



Étude numérique d'écoulement turbulent autour de quatre cylindres en configuration carré

Numerical study of turbulent flow around four cylinders in square configuration

Zakaria RAHMANI^a, Yacine KAHIL^{a,b,*}, Abdelkrim BENLEFKI^{a,b}

^a Institut des Sciences et de Technologie, Centre universitaire El-Wancharissi, 38000 Tissemsilt, Algérie.

^b Laboratoire de mécanique appliquée, Université des Sciences et de Technologie d'Oran-Mohamed Boudiaf, Algérie.

ARTICLE INFO

Article history:

Received 16 February 20

Received in revised form 14 March 20

Accepted 01 April 20

Mots clés:

cylindre isolé; quatre cylindres;
écoulement turbulent; bistabilité

Keywords:

One cylinder, four cylinders,
turbulent flow, Bistability.

RÉSUMÉ

Ce travail a pour but d'étudier le comportement d'un écoulement turbulent incompressible autour d'obstacles cylindriques et d'expliquer les phénomènes physiques qui apparaissent dans certaines configurations. L'étude de l'écoulement par l'approche RANS en utilisant le modèle de turbulence $k-\omega$ -SST, est réalisée à l'aide du code de calcul *Code_Saturne* pour résoudre le système d'équations régissant l'écoulement. Après l'étude du cas d'un seul cylindre comme un cas de validation à un nombre de Reynolds de 3900, la deuxième partie concerne la configuration de quatre cylindres en arrangement carré avec un espacement entre le centre des cylindres $P/D=1.5$ et un nombre de Reynolds égale à 3000. Le phénomène de bistabilité a été détecté à l'aide des différents champs de vitesse. Les résultats numériques obtenus sont satisfaisants et encourageants.

ABSTRACT

The aim of this work is to study the behavior of an incompressible turbulent flow around cylindrical obstacles and to explain the physical phenomena that appear in certain configurations. The study of the flow by the RANS approach using the $k-\omega$ -SST turbulence model is carried out using the *Code_Saturne* code to solve the system of equations governing the flow. After studying the case of a single cylinder as a validation case with a Reynolds number of 3900, the second part concerns the configuration of four cylinders in square arrangement with a spacing between the center of the cylinders $P/D = 1.5$ and a Reynolds number equal to 3000. The bistability phenomenon was detected using the different velocity fields. The numerical results obtained are satisfied and encouraging.

1 Introduction

Les structures de l'écoulement incompressible autour des obstacles occupent une place importante dans la physique des fluides dues à leur importance pratique dans les applications aérodynamiques et hydrodynamiques tel que les écoulements autour des sous-marins, piliers de ponts, les pipelines et dans le domaine de production de l'électricité grâce à l'énergie

* Corresponding author. Tel.: +213553489373.

E-mail address: kahil.yacine@cuniv-tissemsilt.dz

nucléaire. En industrie l'application souvent retrouvée est celle du comportement de l'écoulement autour des faisceaux de tube dans les échangeurs de chaleurs, particulièrement quand l'écoulement est transversal.

L'écoulement autour d'un groupe de cylindres a fait l'objet d'intenses investigations numériques et expérimentales, principalement en raison de l'importance d'ingénierie de conception structurale, flux de vibrations induites, et les émissions acoustiques. Des mesures du champ de pression et de vitesse ont été réalisées à l'aide de Vélocimétrie par Image de Particules (P.I.V.) par Lourenco et Shih [1] dans le sillage proche du cylindre à $x/D < 3$ (x est la distance entre les centres des cylindres suivant la direction de l'écoulement et D le diamètre du cylindre). Dans cette zone peu de mesures par anémométrie à fil chaud existent et ce notamment à cause de la présence de zones de recirculation jusqu'à une distance aval de l'ordre de $x/D=10$. Une observation du champ de l'écoulement autour d'un cylindre circulaire à de faibles nombre de Reynolds a été fournie par Sumer [2], cette observation a montré que le champ de l'écoulement est symétrique. Dans cette étude préliminaire il a été remarqué que si le nombre de Reynolds augmente l'écoulement commence à se détacher derrière le cylindre en provoquant le décollement de la couche limite dynamique à cause des tourbillons et l'écoulement devient instationnaire. Pour $40 < Re < 200$, il y a un détachement des tourbillons laminaires dans le sillage du cylindre qu'on appelle allée de Von-Karman. Autour de $Re=200$ à 300 le sillage laminaire transite vers la turbulence. Le sillage du cylindre circulaire devient complètement turbulent et un décollement de la couche limite laminaire se produit dans la région sous-critique à $300 < Re < 3 \cdot 10^5$. Un peu plus tard, en 2008, Parnaudeau et al. [3] présentent une étude numérique et expérimentale par (P.I.V.), cette étude a été consacré aux statistiques des quantités turbulentes et des spectres d'énergie dans le sillage d'un seul cylindre mais à une distance allant jusqu'à $x=10D$. Les résultats de cette étude expérimentale ont été considérés comme une référence de validation des résultats numérique de la première partie du présent travail.

Parmi les premières réalisations de simulation des grandes Échelles (Large Eddy Simulation) on trouve Beaudan et Moin [4]. Leur travail numérique s'appuie sur l'application d'un filtre numérique pour la résolution des équations de Navier-Stokes pour un fluide légèrement compressible en utilisant un schéma décentré d'ordre 5 et un schéma aux différences finies d'ordre 6 pour, respectivement, la discrétisation des termes de convection et de viscosité. Les résultats de ce travail ont montré une bonne correspondance avec les mesures pour le même cas étudié. Un peu plus tard une revue a été présentée par Kravchenko et Moin [5] sur les écoulements autour de cylindres, où un ensemble de travaux numériques et expérimentaux ont été fournis. Cette étude a donné un résumé sur l'utilisation de la simulation des grandes échelles (LES) avec différents schémas de convection. Une autre approche a été présentée précédemment avec l'application d'un schéma conservatif d'ordre 2 aux différences centrées par Mittal [6] dans le but de réduire les coûts de calcul. Les résultats obtenus présentent un accord avec les simulations de Beaudan et Moin [4] et les expériences de Ong et Wallace [7]. Une Simulation Numérique Directe (D.N.S.) a été réalisé et présenté dans le travail de Wissink et Rodi [8], cette approche numérique est basée sur la résolution directe des équations de quantité de mouvement et de continuité qui donne des solutions quasiment exactes, mais d'autre part, cette approche exige un coût de calcul très élevé, ce qui a été réalisé dans cette étude pour un nombre de Reynolds de 3300 dans le but de faire une investigation de l'influence de la longueur transversale du domaine sur les statistiques des quantités turbulentes dans la zone de sillage. Les résultats de cette étude ont été aussi considérés comme une référence de validation pour la première partie de la présente étude.

Tous ce qui a été présenté précédemment touche uniquement les étude numériques et expérimentales du comportement dynamique de l'écoulement autour et après un seul cylindre circulaire, cette configuration géométrique peut être une référence de validation mais dans les cas pratiques on trouve souvent des configurations un peu plus compliquées et qui suit les exigences pratiques. Parmi ces cas, la configuration carrée de quatre cylindres, cette situation géométrique et dynamique est largement étudié et un nombre important de chercheurs qui ont fait des efforts au cours des dernières années (Lam et Lo [9] ; Lam et Fang [10]; Lam et al. [11][12]; Lam et al. [13]; Lam et Zou [14]). La plupart des expériences publiées ont été conduites soit en régime laminaire ($Re=100-200$, principalement pour l'étude de la visualisation des écoulements), soit en régime sous-critique ($Re=10^3-10^4$, pour les mesures de pression, de vitesse, de traînée et de portance). D'autre part, il est important de noter qu'au cours des dernières années, des simulations numériques ont été effectuées sur la configuration de quatre cylindres à $\alpha=0^\circ$ ou $\alpha=45^\circ$. À l'exception de l'étude LES menée par Lam et ses co-auteurs (Lam et Zou [13] ; Zou et al. [14]) à $Re=1.5 \cdot 10^4$ et l'étude FEM de Zhao et Cheng [15] pour un $Re=10^3-2 \cdot 10^4$, la plupart des études numériques étaient limitées à un nombre de Reynolds relativement faible ($Re < 300$), par exemple, Farrant et al. [16], Esfahani et Be Hagh [17], Lam et Zou [13], Tong et al. [18] et Zou et al. [14]. Basé sur une étude de visualisation de l'écoulement menée sur la configuration de quatre cylindres à $\alpha=0^\circ$ (configuration carrée en ligne).

Le présent travail s'intéresse essentiellement à l'étude numérique, du comportement dynamique de l'écoulement avant, autour et après une configuration de quatre cylindres circulaires en disposition carrée pour un régime associé à un nombre

de Reynolds au voisinage de 3000. Il est très important de signaler que tous les outils numériques utilisés pour réaliser et analyser les résultats sont open sources (des modèles numériques gratuits), de tel façon que les maillages introduits dans le code de calcul ont été générés et conçus en utilisant le générateur de maillage Gmsh [19], la résolution des équations gouvernantes et toute la partie numérique a été réalisée par Code_Saturne [20][21]. L'analyse des résultats issus du code de calcul ont été visualisés et traités en utilisant la version académique d'EnSight (EnSight Free) [22]. Ces outils numériques ont été exploités pour faire une étude de sensibilité de maillage en testant 3 grilles à différents nombres de cellules, ensuite une simulation de l'écoulement autour d'un seul cylindre circulaire est réalisée et validée par des mesures expérimentales de la même géométrie. Finalement la configuration de quatre cylindres est exécutée en utilisant le code Code_Saturne avec l'approche k- ω SST comme un modèle de turbulence. On peut dire que le cas étudié peut nous fournir une meilleure connaissance de la dynamique des vortex, de la distribution de pression et des forces de fluide agissant sur les tubes cylindriques, dans les cas comportant des arrangements plus complexes avec des coûts de calculs très réduits.

2 Model mathématique

Code_Saturne est un logiciel de simulation numérique élaboré à l'origine par Electricité de France (EDF), pour obtenir des modélisations plus précises du cœur des centrales nucléaires par exemple. C'est donc un système de résolution des équations Navier-Stokes pour les écoulements 2D, 3D, stationnaires ou instationnaires, laminaires ou turbulents, incompressibles ou compressibles, isothermes ou non. *Code_Saturne* est notamment basé sur une approche des volumes finis co-localisés qui prend en compte des maillages de tous types (structuré, structuré par bloc, non structuré, hybride, ...). Notons toutefois qu'il faut fournir un domaine de calcul en 3D, même si on souhaite résoudre un problème bidimensionnel [20].

Les équations qui régissent l'écoulement d'un fluide incompressible Newtonien sont l'équation de continuité ainsi que les équations de conservation de quantité de mouvement.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \tag{1}$$

L'équation (1) est appelée équation de continuité (forme différentielle). Pour notre cas (incompressible) l'équation de continuité s'écrit :

$$\nabla(\vec{V}) = 0 \tag{2}$$

La loi de conservation de quantité de mouvement traduite par les équations de Navier-Stokes exprime tout simplement la loi fondamentale de la dynamique à un fluide Newtonien. Les équations de quantité de mouvement sont [23]:

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \rho \vec{f} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} \tag{3}$$

Dans notre cas (bidimensionnel) les équations de quantité de mouvement écrites suivant x et y sont :

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \tag{4}$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \tag{5}$$

Les équations de Navier-Stokes moyennées s'écrivent de la manière suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \\ \rho \left[\bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}'_i \bar{u}'_j}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} \end{array} \right. \tag{6}$$

Le modèle de turbulence utilisé est le k - ω SST (*Shear Stress Transport*). Ce dernier combine le modèle de Wilcox k - ω original qui est efficace près des parois et le modèle standard k - ϵ efficace loin des parois, en utilisant une

fonction de mélange (*blending function*). La formulation de la viscosité turbulente est modifiée pour tenir compte des effets de transport de la contrainte de cisaillement turbulente.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \omega)}{\partial x_j} = \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (8)$$

Où la fonction de fusion F_1 est définie par :

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \quad (9)$$

Avec $CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right)$ et y est la distance la plus proche à la paroi.

F_1 est égal à zéro en dehors de la surface (modèle $k - \varepsilon$) et bascule vers une couche interne à la couche limite (modèle $k - \omega$).

La viscosité turbulente est définie comme suit:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (10)$$

Où S est la mesure invariante de la vitesse de déformation et F_2 est une deuxième fonction de fusion définie par:

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (11)$$

Dans le modèle $k - \omega$ SST, un limiteur de production est utilisé pour empêcher l'accumulation de turbulence dans les régions de stagnation:

$$P_k = \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \rightarrow \tilde{P}_k = \min(P_k, 10 \cdot \beta^* \rho k \omega) \quad (12)$$

Toutes les constantes sont calculées par un mélange des constantes correspondantes du modèle $k - \varepsilon$ et du modèle $k - \omega$ par $\alpha = \alpha_1 F + \alpha_2 (1 - F)$ [21].

3 Validation du cas d'un cylindre

3.1 Description du cas et détails des calculs

Le domaine de calcul employé pour les simulations d'un cylindre circulaire fixe infini est représenté sur la figure 1 avec un nombre de Reynolds $Re = 3900$. Les dimensions du domaine de calcul sont $25D \times 20D \times 4D$ dans la direction de l'écoulement (X), transverse (Y) et d'envergure (Z) respectivement. La longueur en amont du cylindre pour toutes les simulations est fixée à $10D$, ce qui est suffisamment pour ce genre de configurations. A l'entrée, une vitesse uniforme sans turbulence artificielle est imposée pour notre fluide (ex. eau). Des conditions de symétrie sont imposées sur les faces supérieure et inférieure du domaine tandis que des conditions périodiques sont employées sur les faces latérales.

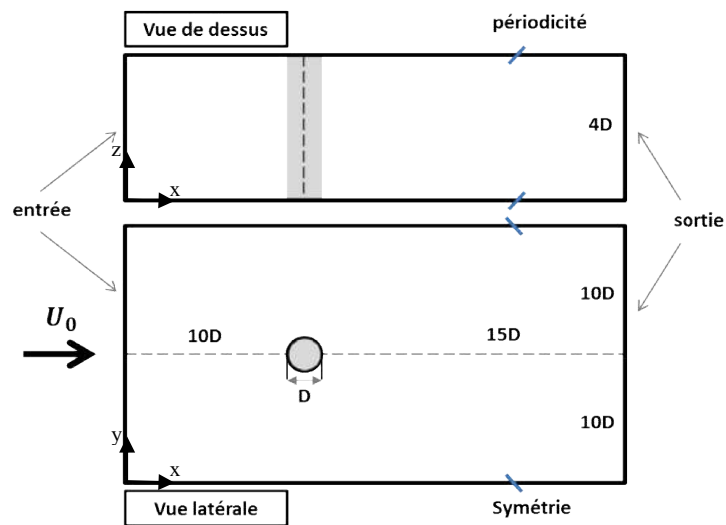


Fig. 1 –Domaine de calcul pour un cylindre circulaire, XY (vue latérale) et XZ (vue de dessus).

3.2 Étude de sensibilité

Un test de sensibilité du maillage avec une comparaison de quatre grilles (grossière, moyen, fin et plus fin) a été réalisé, pour définir le meilleur maillage à utiliser pour les prochains calculs. Les profils de vitesse moyenne longitudinale le long de l'axe du sillage (à $Y/D = 0$) pour cette étude de sensibilité, sont présentés dans la figure 3. Sur cette figure il n'y a presque pas de changement dans le profil de vitesse, quand le maillage est plus raffiné. Ainsi, le choix a été fait de prendre le maillage fin pour les calculs suivants.

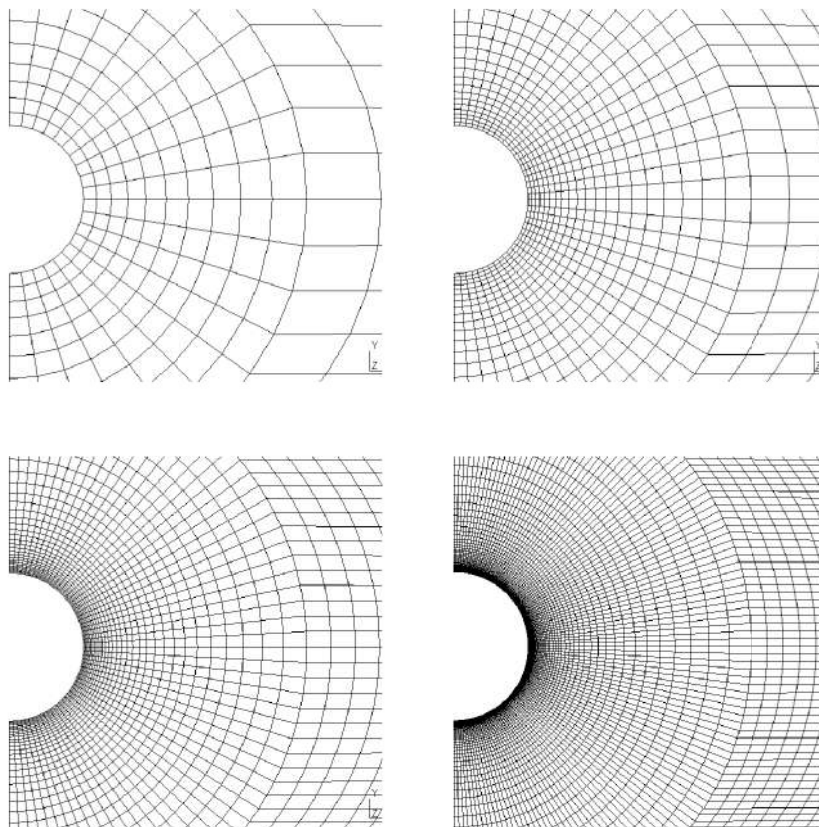


Fig. 2 - Zoom du maillage grossier, moyen, fin et plus fin dans le plan XY pour la configuration d'un cylindre.

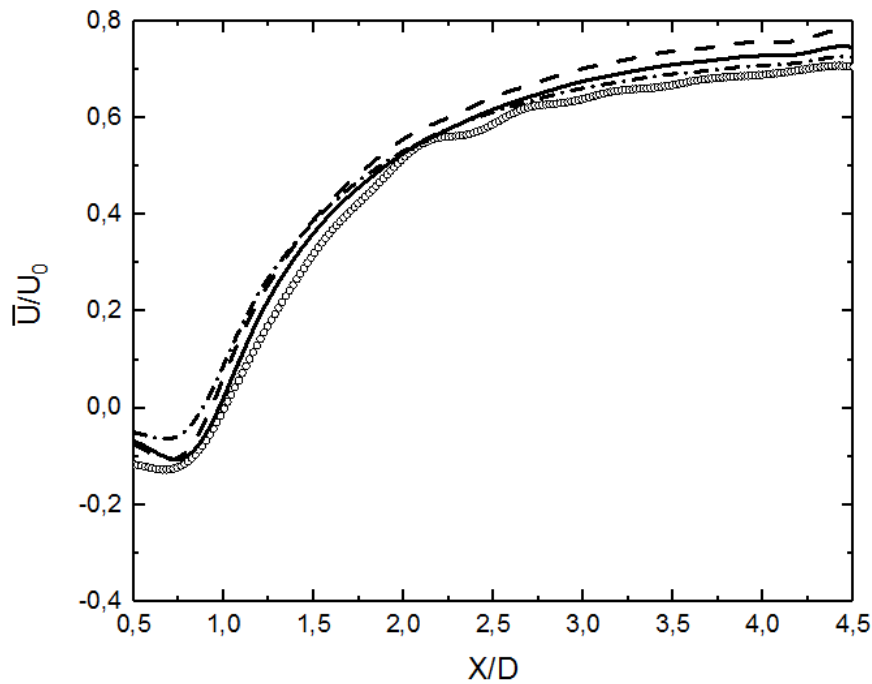


Fig. 3 - Etude de sensibilité pour la vitesse moyenne longitudinale le long de la ligne médiane du sillage ($Y/D = 0$).

◦ : maillage grossier, - - : maillage moyen, — : maillage fin, - . - . : maillage plus fin.

3.3 Vitesse moyenne et longueur de recirculation

La vitesse moyenne \bar{u} dans l'axe du sillage est tracée sur la figure 4, elle est nulle à la paroi et atteint un minimum négatif U_{min} dans la zone de recirculation. Une comparaison est donnée entre les résultats de notre étude RANS et les études numériques et expérimentales est présentée dans le tableau 1. La longueur de recirculation est définie comme l'abscisse du lieu où la vitesse moyenne longitudinale est nulle sur l'axe. En ce qui concerne la comparaison de nos résultats avec les données existantes, une différence est à noter concernant la longueur de recirculation et la vitesse maximale de retour qui est plus petite que les autres valeurs. Néanmoins, on peut voir qu'elles ont la même allure avec le reste des profils de vitesse.

Tableau 1 - Les travaux utilisés pour comparaison dans le cas d'un seul cylindre.

Étude	Mode	Re
Lourenco et Shih [1]	Exp	3900
Parnaudeau <i>et al</i> [3]	Exp/LES	3900
Kravchenko et Moin [5]	LES	3900
Wissink et Rodi [8]	DNS	3300
Norberg [24]	Exp	3000
Afgan <i>et al</i> [25]	LES	3900

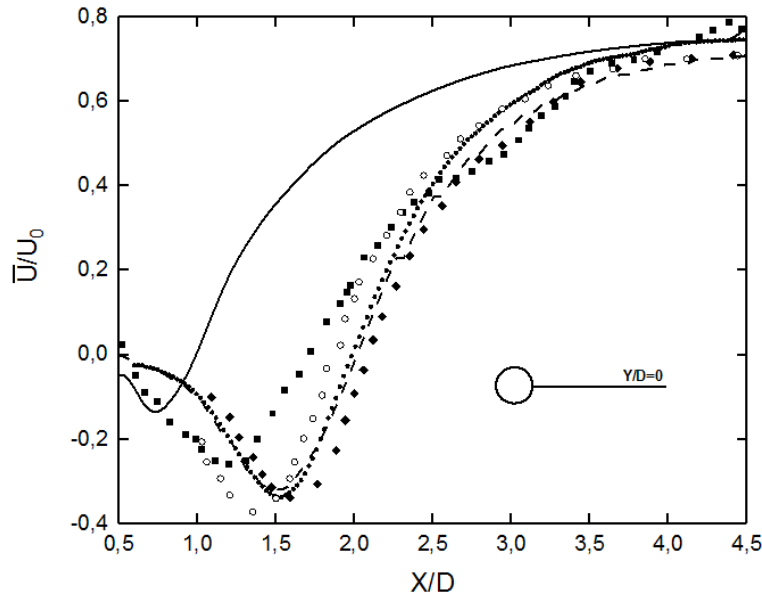


Fig. 4 - Comparaison entre les données expérimentales et numériques pour la vitesse moyenne longitudinale le long de la ligne médiane du sillage ($Y/D = 0$). —: présente étude, \blacksquare : Exp Lourenco et Shih[1], \bullet : Exp Parnaudeau *et al.* [3], \blacklozenge : DNS Wissink et Rodi [8], \circ : LES Kravchenko et Moin [5], - - : LES Afgan *et al.*[25].

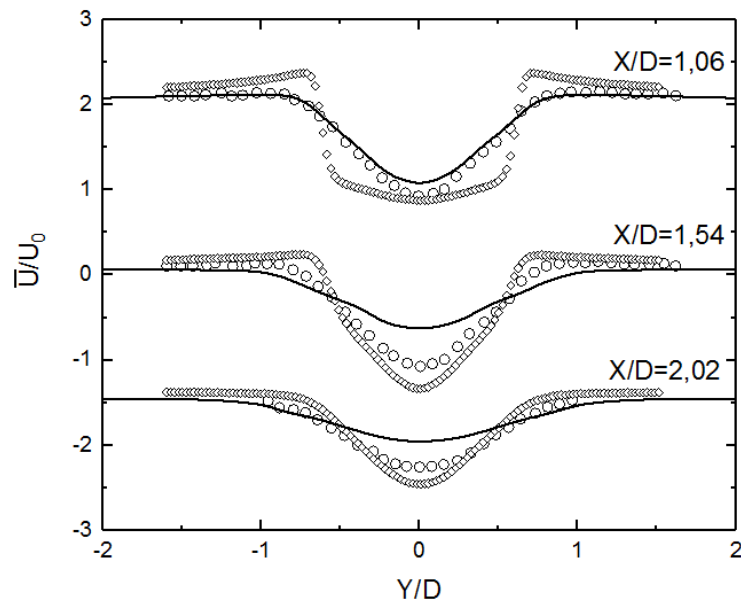


Fig. 5 - Profils de vitesse moyenne longitudinale pour différentes positions dans la zone de sillage. —: présente étude, \circ : Exp Lourenco et Shih [1], \diamond : Exp Parnaudeau *et al.* [3].

Les profils de vitesse moyenne longitudinale (\bar{U}/U_0) dans la zone du sillage sont montrés dans la figure 5 et analysés en trois points ($X/D = 1.06$, $X/D = 1.54$, $X/D = 2.02$) en aval du cylindre. Le profil transversal de la vitesse longitudinale \bar{U}/U_0 présente un déficit de vitesse près du cylindre. Un profil en forme de V est observé proche du cylindre (à $X/D = 1.06$), à cause de la longueur de recirculation faible. Ceci est en accord avec les données expérimentales de Lourenco et Shih [1] à l'exception de Parnaudeau *et al.* [3], un profil avec une forme en U qui évolue par la suite en une

forme en V au fur et à mesure que l'on s'éloigne du cylindre.

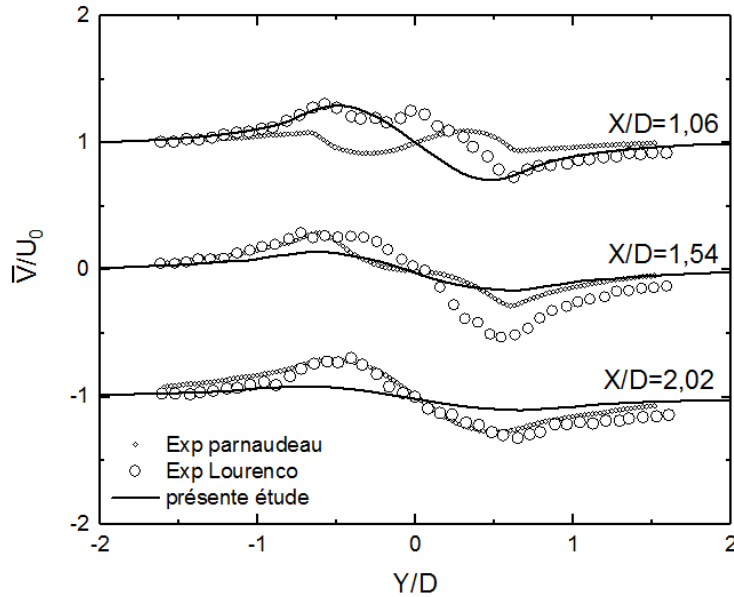


Fig. 6 - Profils de vitesse moyenne transversale pour différentes positions dans la zone de sillage. —: présente étude, \circ : Exp Lourenco et Shih [1], \diamond : Exp Parnaudeau *et al.* [3].

D'autre part les comparaisons entre notre étude RANS avec les données expérimentales pour la vitesse moyenne transversales (V/U_0) est montrée dans la figure 6. Sur cette figure la vitesse ($\hat{a} X/D = 1.06$) est dirigée loin de la ligne de symétrie ($Y/D = 0$). Cette tendance s'inverse en s'approchant de la ligne de symétrie aux points $X/D = 1.54$ et $X/D = 2.02$. La comparaison de nos résultats RANS sont en accord avec les mesures de Lourenco et Shih [1] ($\hat{a} X/D = 1.06$), et avec les mesures de Parnaudeau *et al.* [3] ($\hat{a} X/D = 1.54$). Le profil à la position $X/D = 2.02$ dévie des autres données toujours à cause de la longueur de recirculation faible de nos résultats.

3.4 Coefficient de pression moyenne

La distribution du coefficient de pression moyenne (\bar{C}_p) autour du cylindre est tracée sur la figure 7.

$$\bar{C}_p = 2(\bar{P} - P_\infty)/(\rho_\infty u_\infty^2) \tag{13}$$

Il est comparé aux résultats expérimentaux de Norberg [24] pour un nombre de Reynolds égal à 3000.

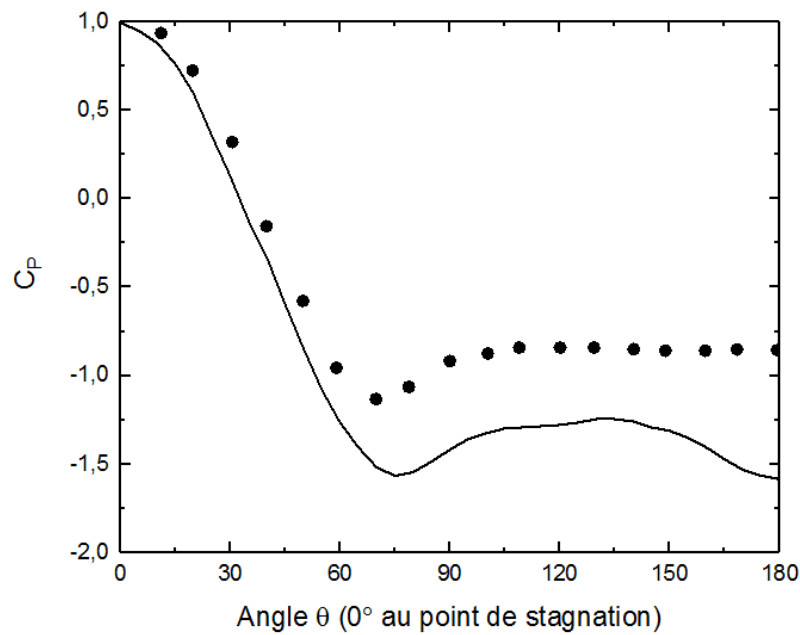
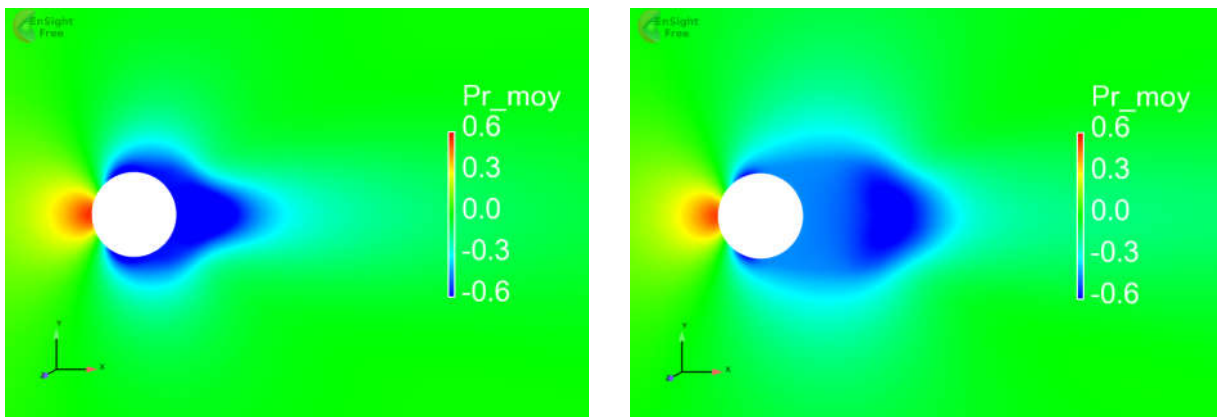


Fig. 7 - Profil du coefficient de pression moyenne autour de la surface du cylindre. —: présente étude, ● : ExpNorberg[24].

La figure 7 montre la distribution du $\overline{C_p}$ autour de la surface du cylindre. Le $\overline{C_p}$ atteint des valeurs maximales au bord d'attaque $\overline{C_{p_{max}}} = 1$ pour un angle $\theta = 0^\circ$, il diminue jusqu'à une valeur minimale $\overline{C_{p_{min}}} = -1.57$ pour un angle $\theta = 75^\circ$. Dans le sillage, on constate des disparités entre les résultats numériques et expérimentaux. Comme discuté précédemment, l'écart peut être dû à notre méthode de modélisation choisie. Il est noté que la distribution de $\overline{C_p}$ est symétrique par rapport à l'angle 180° .

Sur la figure 8, les quantités de l'écoulement ont été comparé (champs moyens de vitesses et de pression) des résultats de la présente étude avec les résultats numériques de Afgan *et al.* [25]. De ce fait, on gardera par la suite les mêmes paramètres principaux de calcul.



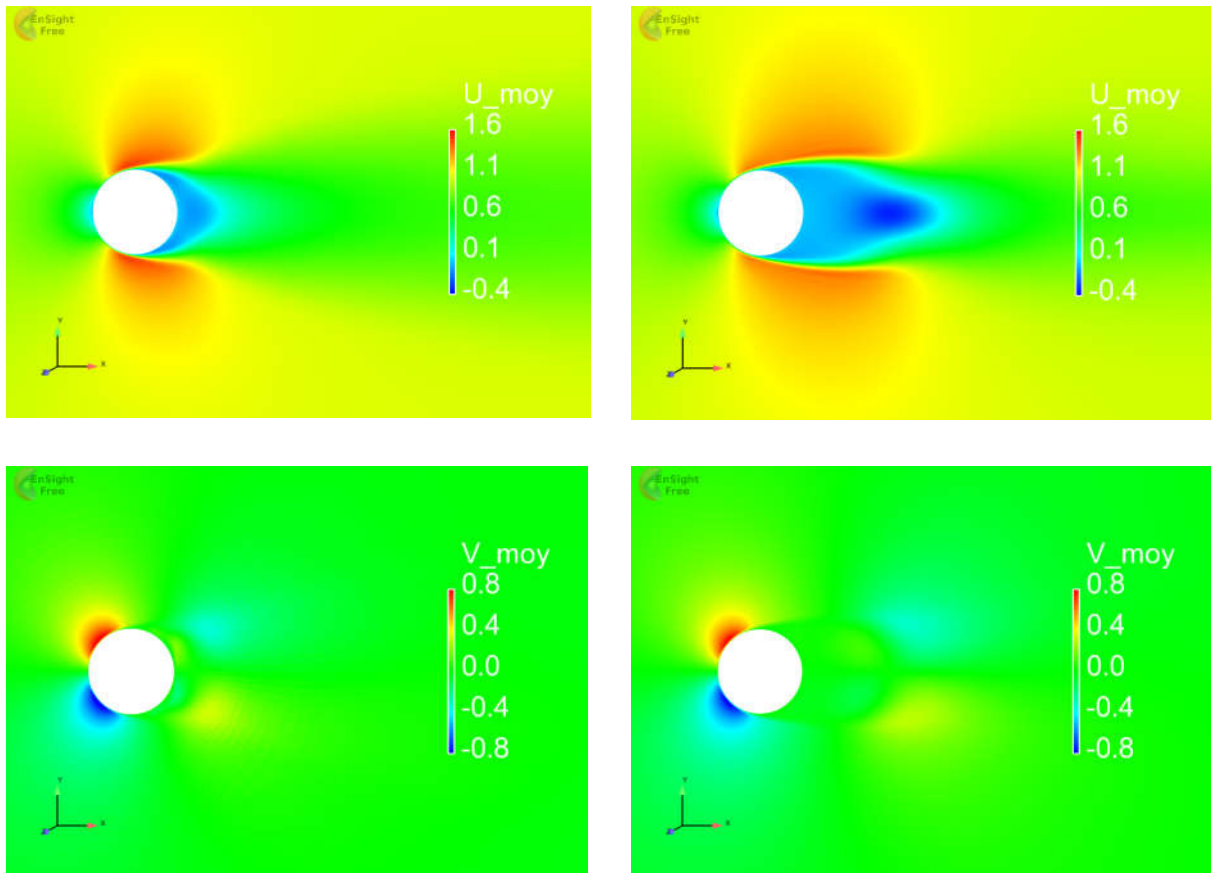


Fig. 8 - Comparaison des différents champs de l'écoulement. (gauche) Présente étude, (droite) LES Afgan *et al.*[25].

4 Cas de quatre cylindres en configuration carrée

4.1 Description du cas et détails des calculs

La figure 9 représente la configuration de quatre cylindres en arrangement carré avec un espacement de $P/D = 1.5$ (rapport d'espacement mesuré entre le centre des cylindres et le diamètre). Les dimensions du domaine de calcul sont $25D \times (20D + (P/D)) \times 4D$ dans la direction de l'écoulement (X), transverse (Y) et d'envergure (Z) respectivement. La longueur en amont du cylindre est $10D$ et à l'entrée une vitesse uniforme est imposée. L'écoulement simulé en régime turbulent pour un fluide incompressible sans transfert de chaleur. L'analyse est faite pour un nombre de Reynolds ($Re = 3.000$).

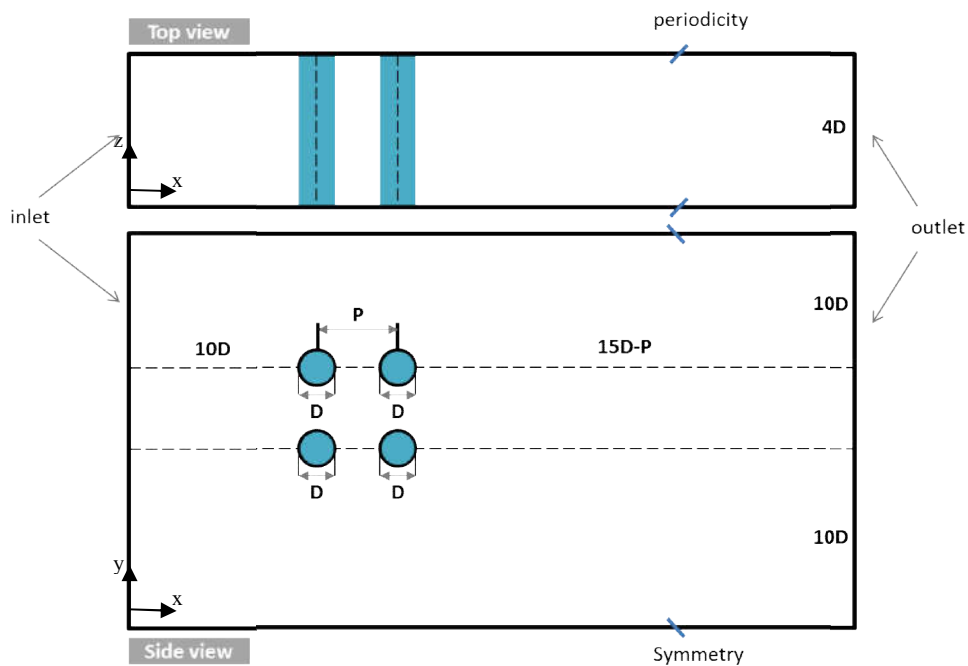


Fig. 9 - Dimensions de domaine et les conditions aux limites pour l'écoulement autour quatre de cylindres en configuration carré.

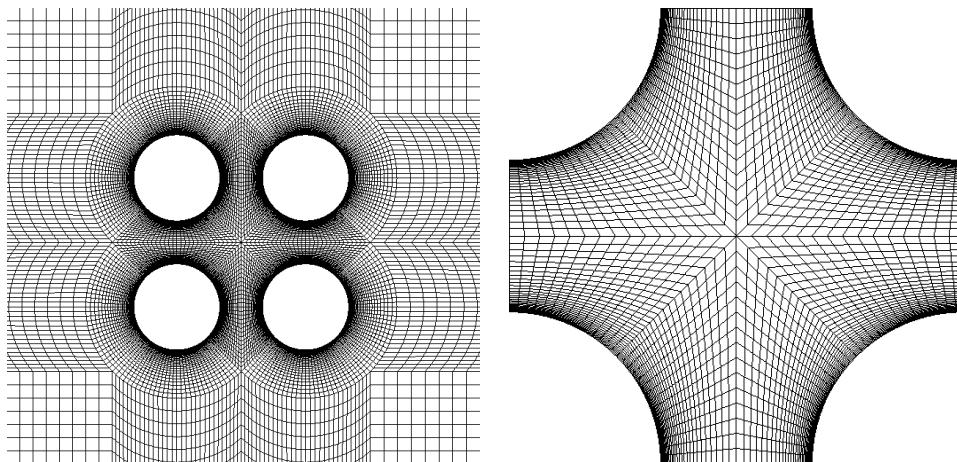


Fig. 10 – Section transversale et zoom du maillage dans le plan XY pour le cas de quatre cylindres en configuration carrée (cas avec un espacement de $P/D = 1.5$).

4.2 Changement de mode (Bistabilité)

La figure 11 représente le changement de mode, un des phénomènes qui est capté seulement par des méthodes avancées. Dans notre étude, la détection de ce phénomène avec l'approche RANS a été possible. Le phénomène de bistabilité est très clair ici (M1 :mode1, M2 :mode2). Notre attention est orientée vers la compréhension de la physique responsable du changement de mode (bistabilité). Vu que ce changement se fait de façon rapide, il est difficile de réaliser des moyennes temporelles sur un seul mode stable, comme le cas d'un cylindre. En plus, la présence du phénomène du jet

sur le côté avant des deux cylindres en aval, complique d'avantage l'étude du cas. Le jet cause la déflexion de l'écoulement dans le sens inverse de chaque mode stable même si ce dernier change rapidement. (Pour plus de détails voir l'article de Kahil *et al.* [26]).

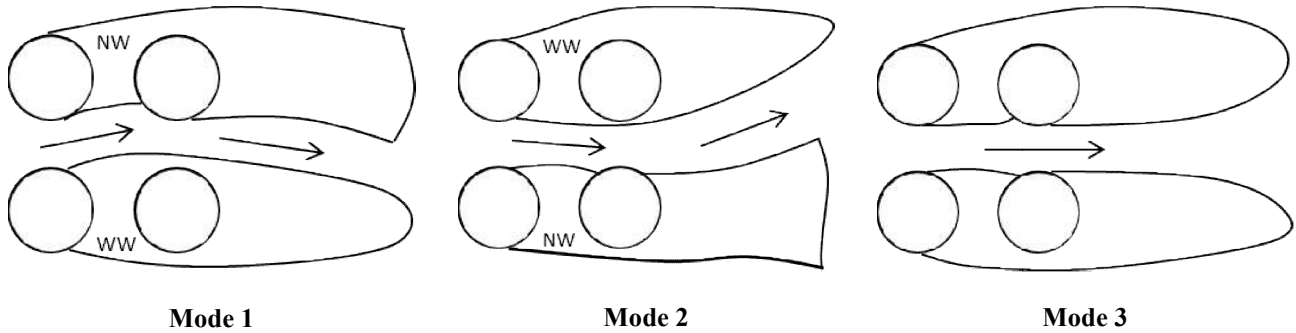


Fig. 11 – Changement de mode (M1, M2 et M3).

La figure 12 montre le champ de vitesse et le changement de mode (bistabilité) est bien visible sur cette figure. On peut voir que le passage d'un mode à l'autre (du haut vers le bas et vice versa) est plus rapide. Ce changement n'est pas périodique et se produit aléatoirement. Dans la figure 13, les champs de vitesse instantanée et moyenne, pression plus l'énergie cinétique turbulente sont regroupées.

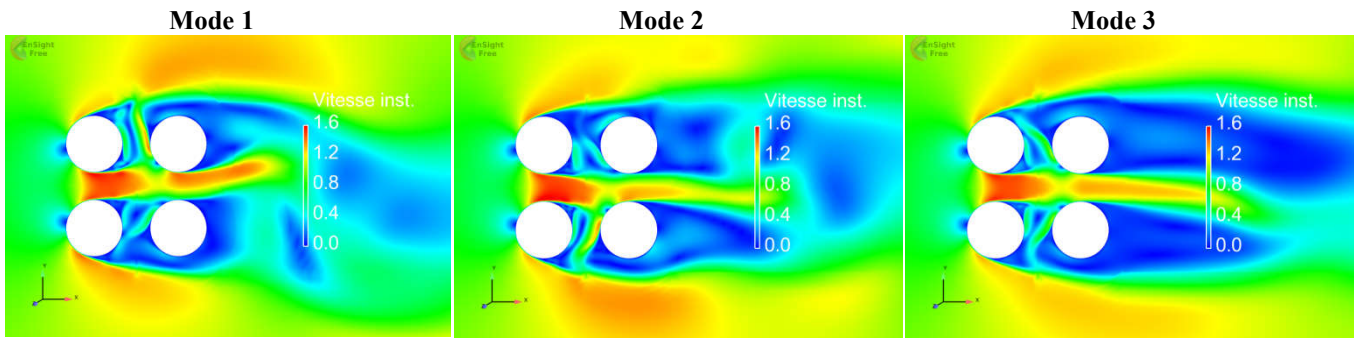
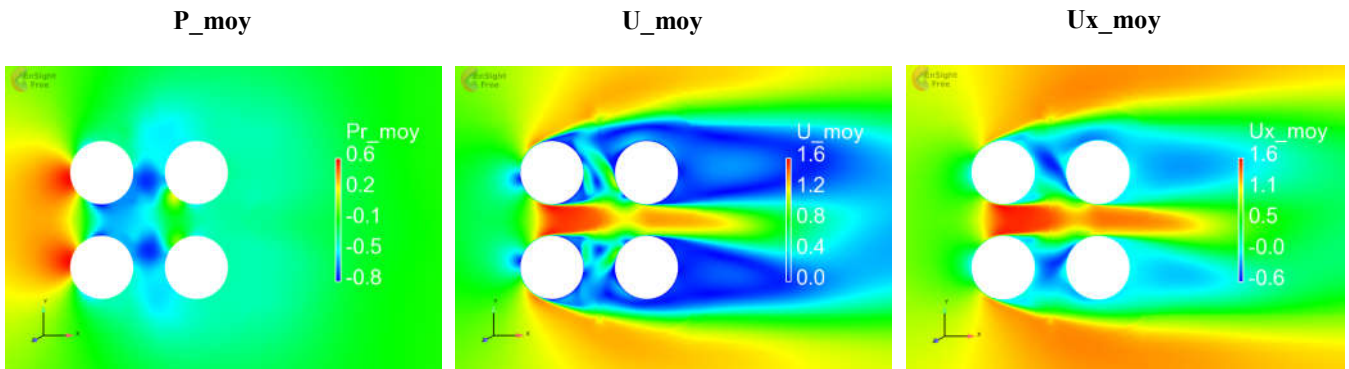


Fig. 12 – Champ de vitesse instantané avec représentation des modes.



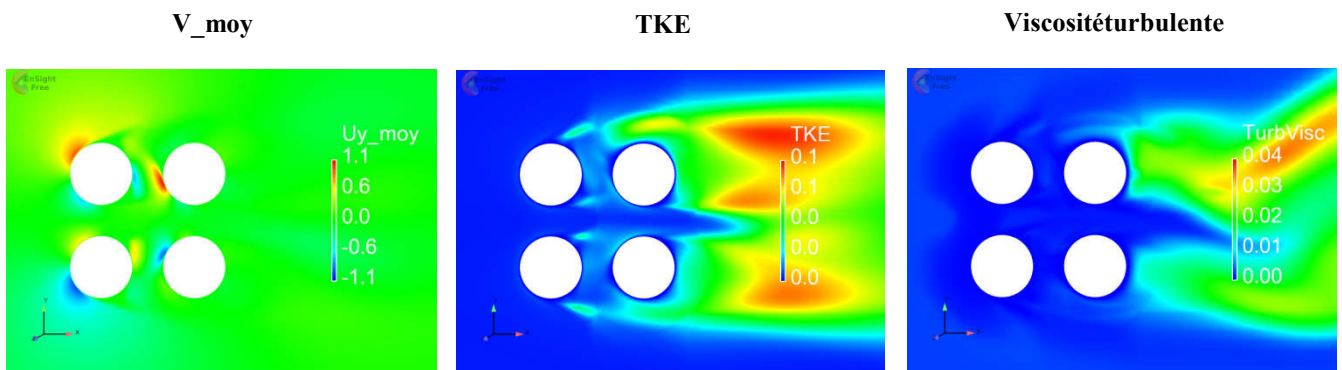


Fig. 13 – Différents champs de l'écoulement.

5 Conclusion

A l'aide du logiciel *Code_Saturne*, une étude numérique est réalisée pour un écoulement turbulent autour d'un ou plusieurs cylindres. La compréhension du comportement de l'écoulement et l'explication des phénomènes physiques qui apparaissent a été l'objectif du présent travail, ce qui permettra une meilleure prédiction des chargements hydrodynamiques et aérodynamiques lors d'étude de systèmes réels. Comme conditions aux limites, une vitesse est imposée à l'entrée. Des conditions de symétrie sont imposées sur les faces supérieure et inférieure du domaine tandis que des conditions périodiques sont employées sur les faces latérales. L'écoulement est modélisé par les équations différentielles aux dérivés partielles de conservation de masse et de quantités de mouvement. Pour la discrétisation des équations, *Code_Saturne* utilise la méthode des volumes finis. En premier lieu, une analyse des champs de vitesses et de pression est faite, ainsi les champs des vitesses longitudinale et transversale et la longueur de recirculation. Les vitesses moyennes sont tracées pour différentes positions (X/D) dans la zone de sillage, et la distribution de pression moyenne autour de la surface du cylindre.

En deuxième lieu, une étude de l'évolution de l'écoulement pour la configuration de quatre cylindres en arrangement carré avec espacement entre le centre des cylindres de $P/D = 1.5$ et un nombre de Reynolds égal à 3000. Le phénomène de bistabilité a été détecté à l'aide des différents champs de vitesse.

En conclusion à partir de la comparaison des résultats, l'approche RANS permet d'obtenir de bons résultats pour aider à la compréhension du comportement de l'écoulement et d'expliquer les phénomènes physiques plus au moins proche des autres méthodes.

REFERENCES

- [1] Lourenco, L. M., Shih, C., 1993. Characteristics of the plane turbulent near wake of a cylinder, a particleimage velocimetry study. Published in Beaudan and Moin [4].
- [2] Sumer, B. M., 1997. Hydrodynamics Around Cylindrical Structures, World Scientific, Singapore.
- [3] Parnaudeau, P., Carlier, J., Heitz, D., Lamballais, E., 2008. Experimental and numerical studies of the flow over a circular cylinder at Reynolds number 3900. *Physics of Fluids*, 20(8).
- [4] Beaudan, P., Moin, P., 1994. Numerical experiments on the flow past a circular cylinder at a sub-critical Reynolds number. Technical Rapport, Report No.TF-62, Thermosciences Division, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, USA.
- [5] Kravchenko, A. G., Moin, P., 2000. Numerical studies of flow around a circular cylinder at $Re=3900$. *Physics of Fluids*, 12(12).

- Fluids, 12, pp.403–417.
- [6] Mittal, R., 1996. Progress on les of flow past a circular cylinder. Technical Rapport, CTR Annual Research Briefs p.233, Stanford CA 94305.
- [7] Ong, L., Wallace, J., 1996. The velocity field of the turbulent very near wake of a circular cylinder. *Experiments in Fluids*, 30, pp.441–453.
- [8] Wissink, J.G., Rodi, W., 2008. Numerical study of the near wake of a circular cylinder. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29(4), pp.1060–1070.
- [9] Lam, K., Lo, S.C., 1992. A visualization study of cross-flow around four cylinders in a square configuration. *Journal of Fluids and Structures* 6, pp.109–131.
- [10] Lam, K., Fang, X., 1995. The effect of interference of four equispaced cylinders in cross flow on pressure and force coefficients. *Journal of Fluids and Structures* 9, pp.195–214.
- [11] Lam, K., Li, J.Y., Chan, K.T., So, R.M.C., 2003. Flow pattern and velocity field distribution of cross-flow around four cylinders in a square configuration at a low Reynolds number. *Journal of Fluids and Structures* 17, pp.665–679.
- [12] Lam, K., Li, J.Y., So, R.M.C., 2003. Force coefficients and Strouhal numbers of four cylinders in cross flow. *Journal of Fluids and Structures* 18, pp.305–324.
- [13] Lam, K., Gong, W.Q., So, R.M.C., 2008. Numerical simulation of cross-flow around four cylinders in an in-line square configuration. *Journal of Fluids and Structures* 24, pp.34–57.
- [14] Lam, K., Zou, L., 2010. Three-dimensional numerical simulations of cross-flow around four cylinders in an in-line square configuration. *Journal of Fluids and Structures* 26, pp.482–502.
- [15] Zhao, M., Cheng, L., 2012. Numerical simulation of vortex-induced vibration of four circular cylinders in a square configuration. *Journal of Fluids and Structures* 31, pp.125–140.
- [16] Farrant, T., Tan, M., Price, W.G., 2000. A cell boundary element method applied to laminar vortex-shedding from arrays of cylinders in various arrangements. *Journal of Fluids and Structures* 14, pp.375–402.
- [17] Esfahani, J.A., Be Hagh, A.R.V., 2010. A Lattice Boltzmann simulation of cross-flow around four cylinders in a square arrangement. In: *Proceedings of ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA2010* 4, pp.109–115.
- [18] Tong, F., Cheng, L., Zhao, M., Chen, X.B., 2011. Three dimensional numerical simulation of flow around four circular cylinders in an in-line square configuration. In: *Proceedings of the 6th International Conference on Asian and Pacific Coasts (APAC 2011)*, Hong Kong, China.
- [19] <http://gmsh.info/>. Date de la dernière consultation du site: 29/11/2019
- [20] <https://www.code-saturne.org/cms/>. Date de la dernière consultation du site: 29/11/2019.
- [21] Archambeau, F., Méchitoua, N., Sakiz, M., 2004. A finite volume code for the computation of turbulent incompressible flows - industrial applications. *International Journal of Finite Volumes* 1.
- [22] <http://www.ansys.com/products/fluids/ansys-ensight/>. Date de la dernière consultation du site: 29/11/2019.
- [23] Adil Ridha, 2008–2009. *Dynamique des fluides réels*, Université de Caen.
- [24] Norberg, C., 1987. Effects of Reynolds number and low-intensity free stream turbulence on the flow around a circular cylinder. Pub No. 87/2, Chalmers University of Technology, Department of Applied Thermoscience and Fluid Mech., Gothenburg, Sweden.
- [25] Afgan, I., Kahil, Y., Benhamadouche, S., Sagaut, P., 2011. Large eddy simulation of the flow around single and two side-by-side cylinders at subcritical Reynolds numbers. *Physics of Fluids*, 23, pp. 07501.
- [26] Kahil, Y., Benhamadouche, S., Berrouk, A., S., Afgan, I., (2018) Simulation of subcritical-Reynolds number flow around four cylinders in square arrangement configuration using LES. *European Journal of Mechanics - B/Fluids*, 74, pp.111-122.

Nomenclature

R_e	Nombre de Reynolds
ρ_f	Masse volumique du fluide
u	Vitesse du fluide

D	Echelle de longueur caractéristique
μ	Viscosité dynamique du fluide
η	Echelle de Kolmogorov
ε	Taux d'énergie cinétique dissipée
k	Energie cinétique turbulente
$\overline{u'_i u'_j}$	Composantes du tenseur de Reynolds
ν_t	Viscosité turbulente
ω	Taux de dissipation spécifique
U	Vitesse moyenne de fluide
F_1	Fonction de fusion
S	Mesure invariante de la vitesse de déformation
F_2	Deuxième fonction de fusion
$\beta^*, \alpha_1, \beta_1, \sigma_{k1}, \sigma_{\omega1}, \alpha_2, \beta_2,$ $\sigma_{k2}, \sigma_{\omega2}$	Constantes du modèle $k - \omega$ SST
ρ	Densité du fluide
\bar{u}	Vitesse moyenne
\bar{U}/U_0	Vitesse moyenne longitudinale
\bar{C}_p	Coefficient de pression moyenne
\bar{P}	Pression moyenne
P_∞	Pression initiale
ρ_∞	Masse volumique
u_∞	Vitesse de l'écoulement
P/D	Espacement entre le centre des cylindres
L/D	Distance adimensionnelle longitudinale entre les centres des cylindres
L_r	Longueur de recirculation