à une valeur de vitesse égale à 10(m/s) où elle commence à diminuer. Donc elle a un effet inverse lorsque la vitesse froide dépasse 10(m/s).
- Pour diminuer la longueur d'établissement il faut augmenter la vitesse du fluide froid à un seuil précis ici 10(m/s) (à ne pas dépasser).
- La vitesse a un effet sur la température d'établissement seulement pour l'intervalle (0.01, 6) (m/s)où la température d'établissement diminue avec l'augmentation des vitesses, puis après 6(m/s) elle reste constante malgré le changement de vitesse.

Conclusion générale : Pour un bon fonctionnement de l'échangeur il faut faire un équilibre entre les deux vitesses des fluides chaud et froid c.-à-d. respecter un certain intervalle de vitesse à ne pas dépasser soit pour la vitesse du fluide chaud soit pour la vitesse du fluide froid pour avoir un établissement de régime rapide.

4.3.5- Etude de l'effet de changement de diamètre interne (du tube central) sur l'établissement du régime :

Les données expérimentales utilisées dans cette étude sont les suivantes: diamètre interne = 7,9 (mm), diamètre externe = 11.1 (mm) sont de couleur jaune, les résultats sont dans le tableau. Ici, nous avons utilisé une étude numérique, nous avons pris des valeurs de diamètre interne autour de la valeur 7,9(mm) (supérieures et inférieure) pour voir l'effet de ce changement sur la longueur d'établissement et la température d'établissement.

Pour le fluide eau- eau et les mêmes conditions de la température d'entrée et de la vitesse d'entrée des fluides chaud et froid en changeant le diamètre interne de l'échangeur de chaleur et en maintenant le diamètre extérieur = 11,1 mm = constant (diamètre intérieur réel = 7,9 mm)

Les résultats sont présentées dans le tableau suivant :

Dint (mm)	**3.9**	**6**	**7**	**7.9**	**8.5**	**9**	**10.2**	**10.7**	**10.9**
Dext (mm)	**11.1**	**11.1**	**11.1**	**11.1**	**11.1**	**11.1**	**11.1**	**11.1**	**11.1**
L étab (mm)	**70**	**90**	**100**	**100**	**190**	**100**	**450**	**120**	**/**
T étab (K)	**292**	**297**	**301**	**304**	**308**	**313.7**	**315.5**	**319**	**/**

4.3.6 - Effet du changement du diamètre extérieur sur l'établissement du régime :

Avec une étude similaire à la précédente mais cette fois ci en variant le diamètre externe autour de la valeur de 11,1 mm, (supérieures et inférieure) nous obtenons les résultats suivants:

Échangeur de chaleur eau- eau d'un diamètre intérieur = 7,9 mm = constant et en changeant le diamètre externe : (valeurs supérieures et inferieures)

Les résultats du logiciel sont :

D ext (mm)	**9**	**10**	**11.1**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
D int (mm)	**7.9**	**7.9**	**7.9**	**7.9**	**7.9**	**7.9**	**7.9**	**7.9**	**7.9**	**7.9**
Létab (mm)	**50**	**70**	**100**	**100**	**160**	**200**	**170**	**170**	**260**	**/**
T étab(K)	**313**	**308**	**304**	**301**	**299.9**	**298**	**297**	**295**	**295**	**/**

Les résultats sont présentés dans les courbes suivantes :

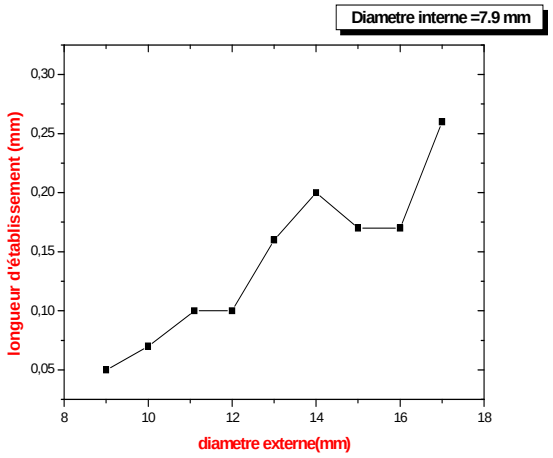
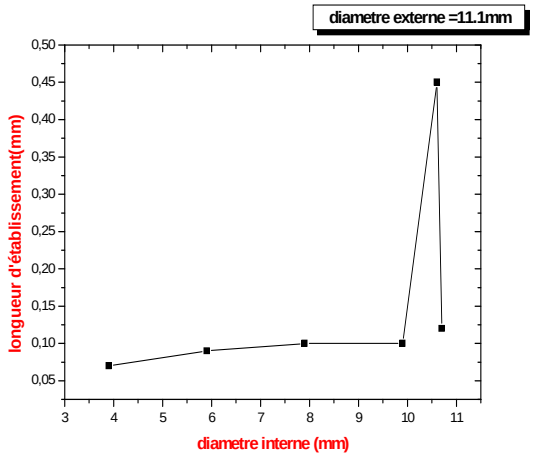
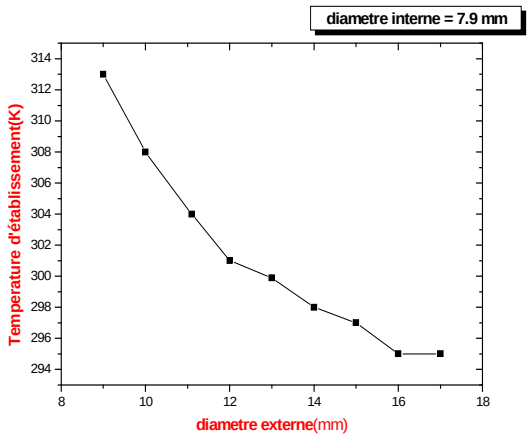
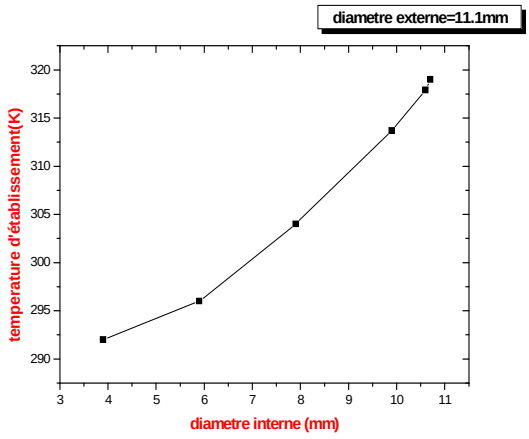
Effet du diamètre interne	Effet du diamètre externe
 **L étab=f (d ext)**	 **L étab=f (dint)**
 **Téab=f (dext)**	 **T étab=f (dint)**

Figure (4.31): Etude de l'effet de changement du paramètre diamètre sur l'établissement du régime.

Discussion des résultats :

On observe sur cette figure:

Effet de la variation du diamètre interne :

Sur la longueur d'établissement: On note que la longueur d'établissement augmente avec l'augmentation du diamètre interne, mais elle augmente progressivement pour un intervalle de diamètre (3.9, 9) mm et atteint son maximum pour un Dint= 10,2 mm, ensuite elle diminue.

Sur La température d'établissement : on note que la température d'établissement augmente d'une façon proportionnelle avec l'augmentation du diamètre interne.

Effet de la variation du diamètre externe :

Sur la longueur d'établissement: on note que la longueur d'établissement augmente avec l'augmentation du diamètre externe d'une façon progressive pour un intervalle de diamètre (9,12) mm puis devient plus rapide dans l'intervalle (12,17) mm et diminue légèrement dans l'intervalle (14,15) mm puis il remonte à nouveau.

Sur La température de l'établissement : on note que la température d'établissement varie d'une façon inversement proportionnelle avec le diamètre externe.

Conclusion :

effet du diamètre interne :

Sur la longueur d'établissement: La longueur d'établissement augmente avec l'augmentation du diamètre interne d'une manière progressive.

Sur la température d'établissement : la température d'établissement augmente d'une manière proportionnelle avec le diamètre interne.

Effet du diamètre externe :

Sur la langueur d'établissement: La longueur d'établissement augmente avec l'augmentation du diamètre externe d'une manière progressive.

Sur la température d'établissement: la température d'établissement varie d'une manière inversement proportionnelle avec le diamètre externe.

Conclusion générale : Une bonne longueur d'établissement et température d'établissement, nécessite un équilibre entre le diamètre interne et le diamètre externe bien précisément nous proposons d'étudier le rapport Din / Dext pour chaque échangeur de chaleur tubulaire coaxial.