



République Algérienne Démocratique et Populaire



Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Kasdi Merbah Ouargla

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique

Option : maintenance industrielle

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

Présenté par:

M^r. AMRAH Cherif

M^r. BEN CHIKH Yahia

Thème

**Simulation numérique du comportement
Vibratoire d'un faisceau de tubes sous
L'effet d'un écoulement de fluide**

Soutenu publiquement

Le : 10/06/2018

| | | | |
|-----------------------------------|--------|----------------------|-------------|
| M ^r . BELAKROUM Rassim | MC (A) | Encadreur/rapporteur | UKM Ouargla |
| M ^r . GUEBAILIA Moussa | MA (A) | Président | UKM Ouargla |
| M ^r . BOUHAMAME Nasar | MC (B) | Examineur | UKM Ouargla |

Promotion : Juin 2018

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ
الْحَمْدُ لِلَّهِ الَّذِي
خَلَقَ السَّمَوَاتِ وَالْأَرْضَ
وَالَّذِي يُضَوِّبُ الْمَوْتَى
إِنَّ رَبَّهُ لَسَدِيدٌ
إِلَىٰ عَرْشِهِ الرَّحِيمُ
الَّذِي يُخْرِجُ الْحَيَّ مِنَ الْمَوْتِ
وَالَّذِي يُدْخِلُ الْمَوْتَ
إِلَىٰ الْحَيِّ إِنَّ رَبَّهُ
لَسَدِيدٌ إِلَىٰ عَرْشِهِ
الرَّحِيمُ

Remerciements

*Toute la gratitude et le merci à Dieu notre créateur qui nous a donné
la force pour effectuer et achever ce travail.*

Ainsi nos parents qui nous aident.

*Nous tenons à remercier en premier lieu et très chaleureusement
notre promoteur **DR. BELAKROUM Rassim**
pour avoir accepté de diriger notre travail, pour ses précieux conseils,
pour son esprit d'ouverture et sa disponibilité. Grâce à lui,
notre travail s'est déroulé.*

*Nous remercions toutes personnes dans l'en-tête de la liste **Sofiane
arabe**. qui nous ont aidés de près ou de loin à la finalisation de ce
travail, nous tenons à leur exprimer notre vive gratitude.*

*Enfin nos remerciements à tous les enseignants qui ont contribué à
notre formation à l'université de OUARGLA.*

Mille Mercis

Dédicaces



Je dédie ce modeste travail :

Amon très Cher Père

Ama très Chère Mère

A tous mes Frères

A tous mes sœurs

A mes chers et fidèles amis

A mon cher binôme BEN CHIKH yahia.

A toute la promotion de maintenance industrielle.

Cherif

Dédicaces



Je dédie ce modeste travail :

A mon très Cher Père

A ma très Chère Mère

A tous mes Frères

A tous mes sœurs

A mes chers et fidèles amis

A mon cher binôme ARMAH Cherif

A toute la promotion maintenance industrielle

Yahia

Résumé

Le couplage dynamique entre un fluide et un solide est au cœur de nombreuses problématiques dans les domaines : maritime, biomédical, pétrolier, nucléaire et génie civil. Le maintien en conditions de sécurité de certains systèmes requiert la maîtrise et la connaissance du comportement vibratoire lors d'un couplage fluide –élastique. On se propose dans ce travail, l'analyse du comportement vibratoire d'un faisceau de tube sous l'effet de vortex générés par le phénomène de lâchers tourbillonnaires. Alors que la vitesse de l'écoulement augmente ou diminue la fréquence des détachements tourbillonnaires peut approcher la fréquence naturelle du corps élastique de sorte qu'un phénomène de synchronisation des fréquences prend naissance. Ce comportement se traduit par des vibrations d'amplitude catastrophiques pouvant conduire à la rupture du système. Dans ce travail, nous avons adopté une méthode de couplage dans un seul sens. En plus de l'effet de la vitesse d'écoulement, on a pu vérifier l'effet de la distance entre les cylindres leur conséquence sur le comportement vibratoire.

Les mots clés : lâches tourbillonnaires, vortex, vibration dues à l'effet vortex, vibration d'obstacle cylindrique, Écoulement autour d'un faisceau.

Abstract

The dynamic coupling between a fluid and a solid is at the heart of many problems in the fields: maritime, biomedical, oil, nuclear and civil engineering. Maintaining certain systems in safe conditions requires mastery and knowledge of the vibratory behavior during a fluid-elastic coupling. We propose in this work, the analysis of the vibratory behavior of a tube bundle under the effect of vortices generated by the phenomenon of vortex releases. While the velocity of the flow increases or decreases the frequency of vortex detachment can approach the natural frequency of the elastic body so that a frequency synchronization phenomenon takes place. This behavior results in catastrophic amplitude vibrations that can lead to system failure. In this work, we adopted a one-way coupling method. In addition to the effect of the flow velocity, it was possible to verify the effect of the distance between the cylinders their consequence on the vibratory behavior.

Key-words: loose vortex, vortex, vibration due to the vortex effect, cylindrical obstacle vibration, flow around obstacles.

ملخص

يعتبر الارتباط الديناميكي بين السوائل والصلب في قلب العديد من المشاكل في الحقول: البحرية، الطبية الحيوية، النفط، الهندسة النووية والمدنية. يتطلب الحفاظ على ظروف السلامة في أنظمة معينة إتقان ومعرفة السلوك الاهتزازي أثناء الاقتران (السائل – المرن). نقترح في هذا العمل، تحليل السلوك الاهتزازي لمجموعة أنابيب تحت تأثير الدوامات الناتجة عن ظاهرة مفرزات الدوامات. في حين أن سرعة التدفق تزيد أو تقلل من وتيرة الانفصال في الدوامة وبذلك يمكن أن تقترب من التردد الطبيعي للجسم المرن حتى تحدث ظاهرة تزامن التردد. ينتج عن هذا السلوك اهتزازات ذات سعة كارثية التي يمكن أن تؤدي إلى فشل النظام. في هذا العمل، اعتمدنا طريقة الاقتران أحادي الاتجاه. بالإضافة إلى تأثير سرعة التدفق، كان من الممكن التحقق من تأثير المسافة بين الأسطوانات ونتيجة تأثيرها على السلوك الاهتزازي.

الكلمات المفتاحية: إطلاقات الدوامة، دوامة، اهتزازات بسبب تأثير الدوامة، اهتزازات العقبة الأسطوانية، التدفقات حول العقبات.

Sommaire

| | |
|-------------------|--|
| Remerciements | |
| Dédicaces | |
| Résumé | |
| Sommaire | |
| Liste des figures | |
| Nomenclature | |

| | |
|----------------------------|---|
| Introduction générale..... | 1 |
|----------------------------|---|

Chapitre I

Vibrations des faisceaux du tube

| | |
|---|---|
| I.1.Introduction..... | 3 |
| I.2. Ecoulement autour des obstacles | 3 |
| I.2.1. Les obstacles aérodynamiques..... | 3 |
| I.2.2. Ecoulement autour d'un obstacle cylindrique | 4 |
| I.2.3. Différents régimes d'écoulement autour d'un cylindre circulaire..... | 4 |
| A.Cylindre circulaire fixe..... | 4 |
| B.Faisceaux de tubes..... | 6 |
| I.3. Vibrations induites par un écoulement autour d'un cylindre | 7 |
| A. Vibrations induites par turbulence (TIV) | 8 |
| B. Vibrations induites par effet de Vortex (VIV)..... | 8 |
| C. Mouvement induisant des vibrations (MIV) | 8 |
| I.4. Synthèse bibliographique..... | 9 |

Chapitre II

Modélisation mathématique et méthode numérique

| | |
|--|----|
| II.1. Introduction..... | 10 |
| II.2. Milieu fluide | 10 |
| II.3. Milieu structure (faisceau de tube)..... | 11 |
| II.4. Méthode de résolution | 12 |

Chapitre III

Résultats et discussions

| | |
|---|----|
| III.1. Introduction | 20 |
| III.2. Représentation de la géométrie | 21 |
| III.3 Conception de maillage sous Icem CFD | 21 |
| III.3.1 Choix du type de maillage..... | 22 |
| III.4. La simulation numérique sous logiciel FLUENT | 23 |
| III.4.1. Etapes de calcul..... | 24 |
| III.4.2. Résumé des paramètres de la simulation numérique | 25 |
| III.5. Analyse et interprétations des résultats | 25 |
| III.5.1. Représentation du champ d'écoulement | 25 |
| III.5.2. Les forces aérodynamiques sur les cylindres..... | 26 |
| Conclusion Générale | 45 |

Bibliographie

Liste des Figures

| | |
|--|----|
| Figure. I.1 :évolution de nombre de Strouhal en fonction de nombre de Reynolds..... | 5 |
| Figure.I. 2 :Différents régimes d'écoulement en fonction du nombre de Reynolds Re. | 6 |
| Figure .I.3: évolution de St en fonction de Re dans le cas d'un faisceau de tube. | 7 |
| Figure.I.4 : Représentation schématique l'amplitude vibratoire en fonction de la vitesse réduite u^* | 8 |
| | |
| Figure.II. 1: Modèle physique étudié | 11 |
| Figure .II.2: Méthode de couplage dans seul sens (one way coupling method) | 12 |
| Figure .II.3 : Réponse d'un système non-amorti à un degré de liberté ($\omega < \omega_n$). | 15 |
| Figure . II.4 : Réponse d'un système non-amorti quand = (phénomène de résonance)..... | 16 |
| Figure . II.5 : Phénomène de battement | 16 |
| Figure. II.6 : Facteur d'amplification en fonction du rapport des fréquences Pour différents rapports d'amortissement..... | 19 |
| Figure . II.7 : Angle de phase en fonction du rapport des fréquences pour différents Rapports d'amortissement..... | 19 |
| | |
| Figure . III. 1 : étapes de la simulation numérique..... | 20 |
| Figure . III.3: Maillages structurés et non structurés..... | 22 |
| Figure . III.4 : Maillage utilisé autour de quatre cylindres dans en disposition carrée | 23 |
| Tableau1. III-1 : Résumé de toutes les étapes de simulation sur FLUENT..... | 26 |
| Figure . III.5 : Lignes de courant d'un écoulement autour de quatre cylindres | 27 |
| Figure . III.6 : Evolution dans le temps de la portance du cylindre 1 ($Re=500$ et $P/D=1$)..... | 28 |
| Figure.III.7 : Spectre de fréquence des portances sur les quatre cylindres ($P/D=1$, $Re=500$).. | 28 |
| Figure.III.8 : Spectre de fréquence des portances sur les quatre cylindres ($P/D=2$ et $Re=500$) | 30 |
| Figure. III.11 : déplacement suivant (oy) des quatre cylindres ($P/D=2$ et $Re=500$) | 32 |
| Figure. III.12 : Spectre de fréquence des portances sur les quatre cylindres ($P/D=3$) et $Re=500$)..... | 33 |
| Figure. III.13: Spectre de fréquence des portances sur les quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=1000$)..... | 35 |
| Figure..III.14: déplacement suivant (oy) des quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=1000$) | 37 |
| Figure. III.15 : Spectre de fréquence des portances sur les quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=2000$)..... | 39 |
| Figure.III.16: Déplacement suivant (oy) des quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=2000$). | 41 |
| Figure III.17 : Spectre de fréquence des portances sur les quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=3000$)..... | 42 |
| Figure 14Figure. III.18: Déplacements suivant (oy) des quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=3000$). | 44 |

Nomenclature

Notations usuels :

U : la vitesse d'écoulement (m/s)

D : Le diamètre du cylindre à section circulaire (m)

ν : La viscosité cinématique du fluide (m²/s)

f : La fréquence des lâchers tourbillonnaires (HZ)

P : La pression (Pa)

t : temps (s)

m : La masse du système (kg)

k : La rigidité (N/m)

F : Efforts extérieurs (N)

ω : La pulsation (rad/s)

M : La masse du système couplé (kg)

F_0 : Amplitude de l'harmonique principale

\emptyset : L'angle de phase

ρ : Masse volumique (Kg/m³)

μ : viscosité dynamique (N.s/m²)

Nombres sans dimensions :

Re : nombre de Reynolds

C_d : coefficients de traînée

C_l : coefficient de portance

St : nombres de Strouhal

***INTRODUCTION
GENERALE***

Introduction générale

Les faisceaux de tubes en contact avec un fluide en écoulement sont très courants dans l'industrie. A titre d'exemple : faisceaux d'échangeurs de chaleur et de générateurs de vapeur, chaudières, cœurs des réacteurs nucléaires, etc... Les risques d'instabilité ou de vibrations intenses sont fatals dans le cas de ce genre de dispositif.

Les phénomènes observés dans les faisceaux de tubes sont principalement : le détachement tourbillonnaire de Von Karman où possibilité d'un accrochage ou d'une synchronisation du milieu fluide avec les vibrations des tubes. De plus les phénomènes spécifiques aux faisceaux, viennent se superposer : ainsi les forces de couplage fluide-élastique entre un tube et les tubes voisins conduisent à un type d'instabilité particulier.

La compréhension du comportement couplé d'un milieu solide à un autre fluide reste encore du domaine de la recherche et n'est pas encore assez maîtrisé. La simulation numérique du comportement vibratoire de tels systèmes permet la prédiction des conditions de fonctionnement sécurisé et la détermination des vitesses d'écoulements pouvant provoquer la résonance et par conséquent la destruction du dispositif mis en examen.

C'est dans ce contexte que s'inscrit notre projet de fin d'étude qui est porté sur **la simulation numérique du comportement vibratoire d'un faisceau de tube dans un écoulement de fluide**. L'objectif principal recherché est de prédire les vitesses d'écoulements critiques correspondants à un comportement vibratoire des tubes très violent et pouvant même dans certain cas causer la destruction du système mécanique.

Ce mémoire est structuré en trois chapitres :

Le **premier chapitre**, est consacré aux notions de base et les différents mécanismes vibratoires mis en jeu dans les faisceaux de cylindres. Ainsi qu'une synthèse bibliographique sur des travaux antérieurs réalisés par d'autres auteurs. Nous donnons une idée sur les différents axes de recherche ainsi que les travaux effectués dans ce domaine.

Le **deuxième chapitre** est consacré à la présentation du modèle mathématique traduisant le comportement vibratoire ainsi que la procédure numérique à entreprendre.

Dans **le troisième chapitre**, nous présentons l'aspect simulation numérique du comportement vibratoire d'un faisceau de tubes dans un écoulement de fluide. Enfin nous concluons par un bilan et des perspectives de notre travail.

Chapitre I

VIBRATIONS DES FAISCEAUX DU TUBES

Chapitre I

Vibrations des faisceaux du tube

I. Généralité

I.1.Introduction

Ce chapitre nous permettra de comprendre la littérature de l'écoulement 2D autour d'un cylindre ; ainsi nous présenterons une synthèse bibliographique sur des travaux antérieurs réalisés par d'autres auteurs traitant du domaine de l'étude théorique et expérimentale de l'écoulement autour d'un faisceau de tube.

L'interaction entre une structure et un écoulement peut mener à une zone décollée fortement instable qui se développe dans le sillage de la structure et conduit généralement au lâcher périodique de tourbillons dans l'écoulement (allée de Bénard-von Karman). En retour ces tourbillons modifient périodiquement les efforts exercés par le fluide sur structure. La structure étant soumise à des efforts instationnaires, le lâcher tourbillonnaire et la structure peuvent entrer en résonance. Ce phénomène est appelé vibrations induites par vortex (VIVs) et est caractérisé par de fortes amplitudes de vibration. Le contrôle de l'amplitude des VIVs a un intérêt pratique dans plusieurs applications industrielles, allant du génie civil, à l'aéronautique, en passant par les installations pétrolières off-shore, les centrales nucléaires, la biomécanique... [1]

On peut assimiler l'écoulement 2D du fluide traversant le faisceau de tube à un écoulement 2D autour d'un cylindre, et utiliser ses théories dans les calculs.

I.2. Ecoulement autour des obstacles

L'écoulement autour des obstacles est un phénomène qui se produit fréquemment dans la pratique et sa compréhension est nécessaire pour la conception mécanique et thermique de nombreux systèmes en engineering comme : avions, automobiles, bâtiments, composants électroniques, les aubes de turbine...etc. L'identification et étude des phénomènes hydro et aérodynamiques qui surgissent dans le sillage d'un obstacle restent un sujet d'intérêt dans divers domaines.

I.2.1. Les obstacles aérodynamiques

On peut classer les obstacles de forme géométrie simple en trois types :

- Les obstacles à courbure progressive : pour lesquels le point de décollement de la couche limite est susceptible de se déplacer : le modèle géométrique est la sphère ou la cylindre.
- Les obstacles à arrête vive, pour lesquels le point de décollement de la couche limite est fixe : le modèle géométrique est la plaque plane inclinée sur la direction de la vitesse V .
- Les obstacles profilés, pour lesquels il n'y a pas de décollement de la couche limite : le modèle géométrique est la plaque plane parallèle à V .

I.2.2. Écoulement autour d'un obstacle cylindrique

Les structures tourbillonnaires observées dans la zone de sillage d'un obstacle solide sont dues à la transition des paramètres de l'écoulement tel que la couche limite ou l'écoulement cisailé. Ces transitions s'amorcent à des valeurs particulières du nombre de Reynolds [2]. Nous comptons sur le nombre de Reynolds dans la transition de l'écoulement laminaire à un écoulement turbulent.

I.2.3. Différents régimes d'écoulement autour d'un cylindre circulaire

➤ Cylindre circulaire fixe

Le cylindre à base circulaire, placé perpendiculairement dans un écoulement, est l'exemple type de l'obstacle non profilé à courbure progressive. C'est le cas le plus étudié. Son étude met en évidence les mécanismes fondamentaux expliquant la formation des tourbillons et les vibrations de structures qui en résultent. [3]

Les différents régimes d'écoulement autour de l'obstacle dépendent du nombre de Reynolds $Re = UD/\nu$ calculé avec le diamètre du cylindre D , la vitesse de l'écoulement U et ν la viscosité cinématique du fluide. [3]

a) Pour $Re < 5$, l'écoulement est à viscosité prépondérante, sans décollement, l'écoulement est dit rampant (Figure I.2a). Les lignes de courant sont parfaitement symétriques entre l'amont et l'aval du cylindre. Aucune instabilité ne se manifeste, aucun sillage ne se développe. [3]

b) Pour $5 < Re < 40$, l'effet visqueux n'est plus assez grand pour empêcher l'écoulement de décoller du cylindre (Figure I.2b). Ce décollement est symétrique avec deux tourbillons dans le sillage qui ne se détachent pas de l'obstacle, Les instabilités sont amorties, l'écoulement est stationnaire. Au-delà de la zone de recirculation, le sillage est stable.

c) Pour $40 < Re < 3 \cdot 10^5$, on entre dans le régime sous-critique. Les tourbillons se détachent alternativement de part et d'autre de l'obstacle (Figure I.2c). La couche limite reste laminaire jusqu'au point de décollement situé sur le cylindre à un angle d'environ 80° , compté par rapport au point d'arrêt amont. Ce point de décollement et toute la couche de cisaillement oscillent à une fréquence donnée f_{est} , caractérisée par le nombre de Strouhal $St = f \cdot D / U$. Le nombre de Strouhal (figure I.1) en régime sous critique reste constant et est très voisin de 0,19.

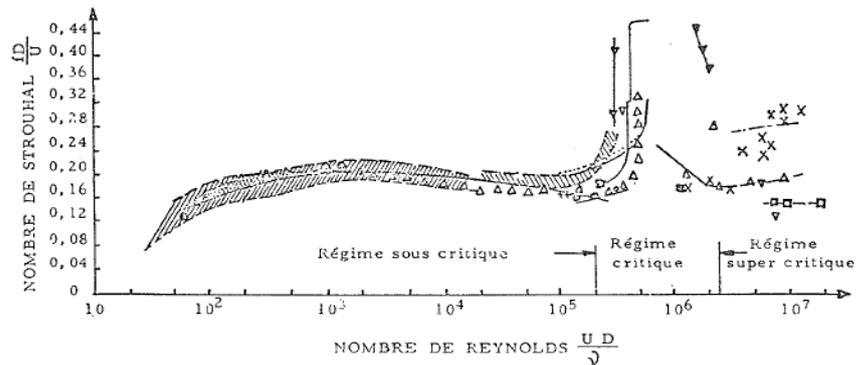


Figure. I. 1:évolution de nombre de Strouhal en fonction de nombre de Reynolds.

d) Pour $3 \cdot 10^5 < Re < 3,5 \cdot 10^6$, on est dans le régime critique. La transition laminaire turbulente de la couche limite se déclenche en amont du décollement (Figure I.2d). La couche limite turbulente, plus résistante au gradient de pression et à la courbure, ne décolle plus que pour un point correspondant à un angle de l'ordre de $140, 150$ par rapport au point amont.

La largeur du sillage se rétrécit. L'écoulement moyen se modifie ; la fréquence privilégiée disparaît. Le sillage devient turbulent à larges spectres de fréquences. Le nombre de Strouhal ne peut être défini. On donne une plage comprise entre 0,15 et 0,50.

e) Pour $Re > 3,5 \cdot 10^6$, on entre dans le régime supercritique avec couche limite turbulente. La périodicité de l'écoulement réapparaît. Les couches limites dans ce domaine sont entièrement turbulentes. Le nombre de Strouhal retrouve une valeur sensiblement constante, mais la connaissance de cette valeur est peu précise. On admet généralement un nombre de Strouhal voisin de 0,25, ce qui est cohérent avec la valeur de la vitesse moyenne dans une couche limite turbulente par rapport à celle dans une couche limite laminaire

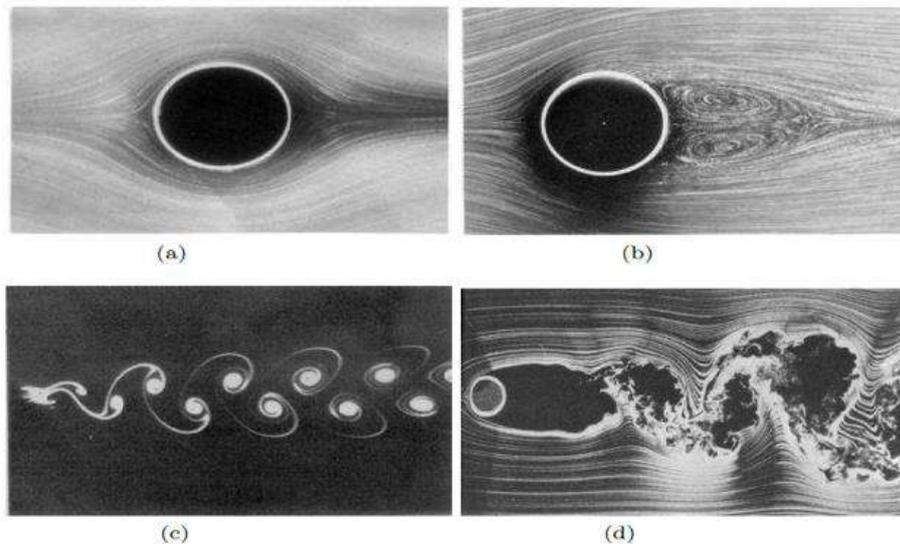


Figure. I. 2 : Différents régimes d'écoulement en fonction du nombre de Reynolds Re . [4]

➤ Faisceaux de tubes

Le détachement tourbillonnaire dans les faisceaux de tubes a fait l'objet de nombreux travaux. Dans le cas d'échangeurs, par exemple, ce problème est important, d'autant plus qu'il peut y avoir amplification du phénomène à la fréquence acoustique de la cavité contenant le faisceau. [3]

La figure I.3 donne, à titre d'exemple, les résultats de Y.N.Chen pour le faisceau en ligne et le faisceau en quinconce.

Il est intéressant de noter, du point de vue pratique, que :

- a) Quand les pas réduits sont supérieurs à 2, les valeurs expérimentales du nombre de Strouhal sont bien établies. Elles tendent vers la valeur du tube isolé pour les pas réduits très larges. [3]
- b) Lorsque les pas réduits sont de l'ordre de 2, la dispersion des valeurs expérimentales est beaucoup plus grande.
- c) Pour les espacements inférieurs à 2, on ne peut plus guère définir le nombre de Strouhal car, le niveau de fond ayant augmenté et le pic s'étant élargi, la "bosse" du détachement tourbillonnaire est pratiquement indétectable.

Les faisceaux de tube peuvent être le siège d'autres phénomènes vibratoires comme l'instabilité de flottement, qui résulte du couplage d'un tube à un tube voisin par l'intermédiaire de l'écoulement entre les tubes. [3]

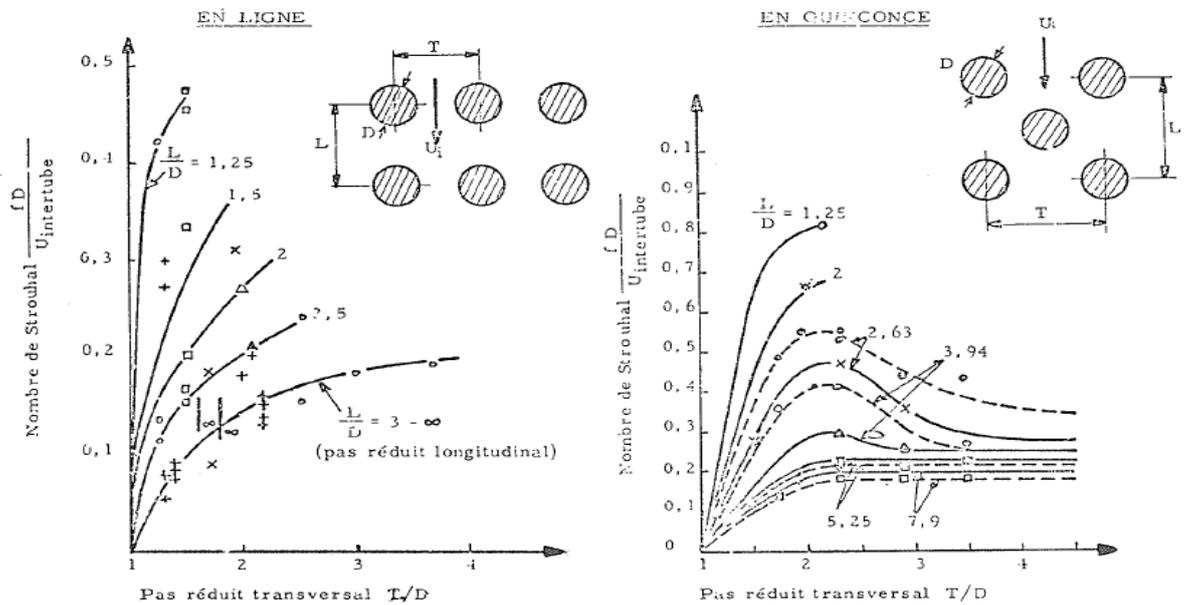


Figure. I. 3: évolution de St en fonction de Re dans le cas d'un faisceau de tube.

I.3. Vibrations induites par un écoulement autour d'un cylindre

Il y a trois principaux types de mécanismes impliqués dans l'origine des vibrations, lorsqu'un écoulement turbulent interagit avec une structure souple. [5]

La vitesse réduite de l'écoulement qui définit le régime de vibration dans lequel on se trouve.

$$u^* = \frac{u}{f_{s0} \cdot d}$$

Avec u la vitesse de l'écoulement, d le diamètre du cylindre et f_{s0} sa fréquence propre

En traçant l'amplitude des vibrations en fonction de cette vitesse réduite on distingue bien ces trois régimes (Figure I.4).

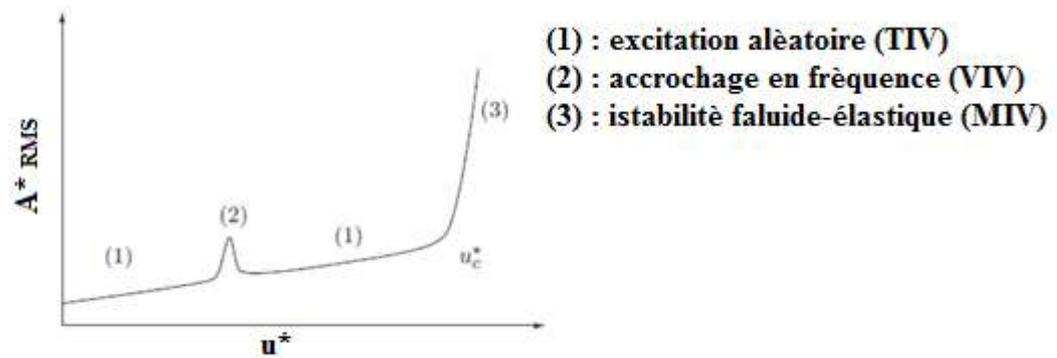


Figure. 1. 4 : Représentation schématique l'amplitude vibratoire en fonction de la vitesse réduite u^* . [5]

a. Vibrations induites par turbulence (TIV)

L'énergie des fluctuations turbulentes aléatoires de l'écoulement fait osciller la structure modérément. Son intensité augmente régulièrement avec la vitesse du fluide. Le système fluide structure est dynamiquement stable. La fréquence des lâchers tourbillonnaires ne dépend que du nombre de Reynolds de l'écoulement considéré. [5]

b. Vibrations induites par effet de Vortex (VIV)

Dans une zone de vitesse modérée, les charges périodiques induites par le sillage instationnaire intensifient l'effet vibratoire et l'amplitude d'oscillation augmente significativement lorsqu'on se situe dans une gamme de fréquence des lâchers tourbillonnaires proche de la fréquence propre de la structure.

c. Mouvement induisant des vibrations (MIV)

En augmentant la vitesse, des efforts induits par le mouvement de la structure sont à considérer. Ces forces de couplage aéroélastiques ont un effet stabilisant ou déstabilisant sur les modes du Système, selon la configuration. Lorsque l'effet est déstabilisant comme sur la figure 1.2, il existe une vitesse réduite critique (u_c^*) au-delà de laquelle l'écoulement transfère à la structure plus d'énergie qu'elle ne peut en dissiper et par conséquent, l'amplitude oscillatoire de la structure augmente exponentiellement provoquant la destruction de la structure. Cet instabilité dynamique est aussi appelée flottement (flutter).

Le terme générique utilisé pour parler des vibrations sous écoulement qui regroupe toutes les catégories antérieures est FIV (Flow Induced Vibrations).

Il existe un autre phénomène d'interaction, appelé Wake Induced Vibrations (WIV), qui fait référence aux vibrations produites par le sillage d'une structure sur une autre, située dans ce sillage.

I.4. Synthèse bibliographique

Beaucoup de travaux de recherche ont été réalisés en vue de modéliser l'écoulement autour des obstacles. Pour cela, plusieurs méthodes numériques dans le domaine ont été réalisées et confrontées aux expériences. Une large gamme de méthodes mathématiques a été développées, afin de s'approcher de la réalité de l'écoulement et de fournir le maximum d'informations pouvant se produire.

Guojon-Durand et al : ont étudié l'écoulement d'un fluide autour d'un cylindre animé d'un mouvement de rotation oscillante autour de son axe. Ils ont confirmé que pour certaines valeurs de la fréquence d'oscillation, il ya lieu d'une réduction de l'instabilité hydrodynamique. Et par la suite, ils ont modifié l'écoulement moyen en fonction de certains paramètres mécanique de structure du corps.

P.F. Zhang et al : ont effectué une étude numérique de l'écoulement laminaire bidimensionnel autour d'une tige ascendante et d'un cylindre circulaire. Les résultats obtenus à l'aide du logiciel de simulation Fluent démontrent que le coefficient de trainée moyenne et le coefficient de fluctuation de portance du cylindre peuvent être réduits par une tige ascendante.

R. Belakroum et al : Ont étudié par la méthode des éléments finis, le modèle LES (Large Eddy Simulation) pour simuler l'écoulement instationnaire et turbulent d'un fluide incompressible autour d'un cylindre.

S. Pascal-Ribot et Y. Blanchet : ont réalisé une étude expérimentale et numérique de l'écoulement de fluide autour d'un cylindre rigide en deux phases l'air et eau. La résolution numérique du problème a été faite à l'aide d'une méthode d'analyse dimensionnelle standard. Ils ont présenté une exploration de base pour évaluer les forces de portance de vibration exercées sur le cylindre.

Shuyang Cao –Yukio Tamura: Ont étudié numériquement et expérimentalement l'écoulement autours d'un cylindre circulaire pour un nombre de Reynolds sous-critique. On le constate que le nombre de Strouhal ne montre aucune variation par rapport au paramètre de cisaillement, et que le point d'arrêt à haute vitesse a une grande influence sur la force aérodynamique.

Chapitre II

*Modélisation Mathématique et Méthode
Numérique*

Chapitre II

Modélisation mathématique et méthode numérique

II.1. Introduction

L'étude des vibrations fait intervenir de nombreux aspects de la mécanique : mécanique des structures complexes, mécanique des fluides, acoustique. Ces différents aspects sont dans la plupart des problèmes très liés les uns aux autres. Les faisceaux de tubes immergés dans un fluide, représente le cas typique de problèmes d'interactions entre les mouvements d'une structure et d'un fluide qui sont à l'origine de phénomènes dynamiques vibratoires.

Ce chapitre est consacré aux notions de base régissant le phénomène étudié ; tel que les équations mathématiques qui décrit le comportement d'un écoulement de fluide autour d'un faisceau de cylindre circulaire. Ainsi que la partie structure pour qu'on puisse être en mesure de simuler les vibrations du cylindre causées par un écoulement de fluide.

II.2. Milieu fluide

Nous considérons un écoulement laminaire, d'un fluide newtonien, incompressible, en deux dimensions, les modèles mathématiques qui régit ce phénomène sont l'équation de continuité et de quantité de mouvement (Equation de Navier stokes incompressible). Ces derniers s'expriment dans le cas d'un écoulement bidimensionnel en coordonnées cartésiennes sous la forme suivant :

Equation de continuité :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right) = 0 \quad (\text{II.1})$$

Equation de quantité de mouvement :

Suivant OX :

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y}\right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \quad (\text{II.2})$$

Suivant Oy:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y}\right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \quad (\text{II.3})$$

II.3. Milieu structure (faisceau de tube)

Les cylindres sont considérés comme un simple système à un degré de liberté présentant une rigidité suivant la direction transversale de l'écoulement de fluide. Avec une simple translation sans rotation, ce problème est gouverné par une équation d'oscillateur harmonique non-amorti.

La figure II.1 représente le modèle physique du milieu solide. On peut voir : les cylindres, ainsi qu'une schématisation du terme de rigidité (Ressort).

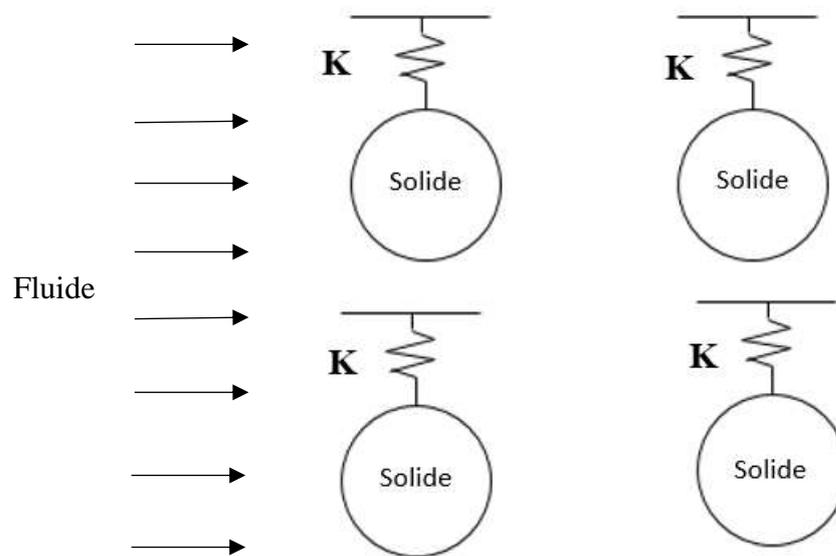


Figure.II.1: Modèle physique étudié

Le modèle mathématique traduisant le comportement vibratoire d'un tel système n'est que l'équation différentielle du deuxième ordre non-homogène suivant :

$$m\ddot{x} + kx = F(t) \quad (\text{II.4})$$

Avec :

m = la masse du système.

K = la rigidité.

$F(t)$ = Efforts extérieurs dus à l'écoulement de fluide.

Dans le cas de problème d'interaction fluide – structure dites aussi de vibration induites par écoulement de fluide, les efforts extérieurs sont dus à l'effet de l'écoulement de fluide sur le solide.

II.4. Méthode de résolution

Pour la résolution du problème étudié, nous ne considérons que l'effet de l'écoulement du fluide sur le solide. On outre nous allons négliger l'effet des vibrations du corps solide sur le comportement du milieu fluide. La figure II.2 représente une schématisation de la procédure de résolution du problème.

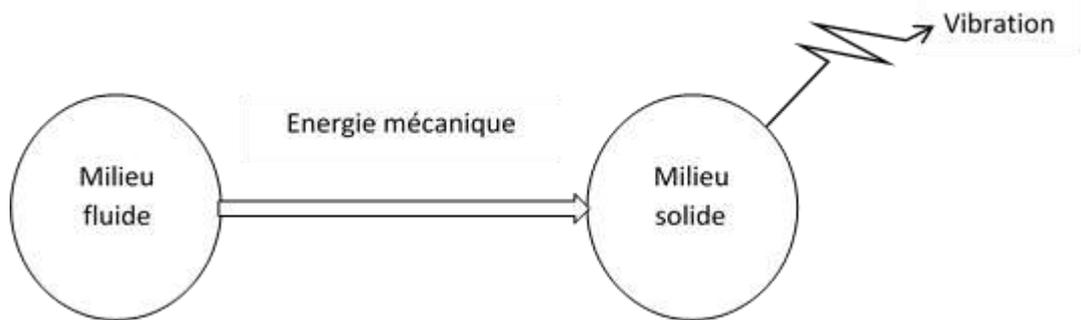


Figure.II.2: Méthode de couplage dans seul sens (one way coupling method)

L'évolution temporelle de la force de portance obtenue par la simulation numérique d'écoulement de fluide autour d'un faisceau de cylindres est une source d'excitations extérieures. Cette source d'excitation non permanente $F(t)$ va être injectée dans le modèle mathématique concernant la partie structure.

Avant cela, il est impératif de procéder au traitement de l'effort de portance par l'analyse de Fourier en utilisant les transformées de Fourier rapide (Fast Fourier Transformation–FFT-). Cet algorithme dédié au traitement du signal permet la décomposition du signal temporelle initial en une somme de termes harmoniques. Chaque terme est défini par une amplitude, fréquence et un angle de phase. Par la consultation du spectre de fréquences généré par l'algorithme FFT, on pourrait déterminer **le terme ou les termes** dominant ayant la plus grande contribution dans le mouvement vibration du solide. Par conséquence, le modèle du milieu solide se résume dans ce cas, à la résolution des vibrations d'un système à un degré de liberté sous l'effet de charge harmonique. Le modèle mathématique d'un tel système s'écrit :

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \sin 2\pi f_0(t) \quad (\text{II.5})$$

$$\ddot{x} + w_n^2 x = \sin 2\pi f_0(t) \quad (\text{II.6})$$

$$w_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (\text{II.7})$$

w_n : Fréquence naturelle de la structure solide.

F_0 : Amplitude de l'harmonique principale.

m : Masse du système couplé.

f_0 : Fréquence des lâchers tourbillonnaires

On pourrait aussi définir le nombre de strouhal dit aussi fréquence adimensionnelle qui s'exprime :

$$St = \frac{f_0 D}{u} \quad (\text{II.8})$$

f_0 : Fréquence Fondamentale.

D : diamètre du cylindre.

U : Vitesse du fluide à l'entrée du domaine fluide.

L'équation différentielle s'écrit donc :

$$\ddot{x} + w_n^2 x = \frac{f_0}{m} \sin 2\pi \left(\frac{st \cdot u}{D}\right)t \quad (\text{II.9})$$

La réponse vibratoire des cylindres sous l'effet de l'écoulement de fluide, est déterminée par la résolution de l'équation différentielle de mouvement.

Dans le cas d'un système non-amorti et excité d'une forme :

$$F_{eq} = F_0 \sin(\omega t + \psi) \quad (\text{II.10})$$

Dans ce cas, l'équation différentielle du mouvement s'écrit :

$$\ddot{x} + w_n^2 x = \frac{F_0}{m_{eq}} \sin(\omega t + \psi) \quad (\text{II.11})$$

On se propose de résoudre l'équation différentielle par la méthode des coefficients indéterminés.

La solution particulière est de la forme :

$$x_p(t) = U \cos(\omega t + \psi) + V \sin(\omega t + \psi) \quad (\text{II.12})$$

En substituant l'équation II.11 dans II.12, on trouve :

$$(\omega_n^2 - \omega^2)U \cos(\omega t + \psi) + (\omega_n^2 - \omega^2)V \sin(\omega t + \psi) = \frac{F_0}{m_{eq}} \sin(\omega t + \psi) \quad (\text{II.13})$$

Ce qui implique que :

$$\begin{cases} (\omega_n^2 - \omega^2)U = 0 \\ (\omega_n^2 - \omega^2)V = \frac{F_0}{m_{eq}} \end{cases} \quad (\text{II.14})$$

Si $\omega \neq \omega_n \Rightarrow U = 0$ et $V = \frac{F_0}{m_{eq}(\omega^2 - \omega_n^2)}$, la solution particulière s'écrit :

$$x_p(t) = \frac{F_0}{m_{eq}(\omega^2 - \omega_n^2)} \sin(\omega t + \psi) \quad (\text{II.15})$$

Ou bien sous la forme :

$$x_p(t) = \left| \frac{F_0}{m_{eq}(\omega^2 - \omega_n^2)} \right| \sin(\omega t + \psi - \emptyset) \quad (\text{II.16})$$

Ou :

$$\begin{cases} \emptyset = 0 \text{ si } \omega_n > \omega \\ \emptyset = \pi \text{ si } \omega_n < \omega \end{cases} \quad (\text{II.17})$$

La solution générale est la somme de la solution homogène et la solution particulière

$$x(t) \left[x_0 \frac{F_0 \sin(\psi)}{m_{eq}} \right] \cos(\omega_n t) \left[x_0 - \frac{F_0}{m_{eq}(\omega_n^2 - \omega^2)} \right] \sin(\omega_n t) \left| \frac{F_0}{m_{eq}(\omega_n^2 - \omega^2)} \right| \sin(\omega t + \psi - \emptyset) \quad (\text{II.18})$$

La réponse du système représenté sur la figure II.3 est la somme de deux termes trigonométriques de fréquences différentes.

Pour le cas particulier où $\omega = \omega_n$ l'équation II.14 ne peut être vérifiée sauf si $V = \infty$. Dans ce cas une solution particulière doit être supposée de la forme :

$$x_p(t) = U_t \sin(\omega_n t + \psi) + V_t \cos(\omega_n t + \psi) \quad (\text{II.19})$$

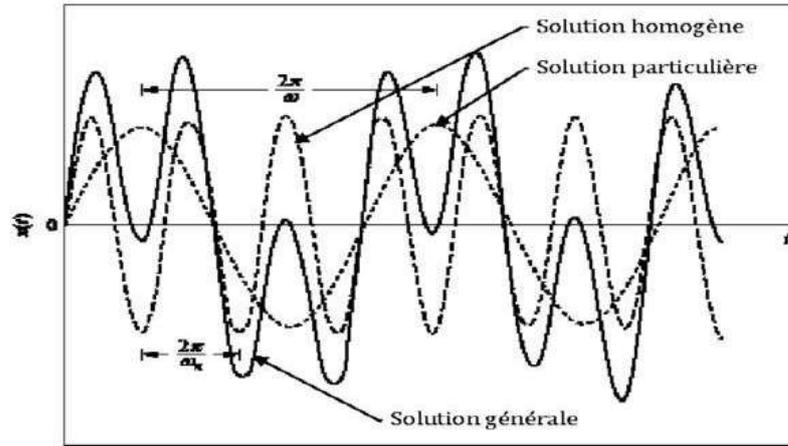


Figure II.3 Réponse d'un système non-amorti à un degré de liberté ($\omega < \omega_n$).

En substituant l'équation II.19 dans l'équation II.11 on trouve :

$$x_p(t) = -\frac{F_0}{2m_{eq}\omega_n} t \cos(\omega_n t + \psi) \quad (II.20)$$

Après calcul des constantes d'intégration en utilisant les conditions initiales, on trouve la solution générale :

$$x(t) = x_0 \cos(\omega_n t) + \left(\frac{\dot{x}}{\omega_n} + \frac{F_0}{2m_{eq}\omega_n^2} \right) (\sin \omega_n t) - \frac{F_0}{2m_{eq}\omega_n} t \cos(\omega_n t + \psi) \quad (II.21)$$

La réponse d'un système dont la fréquence d'excitation est égale à sa fréquence propre (fréquence naturelle) est illustrée sur la figure II.4. Étant donné que l'amplitude de la réponse est proportionnelle au temps, dans ce cas, l'amplitude augmente progressivement vers l'infini.

Un système sollicité par une excitation externe d'une fréquence coïncidant avec sa fréquence naturelle est dit être en résonance. La résonance est un état dangereux pour un système mécanique où se produisent de grands déplacements indésirables qui sont souvent la cause de sa destruction.

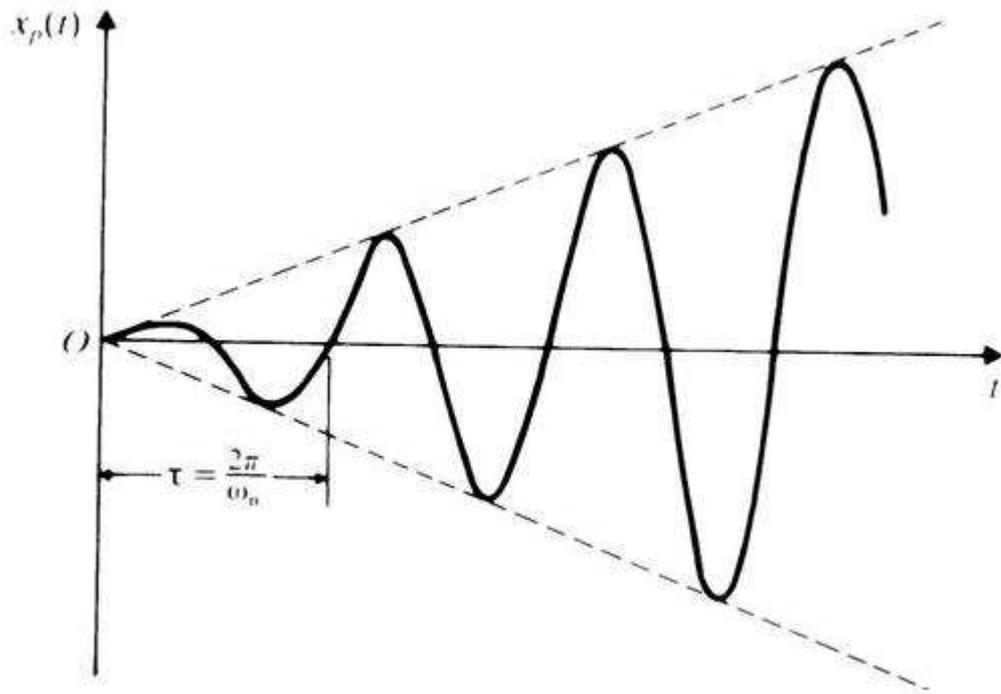


Figure. II.4. Réponse d'un système non-amorti quand = (phénomène de résonance).

Lorsque la fréquence d'excitation et la fréquence naturelle du système sont très proche mais non identiques, un phénomène intéressant se produit appelée battement. Ce dernier est une augmentation et une diminution de l'amplitude continue dans le temps comme le montre la figure II.5.

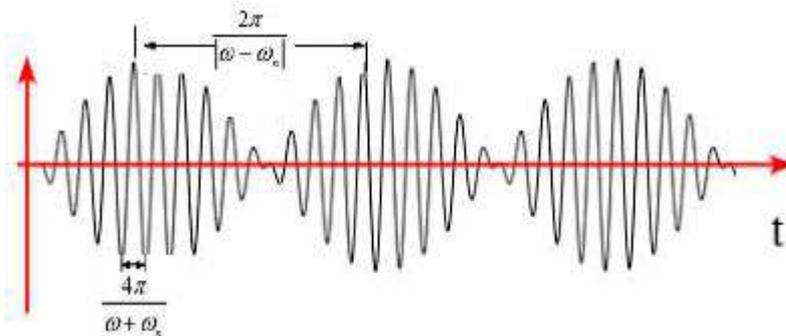


Figure. II.5. Phénomène de battement $\omega \approx \omega_n$

Le battement peut s'interpréter comme une variation de fréquence $\frac{4\pi}{\omega + \omega_n}$ dont l'amplitude varie périodiquement avec la fréquence $\frac{2\pi}{\omega - \omega_n}$. Le temps entre les points d'amplitude nulle ou les points d'amplitude maximale est appelée la période de battement et est donnée par :

$$T_b = \frac{2\pi}{\omega - \omega_n} \tag{II.22}$$

Donc la fréquence de battement est :

$$\omega_p = |\omega - \omega_n| \quad (\text{II.23})$$

L'équation différentielle gouvernant le mouvement d'un système à un degré de liberté à amortissement visqueux sous l'effet d'une excitation harmonique peut s'écrire sous la forme standard suivante :

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \frac{F_0}{m_{eq}} \sin(\omega t + \psi) \quad (\text{II.24})$$

On suppose la solution particulière sous la forme :

$$x_p(t) = U \cos(\omega t + \psi) + V \sin(\omega t + \psi) \quad (\text{II.25})$$

On suppose la solution particulière sous la forme :

$$\begin{cases} (\omega_n^2 - \omega^2)U + 2\xi\omega\omega_n V = 0 \\ -\xi\omega\omega_n U + (\omega_n^2 - \omega^2)V = \frac{F_0}{m_{eq}} \end{cases} \quad (\text{II.26})$$

La résolution du système d'équations II.26 et ensuite la substitution du résultat dans l'équation II.24 donne :

$$x_p(t) = \frac{F_0}{m_{eq}[(\omega^2 - \omega_n^2)^2 + (2\xi\omega\omega_n)^2]} [-2\xi\omega\omega_n \cos(\omega t + \psi) + (\omega^2 - \omega_n^2) \sin(\omega t + \psi)] \quad (\text{II.27})$$

Après manipulation, on peut écrire la réponse du système sous la forme suivante :

$$x_p(t) = X \sin(\omega t + \psi - \emptyset) \quad (\text{II.28})$$

Où :

$$X = \frac{F_0}{m_{eq}[(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi\omega\omega_n)^2]^{1/2}} \quad (\text{II.29})$$

Et

$$\emptyset = \arctan\left(\frac{2\xi\omega\omega_n}{\omega_n^2 - \omega^2}\right) \quad (\text{II.30})$$

Où X est l'amplitude de la réponse forcée et \emptyset est l'angle de phase entre la réponse et l'excitation. L'amplitude et l'angle de phase donnent d'importantes informations de la réponse. Forcée du système. Une forme dimensionnelle des équations (II.29) et (II.30) permet une meilleure interprétation de la réponse.

En multipliant l'équation II.29 par / On trouve :

$$\frac{m_{eq}\omega_n^2 X}{F_0} = \frac{1}{[(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2]^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{II.31})$$

Où $r = \omega / \omega_n$ est le rapport des fréquences.

On définit aussi le rapport :

$$M = \frac{m_{eq}\omega_n^2 X}{F_0} \quad (\text{II.32})$$

Souvent appelée rapport des amplitudes ou-bien facteur d'amplification. Ce facteur représente le rapport de l'amplitude de la réponse au déplacement d'un ressort d'une rigidité k sous l'effet d'une force constante F_0 .

$$M = \frac{X}{\delta_{st}} \quad (\text{II.33})$$

On peut aussi considérer le rapport d'amplification comme étant le rapport de l'effort de rigidité maximal développé ($F_{max} = kx = m_{eq}\omega_n^2 X$) au maximum de l'effort d'excitation.

$$M = \frac{F_{max}}{F_0} \quad (\text{II.34})$$

Par conséquent, la forme adimensionnelle de l'équation II.30 est :

$$M(r, \xi) = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (\text{II.35})$$

Le facteur d'amplification en fonction du rapport des fréquences pour différentes valeurs du coefficient d'amortissement est représenté sur la figure (II.6) Ces courbes sont appelées courbes de réponse en fréquence.

La forme adimensionnelle de l'équation II.30 est :

$$\phi = \arctan\left(\frac{2\xi r}{1-r^2}\right) \quad (\text{II.36})$$

Également, l'angle de phase à partir de l'équation II.36 est tracé en fonction du rapport des fréquences pour différentes valeurs du coefficient d'amortissement sur la figure II.7

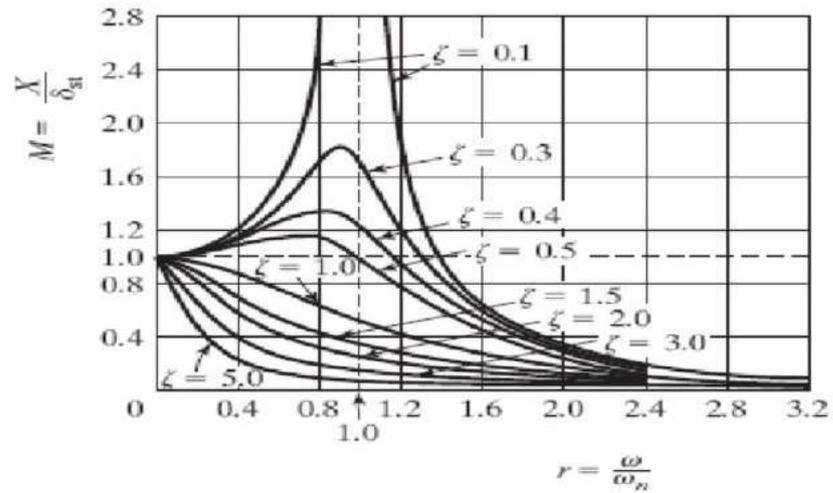


Figure. II.6. Facteur d'amplification en fonction du rapport des fréquences Pour différents rapports d'amortissement.

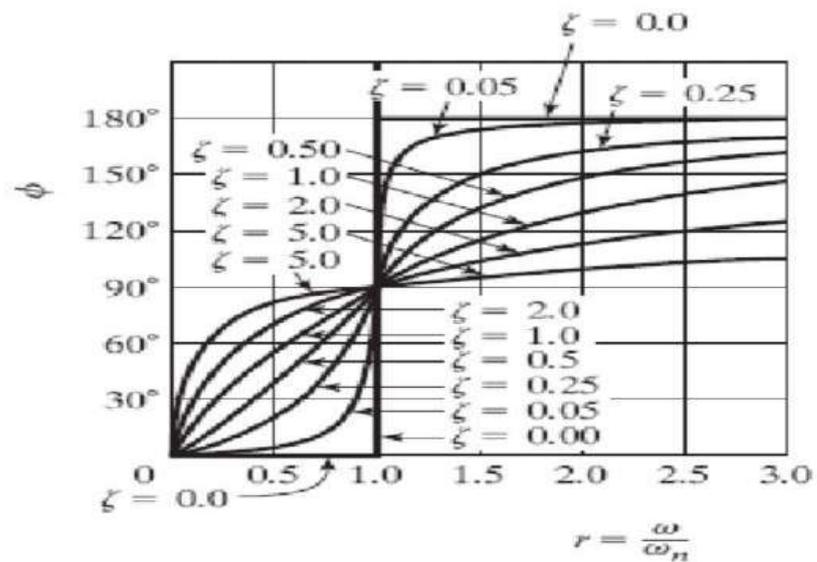


Figure. II.7. Angle de phase en fonction du rapport des fréquences pour différents Rapports d'amortissement.

Chapitre III

RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

Chapitre III

Résultats et discussions

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons principalement exposer les résultats de nos investigations numériques. Le phénomène à prédire n'est que les vibrations latérales d'un faisceau de quatre tubes à section circulaire en disposition rectangulaire sous l'effet d'un écoulement laminaire d'un fluide Newtonien et incompressible. L'effet de la vitesse d'écoulement et de la distance entre les cylindres sur le comportement dynamique de ces derniers a été exploré.

La simulation numérique représente aujourd'hui une bonne alternative aux essais expérimentaux coûteux. L'économie potentielle est évidente puisque fabrication, installation, et réglage des maquettes ont disparus de la procédure. Nous avons utilisé les logiciels FLUENT pour effectuer nos simulations. La figure III.1 illustre les étapes à suivre lors de la procédure numérique.

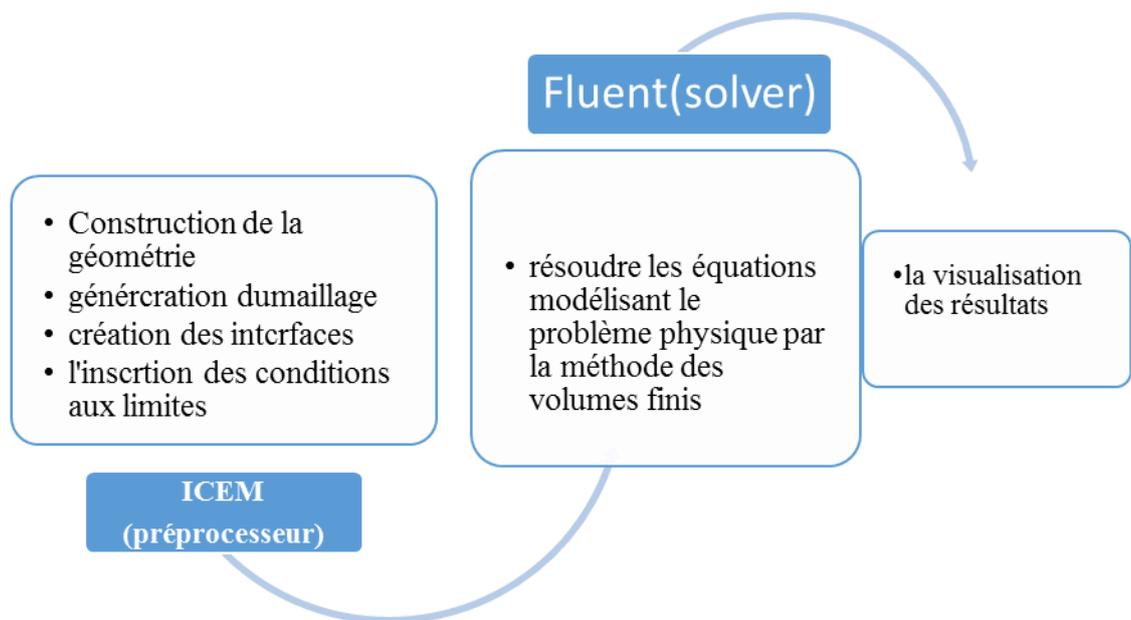


Figure. III. 1 : étapes de la simulation numérique

III.2. Représentation de la géométrie

La géométrie de référence est un faisceau de cylindres dans un écoulement de fluide incompressible. Les cylindres peuvent exercer sous l'effet des charges aérodynamiques des vibrations dans la direction latérale.

La figure III.2 représente la configuration étudiée ainsi que les conditions aux limites utilisées. Les paramètres géométriques considérés sont :

- Pour la première géométrie $L=0.48\text{m}$, $H=0.26\text{m}$, $D=0.02\text{m}$ et $P=0.02\text{m}$.
- Pour la deuxième géométrie $L=0.51\text{m}$, $H=0.29\text{m}$, $D=0.02\text{m}$ et $P=0.04\text{m}$.
- Pour la troisième géométrie $L=0.58\text{m}$, $H=0.36\text{m}$, $D=0.02\text{m}$ et $P=0.06\text{m}$.
- La masse du système $m=0.01\text{ kg}$
- La rigidité $K=14.17\text{ N/m}$

Pour chaque géométrie, on a un définit le rapport : P/D

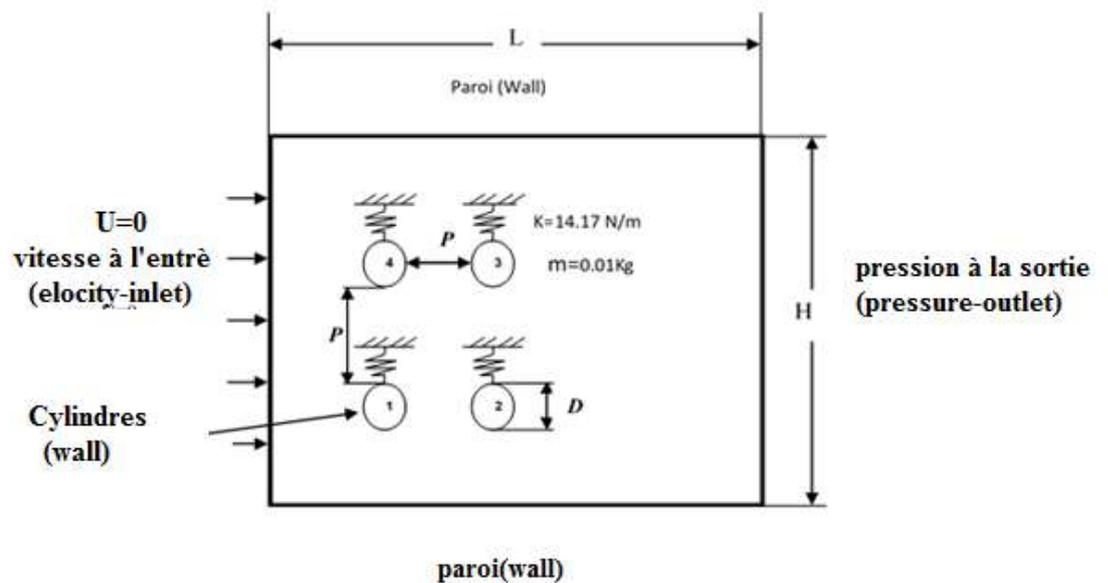


Figure. III.2. Géométrie et condition aux limites

III.3 Conception de maillage sous Icem CFD

Le logiciel ICEM CFD est un meilleur 2D/3D ; c'est un préprocesseur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (Computational Fluid Dynamics). Il génère des fichiers « *.msh » pour

Fluent. La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée.

III.3.1 Choix du type de maillage

On définit les maillages structures, et non structures (voir la Figure III.3).

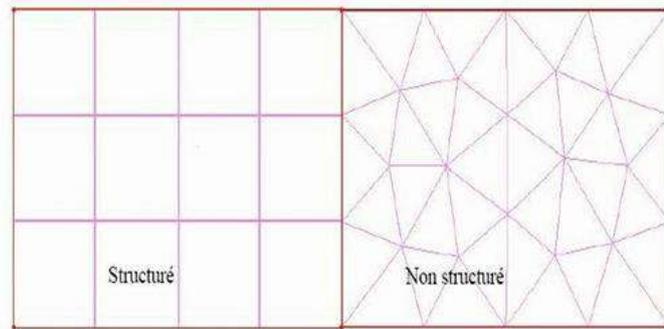


Figure. III.3: Maillages structurés et non structurés.

a) Maillage structuré :

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie à multi Bloc, en 2D. Les éléments sont des quadrilatères, en 3D (hexaèdres).

Ses avantages sont :

- Economique en nombre d'éléments. Présente un nombre inférieur de mailles par rapport à un maillage non structure équivalent.
- Lorsque l'écoulement moyen est aligné avec le maillage, un maillage structuré réduit les risques d'erreurs numériques.

Ses inconvénients sont :

- Difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes. Il est beaucoup plus facile à générer en utilisant une géométrie à blocs multiples.

b) Maillage non structuré :

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.

Ses avantages :

- Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments.
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.

Ses inconvénients :

- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.
- Impose une structure de données gourmande en capacité de stockage.
- Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importantes comparativement à un maillage structuré.

Pour notre cas les maillages sont structurés (figure III.4):

- P/D=1, nous avons généré **23876 nœuds et 23437 quadrilatère.**
- P/D=2, nous avons généré **32376 nœuds et 31807 quadrilatère.**
- P/D=3, nous avons généré **39376 nœuds et 38777 quadrilatère.**

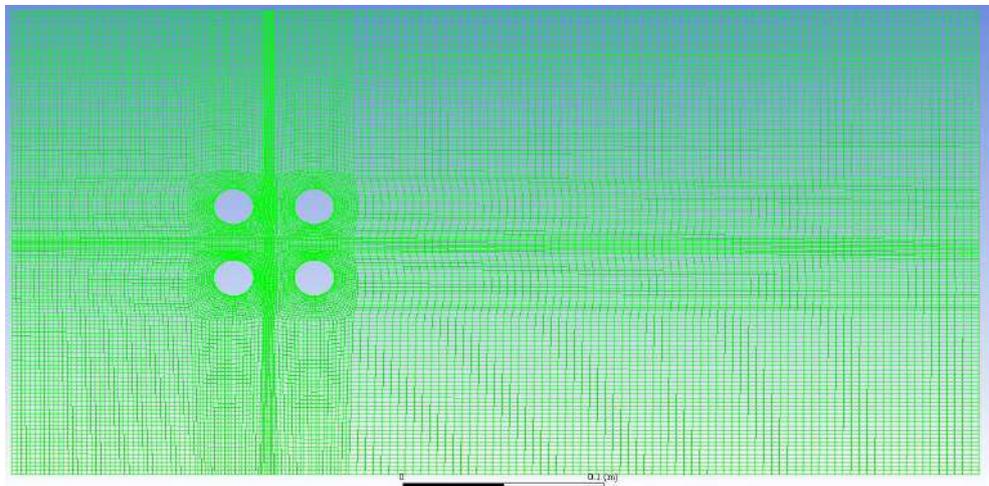


Figure. III.4 : Maillage utilisé autour de quatre cylindres dans en disposition carrée

III.4. La simulation numérique sous logiciel FLUENT

Fluent est un logiciel qui permet de réaliser des simulations 2D ou 3D en mécanique des fluides allant de la résolution des équations de Navier Stokes au post-traitement. Largement répandus dans l'industrie

(automobile, aéronautique, espace, etc.) en raison de leur interface graphique puissante et de l'abondance de leurs options, ils permettent de réaliser des simulations sur tous types de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs et avec des modèles physiques variés (diphasiques, turbulents, etc...).

III.4.1. Etapes de calcul

Elles sont résumées comme suit :

- Nous procédons au **Lancement de FLUENT**, choisissons ensuite l'option « 2D » et, enfin, validons (**OK**)
- Nous importons le maillage grâce au menu **FLUENT** en sélectionnant **Read/mesh**, ensuite nous faisons appel au fichier de maillage et validons (**OK**).
- Nous procédons à la vérification du maillage par **Mesh/Check**, puis fixons l'unité des dimensions (cm) par **Mesh/Scale**.
- Nous sélectionnons **Define / General / type** et choisissons de « Pressure **Based** » qui est généralement utilisée pour les écoulements incompressibles
- Nous sélectionnons **Define / General /time** et choisissons du régime instationnaire **Transient**.

Par la suite, nous procédons aux étapes suivantes :

- Nous sélectionnons **Model pour la viscosité** et choisissons le modèle laminaire.
- Nous sélectionnons l'option **Materials** et choisissons le type **fluide (Air)**.

Par la suite, nous procédons aux étapes suivantes :

- Sous le menu Boundary Conditions, nous sélectionnons l'option **inlet**, puis nous entrons la vitesse d'entrée du fluide selon le nombre Reynolds utilisé (Figure III.5).

Par la suite, nous procédons aux étapes suivantes :

- **Définition "Solution Methods"** : sous le menu "Solve/Methods" on fixe le paramètre suivant :
- **Initialisation de la solution et lancement du calcul** : la procédure itérative exige que toutes les variables soient initialisées avant de prédire une solution,

III.4.2. Résumé des paramètres de la simulation numérique

Il est présenté dans le tableau III-1 suivant :

| | |
|----------------------------------|---|
| Type de solveur | 2D |
| Discrétisation temporelle | instationnaire |
| Scale Mesh | -Units : cm ; |
| Modèle de turbulence | Laminair |
| Matériaux | -Fluid : Air |
| Boundary condition | -Entrée : Velocity_inlet -Sortie : Pressure_outlet |
| Solution methods | Scheme: Coupled; -Pressure: Second order -Momentum: Second Order Upwind -Modified turbulent viscosity: Second Order Implicit |
| Solution initialization | -Standard initialization |
| Run calculation | -Time step size : 0.01 ; -Number of time steps :10000 ; -Max iterations/time steps :200 ; -calculate |

Tableau. III.1 : Résumé de toutes les étapes de simulation sur FLUENT

III.5. Analyse et interprétations des résultats

L'objectif est de prédire numériquement les effets réciproques de quatre cylindres sous l'effet d'un écoulement de fluide. C'est-à-dire les changements du comportement dynamique d'un cylindre en présence d'autres cylindres dans le voisinage. Nous allons vérifier l'influence de la distance qui sépare les cylindres ainsi que la vitesse d'écoulement du fluide. Afin de simuler le phénomène en question qui est un problème d'interaction fluide structure, nous avons entrepris une méthode de couplage dans un seul sens (one way coupling method).

III.5.1. Représentation du champ d'écoulement

La figure III.5 représente les lignes de courant d'un écoulement de fluide autour de quatre obstacles de section circulaire qu'on pourrait supposer des tubes. Nous remarquons particulièrement la formation de deux tourbillons derrière les deux premiers cylindres.

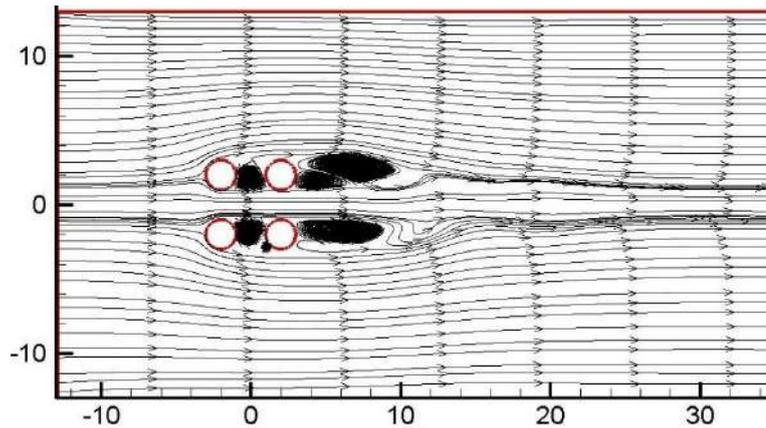


Figure. III.5 : Lignes de courant d'un écoulement autour de quatre cylindres

Cela probablement va affecter le comportement du fluide et provoque dans ce cas des modifications dans la topologie de l'écoulement autour des deux derniers cylindres. L'interaction entre les quatre cylindres peut être confirmée par l'exploration dans le domaine fréquentiel du signal de la portance de chaque cylindre.

III.5.2. Les forces aérodynamiques sur les cylindres

La simulation numérique par le biais du code FLUENT, nous permet la détermination de l'évolution dans le temps de la portance ainsi que la traînée que subit chaque cylindre. Le signal dans le domaine temporel est difficile à interpréter et à analyser sous sa forme brute (voir figure III.5). Cependant, un traitement approprié par l'algorithme de la transformée de Fourier rapide (Fast Fourier Transformation –FFT-) permet la détermination de l'ensemble des composantes principales (harmoniques) formant le signal temporel de base. Cette représentation dans le domaine fréquentiel est très puissante ; car elle permet de réduire le problème étudié à la résolution d'une simple équation différentielle linéaire non-homogène. Cette non-homogénéité est traduite par la somme de termes d'harmoniques.

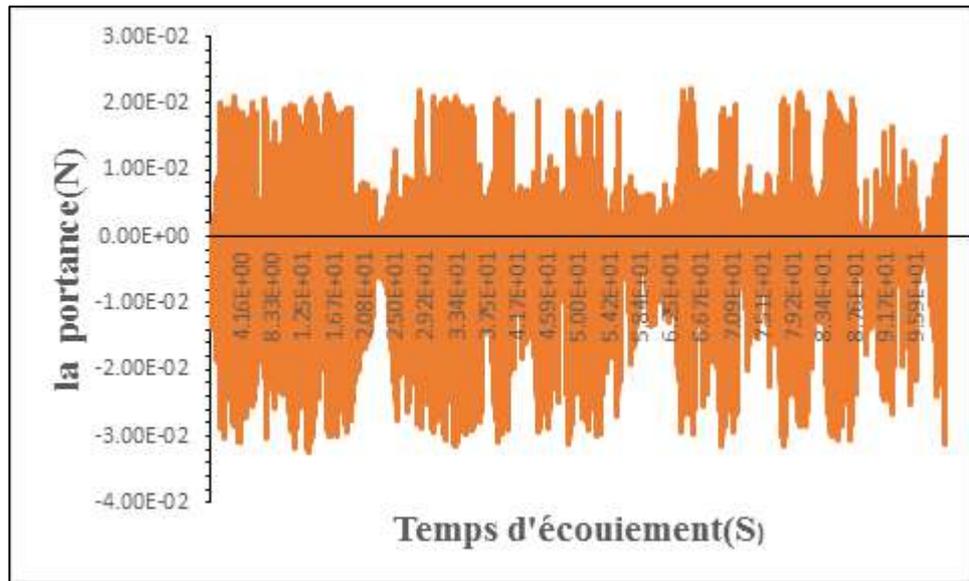
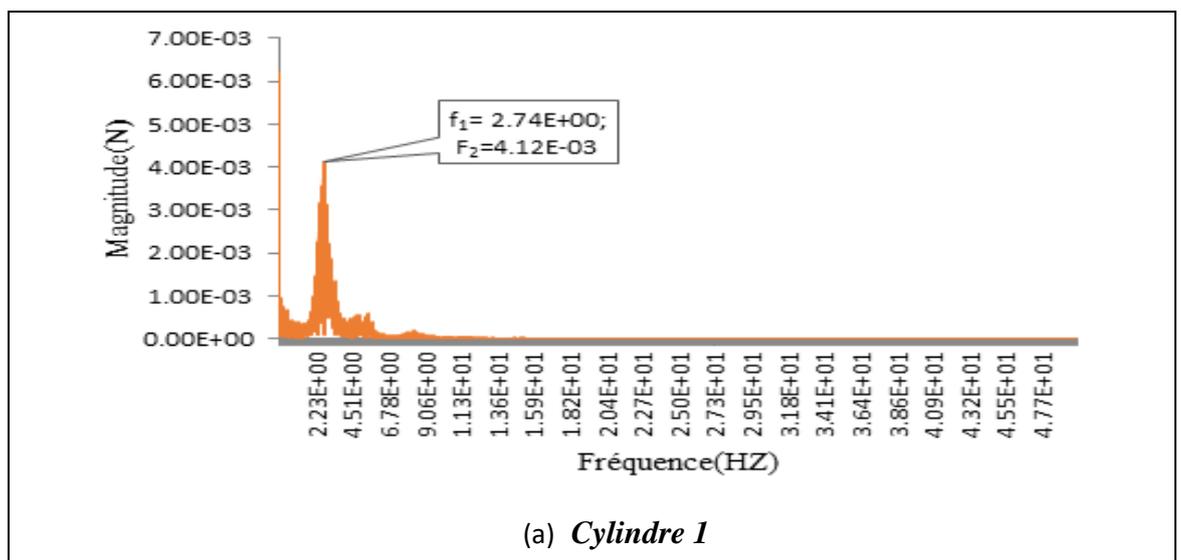


Figure. III.6 : Evolution dans le temps de la portance du cylindre 1 ($Re=500$ et $P/D=1$)

a) Effet de la distance entre les cylindres (P/D)

Pour ($P/D=1$, $Re=500$) et comme le montre la figure III.7, il est clair que le signal des portances des cylindres 2 et 3 (en arrière) et des cylindres 1 et 4 (à l'avant) ne sont pas semblable. La différence est sûrement due à l'interaction des quatre cylindres. En réalité c'est les cylindres (1 et 4) placés à l'avant qui vont perturber l'écoulement et provoquer des changements dans la structure de l'écoulement autour des cylindres 2 et 3 placés à l'arrière.



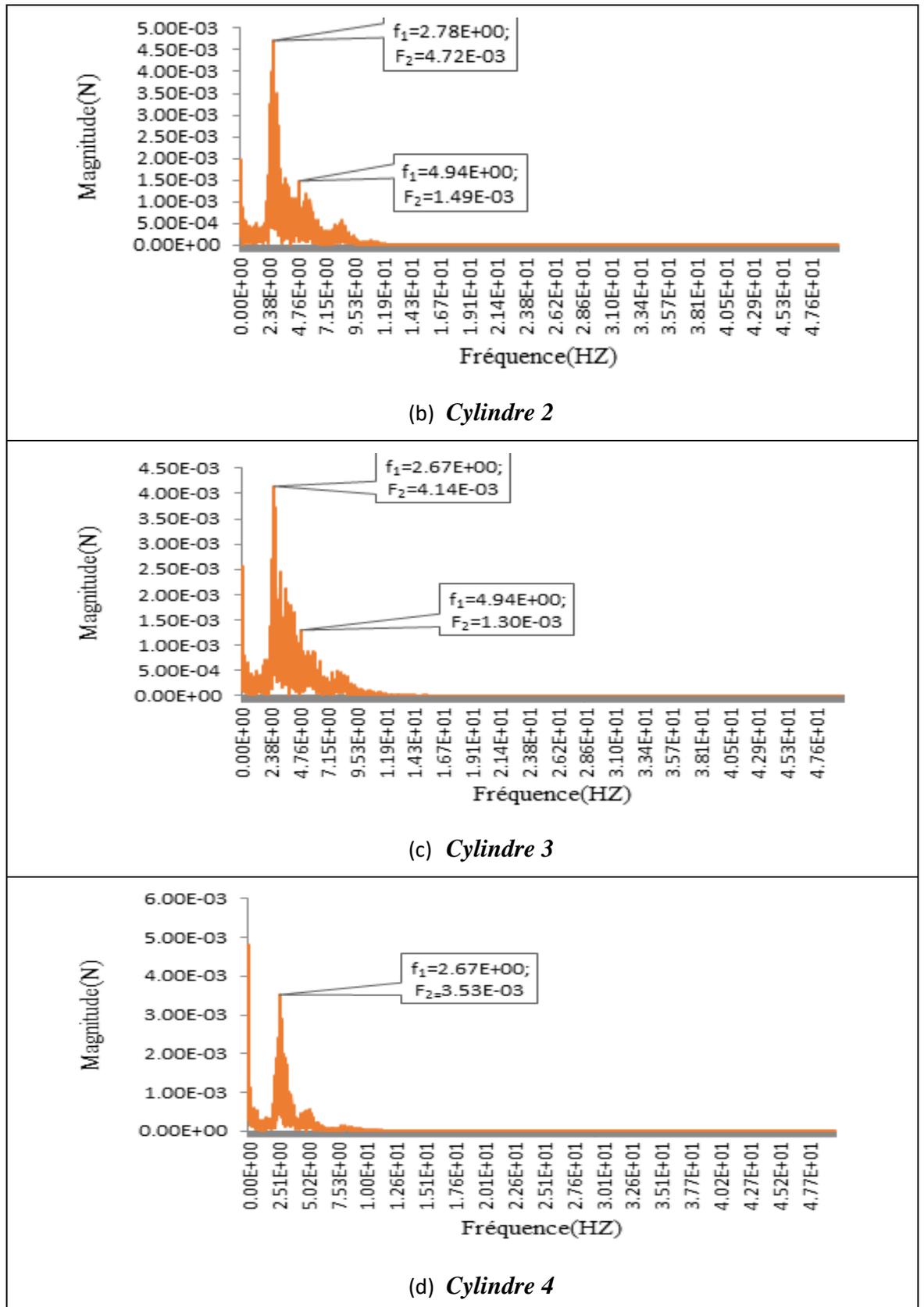
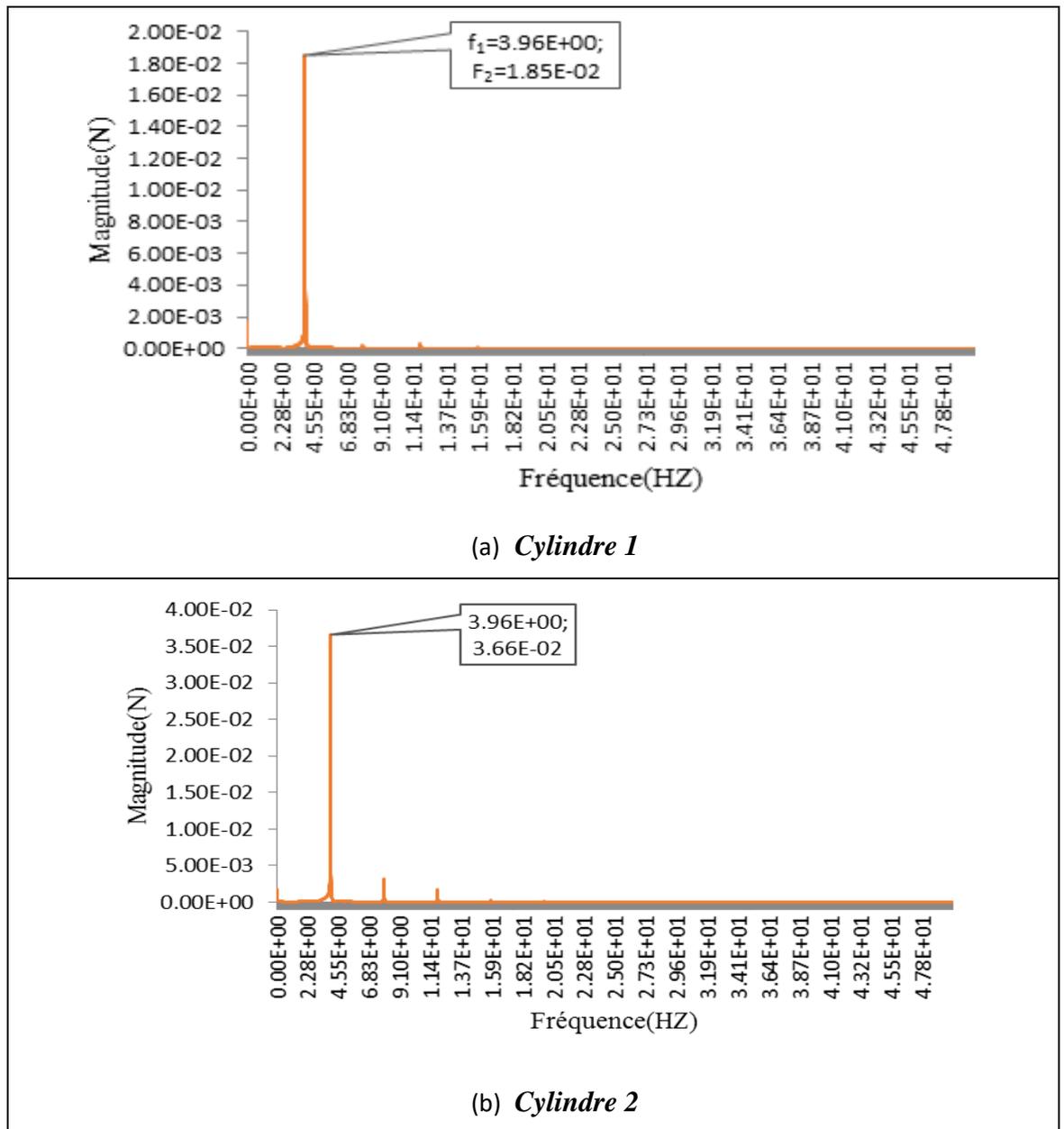


Figure 5.III.7 : Spectre de fréquence des portances sur les quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=500$).

D'après la figure III.8, il est clair que pour $P/D=2$ les fréquences fondamentales des spectres des quatre cylindres sont pratiquement identiques. C'est-à-dire, qu'il y a moins d'interaction entre les quatre cylindres et l'écoulement autour de chaque cylindre est pratiquement le même (figure III.11).



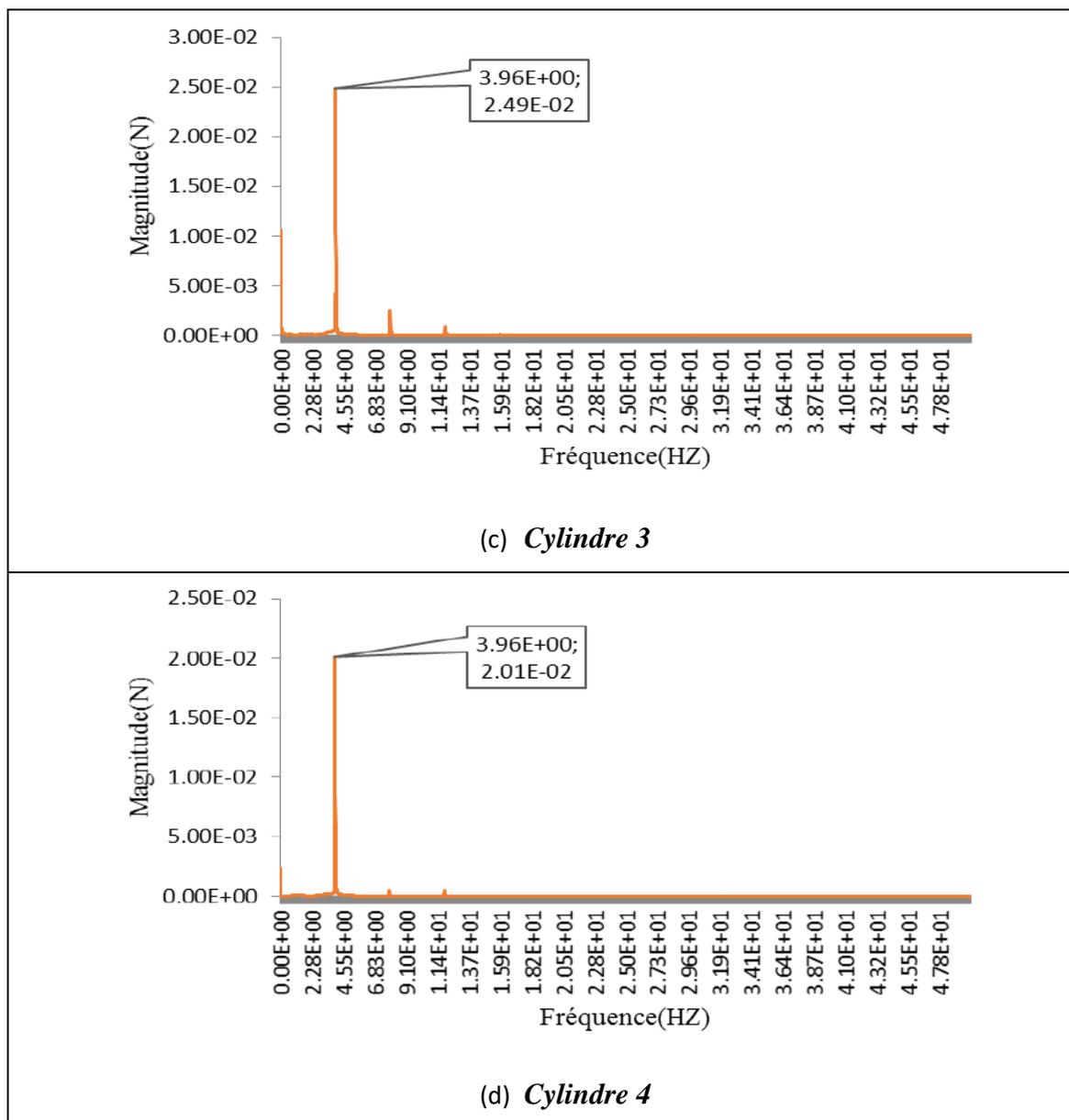
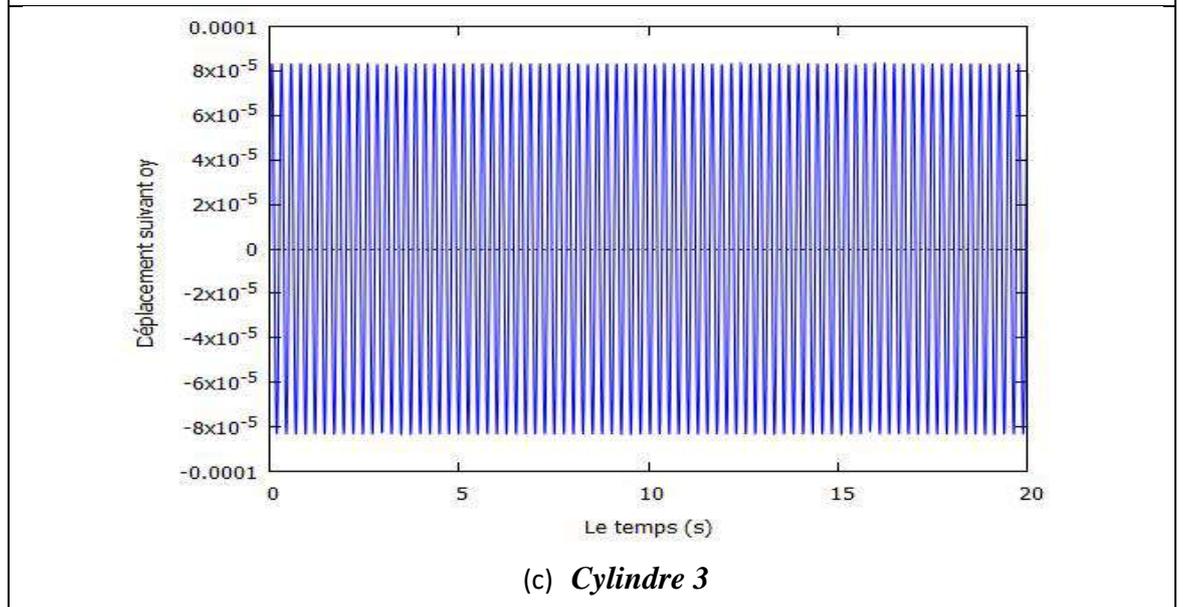
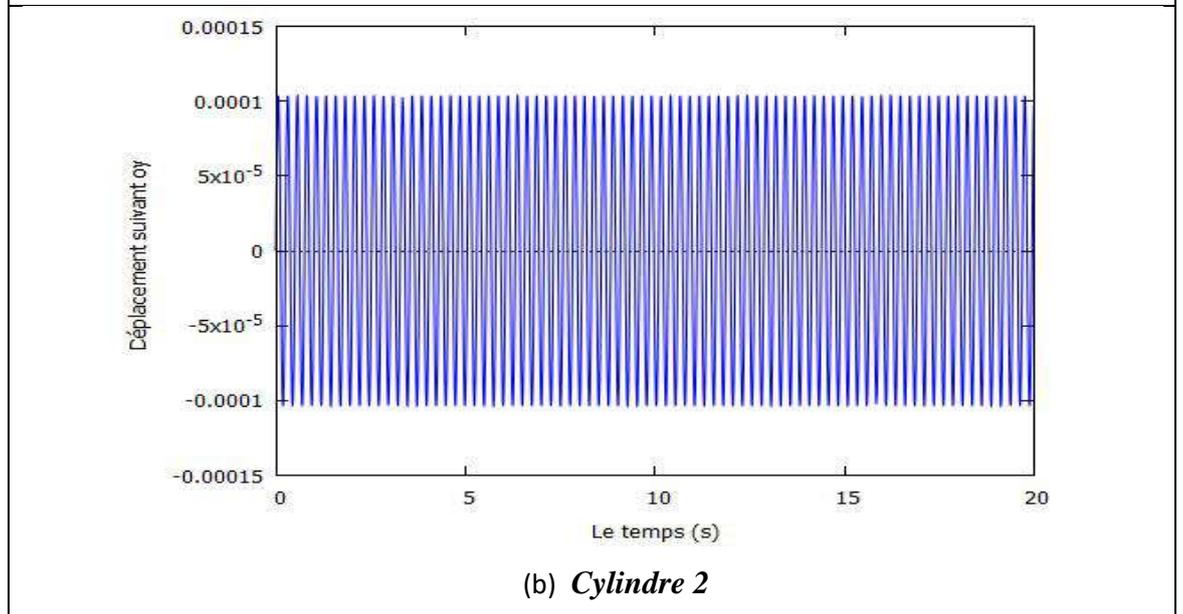
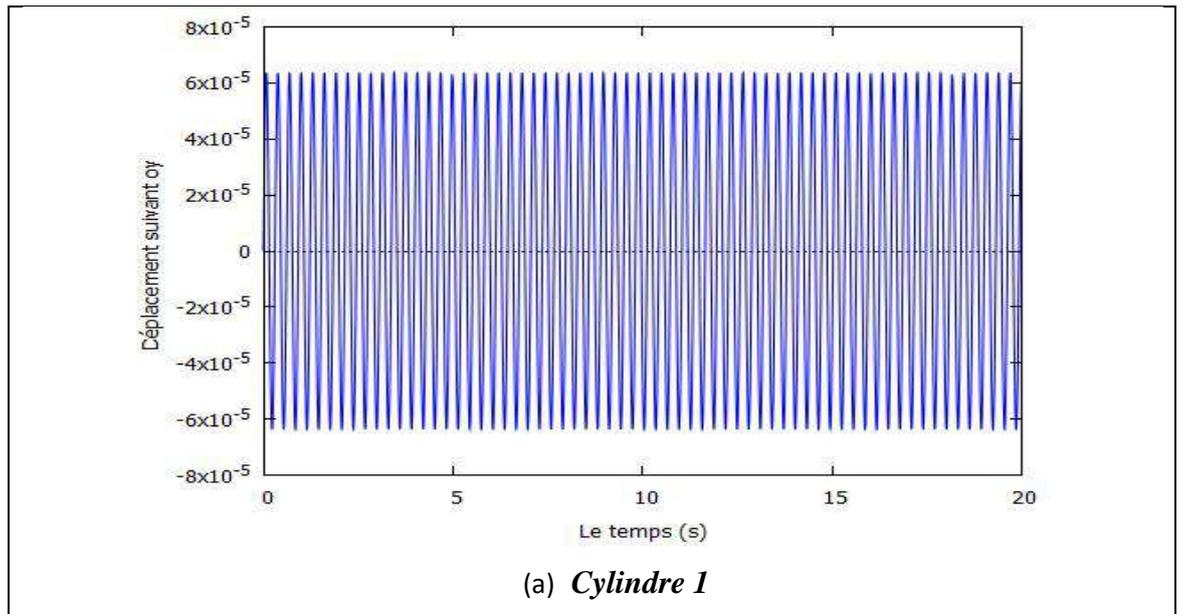


Figure.III.8 : Spectre de fréquence des portances sur les quatre cylindres ($P/D=2$) et $Re=500$).



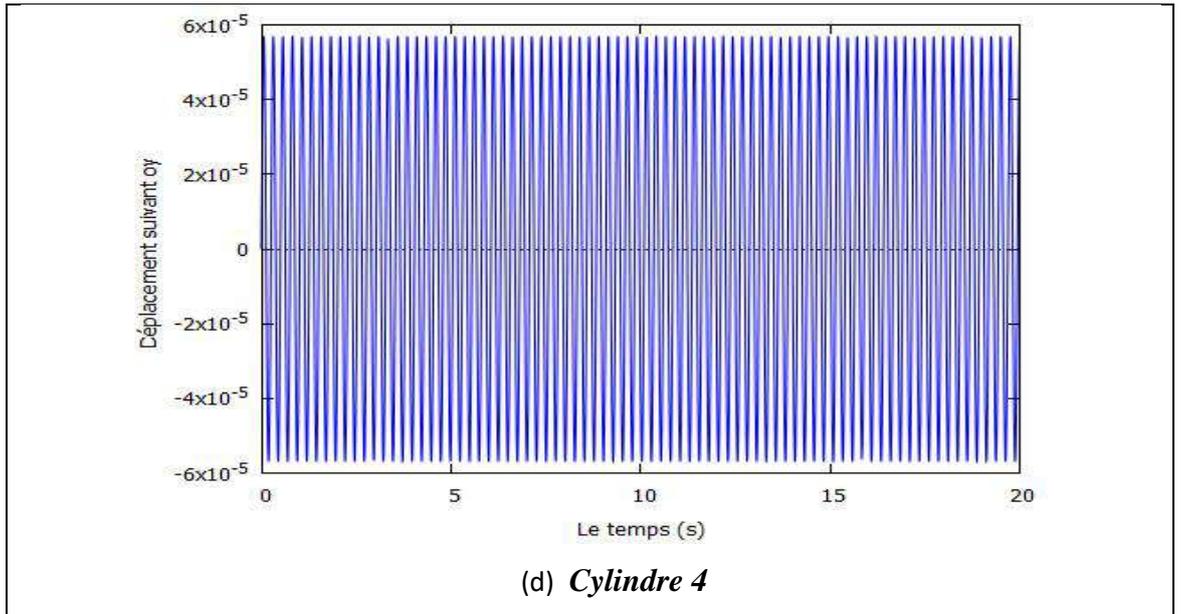
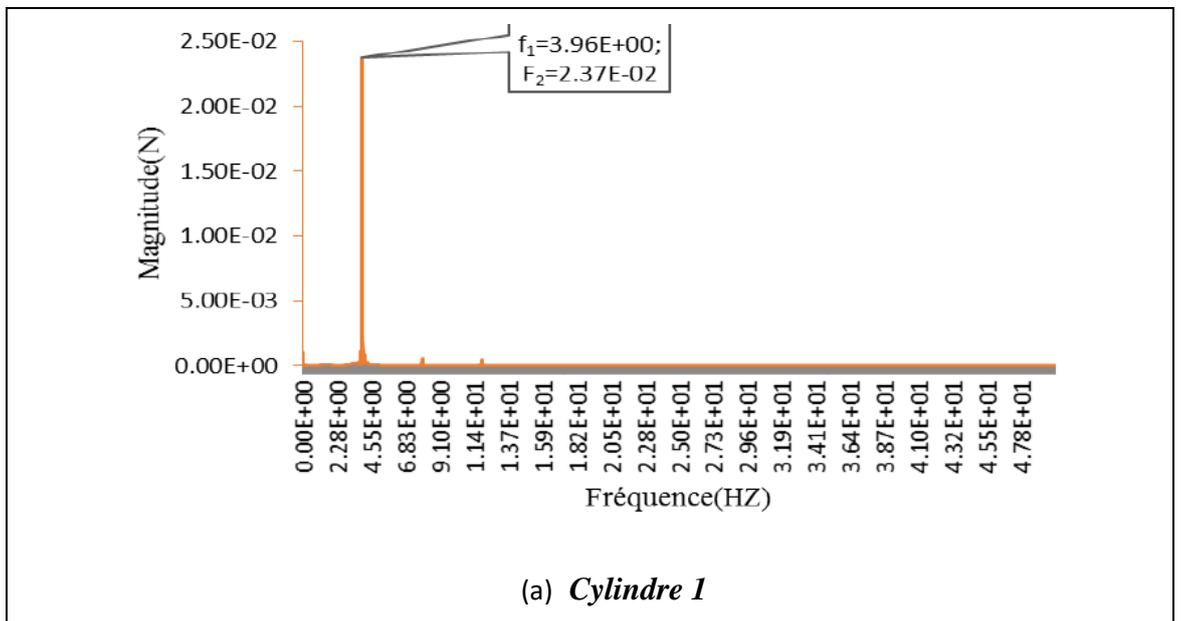


Figure. III.9 : déplacement suivant (oy) des quatre cylindres ($P/D=2$ et $Re=500$).

Pour $P/D=3$ (voir figure III.10), on observe que les fréquences fondamentales sur les quatre cylindres sont identiques.



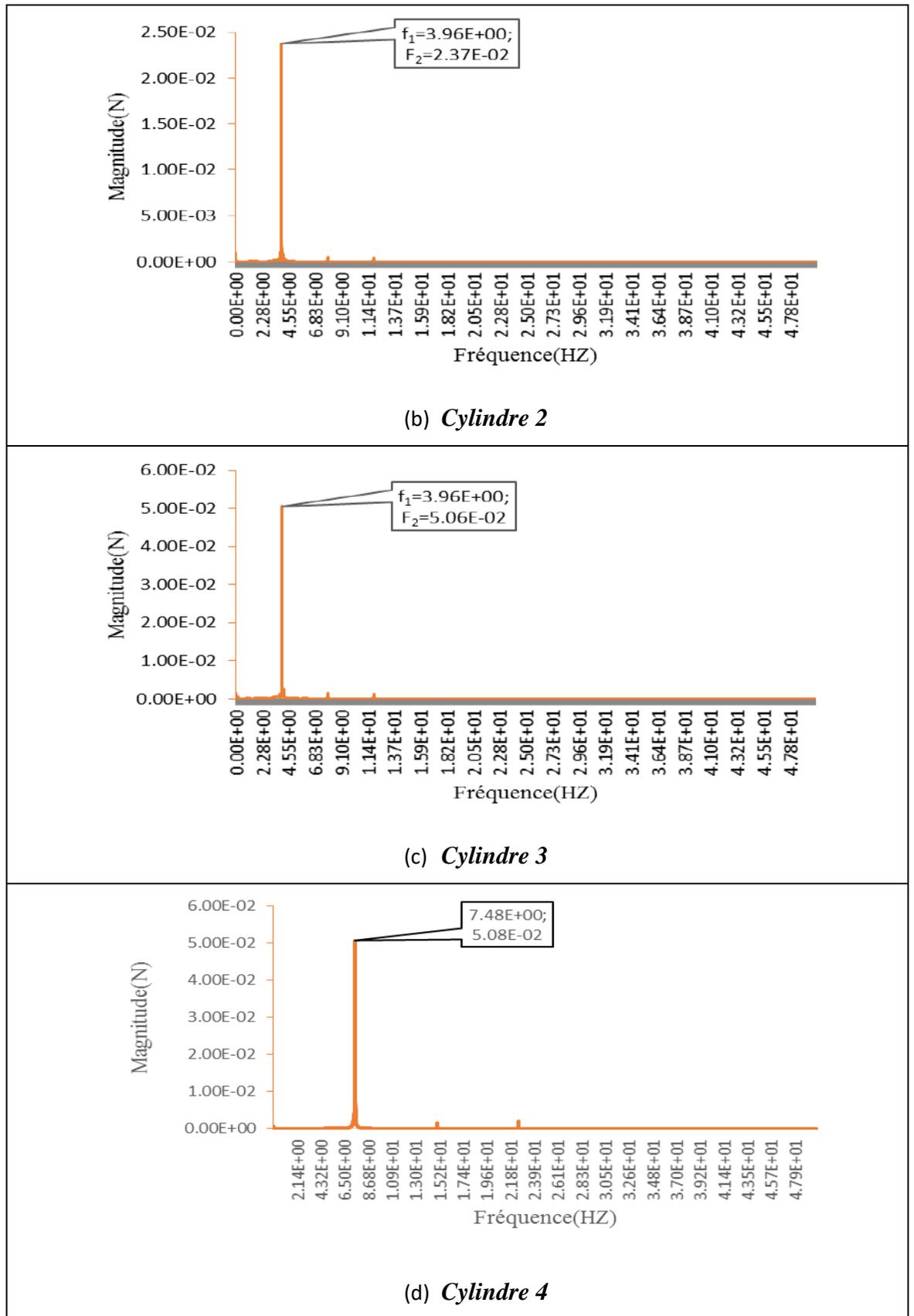
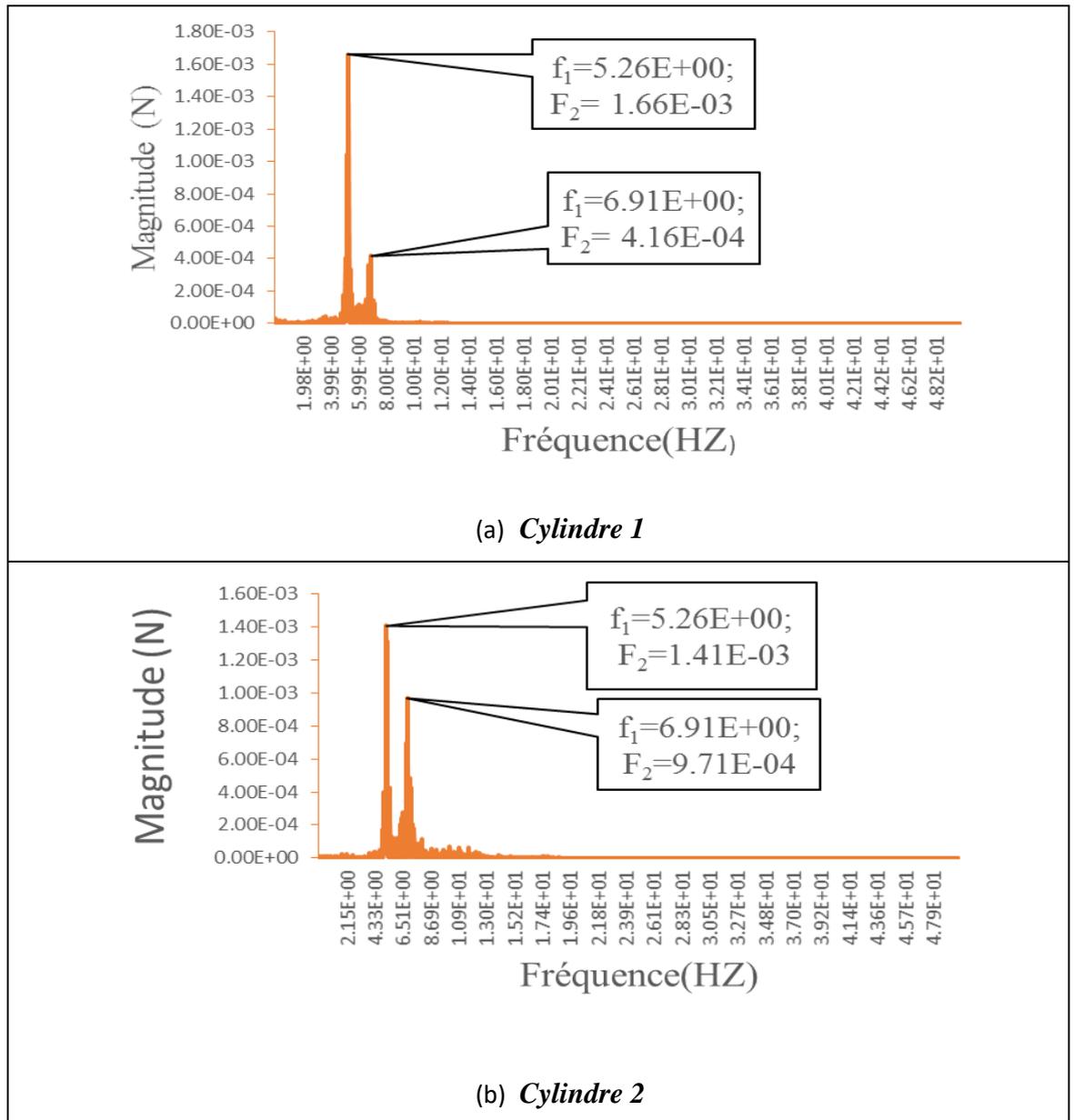


Figure. III.10 : Spectre de fréquence des portances sur les quatre cylindres ($P/D=3$) et $Re=500$).

b) Effet de l'augmentation du nombre de Reynolds (vitesse à l'entrée)

D'après la figure III.13 représentant les spectres des portances aux niveaux des quatre cylindres, on remarque deux fréquences fondamentales sur chaque spectre. La réponse vibratoire de chaque cylindre est par conséquent le résultat de la superposition de deux harmoniques. Le déplacement suivant la direction oy est représenté sur la figure III.14.



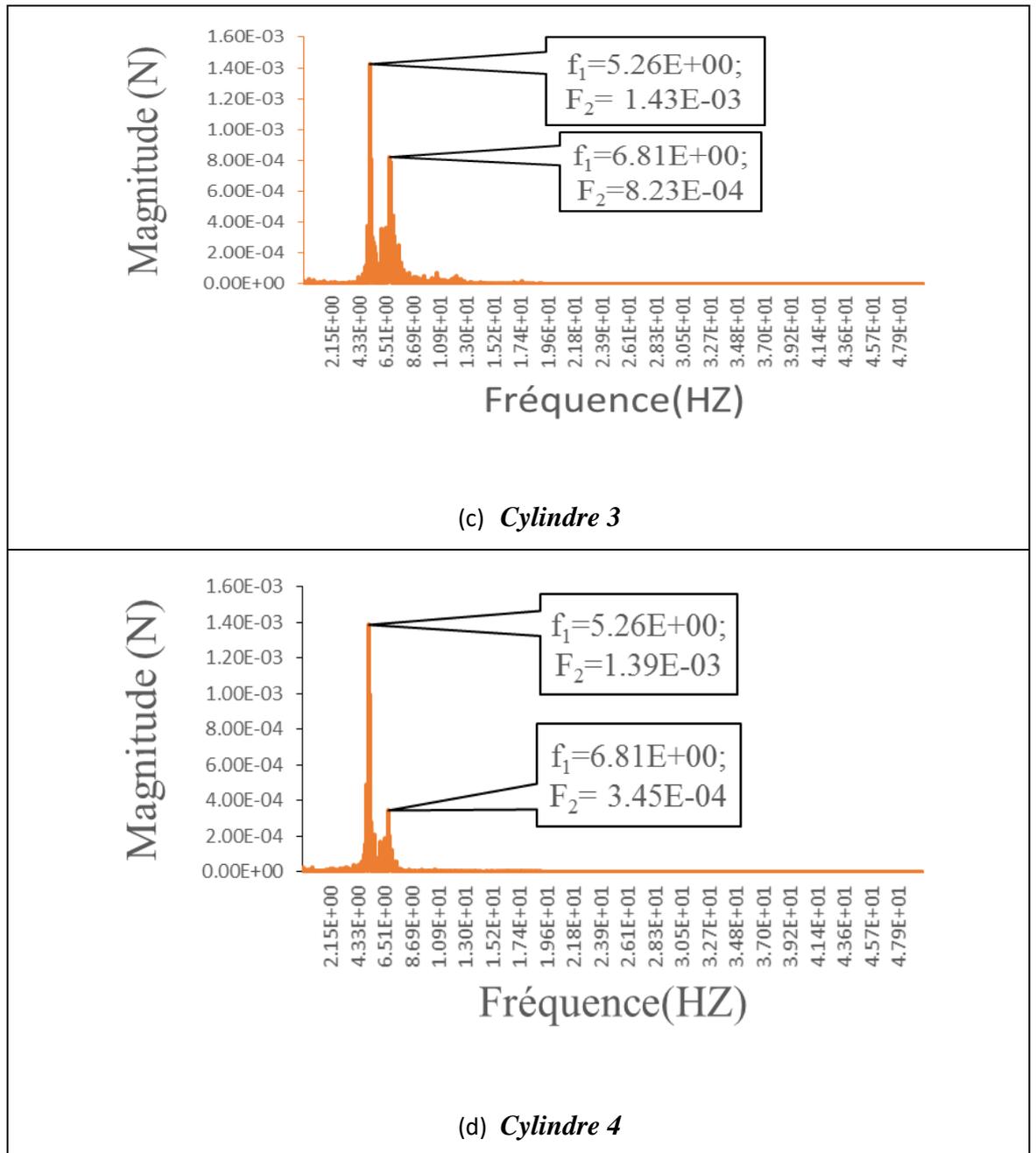
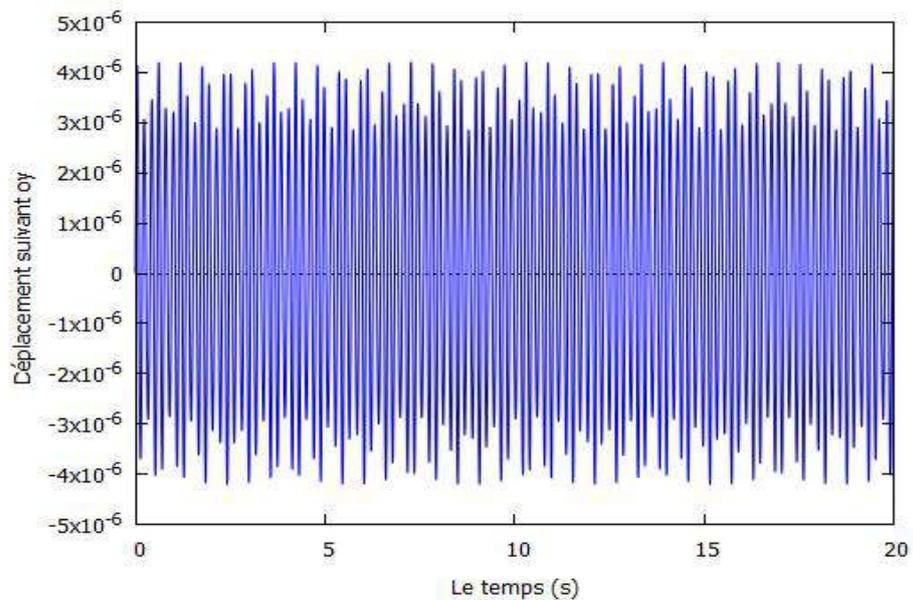
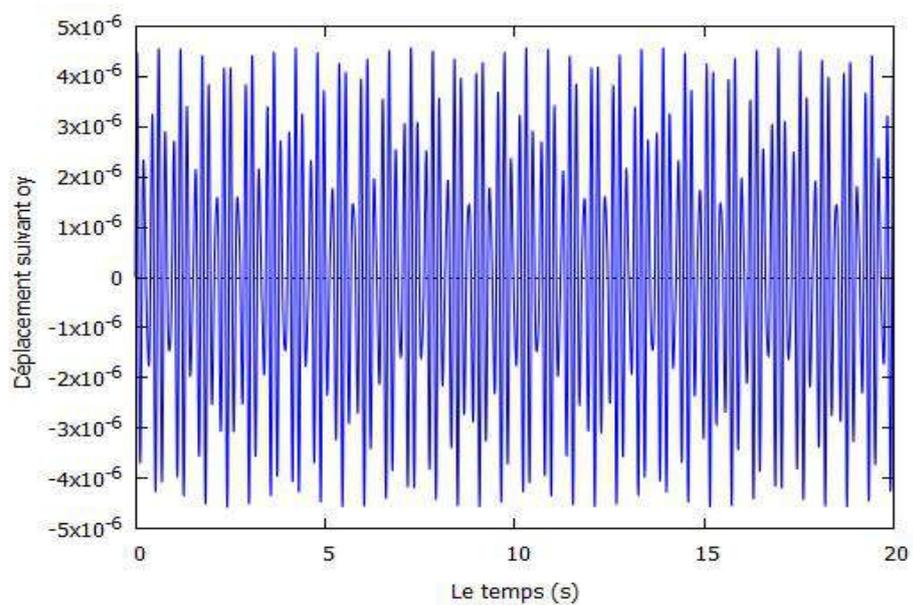


Figure. III.11: Spectre de fréquence des portances sur les quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=1000$).



(a) Cylindre 1



(b) Cylindre 2

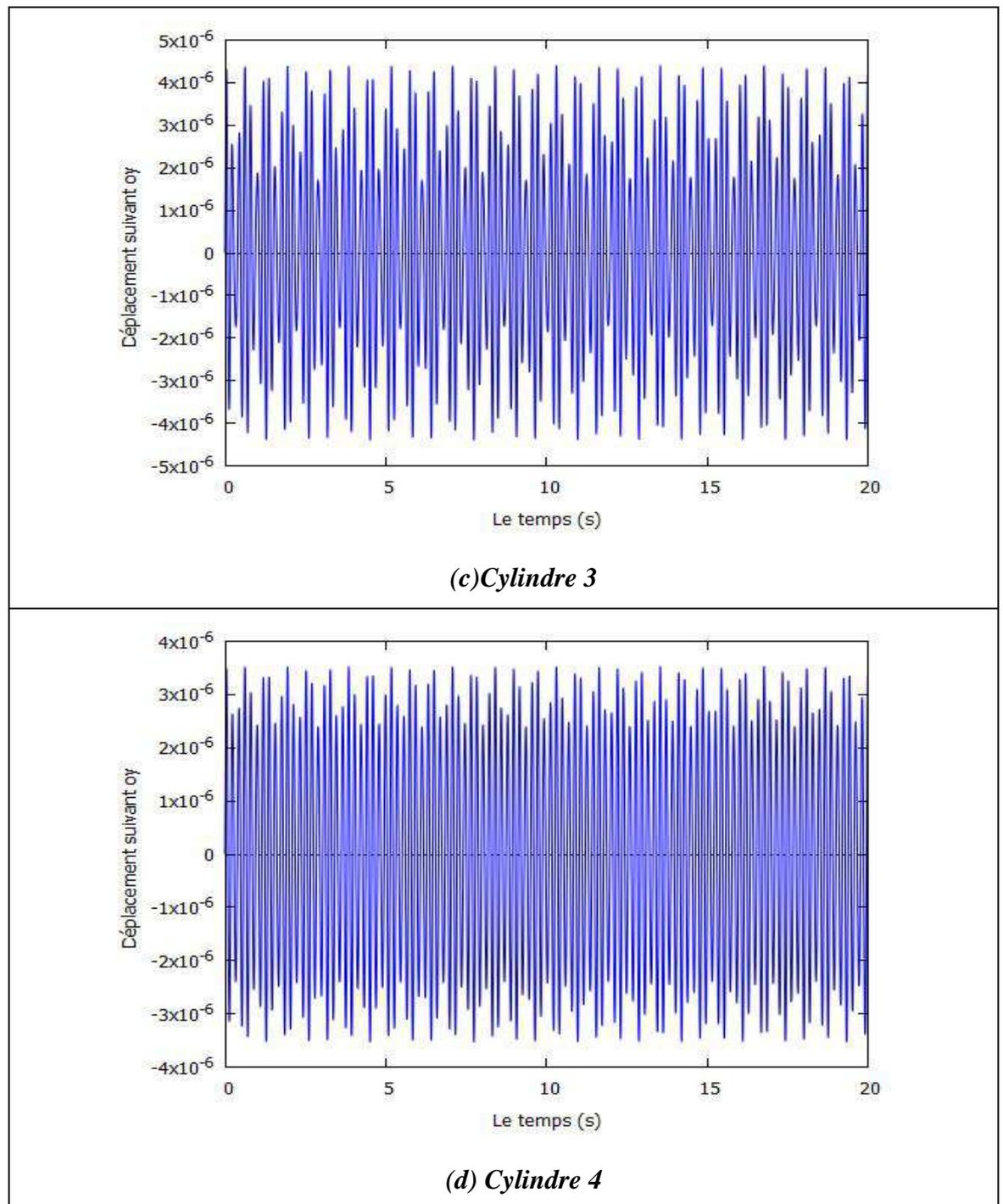
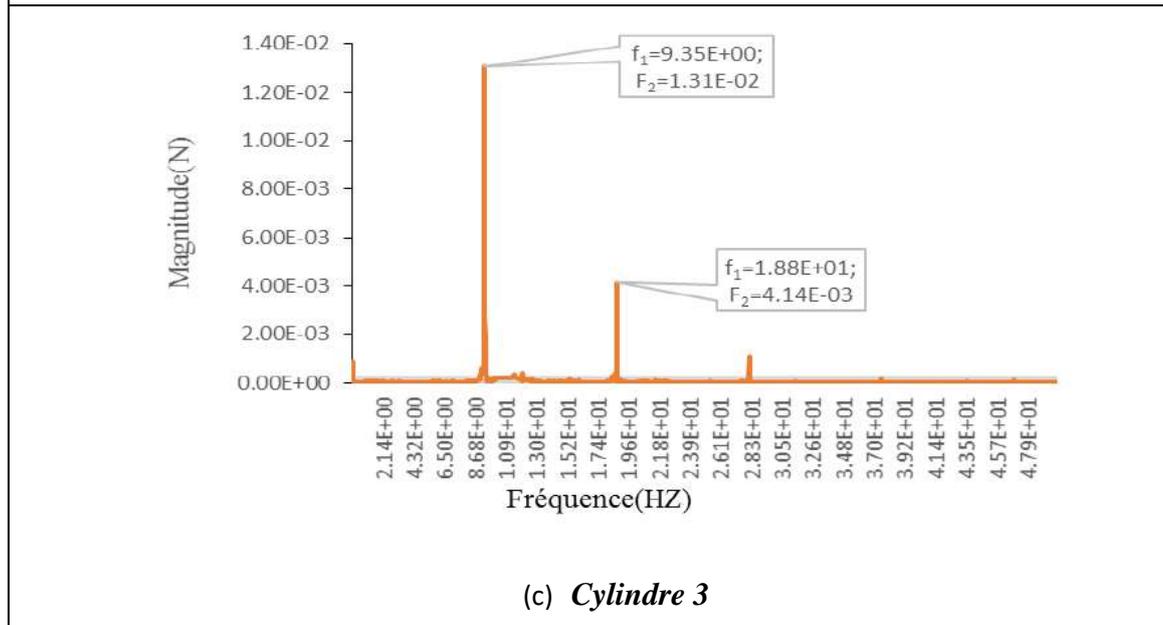
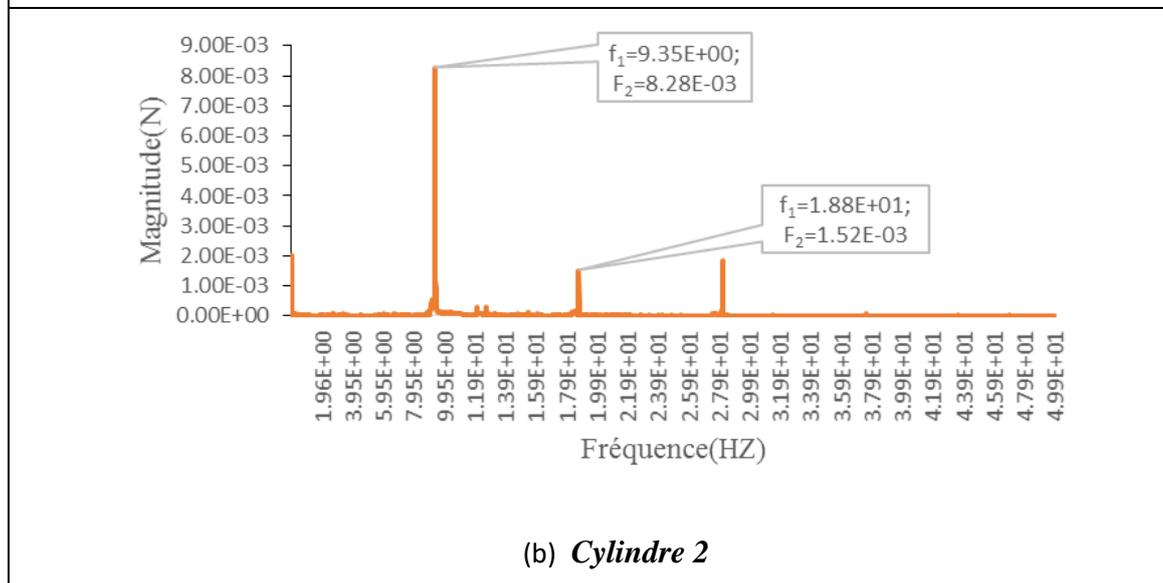
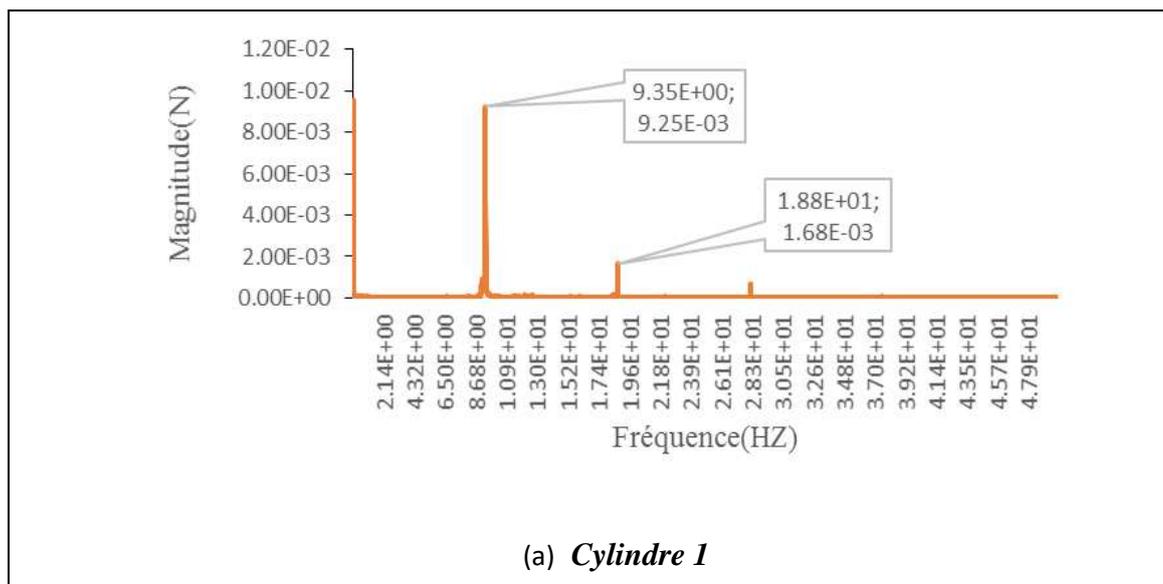


Figure.III.12: déplacement suivant (oy) des quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=1000$)

D'après la figure III.13 représentant les spectres des portances aux niveaux des quatre cylindres ($Re=2000$ et $P/D=1$), on remarque deux fréquences fondamentales sur chaque spectre. La réponse vibratoire de chaque cylindre est par conséquent le résultat de la superposition de deux harmoniques. Le déplacement suivant la direction oy est représenté sur la figure III.14.



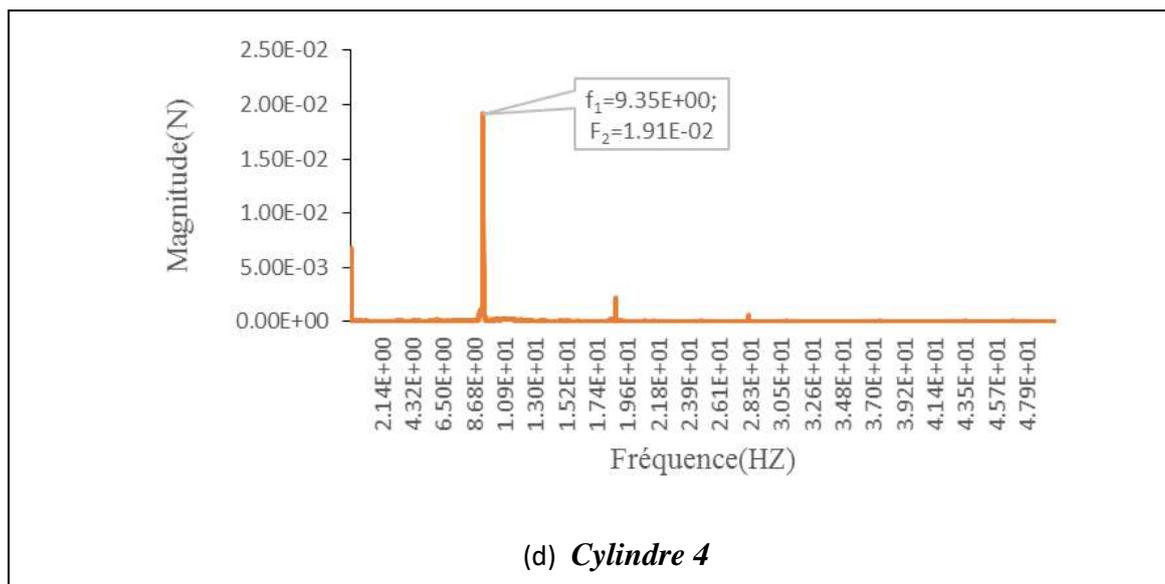
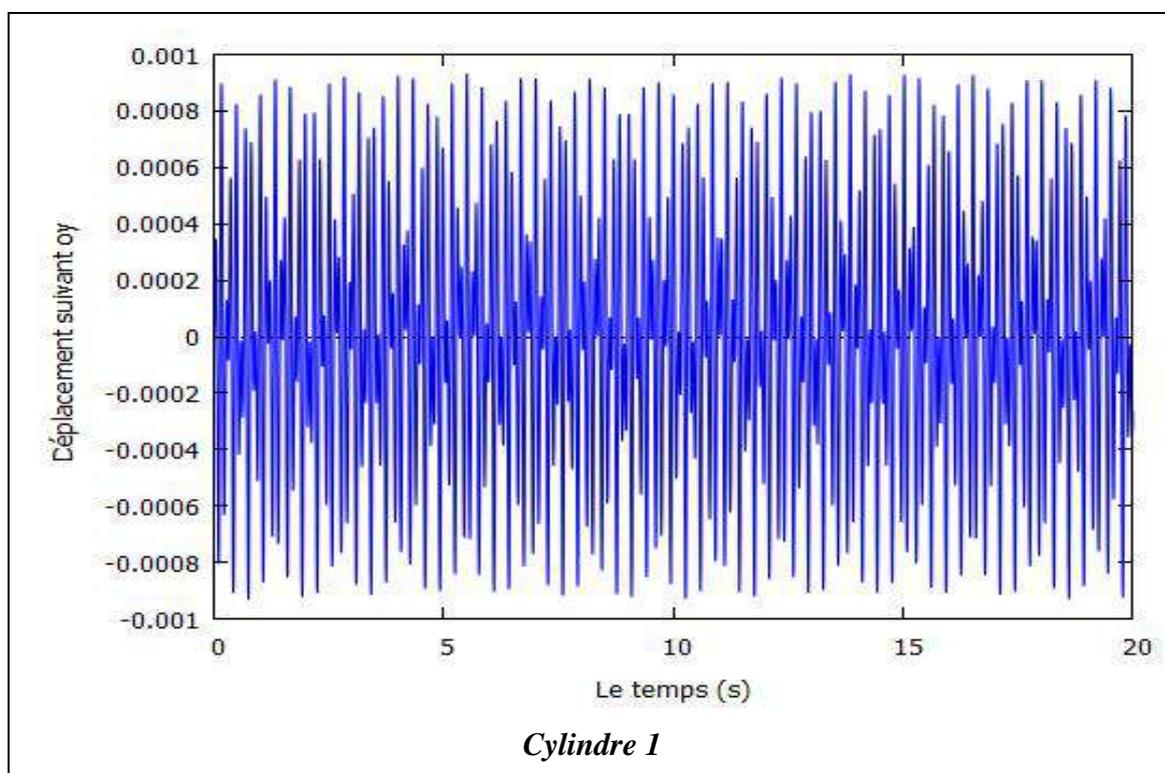
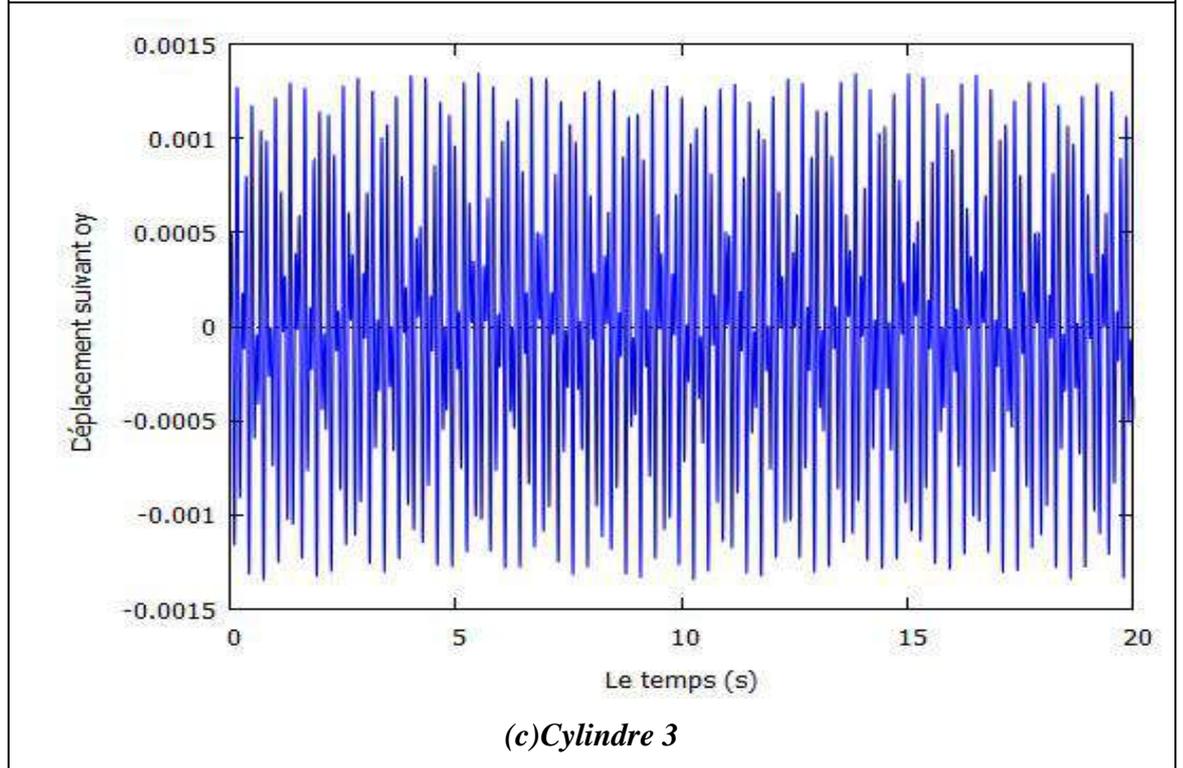
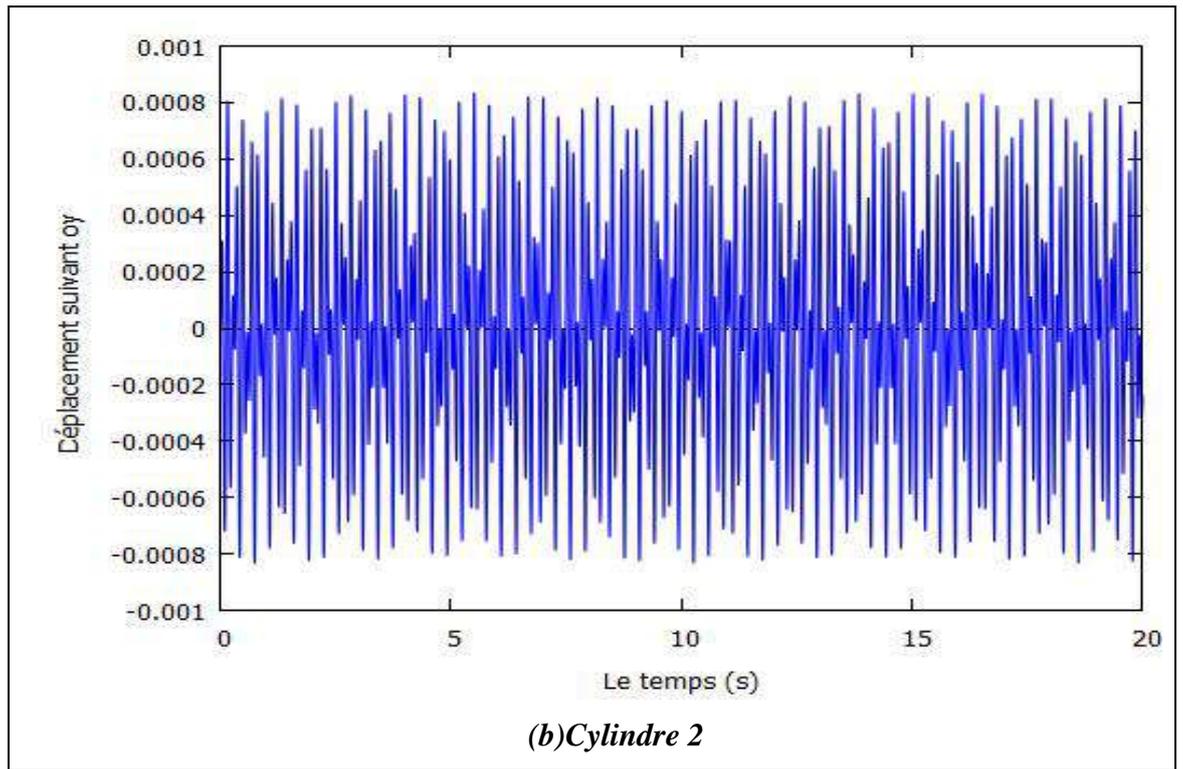


Figure. III.13 : Spectre de fréquence des portances sur les quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=2000$).





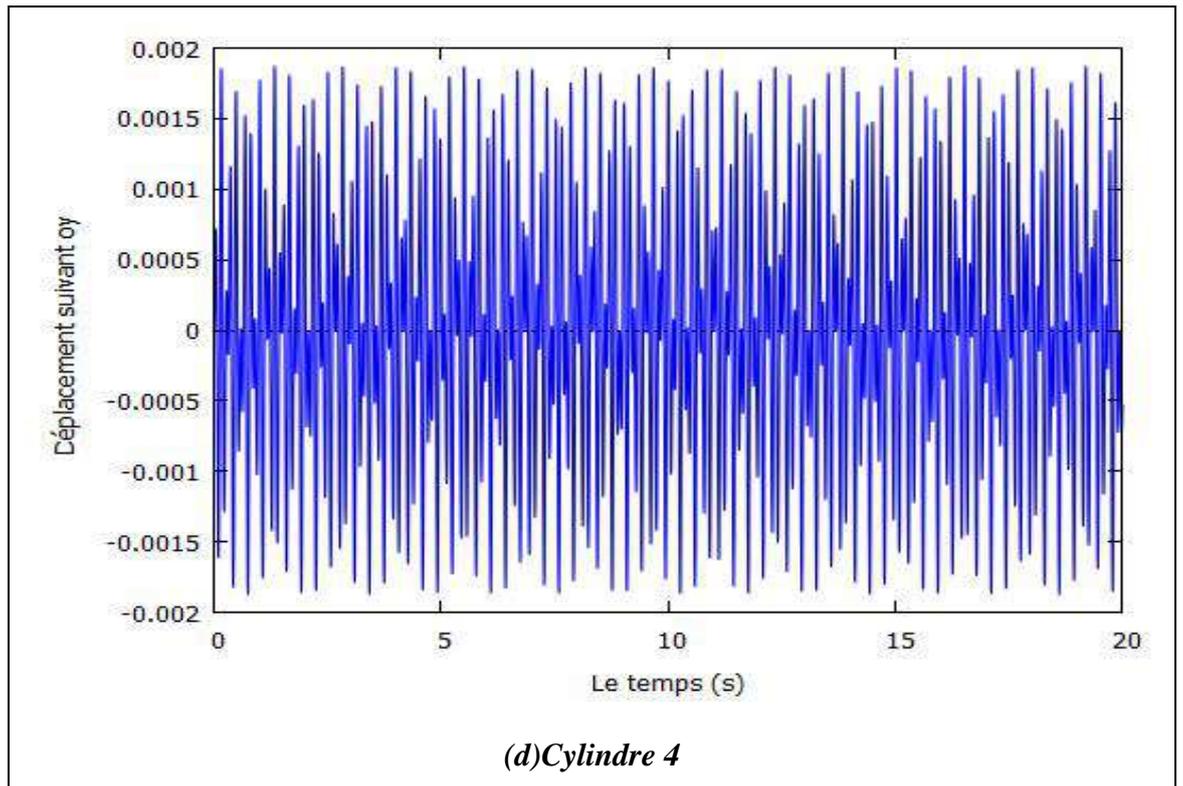
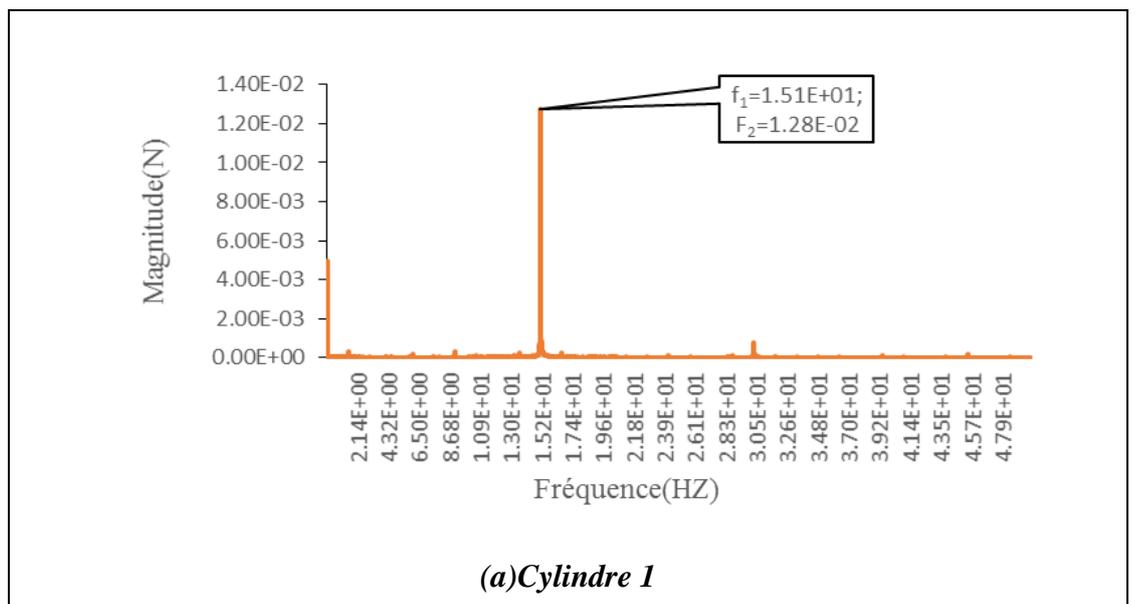


Figure.III.14: Déplacement suivant (oy) des quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=2000$).

Pour $Re=3000$ et $P/D=1$, on remarque un seul pic sur les spectres des portances. C'est-à-dire que le couplage des quatre cylindres est faible. Le déplacement suivant oy dans ce cas est représenté sur la figure III.15.



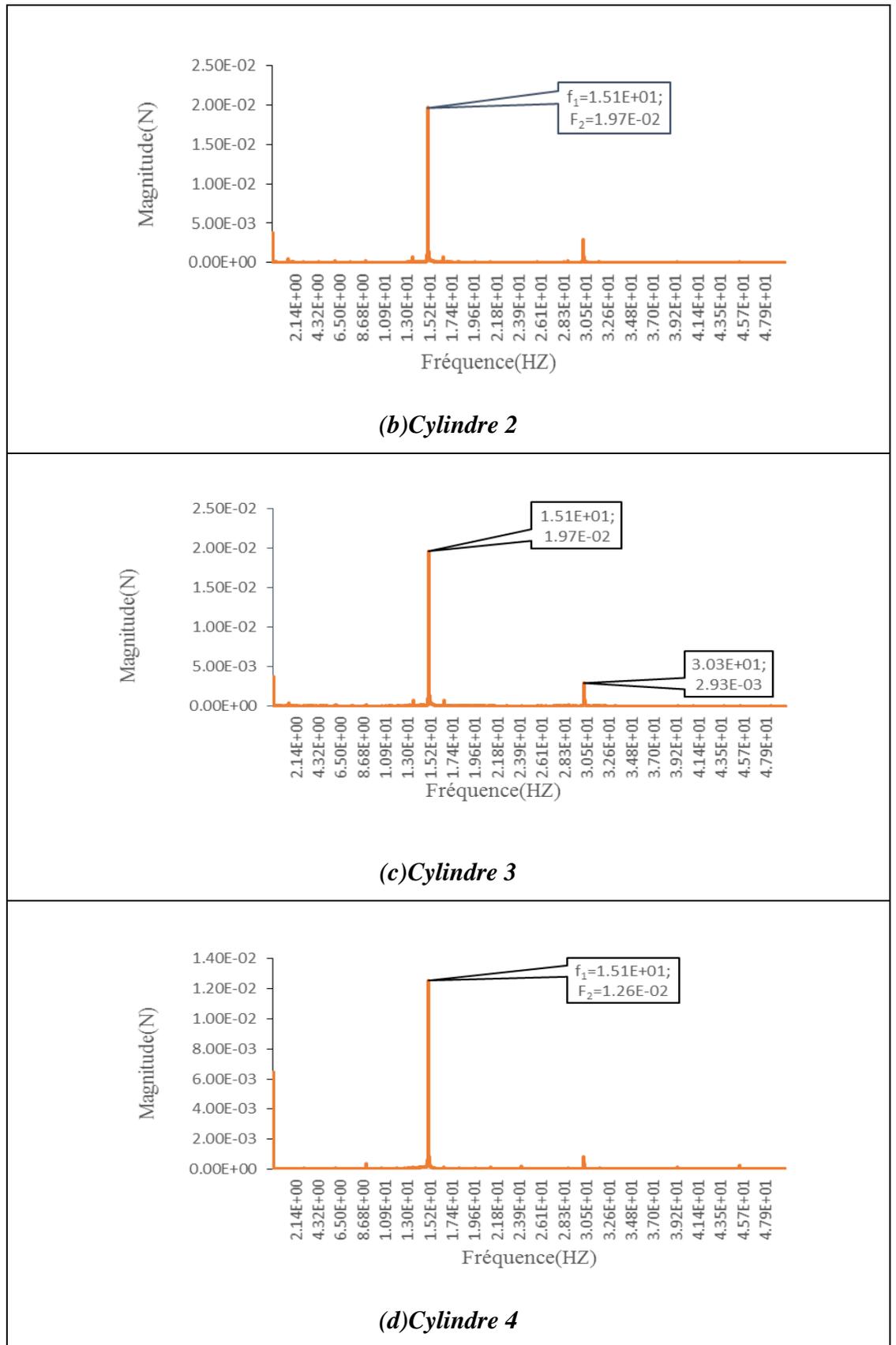
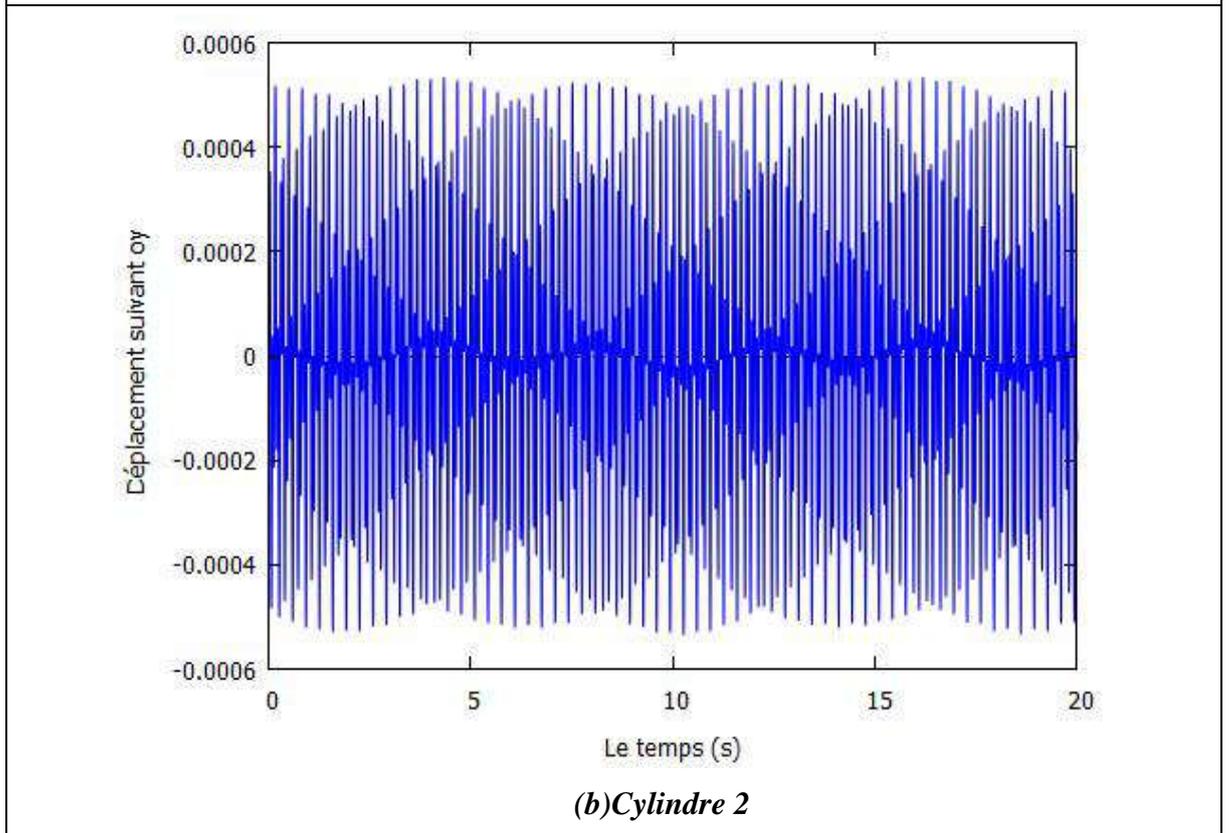
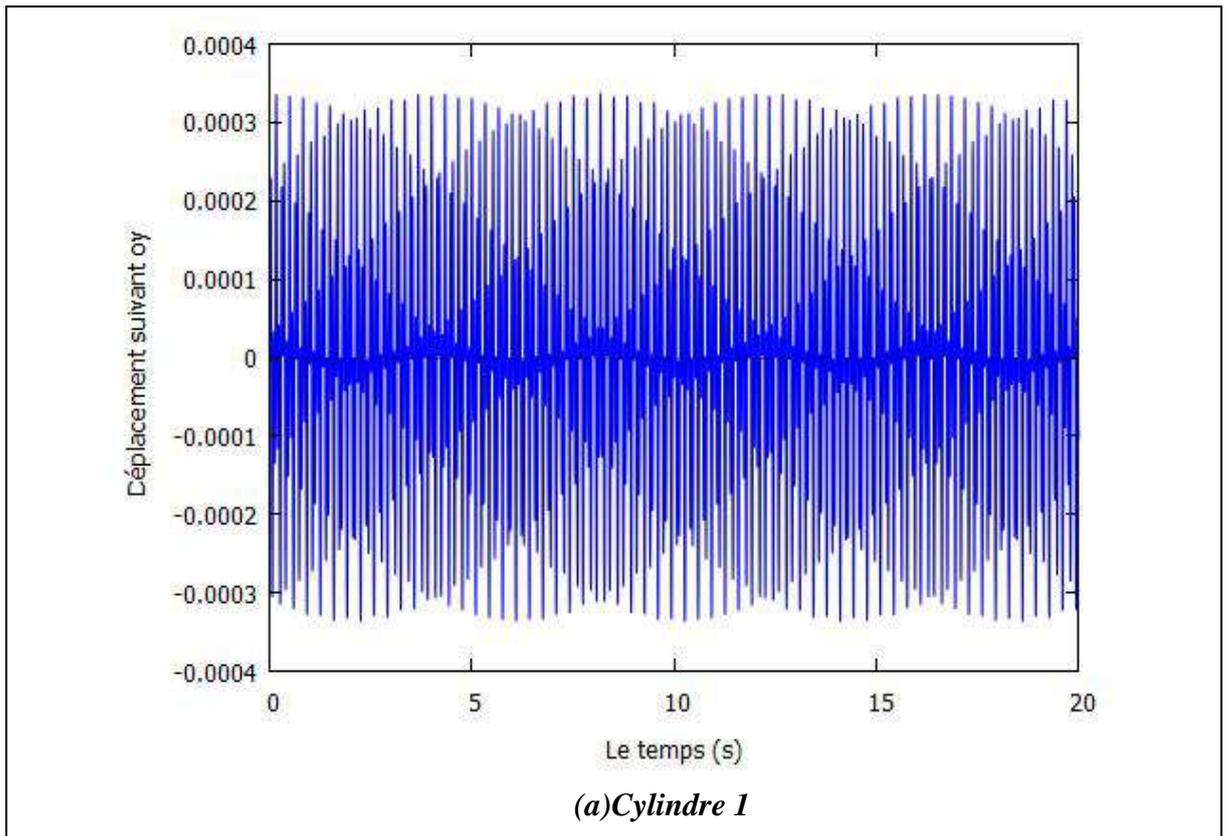


Figure III.15 : Spectre de fréquence des portances sur les quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=3000$).



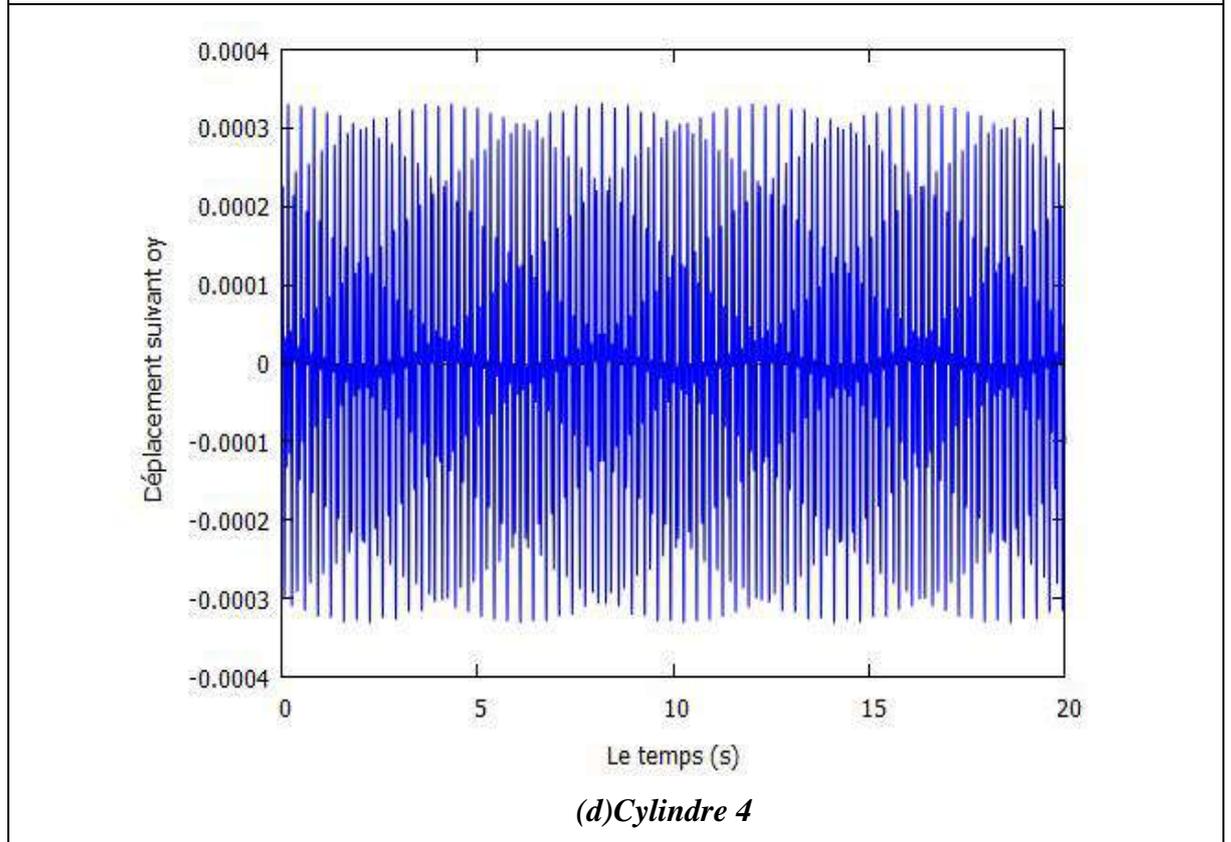
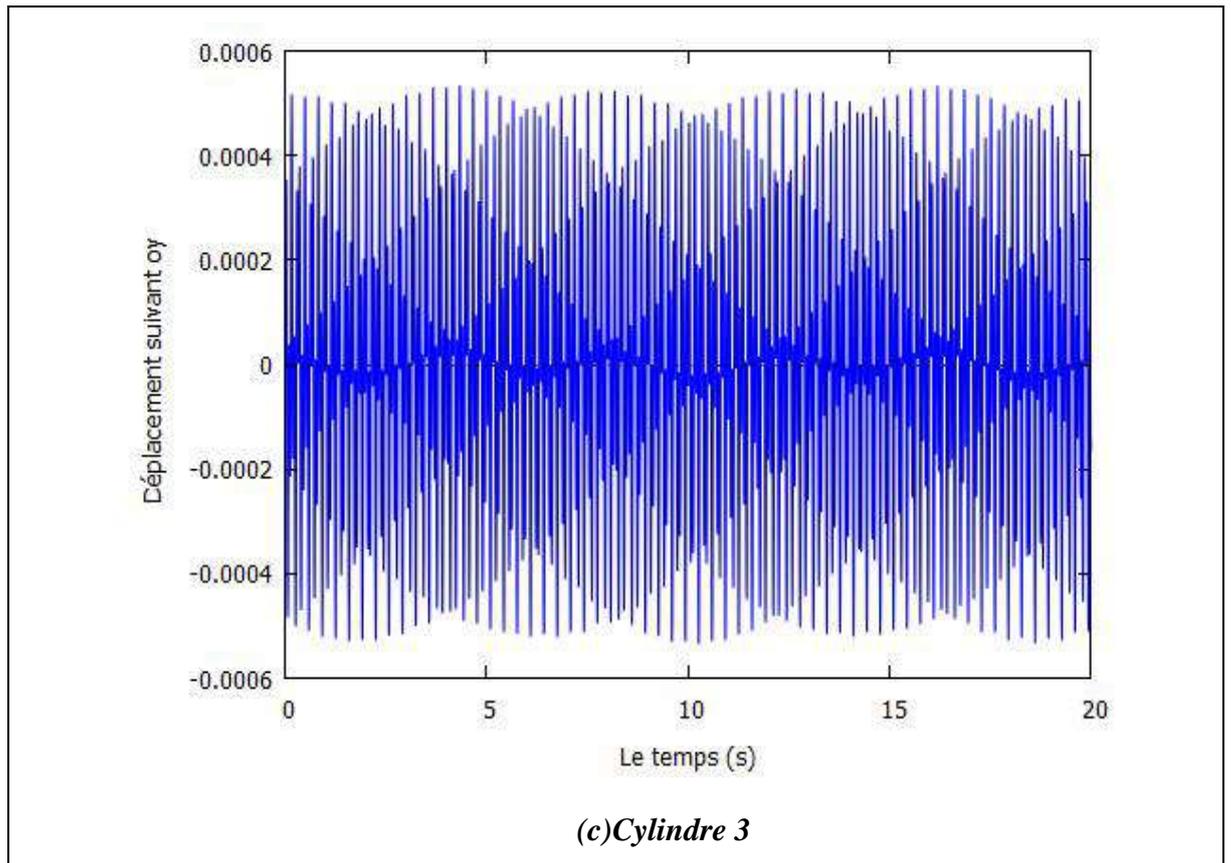


Figure. III.16: Déplacements suivant (oy) des quatre cylindres ($P/D=1$ et $Re=3000$).

***CONCLUSION
GENERALE***

Conclusion Générale

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés à Simulation numérique du comportement vibratoire d'un faisceau de tubes sous l'effet d'un écoulement de fluide. Nous avons principalement exposé les résultats de nos investigations numériques. Le phénomène à prédire n'est que les vibrations latérales d'un faisceau de quatre tubes à section circulaire en disposition rectangulaire sous l'effet d'un écoulement laminaire d'un fluide Newtonien et incompressible. L'effet de la vitesse d'écoulement et de la distance entre les cylindres sur le comportement dynamique de ces derniers a été exploré. La simulation numérique représente aujourd'hui une bonne alternative aux essais expérimentaux coûteux. L'économie potentielle est évidente puisque fabrication, installation, et réglage des maquettes ont disparus de la procédure. Nous avons utilisé les logiciels FLUENT pour effectuer nos simulations. Par le biais de l'algorithme de calcul FFT (Fast Fourier Transformation), nous avons pu tracer les spectres de fréquences relatives aux efforts de trainée et de portance. Les calculs réalisés, on mit en évidence la sensibilité des vibrations enregistrées aux régimes d'écoulements (vitesses) et aussi à la distance entre les quatre cylindres.

Nous avons examiné l'évolution de l'écoulement instationnaire autour de quatre cylindres arrangés en forme de carrée. Nous avons inspecté l'effet de la distance entre les cylindres sur l'évolution temporelle de la portance. Nous avons pu observer que l'interaction simultanée des quatre cylindres diminue et voir même disparaît en augmentant la distance entre les cylindres ou bien la vitesse d'écoulement.

Il est clair que le signal des portances des cylindres 2 et 3 (en arrière) et des cylindres 1 et 4 (à l'avant) ne sont pas semblables. La différence est sûrement due à l'interaction des quatre cylindres. En réalité c'est les cylindres (1 et 4) placés à l'avant qui vont perturber l'écoulement est provoqué des changements dans la structure de l'écoulement autour des cylindres 2 et 3 placés à l'arrière.

Nous souhaitons que par le présent travail et cette modeste contribution, nous avons pu contribuer à la compréhension des phénomènes d'interactions fluides-structures qui prennent naissance lors d'un écoulement de fluide dans un faisceau de tubes.

Bibliographie

- [1] **Dr. ERIC SERRE** Etude des vibrations induites par vortex dans le sillage d'un cylindre monté sur ressort. Application à la production d'énergie Laboratoire de Mécanique, Modélisation & Procédés Propres M2P2 château Gombert Marseille .2011

- [2] **BEDJEGHIT EL-HOUAS.** Etude expérimentale et numérique d'un écoulement autour d'obstacles carré et cylindrique. 2009/2010.

- [3] **FRANCOIS BOULOT, DANIEL MILAN** Vibrations des structures dans un écoulement sous l'effet de détachements tourbillonnaires du sillage Edition : La Houille Blanche revue international. 2009.

- [4] **YOANN JUS** Modélisation et simulation numérique de vibrations induites par écoulements autour d'obstacles cylindriques seuls ou en réseaux ; Université Pierre et Marie Curie – Paris. 2011.

- [5] **SAUL FERREIRA PEREZ** Simulation numérique et modélisation de l'interaction fluide-structure et étude vibratoire de deux cylindres en tandem à nombre de Reynolds élevé ; Institut National Polytechnique de Toulouse 09-09- 2013.

- [6] **LOAN C. POPA,** « MODELISATION NUMERIQUE DU TRANSFERT THERMIQUE, Méthode des volumes finis », Université Craiova, 2002.