

République Algérienne Démocratique et Populaire  
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE  
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED – NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES  
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

## MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

**Génie Mécanique**

*Option : Énergétique*

**Intitulé :**

---

**Écoulement turbulent sur une géométrie de canalisation  
à expansion soudaine**

---

**Présenté par :**

- **Taki Abdelouahab**
- **Belkhiter Youcef Salaheddine**
- **Lazgham Amine**

*Soutenu le : 30/06/2021. Devant un jury composé de:*

Houari Ameer	Pr.	Centre Universitaire Naâma	Président
Kaid Noureddine	MCA	Centre Universitaire Naâma	Encadrant
Naima Khatir	MCA	Centre Universitaire Naâma	Examineur

## REMERCIEMENTS

AVANT DE SE LANCER DANS CET HUMBLE TRAVAIL, NOUS VOULIONS MONTRER NOTRE GRATITUDE A TOUTES LES PERSONNES QUI NOUS ONT AIDES A LE TERMINER. NOUS TENONS D'ABORD A REMERCIER LE DIRECTEUR DE LA MEMOIRE, MONSIEUR DR. KAID.N, QUI NOUS A DONNE L'OCCASION D'APPRENDRE A REDIGER CE MEMOIRE QUI NOUS SERA UTILE A L'AVENIR. NOUS REMERCIONS SINCEREMENT TOUS LES ENSEIGNANTS, CONFERENCIERS DE DEPARTEMENT DE SCIENCE ET TECHNOLOGIE, ET TOUTES LES COLLEGUES QUI ONT ADRESSE NOS REFLEXIONS SUR LEURS PAROLES, ECRITS, CONSEILS ET CRITIQUES, ET ONT ACCEPTE DE NOUS RENCONTRER ET DE REPONDRE A NOS QUESTIONS PENDANT NOS RECHERCHES. ENFIN, NOUS AVONS EU L'HONNEUR DE PRESENTER CE TRAVAIL ET NOUS ESPERONS L'AVOIR REALISE ET SIMPLIFIE AFIN QUE LE LECTEUR PUISSE FACILEMENT COMPRENDRE LE SUJET.

# Sommaire

## Sommaire

Nomenclature .....	3
Liste des figures.....	4
Liste des tableaux .....	6
Recherche bibliographique.....	7
I.1. Introduction.....	7
introduction générale .....	16
I.2. L'écoulement laminaire : .....	17
I.3. L'écoulement turbulent : .....	17
I.4. Historiquement .....	18
I.5. La turbulence.....	20
I.6. Modèles de turbulence .....	21
I.6.1. Modèle k- $\epsilon$ : .....	21
I.6.2. Modèle k- $\omega$ (k- $\omega$ SST) : .....	22
I.6.3. Modèle Realizable k- $\epsilon$ model:.....	22
I.6.4. Modèle RSM ou RST (Reynolds Stress Turbulence Model): .....	22
I.6.5. Modèle V2F : .....	22
I.7. les canalisations .....	23
I.7.1. Les écoulements coudés .....	23
I.7.2. Conduits avec des contractions soudaines.....	24
I.7.3. Conduits avec des expansions soudaines .....	25
I.7.4. Tubes à expansion soudaine multicanaux .....	25
l'étude.....	27
I.8. Introduction.....	27
I.9. Présentataion du problème .....	27
I.9.1. Logiciel utilisé .....	28
I.9.2. L'expérience .....	28
I.9.3. Formulation mathématique.....	28
I.9.4. Tableau 1 Paramètres géométriques de tous les cas étudiés.....	30
I.9.5. Tableau 2 sont les constantes du modèle : .....	30
I.9.6. Tableau 3 Les conditions aux limites .....	30
I.9.7. Le maillage .....	31
I.10. Résultats.....	32

I.10.1. Conclusion.....	38
I.11. Élargissement progressif.....	39
I.11.1. Résultats.....	39
I.11.2. Conclusion.....	44
Conclusion Général.....	45
Références.....	46

## Nomenclature

Re : nombre de Reynold.

K : l'énergie cinétique de la turbulence.

D: Diamètre intérieur de la conduite en (m).

V: Vitesse moyenne d'écoulement en (m / s)

$\rho$ : Masse volumique du fluide en (kg / m<sup>3</sup>)

$\mu$ : Viscosité dynamique en (Pa.s)

$\nu$ : Viscosité cinématique en (m<sup>2</sup>/ s)

$\varepsilon$  : Dissipation visqueuse (m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>).

p :la pression(Pa).

$U_i$  : composante de vitesse moyenne dans le directions  $X_i$ .

$U_j$  : composante de vitesse moyenne dans le directions  $X_j$ .

$\mu_\tau$  :la viscosité du tourbillon (m<sup>2</sup>/ s).

$\delta_{ij}$  : le delta de Kroenecker.

$P_k$  : le taux de production du énergie cinétique.

L :longueur(m).

## Liste des figures

FIGURE 1 : écoulement d'expansion soudain.	16
FIGURE 2 : Régime d'écoulement	16
FIGURE 3 : écoulement laminaire	17
FIGURE 4 : écoulement turbulent	18
FIGURE 5 : Différents régimes d'écoulements, de laminaire à turbulent	19
FIGURE 6 : sillage turbulent produit par une voiture	20
FIGURE 7 : changement de structure de l'écoulement en fonction de vitesse U (a)sillage stationnaire ,(b)et(c) sillage instationnaire périodique ,(d) sillage turbulent.	21
FIGURE 8 : Les écoulements dans un coude 90	23
FIGURE 9 : Schéma de l'écoulement à travers un tuyau avec une contraction soudaine.	24
FIGURE 10 : Croquis des séparations amont et aval au voisinage de la contraction.	25
FIGURE 11 : Vue schématique de l'expansion soudaine systèmes de tuyauterie avec différents nombres (nb) de canaux de branchement.	26
FIGURE 12 : La géométrie étudiée (expansion soudaine)	27
FIGURE 13 : Le maillage utilisé (grossier)	31
FIGURE 14 : Vitesse, norme (m/s)	32
FIGURE 15 : Énergie cinétique turbulente ( $m^2/s^2$ )	33
FIGURE 16 : Ligne de courant	34
FIGURE 17 : Chute de pression	35
FIGURE 18 : Viscosité cinétique turbulente ( $m^2/s$ )	36
FIGURE 19 : Ligne de coupe [point1(0.01,-1) et point2(0.01,1)]	36
FIGURE 20 : Viscosité dynamique turbulente (Pa*s)	37
FIGURE 21 : Ligne de coupe [point1(0,0) et point2(2.4,0)]	38
FIGURE 22 : Vitesse, norme (m/s)	39
FIGURE 23 : Énergie cinétique turbulente ( $m^2/s^2$ )	40
FIGURE 24 : Ligne de courant	41
FIGURE 25 : Chute de pression	42

FIGURE 26 : Viscosite dynamique turbulente (Pa*s)	43
FIGURE 27 : Ligne de coupe[point1(0,0)et point2(2.4,0)]	44

## Liste des tableaux

TABLEAU 1 :paramètres géométrique de tous les cas étudiés	30
TABLEAU 2 :sont les constantes du modèle	30
TABLEAU 3 :les condition aux limites	30



## Recherche bibliographique

### I.1. Introduction

Avant de commencer ce travail, nous présentons un plusieurs recherches à un groupe de chercheurs et leurs résultats dans le domaine de l'écoulement laminaire et l'écoulement turbulent et la turbulence, et les études de conduits d'expansion soudaine et les conduites courbes et l'écoulement à travers des conduits avec des contractions soudaines .

**B. N. Dan'kov** [1]:Les résultats sont cités d'une étude expérimentale de la nature du flux autour d'un cône de grand angle d'ouverture dans une soufflerie supersonique. Une grande attention a été accordée récemment à l'étude de ce problème Le présent document développe la description des caractéristiques spéciales du flux sur ce corps à de grands angles d'attaque.

Résumant les résultats de l'enquête, nous notons que c'est précisément l'apparition de la région de surexploitation, suivie de la décélération, qui est la plus complètement exposée pour  $\alpha > 15^\circ$  , qui n'est pas en accord avec la méthode commune d'analyse à grands angles d'attaque.

**P. BHATTACHARYYA** [2] :L'objectif de ce travail était d'étudier Les couches limites laminares axi-symétriques, formées sur la surface conique et sous le toit du cyclone,ils ont été calculées par la méthode de Pohlhausen en supposant que la vitesse tangentielle à l'extérieur des couches limites varie comme  $R^{-1}$  jusqu'au point où les couches limites se rapprochent du liquide en rotation du corps solide colonne et par la suite comme  $R^{-2}$  comme trouvé dansexpériences où  $R$  est la distance de l'axe du cône et  $N$  est la constante du schéma d'écoulement. Le point d'interaction des couches limites avec la colonne liquide rotative à corps solide a été tiré des résultats expérimentaux obtenus avec un hydrocyclone ayant un diamètre de visueur de tourbillon supérieur à celui de l'ouverture au sommet. Les résultats montrent qu'il n'y a aucune possibilité de séparation des couches limites de la paroi cyclonique.

**P. BHATTACHARYYA** [3] :Comme dans le cas laminaire, les couches limites turbulentes axi-symétriques ont été étudiées à l'intérieur d'un hydrocyclone ayant un diamètre de trop-plein supérieur à celui du sous-écoulement.Ce type d'hydrocyclone est généralement utilisé dans des applications pratiques. Calcul du flux total à travers les couches limites, formé sur la surface conique et sous le toit de l'hydrocyclone, un modèle mathématique du champ d'écoulement a été obtenu qui s'accorde très bien avec les résultats expérimentaux précédents.

**Éliton Fontana** [4] :L'article présente une méthode pour la recherche sur la convection naturelle dans les cavités a fait l'objet de nombreuses études. Convection naturelle dans les cavités ouvertes et les fentes sont rencontrées dans de nombreuses applications d'ingénierie, telles que les récepteurs thermiques solaires, la convection de chaleur à partir de surfaces étendues dans les échangeurs de chaleur et les collecteurs d'énergie solaire avec des bandes isolées.Cette étude a porté sur les variations des isothermes d'une cavité carrée en fonction de différentes valeurs de numéros Rayleigh internes et externes. Les résultats montrent que la dynamique thermique et fluide du fluide est fortement influencée par la présence de la source de chaleur, par la taille de l'ouverture et par la différence de température entre les parois verticales. Lorsque le débit est contrôlé principalement par la source de chaleur (valeurs élevées de  $R$  et faibles valeurs de  $Rae$ ), il y a de grandes circulations secondaires à l'intérieur de la cavité et les isothermes présentent un comportement parabolique, provoquant une augmentation (en

module) des valeurs du nombre de Nusselt local. Lorsque la convection naturelle est contrôlée par la différence de température entre les parois (faibles valeurs de  $R$  et hautes valeurs de  $Rae$ ), la taille de la circulation secondaire est négligeable par rapport à la recirculation principale et les isothermes sont plus horizontales. La contribution convective au nombre local de Nusselt est augmentée dans la région inférieure près de la paroi chaude et dans la région supérieure près de la paroi froide, à l'exception de l'ouverture de plus petite taille lorsque la température de l'air augmente dans la région supérieure de la cavité près de la paroi chaude pour des nombres de Rayleigh plus grands et des valeurs de numéro de Reynolds plus grandes. Dans le même temps, la température de l'air diminue dans la région inférieure à droite de la cavité près de la paroi froide, provoquant ainsi une diminution des nombres de Nusselt locaux dans ces régions uniquement dans le cas de valeurs de numéro de Reynolds plus faibles.

**M. Gebreslasie**[5] : L'objectif de l'auteur était d'étudier l'effet de l'ajout d'un orifice à l'écoulement transversal sur les performances du ventilateur en utilisant trois ventilateurs ayant des géométries similaires mais différentes dans l'évent à écoulement transversal. Les profils de vitesse sont mesurés aux ports d'un ventilateur avec des tensiomètres à fil chaud et sont utilisés pour valider les simulations CFD. Les charges sur l'hélice sont générées à l'aide de panneaux perforés dont les courbes de résistance sont définies dans une soufflerie. Il a été trouvé que l'ajout d'un évent à écoulement transversal sur toute la largeur du ventilateur joue un rôle important pour avoir un écoulement d'air uniforme le long de la largeur des entrées du ventilateur. Les comparaisons entre simulations et mesures montrent généralement une bonne concordance.

**I. Kulmala**[6] : Les champs de flux d'air turbulent pour une ouverture rectangulaire sans bride ont été calculés numériquement à l'aide du modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  standard. La précision des calculs a été vérifiée par des mesures expérimentales de la vitesse de l'anémomètre laser Doppler et par comparaison avec les équations de vitesse de la ligne médiane empiriques précédentes. Les résultats montrent que le débit d'air dans une hotte aspirante non obstruée peut être prédit assez précisément à condition que la grille de calcul et le domaine de calcul soient correctement choisis.

**H, P. MORGAN** [7] : L'objectif de la présente étude était d'élucider du flux horizontal de gaz inflammables dans l'évent, car l'écoulement des gaz d'incendie éteints thermiquement dans l'évent est une caractéristique commune de nombreux modèles pratiques de contrôle de la fumée. L'ouverture peut être un évent dans un toit, où le flux de la couche est principalement vers le haut. Cette situation a été analysée par Thomas et al. qui ont également considéré le flux de gaz sous un écran de toit trop peu profond pour contenir ces gaz. Cette dernière situation peut également être décrite comme un écoulement à travers une ouverture beaucoup plus large que la profondeur de la couche sous l'écran de downstand, où ce downstand est une proportion appréciable de la profondeur de la couche du flux approchant l'écran. Dans ce cas et dans le reste du présent document, le débit de la couche est établi, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de jet de plafond immergé dans la couche comme cela peut se produire près d'un panache qui empiète sur un plafond.

**J. PRAHL** [8] : Le flux de gaz d'incendie entraîné par la flottabilité à travers une fenêtre ou une porte d'une pièce en feu est calculé pour une couche de gaz chaud à densité constante. Un modèle expérimental utilisant du kérosène et de l'eau est développé pour tester la validité de la théorie. Les résultats indiquent que la théorie, avec des coefficients d'écoulement déterminés à

partir de l'expérience, peut prédire adéquatement le comportement. Alors que la théorie discutée ne permet pas de prédire la profondeur de la couche de la pièce à de faibles débits d'entrée par un facteur important, l'erreur absolue de seulement quelques pouces est sans conséquence pratique. Les implications en matière de sécurité-incendie pour la conception des portes et des fenêtres sont notées. Des formules d'écoulement utiles pour des calculs pratiques sont présentées.

**WU Zhao-chun**[9] : La combinaison de la technique MacCormack et de la méthode d'analyse finie pour résoudre un flux de marée dans un canal ouvrant est proposée dans cette étude. Le schéma présenté profite des avantages de la méthode d'analyse finie, c'est-à-dire, auto-upwind, haute précision et stabilité de calcul, et les avantages de la technique MacCormack, c'est-à-dire le second ordre précision pour le dérivé du temps et de l'espace. En conséquence, le schéma a une bonne stabilité et une excellente convergence. La validité du schéma proposé est vérifiée en comparant la simulation hydraulique avec des données mesurées dans une section descendante du Huangpu Fleuve. De bons accords entre la simulation et les mesures ont été obtenus. En utilisant un système de coordonnées curvilignes orthogonales, les méthodes peuvent être facilement appliquées à la simulation numérique du flux de marée dans un canal tortueux.

**Wu Dazhuan**[10] : L'objectif de ce travail était d'étudier Le débit transitoire dans une pompe centrifuge pendant le processus d'ouverture rapide de la soupape de décharge Pendant la période d'ouverture rapide de la soupape de décharge dans le système de pompe couramment utilisé dans le fonctionnement du réacteur nucléaire, le débit de la pompe augmente de manière impulsive. Dans cet article, rapport sur l'expérience et des simulations numériques qui ont été mises en œuvre pour étudier les performances hydrodynamiques transitoires externes et le mécanisme d'écoulement interne de la pompe pendant ce processus transitoire. Les caractéristiques externes et internes sous différents débits ont été mesurées avec un système expérimental. La simulation des conditions stationnaires était basée sur la simulation des tourbillons détachés (DES) et le maillage glissant a été vérifié en comparant la simulation aux résultats des tests. Plus important encore, les caractéristiques transitoires pendant le processus d'ouverture rapide de la vanne ont été simulées à l'aide d'une méthode similaire. Les performances de la pompe pendant le processus d'ouverture rapide de la vanne sont influencées à la fois par l'accélération du fluide et les évolutions instantanées de la structure du vortex.

**R.N. Sharma**[11] : Cet article décrit la modélisation informatique et expérimentale de la réponse transitoire des pressions internes aux ouvertures soudaines dans les bâtiments et les modèles. Il est démontré que le modèle informatique prédit correctement à la fois la fréquence de Helmholtz et le taux de décroissance de la pression interne. Une étude des modèles d'écoulement à partir des résultats de calcul montre également qu'une veine-contracta se forme dans l'écoulement oscillant suite à une ouverture soudaine. On pense que les pertes visqueuses peuvent être importantes et de nouveaux modèles analytiques ont donc été suggérés qui ont été utilisés pour obtenir une correspondance avec les résultats expérimentaux.

**P J. Zoccola Jr**[12] : Les ouvertures à dos de cavité en écoulement entraînent souvent des fluctuations de pression de grande amplitude à l'intérieur de la cavité. Ce phénomène est connu pour être provoqué par un délestage tourbillonnaire périodique du bord amont de l'ouverture se couplant à une fréquence de résonance de la cavité. Ces fluctuations sont fréquemment supprimées en pratique en installant une grille dans l'ouverture. L'analyse des résultats d'essais sur modèles à grande échelle a révélé que même avec une grille présente, dans certaines

circonstances, ces fluctuations continuent à se produire, à des amplitudes et des fréquences similaires à celles qui seraient observées pour une ouverture non obstruée. Cette étude est un effort expérimental pour comprendre pourquoi et dans quelles circonstances cette résonance excitée par l'écoulement continu de se produire malgré la présence d'une grille. Des mesures de la pression dans la cavité due à l'écoulement sur une cavité avec des obstructions ou des grilles de dimensions variables dans l'ouverture ont été effectuées. Des mesures ont également été effectuées sur le champ d'écoulement dans l'ouverture de la cavité pour certaines configurations. On a vu que la fréquence de l'excitation et l'amplitude de la réponse à grande échelle de longueur sont modifiées de diverses manières, en fonction de la configuration de la grille. La différence nette entre les résultats obtenus avec des grilles grossières et fines est particulièrement intéressante. Les résultats du champ d'écoulement montrent les effets d'une grille sur l'écoulement, y compris les effets sur la vitesse de convection du vortex et la distribution de la production d'énergie.

**R. Brun**[13]: Le but de l'auteur de cette recherche est d'étudier l'influence du processus d'ouverture du diaphragme sur le débit initial des chocs, les expériences portent soit sur le processus d'ouverture lui-même, soit sur l'accélération des ondes de choc, de sorte que les données sont généralement incomplètes. De plus, les vitesses expérimentales des ondes de choc tiennent bien sûr compte de l'interaction visqueuse, Il est bien connu que l'ouverture non instantanée du diaphragme est responsable de la phase initiale d'écoulement dans un tube à choc et, en particulier, de l'accélération du processus d'ouverture du choc incident. Ce dernier a fait l'objet d'une attention considérable et de nombreux travaux expérimentaux ont été réalisés pour vérifier les modèles théoriques de ce processus. De même, de nombreuses expériences ont été réalisées afin d'étudier l'accélération des ondes de choc. Néanmoins, les modèles liant le processus aérodynamique au processus d'ouverture mécanique ne sont pas tout à fait satisfaisants, la plupart de ces modèles ne donnent que la valeur finale de l'onde de choc et une distance de formation caractéristique, mille expériences ont confirmé qualitativement ces valeurs.

**H.Ameur**[14]: Dans cet article, une étude numérique sur l'écoulement tridimensionnel de fluides complexes non newtoniens dans un tube à expansion soudaine. Les canaux de distribution ont un ou plusieurs tuyaux d'entrée et un tuyau de sortie. Les fluides de travail ont un comportement de fluidification par cisaillement modélisé par la loi d'Ostwald De Waele. Les effets de différents paramètres sur les champs d'écoulement et la perte de charge sont explorés. Il s'agit de l'effet du nombre de Reynolds  $Re$  (de 0,1 à 600), de l'indice de loi de puissance  $n$  (de 0,4 à 1), du nombre de canaux de branchement ( $n_b = 1, 2, 3$  et 4), de l'espacement entre les canaux de branchement ( $l / D = 0,1, 0,2, 0,3$  et 0,4) et le taux d'expansion ( $d / D = 0,2, 0,35, 0,5, 0,6$  et 0,8). Des écoulements complexes tridimensionnels ont été observés dans l'expansion aval pour de tels systèmes de dérivation multiples, en particulier lorsque l'espacement  $l / D$  est petit, où une asymétrie des flux est observée et une troisième boucle de recirculation est formée. Une augmentation considérable de la perte de charge est observée avec l'augmentation du nombre de Reynolds, avec un indice de loi de puissance accru et un taux d'expansion réduit. Cependant, seule une légère augmentation est observée avec un rapport d'espacement réduit et il est resté presque le même avec un nombre accru de canaux de ramification.

**D. Badekas**[15]: L'objectif de ce travail était d'étudier les corrélations de Foucault pour les flux d'expansion soudaine axisymétriques laminaires, L'expansion soudaine laminaire axisymétrique

a été examinée numériquement pour  $50 < Re < 200$  et  $1,5 < E < 6$  ( $E = D/d$ ,  $d$  : le diamètre d'entrée  $d$ ,  $D$  : est le

diamètre de sortie.) en utilisant les équations de Navier-Stokes axisymétriques complètes et l'algorithme SIMPLE basé sur des variables primitives. La précision de l'algorithme numérique a été établie grâce à une étude de raffinement de la grille et à une comparaison avec les résultats numériques précédents pour une plage de  $Re$  et  $E$ .

**Ihsan.Dagtekin**[16] : Dans cette étude, les équations de Navier - Stokes sont résolues numériquement pour les écoulements d'expansion soudaine axisymétrique et planaire. L'écoulement est considéré comme laminaire et stable, et le fluide est incompressible. Les équations aux différences finies sont obtenues en utilisant une méthode de volume de contrôle dans une disposition de grille non échelonnée, et résolues par la technique TDMA ligne par ligne en utilisant l'algorithme SIMPLER (SIMPLE-Modifié). Les calculs sont effectués pour des taux d'expansion plus élevés, allant de 1,5 à 10 et des nombres de Reynolds de 0,1 à 500. Les résultats sont présentés en termes de lignes de courant, d'intensité relative des tourbillons, de l'emplacement du centre des tourbillons et de la longueur de rattachement des tourbillons en fonction du nombre de  $Re$  et valeurs pour les expansions soudaines axisymétriques et planaires. Il vise à fournir une image des effets des valeurs élevées du rapport d'expansion et du nombre de Reynolds sur le flux d'expansion soudaine. En conséquence, on constate que les caractéristiques d'écoulement conservent leur structure à la fois pour des taux d'expansion plus élevés et des nombres de Reynolds plus élevés. De plus, des corrélations ont été développées pour la longueur non dimensionnelle du rattachement des tourbillons, l'emplacement du centre des tourbillons et l'intensité relative des tourbillons, qui ont des résultats agréables par rapport aux résultats calculés disponibles dans la littérature.

**M. NAPOLITANO**[17] : La présente étude s'intéresse à la prédiction numérique des écoulements d'expansion soudaine planaires et à symétrie axiale, en utilisant les équations de Navier-Stokes ainsi que les équations de la couche limite. Les équations de Navier-Stokes de la fonction vorticité-vapeur sont résolues au moyen d'une méthode robuste multigrade block-line-Gauss-Seidel. Les équations de couche limite correspondantes sont résolues à chaque station longitudinale au moyen d'un schéma incrémental par blocs implicites, en utilisant la méthode de Newton combinée à une stratégie de correction différée pour obtenir une convergence rapide sur les termes non linéaires. Des solutions précises aux équations de Navier-Stokes et aux équations de la couche limite avec et sans l'approximation FLARE sont fournies pour les expansions planaires et axialement symétriques.

**Yangcheng Lü**[18] : Dans ce travail, nous avons révisé l'expression de l'intensité de mélange pour décrire la sortie de mélange à travers une section transversale dans un système d'écoulement en tenant compte de l'hétérogénéité du champ d'écoulement, et avons soigneusement étudié le processus de mélange le long d'un tube droit avec une section transversale en expansion / contraction par méthode de simulation. Les résultats de la simulation montrent qu'une expansion soudaine de la section transversale a un effet d'intensification du mélange remarquable sur une période limitée (à l'échelle inférieure à la seconde) ou sur une longueur de tube (à l'échelle millimétrique), correspondant à la génération de tourbillons locaux considérables déterminés par les deux la capacité d'écoulement et le rapport de changement de section transversale; une contraction soudaine de la section transversale a un effet d'intensification de mélange instantané mais faible; en introduisant une

structure d'expansion locale avec une longueur appropriée, comme la combinaison d'une expansion soudaine et d'une contraction soudaine .

**G.Satish**[19] :Cet article décrit une approche analytique pour décrire les zones où les tuyaux (utilisés pour l'écoulement des fluides) sont le plus susceptibles d'être endommagés et tente de visualiser le comportement de l'écoulement dans diverses conditions géométriques d'un tuyau.L'écoulement par changement soudain et graduel du diamètre du tuyau (agrandissement et contraction) a été simulé numériquement avec de l'eau par écoulement instable dans le schéma  $K - \varepsilon$ . Les principales observations faites concernaient les contours de pression et de vitesse dans le processus d'écoulement à travers ces tuyaux.L'élargissement soudain crée une formation de tourbillons d'écoulement plus sévère qu'une contraction soudaine. En outre, les pertes sont plus au point où commence l'élargissement du tuyau. Lors de la contraction soudaine, des contrats d'aubes se forment au point de contraction et l'effet de la viscosité est négligeable sur la chute de pression par contraction soudaine. La perte de charge augmente avec une vitesse d'entrée plus élevée et donc avec un débit massique plus élevé. Ce point est le point le plus susceptible d'endommager les tuyaux.Ainsi, pour augmenter la durée de vie du tuyau en cas de contraction et d'agrandissement soudains, les tuyaux doivent être conçus en tenant compte des observations ci-dessus en rendant les coins plus ronds afin de minimiser les pertes dans les tuyaux.

**Hilda Pari Soto**[20] :Cet article s'intéresse aux approximations par éléments finis pour les écoulements de fluide à contrainte élastique à travers une expansion planaire soudaine. Le modèle mécanique est composé d'équations d'équilibre de masse et de quantité de mouvement, couplées au modèle viscoplastique de Bingham régularisé par l'équation de Papanastasiou (1987). Une méthode des moindres carrés de Galerkin à champs multiples en termes de contrainte, de vitesse et de pression est utilisée pour approximer les écoulements. Des simulations numériques concernant l'écoulement d'un fluide de Bingham régularisé à travers une expansion planaire soudaine de un à quatre sont effectuées. Pour les écoulements rampants, plus le nombre de Bingham augmente, plus les régions de matériau non coudées mobiles et immobiles augmentent également de manière monotone. En conséquence de la croissance de la région non coudée, l'écoulement est soumis à des chutes de pression plus élevées à mesure que Bingham augmente. Lorsque l'inertie est prise en compte, l'augmentation du nombre de Reynolds éloigne les zones d'écoulement piston du plan d'expansion et les zones mortes au coin d'expansion sont étirées le long des lignes de courant d'écoulement principales.

**N. Moallemi**[21] :Des simulations numériques d'écoulement à travers une expansion soudaine ont été effectuées pour différents nombres de Reynolds. Les configurations d'écoulement de canal plan et d'écoulement de tuyau axisymétrique sont simulées avec des taux de dilatation de 2: 1 et des nombres de Reynolds allant de 15 à 2500. Au-dessus d'un nombre de Reynolds critique, une bifurcation avec rupture de symétrie se produit dans les cas planaires conduisant à une asymétrie dans la zone de réattachement et un écart correspondant entre les configurations planaire et tubulaire. Pour les écoulements planaires, la variation de la longueur de rattachement avec le nombre de Reynolds dans les régimes laminaire et transitionnel atteint un excellent accord avec les données expérimentales de la littérature. Au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente dans les boîtiers de tuyaux axisymétriques, une instabilité de l'écoulement se produit lorsque les perturbations tourbillonnaires commencent dans la région centrale le long de la ligne médiane du tuyau et dans la couche de cisaillement séparée qui se forme en aval de l'expansion. Les perturbations convectent en aval et s'amplifient rapidement

jusqu'à ce qu'un événement d'éclatement de perturbation se produise dans lequel de fortes fluctuations turbulentes sont générées le long de la périphérie du jet central. L'interaction entre l'instabilité de la couche de cisaillement et les événements d'éclatement de perturbation est étudiée via l'équation de transport de tourbillon instantané. L'analyse suggère que les événements d'éclatement sont dus à la production rapide de vorticité fluctuante par inclinaison radiale des perturbations tourbillonnaires dans le sens des courants par les taux de déformation radiale fluctuants induits par les tourbillons azimutaux cohérents. Une fois que la saturation de l'instabilité de la couche de cisaillement est atteinte, la redistribution du tourbillon fluctuant à de petites échelles diminue les taux de déformation radiale et arrête ce mécanisme de production de tourbillon. Les effets visqueux conduisent à une relaminarisation progressive de l'écoulement, donnant une région localisée d'écoulement turbulent qui reste fixe dans un sens moyenné dans le temps près du point de rattachement.

**Tridibesh Das**[22] : Dans cet article, une étude numérique approfondie sur les caractéristiques de pression dans la configuration d'expansion soudaine avec restriction centrale et aspiration a été réalisée. Au cours de l'étude, les nombres de Reynolds ( $Re$ ) sont considérés de 50 à 200, l'aspiration ( $S$ ) de 2% à 10% du débit massique d'entrée, le pourcentage de restriction centrale ( $CR$ ) de 0% à 40% et le rapport d'aspect ( $AR$ ) de 2 à 6. Les effets de chaque variable sur la distribution moyenne de la pression statique et la distribution moyenne de la pression de stagnation ont été étudiés en détail. Les résultats ont été comparés à la configuration de l'expansion soudaine simple et de l'expansion soudaine avec restriction centrale seulement. De l'étude, il est noté que l'amplitude maximale de l'augmentation de la pression statique moyenne à partir de la gorge augmente avec l'augmentation du pourcentage d'aspiration, du nombre de Reynolds d'écoulement et du pourcentage de restriction centrale. Cette amplitude est plus élevée à un rapport hauteur / largeur inférieur. En outre, on observe que l'amplitude maximale de l'augmentation de la pression statique moyenne à partir de la gorge est toujours plus en cas de configuration d'aspiration par rapport au cas de configuration sans aspiration. La chute de pression de stagnation moyenne à n'importe quelle section augmente avec l'augmentation du pourcentage d'aspiration et du pourcentage de restriction centrale, mais elle diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Il est à noter qu'une chute de pression plus élevée dans n'importe quelle section se produit à un rapport hauteur / largeur plus élevée. Cette perte de charge au niveau d'une section est plus en cas de configuration d'aspiration que dans le cas de sans aspiration.

**Vikram Roy**[23] : L'analyse numérique de l'écoulement de fluide turbulent à travers un passage d'expansion soudaine axi-symétrique a été réalisée en utilisant un modèle modifié de  $K - \epsilon$ , en tenant compte des effets de la courbure de la ligne de courant. Les variations de la taille et de la force de la bulle de recirculation pour différents nombres de Reynolds et rapports d'expansion ont été analysées. On observe que la bulle de recirculation générée en raison de l'expansion soudaine du passage diminue en taille et en résistance avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Mais la taille et la force de la bulle de recirculation augmentent avec l'augmentation du taux d'expansion. Les distributions radiales de l'énergie turbulente et de la vitesse axiale ont été obtenues. L'analyse numérique de l'écoulement de fluide turbulent à travers un passage d'expansion soudaine axi-symétrique a été réalisée en utilisant un modèle modifié de  $K - \epsilon$ , en tenant compte des effets de la courbure de la ligne de courant. Les variations de la taille et de la force de la bulle de recirculation pour différents nombres de Reynolds et rapports d'expansion ont été analysées. On observe que la bulle de recirculation générée en raison de l'expansion

soudaine du passage diminue en taille et en résistance avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Mais la taille et la force de la bulle de recirculation augmentent avec l'augmentation du taux d'expansion. Les distributions radiales de l'énergie turbulente et de la vitesse axiale ont été obtenues.

**D. G. Jehad**[24] : Dans ce travail, une étude numérique de l'écoulement turbulent sur marche arrière a été mise en œuvre avec trois modèles de turbulence ( $k-\varepsilon$  standard,  $k-\varepsilon$  réalisable et  $k-\omega$  SST). Des études numériques sont menées sur un écoulement turbulent incompressible sur étape arrière 2D. afin d'étudier les performances de trois modèles de turbulence différents ( $k-\varepsilon$  standard,  $k-\varepsilon$  réalisable et SST  $k-\omega$ ) dans la prédiction de la région de séparation et de rattachement derrière le bord du pas. Les solutions actuelles du nombre de Reynolds ( $Re = 13200$ ) et du taux d'expansion ( $H: H_2 = 1: 3$ ) sont comparées aux mesures expérimentales. Parmi les modèles de turbulence, les trois modèles de turbulence présentaient des régions de recirculation à différents endroits derrière la marche. Ce comportement résulte du gradient de pression défavorable au bord de la marche dû à la séparation des couches limites et à un mouvement turbulent élevé. On voit également que les vitesses sont presque nulles près des murs en raison de la contrainte de cisaillement la plus élevée. Cependant, on peut montrer que les résultats du modèle  $k-\varepsilon$  standard sont plus proches des résultats obtenus du profil de vitesse du travail expérimental par rapport à d'autres modèles à différents endroits sur l'axe des  $x$  derrière le pas.

**Kolawole T. Ajayi**[25] : Des mesures d'écoulement turbulent après une contraction soudaine dans un tuyau ont été effectuées pour plusieurs nombres de Reynolds compris entre 3400 et 10 000 (en fonction des conditions en amont) afin d'étudier la dynamique impliquée dans ce type de discontinuité de zone. L'enquête a porté sur des mesures de vitesse et de pression de paroi au voisinage d'une contraction ayant un rapport de surface fixe amont-aval de quatre. Les mesures de la pression de paroi et de la vitesse de la ligne médiane à plusieurs nombres de Reynolds indiquent un certain effet de  $Re$  sur les caractéristiques d'écoulement, à savoir la taille de la zone de recirculation en aval de la contraction et la longueur requise pour atteindre une récupération complète de la perturbation conférée à l'écoulement par la géométrie. Des intensités de turbulence élevées à  $Re$  plus élevé semblent être responsables de l'atténuation de la zone de recirculation lorsque  $Re$  augmente, mais d'un autre côté, des intensités de turbulence plus élevées imposent des exigences de longueur plus longue pour obtenir une récupération complète. La simulation numérique de l'écoulement à l'aide d'un modèle  $k$  standard échoue au voisinage de la contraction. Une partie de la raison peut résider dans l'incapacité du modèle à faire face à une éventuelle relaminarisation qui peut avoir lieu en raison de l'accélération de l'écoulement autour de la zone de séparation en aval, ce qui entraîne un dépassement de la vitesse moyenne.

**F. GACI**[26] : Le but de ce travail est d'étudier par la simulation des grandes échelles, l'évolution spatiale et statistique des phénomènes d'écoulement secondaire, ainsi que le frottement pariétal associé dans une conduite de section carrée composée d'un tronçon droit amont, un coude à  $90^\circ$  et un tronçon droit aval.

L'écoulement commence à subir une influence appréciable de la courbure des parois intérieure et extérieure du coude à partir d'une position d'environ  $0.5D_h$  en amont de l'entrée du coude. Dans la région d'entrée du coude, la dépression près de la paroi intérieure convexe a tendance à aspirer le fluide vers le côté intérieur. Simultanément, le déséquilibre entre l'effet centrifuge et du gradient de pression radial près des parois latérales dans le coude induit un écoulement secondaire qui tend à faire dévier le fluide vers le côté intérieur près des parois latérales et vers le côté extérieur dans le courant central. Ces phénomènes superposés résultent en un comportement dynamique complexe dans la



conduite courbe. En particulier les effets des écoulements secondaires induits, sur la variation des coefficients de frottement et de pression sur les surfaces intérieure et extérieure, sont mis en évidence. Des valeurs importantes du coefficient de pression sont constatées sur presque toute la région de la paroi externe. Des valeurs élevées du Cf sont observées sur la paroi interne entre 0° et 20° et aux régions extrêmes près des parois latérales du coude. La principale raison est que, lorsque le fluide balaye la paroi interne et aussi les coins entre la paroi interne et les parois latérales, les gradients de vitesse sont relativement élevés à l'interface fluide-paroi dans ces régions.

**Manmatha K. Roul**[27]: Des études théoriques ont été faites pour déterminer les chutes de pression causées par l'expansion / contraction brusque de la zone d'écoulement dans de petits tuyaux circulaires pour un écoulement biphasé de mélanges d'air et d'eau à température ambiante et près de la pression atmosphérique. Des calculs de dynamique computationnelle des fluides (CFD) à deux phases, à l'aide du modèle eulérien – eulérien (la phase d'air étant compressible pour le cas de la contraction des tuyaux) sont utilisés pour calculer la chute de pression à travers une expansion et une contraction soudaines. La perte de charge est déterminée en extrapolant les profils de pression calculés en amont et en aval de l'expansion / contraction. Les diamètres de tube plus grands et plus petits sont respectivement de 1,6 et 0,84 mm. Des calculs ont été effectués avec de l'eau et de l'air monophasés, et des mélanges biphasiques dans une plage de nombres de Reynolds (compte tenu du débit tout liquide) de 1000 à 12000 et de la qualité du débit de  $1,2 \times 10^{-3}$  à  $1,6 \times 10^{-2}$ . Les résultats numériques sont validés par rapport aux données expérimentales de la littérature et se révèlent être en bon accord. On constate que les coefficients de perte de dilatation et de contraction sont différents pour un écoulement monophasé d'air et d'eau, et ils concordent raisonnablement bien avec les prédictions théoriques couramment utilisées. Sur la base des résultats numériques ainsi que des données expérimentales, des corrélations sont développées pour les chutes de pression d'écoulement diphasiques causées par la contraction et l'expansion de la zone d'écoulement.

## introduction générale

L'écoulement de fluide turbulent à travers des études de conduits d'expansion soudaine augmente les connaissances scientifiques et contribue à de nombreuses applications pratiques. Le changement brusque de la géométrie de surface du conduit provoque le gradient de pression sévère, la couche limite se sépare au bord de la marche et forme une zone de recirculation. La connaissance de la zone de recirculation est utile pour étudier les propriétés des écoulements turbulents.

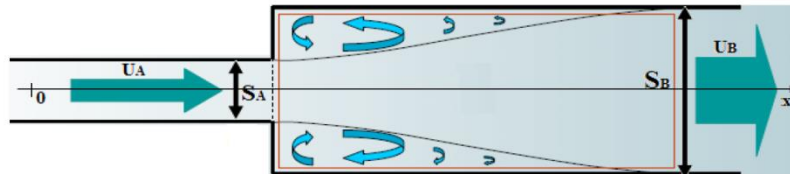


FIGURE 1 : ECOULEMENT D'EXPANSION SOUDAIN.

Dans tout écoulement, une particule fluide se déplace sur une trajectoire appelée ligne de courant. L'ensemble des lignes de courant défini par des frontières fictives ou réelles constitue un filet de courant ou un tube de courant. Dans un fluide en mouvement dans une conduite, chaque particule du fluide est donc elle-même en mouvement et se déplace selon sa « ligne de courant » avec une certaine vitesse. Lorsque, en un point, tous les facteurs (vitesse, pression, viscosité, masse volumique etc..) sont indépendants du temps, on dit que l'écoulement est stationnaire ou permanent ou établi. Si l'un des paramètres n'est pas stable dans le temps, le régime est dit instable ou variable. (voir figure 2)

Cependant, les lignes de courant peuvent être ordonnées ou désordonnées lors de l'écoulement du fluide et il est important de pouvoir évaluer ces transitions.

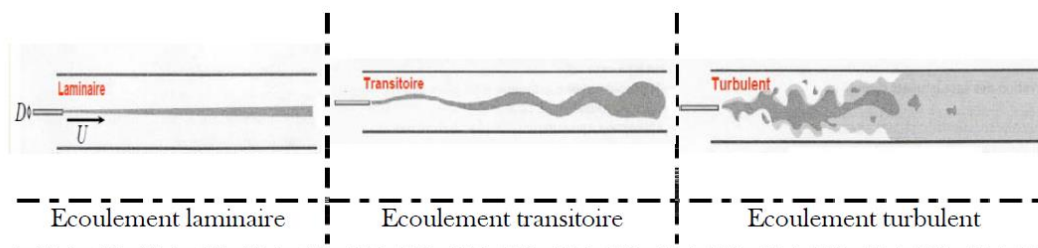


FIGURE 2 : REGIME D'ECOULEMENT[28].

## I.2. L'écoulement laminaire :

Est encore appelé écoulement lamellaire tranquille, visqueux ou l'écoulement laminaire de Poiseuille. Il se produit à faible vitesse, par lames ou filets, conservant leur individualité et glissant les unes sur les autres sans se mélanger comme des tubes emboîtés qui se déplacent à des vitesses différentes et parallèles dans tous les points dans la direction du flot, la vitesse est nulle sur la paroi et atteint son maximum au centre du tube selon une variation parabolique.

On admet que le régime laminaire s'établit au dessous d'une valeur du nombre de Reynolds de 2300 (entre 2000 et 2500 selon les auteurs).

Le régime laminaire se rencontre peu dans l'industrie en raison des vitesses faibles, de la viscosité élevée ou des petits diamètres des tubes exigés pour ce régime. Cependant les fluides visqueux peuvent s'écouler en régime laminaire.

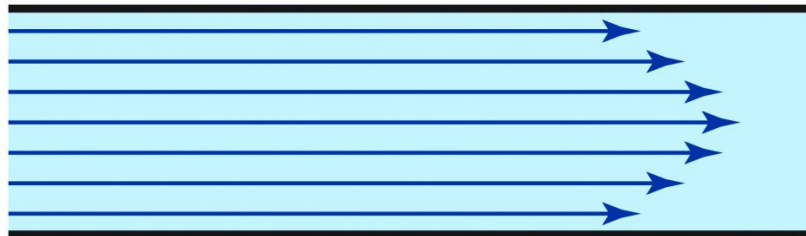


FIGURE 3 : L'ÉCOULEMENT LAMINAIRE

## I.3. L'écoulement turbulent :

Est encore appelé écoulement tourbillonnaire ou hydraulique. Il se produit aux moyennes et grandes vitesses, avec formation de tourbillons plus ou moins désordonnés, provoqués par le frottement des diverses couches du fluide.

L'écoulement turbulent est caractérisé par un mélange aléatoire des couches de fluide. À cause de ce mélange, la distribution des vitesses est beaucoup plus uniforme le long de la section transversale du conduit. Le mélange a un effet positif sur le transfert de chaleur. Par contre, le mélange se traduit par la pulsation de la vitesse et de la pression. Ces pulsations peuvent être transférées à l'ensemble de la tuyauterie et à l'équipement, et provoquer des vibrations.

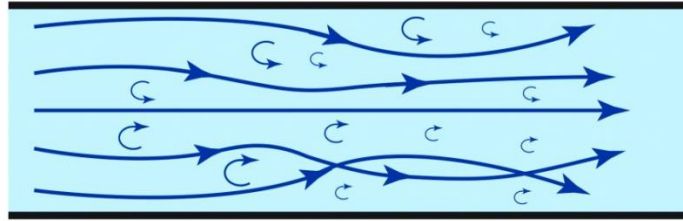


FIGURE 4 : L'ÉCOULEMENT TURBULENT

#### I.4. Historiquement

Historiquement le pionnier dans l'étude des écoulements turbulents est Osborne Reynolds (1883) qui a réalisé une série d'expériences sur un écoulement d'eau dans une conduite cylindrique en verre reliée à un réservoir (voir Figure5). Il a mis en évidence, les régimes d'écoulements à l'aide d'un filet de fluide coloré, injecté à l'entrée du tube. Pour les faibles valeurs du nombre de Reynolds, le filet coloré conservait son intégrité sur toute la longueur du tube, alors qu'au-delà d'une certaine valeur le filet se brisait, formait des tourbillons et venait finalement diffuser dans tout l'écoulement. Cette expérience a été refaite de nombreuses fois depuis, et il apparait que la valeur critique du nombre de Reynolds pour laquelle se produit cette transition est fonction du degré de perturbations déjà présentes à l'entrée du tube. Ainsi, avec beaucoup de précautions, le régime laminaire a pu être maintenu jusqu'à des nombres de Reynolds de l'ordre de 100 000 (Hinze, 1975). S'il n'est pas possible de déterminer un nombre de Reynolds au-delà duquel le régime laminaire ne peut exister, on peut par contre identifier une valeur en dessous de laquelle seul ce régime est possible. Elle est de l'ordre de 2 000 (Favre, 1976).

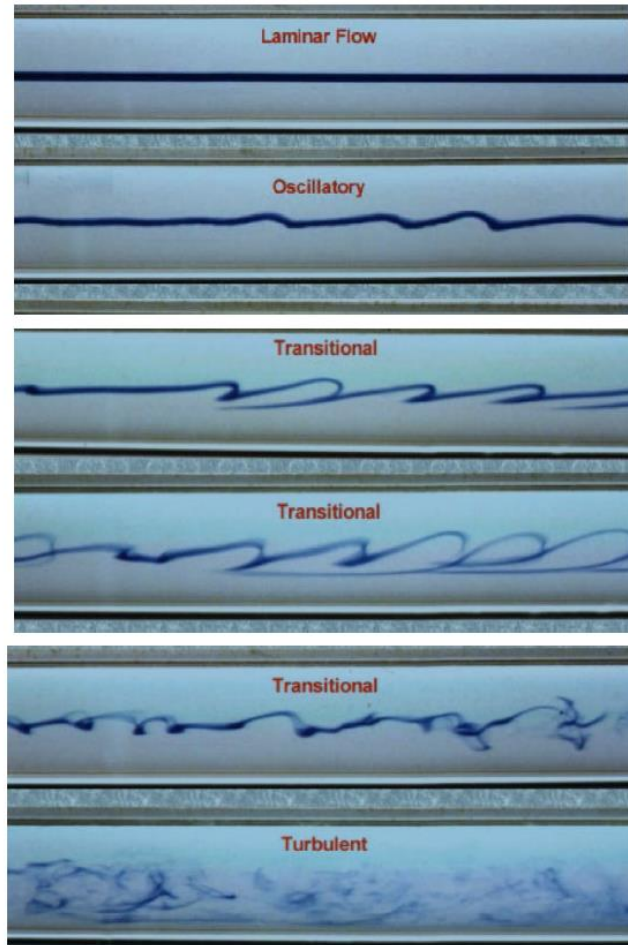


FIGURE 5 : DIFFERENTS REGIMES D'ECOULEMENTS, DE LAMINAIRE A TURBULENT

Ce nombre sans dimension apparaît naturellement en dimensionnant les équations de Navier-Stokes .

- Si  $Re < 2000$  , le régime est Laminaire.
- Si  $Re > 3000$  , le régime est turbulent.

nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\text{Forces d'inertie}}{\text{Forces visqueuses}} = \frac{\rho V^2 D^2}{\mu V D} = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu}$$

D: Diamètre intérieur de la conduite en (m)

V: Vitesse moyenne d'écoulement en (m / s)

$\rho$ : Masse volumique du fluide en (kg / m<sup>3</sup>)

$\mu$ : Viscosité dynamique en (Pa.s)

$\nu$ : Viscosité cinématique en (m<sup>2</sup>/ s)

Aux grands nombres de Reynolds, **les forces d'inertie**, qui sont proportionnelles à la densité du fluide et au carré de sa vitesse, sont beaucoup plus élevées que **les forces visqueuses**. Les forces visqueuses ne peuvent régulariser les fluctuations aléatoires.

Aux petits nombres de Reynolds, **les forces visqueuses** sont suffisamment élevées pour supprimer les fluctuations aléatoires et maintenir le flux en ordre.

A l'heure actuelle, la turbulence est au coeur des problèmes fondamentaux de la physique classique. Elle est essentiellement caractérisée par l'existence de mouvements de toutes tailles, à l'inverse de l'écoulement laminaire qui a lieu à une échelle précise. Ces mouvements correspondent entre autres à des tourbillons de tailles différentes dont les plus petits sont transportés par les plus grands.

### I.5. La turbulence

La turbulence est l'état d'un fluide dont l'écoulement est irrégulier tel qu'en tout point de l'espace la vitesse varie aléatoirement. Chacun peut observer dans sa vie de tous les jours (voir figure 6), que les mouvements des fluides sont en fait complexes, désordonnés, bref... turbulents. Il est en fait très rare d'observer un écoulement complètement régulier, et souvent on pense que les écoulements réels sont désordonnés car les forçages qui leur ont donné naissance le sont, ou que les conditions extérieures sont mal contrôlées ou complexes : c'est faux. Les écoulements sont turbulents et imprévisibles par nature. Dans une expérience de laboratoire bien contrôlée (voir figure 1.2), on observe que l'écoulement autour d'un obstacle subissant un forçage stationnaire (profil des vitesses amont indépendant du temps) transitera irrémédiablement vers un écoulement désordonné dépendant du temps, au-dessus d'une certaine valeur de la vitesse  $U$ .



**FIGURE 6 :SILLAGE TURBULENT PRODUIT PAR UNE VOITURE.**

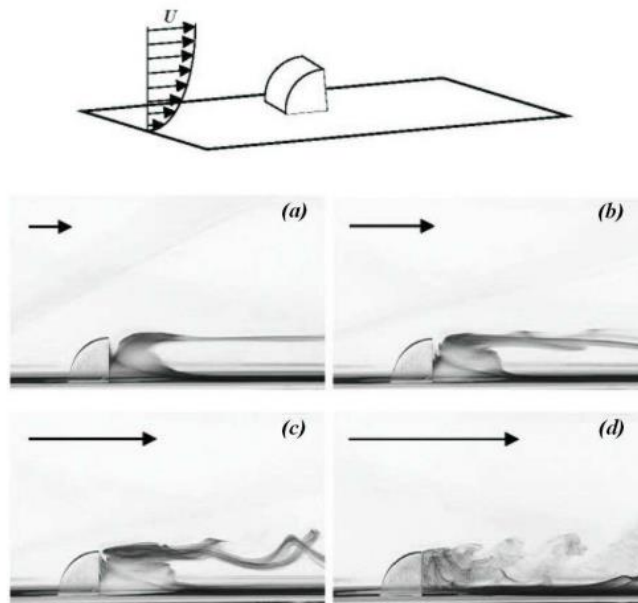


FIGURE 7 :CHANGEMENT DE STRUCTURE DE L'ECOULEMENT EN FONCTION DE VITESSE  $U$ .(A)SILLAGE STATIONNAIRE (B)ET(C) SILLAGE INSTATIONNAIRE PERIODIQUE ,(D) SILLAGE TURBULENT.

## I.6. Modèles de turbulence

On commence par faire un bref rappel qui explicite les points forts pour les différents modèles utilisés:

### I.6.1. Modèle $k-\varepsilon$ :

Il s'agit d'un modèle à deux équations qui donne une description générale de la turbulence au moyen de deux équations de transport (EDP) une pour l'énergie cinétique turbulente ( $k$ ) et l'autre pour la dissipation ( $\varepsilon$ ). La dissipation turbulente est la vitesse à laquelle les fluctuations de vitesse se dissipent. Les coefficients sont dérivés empiriquement; Valable uniquement pour les débits turbulents. Dans le modèle  $k-\varepsilon$  standard, la viscosité turbulente est déterminée à partir d'une échelle de longueur de turbulence unique, de sorte que la diffusion turbulente calculée est celle qui ne se produit qu'à l'échelle spécifiée, alors qu'en réalité toutes les échelles de mouvement contribueront à la diffusion turbulente. Le modèle  $k-\varepsilon$  utilise l'hypothèse de la diffusion du gradient pour relier les contraintes de Reynolds aux gradients de vitesse moyenne et à la viscosité turbulente. Ce modèle s'avère peu performant pour les courants impliquant un gradient de pression inverse, séparation, forte courbure des conduites.

La faiblesse la plus troublante est le manque de sensibilité aux gradients de pression négatifs; Un autre inconvénient est la rigidité numérique lorsque les équations sont intégrées à travers la sous-couche visqueuse qui sont traitées avec des fonctions d'amortissement qui ont des problèmes de stabilité.

### I.6.2. **Modèle k- $\omega$ (k- $\omega$ SST) :**

Le modèle k-  $\omega$  SST ( Shear Stress Transport ) se base sur le modèle k- $\omega$ . Il combine le modèle Wilcox k-  $\omega$  original qui est efficace près des murs et le modèle k- $\epsilon$  standard à l'écart des murs en utilisant une fonction de mélange (blending function). La formulation de viscosité turbulente est modifiée pour tenir compte des effets de transport de la contrainte de cisaillement turbulente principale «Zonal Two Equation k-  $\omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows», «Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications», . Il limite également la viscosité turbulente. Les options de transition et de cisaillement sont empruntées du modèle k- $\omega$ . Ce modèle offre des avantages similaires au standard k- $\omega$ . Le modèle SST représente le transport de la contrainte de cisaillement turbulent et donne des prédictions très précises de l'apparition et de la quantité de séparation d'écoulement sous des gradients de pression négatifs. La SST est recommandée pour des simulations de couche limite de haute précision.

La dépendance vis-à-vis de la distance entre les parois rend cette méthode moins adaptée aux écoulements de cisaillement libres par rapport à la norme k-  $\omega$ . Il nécessite une résolution de maille près du mur.

### I.6.3. **Modèle Realizable k- $\epsilon$ model:**

Un développement récent est le modèle Realizable K-  $\epsilon$  que Shih et d'autres ont développés. Ce modèle contient une nouvelle équation de transport pour la vitesse de dissipation turbulente. En outre, un coefficient critique du modèle, est exprimé en fonction du débit moyen et des propriétés de turbulence, plutôt que supposé être constant comme dans le modèle standard. Cette procédure permet au modèle de satisfaire certaines contraintes mathématiques sur les contraintes normales compatibles avec la physique de la turbulence (réalisabilité). Le concept de variation est également cohérent avec les observations expérimentales dans les couches limites. Le modèle K-  $\epsilon$  réalisable est nettement meilleur que le modèle standard K-  $\epsilon$  pour de nombreuses applications et peut généralement être utilisé pour donner des réponses au moins aussi précises. Les modèles standard et réalisables ont été mis en œuvre dans STAR-CCM + avec une approche à deux couches, ce qui les active pour être utilisés avec des mailles fines qui résolvent la sous-couche visqueuse.

### I.6.4. **Modèle RSM ou RST (Reynolds Stress Turbulence Model):**

Reynolds Stress Model est un modèle de turbulence appartenant aux autres modèles de fermeture de second ordre. Il résout les équations de transport pour toutes les composantes du tenseur de contraintes de Reynolds. Il explique les effets d'anisotropie dus à un fort mouvement tourbillonnaire, à une courbure de conduite, à des changements rapides de la vitesse de déformation et aux écoulements secondaires dans les conduites.

### I.6.5. **Modèle V2F :**

Le modèle V2F K-  $\epsilon$  est connu pour capturer plus précisément les effets de turbulence à proximité de la paroi, ce qui est crucial pour la prédiction précise du transfert de chaleur, du frottement au paroi et de la séparation du flux. Ce modèle résout deux autres quantités de turbulence, à savoir la fonction de contrainte normale et la fonction elliptique. Ce modèle est conçu pour traiter les effets de paroi dans les couches limites turbulentes et pour tenir compte des effets non locaux.



## I.7. les canalisations

Les réseaux de canalisations sont le mode de transport de fluides le plus étendu et le plus économique dans les industries chimiques et connexes, partout dans le monde. Toutes les industries de procédés chimiques (IPC) impliquent un réseau complexe de pipelines et de raccords de tuyauterie. Ces réseaux de tuyauterie sont constitués de divers raccords de tuyauterie tels que des jonctions en T, des coudes, des réducteurs, des détendeurs, des vannes, etc. L'écoulement turbulent des fluides dans un système de tuyauterie s'accompagne à la fois de frottements cutanés et de formes, entraînant une perte de pression ou d'énergie. Un frottement cutané se produit entre la paroi du tuyau / raccord de tuyau et le fluide qui s'écoule à l'intérieur de celle-ci. Contrairement à cela, le frottement de forme se produit dans les tuyaux / raccords de tuyauterie lorsque le fluide est soumis à des changements soudains de vitesse et de direction. Une estimation précise de ces forces de frottement est nécessaire pour la sélection des systèmes de pompage optimaux.

### I.7.1. Les écoulements coudés

Les écoulements dans les conduites courbes ont attiré beaucoup d'intérêt parmi beaucoup de chercheurs et ingénieurs en raison de leur importance académique et industrielle. En conséquence, ils ont été le sujet de considérables études expérimentales, numériques et simulations de type CFD (Computational Fluid Dynamics). L'intérêt particulier est d'étudier l'effet de l'écoulement sur l'évolution du mouvement secondaire. Différentes méthodes sont possibles pour réaliser les calculs numériques. une quantité substantielle d'informations expérimentales a été obtenue pour développer des écoulements turbulents dans des conduits courbes . Comme cela est connu dans la littérature, les mouvements secondaires dans le demi-plan transversal de développement d'écoulements de tuyaux courbes sont influencés par différents paramètres. Parmi les plus importants se trouvent le rapport de courbure, défini comme le rayon du tuyau sur le rayon de courbure de courbure, le nombre de Reynolds, défini par rapport au diamètre du tuyau et à la vitesse de la ligne médiane, les distributions du débit d'entrée et surtout par la condition du débit d'entrée, c'est-à-dire; laminaire ou turbulent .

D'après l'étude de la littérature, il est expérimentalement difficile et coûteux d'étudier les mouvements secondaires dans les écoulements de tuyaux courbes, et une alternative est de les étudier numériquement. Il convient de garder à l'esprit que, même dans le calcul numérique, la résolution des cellules secondaires est affectée par de nombreux facteurs. Parmi les plus importants figurent la technique numérique, la taille de la grille et les modèles de turbulence. Afin d'avoir une idée du succès ou non du modèle de viscosité turbulente  $k-\epsilon$  largement utilisé et du RSM dans la prédiction de ce comportement d'écoulement, le schéma de résolution développé a fourni la base d'une simulation numérique.

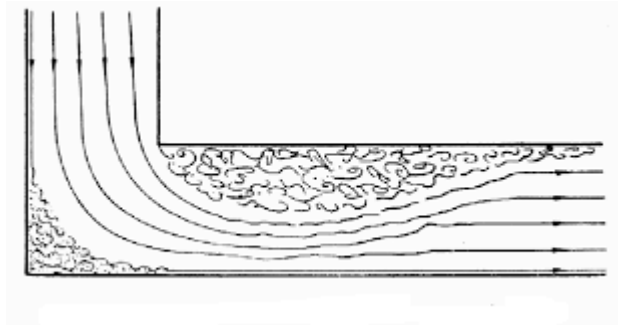


FIGURE 8 : LES ECOULEMENTS DANS UN COUDE 90

### 1.7.2. Conduits avec des contractions soudaines

L'écoulement à travers des conduits avec des contractions soudaines (à arêtes vives) se produit dans de nombreuses applications industrielles. La séparation d'écoulement au voisinage du plan de contraction provoque une augmentation de la perte de charge, qui affecte les taux d'érosion et les taux de transfert de chaleur et de masse au niveau des régions de séparation et de rattachement.

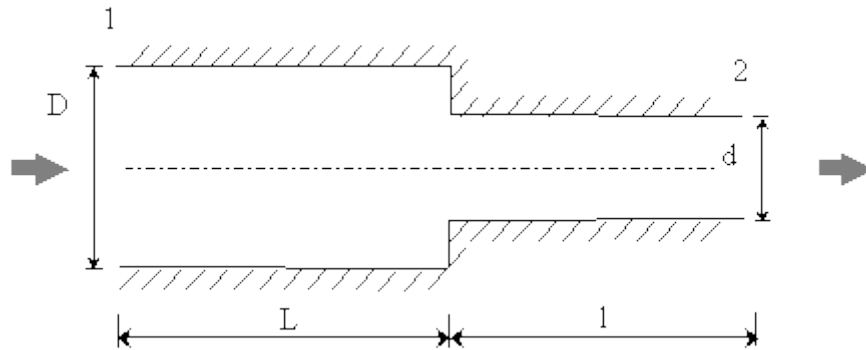


FIGURE 9 : SCHEMA DE L'ECOULEMENT A TRAVERS UN TUYAU AVEC UNE CONTRACTION SOUDAINE.

Les contractions de tuyaux existent dans une variété d'usines de procédés et de produits chimiques. Afin de déterminer la puissance de pompage globale dans un système de tuyauterie, il est essentiel de disposer de procédures de conception fiables pour prévoir les pertes de charge. Il est également important de connaître les détails d'écoulement des séparations en amont et en aval du plan de contraction pour éviter de placer des équipements sensibles dans ces régions. La perte de charge due à la contraction est causée par deux processus consécutifs: (1) la contraction de l'écoulement vers la veine contractée et (2) l'expansion vers la paroi du petit tuyau. Ce dernier est une expansion «incontrôlée» contre un gradient de pression défavorable. Plus le rapport de surface est petit, plus le gradient de pression et donc la perte sont importants. Un schéma de l'écoulement à travers une contraction soudaine d'un tuyau est illustré à la figure 10.

Au fur et à mesure que le flux entre dans la contraction, il subit une augmentation de la vitesse globale, ce qui entraîne une chute de pression statique. Les régions de séparation existent juste avant et immédiatement après la contraction car la distribution de la vitesse entrante subit des changements significatifs en raison de l'accélération locale de l'écoulement.

L'écoulement turbulent après une contraction soudaine a cependant reçu moins d'attention. La plupart ont été qualitatifs et les informations quantitatives existantes portent sur les pertes de charge (Kays, 1950; Benedict et al., 1966). L'absence d'information est due aux difficultés rencontrées pour obtenir des données expérimentales fiables qui peuvent être utilisées pour comprendre certaines des cinématiques complexes présentes aux nombres de Reynolds plus élevés. Pour l'écoulement laminaire, des difficultés de mesure similaires ont été contournées en revenant à la simulation numérique de l'écoulement. Pour un écoulement turbulent, cependant, des ressources de calcul importantes sont nécessaires, et même dans ce cas, une grande incertitude existe dans la capacité des modèles de turbulence actuels à capturer les phénomènes de transition inverse qui peuvent se produire lors d'une contraction soudaine due à une accélération locale de l'écoulement.

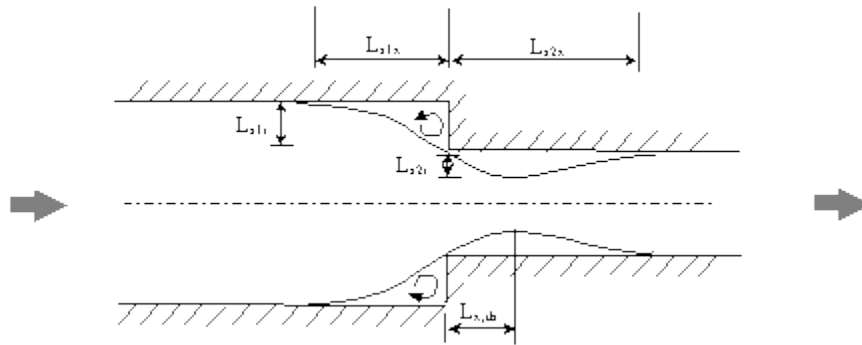


FIGURE 10 : CROQUIS DES SEPARATIONS AMONT ET AVAL AU VOISINAGE DE LA CONTRACTION.

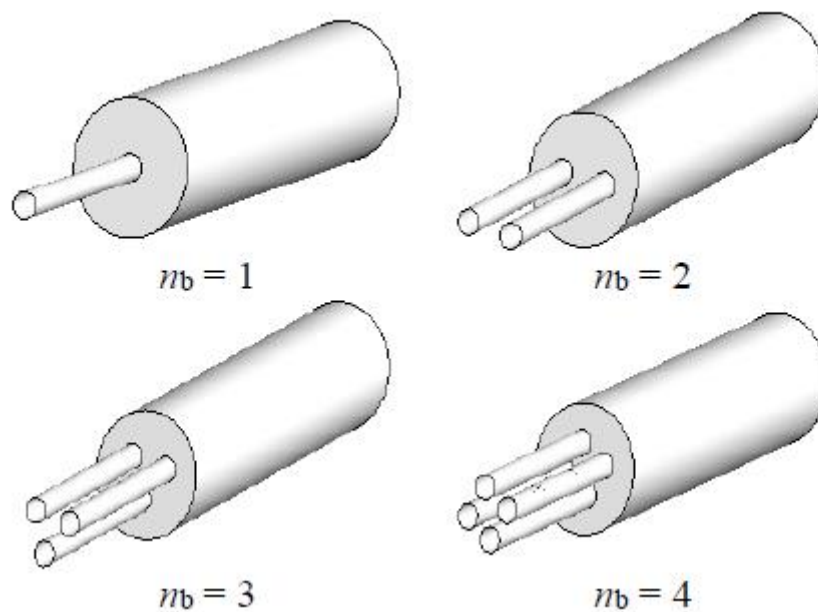
### 1.7.3. Conduits avec des expansions soudaines

L'écoulement visqueux à travers des tuyaux avec des expansions soudaines axisymétriques dans la section transversale présente à la fois un intérêt scientifique fondamental et de nombreuses applications pratiques: de tels écoulements se produisent, par exemple, dans les systèmes de flux de tuyaux dans les industries chimique, pharmaceutique et pétrolière, dans les conduits de climatisation, autour des bâtiments, dans les chambres de combustion des décharges et dans les dispositifs fluidiques. Les écoulements d'expansion soudaine associent la simplicité géométrique à un comportement d'écoulement pas très simple. Un certain nombre d'enquêtes analytiques et expérimentales sur ce type d'écoulement ont été rapportées ces dernières années, et des études approfondies ont été menées pour explorer les caractéristiques d'écoulement dans les régimes d'écoulement laminaire et principalement dans les régimes d'écoulement turbulent.

### 1.7.4. Tubes à expansion soudaine multicanaux

Concernant les canaux de branchement, seuls quelques articles sont disponibles dans la littérature. Liepsch (2002) a étudié le cas de la géométrie de branchement dans les écoulements vasculaires. Yamaguchi et coll. (2006) ont étudié numériquement et expérimentalement les caractéristiques de déflexion des écoulements de fluides newtoniens dans un canal de distribution de collecteur avec une entrée et deux sorties. Leurs résultats ont révélé une grande dépendance des caractéristiques de déflexion sur la contribution nette du composant de tourbillon dans la partie de tuyau dilatée avant d'entrer dans chaque canal de sortie de distribution. Dans une autre étude (Yamaguchi et al., 2005) pour un fluide newtonien incompressible, ils ont observé l'existence de deux domaines distincts de forte distribution de flux asymétrique à partir des canaux de branchement de sortie, qui dépendent des nombres de Reynolds. Ils ont également observé une périodicité temporelle de l'écoulement avec la montée du nombre de Reynolds. Pour les fluides non newtoniens complexes et en particulier pour les fluides de loi de puissance, différentes images de l'apparition d'écoulements de tels fluides dans les canaux de ramification peuvent être rencontrées dans de nombreux processus (dans les industries médicales, cosmétiques, de peinture, etc.) comme l'écoulement de sang dans les vaisseaux, l'écoulement du mélange de peinture et d'autres cas. Notre recherche dans la littérature a montré qu'il n'y a pas d'article publié concernant les écoulements dans les canaux de branchement avec des fluides complexes. Vu leur grande importance dans l'ingénierie des fluides et dans les utilisations pratiques, nous explorons ici les caractéristiques des écoulements de fluide fluidifiant par cisaillement à travers un canal de distribution cylindrique avec un ou plusieurs tuyaux d'entrée et un tuyau de sortie. La section de connexion est caractérisée par une expansion brusque. Les effets des paramètres suivants sur les champs d'écoulement et la perte de charge sont examinés: le nombre de canaux de branchement

( $n_b = 1, 2, 3$  et  $4$ ), l'espacement entre les canaux de branchement ( $l / D = 0,1, 0,2, 0,3$  et  $0,4$ ) et le taux de dilatation ( $d / D = 0,2, 0,35, 0,5, 0,6$  et  $0,8$ ), le nombre de Reynolds  $Re$  (de  $0,1$  à  $600$ ) et les propriétés rhéologiques des fluides (l'indice de loi de puissance  $n$  varie de  $0,4$  à  $1$ ). On s'attend à ce qu'un tel effort fournisse un aperçu physique du phénomène pour une large gamme de paramètres géométriques, physiques et opérationnels. En outre, les effets du rapport de diamètre ( $d / D$ ), du nombre ( $n_b$ ) de canaux de ramification (Fig. 11) et de l'espacement entre eux ( $l / D$ ) sont étudiés.



**FIGURE 11 : VUE SCHEMATIQUE DE L'EXPANSION SOUDAINE SYSTEMES DE TUYAUTERIE AVEC DIFFERENTS NOMBRES ( $n_b$ ) DE CANAUX DE BRANCHEMENT[29].**

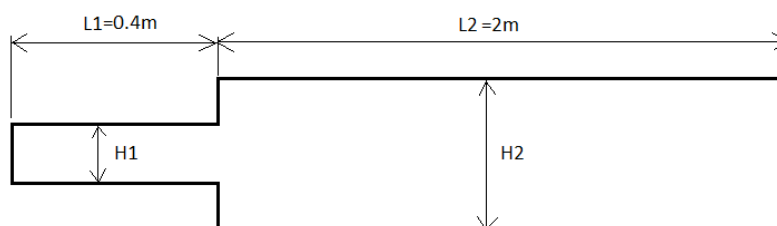
## **l'étude**

### **I.8. Introduction**

Depuis quelques années, l'accroissement de la puissance des ordinateurs et le développement des méthodes numériques ont permis de conduire des calculs tridimensionnels de l'écoulement dans plusieurs configurations, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de la turbulence. Ce progrès a fait de la modélisation numérique de l'écoulement ou CFD (ComputationalFluidDynamic) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement de différents procédés industriels. Parmi le large éventail des codes de calcul de l'écoulement connus on peut citer :comsol,CFX, Fluent, Numeca, Star-CD, Openfoam etc...

### **I.9. Présentataion du problème**

Le problème à étudié est un écoulement turbulent sur une géométrie de canalisation a expansion soudaine, est représentée sur la figure 12 , L'analyse des résultats commence par comparer le développement de la région de recirculation dans la configuration actuelle d'écoulement de tuyau axisymétrique à une simulation complémentaire dans un canal planaire pour mettre en évidence les différences associées à la présence de bifurcation d'écoulement à certains nombres de Reynolds. La longueur de rattachement de la couche de cisaillement et les statistiques d'écoulement moyennées dans le temps sont ensuite discutées, en particulier près de la région de turbulence localisée, suivies d'une évaluation du développement et de la décroissance de la turbulence localisée.



$$H1=0.1m$$

$$H2=0.2m$$

**FIGURE 12 : LA GEOMETRIE ETUDIEE (EXPANSION SOUDAINE)**

### **I.9.1. Logiciel utilisé**

COMSOL Multiphysics (version 4.4) Ce module permet de préparer la configuration géométrique étudié et de générer le maillage de manière assez conviviale bien qu'assez simple. Dans le cas de notre travail on a fait recours à COMSOL, l'un des avantages de ce logiciel, est sa simplicité ainsi que sa robustesse envers la réalisation des géométries les plus complexes.

### **I.9.2. L'expérience**

L'expérience a été étudiée sur plusieurs nombres de Reynolds (Re=100, Re=1000, Re=2000, Re=4000) pour obtenir des résultats plus précise.

### **I.9.3. Formulation mathématique**

Les équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds sont les équations du problème analysé (équilibre dynamique), avec les équation de continuité. Pour un écoulement incompressible bidimensionnel d'un L'équation du fluide newtonien, de la masse et de l'impulsion devient, respectivement

$$\frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

Et

$$\rho \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} - \rho \overline{U'_i U'_j} \right) \quad (2)$$

où  $\rho$  est la densité du fluide (constante),  $p$  la pression,  $\mu$  dynamique viscosité,  $U_i$  et  $U_j$  sont des composantes de vitesse moyenne dans les directions  $X_i$  et  $X_j$ .

En éq. (2), " $\rho \overline{U'_i U'_j}$ " est le terme supplémentaire des contraintes de Reynolds en raison des fluctuations de vitesse, qui doivent être modélisées pour la fermeture de l'Eq. (2). L'approche classique est l'utilisation de Boussinesq hypothèse, reliant les contraintes de Reynolds et la déformation moyenne de l'écoulement, à travers le concept de viscosité tourbillonnaire [Hinze, 1975]. Dans sa formulation générale, comme proposé par Kolmogorov, l'hypothèse de Boussinesq s'écrit

$$-\rho \overline{U'_i U'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} K \quad (3)$$

où  $\mu_t$  est la viscosité du tourbillon,  $\delta_{ij}$  le delta de Kroenecker et  $K$  l'énergie cinétique de la turbulence, définie comme:

$$K = \frac{1}{2} \overline{U'_i U'_j} \quad (4)$$

Les modèles de turbulence réussis sont ceux basés sur le concept de viscosité tourbillonnaire, qui résolvent deux équations différentielles de transport scalaire. Le plus connu est le modèle k- $\epsilon$  [Launder et Spalding, 1972].

Le modèle k- $\varepsilon$  dit «standard» est semi-empirique, basé sur l'équation de conservation de l'énergie cinétique (k) et de son taux de dissipation ( $\varepsilon$ ). La base du modèle est l'hypothèse de Boussinesq, selon laquelle les contraintes de Reynolds  $\rho \overline{U'_i U'_j}$  sont proportionnelles à la vitesse de déformation du flux moyen, au moyen du concept de viscosité tourbillonnaire, donc

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

Les équations d'équilibre pour l'énergie cinétique (k) et son taux de dissipation ( $\varepsilon$ ) pour le modèle sont respectivement

$$\rho \left( \frac{\partial K}{\partial t} + U_j \frac{\partial K}{\partial X_j} \right) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial X_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial X_j} \right) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial X_j} \right] + C_{e1} \frac{\varepsilon}{K} P_k - C_{e2} \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (7)$$

Dans les équations. (6) et (7),  $P_k$  représente le taux de production de l'énergie cinétique due au transfert d'énergie du débit moyen vers turbulence, donnée par

$$P_k = -\rho \overline{U'_i U'_j} \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial X_i} \quad (8)$$

I.9.4. Tableau 1 Paramètres géométriques de tous les cas étudiés.

NOM	Expression	valeur
H1	$H2 * Exr$	0.20000 m
H2	10[cm]	0.10000 m
Exr	2	2.0000
Rho	1[kg/m <sup>3</sup> ]	1.0000 kg/m <sup>3</sup>
Mu	$2 * 10^{-5}$ [Pa*s]	$2.0000 * 10^{-5}$ Pa.s
Re	100,1000,2000,4000	2000.0
U0	$Re * Mu / (Rho * H2)$	0.40000 m
L1	$H1 * 10$	2.0000 m
L2	$H1 * 2$	0.40000 m

I.9.5. Tableau 2 sont les constantes du modèle :

$C_{e1}$	1.44
$C_{e2}$	1.92
$C_{\mu}$	0.09
$\sigma_k$	1
$\sigma_{\varepsilon}$	1.3
$K_v$	0.14
B	5.2

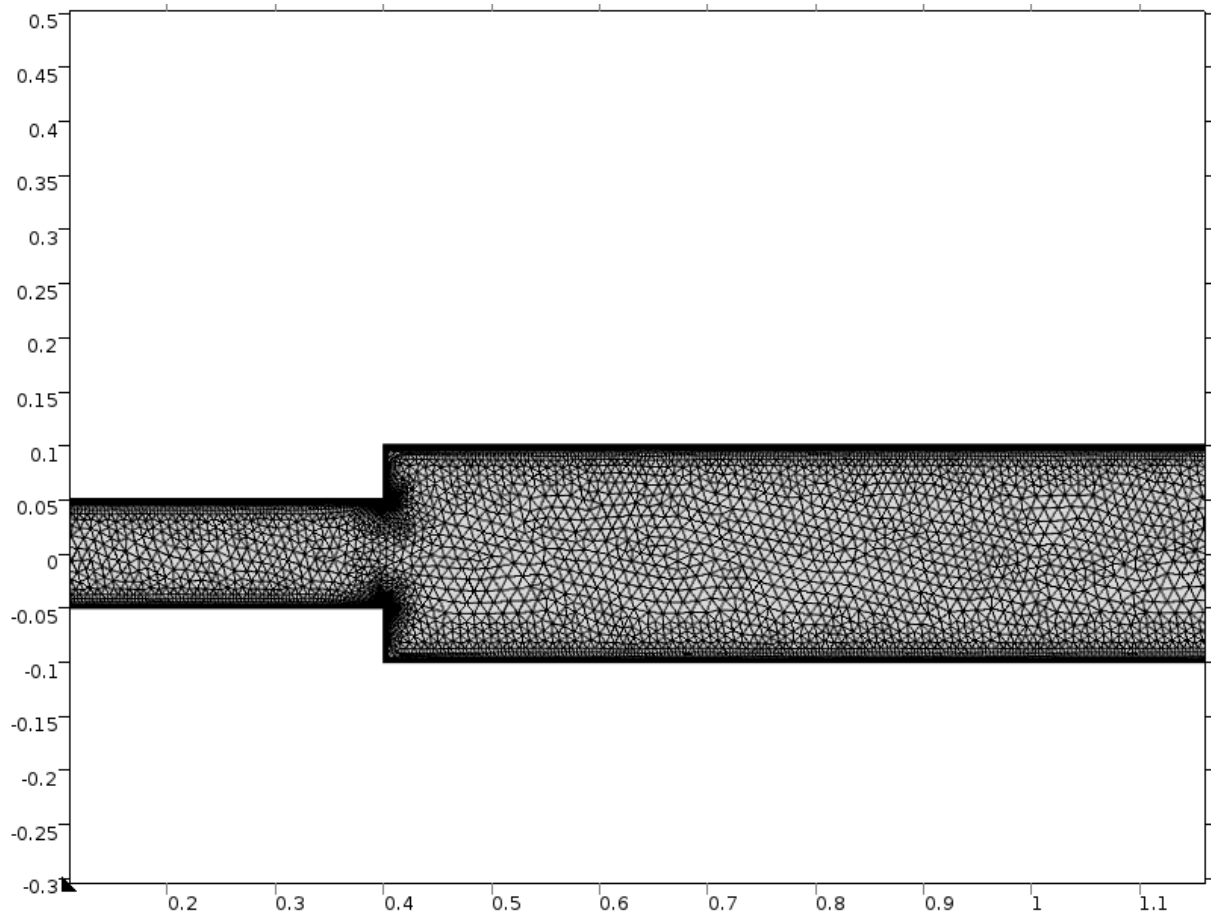
I.9.6. Tableau 3 Les conditions aux limites

l'entrée	$U_0 = cte$
La sortie	$P_0 = cte = (P_{atms})$
Les parois	Condition non glissement ( $U=V=0$ )



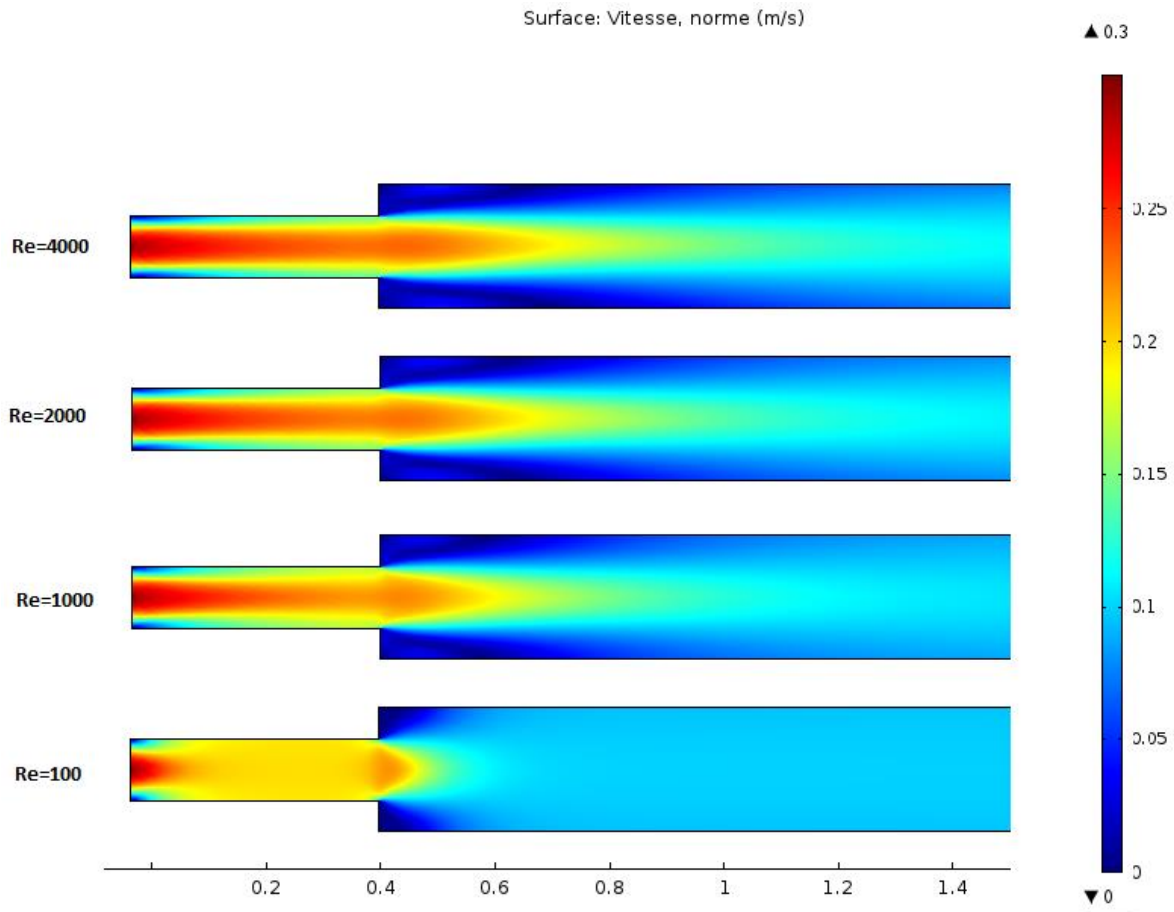
**1.9.7. Le maillage**

L'édition de maillage est nécessaire pour améliorer sa qualité (Le maillage entier consiste en 15918 éléments de domaine et 768 éléments de frontière(grossier)).



**FIGURE 13 : LE MAILLAGE UTILISE(GROSSIER)**

## I.10. Résultats



**FIGURE 14 : VITESSE, NORME (M/S)**

La figure 14 représente les profils de vitesse dans un canal à expansion soudaine avec différents nombres de Reynolds, la surface du tuyau augmente soudainement le long du tuyau (à un angle de 90 degrés). On peut voir qu'ils ont tous un comportement similaire en termes de séparation mais il y a une différence dans la longueur de rattachement et la vitesse en aval sera inférieure à la vitesse en amont. On voit également que les vitesses sont presque nulles près des murs en raison de la contrainte de cisaillement la plus élevée et nous remarquons le changement de vitesse et de taille du vortex, et plus le nombre de Reynolds est élevé, plus la taille du vortex est grande.

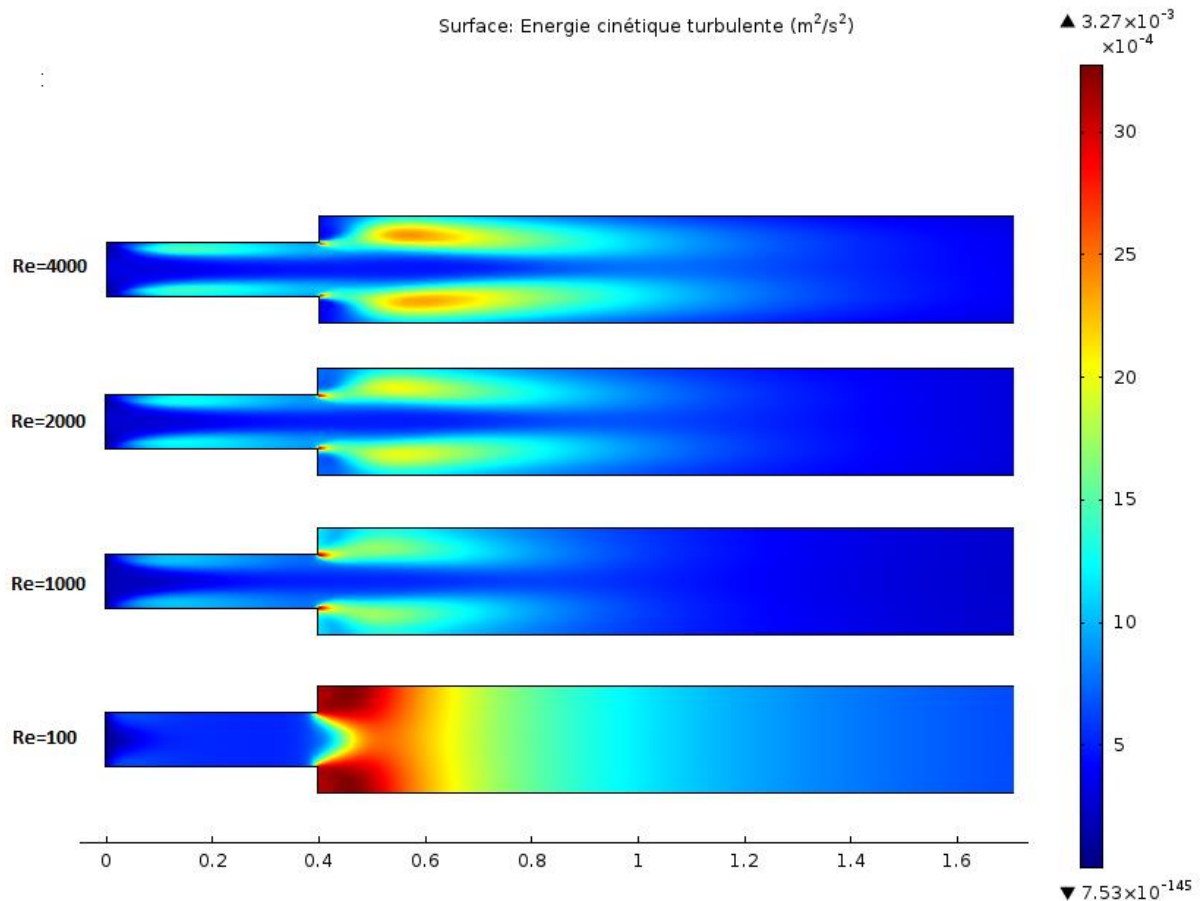
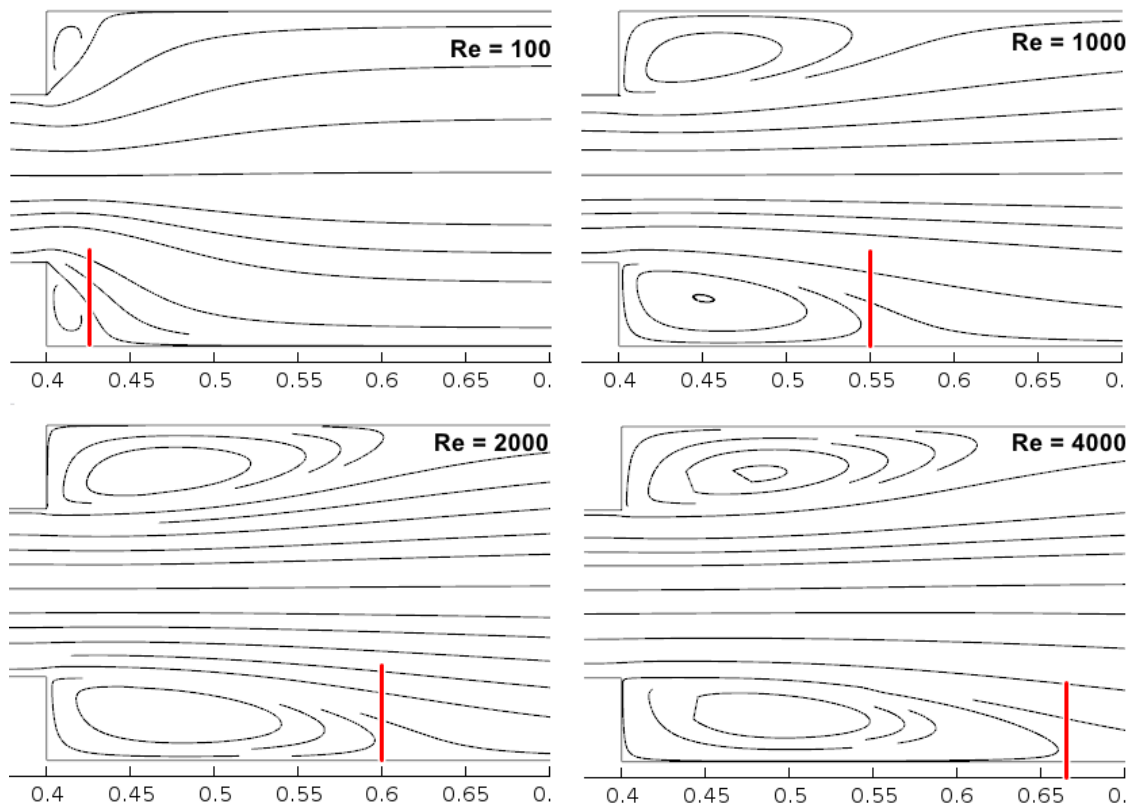
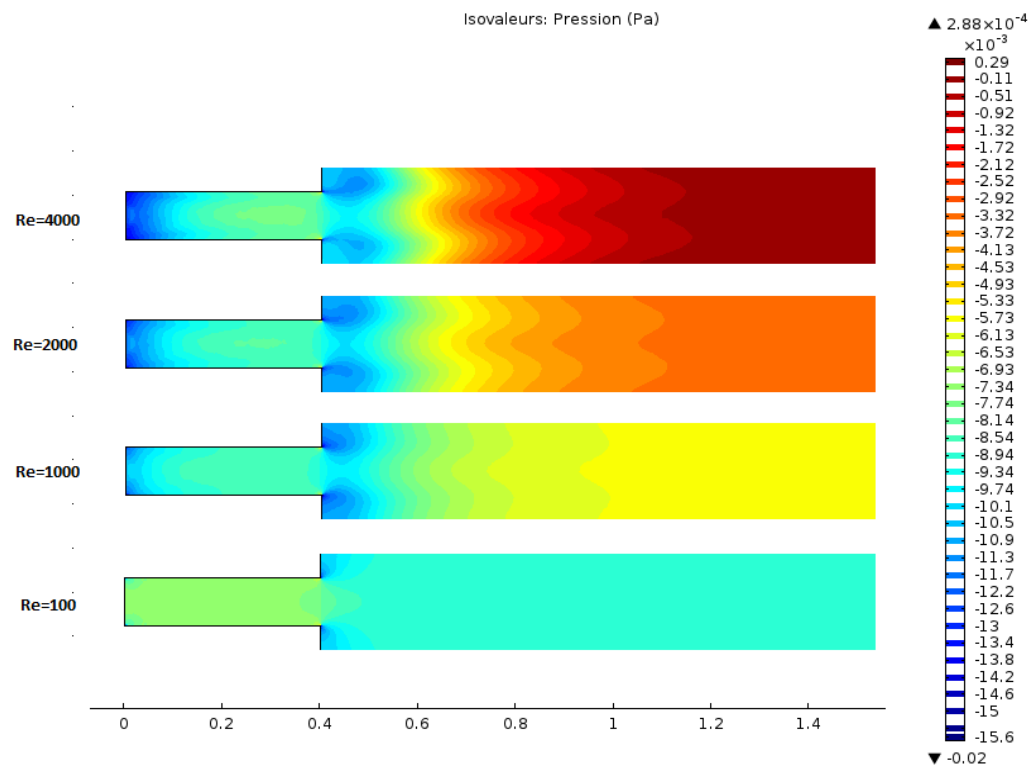


FIGURE 15 : ENERGIE CINETIQUE TURBULENTE ( $m^2/s^2$ )

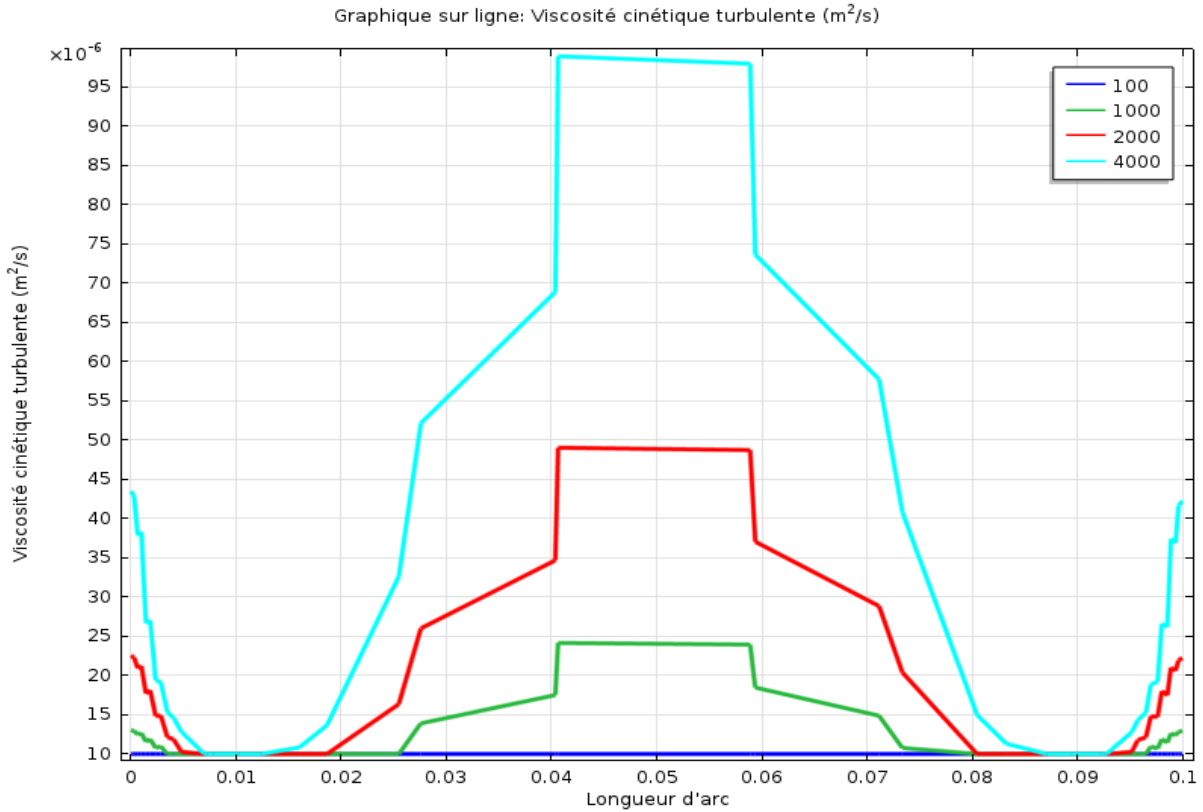
Comme on peut le voir l'énergie cinétique turbulente est plus importante en proche paroi qu'au centre du tube, ce qui est parfaitement normal car les fluctuations de vitesse en régime turbulent il y a sont plus élevées du fait des contraintes de cisaillement en proche paroi. Et on remarque qu'au nombre de Reynolds 100 l'énergie cinétique turbulente est faible et augmente après l'expansion soudaine due à l'apparition des deux tourbillons puis commence à diminuer progressivement, mais aux nombres de Reynolds (1000,2000,4000) l'énergie cinétique turbulente est élevée du fait des contraintes de cisaillement dans la paroi et faible au centre du tube, mais après l'expansion soudaine s'élève sous la forme d'un vortex, et il y a une différence de longueur suivant le nombre de Reynolds (plus le nombre de Reynolds est élevé, plus la taille du vortex est grande), et après le vortex l'énergie cinétique turbulente est constante.

**FIGURE 16 :LIGNEDECOURANT**

Lorsqu'un fluide visqueux s'écoulant dans un tuyau rencontre une expansion brusque, la séparation de l'écoulement se produit, entraînant ainsi la formation d'une paire de boucles de recirculation symétriques à proximité des parois aval. Cette symétrie sera relâchée au-dessus d'une valeur critique du nombre de Reynolds, La perte de charge augmente considérablement avec l'augmentation du nombre de Reynolds et seule une légère augmentation est observée avec l'augmentation du rapport d'espacement. le nombre de Reynolds est bas, plus l'interaction entre les molécules de fluide dans l'expansion en aval. La hauteur du vortex devient plus petite, mais la longueur de rattachement augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds, et de là nous concluons que la longueur de rattachement dans le plus grand canal est sévèrement restreinte par l'augmentation des reynolds.

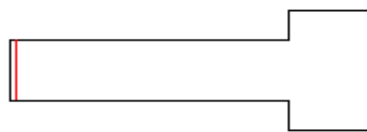
**FIGURE 17 : CHUTE DE PRESSION**

La figure 25 montre les profils de pression en ouvrant progressivement le débit d'eau avec différents nombres de Reynolds. Dans la première expérience de Reynolds n°100, on constate que la pression le long du tube est élevée puis commence à décroître jusqu'à atteindre l'ouverture soudaine, et l'intensité augmente légèrement au début de l'ouverture soudaine descendant la forme de deux petits cercles puis commence à diminuer progressivement le long du tube. On constate dans les expériences suivantes que la pression entre à faible densité puis commence à monter progressivement jusqu'à l'ouverture progressive puis commence à monter progressivement le long du plan d'ouverture rapidement jusqu'au point  $x = 0,8$ , puis la pression reste constante le long de la longueur du tube. Au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente, la pression à la source diminue, puis augmente progressivement, notamment avec l'augmentation du diamètre du tuyau et devient dans un état constant après les vortex à la valeur ( $p=0$  Pa).



**FIGURE 18 : VISCOSITE CINETIQUE TURBULENTE ( $m^2/s$ )**

La figure 18 représente la viscosité cinétique turbulente dans ligne de coupe(La figure 19 ) on remarque qu'au nombre de Reynolds elle est de 100, la viscosité cinématique turbulente est stable et faible de l'ordre de ( $\nu = 10 \cdot 10^{-6} m^2/s$ ) ,et en le nombre de Reynolds 1000 elle est de ( $\nu = 15 \cdot 10^{-6} m^2/s$ ) et commence à diminuer jusqu'à ce qu'il atteigne ( $\nu = 10 \cdot 10^{-6} m^2/s$ )à ( $y = 0,1$ ) puis commence à augmenter jusqu'à ce qu'il atteigne le point culminant de ( $\nu = 25 \cdot 10^{-6} m^2/s$ ), tandis que dans le nombre de Reynolds 2000 il est ( $\nu = 23 \cdot 10^{-6} m^2/s$ )et commence à diminuer jusqu'à atteindre ( $\nu = 10 \cdot 10^{-6} m^2/s$ ) à ( $y = 0,1$ ) puis commence à augmenter jusqu'à atteindre le point culminant( $\nu = 50 \cdot 10^{-6} m^2/s$ ), Et au nombre de Reynolds 4000, il est de l'ordre de ( $\nu = 45 \cdot 10^{-6} m^2/s$ )et commence à diminuer jusqu'à ce qu'il atteigne ( $\nu = 10 \cdot 10^{-6} m^2/s$ )à ( $y = 0,1$ ) puis commence à augmenter jusqu'à ce qu'il atteigne le point culminant( $\nu = 95 \cdot 10^{-6} m^2/s$ ), et à partir de là nous concluons que plus le Nombre de Reynolds la viscosité cinétique turbulente est élevée. m



**FIGURE 19 : LIGNE DE COUPE[POINT1(0.01,-1)]ET[POINT2(0.01,1)]**

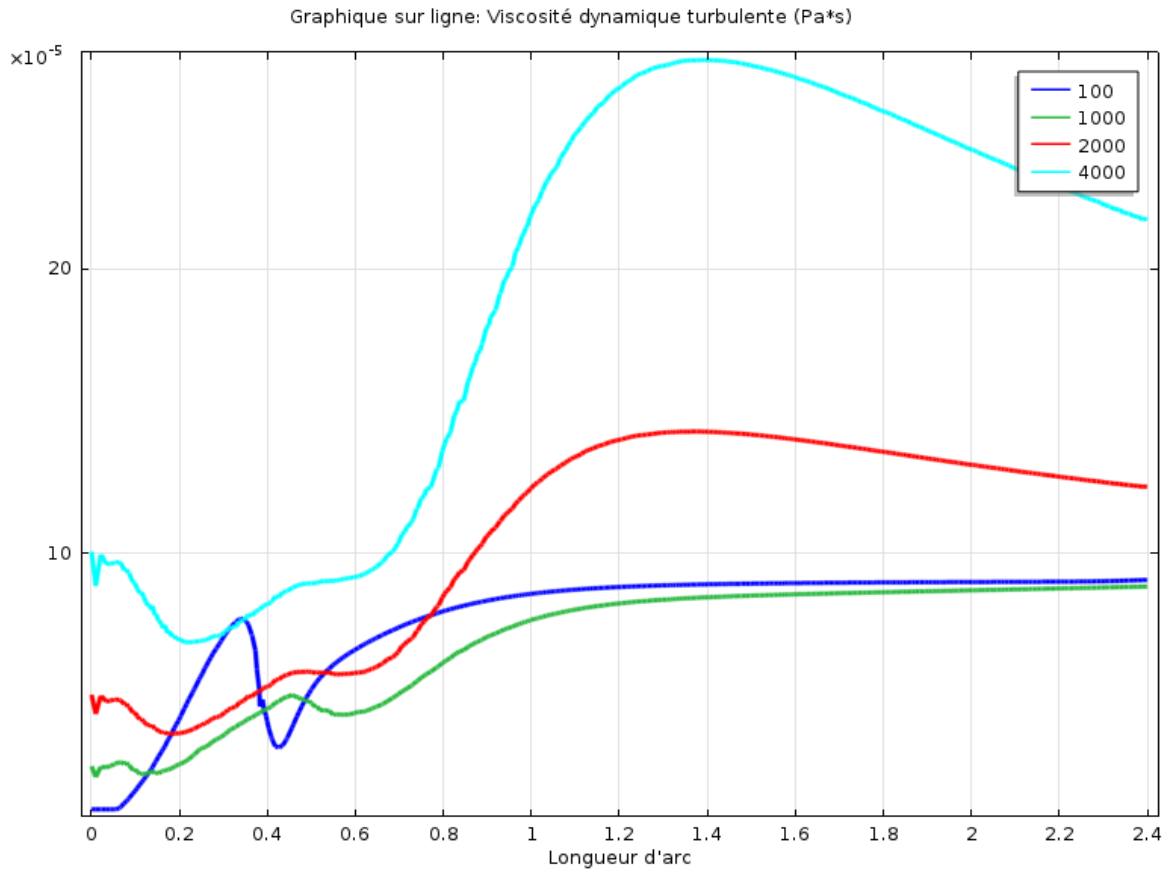
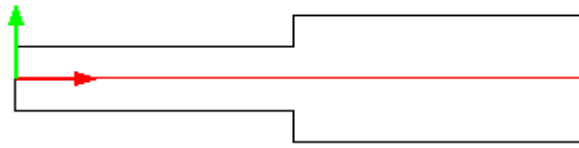


FIGURE 20 : VISCOSITE DYNAMIQUE TURBULENTE (PA\*s)

La figure 18 montre la viscosité dynamique turbulente dans la ligne de coupure (Fig. 21), au nombre de Reynolds 100 au point ( $x=0$ ) la viscosité dynamique turbulente est ( $\mu = 0$ Pa.s), puis elle commence à augmenter jusqu'à atteindre ( $\mu = 7 \times 10^{-5}$ Pa.s) puis redescend légèrement jusqu'au point ( $x= 0,4$ ) auprès de l'expansion soudaine monte ensuite progressivement puis se stabilise à une valeur de ( $\mu = 8 \times 10^{-5}$ Pa.s) jusqu'au bout du tube. le nombre de Reynolds 1000 et 2000, ils ont le même chemin, ils ne diffèrent que par la valeur initiale  $Re = 1000$  à partir de ( $\mu = 2,5 \times 10^{-5}$ Pa.s) et  $Re = 2000$  à partir de ( $\mu = 5 \times 10^{-5}$ Pa.s), puis commence à monter et au point ( $x = 0,4$ ) on note une légère diminution puis commence à monter en quittant le vortex jusqu'à ce qu'il se dépose en deux points fixes jusqu'à l'extrémité du tube  $Re = 1000$  à ( $\mu = 9 \times 10^{-5}$ Pa.s) et  $Re = 2000$  se fixe à la valeur ( $\mu = 12.5 \times 10^{-5}$ Pa.s), comme pour le nombre de Reynolds 4000, sa valeur est au début ( $\mu = 10 \times 10^{-5}$ Pa.s), puis il commence à diminuer jusqu'au point ( $x=0.2$ ), puis il commence à augmenter progressivement jusqu'au point ( $x = 1,4$ ) puis décroît progressivement pour prendre une valeur de ( $\mu = 22 \times 10^{-5}$ Pa.s) à l'extrémité du tube, et de là, nous concluons que la viscosité dynamique turbulente est liée au nombre de Reynolds, plus le nombre de Reynolds est élevé, plus la viscosité dynamique est élevée, et que le vortex empêche l'augmentation de la viscosité dynamique turbulente.



**FIGURE 21 : LIGNE DE COUPE[POINT1(0,0)]ET[POINT2(2.4,0)]**

### **I.10.1. Conclusion**

Le changement brutal de la géométrie de surface du conduit provoque le fort gradient de pression, la couche limite se sépare au bord de la marche et forme une zone de recirculation, Il a été observé que la taille et la force de le vortex augmenter avec l'augmentation du nombre de Reynolds, la séparation de l'écoulement au voisinage du plan de expansions provoque une augmentation de la perte de charge, qui affecte les taux d'érosion et les taux de transfert de chaleur et de masse au niveau des zones de séparation et de rattachement, Ces paramètres d'écoulement doivent être contrôlés pour la génération de la bulle de recirculation comme requis pour la combustion ou à d'autres fins telles que les processus chimiques, etc, Donc nous suggérons de changer la forme à l'ouverture soudaine et de la remplacer par l'ouverture progressive pour éviter les vortex.



## I.11. Élargissement progressif

### I.11.1. Résultats

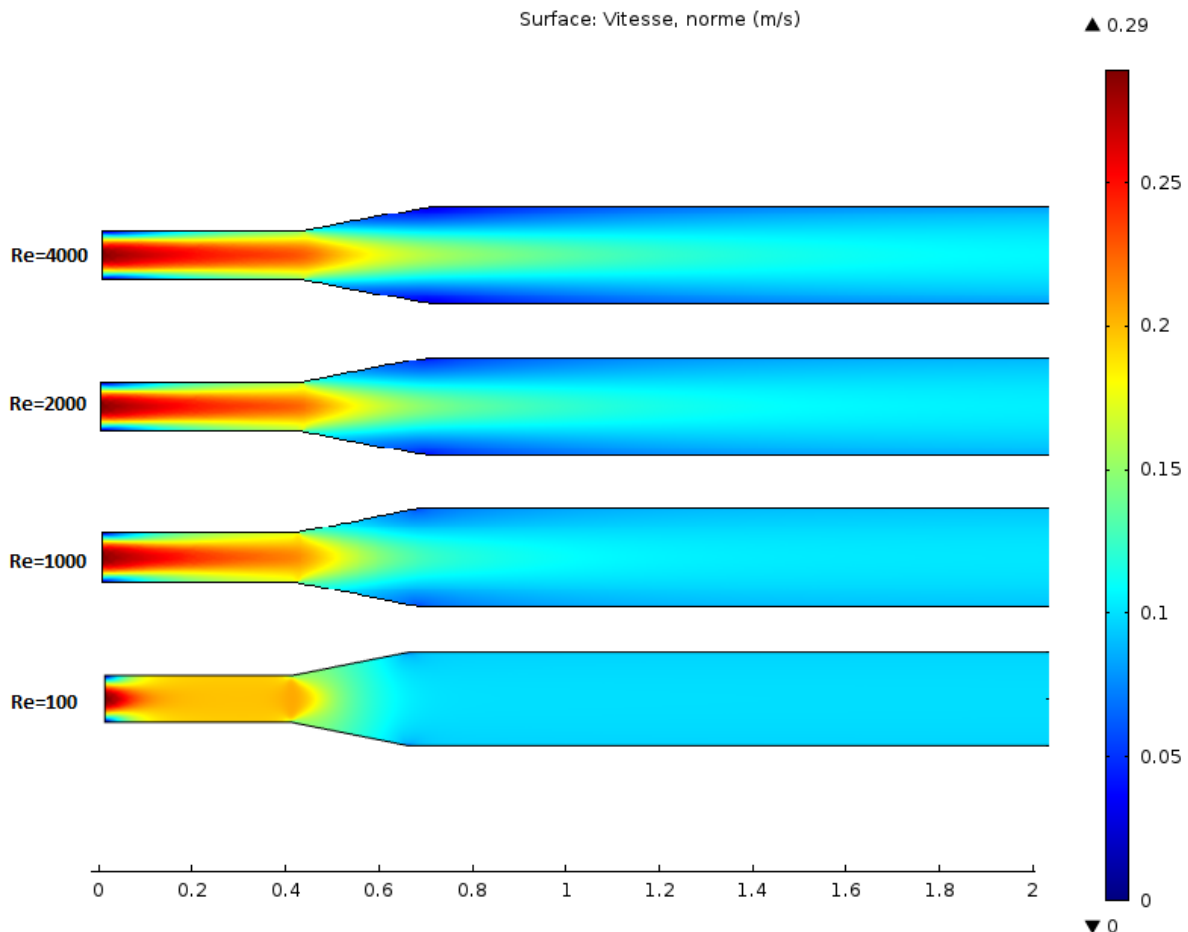
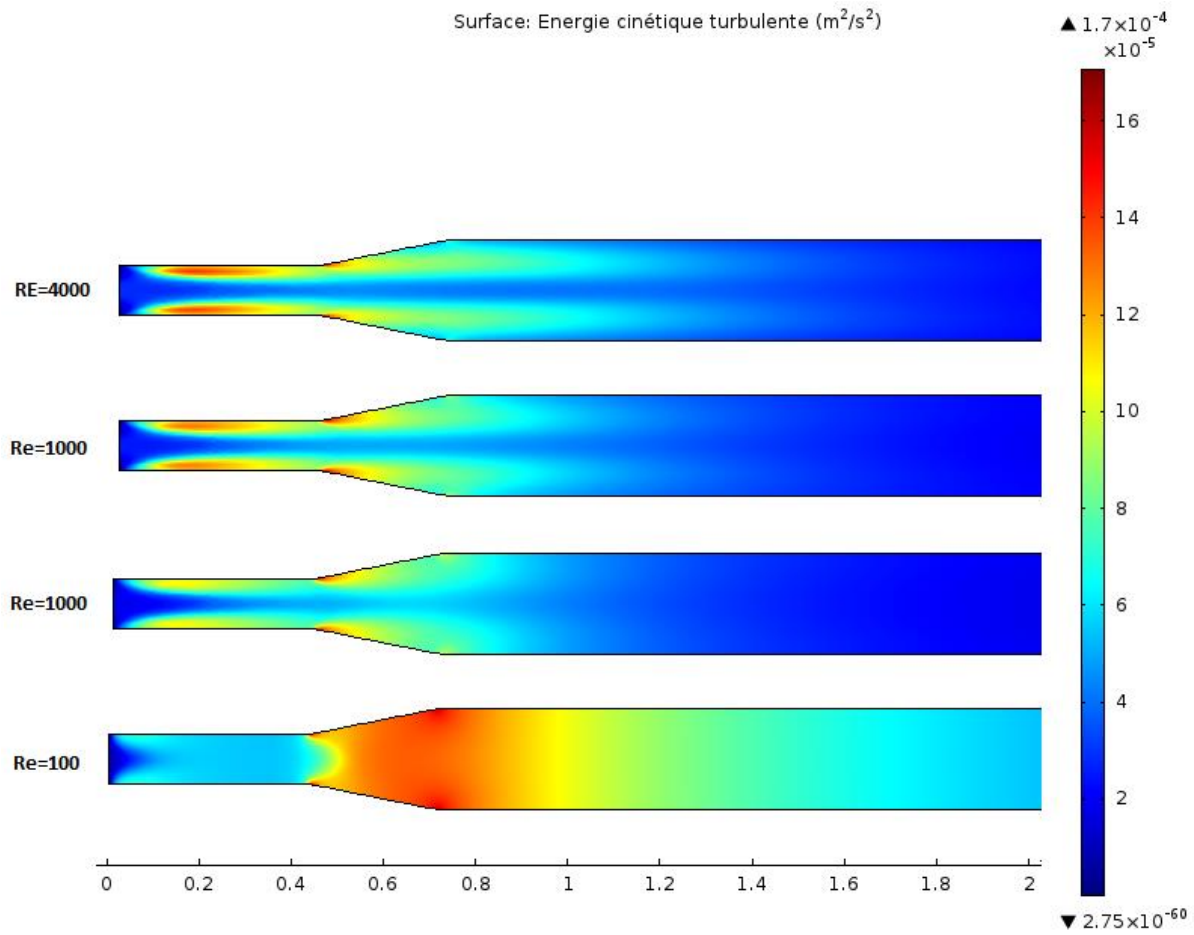


FIGURE 22 : VITESSE, NORME (m/s)

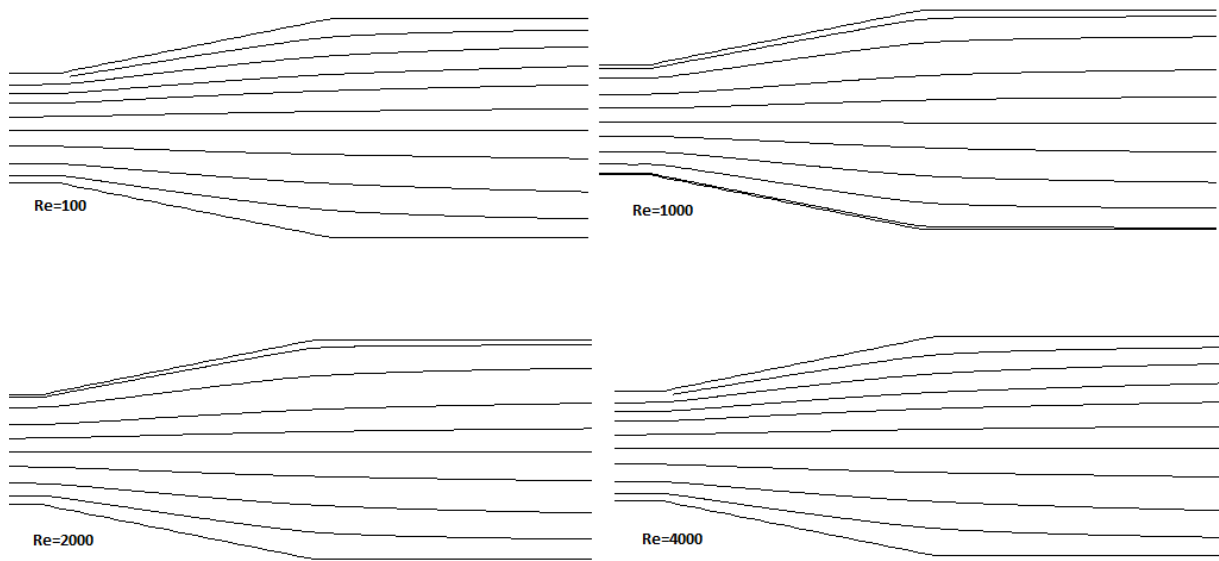
La figure 22 représente les profils de vitesse dans un canal à élargissement progressif avec différents nombres de Reynolds. On peut voir qu'ils ont tous un comportement similaire en termes de séparation, mais il y a une différence dans la longueur de rattachement, on voit également que les vitesses sont presque nulles près des murs en raison de la contrainte de cisaillement la plus élevée et la vitesse en aval sera inférieure à la vitesse en amont.

Les vitesses aux angles de transition sont décroissantes et proches de zéro, indiquant que les zones de séparation d'écoulement s'y sont formées. De plus, le long de la transition, les vitesses diminuent en se rapprochant de la sortie de transition.



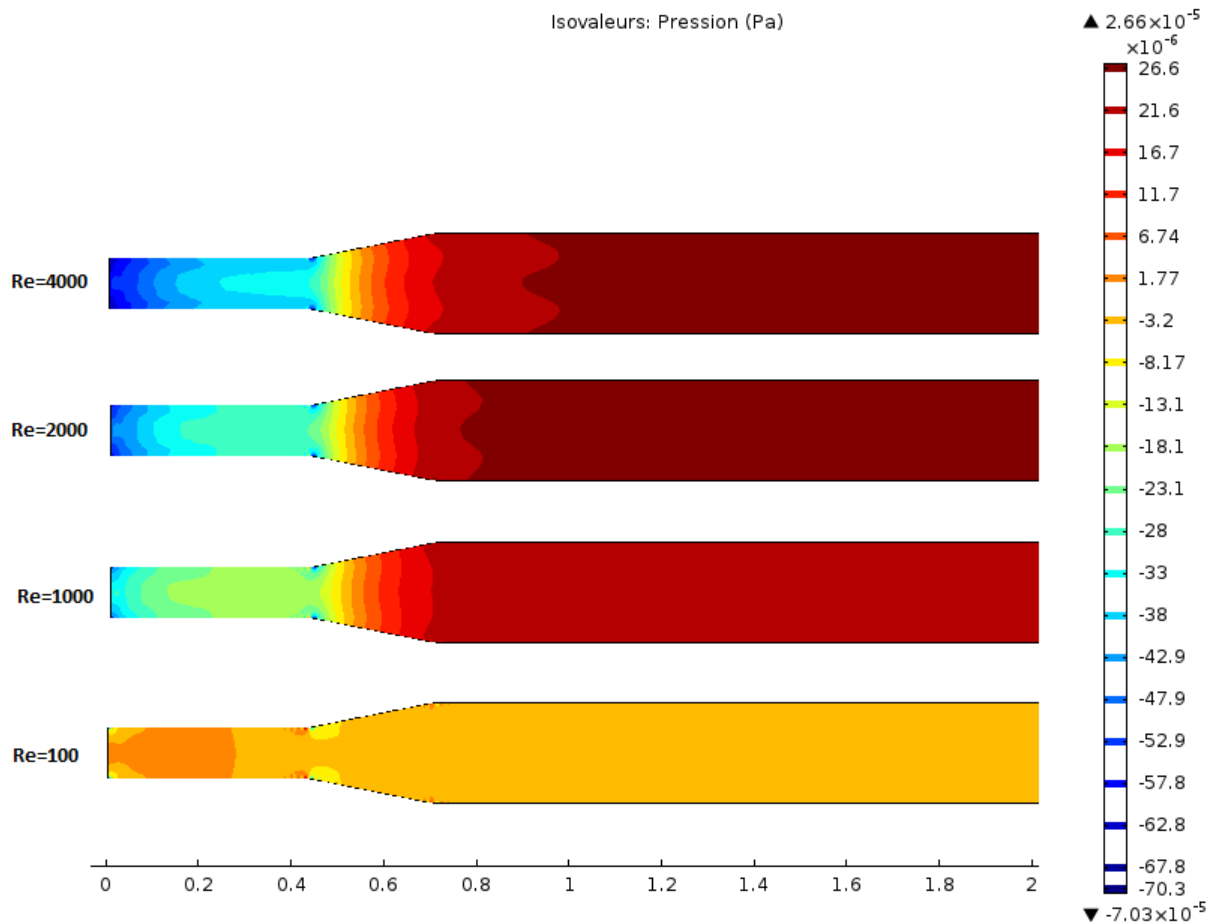
**FIGURE 23 : ENERGIE CINETIQUE TURBULENTE ( $m^2/s^2$ )**

Comme on peut le voir l'énergie cinétique turbulente est plus importante en proche paroi qu'au centre du tube, ce qui est parfaitement normal car les fluctuations de vitesse en régime turbulent il y a sont plus élevées du fait des contraintes de cisaillement en proche paroi. Et on remarque qu'au nombre de Reynolds 100 l'énergie cinétique turbulente est faible et augmente après élargissement progressif puis commence à diminuer progressivement, mais aux nombres de Reynolds (1000,2000 ,4000) l'énergie cinétique turbulente est élevée du fait des contraintes de cisaillement dans la paroi et faible au centre du tube, mais après le point ( $x=1.2$ ) puis il commence à diminuer progressivement, L'énergie perdue est due à la turbulence. La quantité de turbulence dépend des différences de diamètres des tuyaux

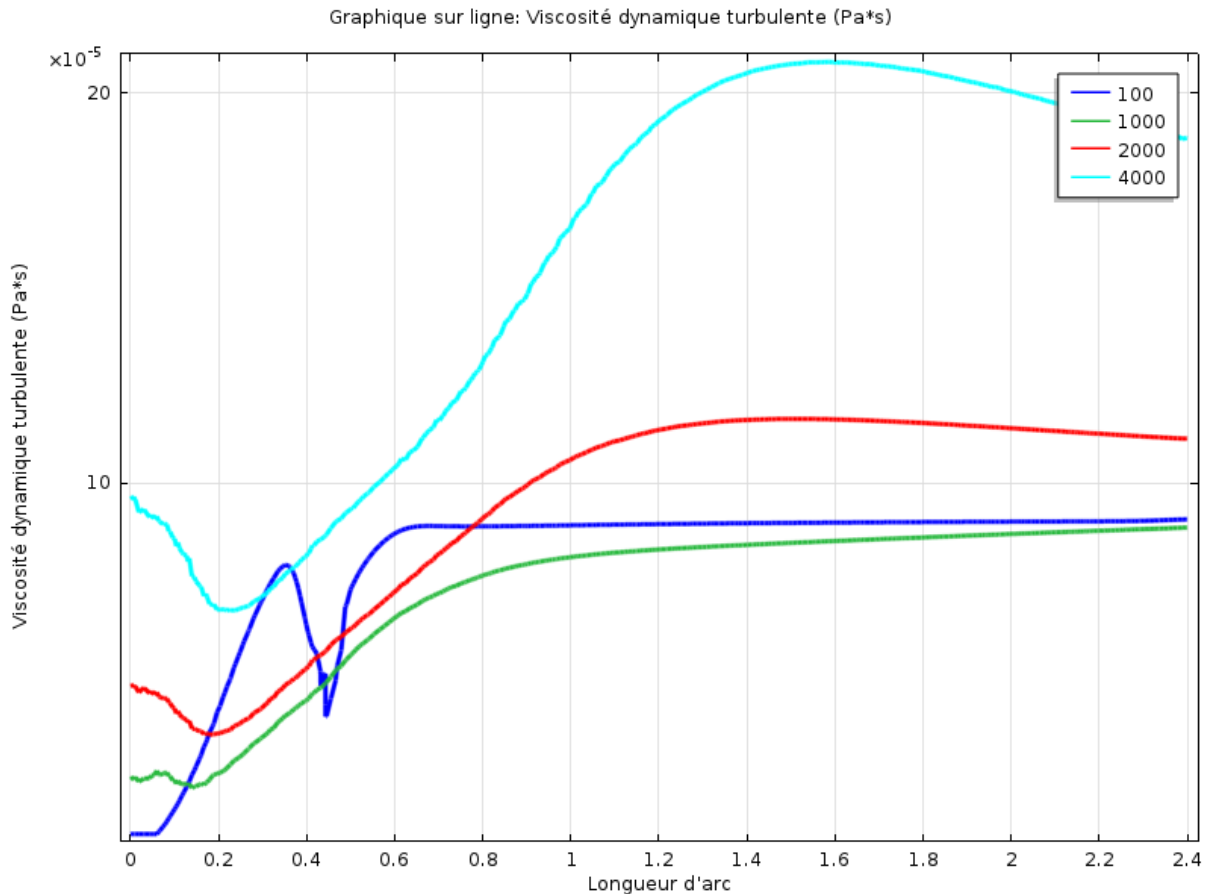


**FIGURE 24 :LIGNE DE COURANT**

L a figure 26 représente les lignes de courant d'un écoulement turbulent dans un canal a élargissement progressif avec différents nombres de Reynolds,on remarque qu'ils ont tous un comportement similaire contraire de l'expansion soudaine dans laquelle deux tourbillons se produisent lors d'une ouverture soudaine, et nous en concluons qu'il ne se produit pas d'élargissement progressif dans lequel deux tourbillons se produisent, quel que soit le nombre de Reynolds.

**FIGURE 25 :CHUTE DE PRESSION**

La figure 25 montre les profils de pression par ouverture progressive du débit d'eau avec différents nombres de Reynolds. Dans la première expérience de Reynolds n° 100, on remarque que la pression le long du tube est très intense jusqu'à ce qu'elle atteigne l'ouverture graduelle, et l'intensité augmente légèrement au début de l'ouverture graduelle sous la forme de deux petits cercles puis commence à diminuer progressivement le long du tube. On constate dans les expériences suivantes que la pression entre à haute densité puis commence à décroître progressivement jusqu'à l'ouverture graduelle puis commence à décroître progressivement le long du niveau d'ouverture rapidement. Ensuite la pression reste constante le long du tube Au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente, la longueur du tube dont la pression est constante diminue. La perte de charge est augmentée avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de l'indice de loi de puissance.



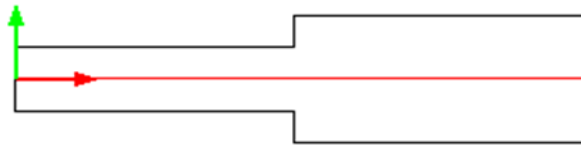
**FIGURE 26 : VISCOSITE DYNAMIQUE TURBULENTE (PA\*s)**

La figure 26 montre la viscosité dynamique turbulente dans la ligne de coupure (Fig. 27), au nombre de Reynolds 100 au point ( $x=0$ ) la viscosité dynamique turbulente est ( $\mu = 0 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ), puis elle commence à augmenter jusqu'à atteindre ( $\mu = 7 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ) puis redescend légèrement jusqu'au point ( $x= 0,35$ ) auprès de élargissement progressif monte ensuite progressivement puis se stabilise à une valeur de ( $\mu = 8 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ) jusqu'au bout du tube.

le nombre de Reynolds 1000 au point ( $x=0$ ) la viscosité dynamique turbulente est ( $\mu = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ) puis il commence à augmenter progressivement jusqu'au point ( $x = 1$ ), une valeur de ( $\mu = 7,5 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ) puis se stabilise à une valeur de ( $\mu = 8 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ) jusqu'au bout du tube,

le nombre de Reynolds 4000 au point ( $x=0$ ) la viscosité dynamique turbulente est ( $\mu = 10 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ) à diminuer un peu puis il commence à augmenter progressivement jusqu'au point ( $x = 1,2$ ), une valeur de ( $\mu = 12 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ) puis se stabilise à une valeur de ( $\mu = 12 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ) jusqu'au bout du tube,

le nombre de Reynolds 4000, sa valeur est au début ( $\mu = 10 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ), puis il commence à diminuer jusqu'au point ( $x=0,2$ ), puis il commence à augmenter progressivement jusqu'au point ( $x = 1,6$ ) puis décroît progressivement pour prendre une valeur de ( $\mu = 22 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ) à l'extrémité du tube, et de là, nous concluons que la viscosité dynamique turbulente est liée au nombre de Reynolds, plus le nombre de Reynolds est élevé, plus la viscosité dynamique est élevée



**FIGURE 27 : LIGNE DE COUPE[POINT1(0,0)]ET[POINT2(2.4,0)]**

### **I.11.2. Conclusion**

Les résultats montrent Les distributions de vitesse et la viscosité dynamique turbulence et la pression et l'énergie cinétique turbulente de l'écoulement en canal ouvert dans une expansion progressive avec différents nombres de Reynolds.Nous avons observé la disparition du vortex contrairement à l'expansion soudaine,Le comportement de l'écoulement est amélioré avec la disparition du vortex'Les principales observations faites portaient sur la pression et contours de vitesse dans le processus d'écoulement à travers ces tuyaux.

## Conclusion Général

Les tuyaux sont des supports importants pour le transport de fluides (liquides ou gazeux) d'un endroit à un autre sous pression. L'efficacité dépend de minimiser les pertes dans le débit de fluide est important, ces accessoires rencontrés par l'écoulement de fluide sont des changements soudains ou progressifs des limites entraînant un changement d'amplitude, de direction ou de distribution de la vitesse de l'écoulement, Les résultats numériques montrent que la méthode utilisée ici est suffisamment précise pour bien prédire les écoulements non newtoniens incompressibles ainsi que les écoulements de fluide en loi de puissance dans les expansions soudaines et étélargissement progressif. Ces résultats indiquent certaines caractéristiques de ces fluides à des différents nombres de Reynolds . Les tests présentés dans ce travail ont montré que les fluides ses propriétés changent lorsque les numéros Reynolds sont modifiés,Le changement brutal de la géométrie de surface du conduit provoque le fort gradient de pression, la couche limite se sépare au bord de la marche et forme une zone de recirculation. La connaissance de la zone de recirculation est utile dans l'étude des propriétés d'écoulement turbulent,dans cette recherche, les caractéristiques d'écoulement au niveau de la zone de recirculation dans le tuyau d'expansion soudaine sont analysées le profil de vitesse et l'énergie cinétique turbulente , Viscosité cinétique turbulente et Viscosité dynamique turbulente et chute de pression. la séparation de l'écoulement au voisinage du plan de expansions provoque une augmentation de la perte de charge, qui affecte les taux d'érosion et les taux de transfert de chaleur et de masse au niveau des zones de séparation et de rattachement, Ces paramètres d'écoulement doivent être contrôlés pour la génération de la bulle de recirculation comme requis pour la combustion ou à d'autres fins telles que les processus chimiques, etc, Nous avons proposé de changer la forme en expansion soudaine et de la remplacer par une élargissement progressif pour éviter les vortec.Nous avons observé la disparition du vortex contrairement à l'expansion soudaine,Le comportement de l'écoulement est amélioré avec la disparition du vortex'Les principales observations faites portaient sur la pression et contours de vitesse dans le processus d'écoulement à travers ces tuyaux.

**Références**

- [1] B. N. Dan'kov and T. S. Pankova, "INVESTIGATION OF THE FEATURES OF THE FLOW AROUND A CONE WITH LARGE OPENING ANGLE AT ANGLE OF ATTACK," no. 4, pp. 160–163, 1976.
- [2] P. Bhattacharyya and E. S. Division, "Theoretical study of the flow field inside a hydrocyclone with vortex finder diameter greater than that of apex opening - - l. Laminar case," vol. 212, no. Figure 1, pp. 197–212, 1980.
- [3] P. Bhattacharyya and E. S. Division, "Theoretical study of the flow field inside a hydrocyclone with vortex finder diameter greater than that of apex opening - - l. Turbulent case," vol. 225, pp. 213–225, 1980.
- [4] É. Fontana, V. Cocco, and da S. Adriano, "International Journal of Heat and Mass Transfer Natural convection in a partially open square cavity with internal heat source : An analysis of the opening mass flow," vol. 54, pp. 1369–1386, 2011, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.053.
- [5] M. Gebreslasie, J. De Baerdemaeker, and M. Baelmans, "Effect of a cross-flow opening on the performance of a centrifugal fan in a combine harvester : Computational and experimental study," *Biosyst. Eng.*, vol. 105, no. 2, pp. 247–256, 2010, doi: 10.1016/j.biosystemseng.2009.11.003.
- [6] I. Kulmala and S. Pentti, "Air flow near an unflanged rectangular exhaust opening," vol. 24, pp. 133–136, 1996.
- [7] P. Morgan, "The Horizontal Flow of Buoyant Gases Toward an Opening," vol. 11, pp. 193–200, 1986.
- [8] J. Prahl and H. W. Emmons, "Fire Induced Flow Through an Opening," vol. 385, pp. 369–385, 1975.
- [9] W. U. Zhao-chun and W. Dao-zeng, "NUMERICAL SOLUTION FOR TIDAL FLOW IN OPENING CHANNEL USING COMBINED MACCORMACK - FINITE ANALYSIS METHOD \* w I," *J. Hydrodyn.*, vol. 21, no. 4, pp. 505–511, 2009, doi: 10.1016/S1001-6058(08)60177-8.
- [10] W. Dazhuan, W. Peng, L. Zhifeng, and W. Leqin, "The transient flow in a centrifugal pump during the discharge valve rapid opening process," *Nucl. Eng. Des.*, vol. 240, no. 12, pp. 4061–4068, 2010, doi: 10.1016/j.nucengdes.2010.08.024.
- [11] R. . Sharma and P. . Richards, "Computational modelling of the transient response of building internal pressure to a sudden opening," vol. 72, pp. 149–161, 1997.
- [12] P. J. Z. Jr, "Effect of opening obstructions on the flow-excited response of a Helmholtz resonator," vol. 19, pp. 1005–1025, 2004, doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2004.04.013.
- [13] R. Brun and R. Reboh, "INFLUENCE OF THE DIAPHRAGM OPENING PROCESS ON THE INITIAL FLOW IN SHOCK-TUBES," vol. 3, pp. 215–219, 1976.
- [14] H. Ameer, "Pressure Drop and Vortex Size of Power Law Fluids Flow in Branching Channels with Sudden Expansion," vol. 11, no. 6, pp. 1739–1749, 2018, doi: 10.29252/jafm.11.06.
- [15] B. D and D. K. D, "Eddy Correlations for Laminar Axisymmetric Sudden Expansion Flows," vol. 114, no. March 1992, pp. 119–121, 2015.



- [16] M. Unsal and D. Ihsan, “Numerical analysis of axisymmetric and planar sudden expansion flows for laminar regime,” no. February 2010, pp. 1133–1144, 2011, doi: 10.1002/fld.
- [17] N. M and C. P, “A NUMERICAL STUDY OF PLANAR AND AXIALLY-SYMMETRIC SUDDEN EXPANSION FLOWS,” vol. 17, no. I, pp. 185–193, 1989.
- [18] Y. Lü, S. Zhu, K. Wang, and G. Luo, “Simulation of the Mixing Process in a Straight Tube with Sudden Changed Cross-Section,” *CJCHE*, 2015, doi: 10.1016/j.cjche.2016.01.011.
- [19] K. A. Kumar, V. V. Prasad, and A. Pradesh, “COMPARISON OF FLOW ANALYSIS OF A SUDDEN AND GRADUAL CHANGE OF PIPE DIAMETER USING FLUENT SOFTWARE,” pp. 41–45, 2013.
- [20] H. P. Soto, “A Numerical Investigation of Inertia Flows of Bingham-Papanastasiou Fluids by an Extra Stress-Pressure- Velocity Galerkin Least-Squares Method,” vol. XXXII, no. 5, 2010.
- [21] N. Moallemi and J. R. Brinkerho, “International Journal of Heat and Fluid Flow Instability and localized turbulence associated with flow through an axisymmetric sudden expansion,” vol. 72, no. February, pp. 161–173, 2018, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2018.06.003.
- [22] T. Das and S. Chakrabarti, “Pressure Characteristics Study for the Configuration of Sudden Expansion with Central Restriction and Suction,” no. March, pp. 30–41, 2016.
- [23] V. Roy, S. Majumder, and D. Sanyal, “Analysis of the Turbulent Fluid Flow in an Axisymmetric Sudden Expansion,” vol. 2, no. 6, pp. 1569–1574, 2010.
- [24] D. G. Jehad, G. A. Hashim, A. K. Zarzoor, and C. S. N. Azwadi, “Numerical Study of Turbulent Flow over Backward-Facing Step with Different Turbulence Models *Akademia Baru*,” vol. 4, no. 1, pp. 20–27, 2015.
- [25] K. T. Ajayi, G. Papadopoulos, and F. Durst, “TURBULENT FLOW PAST A SUDDEN CONTRACTION IN A PIPE,” no. 301, 1998.
- [26] F. G. Z. Nemouchi, D. De, and F. Mentouri, “ETUDE DE L ’ ECOULEMENT TURBULENT DANS UNE CONDUITE COURBE PAR SIMULATION DES GRANDES ECHELLES – CHAMPS STATISTIQUES,” pp. 623–628, 2016.
- [27] M. R. K and S. K, “Two-phase pressure drop caused by sudden flow area contraction/expansion in small circular pipes Manmatha,” *Int. J. Numer. Methods Fluids*, vol. 65, no. October 2010, pp. 236–253, 2011, doi: 10.1002/fld.
- [28] S. Bouabdallah maitre de conférences à l'université de Laghouat(2013) «Livre :Ecoulement dans les conduites» Copyright Editions El-Djazair .
- [29] H. Ameer, “Pressure Drop and Vortex Size of Power Law Fluids Flow in Branching Channels with Sudden Expansion,” vol. 11, no. 6, pp. 1739–1749, 2018, doi: 10.29252/jafm.11.06.